



کمینه‌سازی عملیاتی توان مصرفی چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای پالایشگاه‌های گاز با تلفیق روش‌های آنالیز ترمودینامیکی و تکنولوژی پینچ

حسین کلانتر نیستانکی¹، مصطفی مافی^{2*}، علی اشرفی زاده³

1- کارشناس ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

2- استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه بین‌المللی امام خمینی (ره)، قزوین

3- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

* قزوین، صندوق پستی 3414896818، m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 16 بهمن 1395

پذیرش: 05 اردیبهشت 1396

ارائه در سایت: 30 اردیبهشت 1396

کلید واژگان:

چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای

مایع‌سازی گاز

محدودیت‌های عملکردی اجزاء

کمینه‌سازی توان مصرفی

متغیرهای مستقل

چکیده

وجود منابع عظیم گازی در کشور ایران و تقاضای جهانی برای جایگزینی این سوخت پاک به جای سایر سوخت‌های فسیلی، صادرات گاز در مقیاس وسیع را به یکی از مباحث مهم تبدیل کرده است. یکی از روش‌های صادرات گاز در مقیاس وسیع، مایع‌سازی آن است که توسط چرخه تبرید صورت می‌پذیرد. فرایندهای مایع‌سازی گازها، فرایندهایی انرژی‌بر هستند و همین موضوع، ضرورت استفاده بهینه از انرژی و کاهش مصرف آن را در صنعت مایع‌سازی گازها نمایان می‌سازد. علی‌رغم اینکه مطالعات فراوانی بر روی بهینه‌سازی مصرف انرژی چرخه‌های تبرید صورت گرفته است ولی به دلیل آنکه محدودیت‌های عملکردی اجزاء سیستم تبرید، در این بررسی‌ها مد نظر قرار گرفته نشده است، روش‌های ارائه شده قابلیت پیاده‌سازی بر روی چرخه‌های تبرید موجود در پالایشگاه‌های کشور را ندارند. هدف از این مقاله، ارائه روشی سیستماتیک برای کمینه‌سازی عملیاتی توان مصرفی چرخه‌های تبرید در حال استفاده در فرایندهای مایع‌سازی گاز با در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی تجهیزات سیستم تبرید و اندرکنش‌های موجود بین سیستم تبرید و هسته فرایندی می‌باشد. در این تحقیق با استفاده از تلفیق دیدگاه‌های ترمودینامیکی و تکنولوژی پینچ و در نظر گرفتن محدودیت‌های فوق‌الذکر، یک روش سیستماتیک جهت فرمول‌بندی مسئله کمینه‌سازی توان مصرفی چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای به صورت تابعی از متغیرهای مستقل ارائه شده است. با پیاده‌سازی روش ارائه شده در این تحقیق بر روی یک چرخه تبرید سه مرحله‌ای در حال بهره‌برداری در یک واحد مایع‌سازی گاز پروپان کشور حدود 15% کاهش در توان مصرفی ویژه چرخه تبرید حاصل شد.

Operational minimization of multi-Stage refrigeration cycles' power consumption in gas refineries based on the combination of thermodynamics analysis and pinch technology

Hossein Kalantar-Neyestanaki¹, Mostafa Mafi^{2*}, Ali Ashrafizadeh¹

1- Faculty 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. 3414896818, Qazvin, Iran, m.mafi@eng.ikiu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper

Received 04 February 2017

Accepted 25 April 2017

Available Online 20 May 2017

Keywords:

Multi-stage refrigeration cycle

Gas liquefaction

Performance limitations of components

Minimization of power consumption

Independent variables

ABSTRACT

The existence of huge gas resources in Iran and the global demand for the replacement of fossil fuels with this cleaner energy resource has triggered interest in the large-scale gas export. One of the methods for large-scale gas exports is liquefaction which is done by refrigeration cycle. Considering the importance of the efficient use and the reduction in energy consumption, particularly in large energy consumers like liquefaction plants, it is imperative to optimize the refrigeration cycles used in these plants. While there have been many studies focusing on the power consumption minimization of refrigeration cycles, in most of these studies the performance limitations of the refrigeration cycle components have not been considered. Therefore, the results of such studies are not practical for in-use refrigeration cycles in gas refineries. The main goal of this paper is to propose a systematic method to minimize the power consumption of in-use refrigeration cycles in gas liquefaction processes by taking into account the performance limitations of refrigeration cycle components and the interactions between the refrigeration cycle and the core process. In this regard, a combination of thermodynamic viewpoints and pinch technology is used in addition to considering the above mentioned limitations, to express the multi-stage refrigeration cycles' power consumption minimization problem as a function of several independent variables. Up to 15% reduction in the specific power consumption is achieved when the proposed method is implemented on the optimization of a typical in-use three-stage refrigeration cycle, used in a propane liquefaction plant.

Please cite this article using:

H. Kalantar-Neyestanaki, M. Mafi, A. Ashrafizadeh, Operational minimization of multi-Stage refrigeration cycles' power consumption in gas refineries based on the combination of thermodynamics analysis and pinch technology, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 6, pp. 1-12, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

1- مقدمه

در صنایع پتروشیمی و یا صنایع مرتبط با نفت و گاز، فرایندهای بسیاری وجود دارد که تمام یا بخشی از آنها در زیر دمای محیط انجام می گیرد که به عنوان مثال می توان به فرایندهای مایع سازی و جداسازی گازها¹ در صنایع پتروشیمی و فرایند مایع سازی گاز طبیعی اشاره نمود. به دلیل نیاز این فرایندها به دماهای پایین، از یک چرخه تبرید² جهت تامین برودت استفاده می شود. وظیفه چرخه تبرید، گرفتن حرارت از جریان سردشونده (منبع حرارتی) و انتقال آن به یک سطح دمایی بالاتر (چاه حرارتی) می باشد. چاه حرارتی در صنایع فرایندی می تواند هوای محیط، سرویس جانبی آب خنک کننده³، جریان های گرم شونده واحد و یا تبخیر کننده⁴ یک چرخه تبریدی دیگر باشد [2,1]. معمولاً با کاهش سطح دمایی برودت مورد نیاز فرایند، چرخه سرمزای آن نیز پیچیده تر می شود. نیاز به ظرفیت برودتی بالا در واحدهای مایع سازی گاز و همچنین ضرورت کاهش انرژی مصرفی آن ها، لزوم استفاده از سیستم های تبرید با چند مرحله تراکم را ضروری می نماید [3,4]. سردسازی جریان های فرایندی در اواپراتورهایی با سطوح دمایی مختلف (سیستم های سرمازا با چند مرحله تراکم) به جای استفاده از یک اواپراتور با سطح دمایی پایین به سبب کاهش حداقل اختلاف دمای محدود بین جریان های فرایندی و سیال عامل در چرخه تبریدی و همچنین استفاده از موقعیت ها و پتانسیل های تبادل حرارت بین جریان های فرایندی (یکپارچه سازی حرارتی)، کمک شایانی به کاهش مصرف انرژی در سیستم های تبریدی خواهد نمود [6,5]. به طور کلی، یک فرایند دما پایین⁵ از سه جزء اصلی هسته فرایندی⁶ (برج های جداساز یا جریان های فرایندی که نیاز به دریافت برودت دارد)، شبکه مبدل های حرارتی⁷ و چرخه تبرید (که اصلی ترین مصرف کننده انرژی در این فرایندها می باشد) تشکیل شده است [8,7]. سه جزء اصلی اشاره شده کاملاً به هم وابسته بوده و هرگونه تغییر یا اصلاحی در هسته فرایندی یا شبکه مبدل های حرارتی باعث تغییر پارامترهای چرخه تبرید شامل توان مصرفی، سطوح دمایی، میزان برودت مورد نیاز و ... خواهد شد که این وابستگی بین اجزاء، طراحی و بهینه سازی این گونه فرایندهای دما پایین را پیچیده می نماید [9,10]. با توجه به مصرف انرژی بالای چرخه های تبرید به کار رفته در واحدهای مایع سازی گاز از یک سمت و اندرکنش پیچیده این چرخه ها با هسته فرایندی از سمت دیگر، بهینه سازی و یکپارچه سازی چرخه های تبرید با هسته فرایندی از موضوعات قابل توجه و چالش برانگیز در حوزه فرایندهای دما پایین بوده و تحقیقات وسیعی در این حوزه در دسترس است [5].

لینهوف و ژول [11] با ارائه روشی به نام آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی به این نتیجه رسیدند که توان مصرفی چرخه های تبرید با سطح محصور بین جریان های فرایندی در دیاگرام ترکیبی اگزرژی متناسب است. به این ترتیب برای کمینه سازی توان مصرفی چرخه های تبرید چند مرحله ای بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی، تنها لازم است با تغییر آزادانه سطوح دمایی اواپراتورها، سطح محصور در دیاگرام ترکیبی اگزرژی بین جریان های فرایندی را کمینه نمود. قربانی و همکاران [12] با پیاده سازی آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی بر روی چرخه تبرید واحد بازیافت میعانات گازی و اضافه نمودن یک سطح دمایی جدید به چرخه تبرید توانستند راندمان اگزرژتیک چرخه تبرید

را به میزان 7.6٪ افزایش دهند.

علاوه بر آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی که یکی از روش های پرکاربرد در بهینه سازی چرخه های تبرید می باشد، در بسیاری از مطالعات از آنالیز اگزرژی برای بهینه سازی چرخه های تبرید استفاده شده است که در آن ها با پیاده سازی آنالیز اگزرژی بر روی چرخه های تبرید، اجزائی که دارای تلفات اگزرژی بالایی هستند شناسایی شده و سپس با تغییر پارامترهای اساسی چرخه (معمولاً سطوح دمایی اواپراتورها) سعی در کاهش تلفات اگزرژی و به تبع آن کاهش مصرف انرژی چرخه تبرید شده است. آرورا و کوشیک [13] با پیاده سازی آنالیز اگزرژی بر روی چرخه تبرید تراکمی دو مرحله ای توانستند دمای بهینه اواپراتور میانی را به ازای مبردهای مختلف بدست آورند. فابریکا و همکاران [14] با استفاده از آنالیز اگزرژی بر روی چرخه تبرید یک واحد نمونه اولفین توانستند تلفات اگزرژی در هریک از اجزاء چرخه تبرید را محاسبه نمایند. آن ها با تغییر آزادانه سطوح دمایی اواپراتورهای چرخه تبرید توانستند میزان تلفات اگزرژی در اجزاء چرخه تبرید را کاهش دهند و به این ترتیب راندمان اگزرژتیک چرخه تبرید را به میزان 13٪ افزایش دهند. مافی و همکاران [15] با پیاده سازی آنالیز اگزرژی بر روی چرخه تبرید آبشاری چند مرحله ای یک واحد اولفین نمونه و اصلاح سطوح دمایی اواپراتورها توانستند توان مصرفی چرخه تبرید را به میزان 18٪ کاهش دهند.

با توجه به اینکه هزینه سرمایه گذاری تجهیزات به کار رفته در چرخه های تبرید دما پایین، بخش عمده ای از هزینه ی سرمایه گذاری کل واحد مایع سازی را به خود اختصاص می دهد [5]، لذا در بهینه سازی چرخه های تبرید در حال استفاده، لازم است که محدودیت های عملکردی دو جزء اصلی این چرخه ها (یعنی کمپرسورها و مبدل های حرارتی) به صورت قید در مسئله بهینه سازی وارد شود تا نقاط عملکردی که بعد از بهینه سازی بدست می آیند در داخل محدوده عملکردی مجاز واقع شوند. در غیر اینصورت ممکن است برای عملیاتی شدن نتایج حاصل از بهینه سازی لازم باشد تا کمپرسورها و مبدل های حرارتی چرخه تبرید تعویض شوند که این امر بسیار هزینه بر و غیر اقتصادی است.

اخیراً مورانتز-مورانتس و همکاران [16] روشی برای بهینه سازی چرخه های تبرید با در نظر گرفتن محدودیت های عملکردی کمپرسور ارائه نموده اند. در این تحقیق علی رغم در نظر گرفتن محدودیت های عملکردی مهم ترین جزء چرخه تبرید یعنی کمپرسور (از جمله حداقل و حداکثر دبی مجاز عبوری از کمپرسور، سرعت های دورانی، به دلیل صرف نظر از محدودیت های عملکردی مبدل های حرارتی (تقاطع دمایی) ممکن است شرط حداقل اختلاف دمای محدود در مبدل های حرارتی این چرخه رعایت نشود و همین عامل ممکن است باعث غیر عملیاتی شدن نتایج حاصل از این تحقیق برای چرخه ی موجود شود.

خان و لی [17] با استفاده از الگوریتم الگوی ازدحام ذرات⁸ توان مصرفی یک چرخه مایع ساز گاز یک مرحله ای مبرد چند جزئی را بهینه کردند. اگرچه آن ها در این بهینه سازی حداقل اختلاف دمای محدود در مبدل های حرارتی را در نظر گرفتند، ولی محدودیت های عملکردی مربوط به کمپرسورها از جمله حداقل و حداکثر دبی مجاز ورودی را در این بهینه سازی مدنظر قرار ندادند و در نتیجه ممکن است نتایج حاصله، عملیاتی نباشد. هوانگ و همکاران [18] با استفاده از ترکیب الگوریتم ژنتیک و برنامه ریزی درجه دوم متوالی⁹ یک چرخه مایع ساز دو مرحله ای مبرد چند جزئی را بهینه نمودند. آن ها اگرچه

⁸ Particle Swarm Optimization (PSO)

⁹ Sequential Quadratic Programming (SQP)

¹ Gas liquefaction and separation process

² Refrigeration cycle

³ Cooling water system

⁴ Evaporator

⁵ Low temperature process

⁶ Core process

⁷ Heat Exchanger Network (HEN)

روابط ترمودینامیکی حاکم بر چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای و بکارگیری اصول تکنولوژی پینچ، متغیرهای مستقل در چرخه‌های تبرید مورد استفاده در مجتمع‌های پالایشگاهی و پتروشیمیایی معرفی شده و سپس چرخه تبرید بر مبنای این متغیرهای اصلی، بهینه‌سازی خواهد شد. در این صورت نقطه بهینه یافته شده نه تنها نقطه بهینه مطلق است بلکه در واقعیت با توجه به فیزیک مسئله و محدودیت‌های آن نیز قابل دستیابی می‌باشد. در بخش‌های بعدی به منظور نشان دادن برتری دیدگاه ارائه شده در این مقاله، چرخه تبرید سه مرحله‌ای واحد مایع‌سازی گاز پروپان یکی از پالایشگاه‌های گاز ایران به عنوان مسئله نمونه، معرفی شده و سپس این چرخه با استفاده از روش تلفیقی ارائه شده، بهینه خواهد شد. برجستگی دیدگاه ارائه شده در این تحقیق، دستیابی به نقطه بهینه مطلق با در نظر گرفتن محدودیت‌های تجهیزاتی و اندرکنش بین چرخه تبرید و فرایند دمایی است، موضوعی که در تحقیقات پیشین، تقریباً مغفول مانده است.

2- محدودیت آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی در بهینه‌سازی چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای

تا کنون تحقیقات بسیار زیادی بر روی اصلاح عملکرد ترمودینامیکی چرخه‌های تبرید به منظور کاهش توان مصرفی آن‌ها صورت گرفته است که در آن‌ها با استفاده از آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی به اصلاح چرخه تبرید پرداخته شده است [12,11]. ابزار کلیدی در این روش، نمودار ترکیبی اگزورزی و نمودار جامع ترکیبی اگزورزی می‌باشد. شکل 1 نحوه ترسیم نمودار ترکیبی اگزورزی و نمودار جامع ترکیبی اگزورزی را نشان می‌دهد. طبق شکل 1، با تغییر محور عمودی (محور دما) در نمودار ترکیبی¹ به ضریب کارنو² $(\eta_c = 1 - T_0/T)$ ، نمودار ترکیبی اگزورزی³ به دست می‌آید و با انتقال سطح محصور در نمودار ترکیبی اگزورزی در راستای محور افقی، نمودار جامع ترکیبی اگزورزی⁴ به دست می‌آید. لینهوف و ژول [11] بر اساس آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی به این نتیجه رسیدند که تغییرات مساحت محصور بین جریان‌های گرم و سرد در نمودار ترکیبی اگزورزی با تغییرات توان مصرفی چرخه تبرید متناسب است. رابطه (1)، ارتباط بین تغییرات توان مصرفی چرخه تبرید را با تغییرات مساحت محصور در نمودار ترکیبی اگزورزی نشان می‌دهد.

$$\Delta \dot{W} = \frac{1}{\eta_{ex}} \times \Delta(\sigma T_0)_{HEN} \quad (1)$$

که در رابطه فوق، $\Delta \dot{W}$ تغییرات توان مصرفی بعد از تغییر سطوح دمایی اواپراتورها، η_{ex} راندمان اگزورژتیک چرخه تبرید پیش از تغییر سطوح دمایی و $\Delta(\sigma T_0)_{HEN}$ نشان دهنده تغییرات سطح محصور در نمودار ترکیبی اگزورزی قبل و بعد از تغییر سطوح دمایی می‌باشد. مطابق شکل 2، در بهینه‌سازی چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی، هدف کمینه کردن سطح محصور در نمودار ترکیبی اگزورزی با تغییر آزادانه سطوح دمایی اواپراتورها می‌باشد. محدودیت اصلی که در روش آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی وجود دارد و در تحقیقات گذشته به آن اشاره نشده این است که نمودار جامع ترکیبی اگزورزی قابلیت در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی اجزاء چرخه تبرید از جمله کمپرسورها و مبدل‌های حرارتی را ندارد. به عنوان نمونه، دبی ورودی به کمپرسور باید در یک محدوده مجاز و بین حد سرج و حد خفگی واقع باشد یا نسبت فشار در یک کمپرسور دورانی با دبی عبوری از

قیودی از جمله قیود اقتصادی و ترمودینامیکی را در نظر گرفتند ولی در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی کمپرسورها و مبدل‌های حرارتی در این مطالعه مغفول مانده است.

خدایی و همکاران [19] با استفاده از الگوریتم ژنتیک به بهینه‌سازی چرخه تبرید سه مرحله‌ای در یکی از واحدهای مایع‌سازی گاز پرداختند. در این تحقیق سطوح فشاری تمامی اواپراتورها به همراه چندین پارامتر دیگر که مجموعاً 13 پارامتر را تشکیل می‌دادند به عنوان پارامترهای طراحی معرفی شدند و با تغییر این پارامترها و در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی کمپرسورها و مبدل‌های حرارتی توان مصرفی چرخه تبرید با استفاده از الگوریتم ژنتیک، کمینه شده است. به دلیل بهینه‌سازی مقیدی که آن‌ها انجام دادند، نقاط عملکردی تمامی کمپرسورها بعد از بهینه‌سازی در محدوده عملکردی مجاز قرار گرفت و شرط حداقل اختلاف دمایی نیز در مبدل‌های حرارتی برقرار است. اما لازم به ذکر است که نقطه ضعف روش‌های ریاضی بهینه‌سازی نظیر الگوریتم ژنتیک این است که طراح، درک تصویری مناسبی از نقطه بهینه به دست آمده نسبت به حالت پایه ندارد. به دلیل عدم وجود یک درک تصویری از نقطه بهینه و همچنین غیرخطی بودن مسئله بهینه‌سازی، امکان دارد که الگوریتم ژنتیک به نقطه بهینه مطلق دست نیابد و در دام نقاط بهینه محلی، گرفتار آید.

با بررسی دقیق تحقیقات پیشین انجام شده در حوزه بهینه‌سازی چرخه‌های تبرید در صنایع نفت و گاز، می‌توان آن‌ها را به سه دسته کلی تقسیم کرد. دسته اول مطالعاتی هستند که جهت ساده‌سازی مسئله بهینه‌سازی، هیچ یک از محدودیت‌های اجزاء اصلی چرخه تبرید (کمپرسورها و مبدل‌های حرارتی) را در نظر نگرفته‌اند که همین امر باعث غیر کاربردی شدن نتایج حاصل از این مطالعات بر روی چرخه‌های تبرید موجود می‌شود [15-11]. دسته دوم، مطالعاتی هستند که محدودیت‌های عملکردی یکی از دو جزء اصلی چرخه تبرید را در بهینه‌سازی وارد نموده‌اند، ولی به دلیل آنکه محدودیت‌های هر دو جزء به طور همزمان در بهینه‌سازی وارد نشده است امکان غیر عملیاتی بودن نتایج بدست آمده وجود دارد [18-16]. دسته سوم تحقیقاتی هستند که هرچند محدودیت‌های عملکردی هر دو جزء اصلی چرخه تبرید را به طور همزمان در نظر گرفته‌اند، اما از آنجایی که تنها بر مبنای روش‌های ریاضی و بدون ارائه هیچ درک تصویری از ترمودینامیک مسئله و اندرکنش سیستم تبرید با فرایند دمایی اقدام به بهینه‌سازی نموده‌اند، ممکن است فرایند بهینه‌سازی در دام نقاط محلی گرفتار آید [19].

نقص دیگری که در بیشتر تحقیقات در دسترس در این حوزه مشاهده می‌شود، این است که در هیچ یک از آن‌ها اشاره‌ای به متغیرهای مستقل چرخه تبرید نشده است. به عبارتی در این تحقیقات با استفاده از چندین پارامتر غیر مستقل که معمولاً سطوح دمایی (یا فشاری) اواپراتورها انتخاب می‌شوند، به دنبال بهینه‌سازی توان مصرفی چرخه تبرید هستند. اما برای دستیابی به نقطه بهینه مطلق، لازم است که ابتدا پارامترهای مستقل چرخه شناسایی شده و سپس چرخه تبرید نسبت به این پارامترها بهینه‌شود.

هدف اصلی در این مقاله ارائه یک روش تلفیقی بر مبنای اصول ترمودینامیکی و تکنولوژی پینچ جهت کمینه‌سازی توان مصرفی چرخه‌های تبرید چندمرحله‌ای موجود با در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی تمامی اجزاء می‌باشد. نکته حائز اهمیت این است که در این مقاله ارتباط میان چرخه تبرید و هسته فرایندی مدنظر قرار گرفته شده است و به عبارتی بهینه‌سازی چرخه تبرید با در نظر گرفتن اندرکنش آن با هسته فرایند و شبکه مبدل‌های حرارتی صورت گرفته است. در این مقاله بعد از نوشتن

¹ Composite Curve (CC)

² Carnot Factor

³ Exergy Composite Curve (ECC)

⁴ Exergy Grand Composite Curve (EGCC)

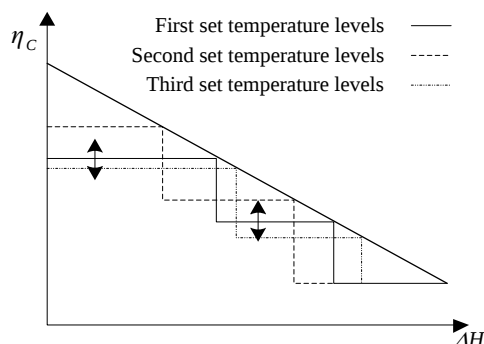


Fig. 2 Optimization of multi-stage refrigeration cycles based on the combined pinch and exergy analysis

شکل 2 بهینه سازی چرخه های تبرید چند مرحله ای بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی

3- محدودیت های عملکردی اجزاء چرخه های تبرید تراکمی

1-3- کمپرسورهای دورانی

برای پیش بینی رفتار کمپرسورهای دورانی در شرایطی غیر از شرایط طراحی، شرکت سازنده منحنی های عملکردی کمپرسور¹ را ارائه می کند که یک نمونه از این منحنی ها در شکل 3 نشان داده شده است. محور افقی این منحنی نشان دهنده نرخ دبی حجمی ورودی به کمپرسور (ظرفیت کمپرسور) و محور عمودی نشان دهنده نسبت فشار خروجی به فشار ورودی به کمپرسور می باشد. در شرایطی غیر از شرایط طراحی، با معلوم بودن دو پارامتر از سه پارامتر نرخ دبی ورودی به کمپرسور، سرعت دورانی و نسبت فشار، می توان پارامتر سوم را از منحنی عملکردی کمپرسور بدست آورد.

در این نمودار برای هر سرعت دورانی، یک نقطه حداقل و یک نقطه حداکثر ظرفیت وجود دارد که به نقطه حداکثر ظرفیت، نقطه خفگی² و به نقطه حداقل ظرفیت، نقطه سرج³ گفته می شود. با اتصال نقاط سرج در دوره های مختلف خط حد سرج⁴ و با اتصال نقاط استال در دوره های مختلف خط حد خفگی⁵ بدست می آید. در صورتیکه نقطه عملکردی که برای یک کمپرسور به دست می آید در ناحیه مجاز و بین خطوط سرج و خفگی قرار

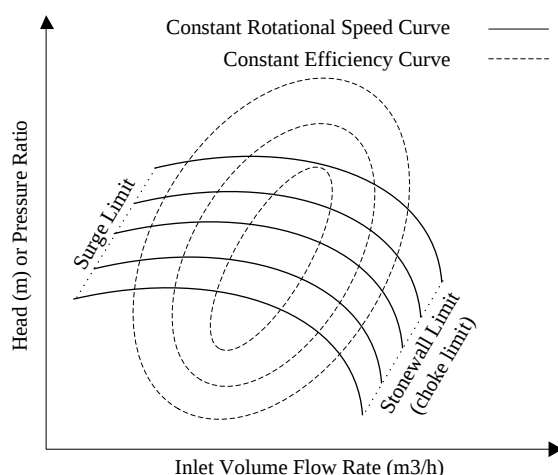


Fig. 3 A centrifugal compressor performance curve

شکل 3 منحنی عملکردی کمپرسور گریز از مرکز

¹ Compressor Performance Map

² Stonewall (Choke)

³ Surge

⁴ Surge Limit

⁵ Stonewall Limit

آن رابطه دارد که این رابطه توسط منحنی عملکردی کمپرسور معلوم می شود. اما در منحنی جامع ترکیبی اگزرژی امکان در نظر گرفتن این محدودیت ها و روابط وجود ندارد، لذا سطوح فشاری بهینه ای که برای چرخه تبرید در این روش بدست می آید، ممکن است در واقعیت و در چرخه موجود عملیاتی نباشد. از این جهت کاربرد منحنی جامع ترکیبی اگزرژی زمانی است که اجزاء چرخه تبرید هنوز انتخاب نشده باشند و طراح با استفاده از این آنالیز، سطوح فشاری مناسب برای چرخه تبرید را به دست آورده و سپس به محاسبه دبی های عبوری از هر یک از مراحل کمپرسور بپردازد. در انتها نیز با نقاط کارکردی بدست آمده برای کمپرسور اقدام به خرید کمپرسور مناسب نماید. به همین دلیل برای بهینه سازی چرخه های تبرید موجود که اجزاء آن از پیش انتخاب شده است، نمی توان از آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی استفاده نمود. محدودیت دیگر این روش، در نظر نگرفتن تاثیر سایر پارامترها از جمله دبی ماکزیمم چرخه تبرید و سرعت دورانی کمپرسورها (که نقش مهمی بر روی توان مصرفی چرخه تبرید دارد) در بهینه سازی می باشد. به عبارتی در این روش تنها چرخه تبرید نسبت به سطوح دمایی اواپراتورها بهینه می شود. به منظور نشان دادن ناکارآمدی آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی در دستیابی به نقطه بهینه مطلق و عملیاتی بر روی چرخه های موجود، در بخش 7 تحقیق حاضر، چرخه تبرید یکی از واحدهای مایع سازی گاز در ایران با استفاده از این روش بهینه خواهد شد.

در ادامه پس از اشاره به محدودیت های عملکردی دو جزء اصلی چرخه های تبرید یعنی کمپرسورها و مبدل های حرارتی به معرفی روش تلفیقی بر مبنای اصول ترمودینامیکی و تکنولوژی پینچ جهت بهینه سازی عملیاتی چرخه های تبرید چند مرحله ای پرداخته خواهد شد.

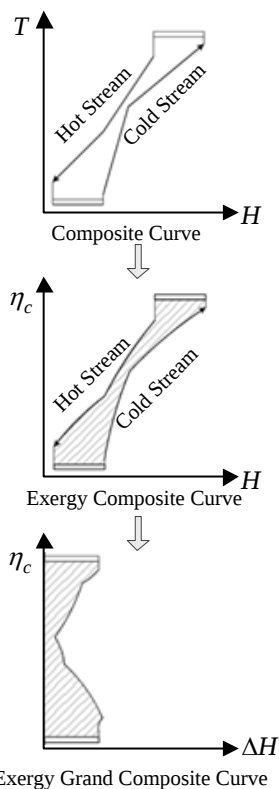


Fig. 1 The way of obtain Exergy Grand Composite Curve from Composite Curve [14]

شکل 1 نحوه به دست آوردن نمودار جامع ترکیبی اگزرژی از روی نمودار ترکیبی جریان های گرم و سرد [14]

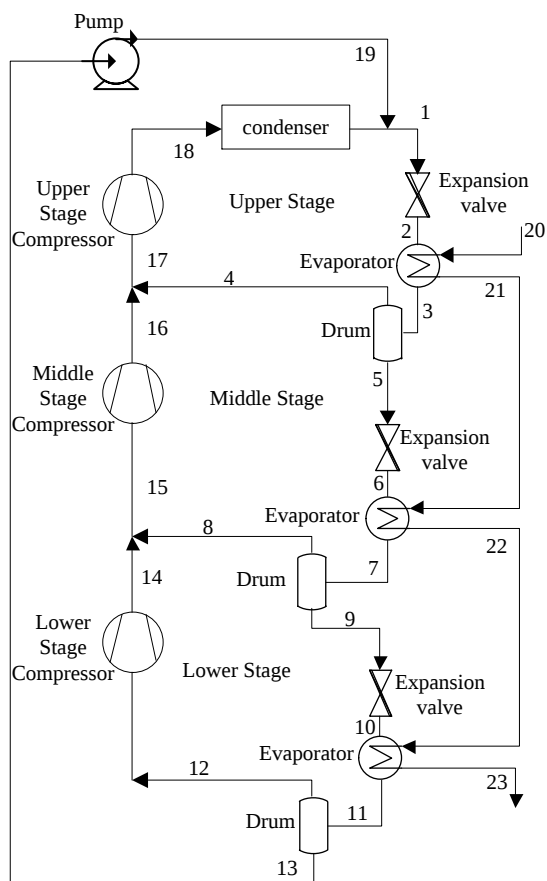


Fig. 4 A typical three-stage refrigeration cycle

شکل 4 یک چرخه تبرید سه طبقه ای

جدول 1 معادلات حاکم بر اجزای چرخه تبرید سه طبقه

Table 1 governing equations for the components of the three-stage refrigeration cycle

جزء	طبقه	معادله حاکم
شیر اختناق	طبقه بالا	$h_2 = h_1$
	طبقه میانی	$h_6 = h_5$
	طبقه پایین	$h_{10} = h_9$
اوپراتور	طبقه بالا	$\dot{m}_{20} \times (h_{20} - h_{21}) = \dot{m}_1 \times (h_3 - h_2)$
	طبقه میانی	$\dot{m}_{20} \times (h_{21} - h_{22}) = \dot{m}_5 \times (h_7 - h_6)$
	طبقه پایین	$\dot{m}_{20} \times (h_{22} - h_{23}) = \dot{m}_9 \times (h_{11} - h_{10})$
کمپرسور	طبقه بالا	$\dot{W}_c = \dot{m}_{17} \times (h_{18} - h_{17})$
	طبقه میانی	$\dot{W}_c = \dot{m}_{15} \times (h_{16} - h_{15})$
	طبقه پایین	$\dot{W}_c = \dot{m}_{12} \times (h_{14} - h_{12})$

طبقه بالایی باید به نحوی انتخاب شوند که نقطه کارکرد این کمپرسور در ناحیه مجاز منحنی عملکردی آن قرار بگیرد. از طرفی، نسبت فشار در دو سمت شیر اختناق³ با نسبت فشار کمپرسور همان طبقه برابر خواهد بود. بنابراین با دانستن فشار ورودی، نسبت فشار و آنتالپی ورودی به شیر اختناق، حالت ترمودینامیکی جریان خروجی از شیر اختناق معلوم می شود. پروفیل تغییرات دمای جریان های گرم و سرد در اوپراتور طبقه بالایی در شکل 5 نشان داده شده است. طبق شکل 5، دمای جریان 21 از رابطه (3) بدست می آید.

گرفته باشد، کمپرسور می تواند با این شرایط کار کند و در غیر این صورت باعث صدمه دیدن کمپرسور و ناپایداری آن می شود. در نتیجه در بهینه سازی چرخه های تبرید باید این محدودیت عملکردی کمپرسورها نیز در نظر گرفته شود.

2-3- مبدل های حرارتی

در نمودار دما-آنتالپی یک مبدل حرارتی، نقطه ای که در آن دو منحنی سرد و گرم کمترین اختلاف دمایی را با یکدیگر دارند را اصطلاحاً نقطه پینچ می نامند. اختلاف دمای محدود مبدل حرارتی¹ بیشتر باشد، هرچه اختلاف دمای بین جریان های گرم و سرد در یک مبدل حرارتی بیشتر باشد، تخریب انرژی و در نتیجه مصرف انرژی بیشتر خواهد بود. بنابراین محدودیت عملکردی در مبدل های حرارتی این است که اختلاف دمای بین جریان گرم و سرد نباید از حداقل اختلاف دمای محدود مجاز مبدل حرارتی کمتر باشد.

4- متغیر های مستقل چرخه های تبرید چند مرحله ای

به منظور ارائه روشی برای بهینه سازی عملیاتی چرخه های تبرید چند مرحله ای، ابتدا باید متغیر های مستقل چرخه های تبرید چند مرحله ای را شناسایی نمود. برای معرفی متغیر های مستقل، یک چرخه تبرید سه مرحله ای مطابق شکل 4 در نظر گرفته شده است. جدول 1 معادلات حاکم بر هر یک از اجزاء چرخه تبرید سه مرحله ای را نشان می دهد. این معادلات به سادگی و با نوشتن معادلات بقای جرم و انرژی برای هر یک از اجزاء چرخه تبرید بدست می آید. بعد از نوشتن معادلات حاکم بر تمامی اجزاء چرخه تبرید سه مرحله ای و در نظر گرفتن قیود عملکردی کمپرسورها و مبدل های حرارتی، سه متغیر مستقل چرخه تبرید مشخص خواهد شد که عبارتند از:

متغیر مستقل 1: دبی جرمی بیشینه چرخه تبرید ($\dot{m}_{\max} = \dot{m}_1$)

متغیر مستقل 2: سرعت دورانی کمپرسورها

متغیر مستقل 3: نسبت فشار در کمپرسور طبقه بالایی

به دلیل آنکه گاز خوراک (جریان شماره 20) از خارج از واحد تامین می شود، لذا دبی جرمی، دما و فشار آن از خارج از مسئله به ما تحمیل می شود و جزء معلومات مسئله هستند. همچنین به دلیل قرار گرفتن طبقات مختلف کمپرسورهای چند مرحله ای بر روی یک محور، تمامی طبقات کمپرسور دارای سرعت دورانی یکسانی هستند. در ادامه توضیحاتی در خصوص اثبات مستقل بودن متغیر های فوق الذکر و چگونگی تعیین سایر پارامترهای چرخه تبرید بر اساس این سه متغیر مستقل ارائه خواهد شد.

1-4- آنالیز طبقه بالایی چرخه تبرید

چرخه تبرید شکل 4 را در نظر بگیرید. دمای چگالش² چرخه تبرید در حداکثر ظرفیت تبرید باید به میزان حداقل اختلاف دمای محدود کندانسور ($\Delta T_{\min, \text{cond}}$) از دمای سیال خنک کننده، بیش تر باشد. بنابراین دمای چگالش از رابطه (2) بدست می آید.

$$T_{\text{Condenser}} = T_0 + \Delta T_{\min, \text{cond}} \quad (2)$$

با محاسبه فشار اشباع در دمای چگالش، فشار کندانسور بدست می آید. دبی جرمی عبوری از کمپرسور طبقه بالایی را می توان با داشتن نسبت فشار (متغیر مستقل 3)، سرعت دورانی (متغیر مستقل 2) و منحنی عملکردی آن (قید عملکردی تجهیز) بدست آورد. نسبت فشار و سرعت دورانی کمپرسور

³ Throttle Valve (Expansion Valve)

¹ Minimum Temperature Difference Approach (MTDA)

² Condensation temperature

(الف) در کمپرسورهای چندمرحله‌ای، نه تنها نقاط عملکردی هریک از طبقات می‌بایست در داخل محدوده مجاز منحنی عملکرد آن واقع شود (ابطه 14)، بلکه می‌بایست بر روی منحنی‌های عملکردی با سرعت یکسان

شکل 5 تغییرات دمایی جریان‌ها در اوپراتور طبقه بالایی

حرارتی در این چرخه استفاده شده است که از نوع مبدل کتری شکل² هستند. این نوع مبدل ها دارای دو خروجی هستند که یکی از آن ها در فاز بخار و دیگری در فاز مایع می باشد. برای جلوگیری از ورود قطرات آب و آسیب دیدن پره های کمپرسور، فاز بخار خروجی از این مبدل های حرارتی پیش از ورود به کمپرسور از درام (یا اکونومایزر) عبور داده می شود. فاز مایع نیز جهت کاهش دما وارد یک شیر اختناق شده و تا فشار مورد نظر منبسط می شود.

مطابق شکل 6، این چرخه دارای سه سطح حرارتی با دماهای 17.7°C، 15.1°C و 40.8°C است که تمام برودت لازم برای مایع سازی گاز پروپان را تامین می کند. مبرد پروپان در حالت بخار اشباع در سطوح دمایی 40.8°C، 15.1°C و 17.7°C به ترتیب از ظرف های D-101، D-102 و D-103 توسط کمپرسورهای K-101، K-102 و K-103 مکیده می شود و تا فشار 2170 kPa متراکم می شود. مبرد بخشی از حرارت خود را در کندانسور هوا خنک AC-101 به محیط دفع کرده و با مایع خروجی از پمپ مخلوط می شود و به دمای 60°C می رسد. در ادامه مبرد با عبور از شیر خفگی EV-103 وارد مبدل حرارتی E-103 می شود و با دریافت حرارت از جریان پروپان، دمای پروپان را تا 20.7°C کاهش می دهد. مبرد مایع خروجی از مبدل حرارتی E-103 پس از عبور از شیر خفگی EV-102 وارد مبدل حرارتی E-102 می شود و با دریافت حرارت از جریان پروپان، دمای پروپان را تا 12°C کاهش می دهد. مجدداً مبرد مایع خروجی از مبدل حرارتی E-102 پس از عبور از شیر خفگی EV-101 وارد مبدل حرارتی E-101 می شود. در این مبدل حرارتی دمای پروپان تا 37.8°C کاهش می یابد. جدول 2 اطلاعات حرارتی جریان های فرایندی در چرخه تبرید پروپان را نشان می دهد. مطابق مدارک فنی موجود در واحد، حداقل اختلاف دمای محدود مبدل های حرارتی این چرخه تبرید برابر با 3 درجه سانتی گراد و منحنی عملکردی هر یک از طبقات کمپرسور نیز مطابق شکل های 7 تا 9 می باشد. در بخش های بعدی به منظور نشان دادن برتری روش تلفیقی ارائه شده در این مقاله نسبت به روش مرسوم آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی، نتایج بهینه سازی حاصل از روش تلفیقی با نتایج حاصل از روش آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی بر روی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع ارائه و مقایسه خواهد شد. لازم به ذکر است که در بخش های بعدی وضعیت چرخه تبرید پیش از بهینه سازی به طور اختصار با "حالت پایه"، چرخه تبرید بعد از بهینه سازی بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی با "حالت A" و چرخه تبرید بعد از بهینه سازی بر مبنای روش تلفیقی ارائه شده با "حالت B" نشان داده می شود.

7- بهینه سازی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع با استفاده از

روش مرسوم آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی

در این بخش از آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی برای بهینه سازی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع استفاده شده است. همان طور که در بخش 2 اشاره شد، در این روش هدف حداقل نمودن سطح محصور در نمودار ترکیبی اگزرژی با تغییر آزادانه سطوح دمایی اواپراتورها می باشد. شکل 10 نمودار ترکیبی اگزرژی مربوط به چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع را برای حالت پایه (حالت موجود) و حالت A (حالت بهینه شده بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی) نشان می دهد. اطلاعات مربوط به سطوح دمایی و بار حرارتی اواپراتورهای چرخه تبرید برای هر دو حالت در جدول 3 آورده شده است. برای محاسبه تغییرات توان مصرفی چرخه تبرید بعد از جابه جایی سطوح

نیز واقع شوند زیرا در کمپرسورهای چند مرحله ای طبقات مختلف بر روی یک شفت واحد قرار گرفته اند و به همین دلیل دارای سرعت مشابه می باشند (رابطه (15)).

$$Q_i^{V, Surge} \leq Q_i^V \leq Q_i^{V, Choke} \quad i = 1, 2, \dots, N \quad (14)$$

$$CRS_i = CRS_j \quad i, j = 1, 2, \dots, N, \quad i \neq j \quad (15)$$

در رابطه (14)، Q_i^V دبی حجمی ورودی به کمپرسور طبقه i ، $Q_i^{V, Surge}$ حداقل دبی حجمی مجاز کمپرسور طبقه i و $Q_i^{V, Choke}$ حداکثر دبی حجمی مجاز کمپرسور طبقه i می باشند. بالانویس V نیز نشان دهنده سرعت دورانی کمپرسور می باشد. CRS_i و CRS_j در رابطه (15) نیز به ترتیب نشان دهنده سرعت های دورانی طبقات i و j کمپرسور هستند.

ب) اختلاف دمای بین جریان های گرم و سرد در مبدل های حرارتی بزرگتر و یا مساوی حداقل اختلاف دمای محدود (ΔT_{min}) آن مبدل حرارتی باشد (رابطه (16)).

$$T_{hot,m} - T_{cold,m} \geq \Delta T_{min,m} \quad m = 1, 2, \dots, M \quad (16)$$

که M تعداد مبدل های حرارتی، $\Delta T_{min,m}$ حداقل اختلاف دمای محدود در مبدل حرارتی m -م و $T_{hot,m}$ و $T_{cold,m}$ نیز به ترتیب نشان دهنده دمای جریان سرد و جریان گرم در مبدل حرارتی m -م می باشند.

6- معرفی فرایند دمایی مورد مطالعه در تحقیق حاضر

1-6- واحد تولید پروپان مایع

برای صادرات گاز در مقیاس های بالا، معمولاً از روش مایع سازی گاز استفاده می شود. در واحدهای مایع سازی گاز، برودت مورد نیاز توسط یک چرخه تبرید تامین می شود و سپس گاز مایع شده درون مخازن خاصی ذخیره شده و به مقصد مورد نظر صادر می شود. از آنجا که ساخت مخازن تحت فشار برای ظرفیت های بالا نیازمند هزینه سرمایه گذاری بالایی می باشد، برای پایین آوردن هزینه ساخت مخزن، گاز را در فشار اتمسفریک درون مخزن ذخیره می نمایند. در این مقاله چرخه تبرید یک واحد مایع سازی گاز پروپان که در یکی از پالایشگاه های گاز ایران در حال بهره برداری است، به عنوان مسئله نمونه مورد بررسی قرار گرفته است. دیاگرام جریان فرایند¹ (PFD) چرخه تبرید مورد مطالعه و مشخصات آن در شکل 6 نشان داده شده است. پروپان با دمای 40°C و فشار 2580 kPa از واحدهای بالادست به سمت چرخه تبرید برای مایع سازی فرستاده می شود. مطابق شکل 6، برای این کار در چرخه تبرید از سه مبدل حرارتی E-101، E-102 و E-103 برای کاهش دمای پروپان استفاده می شود. پروپان به ترتیب از مبدل های E-103، E-102 و E-101 عبور می کند و دمای آن در خروج از هر یک از مبدل های حرارتی به ترتیب به 20.7°C، 12°C و 37.8°C می رسد. در انتها با عبور این جریان از شیر اختناق EV-104 فشار آن تا فشار اتمسفریک کاهش می یابد و پروپان مایع خروجی با دمای 42.3°C و فشار 1 atm به سمت مخازن ذخیره سازی هدایت می شود.

2-6- چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع

سیستم تبرید واحد تولید پروپان مایع، یک چرخه تبرید با سه سطح دمایی است که مبردی که در این چرخه جریان دارد نیز گاز پروپان می باشد. مبرد پروپان پس از عبور از اواپراتورهای چرخه، متناسب با فشار متناظر با هر سطح دمایی وارد یکی از مراحل کمپرسور می شود. همچنین کمپرسوری که در این واحد استفاده شده است، یک کمپرسور گریز از مرکز سه مرحله ای می باشد که طبقات مختلف آن بر روی یک شفت واحد قرار دارند. سه مبدل

² Kettle type heat exchanger

¹ Process Flow Diagram

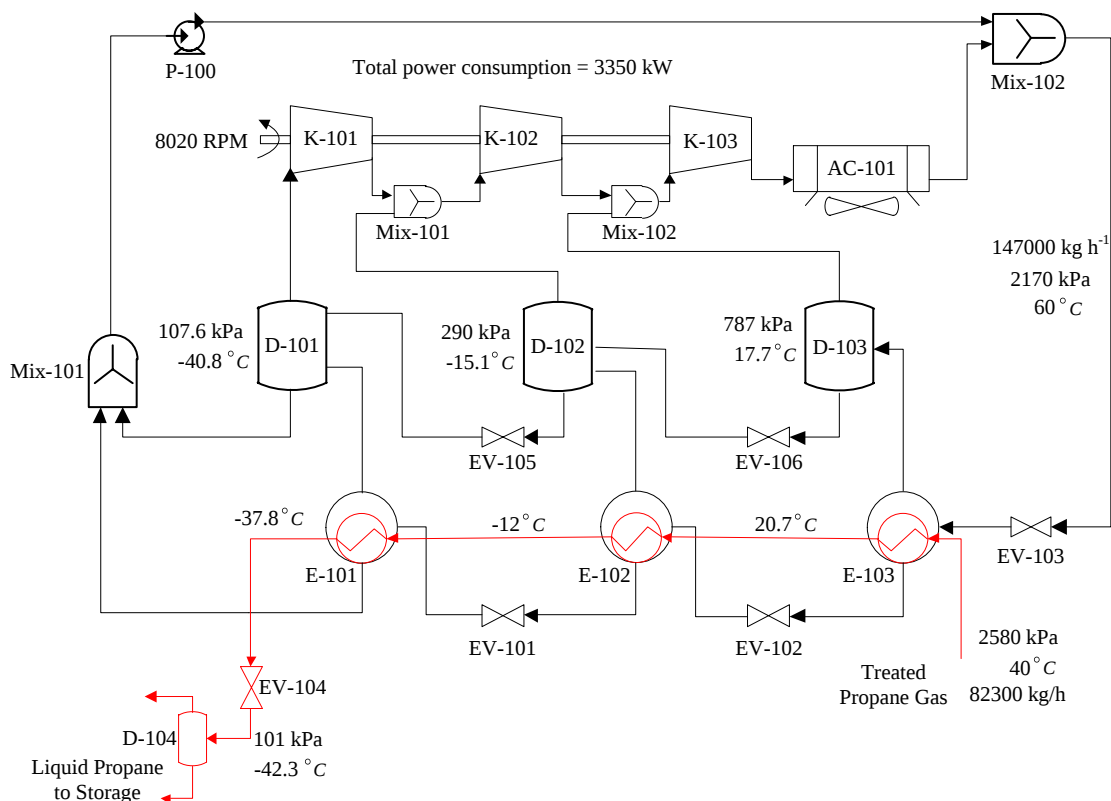


Fig. 6 The flow diagram of three-stage refrigeration cycle used in a propane liquefaction plant (Base case)

شکل 6 دیاگرام جریان چرخه تبرید سه طبقه به کار رفته در واحد مایع‌سازی گاز پروپان (حالت پایه)

همان‌طور که مشاهده می‌شود، نقاط عملکردی طبقات مختلف کمپرسور نه تنها بر روی منحنی‌های عملکردی با سرعت‌های دورانی یکسان قرار ندارند، بلکه نقطه عملکردی کمپرسور طبقه پایینی نیز در محدوده مجاز قرار ندارد.

جدول 3 اطلاعات مربوط به سطوح دمایی و بارحرارتی اواپراتورهای چرخه تبرید برای حالت پایه و حالت A.

حالت پایه			حالت A			سطح دمایی
دما (°C)	فشار (kPa)	بار حرارتی (kW)	دما (°C)	فشار (kPa)	بار حرارتی (kW)	
17.7	787	1258	-37.8	107.6	1300	E-103
-15.1	290	1896	-12	290	1459	E-102
-40.8	107.6	1347	-42.3	101	1741	E-101

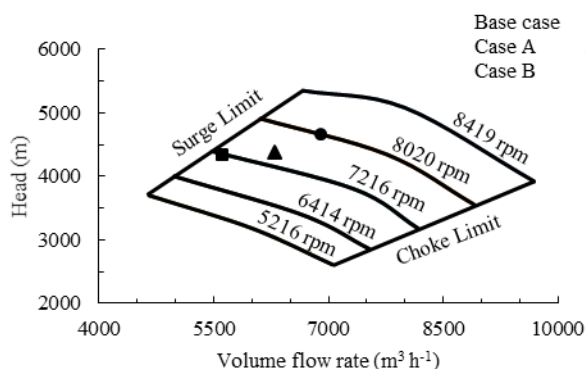


Fig. 7 Performance curve of upper stage compressor (K-101)

شکل 7 منحنی عملکردی کمپرسور طبقه بالایی (K-101)

دمایی، از رابطه (1) که توسط لینهوف و ژول [11] ارائه شد، استفاده نموده‌ایم. مقادیر مربوط به توان مصرفی به همراه مساحت محصور در نمودار ترکیبی اگزورزی برای حالت پایه و حالت A در جدول 4 نشان داده شده است. همان‌طور که ملاحظه می‌شود، با پیاده‌سازی آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی بر روی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع، توان مصرفی به میزان 9.6 درصد کاهش یافته است.

به منظور بررسی عملیاتی بودن نتایج حاصل از بهینه‌سازی بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزورزی، نقاط عملکردی طبقات مختلف کمپرسور برای حالت قبل و بعد از بهینه‌سازی در شکل‌های 7 تا 9 نشان داده شده‌اند.

جدول 2 اطلاعات جریان‌های فرایندی چرخه تبرید پروپان برای حالت پایه

Table 2 process streams data of propane refrigeration cycle for the base case

تغییرات آنتالپی (kW)	دمای سیال خنک‌کن (°C)	اطلاعات دمایی جریان پروپان ورودی
1258	17.7	E-103: 40°C → 20.7°C
1895	-15.1	E-102: 20.7°C → -12°C
1347	-40.8	E-101: -12°C → -37.8°C
0.0	—	EV-104: -37.8°C, 2580KPa → -42.3°C, 101KPa

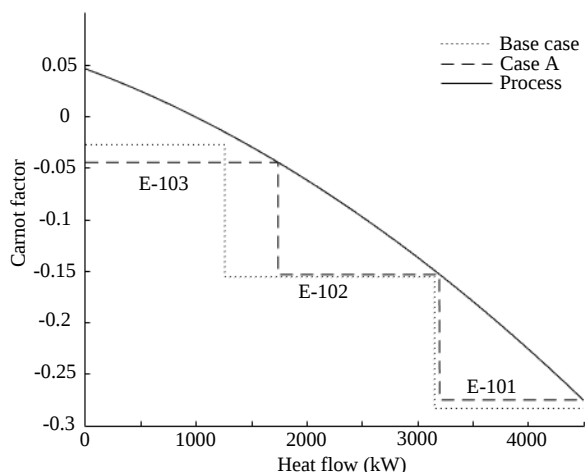


Fig. 10 Exergy composite curve of the propane refrigeration cycle for the base case and case A

شکل 10 نمودار ترکیبی اگزرژی واحد تبرید واحد تولید پروپان مایع برای حالت پایه و حالت A.

می‌توان چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع را شبیه‌سازی نمود. در این مقاله از نرم‌افزار اسپن هایسیس¹ نسخه 8.3 برای شبیه‌سازی استفاده شده است. برای اینکه محدودیت‌های عملکردی اجزاء در شبیه‌سازی وارد شوند، باید منحنی‌های عملکردی مربوط به هریک از طبقات کمپرسور و همچنین حداقل اختلاف دمای محدود هریک از مبدل‌های حرارتی به نرم‌افزار داده شود. به عبارتی با این کار محدودیت‌های عملکردی هریک از اجزاء در نظر گرفته می‌شود. از معادله حالت پنگ-رابینسون² برای تعیین خواص ترمودینامیکی جریان‌ها استفاده شده است. این معادله حالت برای پیش‌بینی خواص ترمودینامیکی جریان‌های دوفاز مایع-بخار دقت بالایی دارد و در بسیاری از مقالات مورد استفاده قرار گرفته است [14].

در این مقاله از بهینه‌ساز داخلی نرم افزار هایسیس و از روش برنامه‌ریزی درجه دوم متوالی در کمینه‌سازی مقید توان مصرفی چرخه تبرید مسئله نمونه استفاده شده است. مزیت این روش نسبت به سایر روش‌های موجود در نرم افزار هایسیس، قابلیت در نظر گرفتن قیود مساوی و نامساوی و همچنین دقت بالای آن در کمینه‌سازی تابع هدف می‌باشد [20]. به این منظور تنها لازم است متغیرهای مستقل به عنوان متغیرهای بهینه‌سازی انتخاب شده و تابع هدف نیز مطابق رابطه (13)، توان مصرفی ویژه چرخه تبرید در نظر گرفته شود. از طرف دیگر با وارد کردن روابط (14) تا (16) قیود عملکردی اجزاء را نیز در بهینه‌سازی لحاظ نموده‌ایم. جدول 5، سه متغیر مستقل چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع را به همراه توان مصرفی ویژه چرخه تبرید برای حالت پایه و حالت B (حالت بهینه شده بر مبنای روش تلفیقی ارائه شده) نشان می‌دهد. نسبت فشار، دبی جرمی عبوری و سرعت دورانی هریک از طبقات کمپرسور برای حالت پایه و حالت B نیز در جدول 6 آورده شده است. مطابق جدول 5، مشاهده می‌شود که با توجه به در نظر گرفتن محدودیت‌های عملکردی اجزاء، توان مصرفی ویژه این چرخه تبرید به میزان 15.4٪ کاهش یافته است. برای نشان دادن بهتر پارامترهای ترمودینامیکی چرخه بعد از بهینه‌سازی (حالت B)، مجدداً دیاگرام جریان فرایند (PFD) چرخه تبرید مسئله نمونه برای این حالت در شکل 11 نشان داده شده است.

¹ Aspen HYSYS

² Peng-Robinson

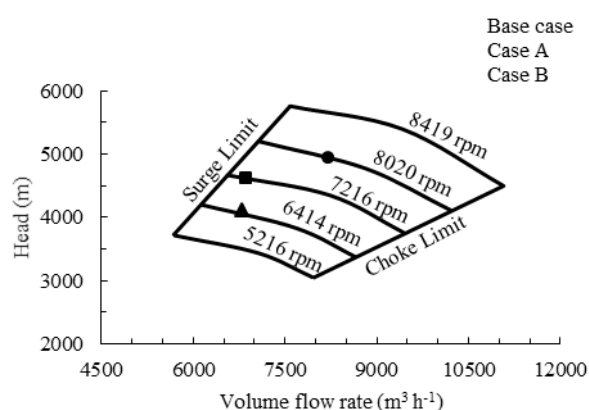


Fig. 8 Performance curve of middle stage compressor (K-102)

شکل 8 منحنی عملکردی کمپرسور طبقه میانی (K-102)

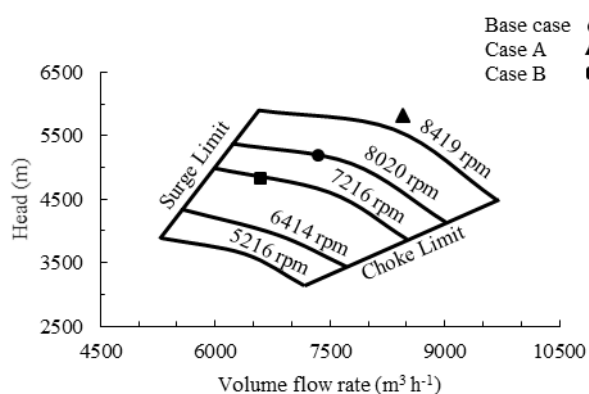


Fig. 9 Performance curve of lower stage compressor (K-103)

شکل 9 منحنی عملکردی کمپرسور طبقه پایینی (K-103)

جدول 4 توان مصرفی چرخه تبرید و مساحت محصور در نمودار ترکیبی اگزرژی برای حالت پایه و حالت A.

Table 4 Power consumption of the refrigeration cycle and the enclosed area in exergy composite curve for the base case and case A

اختلاف (%)	حالت پایه	حالت A
راندمان اگزروتیک چرخه تبرید (%)	21	-
مساحت محصور در نمودار ترکیبی اگزرژی (kW)	300.3	232.4
توان مصرفی چرخه تبرید (kW)	3350	3027

بنابراین کمپرسورهای چرخه تبرید با سطوح دمایی به‌دست آمده در واقعیت نمی‌توانند کار کنند و به عبارتی، این سطوح دمایی برای چرخه تبرید عملیاتی نمی‌باشند. بنابراین نمی‌توان آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی را به عنوان روشی مناسب برای بهینه‌سازی چرخه‌های تبرید در حال استفاده در نظر گرفت.

8- بهینه‌سازی عملیاتی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع با استفاده از روش تلفیقی

در این بخش توانمندی دیدگاه تلفیقی ارائه شده در این تحقیق برای بهینه‌سازی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع نمایانده می‌شود. با استفاده از اطلاعات مربوط به جریان‌های فرایندی که در بخش 6 توضیح داده شد،

جدول 7 اطلاعات جریان های فرایندی چرخه تبرید پروپان برای حالت B
Table 7 process streams data of propane refrigeration cycle for the case B

اطلاعات دمایی جریان پروپان ورودی	دمای سیال خنک کن (°C)	تغییرات آنتالپی (kW)
	17.2	1289
	-13.6	1788
	-38.3	1298
	—	0.0

لذا با توجه به نتایج فوق می توان بیان نمود که روش تلفیقی ارائه شده در این مقاله با در نظر گرفتن محدودیت های عملکردی دو جزء اصلی چرخه های تبرید و همچنین بهینه سازی چرخه نسبت به تمامی پارامترهای مستقل، می تواند به عنوان روشی کارآمد در بهینه سازی عملیاتی چرخه های مشابه مورد استفاده قرار بگیرد.

9- نتیجه گیری

ارائه یک روش عملیاتی از تلفیق دیدگاه های ترمودینامیکی و تکنولوژی پینچ به منظور کمینه سازی توان مصرفی چرخه های تبرید چند مرحله ای موجود با در نظر گرفتن محدودیت های عملکردی اجزاء سیستم تبرید و اندرکنش آن با هسته فرایندی دماپایین، هدف اصلی تحقیق حاضر است. در این راستا ابتدا محدودیت های عملکردی اجزاء چرخه های تبرید از جمله کمپرسورها و مبدل های حرارتی بررسی شد و سپس متغیرهای مستقل در کمینه سازی توان مصرفی چرخه های تبرید چند مرحله ای معرفی شدند و اثبات شد که نمی توان سطوح دمایی اواپراتورهای چرخه های تبرید چند طبقه ای را در فرایندهای دماپایین موجود به عنوان متغیرهای مستقل در نظر گرفت و به منظور کاهش توان مصرفی، آزادانه این سطوح دمایی را تغییر داد (روشی که در اغلب تحقیقات پیشین از آن استفاده شده است). به منظور نشان دادن برتری روش ارائه شده در این مقاله نسبت به روش مرسوم آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی، چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع با استفاده از هر دو روش بهینه شد. در بهینه سازی بر مبنای آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی، تنها با تغییر سطوح دمایی اواپراتورها، توان مصرفی چرخه به میزان 9.5٪ کاهش داده شد، ولی به دلیل آنکه نقاط عملکردی طبقات مختلف کمپرسور بعد از بهینه سازی در محدوده عملکردی مجاز واقع نشدند، نتایج حاصل از این روش قابلیت پیاده سازی بر روی چرخه تبرید را نداشتند. در ادامه با پیاده سازی روش ارائه شده در این تحقیق بر روی چرخه تبرید سه مرحله ای واحد تولید پروپان مایع و در نظر گرفتن تمامی پارامترهای مستقل چرخه (از جمله دبی ماکزیمم مبرد و سرعت دورانی کمپرسورها)، توان مصرفی چرخه تبرید به میزان 16.5٪ کاهش داده شد. ویژگی نقاط کاری بدست آمده پس از بهینه سازی انجام شده بر روی چرخه تبرید آن است که نقاط عملکردی طبقات مختلف کمپرسور در داخل محدوده عملکردی مجاز قرار دارند و

جدول 5 پارامترهای مستقل و توان مصرفی ویژه چرخه تبرید پروپان برای حالت پایه و حالت B

اختلاف (%)	حالت پایه	حالت B
دبی ماکزیمم چرخه (kg/h)	147000	126000
نسبت فشار در کمپرسور فشار بالا	2.76	2.64
سرعت دورانی کمپرسور (rpm)	8020	7216
توان مصرفی بر واحد پروپان مایع تولیدی (توان مصرفی ویژه) (kJ/kg)	150.8	127.6
توان مصرفی چرخه تبرید (kW)	3350	2797

جدول 6 نسبت فشار، نرخ دبی جرمی و سرعت دورانی طبقات مختلف کمپرسور برای حالت پایه و حالت B

Table 6 pressure ratio, mass flow rate and rotational speed of each compressor stage for the base case and case B					
نسبت فشار		دبی جرمی عبوری (kg/h)		سرعت دورانی (rpm)	
حالت پایه	حالت B	حالت پایه	حالت B	حالت پایه	حالت B
کمپرسور طبقه بالایی	2.76	120300	106600	8020	7216
کمپرسور طبقه میانی	2.71	51430	45070	8020	7216
کمپرسور طبقه پایینی	2.70	17590	15830	8020	7216

به منظور بررسی صحت عملکرد کمپرسورهای چرخه تبرید با پارامترهای بهینه، نقاط عملکردی طبقات مختلف کمپرسور برای حالت B در منحنی عملکرد هر یک از طبقات نشان داده شده است (شکل های 7 تا 9). طبق شکل های 7 تا 9 مشاهده می شود که نقاط عملکردی طبقات مختلف کمپرسور در حالت B در داخل ناحیه مجاز در منحنی عملکردشان قرار دارند و در نتیجه کمپرسورها در حالت بهینه بدون بروز هیچ مشکلی می توانند کار کنند. همچنین اطلاعات دمایی مربوط به جریان های فرایندی چرخه تبرید نیز برای حالت B در جدول 7 نشان داده شده است که نشان دهنده در نظر گرفته شدن حداقل اختلاف دمای محدود بین جریان های گرم و سرد در هریک از مبدل های حرارتی می باشد. بنابراین نتایج حاصل از این بهینه سازی در واقعیت نیز بر روی چرخه موجود قابل پیاده سازی می باشد. در نتیجه دیدگاه ارائه شده در این مقاله، می تواند به عنوان یک روش کاربردی در بهینه سازی عملیاتی چرخه های تبرید چند مرحله ای موجود مورد استفاده قرار بگیرد.

مقایسه نتایج حاصل از آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی با نتایج حاصل از روش تلفیقی ارائه شده در این تحقیق، بیانگر این موضوع است که علی رغم در نظر گرفته شدن محدودیت های اجزاء در روش تلفیقی ارائه شده، توان مصرفی به میزان بیش تری نسبت به روش آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی که محدودیت ها را در نظر نمی گیرد، کاهش یافته است. این برتری به آن دلیل است که در روش مرسوم آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرژی، تاثیر دبی جرمی ماکزیمم چرخه تبرید و سرعت دورانی کمپرسورها در فرایند بهینه سازی در نظر گرفته نشده و همین عامل باعث این اختلاف شده است.

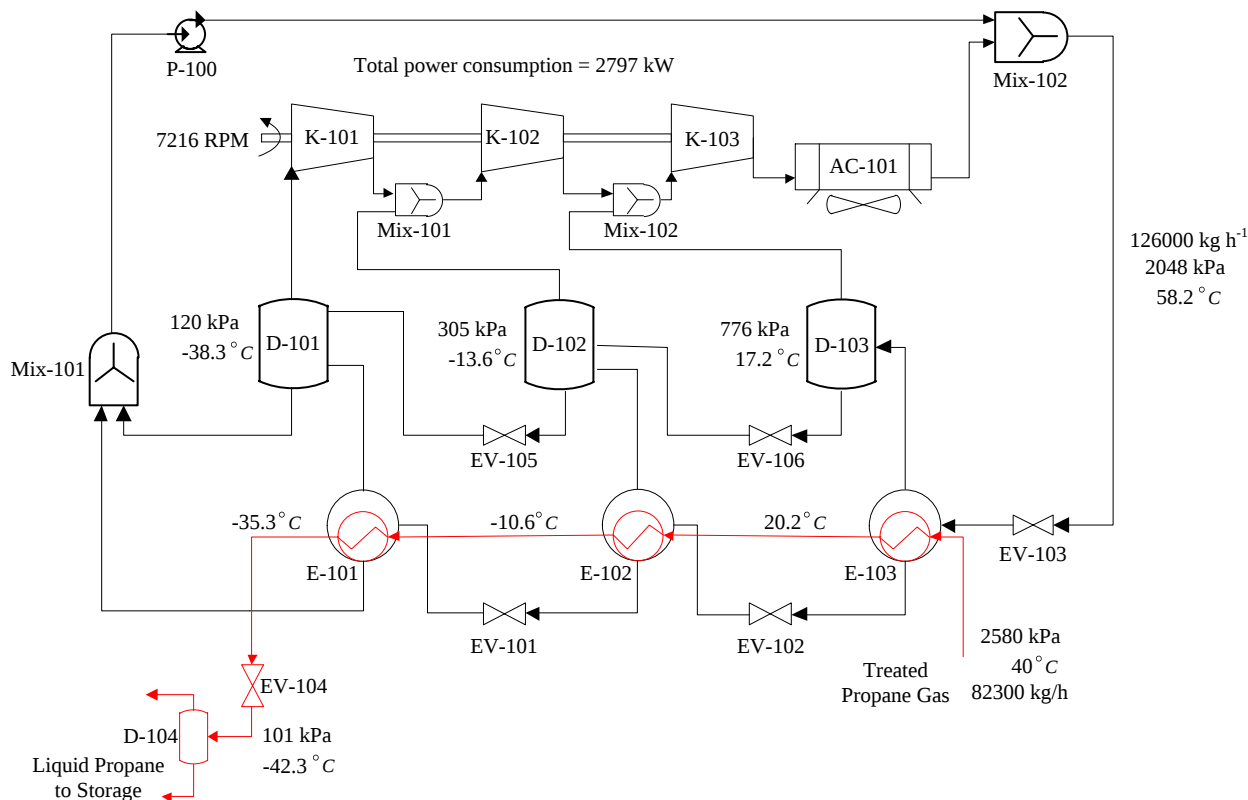


Fig. 11 The flow diagram of three-stage refrigeration cycle used in a propane liquefaction plant (Case B)

شکل 11 دیاگرام جریان چرخه تبرید سه‌مرحله‌ای به کار رفته در واحد مایع‌سازی گاز پروپان (حالت B)

دما (K)	T
دمای محیط (K)	T_0
توان مصرفی کمپرسور (kW)	$\dot{W}_C$
کیفیت بخار	X
حداقل اختلاف دمای محدود مبدل‌های حرارتی (K)	$\Delta T_{\min}$

علائم یونانی

راندمان کارنو	η_c
راندمان اگزرجتیک چرخه تبرید	η_{ex}

بالانویس‌ها

حد خفگی	Choke
حد سرج	Surge
سرعت دورانی کمپرسور	N

زیرنویس‌ها

کندانسور	cond
اواپراتور	evp
طبقه پایینی چرخه تبرید	L
گاز مایع	LG
طبقه بالایی چرخه تبرید	U

11- مراجع

- [1] P. N. Ananthanarayanan, *Basic Refrigeration and Air Conditioning*, Fourth Edition, pp. 15-34, New Delhi: McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2013.
- [2] S. R. Turns, *Thermodynamics: Concepts and Applications*, pp. 575-583, New York: Cambridge University Press, 2006.
- [3] S. Robin, *Chemical Process: Design and integration*, pp. 513-549, England: John Wiley & Sons, 2005.

میزان حداقل اختلاف دمای محدود در هر یک از مبدل‌های حرارتی نیز رعایت شده است. لذا بهینه‌سازی انجام شده بر روی چرخه تبرید واحد تولید پروپان مایع، در واقعیت، قابلیت پیاده‌سازی و اجرا در پالایشگاه‌های گاز موجود را بدون نیاز به تغییرات اساسی در تجهیزات آن دارد. همچنین به دلیل در نظر گرفتن تمامی پارامترهای مستقل چرخه در بهینه‌سازی، ملاحظه شد که علی‌رغم در نظر گرفته شدن محدودیت‌های عملکردی اجزاء در روش ارائه شده، توان مصرفی به میزان بیش‌تری نسبت به روش آنالیز ترکیبی پینچ و اگزرجی که محدودیت‌ها را در نظر نمی‌گیرد، کاهش یافته است.

10- فهرست علائم

AC	کندانسور هوا خنک
CRS	سرعت دورانی کمپرسور (RPM)
D	درام
E	اواپراتور
EV	شیر اختناق
h	آنتالپی ویژه (kJ kg^{-1})
H	آنتالپی (kJ)
h_{fg}	آنتالپی تبخیر (kJ kg^{-1})
K	کمپرسور
Mix	مخلوط‌کن
$\dot{m}$	نرخ دبی جرمی (kg h^{-1})
P	پمپ
Q	دبی حجمی ورودی به کمپرسور ($\text{m}^3 \text{h}^{-1}$)

- [13] A. Arora, S. C. Kaushik, Energy and exergy analyses of a two-stage vapour compression refrigeration system, *International Journal of Energy Research*, Vol. 34, No. 10, pp. 907-923, 2010.
- [14] F. M. Fabrega, J. S. Rossi, J. V. d'Angelo, Exergetic analysis of the refrigeration system in ethylene and propylene production process, *Energy*, Vol. 35, No. 3, pp. 1224-1231, 2010.
- [15] 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.
- [16] M. Montanez-Morantes, M. Jobson, N. Zhang, Operational optimisation of centrifugal compressors in multilevel refrigeration cycles, *Computers & Chemical Engineering*, Vol. 85, No. 1, pp. 188-201, 2016.
- [17] M. S. Khan, M. Lee, Design optimization of single mixed refrigerant natural gas liquefaction process using the particle swarm paradigm with nonlinear constraints, *Energy*, Vol. 49, No. 1, pp. 146-155, 2013.
- [18] J. H. Hwang, M. Roh, K. Y. Lee, Determination of the optimal operating conditions of the dual mixed refrigerant cycle for the LNG FPSO topside liquefaction process, *Computers and Chemical Engineering*, Vol. 49, No. 1, pp. 25-36, 2012.
- [19] M. Khodaei, A. Ashrafizadeh, M. Mafi, Optimization of Propane and Butane Gas Liquefaction Cycle Considering Compressor Technical Limitations using Genetic Algorithm, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 2, pp. 315-324, 2017. (in Persian فارسی)
- [20] Aspen HYSYS operations Guide, pp. 6.12-6.23, Cambridge: Aspen Technology Inc., 2005.
- [4] S. Mokhatab, W. A. Poe, *Handbook of Natural Gas Transmission And Processing*, Second Edition, pp. 353-370, Burlington: Gulf Professional Publishing, 2012.
- [5] M. Mafi, *Development in Mixed Refrigerant Cycles for Separation Systems of Petrochemical Industries and Thermo-Economical Optimization Through Combined Pinch and Exergy Analysis*, PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Khajeh Nasir Toosi University of Technology, Tehran, 2009. (in Persian فارسی)
- [6] M. Amidpour, M. Gougol, *Pinch Technology*, pp. 14-24, Tehran: Jahad Institute Publishing, 2002. (in Persian فارسی)
- [7] S. Mokhatab, J. Y. Mak, J. V. Valappil, D. A. Wood, *Handbook of Liquefied Natural Gas*, pp. 229-238, Boston: Gulf Professional Publishing, 2013.
- [8] X. Xiong, W. Lin, A. Gu, Integration of CO₂ cryogenic removal with a natural gas pressurized liquefaction process using gas expansion refrigeration, *Energy*, Vol. 93, No. 1, pp. 1-9, 2015.
- [9] G. C. Lee, *Optimal Design and Analysis of Refrigeration Systems For Low Temperature Processes*, PhD Thesis, University of UMIST, UK, 2001.
- [10] N. Tahouni, N. Bagheri, J. Towfighi, M. H. Panjeshahi, Improving energy efficiency of an Olefin plant—A new approach, *Energy Conversion and Management*, Vol. 76, No.1, pp. 453-462, 2013.
- [11] B. Linnhoff, V. R. Dhole, Shaftwork targets for low-temperature process design, *Chemical Engineering Science*, Vol. 47, No. 8, pp. 2081-2091, 1992.
- [12] B. Ghorbani, G. R. Salehi, H. Ghaemmaleki, M. Amidpour, M. H. Hamed, Simulation and optimization of refrigeration cycle in NGL recovery plants with exergy-pinch analysis, *Journal of Natural Gas Science and Engineering*, Vol. 7, No. 1, pp. 35-43, 2012.