

تحلیل پارامتریک و ترمودینامیکی تولید برق در ایستگاه های تقلیل فشار گاز با بهره گیری از توربو اکسپنדרهای مبتنی بر انرژی زمین گرمایی

میر هاتف سیدولیلو*
پژوهشگر

روح الله

محمد تقی پور

پژوهشگر، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، پژوهشکده علوم و فناوری دفاعی شمالغرب

علی عارضی

کارشناس ارشد، مهندسی شیمی، دانشگاه پیام نور، تهران

مقاله علمی پژوهشی

دریافت: ۱۴۰۱/۰۲/۰۶

پذیرش: ۱۴۰۱/۰۶/۱۲

چکیده: توجه به مخاطرات زیست محیطی انرژی های سنتی به ویژه پدیده گرمایش زمین ناشی از انتشار و متمرکز شدن گازهای گلخانه ای از اصلی ترین دلایل توجه به انرژی های نو است و دولت ها را بر آن داشته تا بهره مندی از منابع جدید انرژی را با جدیت در دستور کار قرار داده و برای آن برنامه ریزی کنند. از طرفی با توجه به جایگزینی سوخت های فسیلی توسط انرژی های تجدید پذیر و روش های نوین تولید برق، شایسته است که پتانسیل های موجود همانند اتلاف انرژی ناشی از تقلیل فشار گاز در ایستگاه های تقلیل گاز شهری مورد نظر و بررسی قرار گیرد. از این رو در مقاله حاضر سعی شده است تا با استفاده از یک توربو اکسپندر در یک ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری، به تولید انرژی الکتریسیته پرداخته شود. گاز ورودی به این توربو اکسپندر نیز توسط انرژی زمین گرمایی پیش گرم می شود تا توان تولید کار در آن افزایش یابد. نتایج حاکی از آن است که ایده آل ترین راندمان آیزنتروپیک (برابر با ۹۰٪)، در دمای ورودی توربو اکسپندر برابر با ۸۰ درجه سانتی گراد و میزان پیش گرمایش برابر با ۱۸۶/۵ kJ/kg اتفاق می افتد. همچنین افزایش میزان پیش گرمایش گاز طبیعی سبب افزایش دمای توربین انبساطی شده و در نتیجه توان تولیدی افزایش می یابد.

واژه های راهنما: توربو اکسپندر، تقلیل فشار گاز، تحلیل ترمودینامیکی، تحلیل پارامتریک، انرژی زمین گرمایی

Mir hatef
Seyedvalilu*
Researcher

Ruhollah
Mohammad
Taghipour

Researcher,
Malik Ashtar University
of Technology,
Northwest Science and
Technology Research
Institute

Ali Arezi
M.Sc., Chemical
Engineering, Payam
Noor University, Tehran

Parametric and thermodynamic analysis of electricity production in gas pressure reduction stations using turbo expanders based on geothermal energy

Abstract: Paying attention to the environmental hazards of traditional energies, especially the phenomenon of global warming caused by the release and concentration of greenhouse gases, is one of the main reasons for paying attention to new energies and it has prompted the governments to seriously put the benefit of new sources of energy on the agenda and plan for it. On the other hand, it is appropriate that existing potentials such as energy loss due to gas pressure reduction in urban gas reduction stations should be considered and investigated. Therefore, in this article, it has been tried to produce electricity by using a turbo expander in a municipal gas pressure reduction station. The gas input to this turbo expander is also preheated by geothermal energy to increase the work production capacity. The results indicate that the most ideal isentropic efficiency (equal to 90%) occurs at the turbo expander inlet temperature equal to 80 degrees Celsius and the amount of preheating equal to 186.5 kJ/kg. Also, increasing the amount of natural gas preheating increases the temperature of the expansion turbine and as a result, the production power increases.

Keywords: Turbo expander, Gas pressure reduction, Thermodynamic analysis, Parametric analysis, Geothermal energy

۱- مقدمه

یک توربو اکسپندر ۱۵۰ نیوتن متر مکعب بر ساعتی با استفاده از یک یاتاقان برای جداسازی هوا برای یک مطالعه موردی پیکربندی شده است. تأثیر سختی ساختاری یاتاقان و ویژگی‌های میرایی بر روی سیستم بلبرینگ روتور فویل برای عملکرد پایدار ارزیابی شد. با ضرایب آزمایش شده، عملکرد روتور دینامیکی سیستم حامل روتور به صورت عددی تحلیل شده و با نتایج تجربی گذرا مقایسه گردید. همچنین ژو و همکارانش [۸] به بررسی و کنترل کارایی فرآیند خنک‌سازی یک توربو اکسپندر هلیوم برودتی برای یک مایع‌ساز هیدروژنی پرداختند. نتایج تجربی نشان داد که نسبت مشخص منبسط کننده به طور قابل توجهی در طول فرآیند خنک‌سازی تغییر می‌کند که منجر به انحراف زیادی از بازده بهینه می‌شود. در این کار تاثیر فشار ترمز بر نسبت مشخصه و کارایی توربو انبساط کننده هلیوم مورد مطالعه قرار گرفته و یک روش کنترل فشار متغیر برای عملکرد کارآمد توربو اکسپندر در طول فرآیند خنک‌سازی یک مایع‌ساز هیدروژنی پیشنهاد شده است. با تحلیل نتایج مشخص گردید که در مقایسه با روش کنترل فشار ترمز ثابت، روش کنترل فشار متغیر می‌تواند راندمان منبسط کننده را ۵٪ تا ۱۰٪ در طول فرآیند خنک‌سازی در منطقه دمای بالا افزایش دهد.

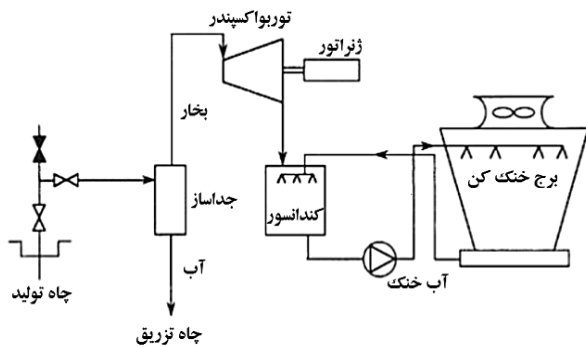
کنکمان و اکمان [۹] در یک توربو اکسپندر به بررسی ادغام شبکه‌ای از مبدل‌های حرارتی جهت بازیابی اتان پرداختند. ایشان جهت مطالعه بر روی عملکرد و بازده این سیستم، به شبیه‌سازی سیستم یکپارچه مذکور پرداختند. تریپاتی و همکارانش [۱۰] نتیجه گرفتند که استفاده از منبع زیست توده با اینکه باعث کاهش انتشار گاز دی اکسید کربن خواهد شد ولی از طرف دیگر تلفات انرژی در این حالت نسبت به نیروگاه‌های مبتنی بر ذغال سنگ بسیار بیشتر خواهد بود. زهتابیان و همکارانش [۱۱] طی یک کار مطالعاتی به بررسی گاز ورودی به شهر قزوین پرداختند و نتیجه گرفتند که نوسانات گاز ورودی به شهر بر روی بازده سیستم گاز رسانی تاثیر خواهد گذاشت. نتایج حاصل از این کار نشان داد که بازده واقعی سیستم توربو اکسپندر برابر ۶۸٪ خواهد بود. بهره‌گیری از توربو اکسپندر در صنایع مختلف، در فرایندهای خنک‌کاری، مایع‌سازی گاز، رانش کمپرسور و ...، دارای تاریخچه طولانی می‌باشد ولی بهره‌گیری از این سیستم‌ها جهت تولید برق به تحقیقات بسیار اندکی محدود می‌شود [۱۵-۱۲]. از این رو با توجه به تحقیقات انجام یافته در حوزه استفاده از توربو اکسپندر در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز، در کار حاضر پارامترهای تاثیرگذار بر این سیستم‌ها و میزان تاثیر پذیری راندمان و کار تولیدی در این سیستم‌ها مورد مطالعه و بررسی قرار گرفته است.

مصرف روز افزون انرژی حاصل از سوخت‌های فسیلی بواسطه انتشار آلاینده‌های حاصل از احتراق سوخت‌های فسیلی و افزایش دی اکسید کربن در اتمسفر و پیامدهای ناشی از آن، محیط زیست را با تغییرات تهدید آمیزی روبرو ساخته است [۱]. از دیگر سوی محدودیت منابع فسیلی، غیرقابل تجدیدپذیر بودن این منابع و پیش بینی افزایش قیمت‌ها موجب گردیده است تا سیاست‌گذاران و برنامه‌ریزان بخش انرژی به فکر بهینه‌سازی مصرف سوخت و همچنین انرژی‌های جایگزین باشند. در این بین استفاده از انرژی‌های پاک نظیر زمین گرمایی و همچنین بکارگیری انرژی‌های تلف شونده نظیر جلوگیری از اتلافات در رگولاتورهای فشار گاز شهری با استفاده از توربو اکسپندر راه‌گشای قسمتی از معضلات فوق‌الذکر خواهد بود [۲-۵]. با توجه به توضیحاتی که داده شد، استفاده از توربو اکسپندر به جای رگولاتور فشار (فشار شکن) در ایستگاه‌های تقلیل فشار گاز شهری هدف اصلی این مقاله است. در این حالت به جای هدر رفتن انرژی گاز شهری می‌توان در یک توربو اکسپندر علاوه بر کاهش فشار گاز، کار مکانیکی تولیدی را با وصل نمودن آن به یک ژنراتور، به برق تبدیل کرد. در این بررسی همچنین گاز ورودی به توربو اکسپندر توسط انرژی زمین گرمایی محل که توسط یک ترموسیفون بلند با جریان دوفازی بسته به سطح زمین انتقال می‌یابد پیش گرم می‌شود. بدین طریق از پتانسیل انرژی زمین گرمایی محل نیز برای تولید برق استفاده می‌شود. فرآیند انبساط گاز در توربو اکسپندر همراه با افت دماست. بنابراین مطابق شکل (۱) می‌توان در ورودی گاز پر فشار به آن گرما تحویل داد. این گرما می‌تواند از طریق انرژی‌های پاک نظیر انرژی خورشیدی و یا زمین گرمایی تامین شود. از آنجا که در اکثر نقاط ایران پتانسیل زمین گرمایی و سابقه آتشفشانی مناسبی وجود دارد، بنابراین یکی از بهترین روش‌های تامین گرما انرژی زمین گرمایی می‌باشد. در این راستا تحقیقات گسترده‌ای صورت گرفته است که از جمله آنها می‌توان به موارد مهم زیر اشاره نمود.

هووارد و همکارانش [۶] در یک کار تحقیقاتی، اقدام به نصب یک توربو اکسندر در ایستگاه تقلیل فشار گاز شهری نمودند و نتایج حاصل از کار آن‌ها حاکی از این بود که افزودن پیل سوختی به سیستم تقلیل فشار گاز شهری باعث افزایش راندمان این سیستم تا حدود ۱۰٪ خواهد شد. تیان وی و همکارانش [۷] به بررسی و مطالعه عددی و تجربی بر روی پایداری توربو اکسپندر برودتی پرداختند. در مقاله ایشان، مدل المان محدود

۲- بیان مسئله و معادلات حاکم

شکل (۱) طرحی از توربو اکسپندر که در ورودی، گاز پر فشار را به همراه گرما گرفته و در خروجی گاز کم فشار را به همراه برق تحویل می دهد، نشان می دهد.



شکل ۲ نمای ساده شده فرآیند استحصال انرژی از زمین گرمایی بوسیله توربین انبساطی

در شکل (۲) ملاحظه می کنید که کمپرسور و خنک کننده خارجی به عنوان یک کمپرسور دما ثابت در دمای T_2 با بازده E_e کار می کند. فرض کنید یک افت فشار و اختلاف دمای ناچیز در مبدل حرارتی (بطور طبیعی فقط چند درجه) وجود داشته باشد و فرض کنید که سیال گردش یک گاز کامل باشد. همچنین در نظر بگیرید که یک مقدار گرما بصورت Q_e در دمای میانگین پایین T_1 توسط توربوماشین خارج شود. این کار نیازمند آن است که توربوماشین کاری معادل با W_e به شفت منتقل کند. اگر بازده منبسط کننده را در طول عملیات η_c فرض کنیم، کار ایده آل عبارت است از:

$$DH = \frac{Q_e}{h_e} \quad (2)$$

کار انبساط تئوری (دما ثابت) در کمپرسور برابر است با:

$$\frac{Q_e}{h_e} \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (3)$$

کار انبساط واقعی کمپرسور W_e ، کمیت نهایی تقسیم بر بازده دما ثابت کمپرسور η_c است: بنابراین،

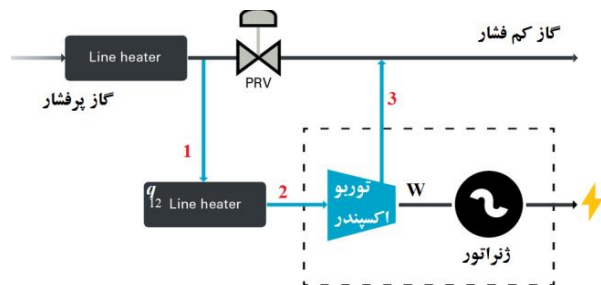
$$W_e = \frac{Q_e}{h_e} \cdot \frac{T_2}{T_1} \quad (4)$$

کار مکانیکی معادل با Q_e به کمپرسور برمی گردد. بنابراین کار خالص کمپرسور برابر است با:

$$W = W_e - Q_e = Q_e \left[\frac{T_2}{h_e h_c T_1} - 1 \right] = Q_e \frac{T_2 - h_e h_c T_1}{h_e h_c T_1} \quad (5)$$

کار تئوری طبق قانون دوم عبارتست از:

$$W_{theor.} = Q_e \frac{T_2 - T_1}{T_1} \quad (6)$$



شکل ۱ طرحی ترمودینامیکی استحصال برق در ایستگاه تقلیل فشار گاز، به وسیله توربو اکسپندر

طرحی ترمودینامیکی از مدل ارائه شده به صورت شکل (۱) می باشد که q_{1-2} انرژی حاصل از حرارت زمین گرمایی است که توسط ترموسیفون جریان دو فازی بسته تامین شده و برای پیش گرمایش گاز ورودی به توربو اکسپندر با واحد kJ/kg استفاده می شود. همچنین W کار ویژه تولیدی در سیکل توسط توربو اکسپندر با واحد kJ/kg می باشد. در این محاسبات دبی جرمی سیال گازی در نظر گرفته شده و نسبت تولید انرژی به صورت زیر تعریف می شود:

$$e = \frac{w}{q_{12}} \quad (1)$$

متغیرهای غیر وابسته در این طرح دمای گاز بعد از پیش گرمایش و کارایی آیزنتروپیک توربو اکسپندر می باشند.

۲-۱- محاسبه بازده توربو اکسپندر

در یک چرخه دوتایی شکل (۲) نوع فرایند تولید توان به این صورت است که آب داغ توسط پمپ کردن از چشمه های زیرزمینی در سرتاسر سیستم حرارتی جریان می یابد تا یک مایع واسط را که درون یک چرخه بسته قرار دارد به جوش آورد. بخار حاصل منبسط می شود تا ژنراتور توربین را به حرکت درآورد و سپس بازچگالیده شده و به داخل مبدل حرارتی بازگردانده می شود تا چرخه را تکرار کند. این انبساط بخار، برق قابل عرضه تولید می کند، بنابراین بازده قابل توجه خواهد بود. برخی مایعات واسط برای چرخه های دوتایی مناسب هستند، و این مایعات شامل ایزوبوتان، ایزوپنتان، پروپان، و ترکیبات هیدروکربنی خاص می باشند.

جدول ۱ نتایج شبیه‌سازی نصب توربین انبساطی طرح مورد نظر

داده های ورودی								
خواص گاز طبیعی در مرحله ورودی								
شماره ستون	۱	۲	۳	۴	۵	۶	۷	
دبی جریان	۶۰۰۰۰	۶۰۰۰۰	۶۰۰۰۰	۶۰۰۰۰	۶۰۰۰۰	۶۰۰۰۰	۶۰۰۰۰	Nm ³ /h
دما	۳	۳	۳	۳	۳	۳	۳	C°
فشار	۵/۵	۶/۳	۴/۵	۵/۵	۵/۵	۵/۵	۵/۵	Mpa
خواص گاز طبیعی در مرحله خروجی								
دما	۳	۳	۳	۳	۳	-۷	۱۳	C°
فشار	۱/۸	۱/۸	۱/۸	۱/۴	۱/۸	۱/۸	۱/۸	Mpa

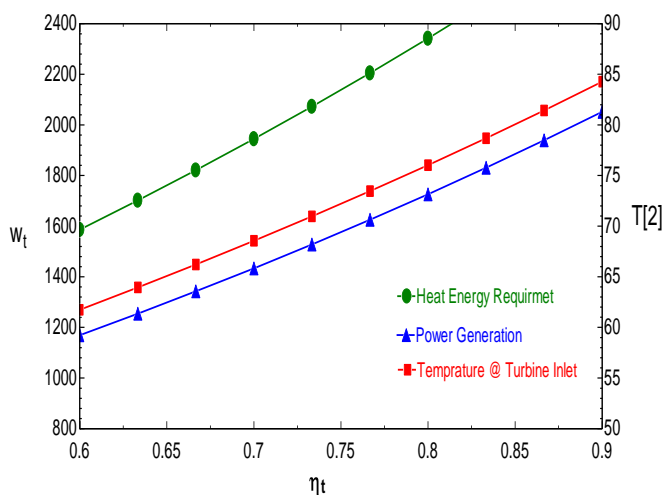
بنابراین بازده نیز طبق قانون دوم برابر است با:

$$\begin{aligned} \frac{W_{theor.}}{W} &= \frac{(T_2 - T_1)h_e h_c}{T_2 - h_e h_c T_1} = \frac{h_e h_c T_2 - h_e h_c T_1}{T_2 - h_e h_c T_1} \\ &= \frac{T_2 - h_e h_c T_1 + (h_e h_c - 1)T_2}{T_2 - h_e h_c T_1} \quad (7) \\ &= 1 - \frac{T_2(1 - h_e h_c)}{T_2 - h_e h_c T_1} \end{aligned}$$

۳-۲- بحث و بررسی نتایج

۳-۱- اعتبارسنجی و ارزیابی مدل‌سازی انجام‌شده

طبیعی قبل از ورود به توربین، میزان تولید توان از طریق توربین انبساطی و همچنین دمای ورودی به توربین بعد از پیش‌گرمایش مورد بررسی قرار گرفته‌است. به این صورت که مطابق شکل (۳)؛ نمودار افقی مبین راندمان آیزنتروپیک توربین می‌باشد و محور عمودی سمت چپ نشان دهنده میزان انرژی مورد نیاز برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی قبل از ورود به توربین و میزان تولید توان از طریق توربین انبساطی و نیز دمای ورودی به توربین بعد از پیش‌گرمایش در محور عمودی سمت راست به نمایش در آمده است.



شکل ۳ میزان تاثیر راندمان آیزنتروپیک توربین انبساطی بر سه پارامتر W_t , T_3 , H_{req}

۳-۳- مقایسه نتایج حاصل از مدل‌سازی طرح با نتایج Kowala

در ادامه برای بررسی و تحقیق بیشتر روی طرح مورد مطالعه مقایسه دیگری با کار Kowala [۱۷] صورت گرفته که نتایج آن در جدولی به صورت جدول (۳) آورده شده است. در این مقایسه نوع گاز طبیعی مورد استفاده از نوع متان خالص CH₄ بوده و دبی آن نیز ۱ kg/s در نظر گرفته شده است.

برای ارزیابی و بررسی میزان دقت مدل‌سازی انجام‌گرفته (اعتبارسنجی)، نتایج حاصل از مدل فوق با نتایج موجود در مراجع مربوطه مقایسه خواهد شد. مقایسه نتایج این مدل با مدلی که توسط Poživil و همکاران وی [۱۶] انجام گرفته، در جدول (۱) آورده شده است: ترکیب گاز مورد بررسی در طرح مورد نظر از نوع گاز طبیعی روسیه با درصد های حجمی ۰.۹۶٪ CH₄، ۰.۶٪ C₂H₆، ۰.۲٪ C₃H₈، ۳.۱٪ N₂، ۰.۱٪ Co₂ می‌باشد.

این مقایسه برای حالت ۱ در جدول (۲) انجام گرفته‌است که در آن دبی گاز ورودی به سیکل برابر ۶۰۰۰۰ Nm³/h، و دما و فشار ورودی به توربین انبساطی به ترتیب برابر ۳ °C و ۵/۵ بوده و همچنین دما و فشار خروجی از آن به ترتیب ۳ °C و ۱/۸ Mpa می‌باشد.

۳-۲- میزان تاثیر راندمان آیزنتروپیک توربین انبساطی بر سه پارامتر اصلی سیکل

در انتهای این مقایسه با توجه به شبیه‌سازی انجام شده تاثیر راندمان آیزنتروپیک توربین انبساطی را بر روی سه پارامتر دیگر که عبارتند از: میزان انرژی مورد نیاز برای پیش‌گرمایش گاز

جدول ۲ مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی با نتایج کار Pozivil [۱۶] برای حالت ۱

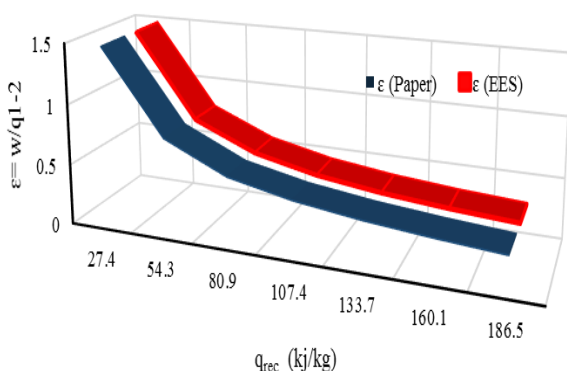
واحد	نماد	Pozivil[14]	مدل مورد نظر	درصد خطا %
C°	T ₂	۷۱/۳	۷۵/۷۱	۶/۱۸
kw	q ₁₋₂	۱۹۳۹	۱۸۹۰	۲/۵۲
kw	W	۱۳۶۷	۱۳۹۳	۱/۹
%	ε	۷۰/۵	۷۳/۷۲	۴/۵۶

در ادامه تاثیر میزان پیش‌گرمایش گاز بر نسبت تولید انرژی محلی (ε) مورد بررسی قرار گرفته و نتایج آن در جدول (۴) ارائه شده است.

جدول ۴ مقایسه نتایج توان تولیدی از طرح مورد مطالعه با نتایج Kowala [۱۷] در راندمان η_t = 10 %

درصد خطا	مدل مورد نظر	Kowala[15]	ε
-	-	-	For q ₁₋₂ =0.00
٪ ۰/۱۸	۱/۴۶۸	۱/۴۸	For q ₁₋₂ =27.40
٪ ۲	۰/۷۷	۰/۷۹	For q ₁₋₂ =54.30
٪ ۰/۱	۰/۵۴۹	۰/۵۵	For q ₁₋₂ =80.90
٪ ۱	۰/۴۳۲	۰/۴۴	For q ₁₋₂ =107.4
٪ ۲	۰/۳۶۲	۰/۳۷	For q ₁₋₂ =133.7
٪ ۱	۰/۳۱۵	۰/۳۲	For q ₁₋₂ =160.1
٪ ۰/۱۰	۰/۲۸	۰/۲۸	For q ₁₋₂ =186.5

شکل (۵) نتایج عددی ارائه شده در جدول (۴) را بصورت نمودار نمایش می‌دهد. همانطور که مشاهده می‌شود نتایج حاصل از این مدل‌سازی تطابق بسیار مناسبی با نتایج کار تجربی دارد و همچنین مشاهده می‌شود که با افزایش میزان پیش‌گرمایش گاز، نسبت تولید انرژی محلی در سیستم کاهش می‌یابد.

epsilon vs. q_{rec} (η_t=30 %)

شکل ۵ مقایسه نتایج بدست آمده با مقاله مرجع [۱۷] - تاثیر میزان پیش‌گرمایش گاز بر نسبت تولید انرژی محلی

نهایتاً به مطالعه تاثیر میزان پیش‌گرمایش بر دمای گاز خروجی توربین انبساطی (T₃) پرداخته شده که نتایج آن در جدول (۵) آورده شده است.

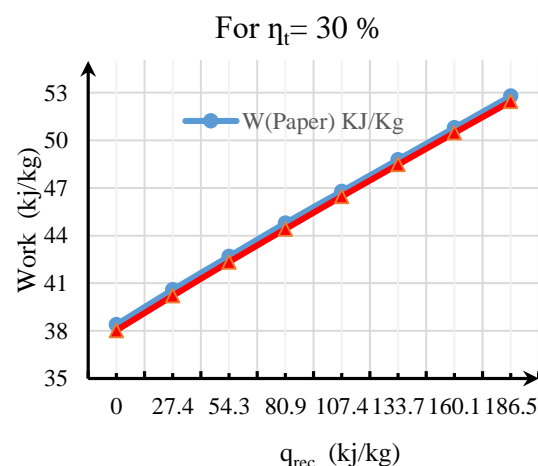
۳-۴- مقایسه نتایج شبیه‌سازی تاثیر میزان پیش‌گرمایش گاز بر پارامترهای سیستم (η_t = 30 %)

در این بخش به مطالعه تاثیر میزان پیش‌گرمایش گاز بر توان تولیدی توربین انبساطی، نسبت تولید انرژی محلی و دمای گاز خروجی توربین انبساطی پرداخته شده که تمامی مطالعات در شرایط بازده توربین ۳۰٪ انجام شده است. مقایسه نتایج توان تولیدی حاصل از شبیه‌سازی این مقاله با نتایج کوالا [۱۷] در جدول (۳) نمایش داده شده است.

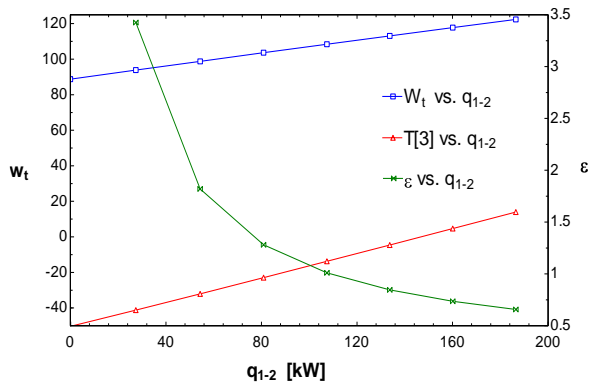
جدول ۳ مقایسه نتایج توان تولیدی (kW) حاصل از شبیه‌سازی این مقاله با نتایج Kowala در راندمان η_t = 30 %

درصد خطا	مدل مورد نظر	Kowala[15]	q ₁₋₂
٪ ۰/۹	۳۸/۰۳	۳۸/۴	q ₁₋₂ =0.0
٪ ۰/۹	۴۰/۲۱	۴۰/۱۶	q ₁₋₂ =27.4
٪ ۰/۱۸	۴۲/۳۴	۴۲/۷	q ₁₋₂ =54.3
٪ ۰/۱۶	۴۴/۴۲	۴۴/۸	q ₁₋₂ =80.9
٪ ۰/۱۸	۴۶/۴۷	۴۶/۸	q ₁₋₂ =107.4
٪ ۰/۱۶	۴۸/۴۸	۴۸/۸	q ₁₋₂ =133.7
٪ ۰/۱۶	۵۰/۴۸	۵۰/۸	q ₁₋₂ =160.1
٪ ۰/۱۶	۵۲/۴۶	۵۲/۸	q ₁₋₂ =186.5

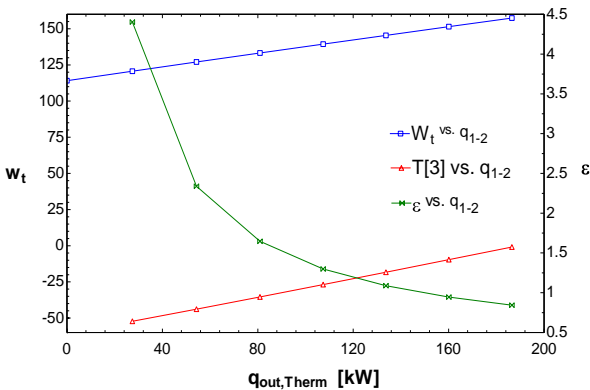
نتایج عددی اشاره شده در جدول (۳)، به صورت نموداری در شکل (۴) آورده شده است.



شکل ۴ مقایسه نتایج بدست آمده با مقاله مرجع [۱۷] - تاثیر میزان پیش‌گرمایش گاز بر توان تولیدی توربین انبساطی



شکل ۷ تاثیر میزان پیش گرمایش در راندمان ۷۰٪ توربین انبساطی



شکل ۸ تاثیر میزان پیش گرمایش در راندمان ۹۰٪ توربین انبساطی

۳-۶- تحلیل قانون دوم

تحلیل قانون اول، ارزیابی کاملی از سیستم را به علت حساب نکردن فشار گاز ارائه نمی‌دهد. اطلاعات بیشتر از تحلیل قانون دوم به دست می‌آید.

$$h_B = \frac{\dot{m}(w + b_3)}{\dot{m}b_1 + \dot{m}_f b_f} \quad (8)$$

که در رابطه بالا b_1 و b_3 انرژی گاز در مراحل ۱ و ۳ می‌باشند و در هر حالت به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$B_i = I_i - I_0 - T_0(S_i - S_0) \quad (9)$$

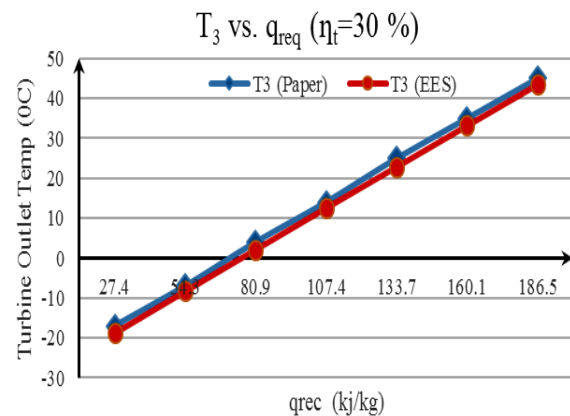
همانطور که ملاحظه می‌شود با افزایش میزان پیش گرمایش گاز طبیعی دو اتفاق در خلاف جهت هم می‌افتد. یکی افزایش میزان تولید توان توسط توربین انبساطی و دیگری، کاهش راندمان قانون دوم و در کنار آن کاهش نسبت تبدیل انرژی است. این موضوع توسط نمودار شکل (۹) به خوبی نمایش داده شده است. حال چنانچه می‌دانیم علاوه بر پارامترهای فوق موضوع مهم دیگر بالای صفر بودن دمای گاز خروجی از توربین انبساطی می‌باشد تا بتواند برای مصارف خانگی یا صنعتی قابل استفاده باشد. با در نظر گرفتن تمامی این پارامترها و بهینه‌سازی انجام

جدول ۵ مقایسه نتایج توان تولیدی از طرح مورد مطالعه با نتایج

Kowala [۱۷] در راندمان $\eta_t = 30\%$

T_3	واحد	Kowala[15]	مدل مورد نظر	درصد خطا
For $q_{1-2}=0.00$	$^{\circ}\text{C}$	-۲۸	-	-
For $q_{1-2}=27.40$	$^{\circ}\text{C}$	-۱۷	-۱۸/۷۶	٪ ۱۰
For $q_{1-2}=54.30$	$^{\circ}\text{C}$	-۷	-۸/۲۴	٪ ۱۷
For $q_{1-2}=80.90$	$^{\circ}\text{C}$	۴	۲/۱۹۶	٪ ۴۵
For $q_{1-2}=107.4$	$^{\circ}\text{C}$	۱۴	۱۲/۶	٪ ۱۰
For $q_{1-2}=133.7$	$^{\circ}\text{C}$	۲۵	۲۲/۹۲	٪ ۸
For $q_{1-2}=160.1$	$^{\circ}\text{C}$	۳۵	۳۳/۲۴	٪ ۵

نتایج عددی اشاره شده در جدول (۵)، به صورت نموداری در شکل (۶) آورده شده است.



شکل ۶ مقایسه نتایج بدست آمده با مقاله مرجع [۱۷] - تاثیر میزان پیش گرمایش بر دمای گاز خروجی از توربین انبساطی

واضح است که دمای گاز خروجی از توربین انبساطی با پیش گرمایش گاز ورودی به آن، افزایش می‌یابد.

۳-۵- بررسی تاثیر میزان پیش گرمایش گاز طبیعی بر روی سه پارامتر اصلی سیستم

برای بررسی این موضوع به علت تشابه نموداری در راندمان‌های مختلف آیزنتروپیک توربین انبساطی تنها دو راندمان ۷۰٪ و ۹۰٪ انتخاب شدند که در زیر به آن‌ها می‌پردازیم.

همانطور که در شکل (۷) و شکل (۸) مشاهده می‌شود با افزایش میزان پیش گرمایش گاز طبیعی توان تولیدی در توربین انبساطی (W) افزایش می‌یابد. همچنین دمای خروجی از توربین انبساطی (T_3) نیز با افزایش همراه است. این در حالی است که نسبت تولید انرژی (ε) با کاهش مواجه می‌شود.

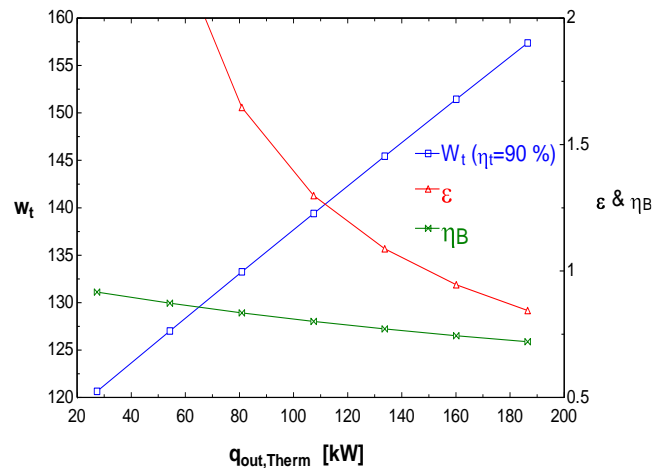
۵- فهرست علائم و اختصارات

علائم انگلیسی	
دمای گاز بعد از پیش‌گرمایش	T_2 °C
انرژی مورد نیاز برای پیش‌گرمایش گاز طبیعی	q_{1-2} kw
میزان کار تولیدی توسط توربین انبساطی	W kw
دبی جرمی گاز ورودی	\dot{m} Kg/s
دمای خروجی از توربین انبساطی	T_3 °C
نوع گاز استفاده شده در شبیه‌سازی	CH_4 (96%) (%)
فشار ورودی به توربین انبساطی	P_2 Mpa
فشار خروجی از توربین انبساطی	P_3 Mpa
علائم یونانی	
نسبت تولید انرژی محلی	ϵ -
راندمان آیزنتروپیک توربین انبساطی	η_t -

۶- مراجع

- [1] Alshehry, A.S., Belloumi, M., Energy consumption, carbon dioxide emissions and economic growth: the case of Saudi Arabia, *Renew Sustain Energy*, Vol. 41, pp. 237–47, (2015).
- [2] He, W., Wang, Y., Shaheed, M.H., Energy and thermodynamic analysis of power generation using a natural salinity gradient based pressure retarded osmosis process, *Desalination*; Vol. 350, pp. 86–94, (2014).
- [3] Weitemeyer, S., Kleinhans, D., Vogt, T., Agert, C., Integration of renewable energy sources in future power systems: the role of storage, *Renew Energy*, Vol. 75, pp. 14–20, (2015).
- [4] Mathiesen, B.V., Lund, H., Connolly, D., Wenzel, H., Ostergaard PA, Möller B, et al. Smart energy systems for coherent 100% renewable energy and transport solutions, *Appl Energy*, Vol. 145, pp. 139–54, (2015).
- [5] Quan H, Srinivasan D, Kham badkone AM, Khosravi A. Computational frame work for uncertainty integration in stochastic unit commitment with intermittent renewable energy sources, *Appl Energy*; Vol. 152, pp. 71–82, (2015).
- [6] Howard, C., Oosthuizen, P., Peppley, B., An investigation of the performance of a hybrid turbo expander-fuel cell system for power recovery at natural gas pressure reduction stations, *Appl. Therm. Eng*, Vol. 31, pp. 2165–2170, (2011).
- [7] Lai, T., Guo, Y., Zhao, Q., Wang, Y., Zhang, X., Hou, Y., Numerical and experimental studies on stability of cryogenic turbo-expander with protuberant foil gas bearings, *Cryogenics*, Vol. 96, pp. 62-74, (2018).

شده توسط نرم‌افزار، حالت ایده‌آل در راندمان آیزنتروپیک ۹۰٪ برای توربین انبساطی با دمای ورودی $80^{\circ}C$ در ورودی توربین به‌دست می‌آید. این حالت با میزان پیش‌گرمایش $186/5 \text{ kJ/kg}$ قابل حصول است.



شکل ۹ راندمان ۹۰٪ توربین انبساطی

۴- نتیجه گیری

هدف اصلی در مقاله حاضر بهره‌گیری از توربو اکسپندر به جای رگولاتور فشار (فشار شکن) در ایستگاههای تقلیل فشار گاز شهری می‌باشد. در این سیستم گاز ورودی به توربو اکسپندر توسط انرژی زمین‌گرمایی پیش‌گرم می‌شود که حرارت لازم توسط یک ترموسیفون بلند با جریان دوفازی بسته به سطح زمین انتقال می‌یابد. در کار حاضر به مطالعه پارامتریک و بررسی سیستم از دید قانون اول و دوم ترمودینامیک پرداخته شد و نتایج حائز اهمیتی بدست آمدند که از آن میان می‌توان به موارد مهم ذیل اشاره نمود:

- با افزایش میزان پیش‌گرمایش گاز طبیعی، توان تولیدی در توربین انبساطی (W) افزایش می‌یابد. همچنین دمای خروجی از توربین انبساطی (T_3) نیز با افزایش همراه است. این در حالی است که نسبت تولید انرژی (ϵ) با کاهش مواجه می‌شود؛
- با افزایش میزان پیش‌گرمایش گاز طبیعی، راندمان قانون دوم و در نتیجه نسبت تبدیل انرژی نیز کاهش می‌یابد؛
- حالت ایده‌آل سیستم عبارتست از: راندمان آیزنتروپیک برابر با ۹۰٪ برای توربین انبساطی، دمای $80^{\circ}C$ در ورودی توربو اکسپندر و میزان پیش‌گرمایش برابر با $186/5 \text{ kJ/kg}$.

- Meeting - Conversion and Delivery of Electrical Energy in the 21st Century*, pp. 1–7, (2008).
- [13] Taleshian Jelodar, M., Rastegar, H., Askarian Abyaneh, H., “Modeling turbo-expander systems”, *Simulation*, Vol. 89, pp. 234-248, (2013).
- [14] Taleshian Jelodar, M., Rastegar, H., Pichan, M., “Voltage improvement using a new control strategy for turbo expander driving systems”, *Electrical Power and Energy Systems*, Vol. 64, pp. 1176–1184, (2015).
- [15] Taleshian Jelodar, M., Rastegar, H., Pichan, M., “Turbo expander system behavior improvement using an adaptive fuzzy PID controller”, *AUT J. Model. Simul.* Vol. 49, pp. 23-32, (2017).
- [16] Pozivil, J., Use of expansion turbines in natural gas pressure reduction stations, *Acta Montanistica Slovaca*, Vol. 9, pp. 258-260, (2009).
- [17] Kowala, D., Using the gas pressure potential for electricity generation at Pressure Reduction Stations, *GERG Academic Network Event*, Brussels, (2007).
- [8] Zhou, K., Li, S., Zhao, K., Lin, H., Zhang, Z., Chen, L., Hou, Y., Chen, S., Efficiency control of the cooling-down process of a cryogenic helium turbo-expander for a 2 t/d hydrogen liquefier, *International Journal of Hydrogen Energy*, (2022).
- [9] Konukman, S., Akman, U., Flexibility and operability analysis of a HEN integrated natural gas expander plant, *Chem. Eng. Sci.*, Vol. 60, pp. 7057–7074, (2005).
- [10] Tripathy, S., Jayanarayan, J., Roul, K.M., Energy and exergy analysis for biomass co-coal fuel based thermal power plant, *Int. J. Res. Eng. Technol*, Vol. 3, pp. 54–59, (2015).
- [11] Zehtabian, N., Saffar-Avval, M., Feasibility study of turbo expander installation in city gas station, In: *Proceeding of the 25th international conference on efficiency, cost, optimization, simulation and environmental impact of energy systems*, Perugia, Italy, (2012).
- [12] Daneshi, H., Khorashadi Zadeh, H., Lotfjou Choobari, A., “Turbo expander as a distributed generator”, *Power and Energy Society General*