تحلیل ترمودینامیکی و آنالیز اگزرژی سیکل های نوین تولید همزمان برق و حرارت و پیل سوختی اکسید جامد

محمود ابراهیمی*[۱]، مجتبی حیدری[۲]

تاریخ دریافت مقاله:
۸۹/۲/۲
تاریخ پذیرش مقاله:
۸۹/۴/۱۵

چکیده:

از جمله مواردی که به عنوان راه‌حلی برای کاهش مصرف انرژی و کاهش آلودگی هوا استفاده وسیعی یافته است، سیکل‌های تولید همزمان برق و حرارت یا CHP می‌باشد. در این‌گونه سیکل‌ها گازهای خروجی از توربین گاز وارد واحد تولید بخار گشته تا بخار یا آب‌گرم مصرفی مورد نیاز را تولید کند. در این میان و با توجه به کاربرد روز افزون پیل‌های سوختی اکسیدجامد، سیکل‌های ترکیبی شامل پیل‌سوختی، توربین گاز و بویلر بازیاب مورد توجه قرار گرفته شده است.

در این مقاله سیکل ترکیبی شامل پیل‌سوختی، توربین گاز و بویلر بازیاب از نظر ترمودینامیکی تحلیل شده و نتایج عملکرد آن با سیکل CHP معمولی مقایسه شده است. مدلسازی الکتروشیمیایی و شیمیایی پیل سوختی و همچنین آنالیز اگزرژی و ترمودینامیکی کلیه اجزای سیکل انجام شده است. در دامه تغییرات عملکرد سیکل با پارامترهای اساسی سیکل مانند دمای محصولات احتراق ورودی به توربین گاز، فشار بخار بویلر بازیاب، نقطه پینچ، شدت جریان و دمای استک پیل سوختی، مورد بررسی قرار گرفته و نتایج تحلیل شده‌اند. بنابر نتایج حاصله، راندمان سیکل ترکیبی شامل پیل سوختی به مراتب بالاتر می باشد.

کلمات کلیدی:
اگزرژی، انرژی، بویلر بازیافت حرارت، پیل سوختی اکسید جامد، تولید همزمان برق و حرارت

۱) دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، استادیار
۲) دانشگاه علم و صنعت ایران، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشجوی کارشناسی ارشد
* نویسنده مسئول، *Ebrahimi@iust.ac.ir*

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

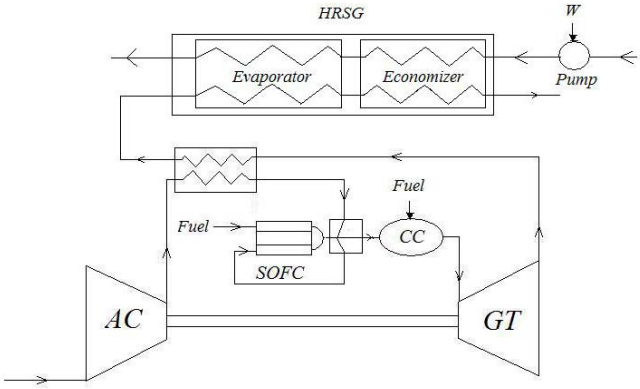
مقدمه

پیل های سوختی، به خاطر راندمان بالا و آلودگی کم، گزینه‌های مناسبی برای تولید توان می‌باشند. در میان انواع مختلف پیل‌های سوختی، پیل سوختی اکسید جامد، یا به تنهایی و یا به صورت یک جزء از یک سیکل، بیشتر استفاده می‌شود. ترکیب پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز[1]، مرسوم ترین و گسترده ترین ترکیب مورد استفاده در سیکل‌های تولید توان دارای راندمان بالا و آلودگی کم می‌باشد.

مدل سازی ترمودینامیکی سیکل‌های SOFC-GT گام اول در جهت بررسی عملکرد آن‌ها می‌باشد. هندسه و سوخت‌های متفاوتی در پیل‌های سوختی استفاده می‌شود. نوع سوخت اثرات قابل توجهی بر روی رفتار ترمودینامیکی و زیست محیطی پیل‌های سوختی دارد. باید توجه نمود که در حالت استفاده از متان یا گاز طبیعی، استفاده از فرایند بهسازی[2] ضروری می‌باشد. چند روش مختلف بهسازی سوخت در مرجع شماره[۱۰] آورده شده است. برای شبیه سازی سیکل‌های هیبریدی پیل سوختی اکسید جامد و توربین گاز، نیاز به بررسی واکنش‌های شیمیایی و الکتروشیمیایی و روابط حاکم بر کلیه اجزای سیکل می‌باشد. برای به دست آوردن این روابط از منابع[۲,۳,۴] استفاده شده است. میزان افت پتانسیل در مراجع[۲,۳] و جزئیات آن در[۴] می‌باشد.

مدل سازی ترمودینامیکی هر یک از اجزای سیستم

در شکل(۱) شماتیک سیکل آورده شده است. همان طور که مشخص است این سیکل از پیل سوختی اکسید جامد، کمپرسور، توربین گاز، محفظه احتراق و پیش گرم کن هوا تشکیل شده است.



شکل(۱): شماتیک سیکل

[1] SOFC-GT
[2] Reforming

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

در این مدل سازی، گاز طبیعی با ۹۷٪ متان، ۱/۵٪ دی اکسید کربن، ۱/۵٪ نیتروژن [1] و هوا نیز با ترکیب ۷۹٪ نیتروژن و ۲۱٪ اکسیژن [1, 4] در نظر گرفته شده است. لذا واکنش‌های شیمیایی، فرآیندهای بهسازی و ارتقای[1] سوخت باید در نظر گرفته شود. جدول (۱) مشخصات فیزیکی و الکتروشیمیایی پیل مورد استفاده را نشان می‌دهد.

جدول ۱: مشخصات فیزیکی و الکتروشیمیایی پیل مورد استفاده [12]

ضخامت آند (μm)	۵۰۰
ضخامت کاتد (μm)	۵۰
ضخامت الکترولیت (μm)	۱۰
سطح موثر (cm2)	۱۰۰
چگالی جریان (A/cm2)	۰/۲
چگالی جریان تبادلی در آند	۰/۶۵
چگالی جریان تبادلی در کاتد	۰/۲۵

در زیر نحوه مدلسازی اجزای سیکل آورده شده است

پیل سوختی اکسید جامد

پیل سوختی اکسید جامد بر اساس روابط و اطلاعات موجود در مرجع [1] که مربوط به پیل سوختی لوله ای می‌باشد، مدل شده است. معادلات بهسازی و ارتقای سوخت به شرح زیر می‌باشد:

بهسازی

$$CH_4 + H_2O \leftrightarrow H_2 + CO \qquad (۱)$$

ارتقا

$$CO + H_2O \leftrightarrow H_2 + CO_2 \qquad (۲)$$

واکنش الکتروشیمیایی که تولید گرما و کار می‌کنند نیز به شرح زیر می‌باشد:

$$H_2 + \frac{1}{2}O_2 \leftrightarrow H_2O \qquad (۳)$$

لازم به ذکر است که کلیه واکنش‌های شیمیایی به صورت تعادلی در نظر گرفته شده و ثابت‌های تعادلی نیز توسط فرمول‌های زیر بیان می‌شوند [1, 8, 10, 13]

$$K_{refor\,\min g} = \frac{x_{H_2}^3 x_{CO}}{x_{CH_4} x_{H_2O}} P^2 \qquad (۴)$$

[1] Shifting

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

$$K_{shifting} = \frac{x_{H_2} x_{CO_2}}{x_{CO} x_{H_2O}} \quad (۵)$$

$$\ln K = AT^4 + BT^3 + CT^2 + DT + E \quad (۶)$$

A, B, C, D مقادیر ثابت بوده که مقدار آن‌ها در هر دو حالت بهسازی و ارتقای سوخت در جدول (۲) آورده شده است:

جدول۲: ضرایب مربوط به معادله ۶ [1, 8, 10, 13]

Constant	Reforming	Shifting
A	-2.6312e-11	5.47e-12
B	1.2406e-07	-2.5748e-08
C	-0.00022523	0.000046374
D	0.19503	-0.03915
E	-66.1395	13.2097

ولتاژ ایده آل سل پیل سوختی را توسط معادله نرنست به صورت زیر می‌توان به دست آورد:

$$V_N = V_0 - \frac{RT}{2F} \ln\left(\frac{x_{H_2O}}{x_{H_2} \sqrt{x_{O_2}}} \right) \quad (۷)$$

ولی به علت بازگشت ناپذیری‌های موجود، ولتاژ واقعی پیل سوختی از ولتاژ نرنست پایین تر می‌باشد. این بازگشت ناپذیری‌ها را می‌توان در سه گروه اصلی تلفات اهمی، فعال سازی و غلظت، طبقه بندی کرد. بنابراین ولتاژ واقعی سل به صورت زیر به دست می‌آید:

$$V = V_N - V_{ohm} - V_{act} - V_{con} \quad (۸)$$

افت پتانسیل اهمی‌را می‌توان از طریق رابطه زیر به دست آورد [3, 4] :

$$V_{ohm} = \left(R_{contact} + \sum \rho_k L_k \right) i \quad (۹)$$

که در آن :

$$\rho_a = 8.114 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{600}{T} \right) \quad (۱-۱۰)$$

$$\rho_e = 2.94 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{10350}{T} \right) \quad (۲-۱۰)$$

$$\rho_c = 2.94 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{-1392}{T} \right) \quad (۳-۱۰)$$

$$\rho_i = 125.6 \times 10^{-6} \exp\left(\frac{4690}{T} \right) \quad (۴-۱۰)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

میزان تلفات فعال سازی، از طریق معادله زیر به دست می‌آید [4] :

$$V_{act} = V_{act,a} + V_{act,c} = \frac{RT}{F}\sinh^{-1}\left(\frac{i}{2i_{o,a}}\right) + \frac{RT}{F}\sinh^{-1}\left(\frac{i}{2i_{o,c}}\right) \quad (۱۱)$$

افت پتانسیل غلظت را می‌توان به صورت زیر به دست آورد:

$$V_{conc} = V_{conc,a} + V_{conc,c} = \left[-\frac{RT}{2F}\ln\left(1-\frac{i}{i_{as}}\right) + \frac{RT}{2F}\ln\left(1+\frac{x_{H_2}\times i}{x_{H_2O}\times i_{as}}\right)\right] + \left[\frac{RT}{4F}\ln\left(1-\frac{i}{i_{cs}}\right)\right] \quad (۱۲)$$

محدودیت جریان در آند و کاتد نیز در مرجع [3, 4] آورده شده است.

توان خروجی پیل سوختی را می‌توان به صورت زیر نمایش داد:

$$\dot{W}_{FC} = I.V \quad (۱۳)$$

مدل ترمودینامیکی پیل سوختی به صورت زیر می‌باشد:

$$\left(\sum_{anode} m_i h_i + \sum_{cathod} m_i h_i\right)_{in} = \dot{W}_{FC} + \left(\sum_{anode} m_i h_i + \sum_{cathod} m_i h_i\right)_{out} + \dot{Q}_{FC} \quad (۱۴)$$

تلفات اگزرژی مربوط به هر قسمت سیکل از رابطه کلی زیر به دست می‌آید:

$$\dot{E}_D = \dot{Q}\left(1-\frac{T_0}{T}\right) - \dot{W} + \sum_{in}\dot{E} - \sum_{out}\dot{E} \quad (۱۵)$$

که در آن نرخ اگزرژی برابر با کل نرخ اگزرژی بوده و به شرح زیر می‌باشد:

$$\dot{E} = \dot{E}_{ch} + \dot{E}_{ph} \quad (۱۶)$$

کمپرسور

مدل ترمودینامیکی کمپرسور هوا بر اساس راندمان آیزنتروپیک و نسبت فشار کمپرسور می‌باشد:

$$T_{out} = T_{in}\left\{1+\frac{1}{\eta_{AC}}\left[r_c^{\frac{\gamma_a-1}{\gamma_a}} - 1\right]\right\} \quad (۱۷)$$

توربین گاز

معادله مربوط به مدل سازی توربین گاز به صورت زیر می‌باشد:

$$T_{out} = T_{in}\left\{1-\eta_{GT}\left[1-\left(\frac{P_{in}}{p_{out}}\right)^{\frac{1-\gamma_g}{\gamma_g}}\right]\right\} \quad (۱۸)$$

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

محفظه احتراق

در محفظه احتراق گازهای خروجی از پیل سوختی و گاز طبیعی با یکدیگر واکنش می‌دهند. توسط معادلات بالانس انرژی و معادله احتراق می‌توان نرخ جریان مولی محصولات احتراق و همچنین دمای آن را به دست آورد.

پیش‌گرم کن هوا

مدل ترمودینامیکی پیش گرم کن‌ها به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\eta_{AP}\left(m(h_{in}-h_{out})\right)_g=\left(m(h_{in}-h_{out})\right)_a \quad (۱۹)$$

بویلر بازیافت حرارتی[1]

بویر بازیافت حرارتی تولید بخار اشباع در فشار معینی (Pmain) می‌کند. نقطه پینچ نقش اساسی در عملکرد HRSG دارد. برای مدل کردن HRSG از روابط زیر استفاده شده است:

$$T_{out}=T_{sat}+PP \quad (۲۰)$$

$$\dot{m}_{steam}\left(h_{out}-h_{in}\right)_{steam}=\dot{m}_g C_{Pg}\left(T_{in}-T_{out}\right)_g \quad (۲۱)$$

اکونومایزر:

$$\dot{m}_{steam}\left(h_{out}-h_{in}\right)_{steam}=\dot{m}_g C_{Pg}\left(T_{in}-T_{out}\right)_g \quad (۲۲)$$

کار خالص خروجی و راندمان اگزرژی کل سیکل از طریق فرمول‌های زیر به دست می‌آیند:

$$\dot{W}_{net}=\dot{W}_{FC}+\dot{W}_{GT}-\dot{W}_{AC}-\dot{W}_{Pump} \quad (۲۳)$$

$$\eta_{total}=\frac{\dot{W}_{net}+\dot{E}_{steam}}{m_{fuel}\times 1.06\times LHV} \quad (۲۴)$$

نتیجه گیری

در این مقاله از یک برنامه کامپیوتری در نرم افزار مطلب برای حل معادلات استفاده شده است. کد نوشته شده دارای این قابلیت است که بتوان مقادیر پارامترهای بیان شده در جدول (۳) را به دلخواه تغییر داد. به این ترتیب می‌توان به بررسی تغییر هر پارامتر بر عملکرد سیستم پرداخت.

[1] HRSG

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

جدول ۳: مقادیر پارامترهای ورودی مدل SOFC-MGT [1]

SOFC	
بازدهی پلی‌تروپیک کمپرسور هوا	۰/۸۷
بازدهی آیزنتروپیک کمپرسور سوخت	۰/۸۳
سطح موثر، cm^2	۸۳۴
چگالی جریان، A/cm^2	۰/۳۵
فاکتور مصرف سوخت (U_f)	۰/۸۵
ثابت فارادی	۹۶۴۸۷
طول موثر آند، m	۰/۰۵
طول موثر کاتد، m	۰/۰۰۵
طول موثر الکترولیت، m	۰/۰۰۱
تعداد تک پیلهای استک	۱۱۵۲
توربین گاز	
دمای گازهای ورودی به توربین، ºC	۱۱۲۷
بازدهی پلی‌تروپیک توربین	۰/۸۵

همچنین در جدول(۴) لیست و محدوده تغییرات پارامترهایی که تحلیل بر اساس آنها صورت می‌گیرد آورده شده است. توجه بفرمایید که به هنگام بررسی پارامتریک سیستم، تنها یکی از پارامترهای مذکور تغییر داده خواهد شد. در این صورت مقادیر دیگر پارامترها ثابت در نظر گرفته می‌شود. به این ترتیب، دمای استک برابر ۱۰۰۰ درجه سانتیگراد و نسبت فشار کمپرسور برابر ۷ لحاظ می‌گردند.

جدول ۴: پارامترهای تحلیل سیستم و محدوده تغییرات آنها

پارامتر	محدوده تغییرات
دمای استک، ºC	۱۱۰۰ – ۹۰۰
نسبت فشار کمپرسور	۱۲ – ۳

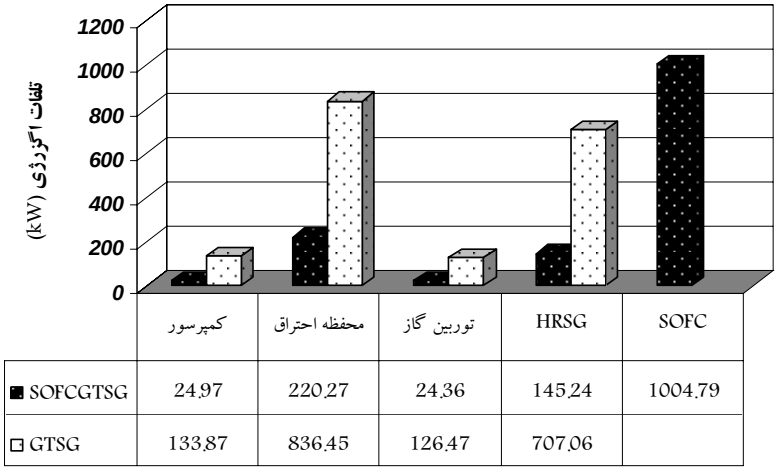
قبل از اینکه بررسی پارامتریک سیستم انجام شود، کد نوشته شده با نتایج تحقیقات گذشته چک میشود تا صحت آن مشخص گردد. در جدول (۵) نتایج حاصله از کد را برای ولتاژ خروجی پیل سوختی اکسید جامد در مقایسه با نتایج ارائه شده در [12] آمده است. در ادامه به بررسی پارامتریک سیستم مورد مطالعه می‌پردازیم.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

جدول ۵: مقایسه نتایج مدل ترمودینامیکی با مرجع [4]

چگالی جریان (A/cm2)	ولتاژ پیل حاصل از مدل	ولتاژ پیل در مرجع	چگالی توان حاصل از مدل	چگالی توان در مرجع
۰/۱	/۷۹۷	۰/۸۳	۰/۰۸۱	۰/۰۸۳
۰/۲	۰/۷۸۶	۰/۷۹۴	۰/۱۵۷	۰/۱۵۹
۰/۳	۰/۷۶۶	۰/۷۵۴	۰/۲۳۰	۰/۲۲۶
۰/۴	۰/۷۳۰	۰/۷۰۵	۰/۲۹۲	۰/۲۸۲
۰/۵	۰/۷۰۱	۰/۶۳۹	۰/۳۵۰	۰/۳۱۹

در شکل (۲) تلفات اگزرژی اجزای مختلف سیکل ساده GT و سیکل SOFC-GT با یکدیگر مقایسه شده است. واکنش‌های شیمیایی مهمترین تلف کننده اگزرژی در سیکل‌های تولید توان بوده که در نتایج نیز این مطلب تایید شده است.HRSG ، محفظه احتراق و پیل سوختی بیشترین تلف کننده اگزرژی در سیکل می‌باشند.



شکل ۲: مقایسه تلفات اگزرژی اجزای مختلف سیکل‌های GTSG و SOFCGTSG

در جدول(۲) نتایج شبیه سازی هر دو نوع سیکل GTSG و SOFCGTSG آورده شده است. در این مقاله، توان خالص خروجی هر دو سیکل، برابر در نظر گرفته شده است. راندمان اگزرژی پیل سوختی تقریباً دو برابر توربین گاز بوده. از آن جا که حدود ۸۰ درصد از توان خالص خروجی، توسط پیل سوختی تولید شده لذا راندمان اگزرژی سیکل SOFCGTSG بیشتر می‌شود. راندمان اگزرژی SOFCGTSG نیز همان طور که در جدول(۲) آمده است، بیشتر از سیکل GTSG

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

می‌باشد. دبی‌های جرمی‌مربوط به هر دو سیکل با یکدیگر مقایسه شده است. مقایسه نرخ دبی جرمی‌سوخت در دو حالت نشان می‌دهد که نرخ دبی جرمی‌سوخت سیکل SOFCGTSG به طور قابل توجهی کمتر از سیکل GTSG می‌باشد. کاهش دبی سوخت باعث کاهش انتشار دی اکسید کربن و همچنین کاهش هزینه بهره برداری می‌شود.

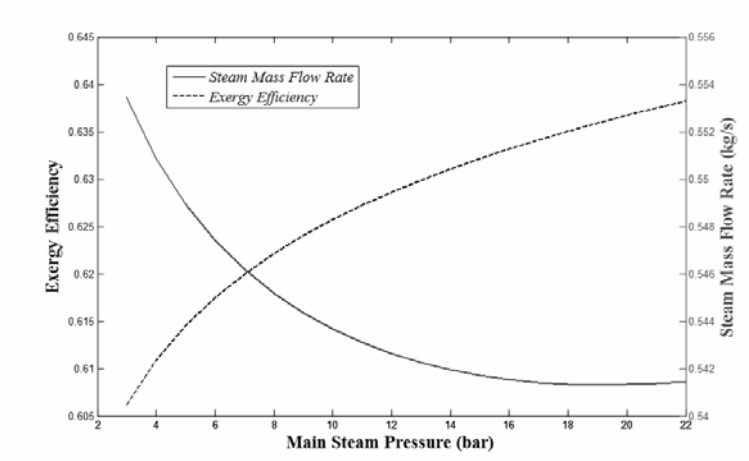
جدول ۲: مقایسه نتایج شبیه سازی سیکل‌های GTSG و SOFCGTSG

	سیکل **GTSG**	سیکل **SOFCGTSG**
راندمان اگزرژی	٪۵۰	٪۶۱
دبی سوخت مصرفی در محفظه احتراق (kg/s)	۰/۱۳	۰/۰۲
توان خالص خروجی سیکل (kW)	۲۰۹۰/۹۲	۲۰۹۰/۹۲
توان پیل سوختی (kW)	–	۱۷۸۳/۳۴
دبی هوای ورودی به پیل سوختی (kg/s)	–	۱/۳۶
دبی سوخت ورودی به پیل سوختی (kg/s)	–	۰/۰۶
دبی جریان هوا (kg/s)	۷/۲۸	–
دبی جریان بخار (kg/s)	۱/۵۳	۰/۳۱

در این قسمت به بررسی تاثیرات پارامتر های مختلف بر عملکرد سیکل می‌پردازیم:

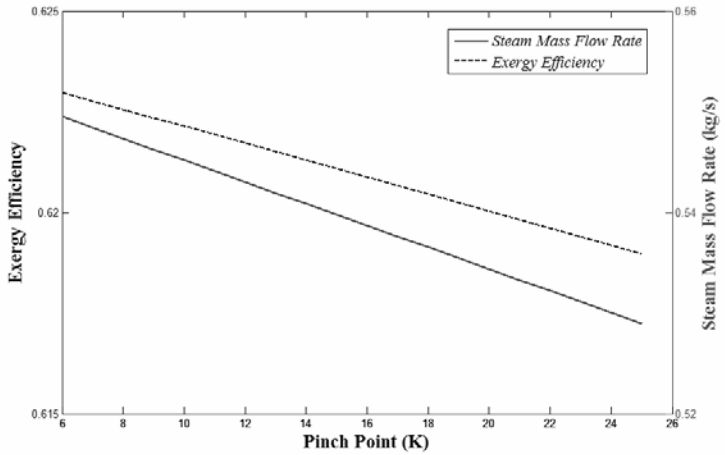
در شکل **(۳)** تاثیر فشار بخار تولیدی بر روی راندمان اگزرژی و دبی جرمی‌بخار تولیدی، نمایش داده شده است. با افزایش فشار بخار، دمای جوش آب نیز افزایش می یابد لذا نیاز به حرارت بیشتری برای تولید بخار می‌باشد. حال با ثابت فرض کردن شرایط محصولات احتراق ورودی به بویلر بازیافت، دبی بخار خروجی از بویلر بازیافت با افزایش فشار بخار کاهش می یابد. باعث کاهش دمای دود خروجی از HRSG می‌گردد که این امر باعث کاهش تلفات اگزرژی سیکل می‌شود. در فرایند انتقال حرارت، سطح دمایی انتقال حرارت تاثیر مهمی بر نرخ تخریب اگزرژی دارد به این ترتیب که هر چه انتقال حرارت در سطوح دمایی نزدیک تری به دمای محیط صورت گیرد میزان تخریب اگزرژی بیشتر می گردد. از آن جا که افزایش فشار بخار بویلر بازیاب به معنی افزایش نقطه جوش آب و درنتیجه افزایش ذمای میانگین انتقال حرارت در بویلر می شود میزان تخریب اگزرژی کم شده لذا راندمان اگزرژی افزایش می یابد.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]



شکل ۳: تاثیر فشار بخار بر روی راندمان اگزرژی و دبی جرمی‌بخار

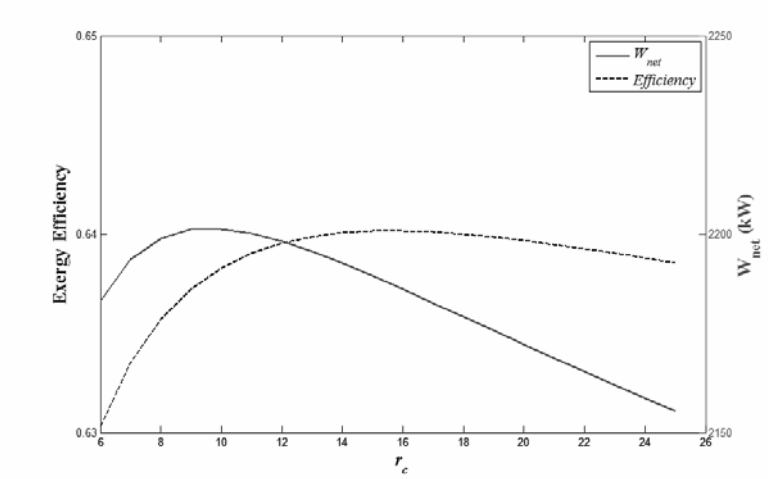
تاثیر نقطه پینچ بر راندمان اگزرژی و همچنین تولید بخار در شکل(۴) آورده شده است. افزایش نقطه پینچ باعث افزایش دمای دود خروجی از توربین می‌شود. درنتیجه راندمان اگزرژی و نرخ تولید بخار کاهش می‌یابد. توجه به این نکته ضروری است که کاهش دمای نقطه پینچ نیاز به افزایش سطح تبادل انتقال حرارت در مبدل دارد لذا قیمت مبدل افزایش می یابد.



شکل (۴): تاثیر نقطه پینچ بر روی راندمان اگزرژی و دبی بخار تولیدی

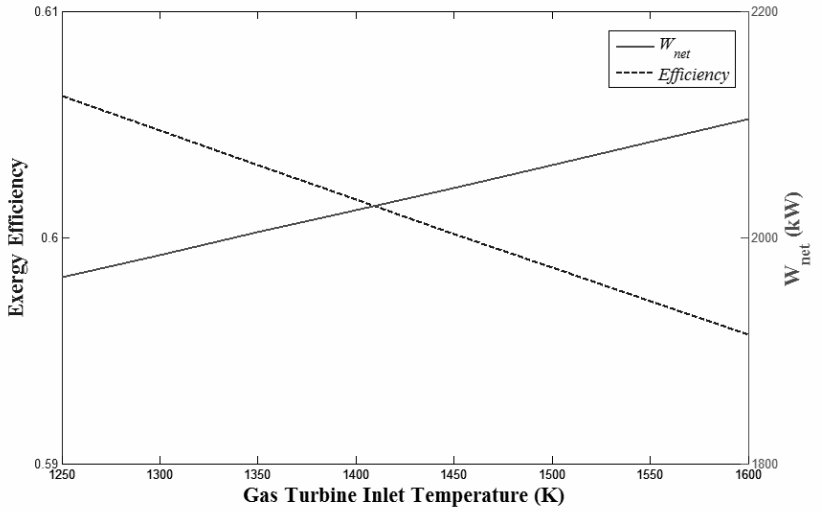
نسبت فشار کمپرسور تاثیر مهمی‌بر روی سیکل توربین گاز دارد. این تاثیر در شکل ۵ نمایش داده شده است. در مقالات تاثیر نسبت فشار کمپرسور بر سیکل GT به طور کامل شرح داده شده است.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]



شکل ۵: تغییرات راندمان اگزرژی و توان خالص خروجی با نسبت فشار کمپرسور

هنگامی‌که دمای ورودی به توربین گاز افزایش یابد، نرخ دبی جرمی سوخت ورودی به محفظه احتراق و همچنین توان خالص خروجی سیکل GT نیز افزایش می‌یابد. افزایش توان توربین گار باعث کاهش محسوس راندمان اگزرژی می‌شود. در واقع تولید توان بالا باعث کاهش راندمان سیکل می‌گردد. این تاثیر در شکل (۶) آورده شده است.

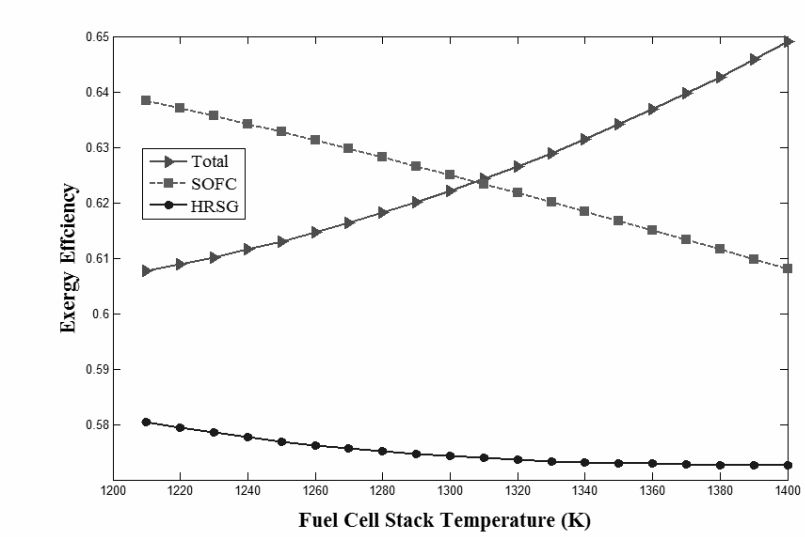


شکل ۶: تاثیر دمای ورودی به توربین گاز بر روی راندمان اگزرژی و توان خالص خروجی

دمای استک پیل سوختی یکی از مشخصه‌های مهم آن می‌باشد. دمای استک پیل سوختی با دبی جریان هوا قابل کنترل می‌باشد. در یک چگالی جریان ثابت میزان دبی سوخت SOFC، ثابت است ولی دبی هواکاهش و یا افزایش می‌یابد لذا با کاهش دبی جریان هوا، دمای استک پیل سوختی را افزایش می‌دهیم. با افزایش دمای استک پیل سوختی، راندمان اگزرژی SOFC به

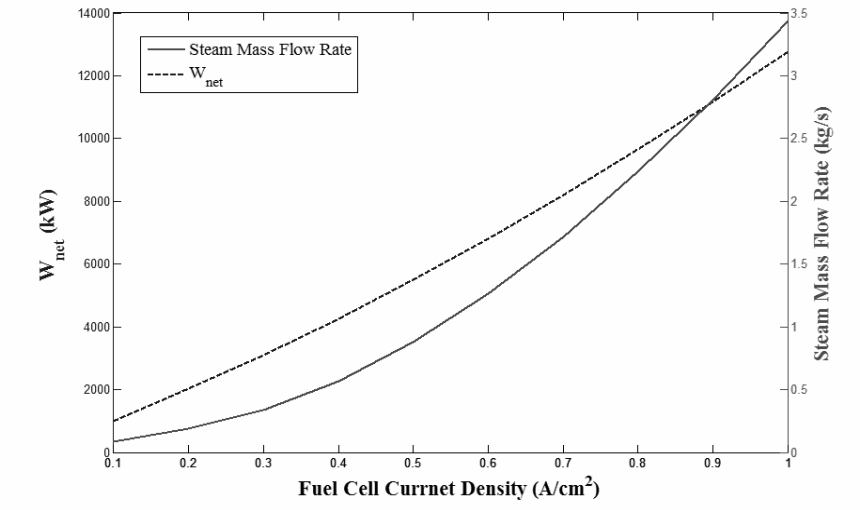
[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

علت افزایش تلفات فعال سازی و غلظت، کاهش می‌یابد. علاوه بر این بالا رفتن دمای استک پیل سوختی، منجر به کاهش دبی سوخت ورودی به محفظه احتراق می‌شود که باعث افزایش راندمان کلی سیکل می‌گردد (شکل ۷).



شکل ۷: تغییرات راندمان اگزرژی تلف کننده‌های مهم اگزرژی با دمای استک پیل سوختی

افزایش چگالی جریان باعث کاهش راندمان SOFC شده که نهایتاً باعث کاهش راندمان اگزرژی کل سیکل می‌شود. علاوه بر این افزایش چگالی جریان با افزایش دبی سوخت ورودی به پیل سوختی همراه بوده که این امر باعث افزایش دبی جرمی‌دود ورودی به HRSG می‌شود لذا همان طور که در شکل (۸) مشاهده می‌شود، با افزایش چگالی جریان، دبی جرمی بخار نیز افزایش می یابد.



شکل (۸): تاثیر چگالی جریان پیل سوختی بر روی توان تولیدی و دبی بخار تولیدی

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

فهرست علائم و اختصارات

$\dot{E}$	نرخ اگزرژی (kW)	$\dot{W}$	توان (kW)
F	ثابت فاراده (C/kmol)		حروف یونانی
h	آنتالپی (kJ/kg)	ρ	مقاومت اهمی‌به ازای واحد طول(Ω/m)
i	چگالی جریان (A/cm^2)	η	راندمان
i_o	چگالی جریان تبادلی (A/cm^2)	γ	نسبت گرمای ویژه
$i_{a,s}$	چگالی جریان محدود کننده آند (A/cm^2)		پانویس‌ها
I	جریان الکتریکی (A)	a	آند ، هوا
K	ثابت تعادلی	AC	کمپرسور هوا
L	طول (m)	act	فعال سازی
LHV	ارزش حرارتی پایین (kJ/kg)	AP	پیش گرم کن هوا
m	دبی جرمی(kg/s)	c	کاتد
P	فشار (bar)	ch	شیمیایی
P_{main}	فشار بخار (bar)	conc	غلظت
$\dot{Q}$	(kJ) نرخ حرارتی	D	تلفات
R	ثابت جهانی گازها ((kJ/ (kmol K))	e	الکترولیت
r_c	نسبت فشار کمپرسور	g	گاز، دود
T	دما (K)	GT	توربین گاز
T_o	دمای محیط (K)	FC	پیل سوختی
T_{sat}	دمای اشباع بخار در فشار مربوطه (K)	in	ورودی
TIT	دمای محصولات احتراق ورودی به توربین گاز(K)	out	خروجی
x	غلظت	N	نرنست
V	ولتاژ (Volt)	Ohm	اهمی
V_o	ولتاژ استاندارد (Volt)		

منابع

[1] Cali, M and santarelli, M.G.L, .Leone, P.2007"Design of Experiments for fitting regression models on the tubular SOFC CHP 100 kWe" Screening test, response surface analysis and optimization, Int J of Hydrogen Energy" 32, 343-358

[2] Chan,S.H, Tian, Ho Y,2003, "Multi-level modeling of SOFC-gas turbine hybrid system". Int J of Hydrogen Energy , 889-900.

[3] Ghanbari Bavarsad, Pegah,2007,"Energy and Exergy analysis of internal reforming solid oxide fuel cell-gas turbine hybrid system", Int. J of Hydrogen Energy 32, 4591-4599

[4] Haseli, Y, Dincer, I., Naterer, G.F, 2008"Thermodynamic analysis of a combined gas turbine power system with a solid oxide fuel cell through exergy, Thermochimica acta 480, 1-9

[5] Haseli, Y. Dincer, I. Naterer, G.F. 2008"Thermodynamic modeling of a gas turbine cycle combined with a solid oxide fuel cell", Int. J of Hydrogen Energy 33,5811-5822.

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]

[6] Herle, Jan Van. Marechal, F., Leuenberger, S. Favrat, D.2003. "Energy balance model of a SOFC cogenerator operated with biogas", J of Power Sources 118, 375-383

[7] Jafaraian, S. M. Haseli, P and Karimi, G. "Performance Analysis of a solid oxide fuel cell with reformed natural gas fuel", Int. J of energy Research.

[8] Motahar ,Sadegh and Alemrajabi, Ali Akbar.2009 "Exergy based Performance analysis of a solid oxide fuel cell and steam injected gas turbine hybrid power system", Int. J of Hyrdogen Energy 34 , 2396-2407

[9] ozgur Coplan, C. ,Dincer Ibrahim,2007,"Feridun Hmdullahpur, Thermodynamic modeling of direct internal reforming solid oxide fuel cells operating with syngas". Int. J of Hydrogen Energy 32, 787-795

[10] Sanchez, D, Chacartegui R, Munoz, A T.2006 "Thermal and electrochemical model of internal reforming solid oxide fuel cells with tubular geometry, J of Power Sources" 160, 1074-1087

[11] sanchez, D. Chacartegui, R, Munoz, A., Sanchez, T.2008 "On the effect of methane internal reforming modeling in solid oxide fuel cells", Int. J of Hydrogen Energy 33, 1834-1844

[12] Vasquez, L.O. 2007, "Fuel Cell Research Trends, Nova Science Publications Inc", New York.

[13] Verda ,Vittorio. Michele Cali Quagalia, 2008 "Solid oxide fuel cell systems for distributed power generation and cogeneration", Int. J of Hydrogen Energy 33 ,2087-2096

[14] Volkan Akkaya, Ali., Sahin, Bahri, Erdem, Hasan Huseyin,2007"Exergetic performance coefficient analysis of a simple fuel cell system", Int. J of Hydrogen Energy 32 , 4600-4609

[15] Volkan, Akkaya, Ali and Bahri, Sahin. 2008, "An analysis of SOFC/GT CHP system based on exergetic performance criteria", Int. J of Hydrogen Energy 33, 2566-2577

[Downloaded from necjournals.ir on 2026-11-25]