مجله مهندسی مکانیک مدرس، مهر 1395، دوره 16، شماره 13، ویژه‌نامه مجموعه مقالات کنفرانس، ص‌ص 1-4

مجموعه مقالات دومین کنفرانس بین‌المللی تهویه‌مطبوع و تاسیسات حرارتی و برودتی
بیرجند، دانشگاه بیرجند، 6 و 7 مهر 1395

مهندسی مکانیک مدرس
mme.modares.ac.ir

بهینه‌سازی چرخه تبرید مایع‌ساز گاز بوتان با در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی کمپرسور

محسن خدایی[1*]، علی اشرفی‌زاده[2]، مصطفی مافی[3]

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران
3- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین المللی امام خمینی، قزوین
* تهران، صندوق پستی 1999143344، mkhodaee@email.kntu.ac.ir

چکیده

گاز طبیعی یکی از ارزان‌ترین و پاک‌ترین منابع انرژی در میان سوخت‌های فسیلی است. بحث انتقال گاز طبیعی از منبع استخراج به محل استفاده همواره یکی از چالش‌های صنعت بوده است. به‌طور کلی برای انتقال گاز طبیعی در مسافت‌های کم‌تر از 4000 کیلومتر استفاده از خطوط انتقال توجیه اقتصادی دارد. اما برای مسافت‌های بالاتر و نیز کشورهایی که به خشکی دسترسی ندارند و همچنین در مناطقی که تامین امنیت برای خطوط لوله گاز امکان‌پذیر نیست، مایع‌سازی گاز طبیعی و انتقال آن از طریق مخازن مربوطه، گزینه اقتصادی است. بدین منظور لازم است دمای گاز طبیعی تا حد زیادی پایین آورده شود. برای پایین آوردن هزینه ساخت مخزن و نیز امکان ساخت مخازن بزرگ‌تر، لازم است تا گاز مایع در فشار 1 اتمسفر قرار داشته باشد. در این مقاله تاسیسات مربوط به مایع‌سازی گاز بوتان، پس از ساده‌سازی در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی و به کمک بهینه‌ساز این نرم‌افزار، توان کمپرسور چرخه تبرید این تاسیسات کمینه شده است. بدین منظور تابع هدف، توان مصرفی در کل چرخه تبرید انتخاب شده است. متغیرهای طراحی دما، فشار و دبی جرمی کمپرسور چرخه تبرید هستند. نتایج حاصل از حل این مساله بهینه‌یابی نشان می‌دهد که در شرایط بهینه، توان مصرفی نسبت به حالت اولیه به میزان 31 درصد کاهش یافته است.

کلید واژگان: گاز بوتان، مایع‌سازی، بهینه‌سازی، محدودیت عملکردی کمپرسور، نرم‌افزار هایسیس

Butane Gas Liquefaction Cycle Optimization Considering Compressor Technical Limitations

Mohsen Khodaee[1*], Ali Ashrafizadeh[1], Mostafa Mafi[2]

1- Department of Mechanical Engineering, K. N. Toosi University of Technology, Tehran, Iran
2- Department of Mechanical Engineering, Imam Khomeini International University, Qazvin, Iran
* P.O.B. 1999143344, Tehran, Iran, mkhodaee@email.kntu.ac.ir

ABSTRACT

Natural gas is one of the cleanest sources of energy among all fossil fuel resources. The natural gas transfer from the extraction source to the consumption site often poses an expensive and challenging technical problem. In general for the transfer distances less than 4000 kilometers, pipe line is a suitable transfer method. But for longer distances, and places at sea or ocean, it is better to liquefy the natural gas and store it in reservoirs and transport it by ship. To liquefy the gas, its temperature needs to be reduced and considering the economic and safety limitations, the cooling process should be preferably carried out at atmospheric pressure. Therefore, refrigeration systems are required to do so. The required power for the refrigeration in liquefaction plants is notoriously high and contributes greatly in the cost of the final product, i.e. the liquefied natural gas. In this article, an industrial butane liquefaction unit is simplified and then simulated in the HYSYS software. After the validation of the HYSYS results, an optimization problem is defined and solved to minimize the power consumption of the refrigeration system. It is shown that the power consumption can be reduced about 31 percent in this particular case.

Keywords: butane, lequefaction, optimization, compressor technical limitation, HYSYS.

1- مقدمه

نیاز جهانی به انرژی مدام در حال افزایش است و گاز طبیعی به عنوان یک سوخت پاک، جایگاه مناسبی در میان سوخت‌های فسیلی پیدا کرده است. در مسافت‌های طولانی‌تر از 4000 کیلومتر از محل تولید گاز، اقتصادی‌ترین روش انتقال گاز طبیعی، مایع‌سازی آن است [1]. بین سال‌های 2000 تا 2010 مصرف گاز طبیعی 31.4 درصد افزایش یافته است و صنعت ال.ان.جی[1]، 30.5 درصد از تجارت گاز طبیعی را شامل می‌شود [1]. تفاوت ال.ان.جی و سی.ان.جی[2] در نحوه ذخیره‌سازی آن‌ها است. ال.ان.جی از سرد کردن گاز طبیعی در فشار یک اتمسفر به‌دست می‌آید (گاز مایع در فشار اتمسفریک و در دمای 161- درجه سلسیوس)، در حالی‌که سی.ان.جی از فشرده‌سازی گاز طبیعی به‌دست می‌آید (گاز با فشار بالای 200 بار و در دمای محیط). منظور از ال.پی.جی[3] گازهای بوتان و پروپان مایع است. برای صادرات گاز در مقیاس وسیع، ساخت مخازن تحت فشار بسیار پرهزینه و حتی گاهی غیرممکن است. بنابراین از نظر اقتصادی برای صادرات گاز در مقیاس وسیع،

[1] Liquefied natural gas

[2] Compressed natural gas
[3] Liquefied Petroleum Gas

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:
Please cite this article using:
N. Surname, Butane Gas Liquefaction Cycle Optimization Considering Compressor Technical Limitations, *Modares Mechanical Engineering, Proceedings of the Second International Conference on Air-Conditioning, Heating and Cooling Installations*, Vol. 16, No. 13, pp. 1-4, 2016 (in Persian فارسی)

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.32.9]

مایع‌سازی گازها و انتقال آن به وسیله تانکرهای شناور دریایی، بهترین گزینه است. این روش امکان ذخیره‌سازی گاز را به مدت محدود تا فراهم شدن وسیله حمل آن به مقصد (تانکر دریایی) امکان‌پذیر می‌سازد، در حالی که در حالت صادرات به‌صورت گازی شکل، این مزیت وجود ندارد و باید صادرات به صورت مستمر و بدون وقفه صورت پذیرد. در جدول 1 مشخصات این سه نوع گاز با یک سوخت مایع (گازوییل) مقایسه شده است.

به‌دلیل مصرف بالای انرژی در فرآیندهای تبرید مورد استفاده در واحدهای صنعتی تولید گاز مایع، بهینه‌سازی فرآیندهای مذکور، باعث صرفه-جویی زیاد در هزینه‌های سرمایه‌گذاری اولیه و نیز کاهش هزینه‌های عملیاتی می‌شود. اما مساله‌ای که باعث پیچیدگی مسایل مربوط به بهینه‌سازی واحدهای صنعتی تولید گاز طبیعی مایع می‌شود، اندرکنش پیچیده اجزای این واحدها با هسته فرآیندی است [2].

برای کاربردهای سرمایشی دماپایین به دلیل مشکلات مربوطه [3] نمی-توان از چرخه‌های تبرید معمولی استفاده کرد. بنابراین برای سرمازایی در دماهای پایین باید از سیستم سرمازایی استفاده شود که این مسایل و مشکلات را برطرف نماید. چرخه‌های زنجیره‌ای طبقه‌ای و یا استفاده از مبردهای چندجزیی نمونه‌ای از این سیستم‌ها هستند. انتخاب نوع چرخه سرمازایی و نیز انتخاب بهینه و متناسب اجزای سازنده چرخه، تاثیر بسیار زیادی بر هزینه‌های اولیه و نیز هزینه‌های عملیاتی یک واحد صنعتی تولید ال.ان.جی دارد.

هی[1] و جو[2] [4] چهار روش مایع‌سازی برای واحدهای صنعتی تولید ال.ان.جی پیشنهاد داده‌اند که عبارت‌اند از اکسپاندرهای چندمرحله‌ای[3]، چرخه پیش‌سرمایش[4]، باززایی[5] و سیال عامل ترکیبی[6]. برای ارزیابی چرخه-های مایع‌سازی از عدد شایستگی[7] (FOM) استفاده شده است. مقدار بهینه عدد شایستگی 0.566 به‌دست آمده است.

در سال‌های اخیر تحقیقات و پژوهش‌های بسیاری بر روی مبردهای چند جزیی انجام شده است. دلیل این موضوع این است که به کمک مبردهای چندجزیی می‌توان هزینه‌های عملیاتی را به‌صورت چشم‌گیری کاهش داد. مافی و همکاران [5] برای یک واحد صنعتی اولفین، دو چرخه سرمازایی دماپایین با مبردهای چند جزیی را شبیه‌سازی و تحلیل کرده‌اند. سیال عامل این چرخه‌ها ترکیبی از مبردهای متان، اتان، پروپان و نیتروژن است. این مبرد ترکیبی جایگزین مبردهای خالص اتیلن و پروپیلن در چرخه‌های سرمازایی مربوطه شده است. هدف اصلی کار ایشان، کمینه کردن توان مصرفی کمپرسورها از طریق بهینه‌سازی پارامترهای کلیدی مربوط به چرخه است.

جدول 1 مقایسه ویژگی‌های ال.ان.جی، سی.ان.جی، ال.پی.جی و گازوییل

Table 1 Comparison between LNG, CNG, LPG and gasoline.

سوخت	چگالی [kg/lit]	چگالی انرژی [MJ/lit]
ال.ان.جی	0.41-0.5	22.5
ال.پی.جی	0.5-0.58	26
سی.ان.جی	0.13	9.5
گازوییل	0.71-0.77	32.4

[1] Tianbiao He
[2] Yonglin Ju
[3] multistage expander
[4] precooling cycle
[5] regeneration
[6] mixture working fluid
[7] Figure Of Merit

عبدالکریم[8] و همکاران [6] برای بهینه‌سازی یک واحد صنعتی تولید ال.ان.جی از الگوریتم ژنتیک[9] استفاده کرده‌اند. در بخش تبرید این واحد صنعتی از فرآیند C3-MR استفاده شده است. یک مدل کامپیوتری به کمک نرم‌افزار هایسیس توسط ایشان توسعه داده شده است و با کارهای مرتضوی[10] و همکاران [7] مقایسه شده است که تطابق خوبی مشاهده شده است.

استفاده از چرخه‌های سرمازایی چند طبقه نیز یکی از روش‌های مناسب تولید برودت در دمای پایین است.

قربانی و همکاران [8] یک واحد صنعتی بازیابی ال.ان.جی را در نظر گرفته‌اند و با کمک آنالیزهای پینچ و اگزرژی، به تحلیل چرخه سرمازایی این واحد صنعتی پرداخته‌اند. هدف آن‌ها از انجام این آنالیز کمینه کردن توان مصرفی مورد استفاده این چرخه تبرید بوده است. درنهایت ادعا شده است که با انجام اصلاحات ذکر شده توان مصرفی کمپرسور حدود 170 کیلووات کاهش می‌یابد.

مافی و همکاران [9] بر روی یک سیستم تبرید چند مرحله‌ای دما پایین در یک واحد صنعتی اولفین، آنالیز اگزرژی انجام داده‌اند و به رابطه‌ای برای کار مینیمم دست یافته‌اند. سپس به بررسی پارامترهای موثر آن پرداخته شده است. بازده اگزرژی این سیستم 30.88 درصد به دست آمده است. هدف اصلی ایشان پیشنهاد راه‌هایی برای افزایش اگزرژی و بحث در مورد دلایل انحراف از فرآیندهای بازگشت‌پذیر بوده است.

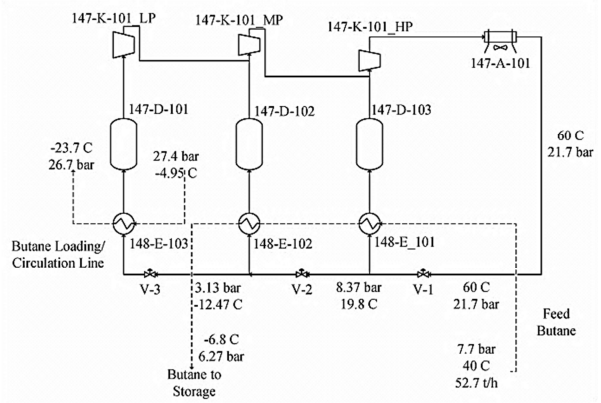
در این مقاله هدف اصلی مدل‌سازی یک چرخه واقعی مایع‌سازی بوتان و ارائه راهکارهای عملیاتی برای بهبود عملکرد این چرخه و کمینه کردن توان کل مصرفی کمپرسور است.

2- عملکرد چرخه مورد مطالعه

برای بهینه‌سازی چرخه مورد مطالعه، لازم است برخی ساده‌سازی‌ها صورت گیرد تا امکان شبیه‌سازی چرخه در نرم‌افزار هایسیس فراهم شود. در "شکل 1" دیاگرام جریان فرآیند[11] (PFD) نمایش داده شده است. این طرح در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی شده است و با تعریف متغیرهایی که در ادامه به آن‌ها پرداخته خواهد شد، تلاش شده است تا مقدار کار کل کمپرسور کمینه شود.

2-1- تشریح نحوه عملکرد چرخه

در ابتدا به شرح توضیحاتی پیرامون چرخه مایع‌سازی مورد مطالعه پرداخته



شکل 1 چرخه تبرید و جریان ورودی بوتان برای چرخه مورد مطالعه

Fig. 1 Refrigeration cycle and feed butane flow for case study

[8] Abdullah Alabdulkarem
[9] Genetic Algorithm
[10] Amir Mortazavi
[11] Process Flow Diagram

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.32.9]

می‌شود. این چرخه مربوط به تاسیسات یک مورد واقعی است که در حال حاضر از آن برای مایع‌سازی و صادرات گازهای بوتان و پروپان استفاده می‌گردد. در این مقاله بخش مربوط به مایع‌سازی بوتان این تاسیسات با انجام ساده‌سازی‌هایی برای بهینه‌سازی انتخاب شده است که "شکل 1" نتیجه این ساده‌سازی را به همراه پارامترهای ترمودینامیکی مورد نیاز برای شبیه‌سازی نشان می‌دهد.

مبرد مربوط به چرخه تبرید این تاسیسات پروپان خالص است که در سه فشار و دمای مختلف و با دبی‌های متفاوت وارد یک کمپرسور سه مرحله‌ای می‌شود. برای انجام شبیه‌سازی این کمپرسور سه مرحله‌ای، با توجه به [8]، مانند "شکل 1" از سه کمپرسور برای سه مرحله استفاده می‌شود و هر مرحله از کمپرسور، ورودی مخصوص به خود (در فشار و دما و دبی مشخص) را دارد که با خروجی مرحله قبل کمپرسور ترکیب می‌شود. نحوه ورود اطلاعات مربوط به هر مرحله از کمپرسور در ادامه توضیح داده خواهد شد.

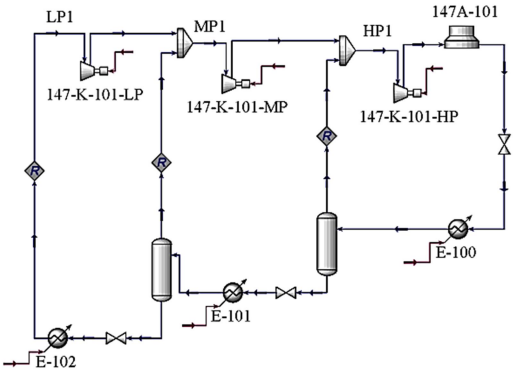
در این چرخه از سه مبدل حرارتی استفاده شده است که نوع آن‌ها مبدل کتری شکل[1] است. خروجی این نوع مبدل‌ها در دو فاز کاملا مجزای مایع و گاز قرار دارد که فاز گازی شکل آن پس از عبور از یک واحد خشک‌کننده (برای جلوگیری از آسیب دیدن پره‌های کمپرسور) وارد هر مرحله از کمپرسور می‌شود و فاز مایع آن وارد یک شیر اختناق می‌شود. پس از عبور مبرد از شیر انبساط، این مبرد به حالت دو فاز (فاز بخار و مایع) تبدیل می‌شود که این شرایط بهترین زمان برای ورود به مبدل موردنظر خواهد بود، چرا که بیش‌ترین انتقال حرارت برای هر سیال زمانی به‌دست خواهد آمد که این سیال در فاز بخار و مایع باشد [8].

3- شبیه‌سازی چرخه در نرم‌افزار هایسیس

با توجه به اطلاعات ارائه شده در بخش 2، می‌توان این چرخه را در نرم‌افزار هایسیس شبیه‌سازی کرد. در "شکل 2" شماتیکی از PFD این چرخه در نرم‌افزار هایسیس آورده شده است.

در مورد کمپرسور این چرخه پیش‌تر توضیح داده شد که این کمپرسور سه مرحله‌ای است. برای شبیه‌سازی این کمپرسور باید هر مرحله از آن به طور جداگانه شبیه‌سازی شود. بدین منظور لازم است منحنی‌های عملکردی مخصوص به هر مرحله از کمپرسور از شرکت سازنده دریافت شود. در "شکل 3" منحنی‌های عملکرد مربوط به مرحله اول کمپرسور آورده شده است.

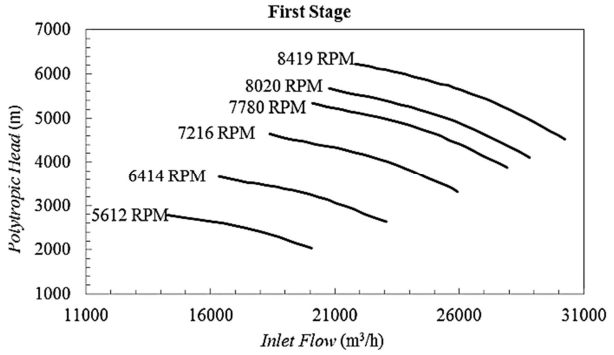
پس از وارد کردن اطلاعات مربوط به مراحل مختلف کمپرسور در سرعت‌های مختلف، می‌توان به پیاده‌سازی چرخه موردنظر با توجه به اطلاعات



شکل 2 شماتیکی از چرخه مایع‌سازی بوتان در نرم‌افزار هایسیس

Figure 2 butane liquefaction cycle PFD

[1] Ketle type heat exchanger



شکل 3 منحنی عملکرد مربوط به مرحله اول کمپرسور در سرعت‌های مختلف

Fig. 3 performance cureve in different speeds

ترمودینامیکی مذکور پرداخت. در نهایت با تکمیل شبیه‌سازی، مقدار توان کل مربوط به سه مرحله کمپرسور مشخص خواهد شد. پس از تکمیل شبیه‌سازی در نرم‌افزار، به بهینه‌سازی چرخه پرداخته می‌شود.

4- بهینه‌سازی چرخه تبرید

برای بهینه‌سازی چرخه تبرید می‌توان از بهینه‌ساز نرم‌افزار استفاده کرد. بدین منظور لازم است ابتدا متغیرهایی که قرار است با تغییر آن‌ها چرخه تبرید بهینه شود، انتخاب شوند. هم‌چنین پس از مشخص کردن متغیرهای مربوطه باید هدف از بهینه‌سازی در نرم‌افزار مشخص شود. در این مقاله هدف از بهینه‌سازی، کمینه کردن توان کل مصرفی توسط سه مرحله کمپرسور است. متغیرهای مربوطه برای کمینه کردن توان کل با توجه به "شکل 2" عبارت‌اند از: دما، فشار و دبی جریان‌های مواد LP1 و MP1 و HP1. بنابراین در مجموع 9 متغیر وجود دارد که با تغییر دادن آن‌ها، می‌توان به مقداری کمینه برای کار کمپرسور دست یافت. اما با توجه به اینکه جریان‌های مواد MP1 و HP1 خروجی فاز بخار مبدل از نوع کتری هستند، بنابراین در فاز بخار اشباع قرار دارند و دما و فشار آن‌ها به یکدیگر وابسته است. بنابراین در مجموع 7 متغیر مستقل وجود دارد.

پیش از آغاز بهینه‌سازی باید یک حالت مرجع انتخاب شود که تمامی حالت‌های مختلف در مقایسه با آن سنجیده شوند و در نهایت حالتی که کمترین توان مصرفی را نشان می‌دهد انتخاب شود. بهتر است این حالت مرجع، حالتی باشد که در آن عملکرد تمامی مراحل کمپرسور بهینه است و پارامترهای ترمودینامیکی آن مانند چرخه واقعی (شکل 1) باشد. در منحنی عملکرد هر مرحله از کمپرسور یک نقطه بهینه وجود دارد که مربوط به زمانی است که سرعت کمپرسور 7780 RPM است. در این نقطه مقدار بازده برای آن مرحله از کمپرسور بیشینه است. در جدول 2 نقاط بهینه مربوط به هر مرحله از کمپرسور آورده شده است. در این نقاط مراحل کمپرسور بیش‌ترین بازده پلی‌تروپیک و در نتیجه بهترین عملکرد را دارا هستند.

در جدول 3 مقدار متغیرهای مربوط به بهینه‌سازی و مقدار توان کل مصرفی توسط سه مرحله کمپرسور پیش از بهینه‌سازی چرخه و نیز پس از آن آورده شده است. ملاحظه می‌شود که در صورت تغییر شرایط مذکور، در شرایط جدید حدود 31 درصد در توان کل مصرفی کمپرسور صرفه‌جویی خواهد شد.

جدول 2 حجم ورودی مربوط به بیش‌ترین بازده کمپرسور

Table 2 Inlet volume flow for maximum compressor efficiency

مرحله کمپرسور	مرحله اول	مرحله دوم	مرحله سوم
حجم ورودی بهینه (m^3/h)	25200	17300	10800

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]
[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.32.9]

جدول 3 مشخصات چرخه تبرید پیش از بهینه‌سازی و پس از آن

Table 3 Refrigeration cycle properties befor and after optimization

متغیر	LP1	MP1	HP1
دمای اولیه (C)	-33	-15.11	19.17
دمای بهینه (C)	-15	-18.29	16.06
فشار اولیه (kPa)	110	290	818
فشار بهینه (kPa)	110	259.5	752.2
دبی جرمی اولیه (m^3/hr)	6.329e+04	4.007e+04	7.287e+04
دبی جرمی بهینه (m^3/hr)	6.503+04	2.363e+04	1000
توان کل مصرفی پیش از بهینه‌سازی (kW)	6147.533		
توان کل مصرفی پس از بهینه‌سازی (kW)	4268.391		
میزان توان صرفه‌جویی شده (%)	30.57		

5- بحث و نتیجه‌گیری

با مشاهده نتایج مربوط به بهینه‌سازی می‌توان دریافت که لزوما کارکرد در نقاط بهینه هر مرحله از کمپرسور، توان مصرفی کمینه را منجر نمی‌شود. در هنگام بهینه‌سازی برای جلوگیری از پدیده سرج[1] و یا پدیده استونوال[2] باید پارامتر جریان حجم واقعی برای هر مرحله از کمپرسور محدود شود. محدوده مجاز برای سرعت 7780 RPM برای مراحل مختلف کمپرسور در جدول 4 آورده شده است.

پس از تعریف محدوده‌های مجاز برای حجم‌های ورودی هر مرحله از کمپرسور و انجام بهینه‌سازی، مشاهده می‌شود که برای هر سه مرحله کمپرسور، بیش‌ترین یا کمترین جریان حجمی واقعی مجاز به‌دست آمده است که در ابتدا کمی با انتظارات اولیه متناقض است، چرا که انتظار می‌رود بهترین عملکرد چرخه زمانی اتفاق بیفتد که مراحل کمپرسور بیش‌ترین بازده ممکن را داشته باشند (جدول 2). اما با بررسی دقیق‌تر و مشاهده بازده پلی‌تروپیک می‌توان دریافت که تغییرات بازده پلی‌تروپیک مراحل کمپرسور در محدوده حجم مجاز هر مرحله (به استثنای مرحله سوم) زیاد نیست و عدم کارکرد مراحل مختلف کمپرسور در جریان حجمی واقعی بهینه منجر به کاهش محسوس راندمان چرخه و در نتیجه افزایش توان کلی کمپرسور نمی‌شود. در جدول 5 بازده پلی‌تروپیک مراحل مختلف کمپرسور در شرایط جدید (بهینه‌سازی شده) و نیز دامنه تغییرات بازده هر مرحله از کمپرسور در محدوده حجم ورودی مجاز برای سرعت 7780 RPM ارائه شده است.

بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که کارکرد چرخه در نقاط بهینه هر مرحله از کمپرسور (بیش‌ترین بازده) منجر به بهترین عملکرد برای کل چرخه نمی‌شود و باید تمامی پارامترهای ترمودینامیکی به‌گونه‌ای تغییر کنند که در نهایت توان کل مصرفی کمپرسور کمینه شود.

در این مورد خاص که مربوط به یک سیکل صنعتی مایع‌سازی بوتان

جدول 4 محدوده حجم مجاز برای مراحل مختلف کمپرسور در 7780 RPM

Table 4 Inlet volume flow limits in 7780 RPM

مرحله کمپرسور	محدوده حجم ورودی مجاز (m^3/h)
مرحله اول	20200-28000
مرحله دوم	12700-19400
مرحله سوم	8450-12700

جدول 5 دامنه تغییرات بازده پلی‌تروپیک در محدوده حجم مجاز و بازده مربوط به شرایط بهینه

Table 5 Efficiency domain for allowed volume limit and efficiency for optimized condition

مرحله کمپرسور	دامنه تغییرات بازده در محدوده حجم‌مجاز (%)	جریان حجم واقعی برای شرایط بهینه (m^3/h)	بازده مرحله در شرایط بهینه (%)
مرحله اول	72-73.5	28000	72.194
مرحله دوم	81-85	19311	84.074
مرحله سوم	55-86	8450	81.897

است، با تعریف متغیرهای مربوطه مذکور و تغییر آن‌ها به کمک بهینه‌ساز نرم‌افزار هایسیس، در نهایت شرایط جدیدی حاصل می‌شود که در آن مقدار توان مصرفی کمپرسورها نسبت به حالت اولیه به میزان 30.57 درصد کاهش یافته است.

6- مراجع

[1] H. Al-Megren, *Advances in Natural Gas Technology*, Venezuela: InTech, 2012.

[2] G. C. Lee, *Optimal design and analysis of refrigeration systems for low-temperature processes*, PHD Thesis, UMIST, The University of Manchester UK, 2001.

[3] A. Kilicarslan, M. Hosoz, Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples, *Energy Conversion and Management*, Vol. 51, No. 12, pp. 2947–2954, 2010.

[4] T. He, Y. Ju, Optimal synthesis of expansion liquefaction cycle for distributed-scale LNG (liquefied natural gas) plant, *Energy*, Vol. 88, pp. 268-280, 2015.

[5] M. Mafi, M. Amidpour, S. M. Mousavi Naeynian, Comparison of low temperature mixed refrigerant cycles for separation systems, *International Journal of Energy*, Vol. 33, No. 4, pp. 358-377, 2009.

[6] A. Alabdulkarem, A. Mortazavi, Y. Hwang, R. Radermacher, P. Rogers, Optimization of propane pre-cooled mixed refrigerant LNG plant, *Applied Thermal Engineering*, Vol. 31, No. 6-7, pp. 1091-1098, 2011.

[7] A. Mortazavi, C. Somer, A. Alabdulkarem, Y. Hwang, R. Radermacher, Enhancement of APCI cycle efficiency with absorption chillers, *Energy Journal*, Vol. 35, No. 9, pp. 3877-3882, 2010.

[8] B. Ghorbani, G. R. Salehi, H. Ghaemmaleki, M. Amidpour, M. H. Hamedi, Simulation and optimization of refrigeration cycle in NGL recovery plants with exergy-pinch analysis, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 7, pp. 35-43, 2012.

[9] M. Mafi, S. M. Mousavi Naeynian, M. Amidpour, Exergy analysis of multistage cascade low temperature refrigeration systems used in olefin plants, *International journal of refrigeration*, Vol. 32, No. 2, pp. 279–294, 2009.

[1] surge
[2] stonewall

[Downloaded from mme.modares.ac.ir on 2024-04-18]

[DOR: 20.1001.1.10275940.1395.16.13.32.9]