

## تحلیل ترموماکتیکال سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز، توربین بخار برای دو حالات اتصال مستقیم و غیر مستقیم پیل سوختی و توربین گاز

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک و مواد، دانشگاه تحصیلات تکمیلی صنعتی و فناوری پیشرفت، کرمان، ایران

صابر صادقی

### چکیده

در کار حاضر سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار از نظر اقتصادی و ترمودینامیکی بررسی شده است. به منظور تحلیل اقتصادی هزینه سالیانه شده و برای تحلیل ترمودینامیکی با حل معادله بقاع اثری، راندمان اثری بدست آمده است. اتصال پیل و توربین گاز، به صورت مستقیم یا غیر-مستقیم و همچنین گرمایش واکنشگرهای وروودی به پیل، تماماً با خروجی توربین گاز یا پیش گرمایش با خروجی توربین گاز و گرمایش نهایی با خروجی محفظه پس سوز، چهار پیکربندی متفاوت ایجاد می‌کنند که از نظر اقتصادی و ترمودینامیکی مورد بررسی قرار گرفته‌اند. این چهار پیکربندی می‌توانند شرایطی را ایجاد کنند که فشار کاری پیل و توربین گاز متفاوت با یکسان باشد و از طرفی دمای کارکردی متفاوتی برای پیل ایجاد شود. نتایج نشان می‌دهد که سیستم ترکیبی با اتصال مستقیم و گرمایش واکنشگرهای تنها با خروجی توربین گاز، بازاری شدت جریان  $1000 \text{ A/m}^2$  با راندمان  $59\%$  و هزینه سالیانه  $416290 \text{ \$/year}$  مناسب‌ترین سیستم به لحاظ ترمودینامیکی و بازاری شدت جریان  $5000 \text{ A/m}^2$  با راندمان  $52.7\%$  و هزینه سالیانه  $212438 \text{ \$/year}$  مناسب‌ترین سیستم به لحاظ اقتصادی است.

**واژه‌های کلیدی:** پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز، توربین بخار، ترموماکتیکال.

## Thermo-economic Analysis of the Solid Oxide Fuel Cell, Gas Turbine and Steam Turbine Hybrid System for Fuel Cell and Gas Turbine Direct and Indirect Connection

S. Sadeghi

Faculty of Mechanical and Material Engineering, Graduate University of Advanced Technology,  
Kerman, Iran

### Abstract

Present work considers the thermo-economic analysis of solid oxide fuel cell (SOFC), gas turbine (GT) and steam turbine (ST) hybrid system. The annualized cost is considered to economic analysis and for thermodynamics analysis, the energy equations are solved to obtain the energy efficiency. Directly or indirectly connection of SOFC and GT and also heating the SOFC input reactants with only GT output or the GT output with the after burner output offers four different configurations. These different configurations can cause condition that SOFC and GT have different operating pressure or the same ones, and also can cause different SOFC operating temperatures. Results show that the hybrid system with SOFC and GT direct connection and using only the GT output for heating is the optimum thermodynamics hybrid system with 59.3% efficiency and 416290 \\$/year annualized cost for 1000 A/m<sup>2</sup> current density. And the hybrid system with these condition is the optimum economic hybrid system with 52.7% efficiency and 212438 \\$/year annualized cost for 5000 A/m<sup>2</sup> current density.

**Keywords:** solid oxide fuel cell, gas turbine, steam turbine, thermo-economic.

جامد را با توربین گاز ترکیب کرد و به توان اسمی ۲۰۰ کیلووات با  
با زده ۵۷ درصد دست یافت. سپس مدل‌های ترمودینامیکی و ریاضی  
متفاوتی توسط گروه‌های تحقیقاتی آیدی و همکاران [۱] و سپس گستاخانگان و  
یکی از اولین تحقیقات آیدی و همکاران [۲] و سپس گستاخانگان و  
همکاران [۳] تحلیل و طراحی سیستم‌های ترکیبی توربین گاز و پیل  
سوختی اکسید جامد را انجام دادند. چان و همکاران [۴]، راجاشکارا  
[۵]، سانگ و همکاران [۶]، لای و همکاران [۷] و کوماتسو و  
همکاران [۸] از جمله کسانی بودند که در مورد مدلسازی این سیستم  
ترکیبی تحقیقات خوبی انجام دادند. تاثیر پارامترهای مختلف بر  
عملکرد این سیستم ترکیبی در حالت اتصال غیرمستقیم توسط عامری  
و محمدی [۹] بررسی شده است که بیان می‌کند افزایش شدت  
جریان پیل سبب کاهش راندمان و افزایش توان تولیدی می‌شود. و در  
حال اتصال مستقیم توسط دانگ و همکاران [۱۰] و سانی و همکاران  
[۱۱] مورد بررسی قرار گرفته است که حاکی از آن است، دمای پایین  
وروودی به پیل سوختی و نسبت فشار پایین سبب افزایش راندمان

### ۱- مقدمه

افزایش آلودگی هوا و ایجاد مشکلات زیست محیطی و همچنین  
کاهش میزان ذخایر سوخت‌های فسیلی، تلاش برای ایجاد سیستم‌های  
تولید توان پریاژده را روزافزون کرده است. پیل‌های سوختی از جمله  
پریاژده‌ترین سیستم‌های تولید توان به شمار می‌روند. در میان پیل‌های  
سوختی، پیل سوختی اکسید جامد به علت دمای کارکردی بالا و در  
نتیجه قابلیت ترکیب با دیگر سیستم‌های تولید توان از اقبال بیشتری  
برخوردار بوده است. یک مورد پرکاربرد استفاده از پیل سوختی اکسید  
جامد در سیستم‌های تولید توان ترکیبی، ترکیب این پیل سوختی با  
توربین گازی می‌باشد [۱]. برای اولین بار در سال ۱۹۷۰ میلادی  
شرکت زیمنس وستینگھوس تحقیقاتی بر روی این سیستم ترکیبی  
انجام داد [۲]. از دیگر تحقیقات اولیه می‌توان به کار چانی و  
همکاران [۳]، لای و سودهوف [۴] و ماساردو و لوبلی [۵] اشاره کرد. در  
سال ۲۰۰۰ شرکت زیمنس وستینگھوس یک پیل سوختی اکسید

\* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: s.sadeghi@kgut.ac.ir

تاریخ دریافت: ۹۶/۱۰/۱۷

تاریخ پذیرش: ۹۷/۰۹/۲۶

به صورت مستقیم به هم متصل شده بودند و سیکل ارگانیک رنکین را مورد مطالعه قرار دادند. آنها اثر نوع سیال عامل موجود در سیکل ارگانیک رنکین بر راندمان سیستم را بررسی کردند و دریافتند که R236fa بهترین سیال عامل است.

در تحقیقات بیان شده همواره یکی از دو روش اتصال مستقیم یا غیرمستقیم پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز استفاده شده و هیچ گاه تاثیر شیوه اتصال این دو سیستم تولید توان بر عملکرد سیستم ترکیبی مورد مقایسه قرار نگرفته است. از طرفی در کارهای گذشته تاثیر استفاده از دو سری مبادله‌کن گرما برای بالا بردن دمای ورودی به پیل سوتختی و در نتیجه افزایش دمای کارکرد پیل سوتختی بر عملکرد ترموماکتصادی سیستم ترکیبی برسی نشده است. علاوه بر این ترکیب پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز با توربین بخار بسیار کم مورد مطالعه قرار گرفته، که در این مطالعه تاثیر آن بر عملکرد سیستم ترکیبی با شرایط کاری متفاوت بررسی خواهد شد.

در کار حاضر پیکربندی‌های مختلفی برای سیستم ترکیبی پیل سوتختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار منظر قرار گرفته و تاثیر پارامترهای مختلف بر عملکرد این پیکربندی‌ها، که براساس شیوه اتصال پیل سوتختی و توربین گاز و نحوه گرمایش واکنشگرهای ورودی به پیل سوتختی طراحی شده‌اند، مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از ایجاد پیکربندی‌های مختلف، فراهم کردن امکان ایجاد شرایط دمایی و فشاری متفاوت و بررسی تاثیر آن‌ها می‌باشد. این موضوع تاکنون در مقالات مورد بررسی قرار نگرفته است. معیار مقایسه، عملکرد ترمودینامیکی و اقتصادی سیستم‌های مختلف است که شامل راندمان، هزینه سالیانه شده، توان اجزاء، توان کلی سیستم و دما و ولتاژ پیل سوتختی اکسید جامد می‌باشد. همچنین اثر تغییر نرخ تورم و عمر مفید سیستم ترکیبی، بر هزینه سالیانه شده نیز مورد بررسی قرار گرفته است.

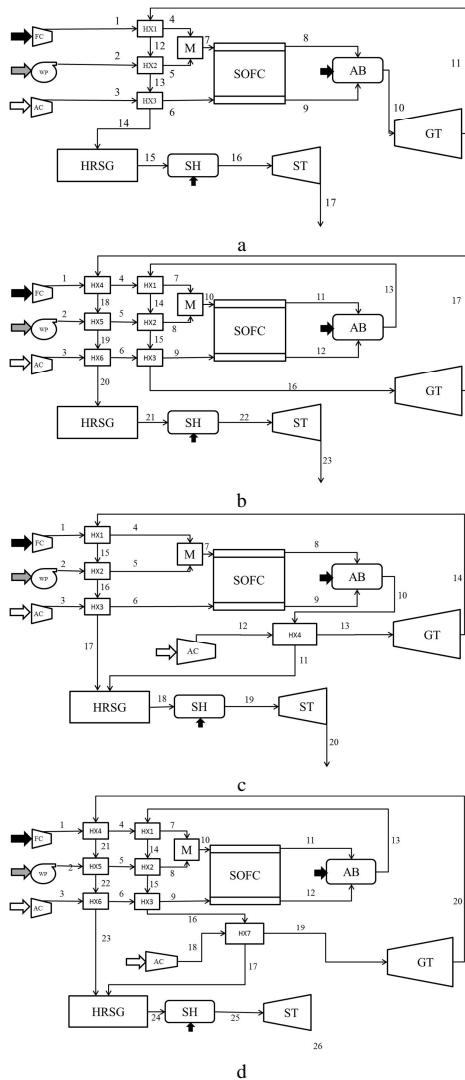
## ۲- تفسیر سیستم‌ها

در کار حاضر چهار پیکربندی متفاوت از ترکیب پیل سوتختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار که در شکل ۱ آورده شده‌اند، مورد بررسی و مقایسه قرار گرفته است. در سیستم a خروجی پیل سوتختی وارد محفظه پس‌سوز شده و با تزریق مقداری سوتخت با دمای بالا وارد توربین گاز می‌شود و توان تولید می‌کند. خروجی توربین گاز ابتدا برای پیش گرمایش سوتخت، آب و هوای ورودی به پیل سوتختی مورد استفاده قرار می‌گیرد و سپس وارد HRSG شده تا بخار مورد نیاز توربین بخار را فراهم سازد. خروجی HRSG وارد سوپرھیتر شده تا با تزریق مقداری سوتخت به دمای لازم برای ورود به توربین بخار برسد. در سیستم b از خروجی توربین گاز برای بالا بردن دمای ورودی‌های پیل سوتختی تا یک دمای مشخص استفاده می‌شود. خروجی محفظه پس‌سوز ابتدا دمای این ورودی‌ها را به اندازه مورد نظر برای ورود به پیل سوتختی می‌رساند و سپس به منظور تولید توان وارد توربین گاز می‌شود. با این روش می‌توان دمای واکنشگرهای ورودی پیل سوتختی را بالاتر برد و در نتیجه دمای کار پیل را افزایش داد. در سیستم‌های c و

d سیستم ترکیبی می‌شود. همچنین این سیستم ترکیبی از نظر اقتصادی، اگزرزی و زیست محیطی نیز توسط محققین زیادی مورد مطالعه قرار گرفته است. از جمله این کارها می‌توان به کار ماسادرو و ماجیستری [۱۵]، اسیرامولو و گوپتا [۱۶] و فتابهیان و همکاران [۱۷]، که در هر سه از اتصال مستقیم پیل سوتختی به توربین گازی وارد کردن محصولات پیل سوتختی به توربین گاز برای تولید توان استفاده شده، اشاره کرد. نتایج آنها نشان می‌دهد که بیشترین تخریب اگزرزی در پیل سوتختی و محفظه احتراق یعنی جایی که واکنش‌های شیمیایی انجام می‌شوند، اتفاق می‌افتد. سیستم ترکیبی پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز توسط خانی و همکاران [۱۸] که در آن از شیوه اتصال غیرمستقیم استفاده شده و توسط وو و زو [۱۹] که در آن از شیوه اتصال مستقیم استفاده شده، از دیدگاه‌های مختلف بهینه‌سازی شده است. از جمله کارهایی که روی ترکیب پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز در ایران انجام شده، می‌توان به کار پیرکندی و همکاران [۲۰] اشاره کرد. آنها عملکرد ترمودینامیکی یک سیستم ترکیبی شامل پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز که به روش مستقیم به هم متصل شده‌اند را برای تولید همزمان برق و گرما مورد بررسی قرار دادند. نتایج آنها نشانگر افزایش بازده سیستم هیبریدی در اثر افزایش دما و فشار کاری پیل تا حدود ۸۰ درصد بود.

از خروجی توربین گاز می‌شود برای ایجاد بخار و رامندازی توربین بخار استفاده کرد. اضافه کردن توربین بخار به سیستم ترکیبی پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز کمتر مورد بررسی قرار گرفته است. ارسالیس و اسپاکوسکی [۲۱] یک تحلیل ترموماکتصادی از یک پیکربندی خاص برای سه توان متفاوت ارایه و اندازه‌های متفاوت پیل سوتختی را برای انتخاب مناسب به لحاظ ترمودینامیکی و اقتصادی بررسی کردند. اولوی و همکاران [۲۲] نیز یک پیکربندی خاص را به لحاظ انرژی، اگزرزی و اقتصادی تحلیل کرده‌اند و راندمان انرژی و اگررژی را به ترتیب ۷/۶۴ و ۷/۶۲ بدست آورندن. چوی و همکاران [۲۳] به ترکیب پیل سوتختی اکسید جامد-توربین بخار، یک سیستم جذب دی‌اکسیدکربن اضافه کردد و آن را مورد بررسی قرار دادند. نتایج بیان می‌کند که توان توربین بخار و توربین گاز با افزایش دمای ورودی به توربین گاز افزایش می‌یابد و راندمان سیستم ترکیبی با اضافه کردن سیستم جذب دی‌اکسید کربن حدود ۵/۵ کاهش می‌یابد. ولایا و همکاران [۲۴-۲۵] امکان ترکیب پیل سوتختی اکسید جامد با توربین گاز و توربین بخار مورد بررسی قرار دادند و به راندمان حدود ۵۹/۵٪ دست یافتند. یک ترکیب پیچیده از این سه سیستم تولید توان توسط ابرا [۲۶] مورد بررسی قرار گرفت. ابرا از یک سیستم پیل سوتختی اکسید جامد با بهسازی خارجی استفاده کرد و محصولات خروجی از توربین گاز را به کاتند پیل سوتختی وارد کرد. نتایج نشان می‌دهد که با انتخاب ۵۴۲ کیلووات پیل سوتختی، ۵۵۰ کیلووات توربین گاز و ۳۰۸ کیلووات توربین بخار می‌توان بار مورد نظر را به صورت پایدار تأمین کرد. اریشچین و همکاران [۲۷] یک آنالیز محاسباتی برای طراحی بهینه سیستم ترکیبی پیل سوتختی اکسید جامد و توربین گاز با تکیه بر اثر نسبت مصرف سوتخت بر راندمان و هزینه نسبت انجام دادند. نتایج آنها نشان داد که بیشترین راندمان در نسبت مصرف سوتخت ۰/۸ بدست می‌آید. راجینی سینگ و انکار سینگ [۲۸] سیستم ترکیبی شامل پیل سوتختی اکسید جامد، توربین گاز که

تعادل برای واکنش‌های بهسازی و دگرگونی از معادله (۲) محاسبه می‌شوند. این ثابت‌ها در معادلات (۵) و (۶) جایگذاری شده و سه معادله (۵)، (۶) و (۷) به طور همزمان برای محاسبه  $x$ ,  $y$ ,  $z$  حل می‌شوند.

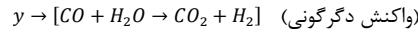
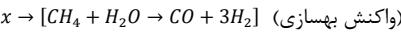


شکل ۱- پیکربندی‌های مختلف از ترکیب پیل سوختی، توربین گاز و توربین بخار: (a) اتصال مستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش و روودی‌های پیل سوختی تماماً با خروجی توربین گاز. (b) اتصال مستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش و روودی‌های پیل سوختی با خروجی توربین گاز و خروجی پس‌سوز. (c) اتصال غیرمستقیم پیل سوختی و توربین گاز، گرمایش و روودی‌های پیل سوختی تماماً با خروجی توربین گاز، گرمایش و روودی‌های پیل سوختی با خروجی توربین گاز و خروجی پس‌سوز.

d خروجی پیل سوختی مستقیماً وارد توربین گاز نمی‌شود و از آن برای گرمایش سیال عامل ورودی به توربین گاز، که در اینجا هوا در نظر گرفته شده، در یک مبادله کن گرما استفاده می‌شود. با این روش سیال عامل پیل سوختی و توربین گاز از هم جدا شده و می‌توان برای این دو قسمت فشارهای متفاوتی در نظر گرفت. تفاوت سیستم c و سیستم d شبیه تفاوت سیستم a و b می‌باشد. در نتیجه در سیستم d دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر از سیستم c خواهد بود.

### -۳- پیل سوختی اکسید جامد

به منظور استفاده از سوختهای هیدروکربنی (در این تحقیق متان به عنوان سوخت در نظر گرفته شده است) در پیل سوختی اکسید جامد [۷]، نیاز به بهسازی(reforming) و تبدیل آن به هیدروژن در داخل یا خارج پیل می‌باشد. بهسازی داخلی به دلیل کاهش هزینه و بهبود خنک‌کاری پیل سوختی پیشنهاد مناسبتری می‌باشد. مکانیزم‌های واکنش در پیل سوختی با بهسازی داخلی به صورت زیر می‌باشند:



$x$ ,  $y$ ,  $z$  در این معادلات نرخ مولی پیشرفت واکنش‌ها را نشان می‌دهند. ثابت تعادل واکنش‌های بهسازی (reforming) و دگرگونی (shifting) تابع دما می‌باشد و می‌توان آنها را از رابطه زیر بدست آورد:

$$\log K_p = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E \quad (2)$$

ثابت‌های این معادله برای دو واکنش در مقاله چان و همکاران [۷] آورده شده است. فرض می‌شود که واکنش‌های بهسازی و دگرگونی همواره در تعادل باشند. ثابت‌های تعادل را همچنین می‌توان از فشارهای جزئی واکنشگرها و محصولات طبق معادلات زیر بدست آورد:

$$K_{p,r} = \frac{P_{H_2}^3 \times P_{CO}}{P_{CH_4} \times P_{H_2O}} \quad (3)$$

$$K_{p,s} = \frac{P_{CO_2} \times P_{H_2}}{P_{CO} \times P_{H_2O}} \quad (4)$$

با ارتباط دادن فشارهای جزئی به نرخ مولی پیشرفت واکنش‌ها

جایگزینی در معادلات بالا به معادلات زیر خواهیم رسید:

$$K_{p,r} = \frac{([n_{H_2}]^{in} + 3x + y - z)^3 \times ([n_{CO}]^{in} + x - y)}{([n_{CH_4}]^{in} - x) \times ([n_{H_2O}]^{in} - y + z) \times \frac{P_{cell}^2}{([n_{tot}]^{in} + 2x)^2}} \quad (5)$$

$$K_{p,r} = \frac{([n_{CO_2}]^{in} + y) \times ([n_{H_2}]^{in} + 3x + y - z)}{([n_{CO}]^{in} + x - y) \times ([n_{H_2O}]^{in} - y + z)} \quad (6)$$

$$U_f = \frac{z}{3x + y} \rightarrow z = U_f \times (3x + y) \quad (7)$$

در روابط بالا  $in$  نشان دهنده ورودی‌های است و  $U_f$  ضریب مصرف سوخت را نشان می‌دهد. در این معادلات به شرط مشخص بودن دمای کارکرد پیل سوختی سه مجھول وجود دارد که با استفاده از معادله مربوط به ضریب مصرف سوخت می‌توان سه معادله سه مجھول را برای محاسبه  $x$ ,  $y$ ,  $z$  حل کرد. اما در کار حاضر دما با استفاده از معادلات انرژی حاکم بر پیل سوختی و به روش سعی و خطأ محاسبه شده است. ابتدا حدس اولیه‌ای برای دما در نظر گرفته می‌شود. با این دما ثابت‌های

هستند که مقدار آنها در مقاله چان و همکاران [۷] برای قسمت‌های مختلف داده شده است.

افت و لتوار غلظت که در چگالی جریان‌های بالا اهمیت پیدا می‌کند،  
ز روابط زیر محاسبه می‌گردد:

$$\begin{aligned} V_{conc} &= V_{conc}^{an} + V_{conc}^{ca} \\ V_{conc}^{an} &= \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left( \frac{1 - i/i_{L,H2}}{1 + i/i_{L,H2O}} \right) \\ V_{conc}^{ca} &= \frac{R_u T}{n_e F} \ln \left( \frac{1}{1 + i/i_{L,O2}} \right) \end{aligned} \quad (12)$$

در روابط بالا، چگالی جریان حدی است که با شرایط کاری پیل سوختی تغییر می‌کند. حال با محاسبه افت ولتاژها می‌توان ولتاژ کارکرد پیل سوختی را بدست آورد. با مشخص بودن ولتاژ پیل سوختی، نوون تولیدی پیل سوختی از روابط زیر قابل محاسبه است:

$$I_{tot} = 2Fz \quad (13)$$

$$Power_{DC-tot} = V_{cell} I_{tot} \quad (14)$$

$$Power_{AC-tot} = Power_{DC-tot} \times \eta_{inv,FC} \quad (1\Delta)$$

در روابط بالا  $I_{tot}$  جریان الکتریکی کلی پیل سوختی و  $\eta_{inv,FC}$  راندمان اینورتر پیل سوختی می‌باشند.

دمای کارکرد پیل سوختی با استفاده از حل همزن معادلات نرژی، ثابت‌های تعادلی، ضریب مصرف سوخت و افت ولتاژها به روش سعی و خطأ براساس الگوریتم شکل ۲ محاسبه می‌شود. واکنش بهسازی گرمگیر و واکنش‌های دگرگونی و الکتروشیمیایی گرمaza می‌باشد، لذا مواده از معادلات زیر بست می‌آید:

$$\dot{Q}_r = x(\bar{h}_{CO} + 3\bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CH_4} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (16)$$

$$\dot{Q}_{sh} = x(\bar{h}_{CO_2} + \bar{h}_{H_2} - \bar{h}_{CO} - \bar{h}_{H_2O}) \quad (14)$$

$$\dot{Q}_{elec} = ZT\Delta S - I\Delta V_{Loss} \quad (18)$$

$$\Delta S = \left( S_{H2O}^{\circ} - S_{H2}^{\circ} - \frac{1}{2} S_{O2}^{\circ} \right) + \frac{R_u}{2} \ln \left( \frac{P_{H2}^2 \times P_{O2}}{P_{H2O}^2} \right) \quad (19)$$

$$\dot{Q}_{net} = \dot{Q}_{elec} + \dot{Q}_{sh} - \dot{Q}_r \quad (20)$$

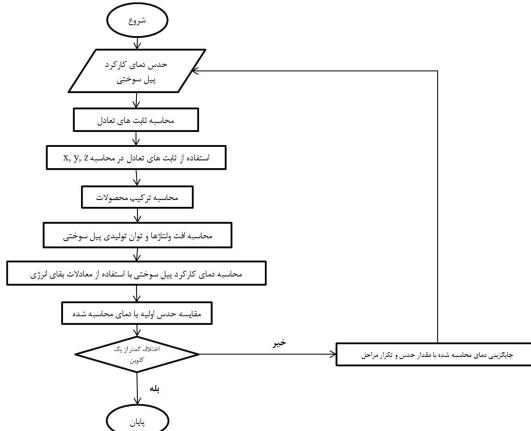
فرض شده است که پیل سوختی به صورت آدیباٽیک عمل کند و با محیط تبادل گرمایی نداشته باشد.

٤- تحليل اقتصادي

یکی از روش‌های متدالوبل بررسی و مقایسه اقتصادی سیستم‌ها، استفاده از روش هزینه سالیانه شده می‌باشد. برای محاسبه هزینه سالیانه شده باید هزینه اولیه سالیانه شده، هزینه تعمیرات سالیانه و هزینه عملیاتی را با هم جمع کنیم. البته اگر طول عمر قسمت‌های مختلف سیستم متفاوت باشد باید هزینه جایگزینی سالیانه شده نیز محاسبه و با مقادیر بالا جمع شود. در کار حاضر فرض بر آن است که طول عمر تمام تجهیزات یکسان باشد. برای برآورد هزینه اولیه، هزینه تعمیرات سالیانه و هزینه عملیاتی تجهیزات مختلف سیستم از معادلات زیر شده د. مقاله اسالس، و اسماکوه‌سکر، [۲۱] استفاده شده است.

معادلات مورد استفاده برای محاسبه هزینه اولیه اجزا سیستم ترکیبی در جدول ۱ آورده شده است. قیمت اینبورتر به توان ورودی به آن بستگی دارد. راندمان اینبورتر در کار حاضر  $95\%$  گرفته شده است [۲۲]. به منظور سالیانه کردن هزینه‌های اولیه از معادله زیر استفاده شد:

$$C_{acap} = C_{cap} \cdot CRF(i, R_{proj}) \quad (11)$$



شکل ۲- طرحواره الگوریتم حل دمای کارکرد پیل سوختی

با این نسبت‌های مولی فشارهای جزئی و در نتیجه افت ولتاژها محاسبه می‌گردد. با داشتن افت ولتاژها، ولتاژ پیل سوختی و توان تولیدی از آن بدست می‌آید.

با توجه به فرض عملکرد آدیاباتیک پیل سوختی و همچنین داشتن توان خروجی از پیل سوختی و مشخص بودن دمای ورودی به پیل سوختی، با موازنۀ انرژی می‌توان دمای خروجی که همان دمای کارکرد پیل سوختی فرض شده را بدست آورد. این مقدار با حدس اولیه مقایسه و در صورت وجود اختلاف بیش از یک کلوین همین محاسبات با دمای جدید تکرار می‌شود تا دمای کارکرد پیل سوختی بدست آید. طرحواره‌ای از الگوریتم حل در شکل ۲ آورده شده است. ولتاژ برگشت-پذیر پیل سوختی از عادله نرنست بدست می‌آید:

$$E = E^{\circ} + \frac{R_u T}{n_a F} \ln \left( \frac{P_{H_2} P_{O_2}^{0.5}}{P_{H_2O}} \right) \quad (\lambda)$$

در این رابطه  $E^*$  ولتاژ پیل سوختی در شرایط استاندارد،  $R_{ll}$  ثابت عمومی گازها،  $T$  دمای کارکرد پیل سوختی،  $F$  ثابت فارادی و  $n_e$  تعداد الکترون‌های آزاد شده به ازای واکنش شر مول هیدروژن  $M$  باشند. برای محاسبه ولتاژ واقعی پیل سوختی باید افت ولتاژهای فعل سازی، اهمی و غلظت محاسبه شده و از  $\Delta V$  برگشت بدیر کس شوند.

$$V_{cell} = E - (V_{act} + V_{ohm} + V_{conc}) = E - \Delta V_{Loss} \quad (9)$$

افت ولتاژ فعال سازی برابر مجموع افت ولتاژ فعال سازی در کاتد و افت ولتاژ فعال سازی در آند می باشد که  $\Delta V_{BE}$  محاسبه م شوند:

$$\begin{aligned}
 V_{act} &= \frac{2R_u T}{n_e F} \sinh^{-1} \left( \frac{i}{2l^{\circ}_{e,an}} \right) + \frac{2R_u T}{n_e F} \sinh^{-1} \left( \frac{i}{2l^{\circ}_{e,ca}} \right) \\
 i^{\circ}_{e,an} &= \gamma_{an} \left( \frac{P_{H2}}{P_{ref}} \right) \left( \frac{P_{H2O}}{P_{ref}} \right) \exp \left( -\frac{E_{act,an}}{R_u T} \right) \\
 i^{\circ}_{e,ca} &= \gamma_{ca} \left( \frac{P_{O2}}{P_{ref}} \right)^{0.25} \exp \left( -\frac{E_{act,ca}}{R_u T} \right)
 \end{aligned} \quad (14)$$

در این روابط  $i$  چگالی جریان،  $\dot{m}$  چگالی جریان تبادلی،  $7$  پارامتری وابسته به جنس الکترودها و  $E$  مقدار انرژی فعال سازی است. افت ولتاژ همیک شامل افت ولتاژ در آند، کاتد، انصال دهندهای داخلی و   
 الکتولیت است که با  $\alpha$ ،  $\beta$  و محاسبه می شوند:

$$\begin{aligned} V_{ohm} &= V_{ohm,an} + V_{ohm,ca} + V_{ohm,el} + V_{ohm,inc} \\ V_{ohm} &= ir \\ r &= \delta\rho \\ \rho &= A\exp\left(\frac{B}{T}\right) \end{aligned} \quad (11)$$

مقدار  $A$  و  $B$  یا امتیازهای واسطه به نوع و هندسه بیان سوخته

هزینه عملیاتی در جدول ۱ آورده شده‌اند.

## ۵- روش حل و فرضیات

جهت تحلیل مسئله یک برنامه رایانه‌ای در نرم‌افزار متلب<sup>(۱)</sup> نوشته شده است. به منظور دستیابی به خواص ترمودینامیکی مورد نیاز، نرم افزار EES که دربرگیرنده این خواص می‌باشد، به وسیله کد نوشته شده در متلب فرآخوانی می‌شود. یک حد بازه تغییر پارامترها وابسته به ایجاد حداقل اختلاف دمای لازم برای تبدیل گرمای بین سیال سرد و گرم در مبادله کن‌ها می‌باشد به گونه‌ای که دمای ورودی سیال گرم از دمای ورودی سیال سرد کمتر نشود. حد دیگر بازه تغییر پارامترها را عوامل دیگر تعیین می‌کند. چگالی جریان حدی، محدود کننده حد بالایی شدت جریان است.

حفظ محدوده دمایی کارکرد پیل سوختی اکسید جامد، حد پایینی ضریب مصرف سوخت و حد بالایی ضریب مصرف هوا را تعیین می‌کند. در تحلیل سیستم‌های هیبریدی، فرضیات زیر در نظر گرفته شده است: از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرف‌نظر شده است. جریان سیال در کلیه اجزا چرخه پایا ( دائم) در نظر گرفته شده است. از توزیع دما، فشار و اجزای شیمیایی درون پیل صرف‌نظر شده است. جریان سیال تراکم ناپذیر فرض شده است. رفتار تمامی گازهای موجود در چرخه به صورت گاز ایده‌آل فرض شده است. از افت فشار در مسیرهای ارتقاطی صرف‌نظر شده است. دمای گازهای خروجی آند و کاتد یکسان و برابر دمای کاری پیل فرض شده است. فرض شده که سوخت درون پیل سوختی با بهسازی داخلی تبدیل به هیدروژن شود. در جدول ۲ مقدار پارامترهای ثابت مورد استفاده در تحلیل سیستم آورده شده است.

## ۶- اعتبارسنجی

جهت اعتبارسنجی کد تهیه شده، لازم است برای یک نمونه معین نتایج حاصل از این کد با نتایج آزمایشگاهی موجود مقایسه شود. با توجه به کمبود نتایج تجربی در زمینه پیل‌های سوختی اکسید جامد، در این تحقیق از نتایج آزمایشگاهی بدست آمده توسط سینگال [۳۰] برای اعتبارسنجی کد موجود استفاده شده است. نتایج آزمایشگاهی بر مبنای سوختی به دست آمده که از ۸۹ درصد هیدروژن و ۱۱ درصد آب تشکیل شده بود. همان طور که در شکل ۳ مشاهده می‌شود، حداکثر خطأ در ولتاژ سلول حدود ۱۰٪ و حداکثر خطأ در توان سلول حدود ۵٪ است. مقایسه نتایج آزمایشگاهی و نتایج حاصل از این تحقیق صحت کد تهیه شده را نشان می‌دهد. در آزمایش سینگال، دما و فشار کاری پیل به ترتیب در حدود ۱۰۰۰ درجه سلسیوس و ۱ بار در نظر گرفته شده است.

۱- MATLAB

## ۷- نتایج

مطالعه حاضر به بررسی اثر پارامترهای مختلف بر عملکرد فنی و اقتصادی سیستم ترکیبی تولید توان شامل پیل سوختی اکسید جامد، توربین گاز و توربین بخار برای پیکربندی‌های مختلف می‌پردازد. این پیکربندی‌ها به منظور مقایسه دو شیوه انتقال پیل سوختی اکسید

جدول ۱- مدل اقتصادی اجزا سیستم ترکیبی [۲۱]

متغیر	تعریف متغیر	مدل اقتصادی
$C_{GT}$	قیمت توربین گاز (\$)	$C_{GT} = (-98.328 \ln(\dot{W}_{GT}) + 1318.5)\dot{W}_{GT}$
$C_{comp}$	قیمت کمپرسور (\$)	$C_{comp} = 91562 \left( \frac{\dot{W}_{comp}}{445} \right)^{0.67}$
$C_{ST}$	قیمت توربین بخار (\$)	$C_{ST} = 3644.3 (\dot{W}_{ST})^{0.7} - 61.3 (\dot{W}_{ST})^{0.95}$
$f_\eta$	فاکتور تصحیح راندمان پمپ	$f_\eta = 1 + \left( \frac{1 - 0.8}{1 - \eta_{pump}} \right)$
$C_{pump}$	قیمت پمپ اب (\$)	$C_{pump} = 442 (\dot{W}_{pump})^{0.71} 1.41 f_\eta$
$C_{SOFC}$	قیمت استک پیل سوختی اکسید جامد (\$)	$C_{SOFC} = A_{cells} (2.96T_{cell} - 1907)$
$C_{inv}$	قیمت اینورتر (\$)	$C_{inv} = 10^5 \left( \frac{\dot{W}_{cell}}{500} \right)^{0.7}$
$C_{aux,SOFC}$	قیمت تجهیزات پیل سوختی اکسید جامد (\$)	$C_{aux,SOFC} = 0.1 C_{SOFC}$
$C_{HX}$	قیمت مبادله کن گرمایی (\$)	$C_{HX} = 130 \left( \frac{A_{HX}}{0.093} \right)^{0.78}$
$f_{p_i}$	فاکتور فشار مبادله کن گرمایی	$f_{p_i} = 0.0971 \left( \frac{p_i}{30} \right) + 0.9029$
$f_{T,steam}$	فاکتور دمای سمت بخار	$= 1 + \exp \left( \frac{f_{T,steam}}{500} - 830 \right)$
$f_{T,gas}$	فاکتور دمای سمت گاز	$f_{T,gas} = 1 + \exp \left( \frac{f_{T,out,gas}}{500} - 990 \right)$
$K_i$	فاکتور تصحیح LMTD	$K_i = \frac{\dot{Q}_i}{\Delta T_{lm,i}}$
$C_{HX(HRSG)}$	قیمت مبادله کن‌های (\$HRSG)	$C_{HX(HRSG)} = 3650 \sum_i (f_{p_i} f_{T,steam} f_{T,gas} K^{0.8})_i$
$f_{p_j}$	فاکتور فشار لوله کشی	$f_{p_j} = 0.0971 \left( \frac{p_j}{30} \right) + 0.9029$
$C_{piping}$	قیمت لوله کشی (\$HRSG)	$C_{piping} = 11820 \sum_j (f_{p_j} \dot{m}_{j,steam})$
$C_{gas}$	قیمت کاتالیزور گاز (\$HRSG)	$C_{gas} = 658 \dot{m}_{gas}^{1.2}$
$C_{HRSG}$	قیمت (\$HRSG)	$C_{HRSG} = C_{HX(HRSG)} + C_{piping} + C_{gas}$
$\dot{C}_{mai}$	هزینه تعمیرات (\$/year)	$\dot{C}_{mai} = C_{acap} f_{mai}$
$\dot{C}_{ope}$	هزینه عملياتي (\$/year)	$\dot{C}_{ope} = c_f \dot{V}_f N_h$

در رابطه بالا  $C_{cap}$  هزینه اولیه CRF، ضریب بازگشت سرمایه،  $\alpha$  نرخ بهره واقعی و  $R_{proj}$  طول عمر سیستم می‌باشد. نرخ بهره واقعی و ضریب بازگشت سرمایه از روابط زیر محاسبه می‌شوند:

$$i = \frac{i' - f}{f + 1} \quad (22)$$

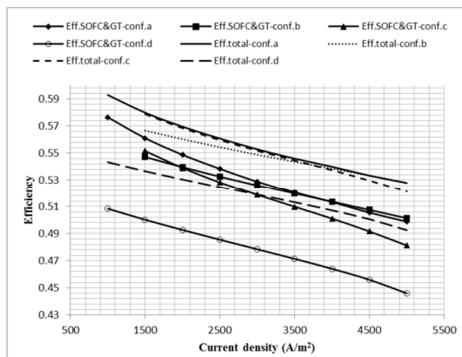
$$CFR(i, R_{proj}) = \frac{i(1+i)^{R_{proj}}}{(1+i)^{R_{proj}} - 1} \quad (23)$$

اً نرخ بهره اسمی و  $f$  نرخ تورم می‌باشد که بترتیب برابر با ۲۰ و ۱۵ درصد در نظر گرفته شده‌اند. هزینه تعمیرات در طول عمر سیستم با مستهلك شدن تجهیزات و بر حسب ساعات کارکرد، میزان خاموش-روشن کردن تجهیزات و شرایط محیطی تغییر می‌کند. هزینه تعمیرات سالیانه برای سیستم ترکیبی بیان شده معادل ۶٪ هزینه اولیه سالیانه-شده در نظر گرفته شده است [۲۱].

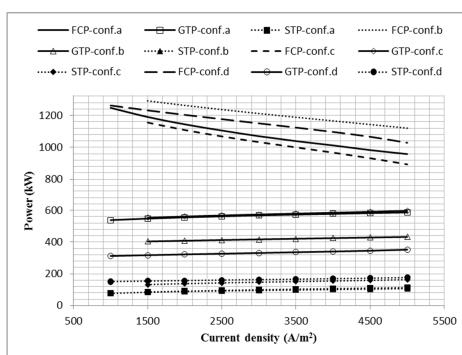
برای محاسبه هزینه عملیاتی که دربرگیرنده هزینه سوخت مصرفی است، مقدار سوخت مصرفی سالیانه را در قیمت واحد آن (۰/۰۳ دلار به ازای هر متر مکعب) ضرب می‌کنیم. روابط مربوط به هزینه تعمیرات و

راندمان سیستم b در شدت جریان  $2000 \text{ A/m}^2$  از راندمان سیستم c بیشتر شده و در شدت جریان بالاتر از  $4000 \text{ A/m}^2$  از راندمان سیستم a نیز بیشتر می‌شود. دلیل این پدیده را می‌توان از نحوه تغییرات توان اجزاء سیستم ترکیبی با شدت جریان که در شکل ۵ آورده شده، درک کرد. در سیستم‌های a و d، پیل سوختی در دمای بالاتری کار می‌کند و این سبب ایجاد توان بالاتر پیل سوختی می‌شود. با افزایش شدت جریان هر چند توان پیل سوختی کم می‌شود اما اختلاف توان پیل در سیستم‌های a و d با سیستم‌های c بیشتر می‌شود. این در صورتی است که توان توربین‌های گازی و بخار با شبیب یکنواختی برای تمام سیستم‌ها تغییر می‌کنند. پس می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش شدت جریان، شدت کاهش توان کل برای سیستم‌های a و d کنترل از سیستم‌های a و c است. شکل ۵ همچنین نشان می‌دهد که تغییرات توان توربین گاز و توربین بخار با شدت جریان، مخالف تغییرات توان پیل سوختی است و با افزایش شدت جریان، افزایش می‌یابد. همچنین مشاهده می‌شود که توان توربین گازی در سیستم‌های a و c بیشتر از d و سیستم دیگر است ولی توان توربین بخار در سیستم‌های c و d بیشتر از سیستم‌ها a و b است. پس در شدت جریان‌های بالا افزایش دمای ورودی به پیل سوختی با استفاده از مبادله‌کن‌های بیشتر نتیجه بهتری می‌دهد و باعث افزایش راندمان می‌شود.

شکل ۶ علاوه بر نشان دادن نحوه تغییرات توان کل سیستم ترکیبی، تغییرات هرینه سالیانه شده هر یک از چهار سیستم را با شدت جریان نشان می‌دهد.



شکل ۴- تغییرات راندمان با شدت جریان پیل سوختی



شکل ۵- تغییرات توان اجزا سیستم با شدت جریان پیل سوختی

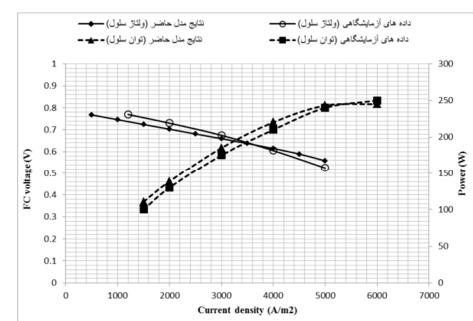
همانطور که انتظار می‌رود سیستم‌های a و d بدلیل وجود تعداد بیشتر مبادله‌کن گرما هزینه بالاتری را تحمل می‌کنند. نکته دیگر

جامد و توربین گاز و همچنین ایجاد شرایط دمایی متفاوت برای واکنشگرهای ورودی به پیل سوختی طراحی شده‌اند. چنان‌چه شکل ۱ نشان می‌دهد، برای بالا بردن دمای واکنشگرهای ورودی به پیل سوختی که نتیجه آن بالا رفتن دمای کارکرد پیل سوختی می‌باشد، باید تعداد مبادله‌کن‌های گرمایی را افزایش داد.

از طرفی برای تغییر فشار کارکرد پیل سوختی به مقداری متفاوت با فشار توربین گاز، باید سیال‌های عامل دو سیستم را از هم جدا کرد و از طرح اتصال غیرمستقیم که شامل یک مبادله‌کن برای تبادل گرما بین دو سیال عامل است استفاده کرد. شکل ۶ تغییرات راندمان کلی سیستم ترکیبی و راندمان سیستمی با همین پیکربندی‌ها، که فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز می‌باشد را با تغییر شدت جریان پیل سوختی نشان می‌دهد. ابتدا تغییرات راندمان کلی را بررسی می‌کنیم. بیشترین راندمان را دارد و کمترین راندمان مربوط به سیستم d می‌باشد. نکته‌ای که از شکل مشخص است تفاوت نحوه تغییرات راندمان سیستم‌های a و c با سیستم‌های b و d می‌باشد. راندمان سیستم‌های a و c با شبیب تدبیری کاهش می‌یابد، به گونه‌ای که در شدت جریان‌های بالاتر از  $3500 \text{ A/m}^2$  راندمان سیستم c از راندمان سیستم b بیشتر و برابر با راندمان سیستم a می‌شود.

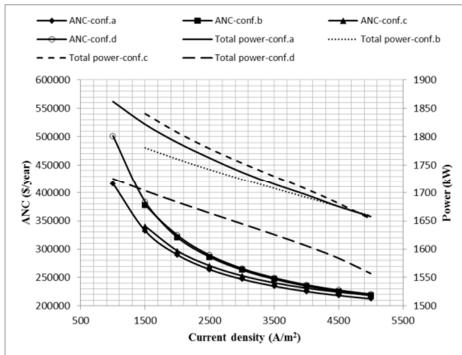
جدول ۲- مقدار پارامترهای ثابت مورد نیاز در تحلیل سیستم [۲۰]

پارامتر	مقدار فرض شده
بازده ایزونتروپیک کمپرسور	%۸۱
بازده مبادله‌کن	%۸۰
بازده پمپ	%۸۵
بازده محفظه پرسوز	%۹۵
بازده ایزونتروپیک توربین	%۸۴
بازده ژنراتور	%۹۵
بازده اینورتر	%۸۹
مساحت هر سلوول	۱۰۳۶/۷
طول هر سلوول	۱۵۰ سانتیمتر
قطر هر سلوول	۲/۲ سانتیمتر
فشار کاری سلوول	۳ بار
دینی سوخت ورودی	۰/۰۰۲۸ کیلومول بر ثانیه
ثابت فلارادی	$9/649 \times 10^{-7}$ کولن بر کیلومول

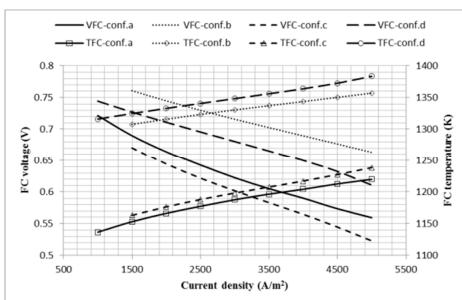


شکل ۳- نتایج آزمایشگاهی و نتایج عددی کار حاضر برای دمای ۱۲۷۳ کلوین و فشار ۱ بار

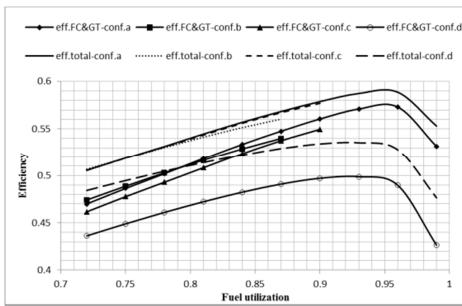
وقتی که راندمان سیستم ترکیبی فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز را بررسی می‌کنیم، باز همین نتایج مشاهده می‌شود. این بار



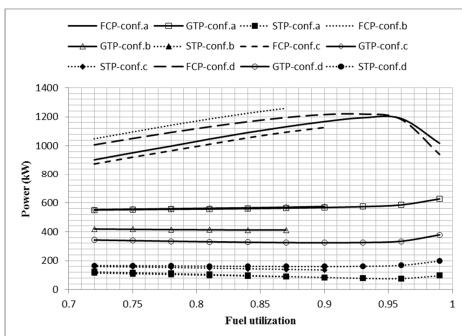
شکل ۶- تغییرات توان کلی سیستم و هزینه سالیانه شده با شدت جریان پیل سوختی



شکل ۷- تغییرات ولتاژ و دمای کارکرد پیل با شدت جریان پیل



شکل ۸- تغییرات راندمان با ضریب مصرف سوخت

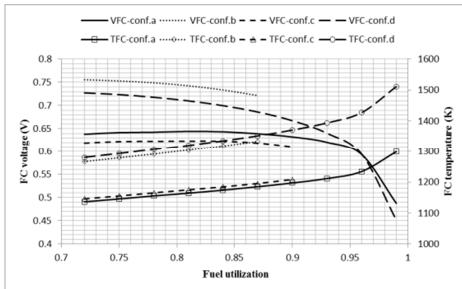


شکل ۹- تغییرات توان اجزا سیستم با ضریب مصرف سوخت

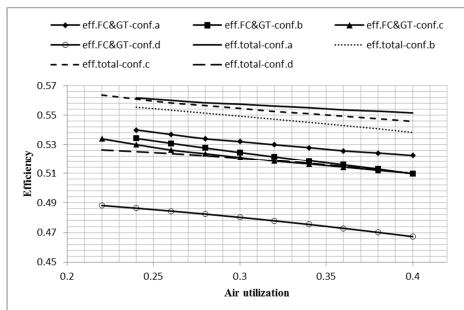
همچنین ملاحظه می‌شود که روند تغییرات توان تولیدی توربین گازی و توربین بخار عکس روند تغییرات پیل سوختی می‌باشد. شکل ۱۰ تغییرات توان کل و هزینه سالیانه شده با ضریب مصرف سوخت را

اینست که هر چه شدت جریان کمتر می‌شود، هزینه سالیانه شده با شدت بیشتری افزایش می‌یابد. دلیل این موضوع این است که با کاهش شدت جریان، اختلاف دماهای سرد و گرم در مبادله کن‌ها کمتر شده و در نتیجه سطح بیشتری برای تبادل گرما نیاز باشد. این افزایش سطح سبب رشد شدید هزینه سالیانه شده می‌شود. با افزایش شدت جریان هزینه چهار سیستم بسیار به هم نزدیک می‌شود. همچنین شکل ۶ نشان می‌دهد، سیستم c بیشترین توان را تولید می‌کند اما بدليل مصرف سوخت بیشتر برای تامین اختلاف دماهای مورد نیاز در مبادله-کن‌ها، راندمان کمتری نسبت به سیستم a دارد. شکل ۷ نجوه تغییرات ولتاژ و دمای پیل سوختی اکسید جامد با شدت جریان را برای چهار سیستم مورد بررسی، نشان می‌دهد. همان طور که قابل بیان شد در سیستم‌های b و d، به دلیل بالا بودن دمای ورودی واکنشگرهای دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر می‌باشد. همچنین در این دو سیستم پیل سوختی ولتاژ بالاتری تولید می‌کند که سبب بالا رفتن توان تولیدی پیل سوختی می‌شود. دلیل بالاتر بودن فشار کارکرد پیل سوختی می‌باشد. در این سیستم به دلیل جدا بودن سیال عامل سمت پیل سوختی و توربین گازی، پیل سوختی می‌تواند در فشارهای متفاوتی نسبت به توربین گاز کار کند، که در اینجا برای آن فشار یک اتمسفر در نظر گرفته شده است. بالاتر بودن دمای کارکرد پیل سبب کاهش ولتاژ ایده آل می‌شود و در مجموع ولتاژ خروجی پیل را کاهش می‌دهد.

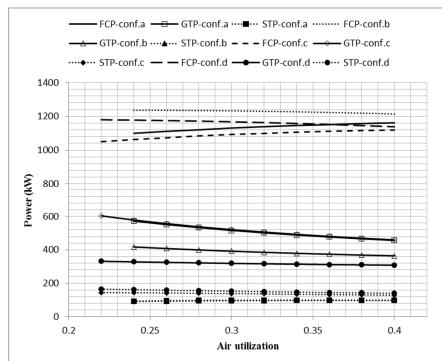
شکل ۸ تغییرات راندمان کلی و راندمان سیستمی که فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز باشد را با تغییرات ضریب مصرف سوخت نشان می‌دهد. ابتدا راندمان کلی را بررسی می‌کنیم. راندمان کلی سیستم‌های a و b و c بالاتر است و تقریباً یکسان می‌باشد اما با افزایش ضریب مصرف سوخت اختلاف آنها افزایش می‌یابد. مشاهده می‌شود که با افزایش ضریب مصرف سوخت راندمان زیاد شده و از یک ضریب مصرف سوخت مشخص به بعد کاهش می‌یابد. دلیل اینکه نمودار راندمان سیستم‌های b و c ادامه نیافته است، عدم برقراری شرایط دمایی لازم برای کارکرد مناسب مبادله‌کن‌ها در ضریب مصرف سوخت‌های بالا می‌باشد. کاهش راندمان در ضریب مصرف سوخت‌های بالا به دلیل افزایش شدید دمای کارکرد پیل سوختی در این محدوده می‌باشد. همچنین شکل نشان می‌دهد که روند تغییر راندمان برای سیستم‌های a و c مشابه و نیز برای سیستم‌های b و d هم مشابه می‌باشد. در مورد سیستمی فقط شامل پیل سوختی و توربین گازی، تغییرات راندمان مشابه تغییرات راندمان کلی می‌باشد. تنها یکدیه به این نکته اشاره کرد که راندمان پیل سوختی-توربین گازی، سیستم b نسبت به سیستم‌های a و c اختلاف بیشتری دارد. شکل ۹ تغییرات توان اجزاء سیستم‌ها با ضریب مصرف سوخت را نشان می‌دهد. توان پیل سوختی با ضریب مصرف سوخت در ابتدا افزایش یافته و سپس کاهش می‌یابد. دلیل کاهش که تقریباً در ضریب مصرف سوخت ۰/۹۶ اتفاق می‌افتد، افزایش شدید دمای کارکرد پیل سوختی است که سبب افزایش شدید افت ولتاژ فعال‌سازی و غلظت می‌شود.



شکل ۱۱- تغییرات دما و ولتاژ کارکرد پیل سوختی با ضریب مصرف سوخت



شکل ۱۲- تغییرات راندمان با ضریب مصرف هوا

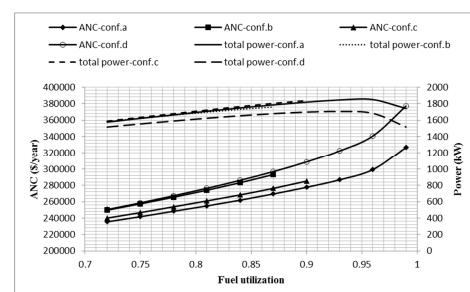


شکل ۱۳- تغییرات توان اجزا سیستم با ضریب مصرف هوا

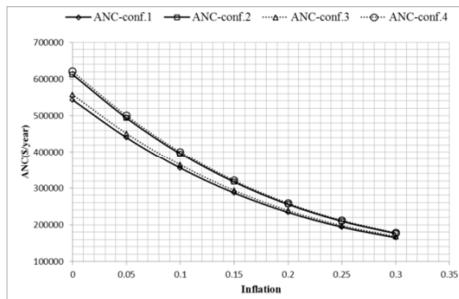
اما چون در سیستم‌های a و c مقدار افت ولتاژ بزرگتر است و نرخ تغییرات تندری نسبت به ضریب مصرف هوا دارد، ولتاژ خروجی این دو سیستم با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. این موضوع در شکل ۱۵ برای سیستم‌های a و b نشان داده شده است. شکل ۱۶ نرخ تغییرات توان کلی و هزینه سالیانه شده را با ضریب مصرف هوا نشان می‌دهد. توان کلی سیستم‌ها با نرخ تغییرهای متفاوت، با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. هزینه سالیانه سیستم‌ها با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. اما برای سیستم‌های a و c روند تغییر ولتاژ آن قابل تشریح است. هر چه دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر باشد افت ولتاژ آن کوچکتر است و از آنجا که روند تغییر ولتاژ آیده آل پیل سوختی تابع روند تغییر دمای کارکرد آن است، برای همه سیستم‌ها ولتاژ ایدهآل پیل سوختی با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد.

نشان می‌دهد. روند تغییرات توان کل شبیه روند تغییرات توان پیل سوختی است. هزینه سالیانه شده همواره با افزایش ضریب مصرف سوخت افزایش می‌یابد. در ضریب مصرف سوختهای بالاتر از ۰/۹۶، افزایش هزینه سریع تر می‌شود. دلیل آن افزایش شدید مساحت مورد نیاز برای تبادل گرما در مبادله‌کن‌ها و افزایش دمای شدید پیل سوختی است، که هر دو باعث افزایش سریع تر هزینه سالیانه شده می‌شوند. شکل ۱۱ تغییرات دما و ولتاژ پیل سوختی با ضریب مصرف سوخت را برای سیستم‌های مختلف نشان می‌دهد. افزایش سریع تر دما در ضریب مصرف سوختهای بالاتر از ۰/۹۶، سبب افزایش شدیدتر افت ولتاژها و کاهش سریع تر ولتاژ پیل سوختی شده است.

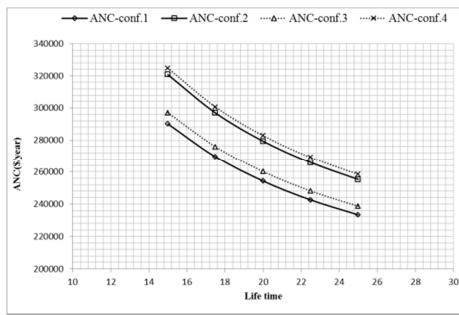
اکنون به بررسی عملکرد سیستم ترکیبی با تغییرات ضریب مصرف هوا پرداخته می‌شود. شکل ۱۲ نحوه تغییرات راندمان کلی و راندمان سیستم فقط شامل پیل سوختی و توربین گاز را نشان می‌دهد. راندمان کلی سیستم‌ها با افزایش ضریب هوا کاهش می‌یابد. سیستم a بیشترین و سیستم d کمترین راندمان کلی را ایجاد می‌کنند. در مورد سیستم شامل پیل سوختی و توربین گاز روند تغییر راندمان شبیه راندمان کل است. فقط برخلاف راندمان کلی، راندمان سیستم b شامل پیل سوختی و توربین گازی از سیستم c شامل پیل سوختی و توربین گازی بیشتر است. شکل ۱۳ تغییر توان اجزاء سیستم‌ها را با ضریب مصرف هوا نشان می‌دهد. توان توربین گازی و توربین بخار با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. همان طور که ملاحظه می‌گردد توان ضریب هوا کاهش می‌یابد. همان‌طور که در دمای پایین‌تری کار می‌کنند، با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. اما برای سیستم‌های b و d توان پیل سوختی با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد. دلیل این موضوع را می‌توان با بررسی شکل ۱۴ مشخص کرد. شکل ۱۴ تغییرات ولتاژ و دمای کارکرد پیل سوختی را با تغییرات ضریب مصرف هوا می‌دهد. ولتاژ سیستم‌های a و c با افزایش ضریب مصرف هوا افزایش می‌یابد. با دلیل افزایش ولتاژ سیستم‌های a و c، توان تولیدی آنها نیز افزایش می‌یابد. این رفتار متضاد پیل سوختی با دمای کارکرد آن قابل تشریح است. هر چه دمای کارکرد پیل سوختی بالاتر باشد افت ولتاژ آن کوچکتر است و از آنجا که روند تغییر ولتاژ آیده آل پیل سوختی تابع روند تغییر دمای کارکرد آن است، برای همه سیستم‌ها ولتاژ ایدهآل پیل سوختی با افزایش ضریب مصرف هوا کاهش می‌یابد.



شکل ۱۰- تغییرات توان کلی سیستم و هزینه سالیانه شده با ضریب مصرف سوخت



شکل ۱۷- تغییرات هزینه سالیانه شده بر حسب نرخ تورم

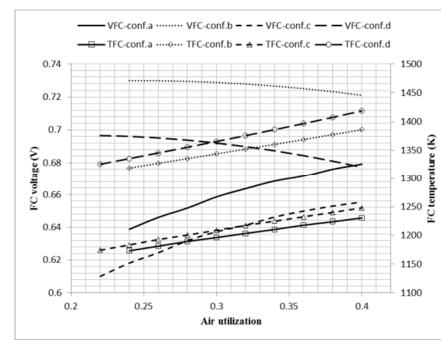


شکل ۱۸- تغییرات هزینه سالیانه شده با طول عمر سیستم

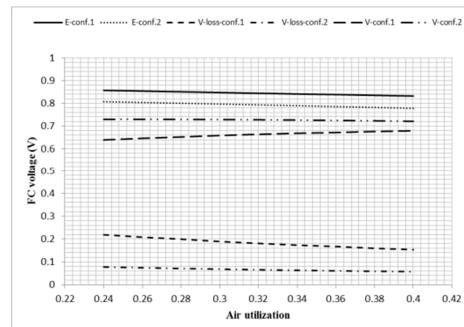
#### ۸- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر چهار پیکربندی متفاوت از پیل سوختی اکسید جامد، توربین گازی و توربین بخار که بر بنای اتصال مستقیم یا غیرمستقیم پیل سوختی و توربین گاز و ایجاد امکان افزایش دمای ورودی به پیل سوختی با قرار دادن دو سری مبالغه کن ایجاد شده‌اند، مورد مقایسه قرار گرفته‌اند. تاثیر پارامترهای مختلف تغییر، بر عملکرد این سیستم‌ها بررسی شد. مشاهده شد که در سیستم‌های a و c، هرچند دما و ولتاژ کارکرد پیل سوختی پایینتر است و در نتیجه توان تولیدی پیل سوختی کمتر است، اما به دلیل توان تولیدی بیشتر در بقیه اجزا راندمان بیشتر می‌شود. سیستم a حداقل راندمان ۳/۵۹٪ را در شدت جریان  $1000 \text{ A/m}^2$ ، ضریب مصرف سوخت ۰/۸۵ و ضریب مصرف هوای ۰/۲۵ با هزینه سالیانه شده ۴۱۶۲۹۰ \$/year ایجاد می-کند. این سیستم مناسب‌ترین پیکربندی است. پیکربندی d در همین شرایط کارکرد، با ایجاد راندمان ۰/۵۴٪ و هزینه سالیانه شده ۴۰/۱۵۵٪ بدترین نتایج را می‌دهد. ملاحظه شد که تغییر توان تولیدی پیل سوختی نسبت به متغیرهای مختلف رفتاری متضاد با تغییرات توان توربین گازی و توربین بخار دارد. دمای کارکرد پیل سوختی پارامتر بسیار مهمی در کنترل عملکرد کلی سیستم می‌باشد و به نظر می‌رسد هر چه دمای کارکرد پیل سوختی کمتر باشد راندمان کلی سیستم بیشتر می‌شود. سیستمی که در آن پیل سوختی در فشار انسفر کار کند کمترین راندمان را ایجاد می‌کند. اگر پیل سوختی در شدت جریان‌های بالا کار کند راندمان سیستم b بیشتر از بقیه سیستم‌ها خواهد شد. هزینه سالیانه شده سیستم‌هایی که از تعداد کمتری مبالغه کن گرمایی استفاده می‌کنند پایین‌تر است و برخلاف تصور با افزایش دمای کارکرد پیل سوختی و در نتیجه آن افزایش تعداد مبالغه کن‌ها نمی‌توان به راندمان بالاتری هم دست یافت.

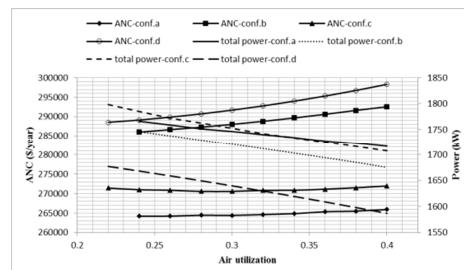
در پایان تأثیر تغییرات نرخ تورم و افزایش طول عمر سیستم بر مقدار هزینه سالیانه شده سیستم‌ها مورد بررسی قرار گرفته است. شکل ۱۷ نشان می‌دهد که با افزایش نرخ تورم هزینه سالیانه شده سیستم‌ها به هم نزدیک می‌گردد. علت آن کاهش ارزش پول با افزایش نرخ تورم است، که سبب می‌شود ارزش هزینه اولیه سالیانه شده (که بیشترین تفاوت، بین هزینه سیستم‌ها را تشکیل می‌دهد) کمتر شود و در نتیجه هزینه سالیانه شده کل، برای سیستم‌ها به هم نزدیک شود. شکل ۱۸ تغییرات هزینه سالیانه شده را با افزایش عمر مفید سیستم نشان می‌دهد. ملاحظه می‌گردد که اگر با رسیدگی به موقع عمر سیستم افزایش یابد، هزینه سالیانه شده به مقدار قابل توجهی کاهش می‌یابد.



شکل ۱۴- تغییرات ولتاژ و دمای کارکرد پیل سوختی با ضریب مصرف هوای



شکل ۱۵- تغییرات ولتاژ ایده آل، ولتاژ کارکرد و افت ولتاژ پیل سوختی با ضریب مصرف هوای برای سیستم‌های ۱ و ۲



شکل ۱۶- تغییرات توان کلی سیستم و هزینه سالیانه شده با ضریب مصرف هوای

## ۹-مراجع

- [۱۹] Wu X. J. and Zhu X. J., Optimization of a solid oxide fuel cell and micro gas turbine hybrid system. *International journal of energy research*, Vol. 37, pp. 242-249, 2013.
- [۲۰] پیرکندی ج، قاسمی م و حامدی م ح، تحلیل عملکرد ترمودینامیکی یک چرخه هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و میکروتوربین گازی در یک سیستم تولید همزمان نشریه علمی- پژوهشی سوخت و احتراق، ۱۳۹۰، ش. ۴، ص. ۶۷-۸۹.
- [۲۱] Arsalis A. and Von Spakovsky M. R., Thermoeconomic Modeling and Parametric Study of Hybrid Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine-Steam Turbine Power Plants Ranging From 1.5 MWe to 10 MWe. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 6, pp. 1-12, 2009.
- [۲۲] Eveloy V., Karunkeyoon W., Rodgers P. and Al Alili A., Energy, exergy and economic analysis of an integrated solid oxide fuel cell e gas turbine e organic Rankine power generation system. *International journal of hydrogen energy*, Vol. 41, pp. 13843-13858, 2016.
- [۲۳] Choi J. H., Ahn J. H. and Kim T. S., Performance of a triple power generation cycle combining gas/steam turbine combined cycle and solid oxide fuel cell and the influence of carbon capture. *Journal of Applied Thermal Engineering*, Vol. 71, pp. 301-310, 2014.
- [۲۴] Welaya Y. M. A., Mosleh M. and Ammar N. R., Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power plant with a solid oxide fuel cell for marine applications. *International Journal of Naval Architecture and Ocean Engineering*, Vol. 5, pp. 529-574, 2013.
- [۲۵] Welaya Y. M. A., Mosleh M. and Ammar N. R., Thermodynamic analysis of a combined solid oxide fuel cell with a steam turbine power plant for marine applications. *Brodogradnja*, Vol. 65, pp. 97-116, 2014.
- [۲۶] Obara S., Dynamic-characteristics analysis of an independent microgrid consisting of a SOFC triple combined cycle power generation system and large-scale photovoltaics. *Journal of Applied Energy*, Vol. 141, pp. 19-31, 2015.
- [۲۷] Oryshchyn D., Harun N. F., Tucker D., Bryden K. M. and Shadle L., Fuel utilization effects on system efficiency in solid oxide fuel cell gas turbine hybrid systems. *Journal of Applied Energy*, Vol. 228, pp. 1953-1965, 2018.
- [۲۸] Singhal R. and Singh O., Comparative study of combined solid oxide fuel cell-gas turbine-Organic Rankine cycle for different working fluid in bottoming cycle. *Energy Conversion and Management*, Vol. 171, pp. 659-670, 2018.
- [۲۹] Sadeghi S. and Ameri M., Study the Combination of Photovoltaic Panels With Different Auxiliary Systems in Grid-Connected Condition. *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 136, pp. 636-647, 2014.
- [۳۰] Singhal S. C., Advances in Solid Oxide Fuel Cell technology. *Journal of Solid State Ionic*, Vol. 135, pp. 305-313, 2000.
- [۱] McLarty D., Brouwer J. and Samuelsen S., Hybrid Fuel Cell Gas Turbine System Design and Optimization. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 10, 041005-1, 2013.
- [۲] Chaney J., Tharp R., Wolf W., Fuller A. and Hartvigson J., Fuel Cell/Micro Turbine Combined Cycle. *Final Report, McDermott Technology, Inc. Alliance*, 1999.
- [۳] Lee G. and Sudhoff R. Fuel Cell/Gas Turbine System Performance Studies. *Fuel Cells '96 Review Meeting*, Morgantown, West Virginia, 1996.
- [۴] Massardo A. F. and Lubelli F. Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Combined Cycles (IRSOFC-GT): Part I-Cell Model and Cycle Thermodynamic Analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 122, pp. 27-35, 2000.
- [۵] Ide H., Yoshida T., Ueda H. and Horiuchi N., Natural Gas Reformed Fuell Cell Power Generation System-a Comparison of Three System Efficiencies. *24th Intersociety Energy Conversion Engineering Conference*, Washington DC, 1989.
- [۶] Costamagna P., Magistri L. and Massardo A. F., Design and Part-Load Performance of a Hybrid System Based on a Solid Oxide Fuel Cell Reactor and a Micro Gas Turbine. *Journal of Power Sources*, Vol. 96, pp. 352-368, 2001.
- [۷] Chan S. H., Ho H. K. and Tian Y., Modelling of Simple Hybrid Solid Oxide Fuel Cell and Gas Turbine Power Plant. *Journal of Power Sources*, Vol. 109, pp. 111-120, 2002.
- [۸] Rajashekara K., Hybrid Fuel Cell Strategies for Clean Power Generation. *IEEE Transactions on industry applications*, Vol. 41, pp. 682-689, 2005.
- [۹] Song T. W., Sohn J. L., Kim J. H., Kim T. S., Ro S. K. and Suzuki K., Performance Analysis of a Tubular Solid Oxide Fuel Cell/Micro Gas Turbine Hybrid Power System Based on a Quasi-Two Dimensional Model. *Journal of Power Sources*, Vol. 142, pp. 30-42, 2005.
- [۱۰] Lai W. H., Hsiao Ch. A., Lee Ch. H., Chyou Y. P. and Tsai Y. Ch., Experimental Simulation on the Integration of Solid Oxide Fuel Cell and Micro-Turbine Generation System. *Journal of Power Sources*, Vol. 171, pp. 130-139, 2007.
- [۱۱] Komatsu Y. and Kimijima S., Performance Analysis for the Part-Load Operation of a Solid Oxide Fuel Cell-Micro Gas Turbine Hybrid System. *Journal of energy*, Vol. 35, pp. 982-988, 2010.
- [۱۲] Ameri M. and Mohammadi R. Simulation of an atmospheric SOFC and gas turbine hybrid system using Aspen Plus software. *International journal of energy research*, Vol. 37, pp. 412-425, 2013.
- [۱۳] Dang Zh., Zhao H. and Xi G., Conceptual Design and Performance Analysis of SOFC/Micro Gas Turbine Hybrid Distributed Energy System. *Journal of Fuel Cell Science and Technology*, Vol. 12, pp. 1-5, 2015.
- [۱۴] Saebea D., Authayanun S., Patcharavorachot Y. and Arpornwichanop A., Effects of SOFC Exhaust Gas Recirculation on Performance of Solid Oxide Fuel Cell-Gas Turbine Hybrid System Utilizing Renewable Fuels. *ECS Transactions*, Vol. 68, pp. 301-313, 2015.
- [۱۵] Massardo A. F. and Magistri L., Internal Reforming Solid Oxide Fuel Cell Gas Turbine Combined Cycles (IRSOFC-GT)—Part II: Exergy and Thermoeconomic Analyses. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, Vol. 125, pp. 67-74, 2003.
- [۱۶] Sreeramu M. and Gupta A.V.S.S.K.S., Exergy analysis of gas turbine – solid oxide fuel cell-based combined cycle power plant. *Int. J. Energy Technology and Policy*, Vol. 7, pp. 469-488, 2011.
- [۱۷] Fatahian E., Tonekaboni N. and Fatahian H., exergy analysis of combined cycle of gas turbine and solid oxide fuel cell in different comparison ratios. *International Journal of Scientific World*, Vol. 4, pp. 43-47, 2016.
- [۱۸] Khani L., Saberi Mehr A., Yari M. and Mahmoudi S. M. S., Multi-objective optimization of an indirectly