



تحلیل انرژی، انرژی و بهینه سازی یک سیستم تولید همزمان بر پایه پیل سوختی اکسید جامد صفحه‌ای جهت کاربرد مسکونی

محمد علی فرزاد^۱، حسن حسن زاده^{۲*}، علی صفوی نژاد^۳، محمد رضا آقا ابراهیمی^۴

^۱ دانش آموخته کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند

^۲ استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بیرجند

^۳ استاد، مهندسی برق، دانشگاه بیرجند

تاریخ دریافت: ۱۳۹۴/۰۶/۱۷؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۰۸/۳۰؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۱۱/۰۱

چکیده

پیش بینی می‌شود که سیستم‌های تولید همزمان بدلیل داشتن راندمان کلی بالاتر، در آینده نزدیک جایگزین سیستم‌های مرسوم تولید حرارت و توان در بخش مسکونی شوند. در میان سیستم‌های تولید همزمان مختلف، سیستم‌های مبتنی بر پیل سوختی به دلایلی چون راندمان بالا، چگالی قدرت بالا، آلایندگی و سرو صدای کم، گزینه مناسبی جهت تولید همزمان می‌باشند. در این مقاله اولاً اجزاء یک سیستم تولید همزمان بر پایه پیل سوختی اکسید جامد معرفی و ثانیاً سیستم از نقطه نظر انرژی و انرژی مدلسازی شده است. سپس با استفاده از الگوریتم‌های بهینه سازی و انتخاب سه تابع هدف تولید توان الکتریکی، تولید حرارت و حداقل کردن اتلاف انرژی بهینه سازی شده است. نتایج شامل محاسبه پارامترهای کاری سیستم با این سه رویکرد است که نشان می‌دهند که بیشترین تغییرات انرژی در کانال سوخت توده پیل سوختی و بیشترین میزان برگشت ناپذیری به ترتیب مربوط به بازیاب (۳۸٪)، کوره کاتالیستی (۳۷٪) و پیل سوختی (۱۶٪) هستند. در میان مصرف کننده‌های توان در سیستم، کمپرسور هوا با مصرف (۱۴٪) توان تولیدی پیل سوختی، مصرف کننده عمده توان محسوب می‌شود. نتایج بهینه سازی نیز نشان می‌دهند که برای حداقل کردن اتلاف انرژی، رویکرد تولید توان رویکرد مناسب‌تری است. بنابراین فرض استفاده از یک سیستم تولید همزمان در مقایسه با یک سیستم منفرد تولید برق و یا حرارت کاملاً اثبات می‌گردد.

کلمات کلیدی: اکسید جامد؛ پیل سوختی؛ تولید همزمان؛ بهینه سازی؛ تحلیل انرژی.

Energy and Exergy Analysis and Optimization of a Cogeneration System based on Solid Oxide Fuel Cell for Residential Applications

M. A. Farzad¹, H. Hassanzadeh^{2*}, A. Safavinejad³, and M. R. Agaebrahimi⁴

¹ MSc Student, Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

^{2,3} Assistant Professor, Mechanical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

⁴ Professor, Electrical Engineering, University of Birjand, Birjand, Iran.

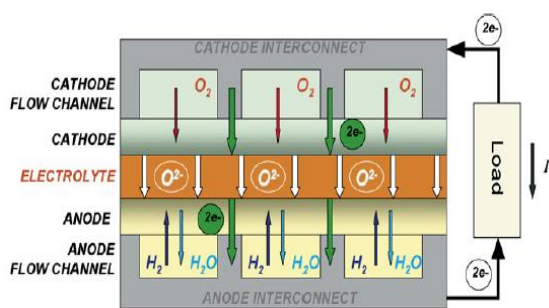
Abstract

It is expected that the ordinary heat and power production systems in residential sections are substituted by the co-generation systems in a near future due to their higher overall efficiency. Between different co-generation systems, fuel cell-based systems are a suitable choice due to their high efficiency, high power density, and low emission and noise. In this work, a co-generation system based on solid oxide fuel cell is examined on an exergy basis. Then using the optimization algorithms and the choice of three goal functions, the electric power generation, heat production, and waste minimization exergies are optimized. The results include calculating the working parameters of the system with three goal functions, showing that most change of exergy flow is in fuel channel of fuel cell stack, and most irreversibilities are due to recovery (38%), catalyst burner (37%), and fuel cell (16%). Among the internal components, air compressor is the biggest power consumer, with 14% produced power. The optimization results also show that the minimum exergy destruction is in the electricity production approach, and thus using a CHP system is more preferable than a single system for power or heat production.

Keywords: Solid Oxide; Fuel Cell; Cogeneration; Optimization; Exergy Analysis.

۱- مقدمه

همزمان قابل ملاحظه‌ای دارد. در شکل ۱ شماتیک یک پیل سوختی اکسید جامد صفحه‌ای نشان داده شده است. سوخت و هوا بطور مجزا به ترتیب به کانال‌های آند و کاتد پیل سوختی وارد می‌شوند و سپس در ساختار متخلخل الکتروتود پخش شده و خود را به فصل مشترک الکتروتود-الکترولیت می‌رسانند. ملکول‌های اکسیژن در کاتد توسط الکترون‌ها کاهش یافته و به یون اکسیژن تبدیل می‌شوند. یون‌های اکسیژن پس از عبور از الکترولیت جامد، در آند با ملکول‌های هیدروژن واکنش داده و آب و الکترون تولید می‌شوند نهایتاً الکترون‌ها از طریق مدار خارجی به کاتد انتقال یافته و مدار کامل می‌شود.



شکل ۱- شماتیک فرایندهای انتقال بار و جرم در پیل سوختی اکسید جامد [۳]

با توجه به چالش‌های پیش روی توسعه پیل‌های سوختی، مدلسازی آنها جهت افزایش کارایی و کاهش هزینه‌های تولید ضروری است در این راستا، در دهه قبل مقالات متعددی در زمینه پیل‌های سوختی و همچنین سیستم‌های پیل سوختی منتشر شده است. روزن و اسکات [۴] انواع مختلف پیل سوختی را از نظر راندمان انرژی و آگرژی مقایسه کرده‌اند. نتایج این تحقیق نشان می‌دهد که با افزایش دمای کاری پیل سوختی، راندمان انرژی و آگرژی و پتانسیل تولید همزمان آنها افزایش می‌یابد. سان و همکاران [۵] مدلی از یک سیستم تولید توان مبتنی بر پیل سوختی اکسید جامد لوله-ای برای استفاده در کشتی ارائه کرده و نتایج را با یک سیستم ۵ kW شرکت زیمنس اعتبارسنجی کرده‌اند. لی و استراند [۶] یک سیستم پیل سوختی اکسید جامد با گاز طبیعی و اصلاح داخلی را بطور پارامتری بررسی کرده‌اند. این محققین رفتار توده پیل سوختی را مانند رفتار یک پیل واحد در نظر گرفته‌اند. مدل‌سازی پیل سوختی بصورت گذرا صورت

امروزه بیش از 90% انرژی مصرفی دنیا از سوخت‌های فسیلی تامین می‌شود که سهم عمده آنها در بخش‌های حمل و نقل و نیروگاه‌ها مصرف می‌شوند. در این دو بخش انرژی شیمیایی سوخت در طی فرآیند احتراق آزاد شده و کمتر از 30% آن به کار مکانیکی تبدیل شده و بقیه تلف می‌شوند. با استفاده از سیستم‌های تولید همزمان (CHP) می‌توان بخش قابل ملاحظه‌ای از حرارت اتلافی در فرایندها را بازیافت کرد. در ایران 37% از مقدار انرژی مصرفی و 52% از انرژی الکتریکی تولیدی کشور در بخش خانگی، عمومی و تجاری مصرف می‌شود [۱]. در مقایسه با راندمان متوسط 30-35% سیستم‌های مرسوم خانگی، به کمک سیستم‌های تولید همزمان می‌توان به راندمانی حدود 80% دست پیدا کرد [۲]، لذا پتانسیل قابل ملاحظه‌ای در صرفه جویی انرژی با استفاده از سیستم تولید همزمان وجود دارد.

سیستم‌های تولید همزمان، به شرط تطبیق با بار حرارتی، می‌توانند تقریباً در هر مقیاسی مورد استفاده قرار گیرند. انتخاب فن‌آوری مناسب برای یک سیستم CHP به عوامل متعددی مانند ظرفیت مورد نیاز، سیکل کاری، محدودیت فضا، نیاز حرارتی، مشکلات زیست محیطی، سوخت در دسترس، هزینه‌های شبکه سراسری برق و گاز و هزینه‌های ترکیب سیستم وابسته است. از فن‌آوری‌های عمده در صنعت تولید همزمان می‌توان به موتورهای احتراق داخلی، توربین بخار، توربین گاز، میکروتوربین و پیل سوختی اشاره کرد. در این میان، پیل‌های سوختی به دلیل راندمان بالا و آلاینده‌گی کم اخیراً به شدت مورد توجه قرار گرفته است. ولی این فن‌آوری هنوز کاملاً تجاری نشده و هزینه نصب آن در حال حاضر بسیار بالا است. یکی دیگر از معایب این سیستم-ها، زمان راه‌اندازی طولانی و پاسخ دینامیکی کند آنها است. با این وجود با توجه به مزایای متعدد پیل‌های سوختی، استفاده از آنها اخیراً در کاربردهای با ظرفیت پایین، بخصوص در بخش خانگی بشدت مورد توجه قرار گرفته است.

پیل‌های سوختی متعددی وجود دارد که معمولاً بر اساس نوع الکترولیت بکار رفته در آنها تقسیم بندی می‌شوند. در این میان پیل سوختی اکسید جامد (SOFC) به دلیل دمای کاری بالا (600-1000°C) و امکان استفاده مستقیم از هیدروکربن‌های سبک مانند گاز طبیعی، پتانسیل تولید

اصلاح کننده مقدماتی از شیر اختلاط عبور کرده و وارد کانال آند توده پیل سوختی می‌شود. این شیر اختلاط، برای مخلوط کردن هیدروژن با مخلوط خروجی از اصلاح کننده مقدماتی استفاده می‌شود. هیدروژن فشرده، پس از تنظیم فشار، وارد گرمکن هیدروژن شده و با مخلوط خروجی از اصلاح کننده مقدماتی هم-دما می‌گردد. هیدروژن گرم شده سپس وارد این شیر شده و دو جریان با هم مخلوط می‌شوند. هوا نیز پس از افزایش فشار در کمپرسور هوا و پیش-گرمایش به سمت کاتد توده پیل سوختی هدایت می‌شود. خروجی‌های توده پیل سوختی وارد کوره کاتالیستی شده و گازهای داغ خروجی از آن به ترتیب برای گرمکن هیدروژن، اصلاح کننده مقدماتی سوخت، گرمکن هوا، بویلر و در نهایت بازیافت حرارت مورد استفاده قرار می‌گیرد. جریان تولیدی پیل سوختی جریانی مستقیم است که در صورت تمایل می‌تواند توسط یک مبدل الکتریکی به جریان متناوب تبدیل شود. بخشی از توان تولیدی در اجزاء داخل سیستم مصرف شده و باقیمانده آن به صورت توان مفید از سیستم خارج می‌شود.

تحلیل انرژی بر اساس قانون دوم ترمودینامیک و مفهوم تولید انترپی صورت می‌گیرد. نرخ برگشت ناپذیری (اتلاف انرژی) برای یک حجم کنترل در حالت پایدار بصورت زیر بیان می‌شود:

$$\dot{I} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{\text{input}} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{\text{output}} \dot{m}_i \psi_i \quad (1)$$

که \dot{I} نرخ برگشت ناپذیری در حجم کنترل است. T_0 و T نیز به ترتیب دمای محیط و دمای محیط در شرایط مرجع هستند. ψ_i نیز انرژی مخصوص کل جریان می‌باشد که در غیاب اثرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی، بصورت زیر بیان می‌شود [۱۰].

$$\psi_i = \psi_i^{\text{th}} + \psi_i^{\text{ch}} + \psi_i^{\text{ke}} + \psi_i^{\text{pe}} \quad (2)$$

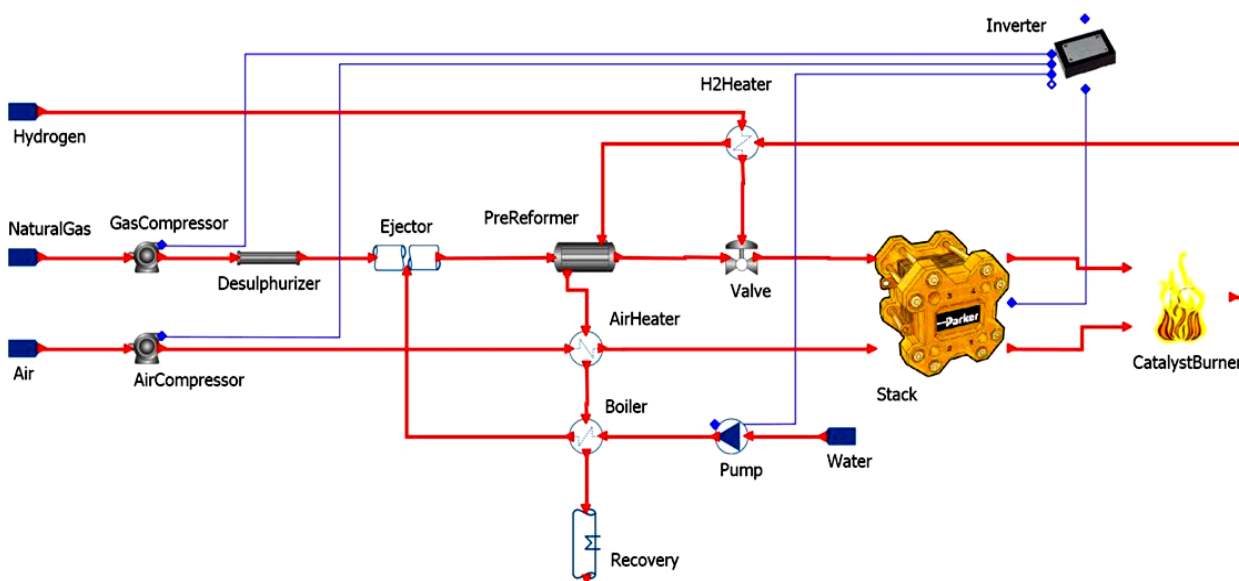
جملات ψ رابطه فوق به ترتیب نشان دهنده انرژی ترمومکانیکی، انرژی شیمیایی، انرژی جنبشی و انرژی پتانسیل (هرچند از انرژی‌های جنبشی و پتانسیل صرفنظر می‌شود) هستند که بصورت زیر بیان می‌شوند:

گرفته و اثر دبی سوخت ورودی، مقدار اصلاح مقدماتی سوخت، ضریب مصرف سوخت و ولتاژ تک پیل بر توان تولیدی و راندمان الکتریکی سیستم بررسی شده است. همچنین عملکرد سیستم با چیدمان‌های مختلف، شامل سیستم بدون بازیافت، با بازیافت گاز آند، با بازیافت گاز کاتد و با بازیافت گاز در آند و در کاتد بررسی شده است که آخرین مورد به عنوان بهترین سیستم از نظر تولید توان و راندمان الکتریکی معرفی شده است. روحانی و نجفی [۷] نیز به بررسی سیستم ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز از دیدگاه انرژی پرداخته و نشان داده‌اند که محفظه احتراق در این سیستم، دارای بیشترین میزان اتلاف انرژی است.

هدف اصلی این مقاله ارائه مدلی ریاضی برای تحلیل یک سیستم تولید همزمان بر پایه پیل سوختی اکسید جامد است. این سیستم متشکل از توده پیل سوختی، اصلاح کننده سوخت، مبدل حرارتی، کوره کاتالیستی، پمپ، کمپرسور و ... است. بدین منظور از مدل ارائه شده توسط فرزاد [۸، ۹] برای یک تک پیل سوختی اکسید جامد با اصلاح داخلی سوخت جهت مدل‌سازی توده پیل سوختی سیستم تولید همزمان استفاده شده و تحلیل انرژی و انرژی کل سیستم صورت گرفته است. سپس با استفاده از الگوریتم‌های بهینه سازی و انتخاب سه تابع هدف تولید توان الکتریکی، تولید حرارت و حداقل کردن اتلاف انرژی بهینه سازی و نقطه کار بهینه سیستم محاسبه شده است.

۲- مدل‌سازی

در شکل ۲ شماتیک یک سیستم پیل سوختی و اجزای آن نشان داده شده است. در این شکل خطوط قرمز رنگ نشان دهنده مسیر جریان سیال و خطوط آبی رنگ نشان دهنده مسیر جریان الکتریکی می‌باشند. گاز طبیعی ابتدا وارد کمپرسور شده و تا فشار کاری سیستم فشرده می‌شود، سپس جهت حذف گوگرد از واحد گوگرد زدا عبور می‌کند. گاز فاقد گوگرد پس از عبور از افشانک با بخار آب مخلوط شده و به اصلاح کننده مقدماتی سوخت وارد می‌شود. گاز خروجی از



شکل ۲- طرح سیستم تولید همزمان بدون بازیافت گازهای آند و کاتد

جدول ۱- اگزرژی شیمیایی در شرایط مرجع 1 atm, 25°C و رطوبت نسبی ۷۰٪ [۱۱]

گونه شیمیایی	اگزرژی (kJ/mol)
CH ₄	831.47
H ₂	236.098
H ₂ O (liq)	0.8842
H ₂ O (gas)	9.474
CO	247.87
CO ₂	19.610
O ₂	3.9305
N ₂	0.6681

جدول ۲- کسر مولی گونه‌های موجود در محیط در شرایط مرجع [۶]

گونه	کسر مولی %
N ₂	0.772
O ₂	0.2077
H ₂ O	0.01
CO ₂	0.0003
Ar	0.0092

۲-۱- معرفی اجزاء سیستم

در این قسمت ضمن معرفی اجزاء سیستم، روابط حاکم بر هر جزء و مفروضات بکاررفته ارائه می‌شود.

۲-۱-۱- بخش تغذیه

بطور کلی سیستم تغذیه شامل چهار بخش تغذیه هوا، گاز طبیعی، هیدروژن و آب است که، بجز هیدروژن، کلیه این

$$\psi_i^{th} = (h_i - h_i^0) - T_0 (s_i - s_i^0) \quad (3)$$

$$\psi_i^{ch} = \psi_i^{ch,0} + RT_0 \ln(y_i) \quad (4)$$

$$\psi_i^{ke} = \frac{v_i^2}{2} \quad (5)$$

$$\psi_i^{pe} = gZ_i \quad (6)$$

اگزرژی ترمومکانیکی نشان دهنده میزان انحراف دما و فشار ماده نسبت به دما و فشار محیط است، درحالی که اگزرژی شیمیایی بصورت انحراف ترکیبات شیمیایی سیال نسبت به ترکیب حالت مرجع بیان می‌شود. در روابط فوق، S انتروپی گونه‌ها است و بالانویس 0 مربوط به شرایط محیطی مرجع است. $\psi_i^{ch,0}$ نیز اگزرژی شیمیایی در شرایط مرجع است که مقدار آن برای گونه‌های دخیل در این مدل سازی در جدول ۱ آورده شده است. y_i نیز کسر مولی گونه i در مخلوط می‌باشد. شرایط محیطی مرجع نیز بصورت دمایی 25°C و فشار 1 atm و با ترکیبات مطابق جدول ۲ می‌باشند.

اگزرژی مخصوص کل جریان، در غیاب اثرات هسته‌ای، مغناطیسی، الکتریکی و کشش سطحی، بصورت مجموع اگزرژی ترمومکانیکی، اگزرژی شیمیایی، اگزرژی جنبشی و اگزرژی پتانسیل بیان می‌شود [۱۰].

$$\Delta T = T_2 - T_1 = \frac{T_1}{\eta_s} \left[\left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \quad (9)$$

برای محاسبه مقدار کار واقعی، از راندمان مکانیکی کمپرسور، η_m ، استفاده می‌شود، که به کمک آن اثرات اصطکاک در یاتاقان‌ها و دیگر اتلافات مکانیکی منظور می‌شود. در کمپرسورهای گریز از مرکز و محوری، این راندمان اغلب بیشتر از 98% است [۱۲]. راندمان کلی توربوماشین از حاصل ضرب راندمان آیزنتروپیک در راندمان مکانیکی آن بدست می‌آید.

$$\eta_T = \eta_m \eta_s \quad (10)$$

توان مورد نیاز برای به حرکت در آوردن توربوماشین به سادگی از روی میزان افزایش دما قابل محاسبه است.

$$\dot{W} = \dot{m} C_p \Delta T \quad (11)$$

که \dot{m} دبی جرمی گاز است. راندمان آیزنتروپیک را می‌توان از روی منحنی عملکرد توربوماشین تخمین زد. برای تعیین میزان توان الکتریکی مورد نیاز برای چرخاندن توربوماشین، باید توان مصرفی را بر راندمان مکانیکی آن تقسیم کرد. برای راندمان مکانیکی، اغلب مقدار 90% در نظر گرفته می‌شود [۱۲].

جهت پیدا کردن راندمان آیزنتروپیک کمپرسور از یک مدل کلی ارائه شده در مرجع [۸] استفاده شده است. راندمان مکانیکی کلیه این توربوماشین‌ها 90% در نظر گرفته شده‌اند. با توجه به اینکه هیچ واکنش و اختلاطی در توربوماشین‌ها صورت نمی‌گیرد، لذا قانون بقای گونه‌ها در مورد آن صادق است لذا قانون بقای مومنتوم نیز به صورت افزایش فشار جریان در نظر گرفته می‌شود.

$$P_{\text{output}} = P_{\text{input}} + \Delta P \quad (12)$$

با استفاده از رابطه $h = C_p T$ برای گاز کامل و همچنین جایگذاری جمله کار بر اساس رابطه (۱۱) داریم:

$$\dot{Q} = \dot{W}(1 - \eta_m) \quad (13)$$

نرخ بازگشت ناپذیری نیز بصورت زیر محاسبه می‌شود.

$$\dot{I} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{\text{input}} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{\text{output}} \dot{m}_i \psi_i \quad (14)$$

جریان‌ها در شرایط محیطی (300 K و 1 bar) وارد سیستم می‌شوند. همچنین فرض می‌شود که گاز طبیعی فقط حاوی متان است و ترکیب هوای ورودی بصورت 21% اکسیژن و 79% نیتروژن می‌باشد. دمای هیدروژن ورودی، دمای استاندارد فرض شده ولی فشار آن یکی از پارامترهای متغیر سیستم است. فرض بر این است که سوخت، هوا، هیدروژن و آب از منابع بزرگی تامین می‌شوند بطوریکه دما و فشار ورودی آنها ثابت است. پارامترهای کاری این بخش شامل فشار و دمای تغذیه و کسر مولی اجزای تشکیل دهنده آن است.

۲-۱-۲- توربوماشین‌ها

از کمپرسور، دمنده و پمپ جهت انتقال سیالات در بخش‌های مختلف سیستم استفاده می‌شود. محاسبه راندمان توربوماشین‌ها همواره یکی از مشکلات این وسایل است. در یک فرآیند بازگشت‌پذیر که بتوان از اتلاف حرارت نیز صرف‌نظر کرد (آدیاباتیک)، دمای خروجی توربوماشین را می‌توان توسط رابطه آیزنتروپیک زیر تعیین کرد، اگرچه در حالت واقعی، دمای گاز بیشتر از این مقدار است [۱۲].

$$T_2^s = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{k-1}{k}} \quad (7)$$

که T و P به ترتیب نشان دهنده دما و فشار بوده و زیرنویس-های 1 و 2 نیز به ترتیب نشان دهنده شرایط در مقاطع ورودی و خروجی توربوماشین هستند. همچنین بالانویس s نشان دهنده فرآیند آیزنتروپیک و $k = \frac{C_p}{C_v}$ نسبت حرارت مخصوص سیال است که در دمای ورودی محاسبه می‌شود. راندمان آیزنتروپیک توربوماشین به صورت نسبت کار مورد نیاز برای فشرده کردن گاز در یک فرآیند آیزنتروپیک به کار مورد نیاز برای فشرده کردن گاز در فرآیند واقعی تعریف می‌شود. با فرض گاز کامل و صرف نظر کردن از انتقال حرارت و تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل، راندمان آیزنتروپیک برابر است با [۱۲]:

$$\eta_s = \frac{W_s}{W} = \frac{m C_p (T_2^s - T_1)}{m C_p (T_2 - T_1)} = \frac{T_2^s - T_1}{T_2 - T_1} \quad (8)$$

با استفاده از تعریف راندمان آیزنتروپیک، می‌توان میزان افزایش دمای واقعی در توربوماشین را بصورت زیر محاسبه کرد.

۲-۱-۳- حذف کننده گوگرد

همان طور که قبلا بیان شد، به دلیل حساسیت پیل سوختی اکسید جامد به گوگرد، لزوم حذف گوگرد از سوخت ورودی به پیل سوختی یکی از اساسی‌ترین فرآیندهای سیستم می‌باشد. در مصارف کوچک و خانگی استفاده از یک راکتور با بستری از اکسید روی از نظر اقتصادی به صرفه‌تر است. با توجه به عدم وجود انتقال حرارت و کار در این المان و همچنین ثابت بودن دما و عدم تغییر شیمیایی گونه‌ها، بنابراین انرژی جریان در این المان ثابت می‌ماند.

۲-۱-۴- افشانک

افشانک^۱ یا جت - پمپ، پمپ ساده ای است که هیچ قطعه متحرکی ندارد و معمولا از آن برای تزریق بخار آب به گاز ورودی سیستم استفاده می‌شود. به کمک افشانک می‌توان جریان سیال خروجی از آند و کاتد را که به ترتیب غنی از بخار آب و اکسیژن است باز یافت کرده و مجددا به جریان ورودی برگشت داد. این امر موجب افزایش راندمان سیستم و کاهش حجم تجهیزات جانبی می‌گردد [۱۳].

در شکل ۳ طرح شماتیک این وسیله نشان داده شده است. مقطع ۱ محلی است که دو جریان شروع به مخلوط شدن می‌کنند و مقطع ۲ در پایین دست جریان طوری انتخاب می‌شود که مخلوط بصورت همگن و توسعه یافته درآمده است. با فرض جریان آدیاباتیک و توسعه یافته، معادلات بقای گونه‌ها، بقای مومنتوم، بقای انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری مطابق روابط زیر می‌باشند.

$$\dot{n}_{1a} + \dot{n}_{1b} = \dot{n}_2 \quad (15)$$

$$(\dot{m}_{1a}V_{1a} + P_{1a}A_{1a}) + (\dot{m}_{1b}V_{1b} + P_{1b}A_{1b}) = \dot{m}_2 V_2 + P_2A_2 \quad (16)$$

$$\sum_{input}^{1a} \dot{m}_{1a}^i \left(h_{1a}^i + \frac{V_{1a}^i{}^2}{2} \right) + \sum_{input}^{1b} \dot{m}_{1b}^i \left(h_{1b}^i + \frac{V_{1b}^i{}^2}{2} \right) = \sum_{output}^2 \dot{m}_2^i \left(h_2^i + \frac{V_2^i{}^2}{2} \right) \quad (17)$$

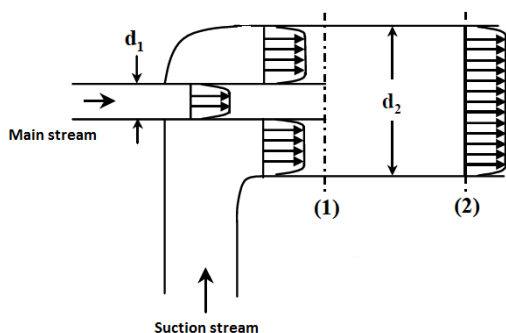
$$\dot{I} = \sum_{input}^{1a} \dot{m}_{1a}^i \psi_i + \sum_{input}^{1b} \dot{m}_{1b}^i \psi_i - \sum_{output}^2 \dot{m}_2^i \psi_i \quad (18)$$

^۱Ejector

زیر نویس های 1a، 1b و 2 به ترتیب نشان دهنده مقطع ورودی سیال اصلی، مقطع ورودی سیال مکش شده و مقطع خروجی سیال می‌باشند. روابط فوق وابسته به هندسه افشانک هستند لذا باید قطر مقطع ورودی جریان اصلی $d_{1a} = 0.5$ و قطر مقطع خروجی $d_2 = \delta d_{1a}$ مشخص باشند. پارامتر δ بیانگر نسبت انبساط مقطع و قطر مقطع ورودی افشانک می‌باشد. پارامتر کاری دیگر این بخش، نسبت بخار به کربن است که مطابق رابطه زیر محاسبه شده و دبی مخلوط ورودی مکش شده بر اساس این پارامتر محاسبه می‌شود.

$$SC = \frac{\dot{n}_{H_2O}}{\dot{n}_{CH_4} + \dot{n}_{CO}} \quad (19)$$

که \dot{n}_{CH_4} ، \dot{n}_{CO} و \dot{n}_{H_2O} به ترتیب دبی مولی متان، مونواکسید کربن و بخار آب در مخلوط می‌باشند.



شکل ۳- طرح شماتیک افشانک [۱۲، ۱۳]

۲-۱-۵- اصلاح کننده مقدماتی سوخت

همان طور که قبلا بیان شد، در یک سیستم پیل سوختی اکسید جامد با اصلاح داخلی سوخت، وجود اصلاح کننده مقدماتی ضروری است. پیش گرمایش سوخت ورودی به توده پیل سوختی، اصلاح هیدروکربن‌های سنگین‌تر و جلوگیری از رسوب کربن در توده پیل سوختی از دلایل این ضرورت می‌باشد. اصلاح کننده مقدماتی معمولا یک مبدل حرارتی با بستری کاتالیستی است که مخلوط سوخت در جدار داخلی و سیال عامل (گرم یا سرد کننده) در پوسته خارجی جریان دارد. نوع واکنش اصلاح مقدماتی می‌تواند از نوع اصلاح بخاری، اکسیداسیون جزئی و یا اصلاح حرارتی خودکار باشد، ولی معمولا استفاده از روش اصلاح بخاری بیشتر معمول

که K ثابت تعادل این واکنش است و مطابق رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$K = \exp\left(\frac{-\Delta G}{R_u T}\right) \quad (۲۷)$$

ΔG میزان تغییر انرژی آزاد گیبس واکنش در دمای خروجی، R_u ثابت جهانی گاز و T دمای خروجی اصلاح کننده است. گونه‌های ورودی به جدار خارجی نیز بدون تغییر خارج می‌شوند. افت فشار در جدار داخلی و خارجی به ترتیب برابر 50 mbar و 25 mbar فرض شده است [۱۳]. در این صورت رابطه بقای مومنتوم بصورت رابطه موازنه فشار ساده می‌شود.

$$p_{\text{shell output}} = p_{\text{shell input}} - \Delta p_{\text{shell}} \quad (۲۸)$$

$$p_{\text{tube output}} = p_{\text{tube input}} - \Delta p_{\text{tube}} \quad (۲۹)$$

با فرض شرایط آدیاباتیک، معادله بقای انرژی بصورت زیر است.

$$\sum_{\text{input}}^{\text{shell}} \dot{n}_i h_i + \sum_{\text{input}}^{\text{tube}} \dot{n}_i h_i = \sum_{\text{output}}^{\text{shell}} \dot{n}_i h_i + \sum_{\text{output}}^{\text{tube}} \dot{n}_i h_i \quad (۳۰)$$

که \dot{n}_i دبی مولی گونه i بوده و آنتالپی در هر مقطع تابعی از دمای آن مقطع است، $h = f(T)$. در رابطه (۲۸) چهار مجهول وجود دارد که دو تای آنها از شرایط بالادست (دمای ورودی پوسته و لوله) تعیین می‌شوند، بنابراین باید دمای سیال در خروجی پوسته یا لوله نیز تعیین شود. جهت اهمیت دمای اصلاح مقدماتی، دمای خروجی اصلاح کننده به عنوان پارامتر کاری این وسیله در نظر گرفته می‌شود.

با فرض آدیاباتیک بودن جزء، رابطه نرخ بازگشت ناپذیری بصورت زیر نوشته می‌شود.

$$\dot{I} = \sum_{\text{input}}^{\text{shell}} \dot{n}_i \psi_i + \sum_{\text{input}}^{\text{tube}} \dot{n}_i \psi_i - \sum_{\text{output}}^{\text{shell}} \dot{n}_i \psi_i - \sum_{\text{output}}^{\text{tube}} \dot{n}_i \psi_i \quad (۳۱)$$

۲-۱-۶- شیر مخلوط کننده

با توجه به اینکه هیچ واکنشی در این جزء واقع نمی‌شود، لذا رابطه موازنه گونه‌ها بصورت بالانس کمیت های ورودی و خروجی ساده می‌شود.

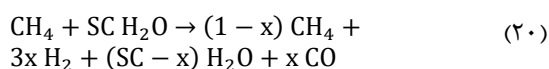
$$\dot{n}_{\text{input } 1} + \dot{n}_{\text{input } 2} = \dot{n}_{\text{output}} \quad (۳۲)$$

چون از هندسه این جزء اطلاعاتی در دست نیست، بنابراین فشار خروجی برابر متوسط فشار ورودی‌ها در نظر

است. این وسیله به یک منبع حرارتی نیازمند است که اغلب از گازهای خروجی از کوره کاتالیستی بعنوان منبع حرارتی استفاده می‌شود. گاهی اوقات هم این وسیله با کوره کاتالیستی بصورت یکپارچه ساخته می‌شود.

پکسن و همکاران [۱۴] یک اصلاح کننده مقدماتی سوخت با هندسه صفحه‌ای را بصورت سه بعدی و توسط روش حجم محدود مدل سازی کرده‌اند. آنها جریان سیال، انتقال حرارت و توزیع گونه‌ها و واکنش‌های شیمیایی را در مدل خود منظور و نتایج را با داده‌های تجربی اعتبار سنجی کرده‌اند. آنها پیشنهاد می‌کنند که واکنش جابجایی تعادلی نبوده و دارای سرعت محدود است و آزمایش انجام شده با نسبت بخار به کربن بیشتر از 1/6 نشان می‌دهد که رسوب کربن در اصلاح کننده مقدماتی ناچیز است.

گونه‌های ورودی جدار داخلی بر اساس روش اصلاح بخاری و مطابق رابطه زیر واکنش می‌دهند.



که SC نسبت مولی بخار به کربن و x میزان اصلاح سوخت است که عددی بین صفر و یک می‌باشد. در نهایت ترکیبات گازهای خروجی با فرض واکنش تعادلی جابجایی آب-گاز [۱۳]، مطابق زیر محاسبه می‌شوند.

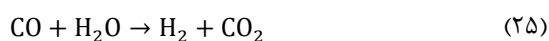
$$\dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{out}} = (1-x) \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} \quad (۲۱)$$

$$\dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{out}} = (3x+z) \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} + \dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{in}} \quad (۲۲)$$

$$\dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{out}} = (\text{SC} - x - z) \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} \quad (۲۳)$$

$$\dot{n}_{\text{CO}}^{\text{out}} = (x-z) \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} + \dot{n}_{\text{CO}}^{\text{in}} \quad (۲۴)$$

که \dot{n}^{in} و \dot{n}^{out} به ترتیب دبی مولی گونه‌ها در ورودی و خروجی اصلاح کننده است. همچنین z نشان دهنده میزان انحراف ترکیبات خروجی از واکنش اصلاح بخاری به دلیل واکنش جابجایی آب-گاز (رابطه زیر) است.



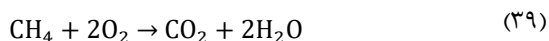
بطوریکه مقدار این کمیت (z) بر اساس رابطه ثابت تعادل واکنش فوق، مطابق زیر محاسبه می‌شود.

$$K = \frac{\dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{out}} \dot{n}_{\text{CO}_2}^{\text{out}}}{\dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{out}} \dot{n}_{\text{CO}}^{\text{out}}} \quad (۲۶)$$

۲-۱-۸- کوره کاتالیستی

همان طور که قبلا بیان شد، تمامی سوخت وارد شده به پیل سوختی مصرف نمی‌شود و همواره مقداری از آن همراه با گازهای خروجی از آند، از پیل سوختی خارج می‌شوند. همچنین هوای ورودی نیز بیشتر از میزان هوای مورد نیاز است و مقداری اکسیژن مازاد با دمای بالا از کاتد خارج می‌شود. جهت جلوگیری از اتلاف انرژی در سیستم پیل سوختی لزوم استفاده از سوخت و هوای خروجی احساس می‌شود. بدین منظور در پایین دست توده پیل سوختی از یک کوره که می‌تواند یک کوره معمولی و یا یک کوره کاتالیستی باشد، استفاده می‌شود. استفاده از کوره کاتالیستی علاوه بر کاهش سروصدای سیستم، به دلیل عدم اختلاط شدید سوخت و هوا و عدم وجود احتراق، موجب کاهش میزان بازگشت ناپذیری و افزایش راندمان می‌شود. با طراحی مناسب کوره کاتالیستی، می‌توان LHV % 35-55 سوخت ورودی به سیستم را بصورت حرارت بازیافت کرد [۱۷].

با توجه به اینکه دبی هوای خروجی از کاتد اغلب بیشتر از دبی هوای مورد نیاز برای احتراق سوخت‌های خروجی از آند می‌باشد، بنابراین فرض می‌شود کلیه سوخت‌های موجود در مخلوط خروجی از آند (شامل متان، هیدروژن و مونواکسید کربن) بطور کامل و مطابق معادلات زیر به مصرف می‌شوند.



بنابراین روابط بقای گونه‌ها در کوره کاتالیستی بصورت زیر خواهد بود.

$$\dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{out}} = 0 \quad (42)$$

$$\dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{out}} = 0 \quad (43)$$

$$\dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{out}} = \dot{n}_{\text{H}_2\text{O}}^{\text{in}} + 2 \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} + \dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{in}} \quad (44)$$

$$\dot{n}_{\text{CO}}^{\text{out}} = 0 \quad (45)$$

$$\dot{n}_{\text{CO}_2}^{\text{out}} = \dot{n}_{\text{CO}_2}^{\text{in}} + \dot{n}_{\text{CH}_4}^{\text{in}} + \dot{n}_{\text{CO}}^{\text{in}} \quad (46)$$

گرفته شده و از افت فشار در آن صرف‌نظر می‌شود. بنابراین داریم.

$$P_{\text{output}} = \frac{P_{\text{input 1}} + P_{\text{input 2}}}{2} \quad (33)$$

با صرف‌نظر کردن از انتقال حرارت با محیط، معادله بقای انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری مطابق زیر خواهند بود.

$$\sum_{\text{input 1}} \dot{n}_i h_i + \sum_{\text{input 2}} \dot{n}_i h_i = \sum_{\text{output}} \dot{n}_i h_i \quad (34)$$

$$\dot{I} = \sum_{\text{input 1}} \dot{n}_i \psi_i + \sum_{\text{input 2}} \dot{n}_i \psi_i - \sum_{\text{out}} \dot{n}_i \psi_i \quad (35)$$

که آنتالپی‌های ورودی در سمت هیدروژن و سوخت اصلاح شده به ترتیب در دمای خروجی گرم‌کن هیدروژن و اصلاح کننده مقدماتی و دمای گاز خروجی با توجه به موازنه انرژی محاسبه می‌شوند.

پارامتر کاری این جزء که معیاری از سهم هیدروژن ورودی در خروجی است، بصورت زیر تعریف می‌شود.

$$X = \frac{\dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{input 2}}}{\dot{n}_{\text{H}_2}^{\text{output}}} \quad (36)$$

۲-۱-۷- توده پیل سوختی

با فرض اینکه رفتار کل توده پیل سوختی مشابه یک تک پیل باشد و از افت‌های ناشی از اتصالات و مجراهای توزیع گاز صرف‌نظر شود، به سادگی می‌توان مدل ارائه شده برای یک تک پیل را به توده پیل سوختی بسط داد [۹، ۱۵، ۱۶]. با این تفاسیر هیچکدام از پارامترهای داخلی مدل تغییر نمی‌کند و فقط دبی مخلوط‌های سوخت و هوا و توان تولیدی با ضریب n (تعداد پیل‌های تشکیل دهنده توده) افزایش می‌یابند. بنابراین پارامترهای کاری توده پیل سوختی شامل ضریب مصرف سوخت، نسبت هوای اضافی، چگالی جریان متوسط و تعداد پیل‌ها در توده پیل سوختی می‌باشند.

روابط بقای گونه‌ها و مومنتوم بر اساس مدل تک پیل برقرار است. با فرض اینکه انتقال حرارت از پیل سوختی در دمای متوسط آن انجام شود، معادله بقای انرژی و رابطه نرخ بازگشت ناپذیری نیز بصورت زیر هستند.

$$\dot{Q} = \dot{W} + \sum_{\text{out}}^{\text{an.}} \dot{m}_i h_i + \sum_{\text{out}}^{\text{cath.}} \dot{m}_i h_i - \sum_{\text{in}}^{\text{an.}} \dot{m}_i h_i - \sum_{\text{in}}^{\text{cath.}} \dot{m}_i h_i \quad (37)$$

$$\dot{I} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} - \dot{W} + \sum_{\text{in}}^{\text{cath.}} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{\text{out}}^{\text{an.}} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{\text{out}}^{\text{cath.}} \dot{m}_i \psi_i \quad (38)$$

و از مبدل حرارتی گاز- مایع جهت تولید بخار برای تغذیه اصلاح کننده سوخت استفاده می‌شود.

با توجه به اینکه در مبدل حرارتی واکنشی صورت نمی‌گیرد، بنابراین ترکیب گونه‌ها ثابت باقی می‌ماند. همچنین چون اطلاعات کمی در مورد مبدل‌های حرارتی مورد استفاده در سیستم‌های پیل سوختی در دسترس بود، میزان افت فشار در هر دو سمت سرد و گرم این مبدل‌ها برابر 100 mbar در نظر گرفته می‌شود [۱۳]. بنابراین معادله بقای مومنتوم مطابق روابط زیر بصورت رابطه موازنه فشار ساده می‌شود.

$$P_{out}^{shell} = P_{in}^{shell} - \Delta P^{shell} \quad (۵۲)$$

$$P_{out}^{tube} = P_{in}^{tube} - \Delta P^{tube} \quad (۵۳)$$

با صرف نظر کردن از انتقال حرارت با محیط [۱۹]، معادله بقای انرژی بصورت زیر ساده می‌شود.

$$\sum_{in}^{shell} \dot{n}_i h_i + \sum_{in}^{tube} \dot{n}_i h_i = \sum_{out}^{shell} \dot{n}_i h_i + \sum_{out}^{tube} \dot{n}_i h_i \quad (۵۴)$$

که \dot{n}_i دبی مولی گونه i بوده و آنتالپی در هر مقطع تابعی از دمای آن مقطع است. در رابطه فوق چهار دمای مجهول وجود دارد که دو تای آنها از شرایط بالادست (دمای ورودی پوسته و لوله) تعیین می‌شوند، بنابراین باید دمای سیال در خروجی پوسته یا لوله نیز معلوم باشد تا بتوان دمای مجهول دیگر را محاسبه کرد. بنابراین یکی از این دو دمای مجهول، به عنوان پارامتر کاری مبدل حرارتی تعریف می‌شوند. برای محاسبه خواص ترمودینامیکی آب، نقطه جوش آن در دمای 100°C ثابت در نظر گرفته می‌شود.

با فرض آدیاباتیک بودن المان، رابطه نرخ بازگشت ناپذیری بصورت زیر بدست می‌آید.

$$\dot{I} = \sum_{in}^{shell} \dot{n}_i \psi_i + \sum_{in}^{tube} \dot{n}_i \psi_i - \sum_{out}^{shell} \dot{n}_i \psi_i - \sum_{out}^{tube} \dot{n}_i \psi_i \quad (۵۵)$$

۲-۱-۱۰- بازباب

در حقیقت بازباب یک مبدل حرارتی است که جهت گرمایش آب برای مصارف خارج از سیستم مورد استفاده قرار می‌گیرد. و به همین دلیل بصورت مجزا مورد بررسی قرار می‌گیرد. مدل بازباب ارائه شده در این قسمت، فقط بخش پوسته یک مبدل حرارتی است که در بالا بدان اشاره شد. بنابراین کلیه معادلات بقای گونه‌ها و مومنتوم مشابه مبدل حرارتی است

$$\dot{n}_{O_2}^{out} = \dot{n}_{O_2}^{in} - 2 \dot{n}_{CH_4}^{in} - 1/2 \dot{n}_{H_2}^{in} - 1/2 \dot{n}_{CO}^{in} \quad (۴۷)$$

$$\dot{n}_{N_2}^{out} = \dot{n}_{N_2}^{in} \quad (۴۸)$$

چون از هندسه این المان اطلاعاتی در دست نیست، بنابراین فشار خروجی برابر متوسط فشار ورودی‌ها، منهای افت فشار 20 mbar [۱۳] در نظر گرفته شده است. بنابراین داریم.

$$P_{output} = \frac{P_{input 1} + P_{input 2}}{2} - \Delta P \quad (۴۹)$$

با صرف نظر کردن از انتقال حرارت با محیط، معادله بقای انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری مطابق زیر خواهند بود.

$$\sum_{in}^{an. side} \dot{n}_i h_i + \sum_{in}^{cath. side} \dot{n}_i h_i = \sum_{out} \dot{n}_i h_i \quad (۵۰)$$

$$\dot{I} = \sum_{in}^{an. side} \dot{n}_i \psi_i + \sum_{in}^{cath. side} \dot{n}_i \psi_i - \sum_{out} \dot{n}_i \psi_i \quad (۵۱)$$

که آنتالپی‌های ورودی در سمت آند و کاتد در دمای خروجی توده پیل سوختی و دمای گازهای خروجی با توجه به موازنه انرژی محاسبه می‌شوند.

کنترل دمای کوره کاتالیستی یکی از نکات مهم در طراحی سیستم است، زیرا که دمای بالا می‌تواند به ساختار کوره کاتالیستی در بلند مدت آسیب برساند. یکی از دلایل افزایش بیش از حد دما در کوره کاتالیستی، میزان بالای سوخت مصرف نشده در آند توده پیل سوختی است، که خود می‌تواند ناشی از پایین بودن ضریب مصرف سوخت و یا جریان کاری (بار) کم توده پیل سوختی باشد. کوللا [۱۸] مشکلات مرتبط با کنترل عملکرد کوره کاتالیستی در یک سیستم تولید همزمان بر پایه پیل سوختی پلیمری را بررسی کرده است. از جمله راه‌کارهای ارائه شده می‌توان به بازیافت گاز در آند و کاتد و کنترل میزان بازیافت در زمان گذار سیستم اشاره کرد.

۲-۱-۹- مبدل حرارتی

مبدل حرارتی یک جزء جدایی ناپذیر در سیستم‌های تولید همزمان است که جدا از نوع چیدمان آن در سیستم، دارای انواع مختلفی است. از مبدل حرارتی گاز-گاز جهت پیش گرمایش هوا و یا سوخت و همچنین در اصلاح کننده سوخت

توان الکتریکی خالص بصورت توان الکتریکی متناوب خروجی از مبدل الکتریکی و توان حرارتی خروجی نیز بر اساس مقدار حرارت قابل استفاده بازیافت کننده حرارت تعریف می‌شوند. نرخ بازگشت ناپذیری در سیستم نیز بر اساس موازنه انرژی در سیستم، مطابق زیر بیان می‌شود.

$$\dot{I} = \left(1 - \frac{T_0}{T_{GC}}\right) \dot{Q}_{GC} + \left(1 - \frac{T_0}{T_{AC}}\right) \dot{Q}_{AC} + \left(1 - \frac{T_0}{T_P}\right) \dot{Q}_P + \left(1 - \frac{T_0}{T_P}\right) \dot{Q}_P + \left(1 - \frac{T_0}{T_{FC}}\right) \dot{Q}_{FC} + \left(1 - \frac{T_0}{T_R}\right) \dot{Q}_R + \left(1 - \frac{T_0}{T_I}\right) \dot{Q}_I - W_{net} + \sum_{in} \dot{n}_i h_i \psi_i - \sum_{out} \dot{n}_i h_i \psi_i \quad (61)$$

میزان انرژی ورودی و خروجی سیستم به ترتیب در مقاطع ورودی کمپرسورهای هوا، گاز متان، پمپ و گرمکن هیدروژن و خروجی بازیاب محاسبه می‌شوند. راندمان‌های تولید توان و حرارت بر اساس قوانین اول و دوم ترمودینامیک بصورت زیر تعریف می‌شوند [۳].

$$\varepsilon_{el}^I = \frac{W_{net}}{\dot{n}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (62)$$

$$\varepsilon_{el}^{II} = \frac{W_{net}}{\dot{n}_{fuel} \psi_{fuel} + \dot{n}_{Air} \psi_{Air} + \dot{n}_{water} \psi_{water}} \quad (63)$$

$$\varepsilon_{he}^I = \frac{\dot{Q}_R}{\dot{n}_{fuel} LHV_{fuel}} \quad (64)$$

$$\varepsilon_{he}^{II} = \frac{\dot{Q}_R \left(1 - \frac{T_0}{T}\right)}{\dot{n}_{fuel} \psi_{fuel} + \dot{n}_{Air} \psi_{Air} + \dot{n}_{water} \psi_{water}} \quad (65)$$

راندمان تولید همزمان نیز بصورت مجموع راندمان‌های تولید توان و حرارت تعریف می‌شود.

۲-۳- روش حل معادلات

معادلات ریاضی ارائه شده جهت مدل‌سازی سیستم توسط نرم‌افزار جی-پرامز (gPROMS) در حالت استاتیکی حل شده است. این نرم‌افزار از الگوریتم فاکتورگیری LU برای حل معادلات جبری خطی، از الگوریتم‌های سه قطری سازی مثلث و نیوتن برای حل معادلات جبری غیر خطی، از الگوریتم‌های رانگ-کوتا و تفاضل محدود برای معادلات جبری-دیفرانسیلی و از الگوریتم‌های تیراندازی ساده و چندگانه برای حل مسائل بهینه‌سازی استفاده می‌کند. برای

ولی روابط انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری بصورت زیر در می‌آیند.

$$\dot{Q} = \sum_{in} \dot{n}_i h_i - \sum_{out} \dot{n}_i h_i \quad (66)$$

$$\dot{I} = \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) \dot{Q} + \sum_{in} \dot{m}_i \psi_i - \sum_{out} \dot{m}_i \psi_i \quad (67)$$

دمای خروجی بازیاب بصورت یک پارامتر کاری و برابر دمای انتقال حرارت در نظر گرفته می‌شود.

۲-۱-۱- مبدل الکتریکی

وظیفه مبدل الکتریکی تبدیل جریان مستقیم خروجی پیل سوختی به جریان متناوب است. مبدل‌های امروزی دارای راندمانی در محدوده 87-94% می‌باشند که تابعی از نوع مبدل و مقدار بار است [۱۳]. در این بررسی راندمان مبدل برابر 90% و مستقل از بار فرض شده است. زیرا تغییرات راندمان در محدوده 20-100% توان نامی کمتر از 3% است [۱۳].

با توجه به اینکه جریان سیالی در مبدل الکتریکی وجود ندارد بنابراین قطعا صحبت از بقای گونه‌ها و مومنتوم صحیح نیست، ولی می‌توان از قوانین بقای انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری برای آن استفاده کرد. کار خروجی مبدل، مطابق زیر، برابر توان تولیدی پیل سوختی منهای توان مصرف کنندگان داخلی است.

$$\dot{W}^{out} = \dot{W}^{fc} \eta_{Inver.} - \dot{W}^{Gas comp.} - \dot{W}^{Air comp.} - \dot{W}^{pump} \quad (68)$$

در نبود جریان سیال، روابط بقای انرژی و نرخ بازگشت ناپذیری بصورت زیر ساده می‌شوند:

$$\dot{Q} = \dot{W} = \dot{W}^{fc} (\eta_{Inv.} - 1) \quad (69)$$

$$\dot{I} = \frac{T_0}{T} \dot{W}^{fc} (1 - \eta_{Inv.}) \quad (60)$$

۲-۲- مشخصه‌های کارایی سیستم

برای بررسی عملکرد سیستم در شرایط مختلف از مشخصه‌های کارایی مختلفی استفاده می‌شود. مشخصه‌های کارایی این سیستم شامل توان الکتریکی خالص سیستم، توان حرارتی خروجی سیستم، نرخ بازگشت ناپذیری در سیستم و راندمان‌های قانون اول و دوم در فرآیندهای تولید توان، حرارت و تولید همزمان هستند.

اطلاعات بیشتر از این نرم‌افزار می‌توان به مراجع [۲۰-۲۲] مراجعه کرد.

سیستم مورد نظر در مجموع دارای ۱۹ پارامتر کاری است که باید محاسبه شوند. فرض می‌شود که سیستم در نقطه کاری حداکثر توان پیل سوختی قرار دارد. همچنین فرض می‌شود که جهت جلوگیری از تنش‌های حرارتی و مکانیکی، دمای خروجی گرمکن هیدروژن برابر دمای خروجی اصلاح کننده و فشار رگولاتور (تغذیه) هیدروژن متناسب با فشار خروجی اصلاح کننده باشد.

۳- نتایج

ابتدا سیستم در پارامترهای کاری مرجع، مطابق جدول ۳ مدل‌سازی شده است. فلودیاگرام فشار و دمای سیستم در شکل ۴ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود بیشترین افت فشار در کانال هوای پیل سوختی و بیشترین تغییر دما در کوره کاتالیستی وجود دارد.

فلودیاگرام اگزرژی جریان سیستم نیز در شکل ۵ نشان داده شده است. همانطور که مشاهده می‌شود از طریق جریان‌های سوخت، هوا و آب به ترتیب مقدار 141.08 kW، 0.22 kW و 0.30 kW اگزرژی وارد سیستم شده و 1.19 kW اگزرژی نیز از خروجی بازیاب از سیستم خارج می‌شود. همانطور که مشاهده می‌شود، بیشترین تغییر در اگزرژی جریان در طول کانال سوخت توده پیل سوختی واقع می‌شود. در شکل ۶ نیز فلودیاگرام کار، حرارت و بازگشت ناپذیری سیستم نشان داده شده است. در این شکل نمادهای Q ، W ، Q و Q به ترتیب نشان دهنده کار و حرارت مبادله شده اجزاء با محیط، تبادل حرارت بین اجزاء و بازگشت ناپذیری (اتلاف اگزرژی) هستند.

توان خروجی سیستم 27.68 kW است که مطابق شکل ۷، کمپرسور هوا اصلی‌ترین مصرف کننده توان داخلی سیستم محسوب می‌شود. میزان حرارت قابل بازیافت سیستم نیز معادل 115.23 kW است و 4.23 kW حرارت غیر قابل بازیافت از سیستم خارج می‌شود. همچنین برای نگه داشتن توده پیل سوختی در دمای کاری به 2.42 kW حرارت نیاز است. در کل، حدود 95.92 kW اگزرژی در سیستم تلف می‌شود، که مطابق شکل ۸، بیشترین مقدار آن در بازیاب و کوره

کاتالیستی رخ می‌دهد. راندمان‌های سیستم نیز در جدول ۴ آورده شده است.

جدول ۳- پارامترهای کاری سیستم (شرایط مرجع)

توضیحات	مقدار	پارامتر کاری
بر اساس فشار اتمسفریک در خروجی بازیاب*	2.2	افزایش فشار در کمپرسور گاز $\Delta P_{GasCompressor}$ (bar)
فرض شرایط پایه	3.2	نسبت فشار در نقطه حداکثر راندمان کمپرسور گاز
فرض شرایط پایه	0.170	دبی در نقطه حداکثر راندمان کمپرسور گاز (mol/s)
بر اساس فشار اتمسفریک در خروجی بازیاب*	0.67	افزایش فشار در کمپرسور هوا $\Delta P_{AirCompressor}$ (bar)
فرض شرایط پایه	1.67	نسبت فشار در نقطه حداکثر راندمان کمپرسور هوا
فرض شرایط پایه	2.101	دبی در نقطه حداکثر راندمان کمپرسور هوا (mol/s)
با فرض شرایط اتمسفریک در ورودی مکنده افشانک	0.1	افزایش فشار در پمپ (bar) ΔP_{pump}
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	1073	دمای خروجی لوله اصلاح کننده $T_{Pre-Reformer}^{Tube-out}$ (K)
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	1073	دمای خروجی لوله پیش-گرمکن هوا $T_{Air Heater}^{Tube-out}$ (K)
فرض	420	دمای خروجی لوله بویلر (K) $T_{Boiler}^{Tube-out}$
فرض	353	دمای خروجی پوسته بازیاب حرارت (K) $T_{Recovery}^{out}$
فرض	2	نسبت انبساط افشانک، δ
فرض	0	میزان اختلاط هیدروژن X ، (%)
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	2	نسبت بخار به کربن، SC
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	30	میزان اصلاح مقدماتی سوخت x ، (%)
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	50	ضریب بهره‌برداری سوخت توده پیل سوختی U_f ، (%)
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	2.60	میزان هوای اضافی توده پیل سوختی، λ_g
بر اساس نقطه کاری پیل سوختی	30,204	چگالی جریان متوسط توده پیل سوختی \bar{J} ، (A/m ²)
فرض	1000	تعداد المان در توده پیل سوختی، n

* و اختلاف فشار حداکثر 0.1 bar در ورودی پیل سوختی

جدول ۴- راندمان‌های کاری سیستم

18.3%	راندمان قانون اول تولید توان
19.5%	راندمان قانون دوم تولید توان
76.4%	راندمان قانون اول تولید حرارت
12.6%	راندمان قانون دوم تولید حرارت
94.7%	راندمان قانون اول تولید همزمان
32.2%	راندمان قانون دوم تولید همزمان

جدول ۵- قیدها و کنترل‌ها برای پیدا کردن نقطه کاری

بهینه سیستم		
$MAX(\epsilon_{el}^{I_{PEL-AC}})$	رویکرد تولید توان الکتریکی	ب.م.ت
$MAX(\epsilon_{he}^I Q)$	رویکرد تولید حرارت	
$MIN(I)$	رویکرد حداقل اتلاف انرژی	
$2,000 < \bar{j} < 35,000$	چگالی جریان متوسط توده پیل سوختی (A/m ²)	ب.م.ت
$823 < T_{Pre-Reformer}^{Tube-out} < 1073$	دمای خروجی لوله اصلاح کننده (K)	
$823 < T_{Air Heater}^{Tube-out} < 1073$	دمای خروجی لوله پیش-گرمکن هوا (K)	
$50 < U_f < 90$	ضریب مصرف سوخت توده پیل سوختی (%)	
$2 < \lambda_a < 14$	میزان هوای اضافی توده پیل سوختی	
$5 < x < 30$	میزان اصلاح مقدماتی سوخت (%)	
$2 < SC < 10$	نسبت بخار به کربن	
$0.01 < \Delta P_{GasCompressor} < 5$	افزایش فشار در کمپرسور گاز (bar)	
$0.01 < \Delta P_{AirCompressor} < 5$	افزایش فشار در کمپرسور هوا (bar)	
$0.01 < \Delta P_{Pump} < 5$	افزایش فشار در پمپ (bar)	
$373 < T_{Boiler}^{Tube-out} < 450$	دمای لوله بویلر خروجی (K)	ب.م.ت
$1.5 < \delta < 5$	نسبت انبساط افشانی	
$0.5 < V$	ولتاژ خروجی توده پیل سوختی (V)	
$\frac{dT_{PEN}}{dx} \Big _{max} < 1000$	حداکثر گرادیان دما در PEN توده پیل سوختی (K/m)	
$1.3 < p_{Fuel Cell}^{Anode inlet} < 5$	فشار ورودی آند پیل سوختی (bar)	
$1.3 < p_{Fuel Cell}^{Cathode inlet} < 5$	فشار ورودی کاتد پیل سوختی (bar)	ب.م.ت
$0 < p_{Fuel Cell}^{Cathode inlet} - p_{Fuel Cell}^{Anode inlet} < 0.1$	اختلاف فشار ورودی کاتد و آند پیل سوختی (bar)	

۳-۱- نقطه کاری بهینه سیستم

با توجه به اینکه سیستم مورد نظر جهت تامین توان و یا حرارت مورد استفاده قرار گیرد، پارامترهای کاری آن متفاوت خواهد بود. در این بخش نقطه کاری سیستم با سه رویکرد ۱- تولید توان، ۲- تولید حرارت و ۳- حداقل اتلاف انرژی مورد بررسی قرار می‌گیرد. قیدهای این سه رویکرد طوری انتخاب شده‌اند که به ترتیب منجر به بیشترین تولید توان، بیشترین تولید حرارت و کمترین اتلاف انرژی شوند.

بنابراین بر اساس این سه هدف اقدام به بهینه سازی پارامترهای کاری سیستم شده و پارامترهای کاری سیستم محاسبه شده است. شرایط محاسبه نقطه کاری سیستم و قیدها و کنترل‌ها در جدول ۵ آورده شده است. پارامترهای ذکر نشده در این جدول، ثابت و برابر مقادیر جدول ۳ در نظر گرفته شده‌اند. پس از بهینه سازی، مقادیر نقطه کاری سیستم در جدول ۶ آورده شده است.

همانطور که مشاهده می‌شود، انرژی کمتری در رویکرد تولید توان تلف می‌شود، که دلیل آن استفاده بیشتر سوخت در پیل سوختی و احتراق کمتر آن است. مهمترین کمیت‌ها در کنترل میزان اتلاف انرژی، ضریب مصرف سوخت و چگالی جریان توده پیل سوختی هستند که کنترل کننده نسبت حرارت به توان تولیدی سیستم نیز می‌باشند.

۴- جمع بندی

در این مقاله یک سیستم تولید همزمان بر پایه پیل سوختی اکسید جامد معرفی و پس از مدل سازی اجزای آن، با بهینه سازی سیستم نقطه کاری با سه تابع هدف مختلف تعیین شده است.

جدول ۶ - پارامترها و کمیت‌های کاری سیستم در نقاط بهینه سیستم در رویکردهای مختلف

رویکرد حداقل اتلاف انرژی	رویکرد تولید حرارت	رویکرد تولید توان	پارامترها و کمیت‌های کاری سیستم
			چگالی جریان
2,000	34,253	17,174	متوسط توده پیل سوختی (A/m^2)
823	1073	1073	دمای خروجی لوله اصلاح کننده (K)
1063	1073	1073	دمای خروجی لوله پیش-گرمکن هوا (K)
90.00	50.00	83.54	ضریب مصرف سوخت توده پیل سوختی (%)
4.13	3.91	4.91	میزان هوای اضافی توده پیل سوختی
30.00	27.85	30.00	میزان اصلاح مقدماتی سوخت (%)
2.00	4.58	3.07	نسبت بخار به کربن
0.38	0.62	0.83	افزایش فشار در کمپرسور گاز (bar)
0.40	1.29	0.40	افزایش فشار در کمپرسور هوا (bar)
1.47	1.47	0.43	افزایش فشار در پمپ (bar)
408	401	378	دمای دمای خروجی لوله بویلر (K)
2.02	2.01	4.57	نسبت انبساط افشانک
2.84	16.52	16.24	توان خروجی (kW)
1.83	143.14	25.34	حرارت خروجی (kW)
0.644	8.665	1.560	نسبت حرارت به توان
1.94	125.62	25.58	اتلاف انرژی (kW)
51.24	9.45	31.62	راندمان قانون اول تولید توان (%)
32.94	81.89	49.35	راندمان قانون اول تولید حرارت (%)

تحلیل انرژی و انرژی سیستم نشان داد که بیشترین تغییر انرژی جریان در کانال سوخت پیل سوختی واقع می-شود ، همچنین بیشترین سهم مصرف توان در داخل سیستم مربوط به کمپرسور هوا و بیشترین میزان برگشت ناپذیری در کوره کاتالیستی صورت می‌گیرد.

نتایج بهینه سازی نیز نشان داد که برای حداقل کردن اتلاف انرژی، رویکرد تولید توان رویکرد مناسب‌تری است. بنابراین، فرض استفاده از یک سیستم CHP در مقایسه با یک سیستم منفرد تولید برق و یا حرارت کاملا اثبات می‌گردد.

۵- علائم، نشانه‌ها و ارقام

\dot{i}	نرخ بازگشت ناپذیری (W)
LHV	ارزش حرارتی پایین سوخت (J/mol)
\dot{Q}	حرارت (W)
T	دما (K)
T_0	دمای محیط در شرایط مرجع (K)
\dot{W}	کار (W)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
\dot{n}	دبی مولی (mol/s)

علائم یونانی

ψ	انرژی مخصوص (J/kg یا J/mol)
ϵ	راندمان

زیرنویس‌ها

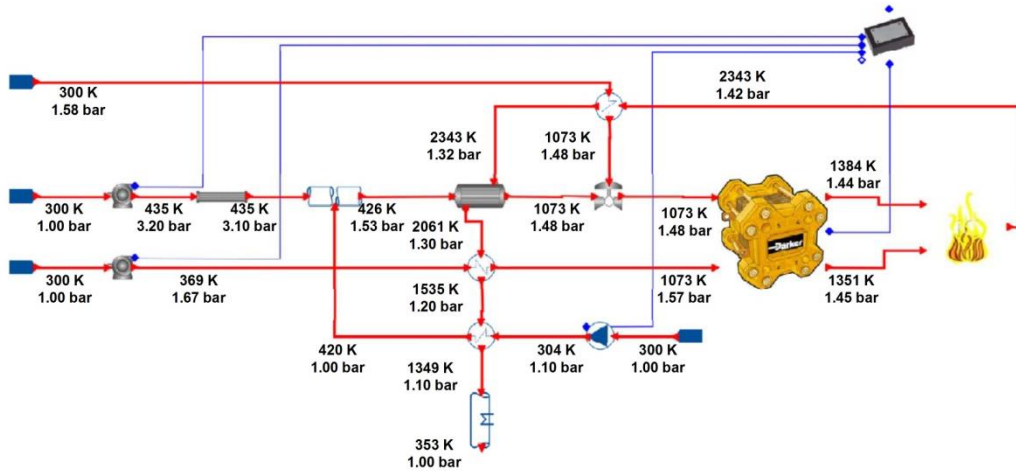
AC	کمپرسور هوا
FC	توده پیل سوختی
GC	کمپرسور گاز
I	مبدل الکتریکی
P	پمپ
R	بازتاب
el	الکتریکی
he	حرارتی
i	شمارنده گونه شیمیایی

بالانویس‌ها

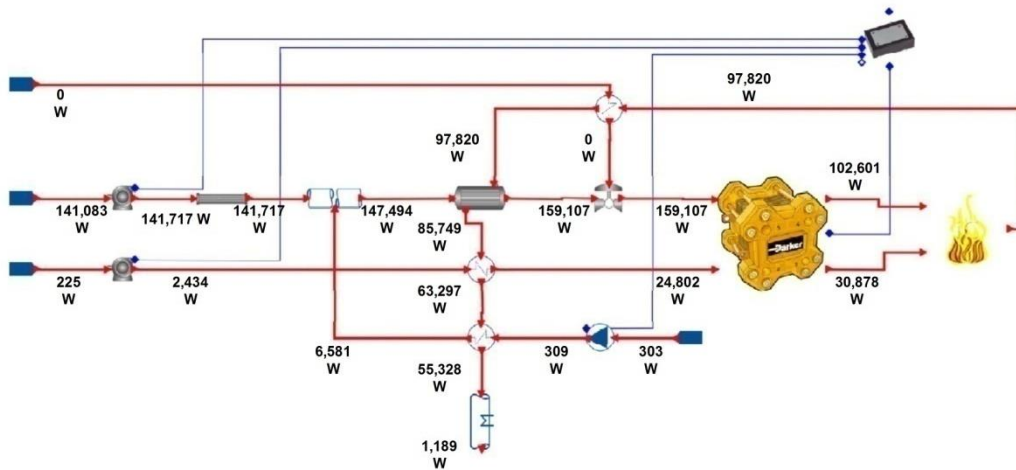
I	قانون اول ترمودینامیک
II	قانون دوم ترمودینامیک

۶- قدردانی

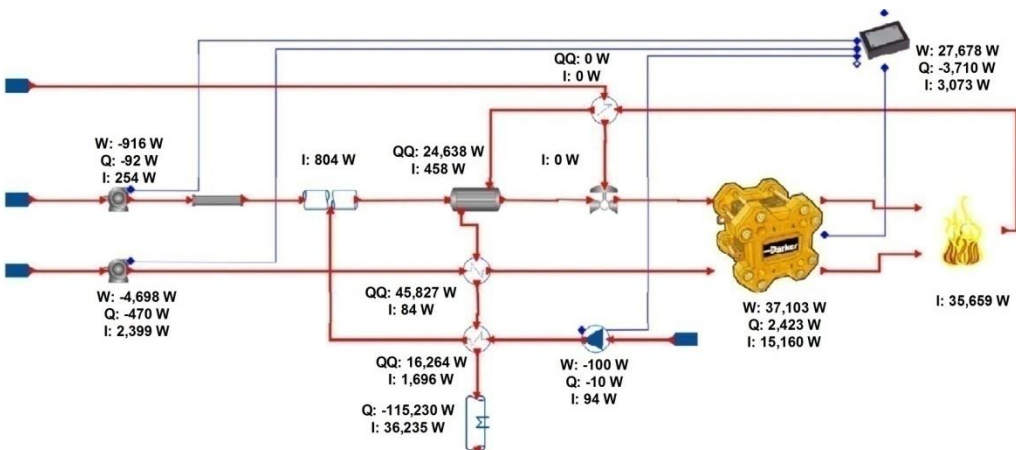
نویسندگان مقاله بدین وسیله از کمیته راهبردی پیل های سوختی سازمان انرژی‌های نو به دلیل حمایت مالی قدردانی می‌کند.



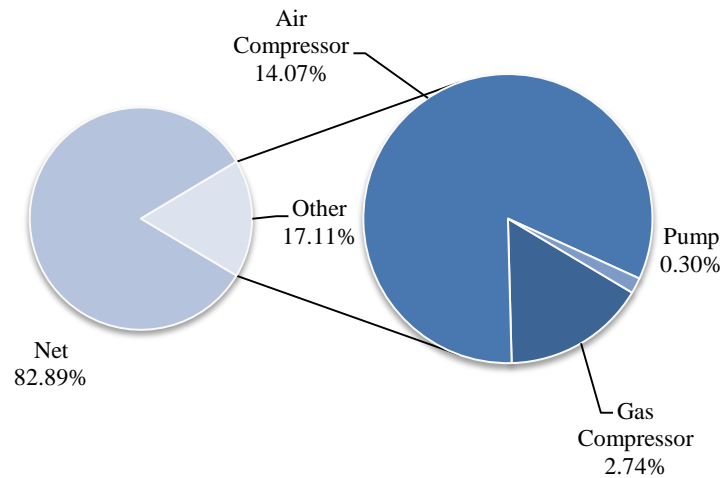
شکل ۴ فلودیگرام فشار و دمای سیستم در شرایط مرجع



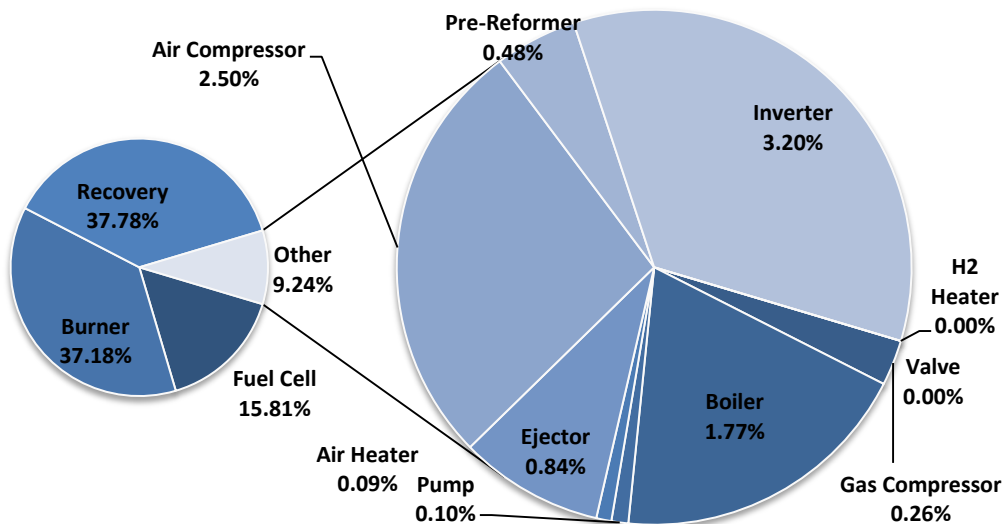
شکل ۵- فلودیگرام انرژی جریان سیستم در شرایط مرجع



شکل ۶- فلودیگرام کار، حرارت و بازگشت ناپذیری سیستم در شرایط مرجع



شکل ۷- موازنه توان سیستم



شکل ۸- موازنه اتلاف انرژی سیستم

۷- مراجع

applications. in Third National Conference of IBPSA, Berkeley, California, USA.

[۷] شهاب روحانی، امیر فرهاد نجفی (۱۳۸۹)، آنالیز ترمودینامیکی سیستم‌های ترکیبی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گازی از طریق انرژی، بیست و پنجمین کنفرانس بین المللی برق، تهران، ایران.

[۸] محمد علی فرزاد (۱۳۹۰)، مدل‌سازی یک سیستم تولید همزمان بر پایه پیل سوختی اکسید جامد و فتوولتایک در کاربری مسکونی در شرق ایران، پایان نامه کارشناسی ارشد مکانیک، دانشگاه بیرجند، بیرجند.

[۹] محمد علی فرزاد، حسن حسن زاده (۱۳۹۴)، مدل‌سازی و بهینه سازی یک تک پیل سوختی اکسید جامد صفحه ای مجله مهندسی مکانیک مدرس، جلد ۱۵، شماره ۲، صفحات ۸۱-۹۱.

- [۱] دفتر برنامه ریزی کلان برق و انرژی، ترازنامه انرژی سال ۱۳۸۸ وزارت نیرو، معاونت امور برق و انرژی، تهران.
- [2] Onovwiona HI, Ugursal VI (2006) Residential cogeneration systems: review of the current technology. *Renew Sust Energy Rev* 10(5): 389-431.
- [3] Chaisantikulwat A, Diaz-Goano C, Meadows ES (2008) Dynamic modelling and control of planar anode-supported solid oxide fuel cell. *Comput Chem Eng* 32(10): 2365-2381.
- [4] Rosen MA, Scott DS (1988) A thermodynamic investigation of the potential for cogeneration for fuel cells. *Int J Hydrogen Energy* 13: 775-782.
- [5] San B, Zhou P, Clealand D (2010) Dynamic modeling of tubular SOFC for marine power System. *J Mar Sci Appl* 9(3): 231-240.
- [6] Lee KH, Strand RK (2008) A system level simulation model of SOFC systems for building

- variable thermodynamic, physical, and flow properties. Steady-state and dynamic analysis. *Chem Eng Sci* 60: 2963-2975.
- [17] Aguiar P, Adjiman CS, Brandon NP (2005) Anode-supported intermediate-temperature direct internal reforming solid oxide fuel cell II. Model-based dynamic performance and control. *J Power Sources* 147: 136-147.
- [18] Colella WG (2003) Design considerations for effective control of an afterburner sub-system in a combined heat and power (CHP) fuel cell system (FCS). *J Power Sources* 118: 118-128.
- [19] Beausoleil-Morrison I, Schatz A, Maréchal F (2006) A model for simulating the thermal and electrical production of small-scale solid-oxide fuel cell cogeneration systems within building simulation programs. *HVAC&R Research* 12.
- [20] gPROMS Model Developer Guide, Process Systems Enterprise, 2011.
- [21] gPROMS ModelBuilder Guide, Process Systems Enterprise, 2011.
- [22] gPROMS Optimisation Guide, Process Systems Enterprise, 2011.
- [10] Davidsson S (2011) Life cycle exergy analysis of wind energy systems "Assessing and improving life cycle analysis methodology". M.Sc. Thesis, Uppsala University.
- [11] Ertesvag IS (2006) Sensitivity of the chemical exergy for atmospheric gases and gaseous fuels to variations in ambient conditions. *Energ Convers Manage* 48(7).
- [12] O'Hayre RP, Cha SW, Colella W, Prinz FB (2006) *Fuel cell fundamentals*. John Wiley & Sons.
- [13] Braun RJ (2002) Optimal design and operation of solid oxide fuel cell systems for small-scale stationary applications. Ph.D. Thesis, University of Wisconsin, Madison.
- [14] Peksen M, Peters R, Blum L, Stolten D (2009) Numerical modelling and experimental validation of a planar type pre-reformer in SOFC technology. *Int J Hydrogen Energ* 34: 6425-6436.
- [15] Kang YW, Li J, Cao GY, Tu HY, Li J, Yang J (2009) A reduced 1D dynamic model of a planar direct internal reforming solid oxide fuel cell for system research. *J Power Sources* 188: 170-176.
- [16] Iora P, Aguiar P, Adjiman CS, Brandon NP (2005) Comparison two IT DIR-SOFC models: Impact of