

Exergy and Exergoeconomic Analysis of Complete Waste Heat Utilization Using a Supercritical sCO_2 –Rankine Combined Cycle for Hydrogen Production

Shoaib Khanmohammadi*, Mohamad Dabiri

Department of Mechanical Engineering, Kermanshah University of Technology, Kermanshah, Iran

ARTICLE INFO

Article Type

Original Research

Article History

Received: February 04, 2026

Revised: April 15, 2026

Accepted: May 11, 2026

ePublished: October 22, 2026

ABSTRACT

This study introduces a novel and integrated configuration aimed at the complete and maximum utilization of waste heat in order to enhance exergy efficiency. In the proposed system, which is capable of simultaneous power and hydrogen production, a high-temperature supercritical carbon dioxide (sCO_2) cycle is directly integrated with a lower-temperature Rankine cycle. The primary innovation of this system lies in its advanced internal heat management structure, whereby the heat rejection process of the sCO_2 cycle is replaced by the evaporation process in the Rankine cycle. This approach enables effective recovery of internal heat and its conversion into additional power output. A portion of the net power generated by this high-efficiency thermodynamic system is fully allocated to a proton exchange membrane (PEM) electrolyzer for green hydrogen production. To comprehensively evaluate the thermodynamic performance and economic potential of the system, detailed exergy and exergoeconomic analyses are conducted. The results demonstrate that the proposed integrated configuration significantly reduces total exergy destruction while achieving a substantial increase in power output and elevating the hydrogen production rate to optimal levels. Overall, this cogeneration system is presented as an efficient and effective solution for clean energy production from low-grade thermal resources.

Keywords: Supercritical Carbon Dioxide Cycle (sCO_2), Electrolyzer, Hydrogen Production, Exergy Analysis, Waste Heat Recovery

How to cite this article

S. Khanmohammadi, M. Dabiri, Exergy and exergoeconomic analysis of complete waste heat utilization using a supercritical CO_2 Rankine combined cycle for hydrogen production. Modares Mechanical Engineering; 2027;27(02): 93-102.

*Corresponding author's email: sh.khanmohammadi@kut.ac.ir

*Corresponding ORCID ID: 0000-0002-7659-7363



Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.



شاپا: ۶۹۰۹-۲۴۷۶؛ مهندسی مکانیک مدرس؛ ۱۰۲-۹۳: ۱۴۰۵؛ ۲۷(۰۲)

مهندسی مکانیک مدرس

DOI: 10.48311/mme.2026.119141.82972

صفحه اصلی مجله: mme.modares.ac.ir



تحلیل اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی بهره برداری کامل از حرارت اتلافی با استفاده از سیستم ترکیبی scO_2 فرابحرانی-سیکل رنکین و تولید هیدروژن

شعیب خانمحمدی*^{ID}، محمد دبیری

گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی کرمانشاه، کرمانشاه، ایران

چکیده

این پژوهش یک پیکربندی یکپارچه و نوین را با هدف بهره‌برداری کامل و حداکثری از حرارت اتلافی و بهبود راندمان اگزرژی معرفی می‌کند. در سیستم پیشنهادی که قابلیت تولید همزمان توان الکتریکی و هیدروژن را داراست، از سیکل کربن دی‌اکسید فرابحرانی (scO_2) در دماهای بالا به‌صورت ترکیب مستقیم با یک سیکل رنکین در دماهای پایین‌تر استفاده شده است. نوآوری اصلی این سامانه در ساختار پیشرفته مدیریت حرارت داخلی آن نهفته است؛ به‌گونه‌ای که فرآیند دفع حرارت در سیکل کربن دی‌اکسید فرابحرانی با فرآیند تبخیر در سیکل رنکین جایگزین می‌شود. این رویکرد امکان بازیافت مؤثر حرارت داخلی سیستم و تبدیل آن به توان اضافی را فراهم می‌سازد. بخشی از توان خالص تولیدی این سیستم ترمودینامیکی با راندمان بالا، به‌طور کامل به یک الکترولیزر غشای تبادل پروتون اختصاص داده می‌شود تا هیدروژن سبز تولید گردد. به‌منظور ارزیابی جامع عملکرد ترمودینامیکی و پتانسیل اقتصادی سیستم، تحلیل‌های دقیق اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی انجام شده است. نتایج نشان می‌دهد که پیکربندی یکپارچه پیشنهادی، ضمن کاهش محسوس تخریب اگزرژی کل سیستم، افزایش قابل‌توجهی در توان خروجی ایجاد کرده و نرخ تولید هیدروژن را به سطوح بهینه می‌رساند. در مجموع، این سیستم تولید همزمان به‌عنوان راهکاری کارآمد و مؤثر برای تولید انرژی‌های پاک از منابع حرارتی کم‌عیار معرفی می‌شود.

اطلاعات مقاله

نوع مقاله

مقاله پژوهشی

تاریخچه مقاله

دریافت: ۱۴۰۴/۱۱/۱۵

بازنگری: ۱۴۰۵/۰۱/۲۶

پذیرش: ۱۴۰۵/۰۲/۲۱

ارائه آنلاین: ۱۴۰۵/۰۷/۳۰

کلیدواژه‌ها: سیکل دی اکسید کربن فرابحرانی (scO_2)، الکترولیزر، تولید هیدروژن، تحلیل اگزرژی، بازیابی حرارت اتلافی

نحوه ارجاع به این مقاله

خانمحمدی شعیب و دبیری محمد، تحلیل اگزرژی و اگزرژی-اقتصادی بهره برداری کامل از حرارت اتلافی با استفاده از سیستم ترکیبی scO_2 فرابحرانی-سیکل رنکین و تولید هیدروژن، مهندسی مکانیک مدرس، ۱۰۲-۹۳: ۱۴۰۵؛ ۲۷(۰۲).

*پست الکترونیکی نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Sh.khanmohammadi@kut.ac.ir

*شناسه ارکید نویسنده عهده‌دار مکاتبات: ۷۳۶۳-۷۶۵۹-۰۰۰۲-۰۰۰۰



Copyright© 2027, TMU Press. This open-access article is published under the terms of the Creative Commons Attribution-NonCommercial 4.0 International License which permits Share (copy and redistribute the material in any medium or format) and Adapt (remix, transform, and build upon the material) under the Attribution-NonCommercial terms.

۱- مقدمه

در عصر حاضر، ضرورت افزایش بهره‌وری انرژی و کاهش انتشار گازهای گلخانه‌ای، توجه به فناوری‌های بازیابی حرارت اتلافی را به یک اولویت حیاتی در صنایع تبدیل کرده است. در میان فناوری‌های تبدیل حرارت به توان، سیکل‌های دی اکسید کربن فرابحرانی (CO_2) به دلیل راندمان حرارتی بالا، ابعاد فشرده و سازگاری با محیط زیست، به عنوان یک راهکار پیشرو برای بازیابی حرارت از منابع دمای متوسط تا بالا شناخته می‌شوند. سیکل‌های پیشرفته-تر مانند سیکل ۳ به بهره‌گیری از معماری‌های پیچیده و مبدل‌های حرارتی، گام‌های مهمی در جهت بهبود راندمان ترمودینامیکی برداشته‌اند.

با وجود پیشرفت‌ها، یک محدودیت اساسی در تمام سیکل‌های توان حرارتی، از جمله سیکل‌های دی اکسید کربن فرابحرانی (CO_2) همچنان باقی است [۱]: دفع بخش قابل توجهی از انرژی به صورت حرارت کم عیار در مرحله خنک‌سازی اصلی. این حرارت اتلافی که پتانسیل قابل توجهی برای انجام کار دارد، به دلیل عدم بازیابی، منجر به تخریب انرژی چشمگیر در سیستم و کاهش راندمان کلی می‌شود. حل این چالش، نیازمند طراحی مجدد و مهندسی شده‌ی معماری حرارتی سیستم برای استفاده بهینه از طیف دمایی حرارت اتلافی است. برای غلبه بر این محدودیت، این مقاله به معرفی و تحلیل یک سیستم تولید همزمان حرارتی کاملاً یکپارچه و نوین می‌پردازد. هدف از این سیستم تولید ترکیبی توان و هیدروژن است و در واقع نوآوری این سیستم شامل دو بخش است، بخش اول شامل تولید محصول ارزشمند و پاک هیدروژن که صرفه اقتصادی بالایی دارد که در مطالعات قبلی [۱] به آن پرداخته نشده است. در بخش دوم نوآوری با توجه به اینکه یکی از بزرگترین چالش‌های سیستم‌های حرارتی اتلاف انرژی بصورت دفع حرارت به محیط است ما در این سیستم برخلاف مطالعه پیشین [۱] که حرارت جریان شماره ۹ را به محیط اطراف دفع می‌کرد با استفاده از ایجاد یک کوپلینگ حرارتی آبخاری در این بخش و قرار دادن اواپراتور سیکل رنکین آلی [۲] از این اتلاف حرارت جلوگیری می‌کنیم. این طراحی هدفمند تضمین می‌کند که حرارت کم عیار خروجی از سیکل بالایی، به طور کامل به عنوان منبع انرژی گرمایی برای تولید توان اضافی توسط سیکل رنکین استفاده شود، در نتیجه راندمان انرژی سیستم یکپارچه به طور موثر افزایش می‌یابد. علاوه بر این، بخشی از توان خالص الکتریکی تولیدی توسط این سیستم دوگانه و با کارایی بالا، به عنوان ورودی برای یک الکترولایزر غشای مبادله پروتون تخصیص یافته است تا ضمن تولید توان، محصولی با ارزش افزوده بالا یعنی هیدروژن سبز نیز تولید شود. هدف اصلی این پژوهش، ارائه یک تحلیل جامع انرژی، انرژی‌اقتصادی و انرژی‌اقتصادی از این پیکربندی یکپارچه است تا پتانسیل آن در بهبود بهره‌وری انرژی و توجیه اقتصادی تولید همزمان توان و هیدروژن، به صورت کمی ارزیابی گردد.

۲- معرفی سیستم

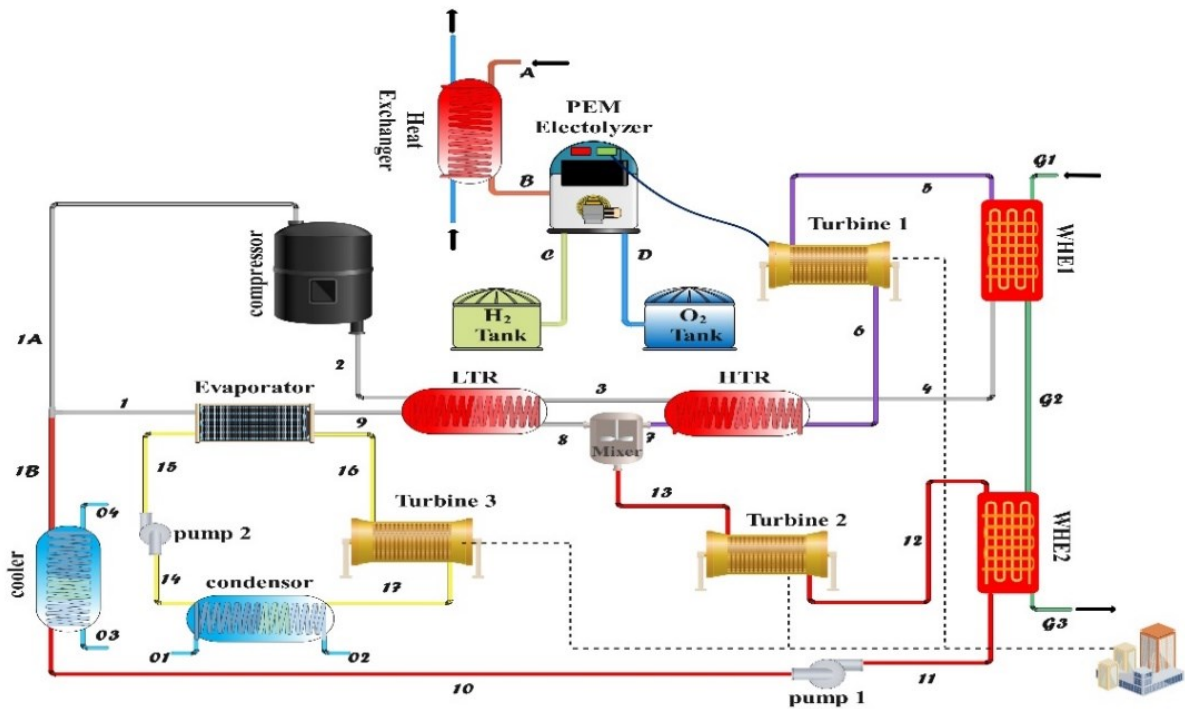
سیستم پیشنهادی در این مقاله یک پیکربندی تولید همزمان کاملاً یکپارچه و نوین است که با هدف اصلی بهره‌برداری حداکثری از پتانسیل انرژی حرارت باقی‌مانده و تولید همزمان محصولات با ارزش بالا (توان و هیدروژن) طراحی شده است. این سیستم بر اساس یک معماری مدیریت حرارتی داخلی پیشرفته بنا شده و شامل یک ساختار آبخاری مستقیم بین دو بخش اصلی ترمودینامیکی و یک بخش تولید محصول نهایی است. نمودار شماتیک این سیستم یکپارچه در شکل ۱ نمایش داده شده است.

۲-۱- سیکل دی اکسید کربن فرابحرانی (سیکل اولیه با دمای بالا)

بخش سیکل دی اکسید کربن فرابحرانی (CO_2) قلب محرک سیستم است که عملکرد آن بر مبنای پیکربندی‌های پیشرفته بنا شده است [۱]. سیال عامل دی اکسید کربن در این بخش در شرایط فرابحرانی، حرارت ورودی با دمای بالا را از منبع دما بالای اولیه جذب می‌کند. سیال عامل پس از رسیدن به دما و فشار مناسب، در توربین‌های اصلی انبساط یافته و سهم عمده‌ای از کار مکانیکی را تولید می‌نماید. ویژگی‌های منحصر به فرد دی اکسید کربن در حالت فرابحرانی، از جمله چگالی بالا و تراکم پذیری مناسب نزدیک به نقطه بحرانی، امکان دستیابی به راندمان حرارتی بالا و طراحی فشرده اجزاء را فراهم می‌سازد. جریان دی اکسید کربن پس از عبور از مبدل‌های حرارتی بازیابی داخلی (بهره‌برداری از حرارت داخلی برای افزایش راندمان)، آماده فرآیند خنک‌سازی نهایی می‌شود.

۲-۲- سیکل رنکین (سیکل ثانویه با مدیریت حرارت داخلی)

نوآوری کانونی این پیکربندی در این بخش متمرکز است. برخلاف سیستم‌های معمول که حرارت باقیمانده در انتهای سیکل دی اکسید کربن فرابحرانی را به محیط دفع می‌کنند [۱]، در اینجا حرارت با عیار متوسط به یک مبدل حرارتی واسطه‌ای هدایت می‌شود. این مبدل، نقش چاه حرارتی برای بخش دی اکسید کربن فرابحرانی و همزمان، نقش منبع حرارتی انحصاری (اواپراتور) برای سیکل رنکین را ایفا می‌کند. سیال عامل ثانویه در سیکل رنکین، حرارت دفعی کربن دی اکسید را جذب کرده و تبخیر می‌شود. این فرآیند جفت‌شدگی آبخاری، یک استراتژی هوشمندانه برای بازیابی انرژی کم‌عیار است که باعث افزایش قابل توجه توان خالص خروجی بدون نیاز به هیچ منبع حرارتی خارجی دیگری می‌شود. این فرآیند دوگانه به طور چشمگیری تخریب انرژی کل سیستم را نسبت به سیکل‌های تک‌مرحله‌ای کاهش می‌دهد و راندمان بهره‌برداری از انرژی حرارت باقی‌مانده را به حداکثر می‌رساند.



شکل ۱ شماتیک سیستم مورد مطالعه

Fig. 1 Schematic diagram of studied system

(۴) راندمان‌های ایزنتروپیک برای همه توربین‌ها، کمپرسورها و همچنین پمپ‌ها در نظر گرفته می‌شوند.
(۵) دما و فشار محیط به ترتیب ۲۹۸/۱۵ کلوین و ۱۰۱/۳ کیلوپاسکال در نظر گرفته شده است.
(۶) به منظور جلوگیری از پدیده نقطه شبنم تشکیل اسیدهای خورنده به جهت پیشگیری از خوردگی در سطوح انتقال حرارت، حداقل دمای گاز خروجی برابر با ۱۸۰°C در نظر گرفته شده است.

۱-۳- تجزیه و تحلیل انرژی

معادلات موازنه انرژی برای تمام اجزاء در جدول آمده است. توان خالص کل بر اساس توان تولیدی در توربین‌ها منهای توان مصرفی در پمپ‌ها، کمپرسور و الکترولیزر محاسبه شده است.

جدول ۱ معادلات موازنه انرژی برای هر جزء [۱،۴]

Number	Components	Equations
1	WHE1	$Q_{WHE1} = m_{sys1}(h_5 - h_4) = m_g(h_{g1} - h_{g2})$
2	Turbine1	$W_{T1} = m_{sys1}(h_5 - h_6), h_6 = h_5 - (h_5 - h_{6s})\eta_{T1}$
3	HTR	$Q_{HTR} = m_{sys1}(h_4 - h_3) = m_{sys1}(h_6 - h_7)$
4	LTR	$Q_{LTR} = m_{sys1}(h_3 - h_2) = (m_{sys1} + m_{sys2})(h_8 - h_9)$
5	Compressor	$W_C = m_{sys1}(h_2 - h_1), h_2 = h_1 + (h_{2s} - h_1)/\eta_C$
6	WHE2	$Q_{WHE2} = m_{sys2}(h_{12} - h_{11}) = m_g(h_{g2} - h_{g3})$
7	Turbine2	$W_{T2} = m_{sys2}(h_{12} - h_{13}), h_{13} = h_{12} - (h_{12} - h_{13s})\eta_{T2}$
8	Mixer	$(m_{sys1} + m_{sys2})h_8 = m_{sys1}h_7 + m_{sys2}h_{13}$
9	Pump1	$W_{Pump1} = m_{sys2}(h_{11} - h_{10}), h_{11} = h_{10} + (h_{11s} - h_{10})/\eta_{Pump1}$
10	Cooler	$Q_{Cooler} = m_{sys2}(h_{1b} - h_{10}) = m_{03}(h_{04} - h_{03})$
11	Evaporator	$Q_E = (m_{sys1} + m_{sys2})(h_9 - h_1) = m_{ORC}(h_{16} - h_{15})$
12	Turbine3	$W_{T3} = m_{ORC}(h_{16} - h_{17}), h_{17} = h_{16} - (h_{16} - h_{17s})\eta_{T3}$
13	Condenser	$Q_{Condenser} = m_{ORC}(h_{17} - h_{14}) = m_{01}(h_{02} - h_{01})$
14	Pump2	$W_{Pump2} = m_{ORC}(h_{15} - h_{14}), h_{15} = h_{14} + (h_{15s} - h_{14})/\eta_{Pump2}$

۲-۳- تولید چندگانه و الکترولیزر

برخلاف مطالعات قبلی [۱،۲] که تمرکز اصلی بر تولید توان بوده است، ما در این پژوهش به تولید چندگانه محصول پرداخته‌ایم بدین صورت که بخشی از مجموع توان مکانیکی تولیدی توسط توربین‌های هر دو بخش دی اکسید کربن فرابحرانی و رنکین، پس از کسر توان مصرفی کمپرسورها و پمپ‌ها، به عنوان توان خالص الکتریکی سیستم در دسترس قرار می‌گیرد. این توان پاک به طور مستقیم به یک الکترولیزر غشای مبادله پروتون متصل می‌شود. الکترولیزر به دلیل چگالی توان بالا، پاسخدهی سریع و تولید هیدروژن بسیار خالص، به عنوان ابزاری برای تبدیل انرژی اضافی سیستم به محصولی با ارزش افزوده بالاتر یعنی هیدروژن سبز انتخاب شده است. این بخش، جنبه تولید همزمان سیستم را تکمیل کرده و کارایی اقتصادی و زیست‌محیطی سیستم یکپارچه را افزایش می‌دهد.

۳- فرضیات و مدل ریاضی

در این مطالعه، تحقیق با برخی فرضیات ضروری و معقول، همانطور که در زیر نشان داده شده است، انجام می‌شود [۳].
(۱) تمام سیکل‌های قدرت مورد مطالعه در این مقاله تحت شرایط حالت پایا کار می‌کنند.
(۲) از تغییرات انرژی جنبشی و پتانسیل سیال عامل صرف نظر می‌شود.
(۳) از تلفات فشار و تلفات حرارتی سیال عامل که از طریق خطوط لوله و مبدل‌های حرارتی جریان می‌یابد، صرف نظر می‌شود.

جدول ۳ تابع هزینه اجزای سیکل [۷,۹,۱۰]

Table 3 Cost functions of the cycle components [7,9,10]

Number	Components	Cost functions
1	Turbine	$Z_T = 479.34 \times m_{in} \left[\frac{1}{(0.93 - \eta_T)} \times -\ln(PR_T) \times (1 + e^{(0.036T_{in} - 54.4)}) \right]$
2	Compressor	$Z_C = 71.1 \times m_{in} \left[\frac{1}{(0.92 - \eta_C)} \right] \times PR_C \times \ln(PR_C)$
3	Heat exchangers	$Z_k = 30 \times Mass_k$
4	Pump	$Z_{pump} = 1120 \times W_{pump}^{0.8}$
5	PEM	$Z_{PEM} = 1000 \times W_{PEM}$

جدول ۴ اعتبار سنجی فشار و دما و انتالپی [۱]

Table 4 Pressure, temperature and enthalpy validation [1]

point	Temperature [°C]		Pressure [MPa]		Enthalpy [kJ/kg]	
	This study	Ref.	This study	Ref.	This study	Ref.
2	70.31	70.31	22.8	22.8	342.47	342.47
3	131	131.00	22.8	22.8	477.3	477.29
6	329.3	329.30	7.6	7.6	786.9	786.89
7	158.8	158.76	7.6	7.6	594.1	594.10
9	81.85	81.84	7.6	7.6	498.3	498.30
11	58.67	58.67	22.8	22.8	315.44	315.44
13	141	141.05	7.6	7.6	573.4	573.43

هزینه کل (C_{total}) نیز بصورت زیر محاسبه می شود: [۹,۱۱]

$$C_{total} = \sum_{i=1}^{n_k} \dot{Z}_{tot} / W_{net} \quad (5)$$

که در آن $\dot{Z}_{tot}$ هزینه کل اجزاء، و W_{net} توان خالص تولیدی سیکل است.

۳- اعتبارسنجی مدل

مدل سازی ترمودینامیکی سیکل پیشنهادی با استفاده از نرم افزار EES توسعه یافته است. جهت تایید دقت شبیه سازی، نتایج حاصل از کد در برابر داده های سیکل ۳ گزارش شده توسط [۱] اعتبار سنجی شده است. جدول ۴ خواص سیال را در هفت نقطه مهم سیستم مقایسه می کند. تطابق نزدیک بین خروجی های کد و داده های مرجع، قابلیت اطمینان مدل را تایید می کند. همه داده های بدست آمده برای نقاط و اجزاء با خطای کمی منطبق بر داده های مرجع هستند.

۴- نتایج

در این بخش نتایج بدست آمده از مدلسازی سیستم مورد مطالعه تشریح می شوند. راندمان انرژی این چرخه برابر با ۲۵/۱۴٪ می باشد. همچنین راندمان انرژی این چرخه ۵۴/۶۴٪ حاصل شده است. جدول ۵ توان تولیدی و مصرفی تجهیزات مختلف را نشان می دهد.

جدول ۵ توان تولیدی و مصرفی اجزاء

Table 5 Production and consumption power of components

Number	Components	Power [kW]
1	Turbine1	514
2	Turbine2	154.7
3	Turbine3	63.16
4	Pump1	56.31
5	Pump2	13.47
6	Compressor	115.3
7	PEM	136.7

راندمان انرژی بصورت زیر محاسبه می شود [۵]:

$$\eta_{system} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}_{O_2,PEM} + \dot{E}_{H_2,PEM}}{\dot{Q}_{WHE1} + \dot{Q}_{WHE2}} \quad (1)$$

که در آن η_{system} راندمان انرژی سیستم، $\dot{E}_{H_2,PEM}$ ، $\dot{E}_{O_2,PEM}$ و $\dot{W}_{net}$ به ترتیب انرژی اکسیژن، هیدروژن تولیدی و توان خالص تولیدی است؛ همچنین $\dot{Q}_{WHE1}$ و $\dot{Q}_{WHE2}$ نیز حرارت های داده شده به سیستم توسط گازهای اتلافی هستند.

۳-۲- تجزیه و تحلیل انرژی

انرژی هر نقطه را می توان با استفاده از فرمول زیر بدست آورد [۶]:

$$\dot{E}x_i = \dot{m}_i ((h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0)) \quad (2)$$

که در آن زیر وند صفر برای هر خاصیت نشانگر مقدار آن خاصیت در دما و فشار محیط، و $\dot{m}$ دبی جرمی جریان است. معادلات موازنه انرژی برای اجزای سیستم در جدول ۲ نمایش داده شده است.

راندمان انرژی بصورت زیر محاسبه می شود [۹]:

$$\psi_{system} = \frac{\dot{W}_{net} + \dot{E}x_{O_2,PEM} + \dot{E}x_{H_2,PEM}}{\dot{E}x_{in}} \quad (3)$$

که در آن ψ_{system} راندمان انرژی سیستم، $\dot{E}x_{O_2,PEM}$ ، $\dot{E}x_{H_2,PEM}$ و $\dot{E}x_{in}$ به ترتیب انرژی اکسیژن، هیدروژن تولیدی، انرژی ورودی به سیستم و توان خالص تولیدی است.

انرژی ورودی به سیستم بصورت زیر می باشد [۱]:

$$\dot{E}x_{in} = \dot{E}x_{g1} - \dot{E}x_{g3} \quad (4)$$

که در آن $\dot{E}x_{g1}$ انرژی گاز ورودی به مبدل (WHE1)، و $\dot{E}x_{g3}$ انرژی گاز خروجی از مبدل (WHE2) است.

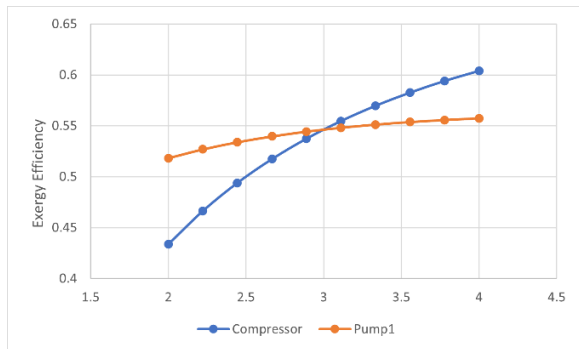
۳-۳- تحلیل اقتصادی

در این مطالعه، از توابع هزینه اجزای سیکل برای تخمین کل سرمایه گذاری اولیه استفاده شده است. این توابع، هزینه خرید هر تجهیز را به پارامترهای اصلی طراحی آن، مانند دبی جرمی و ظرفیت توان، مرتبط می کنند. در جدول ۳ تابع هزینه اجزای سیکل نمایش داده شده است.

جدول ۲ معادلات موازنه انرژی برای هر جزء [۷,۸]

Table 2 Exergy balance equations for components [7,8]

Number	Components	Equations
1	WHE1	$E_4 + E_{g1} = E_5 + E_{g2} + E_{D,WHE1}$
2	Turbine1	$E_5 = E_6 + W_{T1} + E_{D,T1}$
3	HTR	$E_6 + E_3 = E_7 + E_4 + E_{D,HTR}$
4	LTR	$E_8 + E_2 = E_9 + E_3 + E_{D,LTR}$
5	Compressor	$E_{1a} + W_C = E_2 + E_{D,C1}$
6	WHE2	$E_{11} + E_{g2} = E_{12} + E_{g3} + E_{D,WHE2}$
7	Turbine2	$E_{12} = E_{13} + W_{T2} + E_{D,T2}$
8	Mixer	$E_{13} + E_7 = E_8 + E_{D,Mixer}$
9	Pump1	$E_{10} + W_{pump1} = E_{11} + E_{D,Pump1}$
10	Cooler	$E_{1b} = E_{10} + E_{D,Cooler}$
11	Evaporator	$E_9 + E_{15} = E_{16} + E_{16} + E_{D,Eva}$
12	Turbine3	$E_{16} = E_{17} + W_{T3} + E_{D,T3}$
13	Condenser	$E_{17} + E_{01} = E_{14} + E_{02} + E_{D,Con}$
14	Pump2	$E_{14} + W_{pump2} = E_{15} + E_{D,Pump2}$

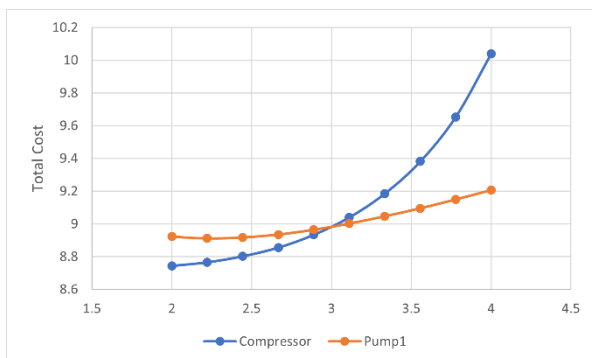


شکل ۲ تغییرات بازده انرژی بر حسب نسبت فشار پمپ ۱ و کمپرسور
Fig. 2 Exergy efficiency variations versus pressure ratio of pump1 and compressor

۴-۱-۲- اثر نسبت فشار کمپرسور و پمپ ۱ بر هزینه کل سیستم

شکل ۳ تأثیر نسبت فشار کمپرسور و پمپ ۱ را بر هزینه کل سیستم نشان می‌دهد. طبق نتایج به‌دست‌آمده، با افزایش نسبت فشار در هر دو تجهیز، هزینه کل سیستم روند صعودی دارد که این امر ناشی از نیاز به تجهیزات مستحکم‌تر و گران‌قیمت‌تر برای تحمل فشارهای بالاتر است. در نسبت‌های فشار پایین (کمتر از ۳)، هزینه کل سیستم در حالت تغییر پارامتر پمپ ۱، مقدار اندکی بیشتر از حالت کمپرسور است. اما با عبور از نسبت فشار ۳، هزینه کل در منحنی کمپرسور با شیبی بسیار تند و به صورت نمایی افزایش می‌یابد؛ به طوری که در نسبت فشار ۴، اختلاف هزینه بین این دو حالت بسیار چشم‌گیر می‌شود.

علت فیزیکی این رفتار را می‌توان به افزایش قابل‌توجه کار مصرفی کمپرسور در نسبت‌های فشار بالا نسبت داد که نه تنها هزینه خرید خود تجهیز را افزایش می‌دهد، بلکه هزینه‌های عملیاتی و تخریب انرژی مرتبط با آن را نیز به شدت بالا می‌برد. در مقابل، پمپ ۱ به دلیل تراکم‌پذیری بسیار پایین سیال مایع، تغییرات ملایم‌تری را در هزینه کل سیستم ایجاد می‌کند. این تحلیل نشان می‌دهد که هرچند افزایش نسبت فشار کمپرسور باعث بهبود بازده می‌شود (طبق شکل ۲)، اما همزمان منجر به جریمه اقتصادی سنگینی در هزینه‌های کل سیستم می‌گردد.



شکل ۳ اثر نسبت فشار پمپ ۱ و کمپرسور بر هزینه کل سیستم
Fig. 3 Total cost versus pressure ratio of pump1 and compressor

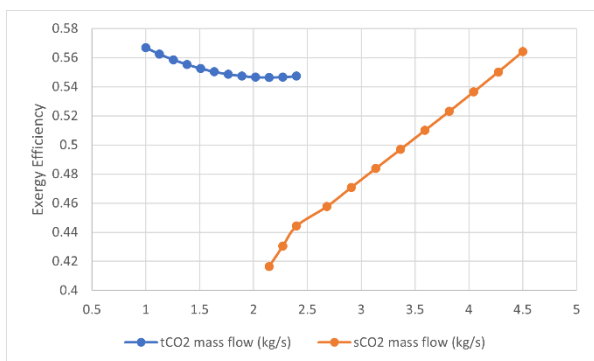
در تحلیل عملکرد سیستم، توان تولیدی ناخالص سیکل برابر با ۷۳۱/۸۶ کیلووات محاسبه شده است. بخشی از این توان، صرف تامین انرژی مورد نیاز اجزای داخلی سیکل (توان مصرفی) می‌گردد که مقدار آن ۳۲۱/۷۸ کیلووات است؛ در نتیجه، توان خالص خروجی از سیکل معادل ۴۱۰/۰۸ کیلووات خواهد بود. افزون بر این، واحد الکترولایزر غشای تبادل پروتون با مصرف توان ۱۳۶/۷ کیلووات، قادر است هیدروژن را با نرخ جرمی ۰/۶۹۵۲ کیلوگرم بر ساعت تولید نماید. شایان ذکر است که این واحد تولید هیدروژن، تقریباً ۱۸/۶۸ درصد از کل توان تولیدی ناخالص سیکل را به خود اختصاص می‌دهد که این امر نشان دهنده سهم قابل توجه الکترولایزر در تراز انرژی و جرم سیستم ادغام یافته است.

۴-۱-۴- تحلیل پارامتری

در این بخش، به منظور درک عمیق تر رفتار سیستم و شناسایی عوامل کلیدی موثر بر عملکرد آن، تحلیل پارامتریکی جامع انجام شده است. بدین منظور، تأثیر تغییر پارامترهای عملیاتی از جمله نسبت فشار پمپ ۱ و کمپرسور بر شاخص‌های اصلی نظیر بازده انرژی (ψ_{system})، نرخ هزینه کل سیستم ($\dot{C}_{total}$) و نرخ تولید هیدروژن مورد ارزیابی قرار گرفته است. علاوه بر این، حساسیت سیستم نسبت به تغییرات دبی جرمی در سیکل بالادستی (System1) و سیکل پایین دستی (System2) و اثرات متقابل آن‌ها بر عملکرد و نرخ تولید محصول بررسی شده است. این تحلیل به شناسایی نقاط بهینه عملیاتی و درک چگونگی تعامل بین پارامترهای مختلف کمک شایانی می‌نماید.

۴-۱-۱- اثر نسبت فشار کمپرسور و پمپ ۱

شکل ۲ تأثیر نسبت فشار کمپرسور و پمپ ۱ بر بازده انرژی کل سیستم را نشان می‌دهد. بر اساس نتایج، افزایش نسبت فشار در هر دو تجهیز منجر به صعودی شدن روند بازده انرژی می‌گردد. همان‌طور که در نمودار مشهود است، منحنی مربوط به کمپرسور دارای شیب تندتری نسبت به پمپ ۱ است. در نسبت‌های فشار پایین (کمتر از ۳)، پمپ ۱ نقش مؤثرتری در بالا نگه داشتن بازده سیستم ایفا می‌کند؛ به طوری که در نسبت فشار ۲، بازده سیستم با تغییر این پارامتر پمپ حدود ۸٪ بالاتر از کمپرسور است. با این حال، در نسبت فشار ۳، یک نقطه تلاقی مشاهده می‌شود و پس از آن، به دلیل حساسیت بالاتری که کمپرسور به تغییرات فشار در ناحیه گازی/فوق‌بحرانی دارد، بازده سیستم با سرعت بیشتری رشد کرده و از منحنی پمپ پیشی می‌گیرد. این رفتار تأکید می‌کند که در فشارهای عملیاتی بالا، بهینه‌سازی عملکرد کمپرسور اولویت بیشتری نسبت به پمپ در افزایش کارایی کل سیکل دارد.



شکل ۵ اثر تغییرات دبی جرمی سیکل های بالادستی و پایین دستی بر بازده انرژی

Fig. 5 Exergy efficiency versus mass flow rates of sCO_2 and tCO_2 cycles

بر اساس نتایج، افزایش دبی جرمی در سیکل بالادستی (sCO_2) منجر به بهبود خطی و قابل توجه بازده انرژی از حدود ۴۲٪ به بیش از ۵۶٪ می گردد. در مقابل، افزایش دبی جرمی در سیکل پایین دستی (tCO_2) تأثیر معکوسی داشته و باعث کاهش تدریجی بازده انرژی کل می شود.

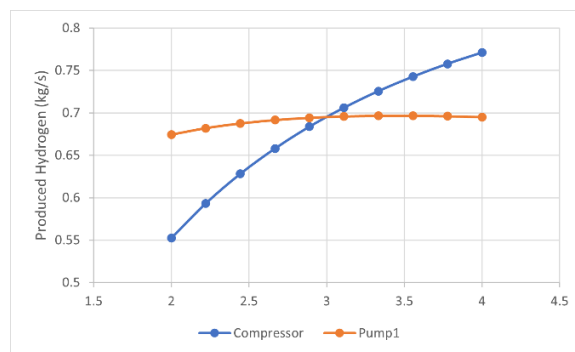
علت فنی این تفاوت عملکرد در تعامل حرارتی میان دو سیکل نهفته است؛ افزایش دبی جرمی سیکل بالادستی (sCO_2) به معنای افزایش پتانسیل انتقال انرژی در منبع گرمای اصلی است که منجر به تولید توان بیشتر و کاهش نسبت تخریب انرژی نسبت به کل توان تولیدی می شود. اما در سمت مقابل، افزایش دبی جرمی در سیکل پایین دستی (tCO_2) بدون افزایش متناسب در ورودی انرژی از سیکل بالادستی، منجر به افت دما در مبدل های حرارتی مشترک گشته و بازگشت ناپذیری ها را افزایش می دهد.

این روند نزولی در دبی های بالاتر سیکل پایین دستی (tCO_2) (فرا تر از ۲ کیلوگرم بر ثانیه) به دلیل افزایش تلفات اصطکاکی و کاهش کیفیت انتقال حرارت، بازده کل را تضعیف می نماید.

۴-۱-۵- اثر دبی جرمی بر هزینه کل سیستم

شکل ۶ تأثیر تغییرات دبی جرمی در دو سیکل بالادستی (sCO_2) و پایین دستی (tCO_2) را بر هزینه کل سیستم نشان می دهد. همان طور که انتظار می رود، با افزایش دبی جرمی در هر دو سیکل، هزینه کل سیستم روند صعودی دارد. این افزایش هزینه در سیکل بالادستی (sCO_2) با شیب بسیار تندتری نسبت به سیکل پایین دستی مشاهده می شود؛ به طوری که با افزایش دبی سیکل بالادستی (sCO_2) از حدود ۱/۲ به ۵/۴ کیلوگرم بر ثانیه، هزینه کل تجهیزات از ۷/۸ به بیش از ۹/۱۱ واحد افزایش می یابد.

علت اصلی این رفتار، وابستگی مستقیم ابعاد فیزیکی تجهیزات به نرخ جریان جرمی عبوری از آن هاست. با افزایش دبی جرمی، ظرفیت حرارتی مبدل ها، اندازه توربین ها و کمپرسورها باید افزایش یابد تا توان تولیدی بالاتر محقق گردد که این امر مستلزم صرف هزینه سرمایه گذاری بیشتری است. حساسیت بالاتر هزینه نسبت



شکل ۴ اثر نسبت فشار پمپ ۱ و کمپرسور بر نرخ تولید هیدروژن
Fig. 4 Produced hydrogen rate versus pressure ratio of pump1 and compressor

۴-۱-۳- اثر نسبت فشار کمپرسور و پمپ ۱ بر نرخ تولید هیدروژن

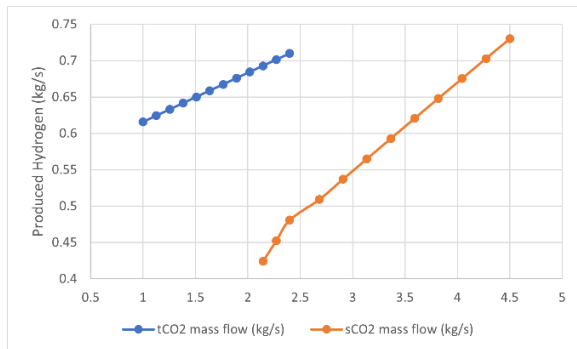
شکل ۴ اثر نسبت فشار کمپرسور و پمپ ۱ را بر نرخ تولید هیدروژن در واحد الکتروولایزر نشان می دهد. بر اساس این نمودار، افزایش نسبت فشار در هر دو تجهیز منجر به افزایش میزان تولید محصول می گردد، اما نرخ این افزایش در کمپرسور به مراتب بیشتر است. در نسبت های فشار پایین (کمتر از ۳)، پمپ ۱ نرخ تولید هیدروژن بالاتری را نسبت به کمپرسور فراهم می کند. با این حال، با رسیدن به نسبت فشار ۳، عملکرد دو تجهیز با هم تلاقی کرده و پس از آن، کمپرسور پتانسیل بیشتری برای ارتقای نرخ تولید هیدروژن از خود نشان می دهد. دلیل این پدیده را می توان در تراز انرژی و کار خالص خروجی سیکل جستجو کرد؛ با افزایش نسبت فشار کمپرسور، توان خالص خروجی و پتانسیل حرارتی در بخش های بالادستی با نرخ بیشتری رشد می کند که مستقیماً انرژی در دسترس واحد الکتروولایزر را افزایش می دهد. در مقابل، منحنی مربوط به پمپ ۱ پس از نسبت فشار ۳ به حالت اشباع نزدیک شده و تغییرات نرخ تولید هیدروژن در آن بسیار ناچیز می گردد. این موضوع بیان گر آن است که برای دستیابی به ظرفیت های بالای تولید هیدروژن، تمرکز بر افزایش نسبت فشار کمپرسور بازده بیشتری نسبت به پمپ خواهد داشت.

به طور کلی، نتایج تحلیل پارامتری نشان می دهد که نقطه عملکردی معادل با نسبت فشار ۳، یک نقطه استراتژیک برای سیستم محسوب می شود.

عبور از این نسبت فشار، هرچند منجر به بهبود بازده انرژی و افزایش نرخ تولید هیدروژن می گردد، اما به دلیل صعودی شدن شدید منحنی هزینه ها (به ویژه در کمپرسور)، باید تعادلی بهینه میان شاخص های فنی و اقتصادی برقرار نمود.

۴-۱-۴- اثر دبی جرمی بر بازده انرژی

شکل ۵ تقابل رفتار بازده انرژی کل سیستم را در پاسخ به تغییرات دبی جرمی سیکل بالادستی (sCO_2) و سیکل پایین دستی (tCO_2) به تصویر می کشد.



شکل ۷ اثر تغییرات دبی جرمی سیکل های بالادستی و پایین دستی بر نرخ تولید هیدروژن

Fig. 7 Produced hydrogen versus mass flow rates of sCO₂ and tCO₂ cycles

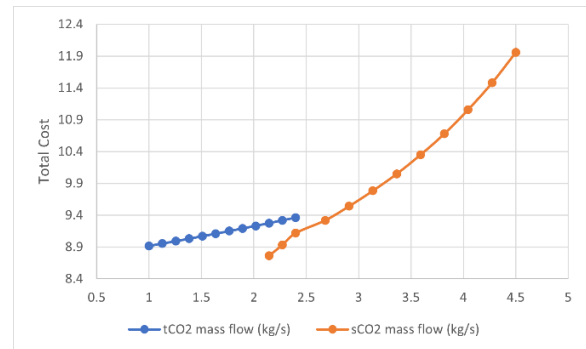
۵- نتیجه گیری و جمع بندی

در این پژوهش، عملکرد فنی و اقتصادی یک سیستم یکپارچه مبتنی بر سیکل های کربن دی اکسید (sCO₂, tCO₂, Rankine) و واحد الکترولیزر جهت تولید همزمان توان و هیدروژن مورد واکاوی قرار گرفت. مهم ترین دستاوردهای این مطالعه در دو بخش نتایج نقطه طراحی و تحلیل پارامتری به شرح زیر است:

۵-۱- نتایج نقطه طراحی

ارزیابی سیستم در شرایط پایه نشان دهنده پتانسیل بالای این پیکربندی در تولید انرژی پاک است. مقادیر شاخص عملکردی به شرح زیر است:

- بازدهی: سیستم موفق به ثبت بازده انرژی ۲۵/۱۴٪ و بازده انرژی ۵۴/۶۴٪ گردید. تفاوت میان این دو بازده نشان دهنده کیفیت بالای انرژی تولیدی در مقایسه با انرژی ورودی است.
- توان تولیدی: توان خالص خروجی سیستم معادل ۴۱۰/۰۸ کیلووات محاسبه شد.
- واحد الکترولیزر: این واحد برای تولید ۰/۶۹۵۲ کیلوگرم بر ساعت هیدروژن، توانی معادل ۱۳۶/۷ کیلووات مصرف می کند. این میزان مصرف انرژی، حدود ۱۸/۶۸٪ از کل توان ناخالص تولیدی سیستم را به خود اختصاص داده است.
- ارزیابی اقتصادی: هزینه کل سیستم در نقطه طراحی برابر با ۸/۹۸۳ دلار بر گیگاژول (\$/GJ) برآورد شد.



شکل ۶ بررسی روند تغییرات هزینه کل سیستم بر حسب دبی جرمی
Fig. 6 Total investment cost versus mass flow rates of sCO₂ and tCO₂ cycles

به دبی سیکل بالادستی (sCO₂) نشان دهنده آن است که تجهیزات سیکل بالادستی، بخش عمده ای از بودجه سرمایه گذاری کل سیستم را به خود اختصاص داده اند و هرگونه تغییر در ابعاد این سیکل، تأثیر تعیین کننده ای بر اقتصاد طرح خواهد داشت.

۴-۱-۶- اثر دبی جرمی بر نرخ تولید هیدروژن

شکل ۷ تأثیر تغییرات دبی جرمی سیکل بالادستی (sCO₂) و سیکل پایین دستی (tCO₂) را بر نرخ تولید هیدروژن در واحد الکترولیزر نشان می دهد. بر اساس نتایج، افزایش دبی جرمی در هر دو سیکل منجر به افزایش خطی نرخ تولید هیدروژن می گردد. با این حال، حساسیت تولید محصول نسبت به تغییرات دبی در سیکل بالادستی (sCO₂) به مراتب بیشتر است؛ به طوری که با افزایش دبی جرمی سیکل بالادستی (sCO₂) در بازه مورد مطالعه، نرخ تولید هیدروژن از حدود ۰/۴۲ به بیش از ۰/۷۳ کیلوگرم بر ثانیه ارتقا می یابد. دلیل این روند صعودی را می توان به افزایش توان در دسترس برای واحد الکترولیزر (PEM) نسبت داد. با افزایش دبی جرمی در سیکل های قدرت، توان خالص خروجی سیستم افزایش یافته که این امر انرژی الکتریکی بیشتری را برای فرآیند الکترولیز فراهم می کند. شیب تندتر نمودار سیکل بالادستی (sCO₂) بیان گر این واقعیت است که سیکل بالادستی نقش کلیدی در تأمین انرژی اولیه داشته و هرگونه تغییر در جریان آن، تأثیر مستقیم و گسترده ای بر ظرفیت تولید هیدروژن کل سیستم دارد. در مقابل، سیکل پایین دستی (tCO₂) به دلیل محدودیت های تبادل حرارتی، تأثیر ملایم تری بر بهبود نرخ تولید محصول نشان می دهد. اگرچه افزایش دبی جرمی منجر به افزایش هزینه سرمایه گذاری می شود، اما به دلیل بهبود همزمان بازده انرژی و افزایش نرخ تولید هیدروژن، این افزایش هزینه در بلندمدت از طریق درآمدهای حاصل از محصولات سیستم قابل جبران خواهد بود.

۲-۵- یافته های کلیدی تحلیل پارامتری

- تأثیر نسبت فشار: افزایش نسبت فشار در تجهیزات اصلی (کمپرسور و پمپ) محرک اصلی بهبود بازده انرژی است، اما به دلیل افزایش هزینه های سرمایه گذاری، نسبت فشار ۳ به عنوان نقطه بهینه برای توازن فنی-اقتصادی شناسایی شد.

نقش و مسئولیت نویسندگان:

- شعب خانمحمدی:** ایده پردازی، طراحی روش شناسی، بررسی و تحقیق، گزارش - بازنگری و ویرایش، نظارت
- محمد دبیری:** ایده پردازی، منابع، گزارش - پیش نویس اولیه، نگارش - بازنگری و ویرایش، تصویرسازی، نرم افزار، بررسی و تحقیق

فهرست علائم

c	هزینه واحد محصول
$\dot{E}_x$	نرخ انرژی (kW)
$\dot{E}_{x_D}$	تخریب انرژی (kW)
h	آنتالپی ویژه (kJ/kg)
$\dot{m}$	دبی جرمی (kg/s)
p	فشار (kPa)
PR	نسبت فشار
$\dot{Q}$	نرخ انتقال حرارت (kW)
s	آنتروپی ویژه (kJ/kgK)
T	دما ($^{\circ}\text{C}$)
$\dot{W}$	توان (kW)
Z	هزینه خرید تجهیزات (\$)

اختصارات

CO_2	دی اکسید کربن
HTR	بازیاب حرارتی دما بالا
H_2	هیدروژن
LTR	بازیاب حرارتی دما پایین
O_2	اکسیژن
PEM	الکترولیزر غشایی تبادل پروتون
R744	مبرد استاندارد دی اکسید کربن
sCO_2	دی اکسید کربن فوق بحرانی
tCO_2	دی اکسید کربن ترنس کریتیک
WHE	مبدل حرارتی اتلافی
WHR	بازیابی حرارت اتلافی

حروف یونانی

η_{system}	بازده انرژی سیستم
ψ_{system}	بازده انرژی سیستم

زیروندها

C	کمپرسور
Con	کندانسور
Eva	اواپراتور
g	گاز خروجی
i	مربوط به جریان اام
in	ورودی به تجهیز
k	مربوط به جزء kام
net	مقدار خالص
sys	سیستم
T	توربین

- رفتار دبی جرمی: افزایش دبی جرمی در سیکل بالادستی (sCO_2) تأثیر مثبتی بر تمامی شاخص ها داشت. این امر علاوه بر ارتقای بازده و نرخ تولید هیدروژن، به دلیل توزیع هزینه های ثابت بر تولید انرژی بیشتر، منجر به کاهش هزینه واحد محصول و بهره گیری از مزایای اقتصاد مقیاس می گردد.

- تعامل سیکل ها: برخلاف سیکل بالادستی، افزایش دبی در سیکل پایین دستی (tCO_2) تأثیر محدودی بر ظرفیت تولید هیدروژن داشته و در دبی های بالا می تواند باعث افت ملایم بازده انرژی کل شود.

۳-۵- کاربرد های عملی و تحقیقات آتی

سیستم پیشنهادی با قابلیت تولید همزمان انرژی الکتریکی و هیدروژن سبز از حرارت اتلافی، پتانسیل بالایی برای افزایش بهره وری انرژی در صنایع، کاهش انتشار کربن و ارائه یک راهکار اقتصادی رقابتی دارد. تحقیقات آتی می تواند بر بهینه سازی پارامترهای عملیاتی، بررسی انواع الکترولیزر ها و انطباق سیستم با منابع حرارتی متنوع متمرکز شود تا این فناوری به طور کامل در کاربرد های عملی پیاده سازی گردد.

نهایتاً سیستم طراحی شده با بازده انرژی بالای ۵۴٪ و هزینه واحد محصول حدود ۹ دلار بر گیگاژول، گزینه ای رقابتی و کارآمد برای کاربردهای تولید همزمان انرژی و سوخت هیدروژنی محسوب می شود.

بیانیه هوش مصنوعی: در جریان آماده سازی این اثر، نویسندگان از ابزار Deepseek به منظور روان سازی و اصلاح جمله بندی متن استفاده کرده اند. پس از استفاده از این ابزار، نویسندگان محتوا را در صورت نیاز بررسی و ویرایش کرده و مسئولیت کامل محتوای مقاله منتشر شده را بر عهده می گیرند.

حامی مالی: این پژوهش هیچ گونه گرنت مشخصی از آژانس های تأمین مالی در بخش های عمومی، تجاری یا غیرانتفاعی دریافت نکرده است.

تعارض منافع: هیچ تعارض منافع دیگری برای اظهار وجود ندارد.

منابع

- [6] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner, and M. B. Bailey, *Fundamentals of Engineering Thermodynamics*. Hoboken, NJ, USA: John Wiley & Sons, 2010.
- [7] A. Bejan, G. Tsatsaronis, and M. J. Moran, *Thermal Design and Optimization*. New York, NY, USA: John Wiley & Sons, 1995.
- [8] F. Zhang, G. Liao, J. E. J. Chen, and E. Leng, "Comparative study on the thermodynamic and economic performance of novel absorption power cycles driven by the waste heat from a supercritical CO₂ cycle," *Energy Convers. Manage.*, vol. 228, Art. no. 113671, 2021, doi: [10.1016/j.enconman.2020.113671](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2020.113671).
- [9] X. Wang, Y. Yang, Y. Zheng, and Y. Dai, "Exergy and exergoeconomic analyses of a supercritical CO₂ cycle for a cogeneration application," *Energy*, vol. 119, pp. 971–982, 2017, doi: [10.1016/j.energy.2016.11.044](https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.11.044).
- [10] A. D. Akbari and S. M. Mahmoudi, "Thermoeconomic analysis and optimization of the combined supercritical CO₂ (carbon dioxide) recompression Brayton/organic Rankine cycle," *Energy*, vol. 78, pp. 501–512, 2014, doi: [10.1016/j.energy.2014.10.037](https://doi.org/10.1016/j.energy.2014.10.037).
- [11] F. Zhang, Z. Chen, G. Liao, J. E. L. Ye, J. Chen, and E. Leng, "Proposal and performance assessment of a combined system based on a supercritical carbon dioxide power cycle integrated with a double-effect absorption power cycle," *Energy Convers. Manage.*, vol. 233, Art. no. 113923, 2021, doi: [10.1016/j.enconman.2021.113923](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.113923).
- [1] F. Zhang, B. Chen, G. Liao, and J. E. J. Chen, "Performance assessment and comparative study on novel carbon dioxide based power cycles for the cascade engine waste heat recovery," *Appl. Therm. Eng.*, vol. 214, Art. no. 118764, 2022, doi: [10.1016/j.applthermaleng.2022.118764](https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2022.118764).
- [2] F. Yilmaz, M. Ozturk, and R. Selbas, "Design and performance assessment of an OTEC driven combined plant for producing power, freshwater, and compressed hydrogen," *Int. J. Hydrogen Energy*, vol. 58, pp. 688–697, 2024, doi: [10.1016/j.ijhydene.2024.01.220](https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2024.01.220).
- [3] I. Vaja and A. Gambarotta, "Internal combustion engine (ICE) bottoming with organic Rankine cycles (ORCs)," *Energy*, vol. 35, no. 2, pp. 1084–1093, 2010, doi: [10.1016/j.energy.2009.06.001](https://doi.org/10.1016/j.energy.2009.06.001).
- [4] S. S. Wang, C. Wu, and J. Li, "Exergoeconomic analysis and optimization of single-pressure single-stage and multi-stage CO₂ transcritical power cycles for engine waste heat recovery: A comparative study," *Energy*, vol. 142, pp. 559–577, 2018, doi: [10.1016/j.energy.2017.10.055](https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.10.055).
- [5] G. Manente and F. M. Fortuna, "Supercritical CO₂ power cycles for waste heat recovery: A systematic comparison between traditional and novel layouts with dual expansion," *Energy Convers. Manage.*, vol. 197, Art. no. 111777, 2019, doi: [10.1016/j.enconman.2019.111777](https://doi.org/10.1016/j.enconman.2019.111777).