



شبیه‌سازی و بهینه‌سازی چرخه تولید توان رانکین به منظور بهره‌وری از انرژی سرمایه‌گذاری طبیعی مایع‌شده

علیرضا صادقی، محسن کاشی پرپینچی، سید عباس سادات سکاکی*، منصور خانکی

دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۷-۱۰-۱۵
بازنگری: ۱۳۹۸-۰۲-۰۹
پذیرش: ۱۳۹۸-۰۲-۱۵
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸-۰۲-۱۷

کلمات کلیدی:

گاز طبیعی مایع‌شده
چرخه تولید توان رانکین
انرژی سرمایه‌گذاری
بازیابی گاز
تولید توان

خلاصه: گاز طبیعی مایع‌شده توسط سرمایه‌گذاری گاز طبیعی تا ۱۶۲- درجه سلسیوس در فشار اتمسفر به دست می‌آید. متان جزء اصلی ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مایع‌شده است که برای منابع مختلف بین ۸۷ تا ۹۹/۸ درصد متفاوت است. چرخه تولید توان کرایونیک با استفاده از گاز طبیعی مایع‌شده به عنوان چاه حرارتی، به یکی از راه‌کارهای قابل توجه برای بازیابی انرژی سرمایه‌گذاری گاز طبیعی مایع‌شده تبدیل شده‌است. در مطالعه حاضر یک چرخه تولید توان رانکین دو مرحله‌ای به منظور بازیابی انرژی سرمایه‌گذاری گاز طبیعی مایع‌شده با به کار بردن سیال عامل تک جزئی در هر مرحله به عنوان پایه در نظر گرفته شده‌است و بر اساس آن یک چرخه تولید توان رانکین سه مرحله‌ای با استفاده از سیال عامل مخلوط پیشنهاد شده‌است. بهینه‌سازی چرخه با استفاده از الگوریتم ازدحام ذرات انجام می‌شود. عملکرد چرخه تولید توان رانکین سه مرحله‌ای با تأثیر راندمان حرارتی، راندمان انرژی، ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها و فشار توزیع گاز طبیعی بررسی شده‌است. توان تولیدی ویژه چرخه رانکین سه مرحله‌ای $100/45 \text{ KJ/Kg}_{\text{Ng}}$ ، راندمان حرارتی $12/76$ درصد و راندمان انرژی $27/92$ درصد می‌باشد که افزایش قابل توجهی را نسبت به چرخه پایه نشان می‌دهد. با کاهش مقدار ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف چرخه حداکثر توان خروجی چرخه با روندهای متفاوتی کاهش می‌یابد. نتایج نشان می‌دهد که با کاهش فشار توزیع گاز طبیعی توان تولیدی ویژه، راندمان حرارتی و راندمان انرژی به مقدار محسوسی افزایش می‌یابد.

۱- مقدمه

از گاز طبیعی خط لوله برای حمل و نقل و ذخیره‌سازی اقتصادی‌تر است، گاز طبیعی مایع‌شده ۶۲۰ برابر متراکم‌تر از گاز طبیعی است. متان جزء اصلی ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مایع‌شده است که برای منابع مختلف بین ۸۷ تا ۹۹/۸ درصد متفاوت است [۱]. گاز طبیعی مایع‌شده را نمی‌توان به طور مستقیم در کاربردهای نهایی استفاده کرد. فرایند تبدیل مجدد گاز طبیعی مایع‌شده به گاز برای استفاده نهایی ضروری است. چگونگی استفاده از مقدار سرمایه‌گذاری، یکی از مسائل مهم مزایای محیطی و اقتصادی است.

سیستم‌های بهره‌وری از انرژی سرمایه‌گذاری گاز طبیعی مایع‌شده شامل فرایندهای جداسازی هوا^۲، شیرین کردن آب دریا، ذخیره‌سازی

شکل مایع کرایونیک^۱ گاز طبیعی به عنوان گاز طبیعی مایع‌شده^۲ نامیده می‌شود که توسط سرمایه‌گذاری گاز طبیعی تا ۱۶۲- درجه سلسیوس در فشار اتمسفر به دست می‌آید که غیرسمی، بی‌بو، بی‌رنگ، بی‌خطر، غیرخورنده و پاک‌ترین شکل گاز طبیعی است. گاز طبیعی مایع‌شده در طول مرحله احتراق تقریباً انتشار گاز دی‌اکسید گوگرد ندارد و انتشار نیتروژن آن بسیار پایین است. گاز طبیعی مایع‌شده، به دلیل کاهش حجم بین شکل‌های گاز و مایع،

1 Cryogenic
2 Liquefied Natural Gas (LNG)

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: sakaki@eng.ikiu.ac.ir

3 Air separation



سان و همکاران^{۱۴} [۸] سه چرخه مختلف شامل چرخه رانکین یک مرحله‌ای با انبساط مستقیم، چرخه رانکین دو مرحله‌ای موازی با انبساط مستقیم و چرخه رانکین دو مرحله‌ای آبشاری با انبساط مستقیم را مورد بررسی و مقایسه قرار دادند. هفت پارامتر کلیدی برای شصت و چهار سیال عامل، تحت چهار دمای منبع حرارتی مختلف توسط الگوریتم ازدحام ذرات بهینه شد. نتایج نشان داد که چرخه رانکین دو مرحله‌ای موازی برای منبع حرارتی دما پایین و چرخه رانکین دو مرحله‌ای آبشاری برای منبع حرارتی دما بالا مناسب‌تر است. سونگ و کیم^{۱۵} [۹] طراحی یک چرخه رانکین آلی دو مرحله‌ای را پیشنهاد دادند که از گاز طبیعی مایع‌شده و گاز جوشیده^{۱۶} به عنوان چاه حرارتی در چرخه استفاده می‌کرد تا از اتلاف حرارتی سوخت موتور دوگانه استفاده کند. چرخه رانکین آلی دو مرحله‌ای به ترتیب به عنوان چرخه‌های رانکین آلی دما پایین و دما بالا تعریف شد و مطالعات بهینه‌سازی چرخه برای هر دو زیر چرخه انجام شد، هدف پیشینه کردن توان خروجی در طی مطالعه بهینه‌سازی بود. در طول شبیه‌سازی، سیالات عامل گوناگون به کار رفت و استفاده از گاز طبیعی مایع‌شده باعث تولید توان خروجی بیشتری نسبت به گاز جوشیده شد. چوی و همکاران^{۱۷} [۱۰] پنج طرح مختلف چرخه تولید توان شامل انبساط مستقیم گاز طبیعی مایع‌شده، چرخه رانکین آلی، چرخه ترکیبی (انبساط مستقیم و چرخه رانکین آلی)، چرخه رانکین دو مرحله‌ای و چرخه رانکین سه مرحله‌ای مورد تحلیل قرار دادند. علاوه بر این، سه نوع سیال آلی خالص مختلف (متان، اتان و پروپان) مورد بررسی قرار گرفتند. پی بردند که چرخه رانکین آبشاری سه مرحله‌ای با سیال عامل پروپان در هر مرحله، بالاترین کار خالص خروجی، بازده انرژی و بازده انرژی را در میان تمام چرخه‌های طراحی شده ارائه می‌دهد.

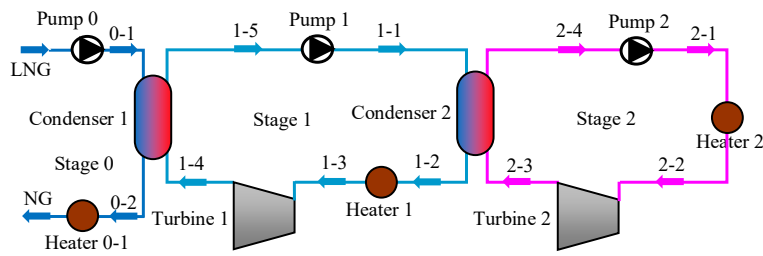
گارسیا و همکاران^{۱۸} [۱۱] یک نیروگاه متشکل از چرخه‌های رانکین آبشاری، همراه با واحد تولید توان انبساط مستقیم تجزیه و تحلیل کردند. به عنوان نتیجه بهینه‌سازی تابع تک هدفه، چرخه رانکین آبشاری که با آرگون و متان عمل می‌کند و به دنبال آن یک واحد انبساط مستقیم می‌باشد، شاخص عملکرد بالایی براساس نسبت

سرما، جذب کرایوژنیک کربن‌دی‌اکسید^۱ و تولید توان می‌باشد [۲]. چرخه تولید توان کرایوژنیک^۲ با استفاده از گاز طبیعی مایع‌شده به عنوان چاه حرارتی^۳، به یکی از راه‌کارهای قابل توجه برای بازیابی انرژی سرمایشی^۴ گاز طبیعی مایع‌شده تبدیل شده‌است. انواع اصلی چرخه‌های تولید توان کرایوژنیک، انبساط مستقیم^۵، چرخه رانکین^۶، چرخه برایتون^۷، چرخه کالینا^۸ و چرخه تولید توان ترکیبی می‌باشند [۳]. چرخه تولید توان رانکین یکی از پرکاربردترین چرخه‌های بازیابی انرژی سرمایشی از گاز طبیعی مایع‌شده است. منابع گرمایی در چرخه‌های تولید توان می‌تواند آب دریا، اتلافات حرارتی صنعتی، حرارت زمین گرمایی و انرژی خورشید باشد [۴].

بدمی و همکاران^۹ [۵] سه چرخه تولید توان شامل چرخه رانکین یک مرحله‌ای با انبساط مستقیم، چرخه ترکیبی انبساط دو مرحله‌ای با مبدل بازیاب و چرخه رانکین دو مرحله‌ای موازی تحت فشارهای کاری مختلف توربین مورد بررسی قرار دادند. دوازده سیال عامل مختلف انتخاب شد. آن‌ها دما و فشار کاری مناسب برای پیشینه کردن توان تولیدی ویژه برای هر چرخه و سیال عامل را یافتند. سون و همکاران^{۱۰} [۶] یک چرخه تولید توان رانکین جدید که مخلوطی از سه هیدروکربن شامل مخلوط متان، اتان و پروپان و مخلوط متان، اتیلن و پروپان به عنوان سیال عامل استفاده می‌شد، برای استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده پیشنهاد کردند. نتایج نشان می‌دهد در حالی که چرخه نسبتاً ساده است، بازدهی بالایی می‌تواند حاصل شود. آن‌ها نشان دادند که مخلوط متان، اتیلن و پروپان برای به کار بردن به عنوان سیال عامل مخلوط مناسب‌تر است. لی و میتسوس^{۱۱} [۷] یک روش بهینه‌سازی ترکیبی برای انتخاب سیال عامل یک چرخه رانکین آلی پیشنهاد کردند. یک سیال عامل مخلوط سه تایی در نظر گرفته و مخلوطی از تترا فلرو متان^{۱۲}، تری فلرو متان^{۱۳} و ان - پنتان به عنوان سیال عامل مطلوب شناسایی شد.

- 1 Cryogenic CO₂ capture
- 2 Cryogenic
- 3 Heat sink
- 4 Cold exergy
- 5 Direct expansion method
- 6 Rankine cycle
- 7 Brayton cycle
- 8 Kalina cycle
- 9 Badami et al.
- 10 Sun et al.
- 11 Lee and Mitsos
- 12 CF₄
- 13 CHF₃

14 Sun et al.
15 Sung and Kim
16 Boil off gas
17 Choi et al.
18 García et al.



شکل ۱. دیاگرام جریان فرایند برای طرح اول به منظور استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده
 Fig. 1. Process flow diagram for first plan utilizing Liquefied Natural Gas (LNG) cold exergy

چگالنده‌ها^۲ که جزء اصلی در چرخه‌های تولید توان می‌باشد پرداخته شده‌است که در این مقاله مورد بررسی قرار گرفته‌است. در مطالعه حاضر به منظور جامع‌تر شدن بازایی انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده، یک چرخه تولید توان رانکین سه مرحله‌ای پیشنهاد شده‌است. سیال عامل سه جزئی در هر مرحله به منظور افزایش بهره‌وری مورد استفاده قرار گرفته‌است. بهینه‌سازی چرخه رانکین بر اساس الگوریتم ازدحام ذرات انجام می‌شود. عملکرد ترمودینامیکی، تحلیل انرژی، تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها بر توان خروجی و تأثیر فشار تخلیه گاز طبیعی در عملکرد چرخه رانکین سه مرحله‌ای بررسی شده‌است.

۲- توصیف چرخه رانکین

چرخه‌ای که به عنوان پایه در نظر گرفته شده‌است یک چرخه رانکین دو مرحله‌ای (طرح اول) می‌باشد، که از سیال عامل خالص پروپان در هر دو مرحله استفاده شده‌است. شماتیک طرح اول در شکل ۱ نشان داده شده‌است.

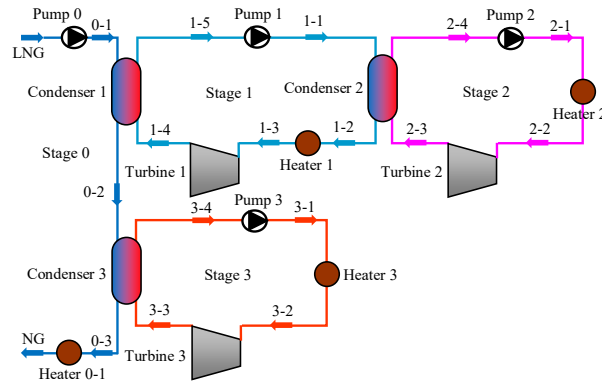
به منظور افزایش بهره‌وری یک چرخه رانکین سه مرحله‌ای (طرح دوم) که از سیال عامل مخلوط در هر مرحله استفاده می‌کند پیشنهاد شده‌است (شکل ۲). برای راحتی بیان، چرخه تبخیر کننده باز که گاز طبیعی مایع شده ورودی و گاز طبیعی خروجی آن است به عنوان مرحله صفر در نظر گرفته می‌شود، حلقه رانکین بالا سمت چپ به عنوان مرحله اول چرخه رانکین، حلقه رانکین بالا سمت راست به عنوان مرحله دوم چرخه رانکین و حلقه رانکین پایینی به عنوان مرحله سوم چرخه رانکین نامیده می‌شود.

در این طرح، گاز طبیعی مایع شده در ابتدا به فشار نسبتاً بالایی پمپ می‌شود و سپس وارد چگالنده مرحله‌ای اول شده، جایی که

توان به جریان جرمی گاز طبیعی تولیدی نشان می‌دهد، کاهش دمای پمپ و کاهش فشار تخلیه باعث بهبود عملکرد چرخه می‌شود. فررا و همکاران^[۱۲] سه چرخه تولید توان شامل چرخه انبساط مستقیم گاز طبیعی، چرخه رانکین یک مرحله‌ای و چرخه رانکین یک مرحله‌ای به همراه انبساط مستقیم گاز طبیعی را با سیالات عامل گوناگون مورد بررسی قرار دادند. در این تحقیق از ۷ سیال عامل استفاده شد که پروپان به عنوان بهترین سیال عامل که بالاترین توان تولیدی (۵٪ بیشتر از پروپان) را ایجاد می‌کند، انتخاب شد. همچنین چرخه رانکین یک مرحله‌ای به همراه انبساط مستقیم عملکرد بهتری نسبت به دو چرخه دیگر داشت.

مطالعات موجود در مورد چرخه‌های رانکین گاز طبیعی مایع شده به طور عمده به دو بخش تقسیم می‌شوند: سیستم‌های چرخه رانکین چند مرحله‌ای با استفاده از سیال عامل تک جزئی در هر مرحله و چرخه رانکین تک مرحله‌ای که از سیال عامل خالص و مخلوط استفاده می‌کنند. برای چرخه‌های رانکین تک مرحله‌ای که با سیال عامل مخلوط کار می‌کنند، بهینه‌سازی چرخه بر روی مخلوط دو جزئی متمرکز شده‌است. تنها چند مطالعه برای بهینه‌سازی سیال عامل مخلوط سه جزئی در چرخه‌های رانکین تک مرحله‌ای انجام شده‌است. علاوه بر این، تنها با استفاده از چرخه رانکین تک مرحله‌ای و سیال عامل سه جزئی نمی‌توان به بازایی کامل انرژی گاز طبیعی مایع شده دست یافت. ساختار چند مرحله‌ای برای استفاده کامل از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده مورد نیاز است، اما اضافه کردن بیش از حد مراحل به پیچیدگی کل سیستم اضافه می‌کند. مطالعات کمی در مورد مشکل بهینه‌سازی چرخه‌های رانکین چند مرحله‌ای با سیال عامل چند جزئی مورد بحث قرار گرفته است [۶ و ۱۳].

همچنین مطالعات کمی به بررسی تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت



شکل ۲. دیاگرام جریان فرایند برای طرح دوم به منظور استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده

Fig. 2. Process flow diagram for second plan utilizing LNG cold exergy

جدول ۱. مدل سازی ترمودینامیکی فرایندها [۱۴]

Table 1. Thermodynamic modeling of processes [14]

معادله حاکم	جزء
$\dot{m}_{in} = \dot{m}_{out}$	بقای جرم
$W_{Turbine} = \dot{m}(h_{in} - h_{out})$	توربین
$W_{Pump} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$	پمپ
$Q_{Condenser} = \dot{m}_c(h_{c,out} - h_{c,in}) = \dot{m}_h(h_{h,in} - h_{h,out})$	چگالنده
$Q_{Heater} = \dot{m}(h_{out} - h_{in})$	گرمکن

توان از توربین مرحله دوم، سیال عامل خروجی توربین مرحله دوم به چگالنده مرحله دوم باز می‌گردد. سیال عامل مرحله سوم چرخه رانکین، در چگالنده مرحله سوم توسط گاز طبیعی مایع شده خروجی از چگالنده مرحله اول خنک می‌شود، پمپ شده و سپس تبخیر می‌شود. پس از خروج توان از توربین مرحله سوم، سیال عامل خروجی توربین مرحله سوم به چگالنده مرحله سوم باز می‌گردد.

۳- مدل سازی ترمودینامیکی فرایندها

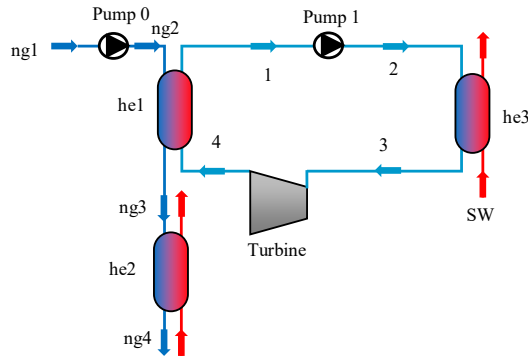
مدل سازی ترمودینامیکی فرایندها، منوط به آنالیز ترمودینامیکی تک تک اجزا آن شامل توربین‌ها، پمپ‌ها، چگالنده‌ها و گرمکن‌ها می‌باشد، که در جدول ۱ آورده شده است. معادلات موجود در جدول ۱ با فرض حالت پایا به دست می‌آید.

۴- اعتبارسنجی نتایج

چرخه رانکین تک مرحله‌ای با سیال عامل پروپن از تحقیق فررا و همکاران [۱۲] که شماتیک آن در شکل ۳ آورده شده است به منظور

گاز طبیعی مایع شده انرژی سرمایشی خود را به مرحله اول چرخه رانکین منتقل می‌کند و تا حدود ۵۰- درجه سلسیوس در حالت گازی گرم می‌شود. پس از خروج از چگالنده مرحله اول، گاز طبیعی وارد چگالنده مرحله سوم می‌شود، پس از خروج از چگالنده مرحله سوم، گاز طبیعی به گرمکن^۱ می‌رود و تا دمای ۱۰ درجه سلسیوس حرارت داده می‌شود و سپس به شبکه لوله‌کشی وارد می‌شود. برای مرحله اول چرخه رانکین، سیال عامل مرحله اول که با گاز طبیعی مایع شده تبادل حرارت می‌کند، توسط پمپ سیال عامل به چگالنده مرحله دوم می‌رود و سپس به گرمکن وارد می‌شود. سیال عامل خروجی از گرمکن مرحله اول به توربین مرحله اول وارد می‌شود و توان از طریق توربین مرحله اول تولید می‌شود. خروجی توربین به چگالنده مرحله اول باز می‌گردد و توسط گاز طبیعی مایع شده به مایع تبدیل می‌شود. سیال عامل مرحله دوم چرخه رانکین، در چگالنده مرحله دوم توسط سیال عامل مرحله اول خنک می‌شود، پمپ شده و سپس تبخیر می‌شود. پس از خروج

1 Heater



شکل ۳. دیاگرام جریان فرایند برای چرخه رانکین تک مرحله‌ای در تحقیق فررا و همکاران [۱۲]
 g. 3. Process flow diagram for single stage Rankine cycle in Ferreira et al. research [12]

جدول ۲. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با تحقیق فررا و همکاران

Table 2. Compare simulation results with Ferreira et al. research

اختلاف (%)	نتایج حاصل از شبیه‌سازی	تحقیق فررا و همکاران [۱۲]	مورد مقایسه
۰/۴۴	۸۴/۴۵	۸۴/۰۸	توان تولیدی Turbine (kJ/kg _{NG})
۰/۳۳	۳۰/۲۶	۳۰/۱۶	توان مصرفی Pump ۰ (kJ/kg _{NG})
۰/۳۵	۲/۰۱۷	۲/۰۱	توان مصرفی Pump ۱ (kJ/kg _{NG})
۰/۰۵	۴۹۳/۴۰	۴۹۳/۱۶	میزان انتقال حرارت در he۱ (kJ/kg _{NG})
۳/۸۱	۲۵۲/۵۷	۲۶۲/۵۸	میزان انتقال حرارت در he۲ (kJ/kg _{NG})
۰/۱۰	۵۷۵/۸۳	۵۷۵/۲۳	میزان انتقال حرارت در he۳ (kJ/kg _{NG})

داده شده‌است)، چندین معیار باید مشخص شود. توان خالص خروجی برای هر مرحله توسط معادله (۱) و توان خالص خروجی برای کل چرخه توسط معادله (۲) بدست می‌آید.

$$W_{net,i} = \sum W_{output,i} - \sum W_{input,i} \quad (1)$$

$$W_{net} = \sum W_{net,i} \quad (2)$$

در روابط فوق، $W_{input,i}$ و $W_{output,i}$ توان خروجی و ورودی مراحل مختلف را قرار می‌دهیم. عبارت اول توان تولیدی توربین‌ها و عبارت دوم توان مصرفی توسط پمپ گاز طبیعی مایع‌شده و پمپ‌های سیال عامل است. i شماره مرحله چرخه ($i=1, 2, 3$) می‌باشد. پارامتر کلیدی که در این نوع چرخه‌ها مطرح می‌گردد توان تولیدی ویژه یا میزان توان تولیدی چرخه به ازای یک کیلوگرم گاز طبیعی تولیدی

اعتبارسنجی نتایج در نظر گرفته شده‌است. در تحقیق فررا و همکاران ترکیب گاز طبیعی مایع‌شده از متان خالص و راندمان توربین‌ها و پمپ‌ها به ترتیب ۸۰ و ۷۰ درصد فرض شده‌است. مقایسه نتایج شبیه‌سازی با تحقیق فررا و همکاران در جدول ۲ آورده شده‌است. همانطور که از جدول ۲ مشخص است اختلاف بین نتایج شبیه‌سازی با تحقیق فررا و همکاران به جز یک مورد کمتر از ۰/۵ درصد می‌باشد. همچنین حداقل اختلاف دما بین جریان‌های گرم و سرد در تحقیق فررا و همکاران برابر ۵ کلوین می‌باشد. مقدار دمای حداقل بین جریان‌های گرم و سرد در مبدل حرارتی he۱ برابر ۵/۴۴ کلوین می‌باشد و بنابراین این شرط نیز برقرار است.

۵- ارزیابی و تحلیل

۵-۱- معیارهای ارزیابی

برای ارزیابی چرخه‌های رانکین (که در شکل‌های ۱ و ۲ نشان

سون و همکاران [۶]، گارسیا و همکاران [۱۱]، بائو و همکاران^۲ [۱۴] و کیم و همکاران^۳ [۱۵] در نظر گرفته شده‌است. در تمام این مطالعات از معادله (۶) برای محاسبه راندمان اگزورژی کل چرخه استفاده شده‌است.

$$\eta_{ex} = \frac{W_{net}}{E_{LNG} - E_{NG}} \quad (۶)$$

در رابطه فوق، E_{LNG} نرخ اگزورژی جریان گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه و E_{NG} نرخ اگزورژی جریان گاز طبیعی خروجی از چرخه می‌باشد که توسط معادله (۵) به دست می‌آید. نتایج حاصل از تحلیل اگزورژی می‌تواند مبنایی برای بهینه‌سازی ساختاری فرایند قرار گیرد. تحلیل اگزورژی بر اساس تجهیزات ارائه خواهد شد، که در آن‌ها بیشترین تلفات اگزورژی رخ می‌دهد. در این مطالعه، تجهیزات شامل پمپ‌ها، توربین‌ها، چگالنده‌ها و گرمکن‌ها می‌باشد. تلفات اگزورژی تجهیزات توسط معادلات (۷) تا (۱۰) تعریف می‌شود [۱۶].

$$I_{pump} = E_{in} - E_{out} + W_{pump} \quad (۷)$$

$$I_{turbine} = E_{in} - E_{out} - W_{turbine} \quad (۸)$$

$$I_{condenser} = \sum E_{in} - \sum E_{out} \quad (۹)$$

$$I_{heater} = E_{in} - E_{out} + Q(1 - \frac{T_0}{T}) \quad (۱۰)$$

در اینجا I به معنی کل تلفات اگزورژی اعم از انتقال حرارت و بازگشت ناپذیری‌های داخلی تجهیزات است. E_{in} اگزورژی جریان ورودی و E_{out} اگزورژی جریان خروجی تجهیزات را نشان می‌دهد، که توسط معادله (۵) به دست می‌آیند. W_{pump} و $W_{turbine}$ به ترتیب توان مصرفی پمپ‌ها و توان تولیدی توربین‌ها، Q انتقال حرارت در گرمکن، T دمای مرجع و T_0 دمای کاری گرمکن می‌باشد. با توجه به اینکه گرمکن در دمای محیط کار می‌کند، T برابر با T_0 خواهد شد، بنابراین ترم آخر در معادله مربوط به تلفات گرمکن برابر با صفر می‌شود.

می‌باشد که توسط معادله (۳) بیان می‌شود. راندمان حرارتی کل چرخه توسط معادله (۴) تعریف می‌شود.

$$W_{net} / \dot{m}_{NG} = \frac{W_{net}}{\dot{m}_{NG}} \quad (۳)$$

$$\eta_{th} = \frac{W_{net}}{\sum Q_{Heater,i}} \quad (۴)$$

در روابط فوق، W_{net} / \dot{m}_{NG} توان تولیدی ویژه، \dot{m}_{NG} دبی جرمی گاز طبیعی تولیدی و $\sum Q_{Heater,i}$ میزان انتقال حرارت گرمکن‌های مراحل مختلف چرخه (مجموع انتقال حرارت ورودی به چرخه که با علامت مثبت در نظر گرفته می‌شود) می‌باشد. با توجه به اینکه انتقال حرارت در گرمکن مرحله صفر^۱ صرفاً صرف گرم کردن جریان گاز تولیدی می‌شود و تاثیری در عملکرد چرخه ندارد، با حذف مقدار گرمای گرمکن مرحله صفر در رابطه راندمان حرارتی، راندمان حرارتی اندکی افزایش می‌یابد.

جریان اگزورژی شامل ترم‌های شیمیایی، فیزیکی، جنبشی و پتانسیل اگزورژی است که از ترم‌های جنبشی و پتانسیل اگزورژی صرف نظر می‌شود، زیرا مقدار آن‌ها بسیار نزدیک به صفر است. اگزورژی شیمیایی نیز می‌تواند در فرایندهایی غیر از فرایند احتراق نادیده گرفته شود. اگزورژی فیزیکی دارای دو جزء به عنوان اجزاء حرارتی و فشاری است. جزء حرارتی اگزورژی فیزیکی با توجه به فرایند فشار ثابت محاسبه می‌شود، در حالی که جزء فشاری اگزورژی فیزیکی بر اساس فرض‌های دما ثابت محاسبه می‌گردد. جزء حرارتی اگزورژی فیزیکی به عنوان اگزورژی سرمایه‌ی شناخته می‌شود. برای محاسبه راندمان اگزورژی چرخه باید ابتدا نرخ اگزورژی جریان محاسبه شود. نرخ اگزورژی جریان از معادله (۵) به دست می‌آید [۱].

$$E = \dot{m}[h - h_0 - T_0(s - s_0)] \quad (۵)$$

که \dot{m} نرخ جریان جرمی و T ، h و s به ترتیب دما، آنتالپی جرمی واحد و آنتروپی جرمی واحد در شرایط مرجع می‌باشد. دمای مرجع ۳۰ درجه سلسیوس و فشار مرجع ۰/۱ مگاپاسکال در نظر گرفته شده‌است. برای محاسبه راندمان اگزورژی کل چرخه مطالعات

2 Bao et al.

3 Kim et al.

1 Heater 0-1

جدول ۳. ترکیب شیمیایی گاز طبیعی مایع شده [20]
Table 3. Chemical composition of LNG [20]

جزء	درصد مولی
متان	۹۱
اتان	۵
پروپان	۲/۵
ایزو بوتان	۱
ایزو پنتان	۰/۱
نیتروژن	۰/۴

جدول ۴. خواص اجزاء انتخابی برای سیالات عامل [۱ و ۳]
Table 4. Properties of the selected components for the working fluids [1, 3]

نام	نماد	فشار بحرانی (bar)	دمای بحرانی (°C)	دمای جوش (°C)
متان	CH_4	۴۶/۱۰	-۸۲/۵۵	-۱۶۲/۱۵
اتان	C_2H_6	۴۸/۷۲	۳۲/۱۷	-۸۸/۸۲
اتیلن	C_2H_4	۵۰/۱۲	۹/۲۰	-۱۰۳/۷۷
پروپان	C_3H_8	۴۲/۵۱	۹۶/۷۴	-۴۲/۱۱
بوتان	C_4H_{10}	۳۷/۹۶	۱۵۱/۹۸	-۰/۴۹

۲-۵- شبیه‌سازی فرایند

گاز طبیعی مایع شده ترکیبی از اجزای مختلف شامل هیدروکربن‌های مختلف و نیتروژن است. ترکیب اصلی گاز طبیعی مایع شده مورد استفاده در این مطالعه در جدول ۳ نشان داده شده است. برای پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی مخلوط هیدروکربن‌ها و نیتروژن از معادله حالت پنگ - رابینسون^۱ در شبیه‌سازی استفاده می‌شود [۱۵-۱۴ و ۱۷-۱۹].

مخلوط متان، اتیلن و پروپان به عنوان سیال عامل مراحل اول و دوم طرح دوم انتخاب می‌شود [۶] و با توجه به اینکه مرحله سوم در محدوده دمایی بالاتری کار می‌کند از مخلوط اتان، پروپان و ایزو بوتان برای مرحله سوم طرح دوم استفاده شده است. ویژگی‌های ترمودینامیکی اجزاء انتخابی در جدول ۴ ارائه شده است.

شبیه‌سازی چرخه با استفاده از نرم‌افزار اسپن هایسیس نسخه ۱۰^۲ انجام می‌شود [۱۹ و ۱۴ و ۱۷-۱۶]. نرم‌افزار اسپن هایسیس به دلیل داشتن معادلات حالت مناسب برای کاربردهای گوناگون،

تعریف اغلب المان‌های مورد نیاز شبیه‌سازی، وجود واحدهای کنترلی برای کنترل قسمت‌های مختلف، افزایش سرعت عملیات مدل‌سازی و بهینه‌سازی به دلیل انجام محاسبات مربوط به قانون اول ترمودینامیک، از نرم‌افزارهای مطرح در شبیه‌سازی فرایندهای صنعتی محسوب می‌گردد [۲۱].

جدول ۵ فرضیات مورد استفاده در شبیه‌سازی را ارائه می‌دهد. از افت فشار در خطوط جریان صرف نظر شده است [۸]. این نکته باید مورد توجه قرار گیرد که برای جلوگیری از ورود هوا به چگالنده و اختلال در عملکرد چگالنده حداقل فشار چرخه باید بالاتر از فشار محیط باشد. دمای گاز طبیعی تولیدی برای جلوگیری از یخ زدگی در خط لوله ۱۰ درجه سلسیوس فرض شده است.

۳-۵- بهینه‌سازی فرایند

در این مطالعه از الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات^۳ به منظور بهینه‌سازی استفاده می‌شود [۴ و ۲۳]. الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام

1 Peng-Robinson Equation
2 Aspen HYSYS V10.0

3 Particle swarm optimization algorithm

جدول ۵. فرضیات مورد استفاده در فرایند شبیه‌سازی

Table 5. Assumptions used in the process simulation

مراجع	مقدار	متغیر
[۱۰]	۸۰	راندمان آدیباتیک پمپ‌ها (%)
[۲۲]	۸۵	راندمان آیزنتروپیک توربین‌ها (%)
[۱۰]	۵	حداقل اختلاف دما در چگالنده‌ها (°C)
[۱۳]	۵۰	افت فشار در چگالنده‌ها و گرمکن‌ها (kPa)
[۲۰]	۱۹۰	دبی گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه (ton/hr)
[۱۰]	-۱۶۲	دمای گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه (°C)
[۱۰]	۰/۱	فشار گاز طبیعی مایع‌شده ورودی به چرخه (MPa)
-	۱۲/۱	فشار گاز طبیعی مایع‌شده خروجی از پمپ (MPa)
[۱۰]	۱۰	دمای گاز طبیعی تولیدی (°C)
[۱۵]	۲۵	دمای سیال عامل ورودی به توربین‌ها (°C)

سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده پیشنهاد می‌شود، بدین معنی که زیرشاخه‌های مختلف اولویت‌های بازیابی انرژی سرمایشی مختلفی دارند و زیر شاخه‌های با اولویت بالا را می‌توان در ابتدا بهینه نمود و سپس زیر شاخه‌های با اولویت پایین را بهینه کرد. بدین صورت که، مرحله اول چرخه رانکین که منجر به بازیابی انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده می‌شود از بخش بالاترین کیفیت انرژی سرمایشی برخوردار می‌باشد. هنگامی که پارامترهای مرحله اول چرخه رانکین بهینه می‌شوند، پارامترهای مرحله دوم می‌توانند برای مرحله اول تطابق داشته باشند و بعد از آن می‌توان پارامترهای مرحله سوم را برای بازیابی باقی‌مانده انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده، که از مرحله اول خارج می‌شود تعیین کرد و این راهی برای تبدیل بهینه‌سازی چند مرحله‌ای به بهینه‌سازی تک مرحله‌ای است.

تابع هدف در بهینه‌سازی تمرکز بر بیشینه کردن توان خالص خروجی است، که توسط معادله (۱۱) ارائه می‌شود (۳،۲،۱=I).

$$F_{\max,i} = \max(W_{\text{net},i}) \quad (11)$$

متغیرهای بهینه‌سازی عبارتند از: دبی و ترکیب سیال عامل، دما و فشار سیال عامل ورودی به پمپ و فشار سیال عامل خروجی از پمپ

ذرات یک الگوریتم ساده و در عین حال بسیار کارآمد برای حل بسیاری از مسائل مهندسی، اقتصادی و... که توسط کندی و ابراهام ابداع شده‌است [۲۴]. این مدل از عملکرد دسته جمعی گروه‌های ماهی‌ها و پرندگان اقتباس شده‌است. بررسی محققان نشان می‌دهد که توانایی این حیوانات در حرکت کاملاً هماهنگ با یکدیگر در دسته‌های بزرگ و همچنین امکان بازیابی سریع هماهنگی یک پرنده، پس از تغییرات ناگهانی سرعت و جهت دیگر پرندگان، همگی تابعی از تلاش آن‌ها در حفظ فاصله‌ی بهینه با همسایگان خود است. الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات از جمعیتی از ذرات تشکیل شده‌است که ابتدا به صورت تصادفی ایجاد می‌شوند و سپس به خاطر سرعت‌های متفاوت خود، در فضای جست و جو به حرکت در می‌آیند. ایده اصلی این الگوریتم در به‌روز کردن سرعت ذرات با در نظر گرفتن بهترین خاطره یا موقعیت قبلی خود ذره و بهترین موقعیت در بین کل ذرات و همچنین سرعت قبلی ذره و ترکیب این سه پارامتر می‌باشد. فلوجارت الگوریتم ازدحام ذرات در شکل ۴ نشان داده شده‌است.

افزایش مراحل چرخه رانکین و اجزای سیال عامل مخلوط، مانع بزرگی برای بهینه‌سازی کلی چرخه خواهد بود. برای حل این مشکل، بهینه‌سازی چرخه با توجه به اولویت زیر چرخه و استفاده از انرژی



شکل ۴. فلوچارت الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات
 Fig. 4. Flowchart particle swarm optimization algorithm

اجزاء مختلف سیال عامل در خروجی از مخلوط کننده جریان برابر با یک می‌باشد). با توجه به اینکه نسبت انبساط توربین‌ها ثابت در نظر گرفته نشده‌است علاوه بر حداقل فشار چرخه، حداکثر فشار چرخه نیز به عنوان پارامتر بهینه‌سازی در نظر گرفته می‌شود. روند رسیدن تابع هدف به نقطه بهینه برای مرحله دوم طرح دوم با اندازه جمعیت‌های مختلف در شکل ۵ نشان داده شده‌است. همانطور که مشخص است با افزایش اندازه جمعیت، توان خروجی مرحله دوم افزایش می‌یابد که به معنی نزدیک‌تر شدن به نقطه بهینه می‌باشد. با ادامه افزایش اندازه جمعیت تغییر چندانی در نقطه بهینه ایجاد نمی‌شود.

۶- نتایج

۶-۱- عملکرد ترمودینامیکی چرخه

جدول ۷ مشخصات طرح اول و دوم بعد از بهینه‌سازی توسط الگوریتم ازدحام ذرات را نشان می‌دهد. عملکرد طرح اول و دوم پس از بهینه‌سازی در جدول ۸ نمایش داده شده‌است. مطابق جدول ۸ استفاده از سیال عامل مخلوط در مرحله اول طرح دوم علاوه بر افزایش توان تولیدی مرحله اول باعث افزایش قابل

در هر مرحله. قیدهای در نظر گرفته شده عبارتند از حداقل اختلاف دما در تمامی چگالنده‌ها و مجموع جزء مولی ترکیبات سیالات عامل که به ترتیب در معادلات (۱۲) و (۱۳) آورده شده‌است.

$$\Delta T_{\min} \geq 5^{\circ}C \text{ or } 5K \quad (12)$$

$$\sum_{j=1}^n y_j = 1 \quad (13)$$

در معادلات فوق ΔT_{\min} حداقل اختلاف دما در چگالنده‌ها و y جزء مولی اجزاء سیال عامل مخلوط می‌باشد. جدول ۶ پارامترهای ورودی به الگوریتم و دامنه تغییرات آن‌ها را ارائه می‌دهد.

امکان تغییر ترکیبات سیال عامل در یک جریان با استفاده از الگوریتم وجود ندارد، برای این منظور با استفاده از یک مخلوط کننده جریان^۱ اجزاء مختلف سیال عامل در جریان‌های مجزا با یکدیگر ترکیب می‌شوند. با تغییر دبی جرمی اجزاء سیالات عامل ضمن تغییر دبی سیال عامل مخلوط، معادله (۱۳) نیز برقرار می‌شود (جمع جزء مولی

جدول ۶. پارامترهای ورودی به الگوریتم و دامنه تغییرات آنها

Table 6. Input parameters to the algorithm and their range of variations

محدوده		پارامتر	
طرح اول	طرح دوم		
-۵۰ تا -۵	-۱۵۰ تا -۱۰۰	دمای سیال عامل ورودی به پمپ (°C)	مرحله اول و دوم
۰/۱۰۵ تا ۰/۵	۰/۷ تا ۰/۱۰۵	فشار سیال عامل ورودی به پمپ (MPa)	
۰/۵ تا ۲	۲ تا ۴	فشار سیال عامل خروجی از پمپ (MPa)	
-	۰ تا ۱۰	دبی جرمی متان (kg/s)	
-	۰ تا ۱۵	دبی جرمی اتیلن (kg/s)	
۵ تا ۶۰	۵ تا ۲۰	دبی جرمی پروپان (kg/s)	
-	-۸۰ تا -۳۰	دمای سیال عامل ورودی به پمپ (°C)	مرحله سوم
-	۰/۵ تا ۰/۱۰۵	فشار سیال عامل ورودی به پمپ (MPa)	
-	۰/۵ تا ۲	فشار سیال عامل خروجی از پمپ (MPa)	
-	۰ تا ۱۰	دبی جرمی اتان (kg/s)	
-	۵ تا ۱۵	دبی جرمی پروپان (kg/s)	
-	۰ تا ۱۵	دبی جرمی ایزو بوتان (kg/s)	
۱۵۰		اندازه جمعیت ^۱	طراحی
۴۰۰		تعداد تکرار ^۲	
۱		ضریب اینرسی ^۳	
۱/۹		ضریب یادگیری خودی ^۴	
۲		ضریب یادگیری عمومی ^۵	

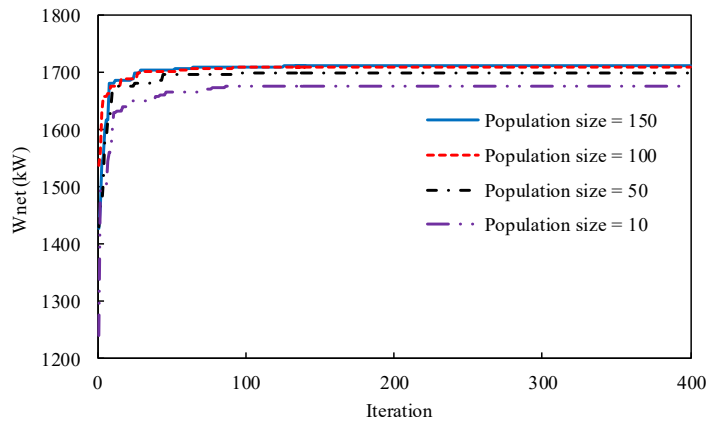
¹ Population size

² Iteration

³ Inertia weight

⁴ Personal learning coefficient

⁵ Global learning coefficient



شکل ۵. تأثیر اندازه جمعیت بر روند بهینه‌سازی مرحله دوم طرح دوم

Fig. 5. The effect of population size on the process optimization for second stage of the second plan

جدول ۷. مشخصات طرح اول و دوم پس از بهینه‌سازی

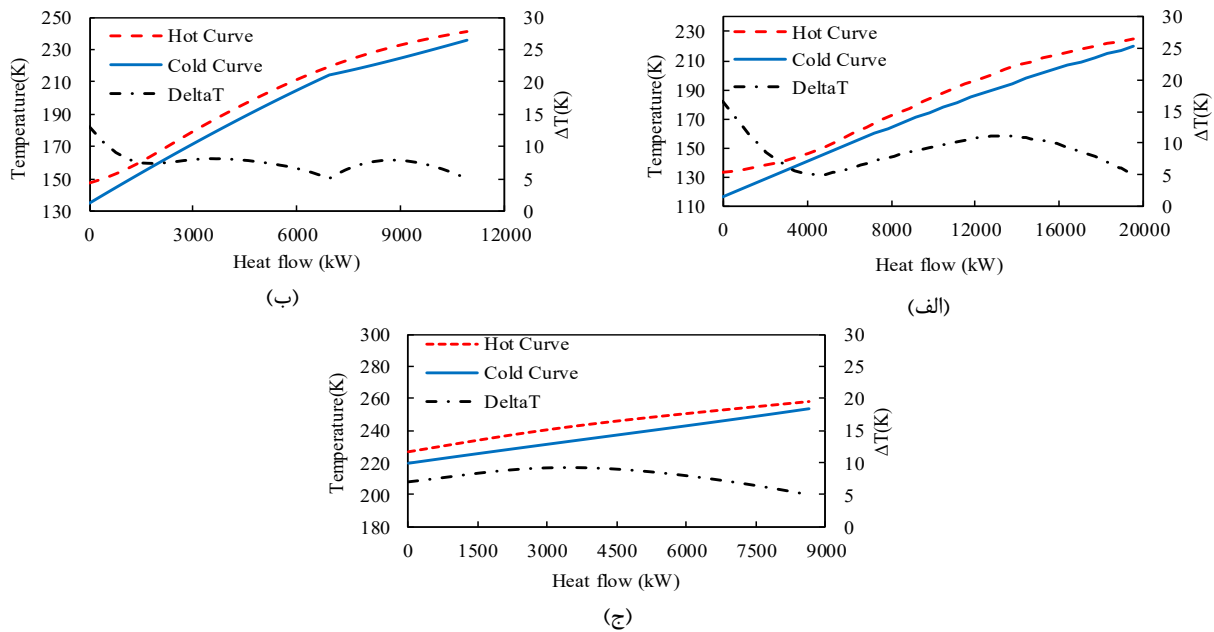
Table 7. Specifications of the first plan and second plan after optimization

طرح دوم			طرح اول		پارامتر
مرحله سوم	مرحله دوم	مرحله اول	مرحله دوم	مرحله اول	
۱۸/۸۶	۱۹/۴۵	۳۵/۴۷	۹/۴۶	۵۴/۷۸	دبی سیال عامل (kg/s)
-۴۶/۲۶	-۱۲۵/۳۰	-۱۳۹/۹۱	-۹/۹۵	-۴۱/۳۸	دمای سیال عامل ورودی به پمپ (°C)
۰/۲۱۹	۰/۳۹۱	۰/۲۴۲	۰/۳۴۵	۰/۱۰۵	فشار سیال عامل ورودی به پمپ (MPa)
۰/۹۹۵	۲/۷۷۷	۳/۶۰۰	۱/۰۰۳	۱/۰۵۳	فشار سیال عامل خروجی از پمپ (MPa)
۰	۳۴/۴۸	۴۵/۸۷	۰	۰	درصد مولی متان (%)
۰	۲۶/۶۸	۲۱/۰۹	۰	۰	درصد مولی اتیلن (%)
۵۶/۷۳	۳۸/۸۴	۳۳/۰۴	۱۰۰	۱۰۰	درصد مولی پروپان (%)
۲۷/۸۴	۰	۰	۰	۰	درصد مولی اتان (%)
۱۵/۴۳	۰	۰	۰	۰	درصد مولی ایزو بوتان (%)

جدول ۸. خلاصه‌ای از عملکرد چرخه‌ها

Table 8. Summary of cycles' performance

طرح دوم					طرح اول				
کل	مرحله سوم	مرحله دوم	مرحله اول	مرحله صفر	کل	مرحله دوم	مرحله اول	مرحله صفر	
۷۴۱۷/۸۴	۹۶۷/۷۸	۱۸۱۲/۴۸	۴۶۳۷/۵۸	۰	۴۱۰۵/۵۸	۳۲۷/۴۷	۳۷۷۸/۱۱	۰	$W_{Turbine}$ (kW)
۲۱۱۶/۳۲	۳۱/۷۸	۹۹/۵	۲۵۸/۸۱	۱۷۲۶/۲۳	۱۸۵۲/۴۵	۱۴/۴۷	۱۱۱/۷۵	۱۷۲۶/۲۳	W_{Pump} (kW)
۵۳۰۱/۵۲	۹۳۶/۰۰	۱۷۱۲/۹۸	۴۳۷۸/۷۷	۱۷۲۶/۲۳	۲۲۵۳/۱۳	۳۱۳/۰۰	۳۶۶۶/۳۶	۱۷۲۶/۲۳	W_{net} (kW)
۳۹۱۰/۹۱	۸۶۴/۵۱	۱۰۹۱/۸۲	۱۹۵۳/۵۸	-	۲۷۵۲/۶۸	۳۷۷/۱۴	۲۳۷۴/۵۴	-	$Q_{Condenser}$ (kW)
۰	۷	۴	۸	-	۳	۶	۷	-	
۴۱۵۶/۳۹	۹۵۸/۵۲	۱۲۶۲/۸۷	۱۳۰۰/۶۵	۶۳۴۶/۳۵	۳۸۴۸/۸۵	۴۰۸/۱۳	۲۳۶۳/۷۹	۱۰۷۵/۹۳	Q_{Heater} (kW)
۰	۳	۷	۲		۰	۹	۷	۳	
۱۰۰/۴۵	۱۷/۷۳	۳۲/۴۶	۸۲/۹۷	-۳۲/۷۱	۴۲/۶۹	۵/۹۳	۶۹/۴۷	-۳۲/۷۱	W_{net} / \dot{m}_{NG} (kJ/kg)
۱۲/۷۶					۵/۸۶				η_{in} (%)
۲۷/۹۲					۱۱/۸۸				η_{ex} (%)



شکل ۶. منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم چگالنده‌های مراحل مختلف طرح دوم. (الف) مرحله اول، (ب) مرحله دوم و (ج) مرحله سوم
 Fig. 6. Composite curves of condensers different stages for the second plan. a) stage 1, b) stage 2, c) stage 3

پمپ جلوگیری شده‌است.

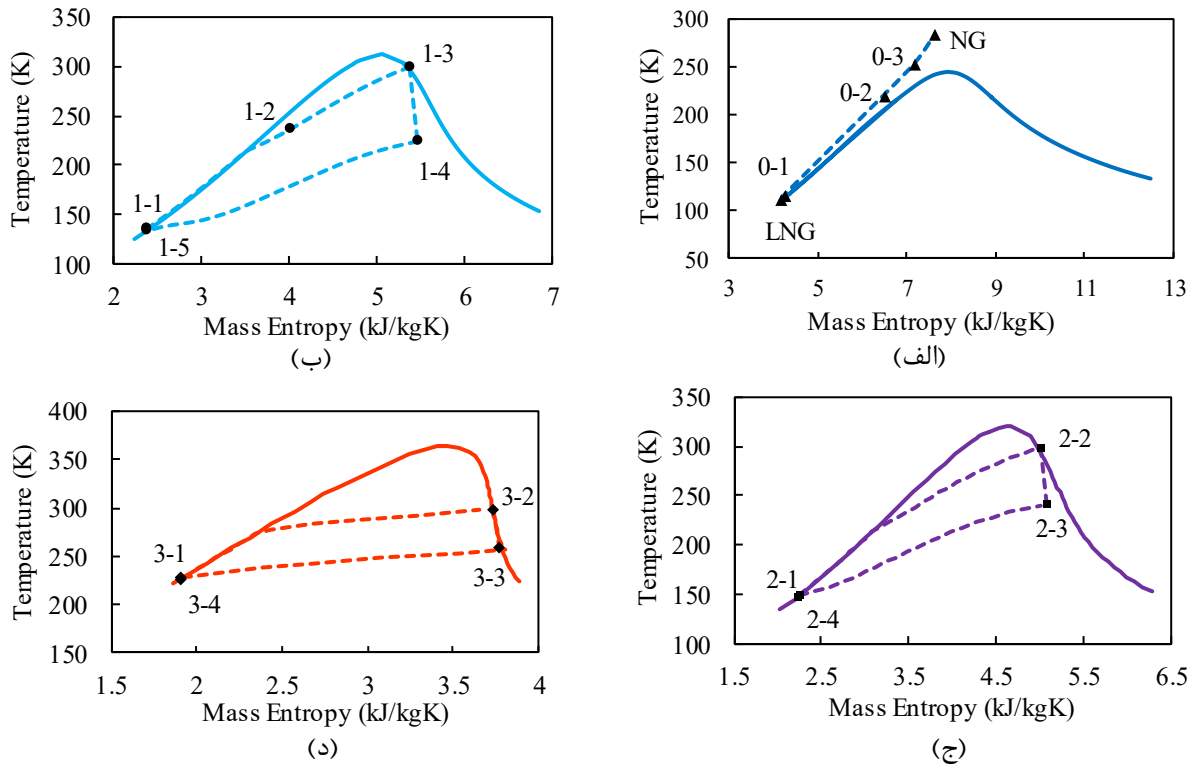
۲-۶- تحلیل انرژی

توزیع تلفات انرژی تجهیزات مختلف در شکل ۸ نشان داده شده‌است. همانطور که از شکل ۸ مشخص است بیشترین تلفات انرژی در طرح اول در چگالنده‌های چرخه اتفاق می‌افتد. با بهینه‌سازی چرخه در طرح دوم تلفات در چگالنده‌ها به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. تنها به مقدار کمی تلفات پمپ‌ها و توربین‌ها در طرح دوم نسبت به طرح اول افزایش یافته‌است که به دلیل افزایش تعداد پمپ‌ها و توربین‌ها در طرح دوم نسبت به طرح اول می‌باشد. به دلیل افزایش اختلاف دما بین جریان‌های ورودی و خروجی گرمکن‌های طرح دوم، تلفات در گرمکن‌های طرح دوم نسبت به طرح اول بیشتر است.

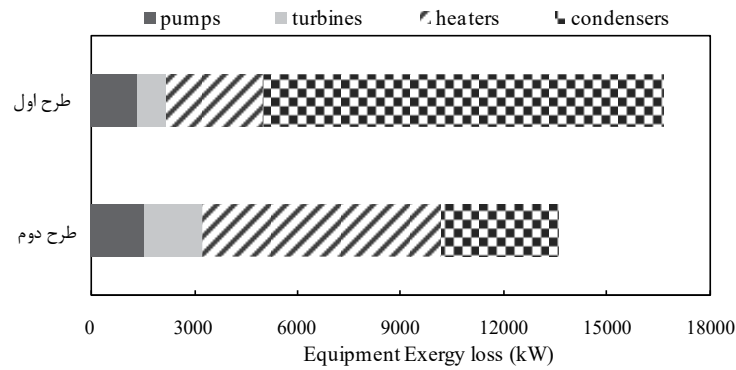
۳-۶- بررسی اثر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها بر توان خروجی

شکل ۹ منحنی تغییرات حداکثر توان خروجی چرخه با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف طرح دوم را نشان می‌دهد. حداکثر توان خروجی چرخه برابر $5301/52$ کیلووات

ملاحظه توان تولیدی مرحله دوم نسبت به طرح اول شده‌است. دلیل بهبود عملکرد چرخه طرح دوم نسبت به چرخه طرح اول استفاده از سیال عامل مخلوط و نزدیک شدن منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم و افزایش انتقال حرارت در چگالنده‌های طرح دوم می‌باشد که در شکل ۶ نشان داده شده‌است. شکل‌های ۶ (الف) و (ج) منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم با عبور جریان گاز طبیعی مایع شده از چگالنده‌های مراحل اول و سوم طرح دوم و شکل ۶ (ب) منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم در چگالنده مرحله دوم طرح دوم را نشان می‌دهد. به راحتی دیده می‌شود که با توجه به بهینه‌سازی ترکیبات، منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم تطبیق خوبی با یکدیگر دارند و در تمام موارد اختلاف دما بین جریان‌های سرد و گرم بالاتر از ۵ کلون است و بهترین تطبیق دمایی مربوط به چگالنده مرحله سوم می‌باشد. برای چگالنده مرحله اول و دوم در دو نقطه حداقل اختلاف دما ۵ کلون می‌باشد، ولی برای چگالنده مرحله سوم تنها در انتهای مبدل این مقدار به ۵ می‌رسد. شکستگی موجود در منحنی مربوط به چگالنده مرحله دوم، به دلیل ورود سیال عامل مرحله اول به ناحیه اشباع می‌باشد. دیاگرام دما - آنترپی مراحل مختلف طرح دوم در شکل ۷ نشان داده شده‌است. همانطور که از شکل ۷ مشخص می‌باشد در تمام مراحل با بهینه‌سازی چرخه از ورود مایع به توربین و بخار به



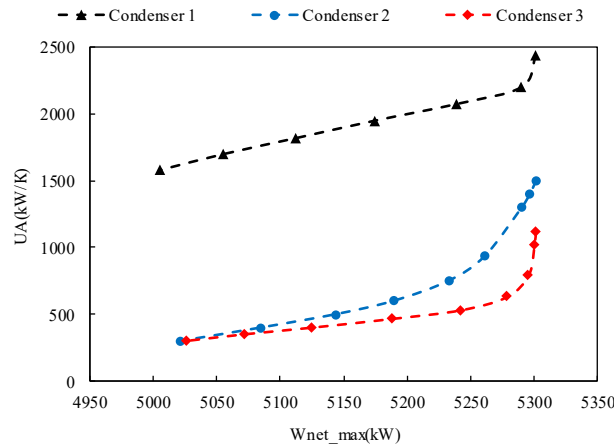
شکل ۷. دیاگرام دم - آنترپی مختلف طرح دوم. (الف) مرحله صفر، (ب) مرحله اول، (ج) مرحله دوم و (د) مرحله سوم
 Fig. 7. *T-s* diagram of different stages for the second plan. a) stage 0, b) stage 1, c) stage 2, d) stage 3



شکل ۸. توزیع تلفات انرژی تجهیزاتی مختلف
 Fig. 8. Distribution exergy losses of various equipment

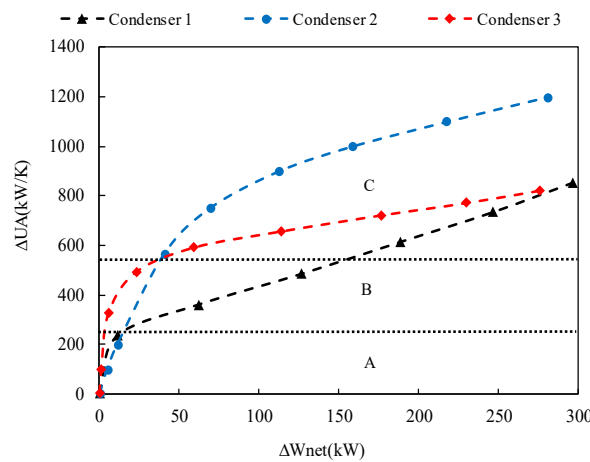
در منحنی تغییرات چگالنده مرحله اول، ابتدا با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده مرحله اول، حداکثر توان خروجی مرحله اول با آن ضریب کلی انتقال حرارت بدست می‌آید سپس با نتایج مربوط به مرحله اول، مراحل دوم و سوم بهینه می‌شوند. در منحنی تغییرات چگالنده مرحله دوم، مراحل اول و سوم در شرایط بهینه قرار دارند سپس با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده مرحله دوم حداکثر

می‌باشد و با کاهش مقدار ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف، حداکثر توان خروجی چرخه با روندهای متفاوتی کاهش می‌یابد. بالاترین نقطه هر منحنی مربوط به حالت بهینه است. مقدار ضریب کلی انتقال حرارت برای چگالنده مرحله اول در حالت بهینه $2434/36 \text{ kW/K}$ ، برای چگالنده مرحله دوم $1119/91 \text{ kW/K}$ و برای چگالنده مرحله سوم $1119/91 \text{ kW/K}$ می‌باشد.



شکل ۹. مقایسه بین حداکثر توان تولیدی و ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های طرح دوم

Fig. 9. Comparison between maximum power production and overall heat transfer coefficient for the second plan condensers



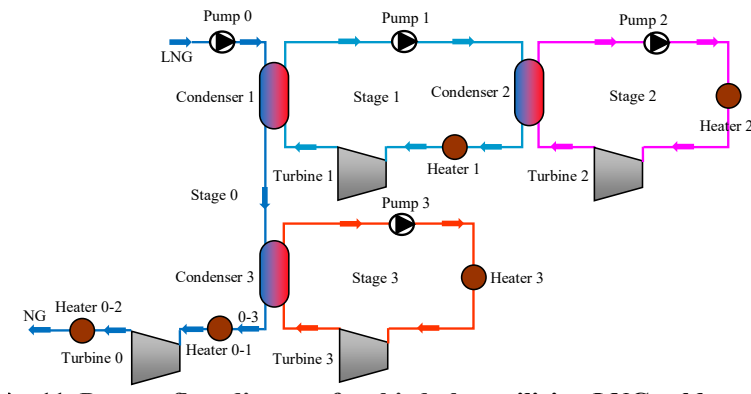
شکل ۱۰. میزان کاهش توان خروجی چرخه با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های طرح دوم نسبت به حالت بهینه

Fig. 10. The amount of power output reduction cycle by decreasing overall heat transfer coefficient of the second plan condensers to optimal mode

ضریب کلی انتقال حرارت کاهش ضریب کلی انتقال حرارت تأثیر کمی بر توان خروجی دارد و هرچه شیب نمودار کمتر باشد کاهش ضریب کلی انتقال حرارت تأثیر بیشتری بر کاهش توان دارد.

شکل ۱۰ میزان کاهش توان خروجی چرخه با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت نسبت به حالت بهینه طرح دوم را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است می‌توان نمودار را به سه قسمت تقسیم کرد، در قسمت A میزان کاهش ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف تقریباً تأثیر یکسانی بر کاهش توان دارد. در قسمت B با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت برابر برای چگالنده‌های مراحل مختلف، تأثیر چگالنده مرحله اول نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم و تأثیر چگالنده مرحله دوم نسبت به چگالنده مرحله سوم بر

توان خروجی چرخه با آن ضریب کلی انتقال حرارت بدست می‌آید. در منحنی تغییرات چگالنده مرحله سوم، مراحل اول و دوم در شرایط بهینه قرار دارند سپس با تغییر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده مرحله سوم حداکثر توان خروجی چرخه با آن ضریب کلی انتقال حرارت بدست می‌آید. همانطور که در بخش ۳-۵ بیان شد نتایج حاصل از بهینه‌سازی مرحله اول بر نتایج بهینه‌سازی مراحل دوم و سوم تأثیر می‌گذارد بنابراین چگالنده مرحله اول بیشترین تأثیر را نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم بر توان خروجی چرخه دارد. با توجه به اینکه سیالات عامل مراحل دوم و سوم با هم متفاوت است بنابراین شیب منحنی تغییرات چگالنده‌های مراحل دوم و سوم با هم متفاوت است. همانطور که از شکل ۹ مشخص است برای مقادیر بالای



شکل ۱۱. دیاگرام جریان فرایند برای طرح سوم به منظور استفاده از انرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع شده

Fig. 11. Process flow diagram for third plan utilizing LNG cold energy

جدول ۹. فشار توزیع گاز طبیعی مورد نیاز برای اهداف مختلف [۱ و ۱۴]

Table 9. Required distribution pressure of natural gas for several purposes [1, 14]

هدف	فشار (bar)
ایستگاه‌های توانی بخار	۶
ایستگاه‌های چرخه ترکیبی	۲۵
تخلیه محلی	۳۰
مسافت‌های انتقال طولانی	۷۰

توزیع گاز طبیعی مورد نیاز برای اهداف مختلف را نشان می‌دهد. جدول ۱۰ مقایسه نتایج تحقیق حاضر با مطالعات موجود در فشار توزیع گاز طبیعی ۳۰ بار را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است در فشار توزیع ۳۰ بار طرح سوم نتایج بهتری نسبت به مراجع [۱۴] و [۱۵] دارد و نتایج مرجع [۱۱] بهتر از طرح سوم می‌باشد. دلیل بهتر بودن نتایج مرجع [۱۱] استفاده از پمپ و توربین با راندمان بالاتر و همچنین استفاده از توربین چند مرحله‌ای و گرمکن بین مراحل است. شکل ۱۲ تأثیر فشار توزیع گاز طبیعی بر عملکرد طرح سوم را نشان می‌دهد. همانطور که مشخص است با کاهش فشار توزیع گاز طبیعی تا ۶ بار توان تولیدی ویژه چرخه به $290/87 \text{ kJ/kg}_{\text{NG}}$ ، راندمان حرارتی به $25/63$ درصد و راندمان اگزرژی به $39/12$ درصد می‌رسد که افزایش قابل ملاحظه‌ای نسبت به طرح دوم دارد. همانطور که از شکل ۱۲ مشخص است شیب منحنی راندمان حرارتی (η_{th}) با توجه به افزایش مقدار عبارت مخرج ($\sum Q_{\text{Heater},i}$) نسبت به شیب منحنی مربوط به توان خروجی چرخه کمتر است. فشار توزیع گاز طبیعی کمترین تأثیر را بر راندمان اگزرژی دارد.

توان خروجی چرخه بیشتر است. در قسمت C با کاهش ضریب کلی انتقال حرارت برابر برای چگالنده‌های مراحل مختلف، تأثیر چگالنده مرحله اول نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم و تأثیر چگالنده مرحله سوم نسبت به چگالنده مرحله دوم بر توان خروجی چرخه بیشتر است.

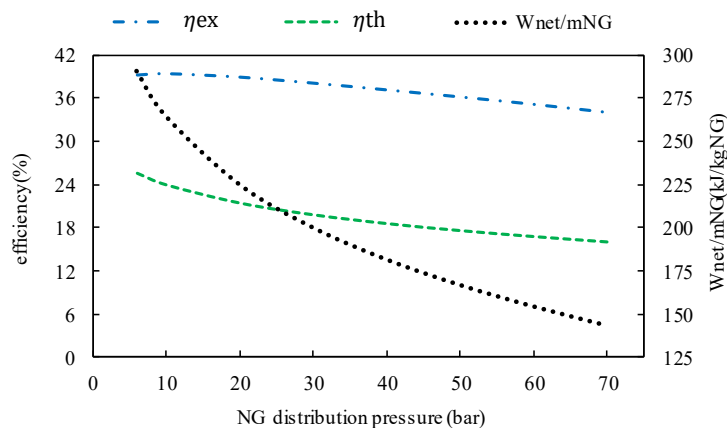
۴-۴- بررسی اثر فشار توزیع گاز طبیعی

با توجه به فشار مورد نیاز گاز طبیعی، می‌توان گاز طبیعی خروجی از مرحله سوم را از یک توربین عبور داد (انبساط مستقیم گاز طبیعی). شکل ۱۱ شماتیک چرخه رانکین سه مرحله‌ای با انبساط مستقیم گاز طبیعی (طرح سوم) را نشان می‌دهد، که با اضافه کردن انبساط مستقیم گاز طبیعی به طرح دوم ایجاد شده است. جریان خروجی از چگالنده مرحله سوم با عبور از گرمکن تا دمای ۲۵ درجه سلسیوس گرم می‌شود، سپس وارد توربین انبساط مستقیم شده و توان تولید می‌شود. جریان خروجی از توربین توسط گرمکن تا دمای ۱۰ درجه سلسیوس گرم شده و به شبکه خط لوله وارد می‌شود. جدول ۹ فشار

جدول ۱۰. مقایسه طرح سوم با مطالعات موجود در فشار توزیع ۳۰ بار

Table 10. Comparison third plan with existing studies on distribution pressure 30 bar

مورد مقایسه	طرح سوم	مرجع [۱۱]	مرجع [۱۴]	مرجع [۱۵]
توان تولیدی ویژه ($\text{kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$)	۲۰۰/۰۵	۲۳۱/۲۳	۱۴۱/۹	۱۵۱/۷۸
راندمان حرارتی (%)	۱۹/۷۹	۲۳/۸۶	۱۴/۶۶	۱۶/۶۰
راندمان آگزرژی (%)	۳۸/۰۱	۴۲/۰۵	۳۱/۸۶	۲۱/۸۵
راندمان آدیباتیک پمپها (%)	۸۰	۹۰	۸۰	۷۲
راندمان آیزنتروپیک توربینها (%)	۸۵	۹۲	۸۰	۷۲



شکل ۱۲. عملکرد طرح سوم تحت فشارهای مختلف توزیع گاز طبیعی

Fig. 12. Third plan performance under various distribution pressures of natural gas

۷- نتیجه گیری

در مطالعه حاضر یک چرخه تولید توان رانکین دو مرحله‌ای به منظور بازیابی آگزرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده با به کار بردن سیال عامل پروپان در هر مرحله به عنوان پایه در نظر گرفته شده‌است. به منظور افزایش بهره‌وری از آگزرژی سرمایشی گاز طبیعی مایع‌شده، یک چرخه رانکین سه مرحله‌ای با سیال عامل مخلوط در هر مرحله بعنوان طرح دوم پیشنهاد شده‌است. در طرح اول توان تولیدی ویژه $42/69 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$ ، راندمان حرارتی $5/86$ درصد و راندمان آگزرژی $11/88$ درصد می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از سیال عامل مخلوط تطبیق بین منحنی‌های جریان‌های سرد و گرم را افزایش داده و باعث افزایش توان تولیدی چرخه می‌شود. توان تولیدی ویژه طرح دوم $10/45 \text{ kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$ ، راندمان حرارتی $12/76$ درصد و راندمان آگزرژی $27/92$ درصد می‌باشد که افزایش قابل توجهی را نسبت به طرح پایه نشان می‌دهد. بیشترین

تلفات آگزرژی طرح اول مربوط به چگالنده‌های چرخه می‌باشد، با بهینه‌سازی چرخه در طرح دوم تلفات در چگالنده‌ها به میزان قابل ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد.

با کاهش مقدار ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌های مراحل مختلف، حداکثر توان خروجی چرخه با روندهای متفاوتی کاهش می‌یابد. چگالنده مرحله اول نسبت به چگالنده‌های مراحل دوم و سوم تأثیر بیشتری بر توان خروجی چرخه دارد. با کاهش فشار توزیع گاز طبیعی تا ۶ بار توان تولیدی ویژه چرخه به $\text{kJ} / \text{kg}_{\text{NG}}$ $290/87$ ، راندمان حرارتی به $25/63$ درصد و راندمان آگزرژی به $39/1$ درصد می‌رسد که افزایش قابل ملاحظه‌ای نسبت به چرخه طرح دوم دارد. نوآوری مقاله حاضر نسبت به مطالعات پیشین استفاده از سیال عامل چند جزئی در چرخه رانکین سه مرحله‌ای و همچنین بررسی تأثیر ضریب کلی انتقال حرارت چگالنده‌ها بر روی توان تولیدی چرخه می‌باشد.

مراجع

- [1] B.B. Kanbur, L. Xaing, S. Dubey, F.H. Choo, F. Duan, Cold utilization systems of LNG: A review, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 79 (2017) 1171–1188.
- [2] A. Atienza-Márquez, J.C. Bruno, A. Coronas, Cold recovery from LNG-regasification for polygeneration applications, *Applied Thermal Engineering*, 132 (2018) 463-478.
- [3] G. R. Gómez, R. F. Garcia, J. R. Gómez, J. C. Carril, Review of thermal cycles exploiting the exergy of liquefied natural gas in the regasification process, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 38 (2014) 781–795.
- [4] Z. Sun, F Xu, S. Wang, J. Lai, K. Lin, Comparative study of Rankine cycle configurations utilizing LNG cold energy under different NG distribution pressures, *Energy*, 139 (2017) 380-393.
- [5] M. Badami, J.C. Bruno, A. Coronas, G. Fambri, Analysis of different combined cycles and working fluids for LNG exergy recovery during regasification, *Energy*, 159 (2018) 373-384.
- [6] H. Sun, H. Zhu, F. Liu, H. Ding, Simulation and optimization of a novel Rankine power cycle for recovering cold energy from liquefied natural gas using a mixed working fluid, *Energy*, 70 (3) (2014) 317-324.
- [7] U. Lee, A. Mitsos, Optimal multi component working fluid of organic Rankine cycle for exergy transfer from liquefied natural gas regasification, *Energy*, 127 (2017) 489-501.
- [8] Z. Sun, J. Lai, S. Wang, T. Wang, Thermodynamic optimization and comparative study of different ORC configurations utilizing the exergies of LNG and low-grade heat of different temperatures, *Energy*, 147 (2018) 688-700
- [9] T. Sung, K.C. Kim, Thermodynamic analysis of a novel dual-loop organic Rankine cycle for engine waste heat and LNG cold, *Applied Thermal Engineering*, 100 (2016) 1031-41.
- [10] I.H. Choi, S. Lee, Y. Seo, D. Chang, Analysis and optimization of cascade Rankine cycle for liquefied natural gas cold energy recovery, *Energy*, 61 (2013) 179–95.

فهرست علائم

P	فشار (MPa)
LNG	گاز طبیعی مایع شده
NG	گاز طبیعی
W	توان (kW)
UA	ضریب کلی انتقال حرارت (kW/K°C)
Q	انتقال حرارت (kW)
T	دما (K)
K	کلوین
E	اگرژی جریان (kW)
I	تلفات اگرژی تجهیزات (kW)
F	تابع هدف
h	آنالتپی واحد جرمی (kJ/kg)
h_e	مبدل حرارتی
SW	آب دریا
s	آنترپپی واحد جرمی (kJkg ⁻¹ °C ⁻¹)
\dot{m}	دبی جرمی (kg/s)
W_{net} / \dot{m}_{NG}	توان تولیدی ویژه (kJ / kg)
y	جزء مولی سیال عامل
علائم یونانی	
η	راندمان (/.)
Δ	اختلاف
زیرنویس ها	
i	شماره مرحله چرخه
j	شماره سیال عامل
net	مقدار خروجی
th	حرارتی
$source$	منبع حرارتی
0	شرایط مرجع
c	سیال سرد
h	سیال گرم
in	ورودی
out	خروجی
max	ماکزیمم
$turbine$	توربین
$condenser$	چگالنده
$heater$	گرمکن

- working fluid for the three-stage condensation Rankine cycle utilizing LNG cold energy, *Applied Thermal Engineering*, 140 (2018) 120–130.
- [19] J. Pospíšila, P. Charvátb, O. Arsenyevac, L. Klimeša, M. Špiláčeka, J. J. Klemeša, Energy demand of liquefaction and regasification of natural gas and the potential of LNG for operative thermal energy storage, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 99 (2019) 1–15.
- [20] A. Sadeghi, M.K. Parpinchi, S.A. Sadatsakak, M. Khanaki, Optimization of the two stage Rankine power generation cycle by using mixed working fluid for the use of cold energy liquefied natural gas, *third national conference on air conditioning and thermal and refrigerating installations*, (2017). (In Persian)
- [21] A. Moradi, M. Mafi, M. Khanaki, Sensitivity analysis of peak-shaving natural gas liquefaction cycles to environmental and operational parameters, *Modares Mechanical Engineering*, 15 (2015) 287-298. (In Persian)
- [22] M. Mehrpooya, M. Ashouri, A. Mohammadi, Thermo-economic analysis and optimization of a regenerative two-stage organic Rankine cycle coupled with liquefied natural gas and solar energy, *Energy*, 126 (2017) 899-914.
- [23] A. Sadreddini, M.A. Ashjari, M. Fani, A. Mohammadi, Thermodynamic analysis of a new cascade ORC and transcritical CO₂ cycle to recover energy from medium temperature heat source and liquefied natural gas, *Energy Conversion and Management*, 167 (2018) 9–20.
- [24] J. Kennedy, R. Eberhart, Particle Swarm Optimization, *Proceedings of IEEE International Conference on Neural Networks IV*, (1995) 1942–1948.
- [11] R.F. García, J.C. Carril, J.R. Gomez, M.R. Gomez, combined cascaded Rankine and direct expander-based power units using LNG (liquefied natural gas) cold as heat sink in LNG regasification, *Energy*, 105 (2016) 16-24.
- [12] P.A. Ferreira, I. Catarino, D. Vaz, Thermodynamic analysis for working fluids comparison in Rankine-type cycles exploiting the cryogenic exergy in Liquefied Natural Gas (LNG) regasification, *Applied Thermal Engineering*, 121 (2017) 887-96.
- [13] F. Xue, Y. Chen, Y. Ju, Design and optimization of a novel cryogenic Rankine power generation system employing binary and ternary mixtures as working fluids based on the cold exergy utilization of liquefied natural gas (LNG), *Energy*, 138 (2017) 706-720.
- [14] J. Bao, Y. Lin, R. Zhang, N. Zhang, G. He, strengthening power generation efficiency utilizing liquefied natural gas cold energy by a novel two-stage condensation Rankine cycle (TCRC) system, *Energy Convers Manag*, 143 (2017) 312-25.
- [15] K. Kim, U. Lee, C. Kim, C. Han, Design and optimization of cascade organic Rankine cycle for recovering cryogenic energy from liquefied natural gas using binary working fluid, *Energy*, 88 (2015) 304-313.
- [16] G. Venkatarathnam, *Cryogenic Mixed Refrigerant Processes*, New York, Springer, 2013.
- [17] H. Yu, D. Kim, T. Gundersen, A study of working fluids for Organic Rankine Cycles (ORCs) operating across and below ambient temperature to utilize Liquefied Natural Gas (LNG) cold energy, *Energy*, 167 (2019) 739-730.
- [18] J. Bao, R. Zhang, Y. Lin, N. Zhang, X. Zhang, G. He, Simultaneous optimization of system structure and

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

A. Sadeghi, M. Kashi Parpinchi, S.A. Sadatsakak, M. Khanaki, Simulation and Optimization of Rankine Power Generation Cycle Purposing the Efficiency of Liquefied Natural Gas Cold Exergy, *Amirkabir J. Mech Eng.*, 53(1) (2021) 117-134.

DOI: [10.22060/mej.2019.15583.6161](https://doi.org/10.22060/mej.2019.15583.6161)

