

شبیه‌سازی حرارتی و بهینه‌سازی سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی

میرهاثف سیدولیلو^۱، سیدفرامرز رنجبر^۲

تاریخ دریافت مقاله:

۹۳/۱۲/۳

تاریخ پذیرش مقاله:

۹۴/۵/۱۲

چکیده:

گاز طبیعی مایع یا LNG به گاز طبیعی اطلاق می‌شود که موقتا برای ذخیره‌سازی یا حمل و نقل در حجم زیاد به مایع تبدیل شده است. در مقاله حاضر سعی شده است با تحلیل ترمودینامیک و همچنین با بررسی پارامتریک مفصلی بر روی چرخه مایع‌سازی گاز طبیعی، نوعی از آنالیز حساسیت بر روی کارکرد این سیستم انجام یافته تا بتوان تاثیر پارامترهای کارکردی سیستم را بر روی عملکرد چرخه مایع‌سازی گاز طبیعی نشان داد. با تحلیل انجام شده مشخص شد که پارامترهایی همچون بازده آیزنتروپیک کمپرسور، کارایی میدل‌های حرارتی، نسبت فشار کمپرسورها و دمای متان تاثیر بسیار چشمگیری بر عملکرد سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی دارند. در نهایت، برای برخورداری از بهترین عملکرد در سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی نیز نتایج بهینه حاصل از تحلیل انجام یافته ارائه شده است.

کلمات کلیدی:

بهینه‌سازی، تحلیل پارامتریک، شبیه‌سازی، گاز طبیعی مایع

S.hatef90@ms.tabrizu.ac.ir

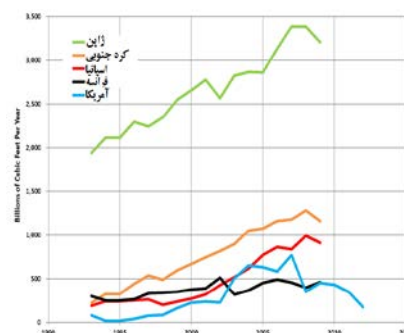
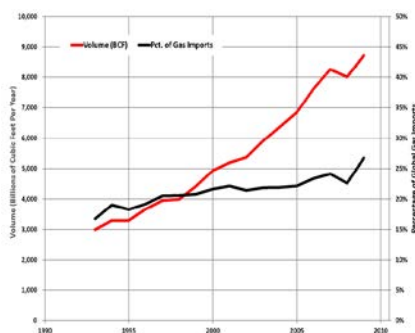
S.ranjbar@tabrizu.ac.ir

(۱) کارشناس ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز (نویسنده مسئول)

(۲) استادیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تبریز

مقدمه

مایع‌سازی گازها در ابعاد بزرگتر بعنوان فناوری کلیدی در زمینه تهیه انرژی و به منظور تامین گسترده منابع انرژی و حمل آنها شناخته شده است. به عنوان مثال، در کشورهایی که صنعت آنها به واردات گاز وابسته می‌باشد (همچون ژاپن، کره جنوبی، اسپانیا، فرانسه و ایالات متحده آمریکا)، مایع‌سازی گاز طبیعی در صنعت این کشورها نقش بسیار حیاتی را بازی خواهد کرد [۷، ۱۲، ۱۳]. در شکل‌های (۱) و (۲) نمودارهای تمایل کشورهای مختلف به واردات گاز طبیعی طی سال‌های ۱۹۹۰ تا ۲۰۰۹ نشان داده شده است. با توجه به این نمودارها، کشور ژاپن وارد کننده بیشترین حجم گاز مایع طبیعی تولید شده در جهان می‌باشد و بیشترین تمایل جهانی به واردات گاز طبیعی مایع مربوط به سال ۲۰۰۹ می‌باشد.



شکل (۱) تمایل به واردات LNG در بین ۵ کشور اصلی وارد کننده شکل (۲) تمایل جهانی به واردات گاز طبیعی مایع شده LNG

مطالعات زیادی بر روی سیستم های مایع کن گاز در جهان صورت گرفته است که در این بخش به مرور برخی از این کارهای ارزشمند می‌پردازیم. برای مطالعه تاریخچه صنعت مایع‌سازی گاز طبیعی لازم به ذکر است که این صنعت از زمان‌های بسیار قدیم مد نظر محققان مختلفی بوده است ولی فرایند ترمودینامیکی جهت مایع‌سازی گاز طبیعی تقریباً از سال ۱۹۷۰ میلادی شروع شده و تلاش‌های زیادی در این زمینه انجام گرفته است تا این فرایند بتواند در صنایع مختلف ایفای نقش موثرتری داشته باشد [۱، ۲، ۵، ۶، ۷، ۹، ۱۰، ۱۱، ۱۲، ۱۳]. اصولاً یک سیستم مایع کن گاز طبیعی شامل تعداد مختلفی از مبدل‌های حرارتی است که با ایجاد ارتباط گرمایی بین گاز طبیعی و مبردهای بخصوصی، دمای گاز طبیعی تصفیه شده را تا دمای حالت مایع آن گاز پایین می‌آورند. برای کاهش توان مورد نیاز برای مایع کردن گاز طبیعی باید سعی نمود تا تولید آنتروپی حاصل از اختلاف دمای بین مبرد و گاز طبیعی را به حداقل مقدار خود رساند. از آنجایی که گاز طبیعی به صورت مخلوطی از هیدروکربن‌های مختلف می‌باشد، به همین دلیل، ظرفیت گرمایی این گاز طی فرایند مایع‌سازی، به صورت قابل ملاحظه‌ای در حال تغییر است. این اتفاق یکی از اصلی‌ترین دلایلی است که محققان را وادار به بهره‌گیری از چرخه‌های تبرید ترکیبی کرده است تا بتوان فرایند مایع‌سازی گاز طبیعی را بهینه کرد.

چانق و همکاران [۱۰] به منظور دست یابی به بازده های بهتر و بالاتر و نیز ظرفیت های بیشتر در فرایندهای مایع سازی گاز، به بررسی چرخه های تبرید برایتون چندمرحله ای ترکیبی پرداختند. از آنجایی که در این سیستم از هیچ گونه مبرد مرکبی استفاده نشده بود، این سیستم دارای عملکرد بسیار ساده بوده و در عین حال از قابلیت اطمینان بسیار بالایی برخوردار بود. پیل و همکاران [۶] به منظور جوشاندن گاز مایع شده، بر روی قابلیت اطمینان سیستم های مایع کن دوباره گاز به بررسی پرداختند که اغلب تمرکز آنها بر روی بهینه سازی و روش های نگهداری گاز مایع شده بود. یانقی و یون [۲۴] برای توسعه اقتصادی فناوری مایع سازی گاز طبیعی، با استفاده از یک شبیه سازی دینامیکی به طراحی یک نیروگاه و همچنین طراحی یک سیستم برای کنترل فرایند گرمایشی آن پرداختند و به این نتیجه رسیدند که برای کنترل سیستم، دمای خروجی منبسط کننده، یک حالت کلیدی است. مطالعه آنان همچنین اثبات کرد موثرترین روش برای پاک سازی و تصفیه نیتروژن موجود در گاز، این است که با تنظیم فشار جداساز، کسر بخار را در خروجی شیر خفانشی به کمترین مقدار خود برسانیم [۱۸ و ۱۴]. سانق ووت [۱۹] و همکاران در یک کار تحقیقاتی به مرور نحوه توسعه و گسترش فرایندهای مایع سازی هیدروژن در ابعاد بزرگ از سال ۱۸۹۸ تا ۲۰۰۹ پرداختند. آنها در ابتدا، تاریخچه ای مختصر از این کار شامل بسیاری از طراحی های قدیمی و کنونی ارائه نمودند که از جمله ای آنها می توان به تجهیزات اولیه مورد استفاده در صنعت مایع سازی، فرایندهای تئوریک بسیار قدیمی، نیروگاه های عملی با بازده های بین ۲۰ الی ۵۰ درصد اشاره کرد. مکاری زاده و همکاران [۱۵] با استفاده از یک چرخه تبرید تک مرحله و با دو مرحله تراکم به مایع سازی گاز طبیعی پرداختند. در پایان، اگرژی اتلافی توسط تجهیزات موجود در سیستم را به صورت کامل مورد محاسبه و بررسی قرار دادند. لین و همکاران [۲۳] طی یک کار مروری، در باره صنعت مایع سازی گاز و کاربردهای آن در کشور چین به مطالعه جامعی پرداختند. در این تحقیق آمده است که ابتدا شهرهایی همچون گوانگ دانگ و فوجیان دارای نیروگاه های مجهز به سیستم مایع کن گاز در ابعاد کوچک بودند و در حال حاضر به دلیل تقاضای بیش از حد برای استفاده از گاز طبیعی تا سال ۲۰۲۰ میلادی، کشور چین نیازمند ساخت ۱۰ نیروگاه مایع کن گاز طبیعی در ابعاد بسیار بزرگ می باشد تا بتواند هر ساله ۲۰ میلیارد متر مکعب گاز طبیعی مایع تولید کند. اسپان و دابر [۸] با بهره گیری از خصوصیات بسیار دقیق مواد به شبیه سازی فرایندهای مایع سازی گاز پرداختند. طی این کار مزایای استفاده از خصوصیات دقیق مواد مورد استفاده و تاثیر آنها بر روی نتایج شبیه سازی نشان داده شد و نتیجه گیری شد هرچه خصوصیات ماده واقع گرایانه تر باشد، نتایج بهتری را می توان از شبیه سازی مورد نظر دریافت کرد. جانسون و همکارانش [۱۱] نحوه اصلاح و بهبود یافتن فرایند مایع سازی گاز طبیعی را توسط انبساط گاز طبیعی و فاز مایع مبرد مخلوط توضیح دادند، به طوری که انبساط این سیال ها در داخل توربین هیدرولیکی انجام می گرفت. آنها در این کار به الزامات فنی توربین های مورد استفاده برای منبسط کردن سیالات مورد نظر نیز اشاره کردند.

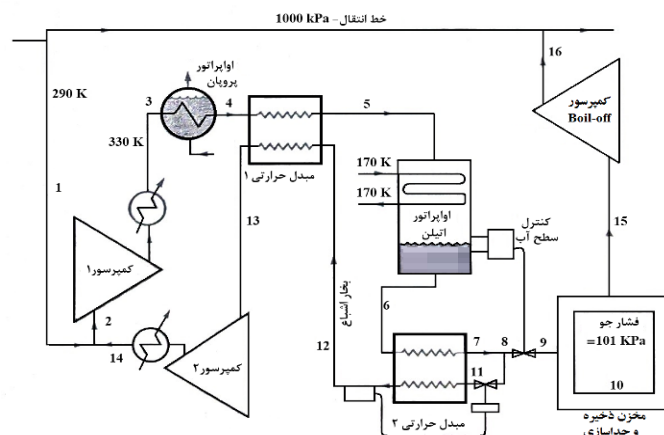
تشریح مساله و معادلات حاکم

مقدمه

محاسبات عددی در زمینه علم ترمودینامیک، انتقال گرما و نیروگاه های حرارتی مورد استفاده بسیاری از محققان و طراحان قرار گرفته است و حل بسیاری از مسائل پیچیده بدون استفاده از روش های عددی و رایانه امکان پذیر نیست. در همین راستا، نرم افزار مشهوری مانند EES¹ تهیه شده که دقت و اعتبار آن توسط محققان بسیاری مورد تایید قرار گرفته است. با توجه به اینکه تحلیل ارائه شده در این پژوهش بر اساس تحلیل عددی استوار است، در این فصل به مطالعه و تجزیه و تحلیل عددی پرداخته و معادلات حاکم بر جریان سیال عامل، مورد بررسی قرار می گیرد.

تشریح مساله

سیستم مربوط به کار حاضر در شکل (۳) نشان داده شده است. در چرخه نشان داده شده در این شکل، گاز در دمای ۲۹۰ کلوین و فشار ۱۰۰۰ کیلو پاسکال از طریق خط لوله انتقال وارد چرخه نیروگاهی مایع سازی گاز می شود. جریان گاز در نقطه ۱ با گاز بازیابی شده از کمپرسور ۲ بهم می پیوندند و توسط کمپرسور ۲ تا فشار بیشتر از حالت قبل، پمپ شده و سپس در مرحله بعد، در داخل اواپراتور پروپان و مبدل حرارتی ۱، مادون سرد می شود. فرایند مایع سازی گاز در اواپراتور اتیلن اتفاق می افتد اما برای انجام آن باید فشار فرایند بسیار زیاد باشد. مایع اشباع شده، در نقطه ۶ با انتقال گرما به سیال کم فشار در مبدل حرارتی ۲، سرد شده و بعد از عبور از شیر تنظیم کننده در نقطه ۸، تا فشار اتمسفریک منبسط می شود. بخشی از این مایع به بخار تبدیل شده و دوباره توسط کمپرسور تا فشار خط انتقال متراکم می گردد. فشار و دمای برخی از نقاط، بر روی شکل مشخص شده است. خصوصیات نقاط دیگر نیز در بخش بعدی ذکر خواهند شد.



شکل (۳) سیستم نیروگاهی مایع کن گاز طبیعی (سیستم مربوط به مساله مورد نظر)

روابط حاکم بر تحلیل ترمودینامیکی و فرضیات صورت گرفته

در این مطالعه فرض شده است که سیستم و همه اجزای آن در حالت پایا کار می‌کنند و از اتلاف انرژی در اجزای سیستم صرفنظر شده است. همچنین از تغییرات انرژی‌های جنبشی و پتانسیل در اجزای سیستم چشم پوشی شده است. روابط بقای جرم و انرژی برای یک سیستم در حالت پایا به صورت زیر است [۴]:

$$\sum \dot{m}_i = \sum \dot{m}_e \quad (۱)$$

$$\dot{Q} + \sum \dot{m}_i h_i = \dot{W} + \sum \dot{m}_e h_e \quad (۲)$$

که \dot{m} دبی جرمی، h آنتالپی، \dot{Q} نرخ تبادل گرما و \dot{W} میزان تبادل کار می‌باشد و همچنین، اندیس‌های i و e به ترتیب ورود و خروج به حجم کنترل را نشان می‌دهند. این روابط برای هر یک از اجزای سیستم به صورت زیر است:

برای کمپرسورها:

$$\eta_C = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \quad (۳)$$

$$\dot{W}_C = \dot{m}(h_{out} - h_{in}) \quad (۴)$$

در این روابط η_C معرف بازده آیزنتروپیک کمپرسور و اندیس s معرف شرایط آیزنتروپیک است.

برای کلیه مبدل‌های حرارتی موجود:

$$\varepsilon = \frac{q_{actual}}{q_{max}} = \frac{C_{hot} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} = \frac{C_{cool} \Delta T}{C_{min} \Delta T_{max}} \quad (۵)$$

$$\sum \dot{m}_i h_i = \sum \dot{m}_e h_e \quad (۶)$$

$$NTU = \frac{UA}{C_{min}} \quad (۷)$$

در رابطه (۶)، U ضریب انتقال حرارت کلی و A سطح تبادل حرارت مبدل است و NTU معرف تعداد واحدهای

انتقال حرارت می‌باشد. علاوه بر این، رابطه کارایی مبدل و NTU برای هر یک از مبدل‌ها به صورت زیر است [۳]:

برای مبدل حرارتی ۱:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (۸)$$

$$C_r = C_{min} / C_{max} \quad (۹)$$

در مبدل حرارتی ۲ و اواپراتور پروپان که یکی از سیال‌ها تغییر فاز می‌دهند:

$$\varepsilon = 1 - \exp(-NTU) \quad (۱۰)$$

و در اواپراتور اتیلن که هر دو جریان تغییر فاز می‌دهند:

$$Q = UA(T_s - T_e) \quad (۱۱)$$

در این رابطه، T_e نشانگر دمای اتیلن می‌باشد.

برای شیرهای خفانشی:

$$h_i = h_e \quad (12)$$

که اندیس های i و e به ترتیب بیانگر شرایط ورودی و خروجی شیر هستند و بالاخره برای مخزن جداسازی و ذخیره داریم:

$$h_i = h_e \quad (13)$$

$$m_9 h_9 = m_{10l} h_{10l} + m_{10g} h_{10g} \quad (14)$$

در روابط بالا، اندیس $10l$ نشانگر نرخ جرمی متان مایع‌سازی شده و $10g$ نشانگر نرخ جرمی گاز جداسازی شده است که وارد کمپرسور و سپس مسیر اصلی متان می‌شود.

با حل همزمان روابط جرم و انرژی برای هر یک از اجزای سیستم مقادیر دما، فشار، آنتالپی، آنتروپی و دبی جرمی هر یک از جریان‌های سیستم محاسبه می‌شود. پس از مشخص شدن مشخصات هر یک از نقاط می‌توان مقادیر گرمای گرفته شده از متان، توان مورد نیاز کمپرسورها و ضریب عملکرد سیستم را محاسبه کرد.

مقدار گرمای گرفته شده از متان برابر است با:

$$\dot{Q}_{tot} = \dot{Q}_{prop.evap} + \dot{Q}_{ethy.evap} = m_3(h_3 - h_4) + m_5(h_5 - h_6) \quad (15)$$

توان مورد نیاز کمپرسورها برابر است با:

$$\dot{W}_{tot} = \dot{W}_{comp1} + \dot{W}_{comp2} + \dot{W}_{boil-off comp} = m_2(h_3 - h_2) + m_{13}(h_{14} - h_{13}) + m_{15}(h_{16} - h_{15}) \quad (16)$$

و مقدار ضریب عملکرد سیستم برابر است با:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{tot}}{\dot{W}_{tot}} \quad (17)$$

همچنین نسبت نرخ دبی جرمی متان مایع‌سازی شده به نرخ جرمی گاز جداسازی شده در مخزن جداسازی و همچنین نسبت دبی جرمی متان مایع‌سازی شده به توان مورد نیاز کمپرسورها پارامترهای مهمی هستند که بایستی مورد توجه قرار گیرند. فرضیات صورت گرفته در مدل‌سازی سیکل [۲۱] در جدول (۱) آورده شده است.

جدول (۱) فرضیات صورت گرفته در مدل‌سازی سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی

پارامتر	مقدار فرض شده
دمای متان جدا شده از خط انتقال	$T_1=290 \text{ K}$
فشار متان جدا شده از خط انتقال	$P_1=1000 \text{ kPa}$
دمای متان در خروجی کمپرسور ۱	$T_3=330 \text{ K}$
بازده ایزنتروپیک کمپرسورها	$\eta_c=0.85$
دمای اتیلن در اواپراتور اتیلن	$T_{\text{ethy}}=170 \text{ K}$
مقدار UA برای اواپراتور پروپان	$(UA)_{\text{propane evaporator}}=7.64 \text{ kW/K}$
مقدار UA برای اواپراتور اتیلن	$(UA)_{\text{ethylene evaporator}}=42.2 \text{ kW/K}$
مقدار UA برای مبدل حرارتی ۱	$(UA)_{\text{heat exchanger 1}}=4.22 \text{ kW/K}$
مقدار UA برای مبدل حرارتی ۲	$(UA)_{\text{heat exchanger 2}}=5.275 \text{ kW/K}$
فشار مخزن جداسازی و ذخیره	$P_{10}=101 \text{ kPa}$

علاوه بر این، فرض شده است که در کمپرسور های (۱) و (۲) روابط زیر برقرار است [۲۱]:

در کمپرسور اول:

$$\frac{P_3}{P_2} = 7.5 - 150.5 \frac{m_2 \sqrt{T_2}}{P_2} \quad (۱۸)$$

در کمپرسور دوم:

$$\frac{P_{14}}{P_{13}} = 5.6 - 142.8 \frac{m_{13} \sqrt{T_{13}}}{P_{13}} \quad (۱۹)$$

نتایج و بحث

نتایج تحلیل ترمودینامیکی

با توجه به جدول (۲) مشخص می‌شود گرمای گرفته شده در اواپراتور پروپان بیشتر از اواپراتور اتیلن است و همچنین کار مورد نیاز کمپرسور ۱ بسیار بیشتر از دو کمپرسور دیگر است که این مورد به علت نسبت فشار و دبی جرمی بالاتر گذرنده از کمپرسور ۱ است. مقدار ضریب عملکرد که حاصل تقسیم کل گرمای گرفته شده از متان بر توان مورد نیاز کل می‌باشد برابر ۲/۳۲۷ محاسبه شده است. همچنین این جدول نشان می‌دهد که نرخ دبی جرمی متان مایع‌سازی شده در مخزن جداسازی ۱/۴۱ بیشتر از نرخ جرمی گاز جداسازی شده می‌باشد.

جدول ۲) پارامترهای مهم نتیجه شده از مدل‌سازی سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی

پارامتر	مقدار محاسبه شده
دمای پروپان در اواپراتور پروپان	$T_{prop}=161 \text{ K}$
کارایی مبدل حرارتی ۱	$\epsilon_{heat\ exchanger\ 1}=0.693$
کارایی مبدل حرارتی ۲	$\epsilon_{heat\ exchanger\ 2}=0.328$
کارایی اواپراتور پروپان	$\epsilon_{propane\ evaporator}=0.820$
گرمای گرفته شده از متان در اواپراتور پروپان	$\dot{Q}_{prop.evap}=663.9 \text{ kW}$
گرمای گرفته شده از متان در اواپراتور اتیلن	$\dot{Q}_{ethy.evap}=438.5 \text{ kW}$
کار مورد نیاز کمپرسور ۱	$\dot{W}_{comp1}=349.1 \text{ kW}$
کار مورد نیاز کمپرسور ۲	$\dot{W}_{comp2}=70.53 \text{ kW}$
کار مورد نیاز کمپرسور Boil-off	$\dot{W}_{boil-off\ comp}=54.04 \text{ kW}$
ضریب عملکرد	$COP=2.327$
نسبت نرخ دبی جرمی متان مایع‌سازی شده به نرخ جرمی گاز جداسازی شده در مخزن	$\dot{m}_f/\dot{m}_g=1.41$
نسبت دبی جرمی متان مایع‌سازی شده به توان مورد نیاز کمپرسورها	$\dot{m}_f/\dot{W}_{tot}=0.8 \text{ kg/MJ}$

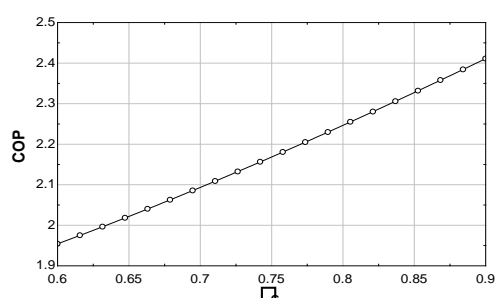
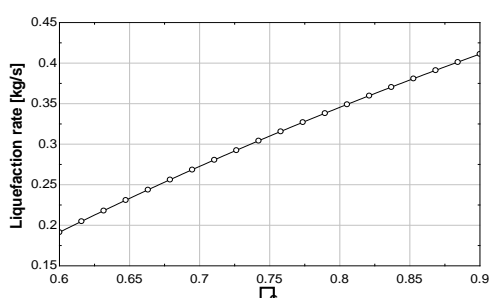
مطالعه پارامتریک

روابط حاکم بر مدل‌سازی سیستم نشان می‌دهد که بازده آیزنتروپیک کمپرسورها، نسبت فشار کمپرسورها، کارایی مبدل‌های حرارتی و دمای متان در خروجی کمپرسور ۱ در عملکرد سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی متغیرهای تاثیرگذاری هستند. در ادامه، تاثیر تغییرات این متغیرها بر عملکرد سیستم مانند تغییرات در این بررسی تغییرات ضریب عملکرد، نرخ مایع‌سازی متان، نسبت نرخ دبی جرمی متان مایع‌سازی شده به نرخ جرمی گاز جداسازی شده در مخزن و بالاخره نسبت دبی جرمی متان مایع‌سازی شده به توان مورد نیاز کمپرسورها مورد بررسی قرار خواهد گرفت. توجه به این نکته ضروری است که در مطالعه پارامتریک، تمامی پارامترهای مستقل (فرضیات ذکر شده در جدول ۱) جز پارامتر مورد بررسی، ثابت فرض شده است.

بررسی تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسور

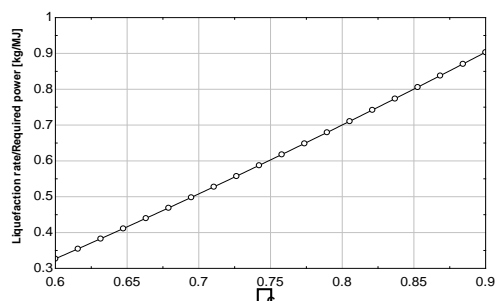
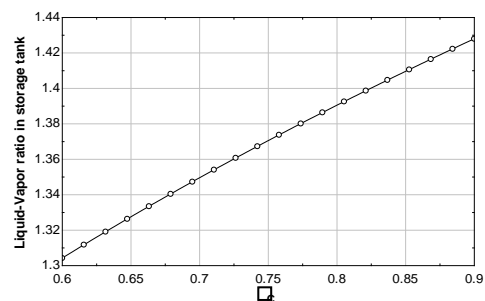
شکل‌های (۴) تا (۷) تغییرات پارامترهای ذکر شده را با تغییر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها نشان می‌دهد. در رسم این نمودارها فرض شده است که هر سه کمپرسور موجود در سیکل، بازده آیزنتروپیک یکسانی دارند. از آنجا که نرخ کاهش کار مورد نیاز کمپرسورها بیشتر از گرمای گرفته شده از متان است، افزایش بازده آیزنتروپیک کمپرسورها باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود. این مطلب در شکل (۴) نشان داده شده است. تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر نرخ مایع‌سازی

متان در شکل (۵) نشان داده شده است. همانطور که شکل نشان می‌دهد، افزایش بازده آیزنتروپیک کمپرسورها از ۰/۶ تا ۰/۹ باعث افزایش دو برابری نرخ مایع‌سازی متان می‌شود. همانطور که اشاره شد، افزایش η_c باعث افزایش نرخ مایع‌سازی متان می‌شود. بنابراین، نسبت نرخ مایع‌سازی به کار کمپرسورها که پارامتر مهمی است افزایش خواهد یافت. این مطلب در شکل (۶) نشان داده شده است. همچنین شکل (۷) نیز افزایش نسبت جرمی متان مایع به گاز را در مخزن جداسازی با افزایش η_c نشان می‌دهد.



شکل ۵) تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر نرخ مایع‌سازی متان

شکل ۶) تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر ضریب عملکرد سیستم



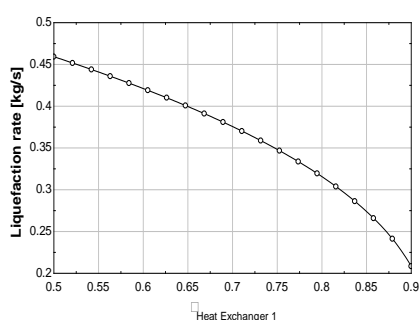
شکل ۷) تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر نسبت جرمی متان مایع به گاز در مخزن جداسازی

شکل ۸) تاثیر بازده آیزنتروپیک کمپرسورها بر نسبت نرخ مایع‌سازی به کار کمپرسورها

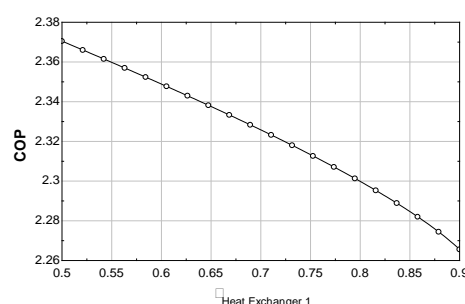
بررسی تاثیر کارایی مبدل حرارتی

شکل‌های (۸) تا (۱۱) تاثیر تغییر کارایی مبدل حرارتی ۱ را بر پارامترهای مهم مساله نشان می‌دهد. با توجه به محاسبات انجام گرفته، نرخ کاهش \dot{Q}_{tot} بیشتر از \dot{W}_{tot} بوده و در نتیجه COP کاهش پیدا می‌کند. این مطلب در شکل (۸) نشان داده شده است. با توجه به معادلات ارائه شده در مدل‌سازی سیکل، آنتالپی و دبی جرمی خروجی متان در کمپرسور ۱ (نقطه ۳) با تغییر کارایی مبدل حرارتی ۱ تغییری نمی‌کند. از طرفی، افزایش کارایی مبدل باعث افزایش آنتالپی متان در خروجی مبدل (نقطه ۱۳) و نقطه ۱۴ می‌شود. بنابراین، دبی جرمی در نقطه ۱۴ افزایش و در نقطه ۱ یعنی ورودی

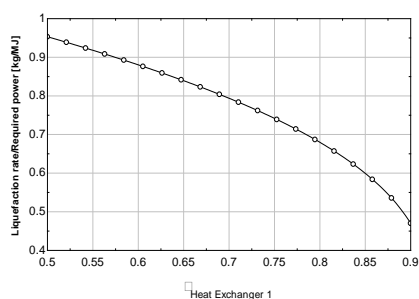
متان از خط انتقال کاهش می‌یابد. متعاقباً دبی جرمی ورودی به مخزن ذخیره نیز کاهش یافته ($\dot{m}_0 = \dot{m}_1$) و باعث کاهش نرخ مایع‌سازی متان و همچنین نرخ متان‌گازی ورودی به کمپرسور boil-off می‌شود. کاهش نرخ مایع‌سازی و همچنین تغییر نسبت مایع به گاز در مخزن ذخیره در شکل‌های (۹) و (۱۰) نشان داده شده است. کاهش نرخ مایع‌سازی متان و نیز کاهش توان مورد نیاز کمپرسورها به گونه‌ای است که نسبت این دو پارامتر به گونه‌ای که شکل ۱۱ نشان می‌دهد، تغییر می‌کند.



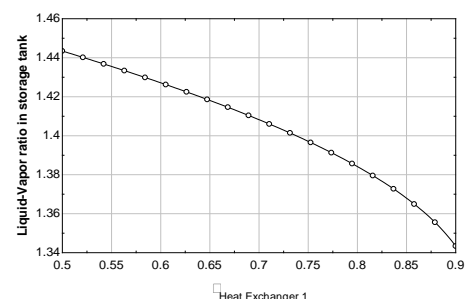
شکل ۹) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۱ بر نرخ مایع‌سازی متان



شکل ۸) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۱ بر ضریب عملکرد سیکل



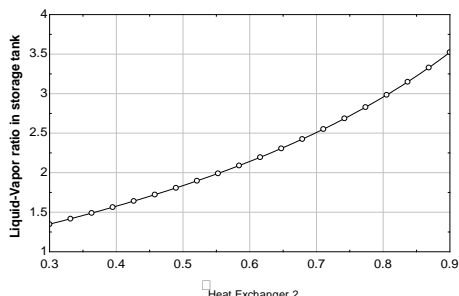
شکل ۱۱) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۱ بر نسبت نرخ مایع‌سازی به کار کمپرسورها



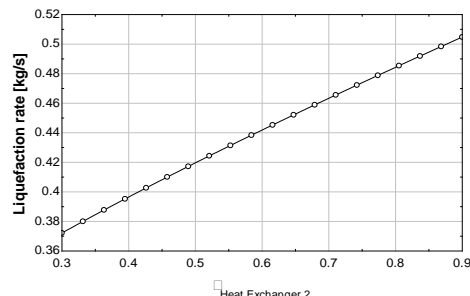
شکل ۱۰) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۱ بر نسبت جرمی متان مایع به گاز در مخزن جداسازی

شکل‌های (۱۲) تا (۱۵) تغییرات پارامترهای مورد مطالعه را با کارایی مبدل حرارتی ۲ نشان می‌دهند.

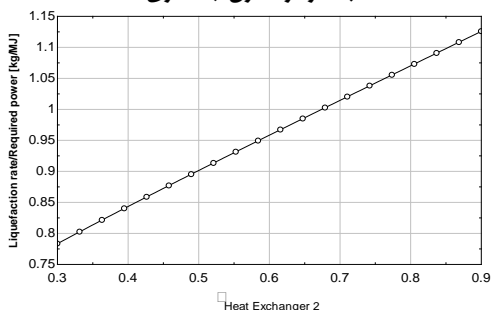
افزایش ε_2 تاثیری بر کار مورد نیاز کمپرسورهای ۱ و ۲ ندارد ولی باعث کاهش آنتالپی ورودی به مخزن ذخیره می‌شود. بنابراین، نرخ مایع‌سازی افزایش یافته و دبی جرمی متان‌گازی کاهش می‌یابد. بنابراین، نسبت این دو افزایش می‌یابد و از طرفی، کار مورد نیاز کمپرسور boil-off کاهش می‌یابد. این اثرات در شکل‌های (۱۲) و (۱۳) نشان داده شده است. با توجه به توضیحات ارائه شده در مورد تغییرات \dot{W}_{tot} ، \dot{Q}_{tot} و نرخ مایع‌سازی متان، تغییرات COP و نسبت نرخ مایع‌سازی به توان مورد نیاز کمپرسورها با افزایش کارایی مبدل حرارتی ۲ به صورت شکل‌های (۱۴) و (۱۵) خواهد بود.



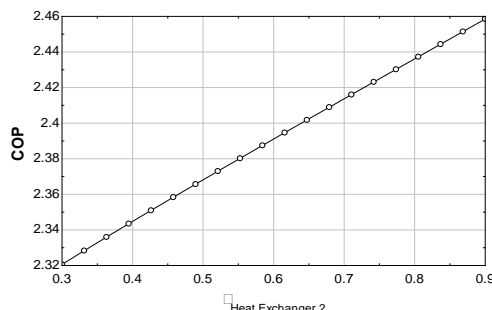
شکل ۱۳) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۲ بر نسبت جرمی متان مایع به گاز در مخزن جداسازی



شکل ۱۲) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۲ بر نرخ مایع‌سازی متان



شکل ۱۵) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۲ بر نسبت نرخ مایع‌سازی به کار کمپرسورها

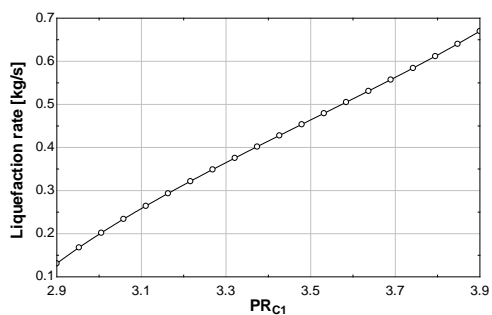


شکل ۱۴) تاثیر کارایی مبدل حرارتی ۲ بر ضریب عملکرد سیکل

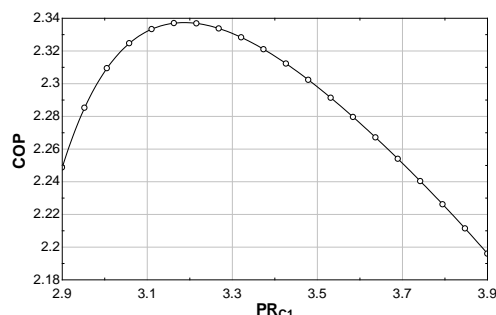
بررسی تاثیر نسبت فشار کمپرسور

شکل‌های (۱۶) تا (۱۹) تغییرات پارامترهای مورد مطالعه را با افزایش نسبت فشار کمپرسور (PR_{C1}) نشان می‌دهند. افزایش PR_{C1} باعث کاهش T_{13} و افزایش T_5 شده و گرمای گرفته شده از متان را افزایش می‌دهد. از طرفی، افزایش PR_{C1} کار مورد نیاز کمپرسورها را نیز بشدت افزایش می‌دهد. تغییرات \dot{Q}_{tot} و \dot{W}_{tot} به صورتی است که COP که حاصل تقسیم این دو پارامتر نسبت به PR_{C1} دارای نقطه حداکثر است. موارد ذکر شده در شکل (۱۶) نشان داده شده است.

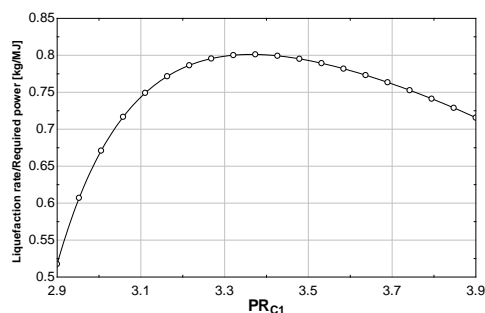
با توجه به رابطه فرض شده برای کمپرسورها در فصل قبل، افزایش نسبت فشار باعث افزایش دبی جرمی می‌شود. بنابراین، نرخ مایع‌سازی متان و نیز نرخ جرمی وارده شده به کمپرسور boil-off افزایش می‌یابد. افزایش نسبت مایع‌سازی و نیز تغییر نسبت آن با دبی جرمی متان گازی تولید شده در مخزن ذخیره در شکل‌های (۱۷) و (۱۸) نشان داده شده است. تغییرات نرخ مایع‌سازی و توان مورد نیاز کمپرسورها به گونه ای است که نسبت این دو پارامتر نسبت به PR_{C1} دارای نقطه حداکثر است. این مطلب در شکل (۱۹) نشان داده شده است.



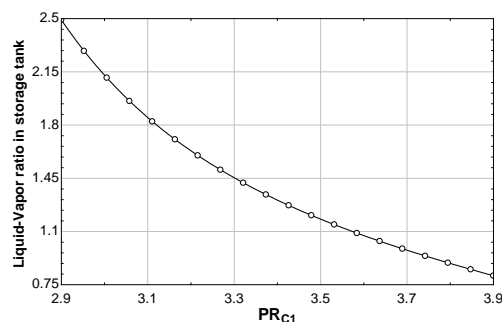
شکل ۱۷) تاثیر نسبت فشار کمپرسور ۱ بر نرخ مایع سازی متان



شکل ۱۶) تاثیر نسبت فشار کمپرسور ۱ بر ضریب عملکرد سیکل



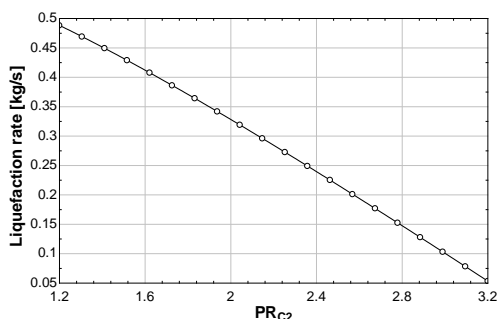
شکل ۱۹) تاثیر نسبت فشار کمپرسور ۱ بر نسبت نرخ مایع سازی متان به توان مورد نیاز کمپرسورها



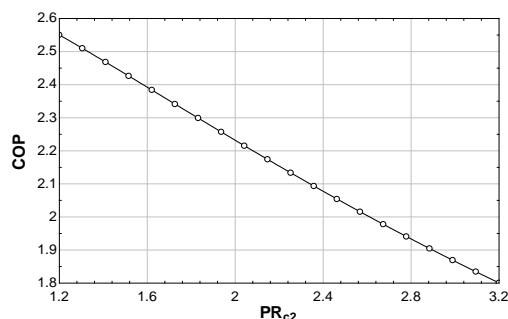
شکل ۱۸) تاثیر نسبت فشار کمپرسور ۱ بر نسبت جرمی متان مایع به گاز در مخزن جداسازی

شکل‌های (۲۰) تا (۲۳) تغییرات پارامترهای مورد مطالعه را با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲ (PR_{C2}) بیان می‌کنند.

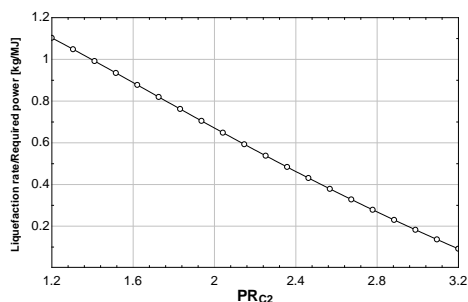
افزایش PR_{C2} باعث کاهش T_{12} و افزایش T_4 شده و گرمای گرفته شده از متان را در اواپراتور پروپان و نیز در کل سیکل کاهش می‌دهد. بدیهی است که افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲ باعث افزایش توان مورد نیاز آن می‌شود. تغییرات \dot{W}_{tot} و \dot{Q}_{tot} و نیز COP که حاصل تقسیم این دو پارامتر است با افزایش PR_{C2} در شکل (۲۰) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود که افزایش ۲/۶۷ برابری نسبت فشار کمپرسور ۲ ضریب عملکرد سیکل را به میزان ۳۰ درصد کاهش می‌دهد. از طرفی افزایش PR_{C2} باعث کاهش شدید \dot{m}_{10l} و \dot{m}_{10g} می‌شود. شکل‌های (۲۱) تا (۲۳) تغییرات \dot{m}_{10l} نسبت $\dot{m}_{10l}/\dot{m}_{10g}$ و نسبت نرخ مایع سازی به توان مورد نیاز کمپرسورها را نشان می‌دهند.



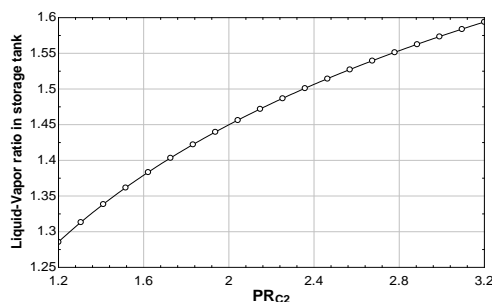
شکل ۲۱) کاهش نرخ مایع‌سازی متان با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲



شکل ۲۰) کاهش ضریب عملکرد سیکل با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲



شکل ۲۳) کاهش نسبت نرخ مایع‌سازی متان به توان مورد نیاز کمپرسورها با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲

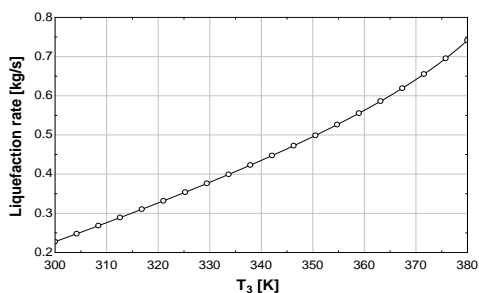


شکل ۲۲) افزایش نسبت جرمی متان مایع به گاز در مخزن جداسازی با افزایش نسبت فشار کمپرسور ۲

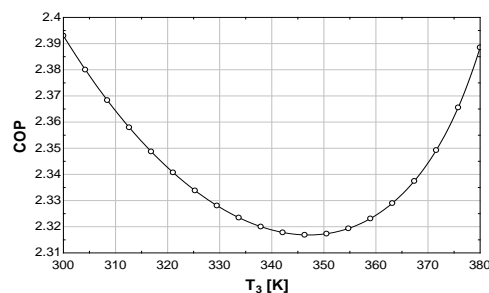
بررسی تاثیر دمای متان

شکل‌های (۲۴) تا (۲۷) تاثیر افزایش دمای متان در خروجی کمپرسور ۱ را بر پارامترهای مورد مطالعه نشان می‌دهند. افزایش T_3 دمای ورودی اواپراتور پروپان را افزایش می‌دهد و گرمای گرفته شده از متان در این اواپراتور افزایش یافته و باعث افزایش کل گرمای گرفته شده از متان می‌شود. افزایش T_3 همچنین کار کمپرسور ۱ را نیز افزایش می‌دهد.

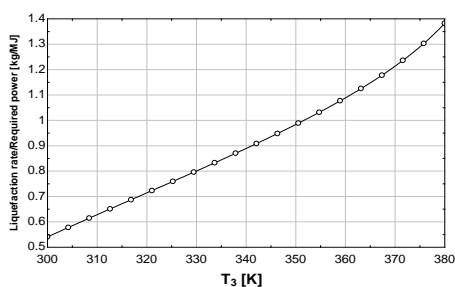
با توجه به بالانس جرم و انرژی در نقاط ۱، ۲ و ۱۴، افزایش T_3 باعث افزایش \dot{m}_1 می‌شود و دبی جرمی در نقطه ۹ که برابر \dot{m}_1 است نیز افزایش می‌یابد. بنابراین \dot{m}_{10l} و \dot{m}_{10g} نیز افزایش می‌یابند. افزایش نرخ مایع‌سازی متان (\dot{m}_{10l}) و همچنین $\dot{m}_{10l}/\dot{m}_{10g}$ در شکل‌های (۲۵) و (۲۶) نشان داده شده است. مشاهده می‌شود با افزایش T_3 به میزان ۸۰ درجه کلوین، نرخ مایع‌سازی متان بیش از ۳ برابر افزایش می‌یابد. افزایش نرخ مایع‌سازی متان و توان مورد نیاز کمپرسورها بصورتی است که نسبت این دو پارامتر بصورتی که شکل (۲۷) نشان می‌دهد، افزایش می‌یابد.



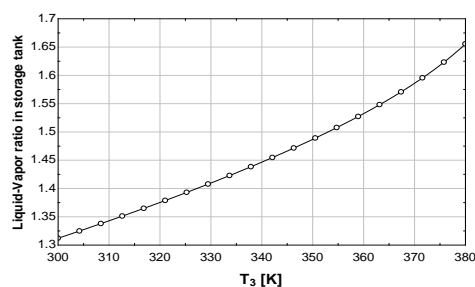
شکل ۲۵) تغییرات نرخ مایع سازی متان با افزایش دمای متان در خروجی کمپرسور ۱



شکل ۲۶) تغییرات ضریب عملکرد سیکل با افزایش دمای متان در خروجی کمپرسور ۱



شکل ۲۷) افزایش نسبت نرخ مایع سازی متان به توان مورد نیاز کمپرسورها با افزایش دمای متان در خروجی کمپرسور ۱



شکل ۲۸) افزایش نسبت جرمی متان مایع به گاز در مخزن جداسازی با افزایش دمای متان در خروجی کمپرسور ۱

بررسی نتایج بهینه حاصل از تحلیل پارامتریک

بررسی پارامتری مفصلی که انجام شد، نوعی از تجزیه و تحلیل حساسیت برای کارکرد سیستم محسوب می شود و تغییرات پارامترهای کارکردی سیستم را نسبت به تغییر متغیرهای کلیدی آن نشان می دهد. بررسی نمودارهای ارائه شده در تحلیل پارامتری نشان می دهد که از بین متغیرهای کلیدی و پارامترهای کارکردی سیستم، COP نسبت به T_3 دارای حداقل و نسبت به PR_{CI} دارای نقطه حداکثر است و همچنین نسبت نرخ مایع سازی به توان مورد نیاز کمپرسورها نسبت به نسبت فشار کمپرسور ۱ دارای نقطه حداکثر است و در بقیه نمودارها نقطه اکسترممی مشاهده نمی شود. به عبارتی، انجام بهینه سازی تنها برای موارد ذکر شده معنی دار است که برای این موارد، بهینه سازی در نرم افزار EES انجام شده و نتایج بصورت زیر است:

- برای سیستم هر چقدر مقدار COP بالاتر باشد بهتر است. مقدار COP به ازای $PR_{CI}=3/188$ حداکثر بوده و مقدار حداکثر آن $COP=2/337$ محاسبه شده است.

- از آنجا که نرخ کاهش کار مورد نیاز کمپرسورها بیشتر از گرمای گرفته شده از متان است، افزایش بازده ایزنتروپیک

کمپرسورها باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود.

- همچنین مقدار بالای نسبت نرخ مایع‌سازی به توان مورد نیاز کمپرسورها مطلوب است. این نسبت به ازای $PR_{CI}=3/364$ حداکثری برابر با 0.8012 kg/MJ دارد.

- COP به ازای $T_3=347.1 \text{ K}$ دارای حداقلی با مقدار $COP=2.317$ است و باید از انتخاب این مقدار برای T_3 پرهیز کرد.

نتیجه گیری

در کار حاضر، سعی شده با استفاده از نرم افزار محاسباتی EES که دقت و اعتبار آن توسط محققان بسیاری مورد تایید قرار گرفته است، به تحلیل ترمودینامیکی چرخه مایع سازی گاز طبیعی پرداخته شود. با تحلیل انجام گرفته مشخص شد که بازده آیزنتروپیک کمپرسورها، نسبت فشار کمپرسورها، کارایی مبدل‌های حرارتی و دمای متان در خروجی کمپرسور، در عملکرد سیستم مایع‌سازی گاز طبیعی متغیرهای تاثیرگذاری هستند. همچنین در بررسی پارامتریک صورت گرفته بر روی چرخه مایع سازی، نتایج زیر به دست آمده‌اند:

۱. افزایش بازده آیزنتروپیک کمپرسورها باعث افزایش ضریب عملکرد سیستم می‌شود.
۲. افزایش بازده آیزنتروپیک کمپرسورها از 0.6 تا 0.9 باعث افزایش دو برابری نرخ مایع‌سازی متان می‌شود. بنابراین، نسبت نرخ مایع‌سازی به کار کمپرسورها که پارامتر مهمی است، افزایش خواهد یافت.
۳. افزایش نسبت فشار باعث افزایش دبی جرمی می‌شود. بنابراین، نرخ مایع‌سازی متان و نیز نرخ جرمی وارده شده به کمپرسور boil-off افزایش می‌یابد. تغییرات نرخ مایع‌سازی و توان مورد نیاز کمپرسورها به گونه ای است که نسبت این دو پارامتر نسبت به PR_{CI} دارای نقطه حداکثر است و چرخه مورد مطالعه، در نسبت فشار برابر با $3/188$ بیشترین بازده را خواهد داشت و مقدار آن برابر $2/337$ خواهد بود.
۴. افزایش دمای ورودی اوپراتور پروپان باعث افزایش نرخ مایع سازی شده و از طرف دیگر، در دماهای بیشتر از 348 درجه کلوین، هرچه دمای ورودی اوپراتور پروپان افزایش یابد، بازده چرخه مایع سازی افزایش خواهد یافت.
۵. باید از انتخاب $T_3=348 \text{ K}$ برای دمای ورودی اوپراتور پروپان پرهیز نمود.

منابع

- [1] Andress DL, Watkins RJ. "Beauty of simplicity: Phillips optimized cascade LNG liquefaction process". *Adv Cryogen Eng*, 49:91-8, 2004.
- [2] Barron RF., (1985) *Cryogenic systems*. 2nd Ed. New York: Oxford University Press.
- [3] Bergman TL, Lavine AS, Incropera FP, Dewitt DP: (2011) *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*. 7th ed. New York: John Wiley & Sons, Inc.

- [4] Cengel YA, Boles MA. (2006) *Thermodynamics: An Engineering Approach*. 5th ed. New York: McGraw-Hill.
- [5] Chang HM, Chung MJ, Kim MJ, Park SB. "Thermodynamic design of methane liquefaction system based on reversed-Brayton cycle". *Cryogenics*; 49(6):226–34, 2009.
- [6] Chang Kwang Pil, Marvin Rausand, Jorn Vatn; "Reliability assessment of reliquefaction systems on LNG carriers", *Reliability Engineering and System Safety*, 1345–1353, 2008.
- [7] Dorigoni S, Portatadino S., "LNG development across Europe: infrastructural and regulatory analysis". *Energy Policy*, 36:3366–73, 2008.
- [8] Florian Dauber, Roland Span; "Modelling liquefied-natural-gas processes using highly accurate property models". *Applied Energy* 97, 822–827, 2012.
- [9] Flynn TM., (2005) *Cryogenic engineering*. 2nd Ed. New York: CRC Press.
- [10] Ho-Myung Chang, Myung Jin Chung, Sanggyu Lee, Kun Hyung Choe; "An efficient multi-stage Brayton–JT cycle for liquefaction of natural gas", *Cryogenics* 51, 278–286, 2011.
- [11] Johnson. L. et al., (1995) "Improvement of natural gas liquefaction processes by using liquid turbines". *Conf. Proc. Int. Conf. Exhibit. Liquefied Nat. Gas, 11th*, Paper 2.9, 1-11.
- [12] Kiani B., "LNG trade in the Asia-Pacific region: current status and future prospects", *Energy Policy*, 1991; 19:63–75, 1991.
- [13] Lin W et al., "LNG A necessary part in China's future energy infrastructure", *Energy*, 11:4383–91, 2010.
- [14] Lu S, Swidenbank E, Hogg BW. "An object-oriented power plant adaptive control system design tool". *IEEE Trans Energy Conver*; 10(3):600–5, 1995.
- [15] M. Mokarizadeh Haghighi Shirazi, D. Mowla; "Energy optimization for liquefaction process of natural gas in peak shaving plant". *Energy* 35, 2878e2885, 2010.
- [16] Nibbelke R, Kauffman S, Pek B., (2002) "Liquefaction process comparison of C3MR and DMR for tropical conditions". *GPA 81st annual convention*.
- [17] Roberts MJ, Bronfenbrenner JC, Liu YN, Petrowski JM. "Large capacity single train AP-X hybrid LNG process". Gastech Qatar; 2002.
- [18] Shirakawa M. "Development of a thermal power plant simulation tool based on object orientation". *Proc IMech J Power Energy*, 220(6):569–79, 2006.
- [19] Songwut Krasae-in, Jacob H. Stang, Petter Neksa; "Development of large-scale hydrogen liquefaction processes from 1898 to 2009". *International journal of hydrogen energy* 35, 4524–4533, 2010.
- [20] Sheffield JA. Offshore LNG production, how to make it happen. LNG Review; 2005.
- [21] Stoecker WF, (1989) *Design of Thermal Systems*, New York: McGraw-Hill.
- [22] Timmerhaus KE, Reed RP., (2007) *Fifty years of progress: Fifty-year, development of cryogenic liquefaction processes*. New York: Springer.
- [23] Wensheng Lin, Na Zhang, Anzhong GU; "LNG (liquefied natural gas): A necessary part in China's future energy infrastructure". *Energy* 35, 4383–4391, 2010.
- [24] Younggy Shin, Yoon Pyo Lee; "Design of a boil-off natural gas reliquefaction control system for LNG carriers", *Applied Energy* 86, 37–44, 2009.