

تحلیل تجربی و شبیه‌سازی ناپایداری سرج در توربوکمپرسورهای واحد تبرید پالایشگاه گاز سرخون و قشم: توسعه ابزار پایش و تعیین محدوده ایمن عملکرد

یاشا حسن‌زاده^{1a*}، فواد حمزوی^{1a}، علی قبادی^{1a}، امیررضا رحیمی^{1a}، امید مستغیثی^{1b}، علی سعادت^{1b}، سید امیر رضوی زاده^{1b}، سعید نیازی^{2c}، عبدالحمید انصاری نسب مینابی^{2c}، صمد غفاری^{4c}

۱- شرکت ملی گاز ایران، پالایشگاه سرخون و قشم

۲- دانشیار مهندسی مکانیک، دانشگاه هرمزگان

۳- مربی مهندسی مکانیک، دانشگاه هرمزگان

۴- استادیار مهندسی مکانیک، مجتمع آموزش عالی لارستان

* (yasha.hasanzade@gmail.com)

چکیده :

کاهش خوراک ورودی به پالایشگاه گاز سرخون و قشم منجر به کاهش ظرفیت کمپرسورهای واحد تبرید نسبت به شرایط طراحی شده و احتمال بروز ناپایداری‌هایی از جمله سرج افزایش یافته‌است. در این پژوهش، فرآیند تبرید پالایشگاه با استفاده از نرم‌افزار Aspen HYSYS و مدل ترمودینامیکی Peng-Robinson بر اساس شرایط عملیاتی شبیه‌سازی گردید. دقت شبیه‌سازی با استفاده از مجموع مربعات خطا برای دبی، فشار و دما به ترتیب برابر با ۱/۵۱۶ کیلومول بر ساعت، ۰/۱۷۶ کیلوپاسکال و ۲/۸۶۱ درجه سانتی‌گراد ارزیابی شد. به منظور غلبه بر محدودیت‌های ناشی از عدم دسترسی به نمودار مشخصه کمپرسور، برای نخستین بار تست‌های عملیاتی در سه سرعت مختلف کمپرسور انجام گرفت و شرایط سرج به صورت واقعی بررسی شد. همچنین برای پایش پدیده سرج، از سنسورهای ارتعاشی استفاده گردید تا رفتار دینامیکی کمپرسورها با دقت بیشتری ارزیابی شود. در نهایت، داده‌های تجربی و نتایج شبیه‌سازی در قالب یک نرم‌افزار کاربردی مبتنی بر اکسل ارائه شد که امکان پایش وضعیت عملیاتی کمپرسورها، تصمیم‌گیری سریع و افزایش ایمنی بهره‌برداری را فراهم نمود.

کلمات کلیدی:

پدیده سرج، شبیه‌سازی، واحد تبرید، کمپرسور، واحد فرآیندی

Experimental Investigation and Simulation of Surge Instability in Turbo-Compressors of the Refrigeration Units at Sarkhun and Qeshm Gas Refinery: Development of a Monitoring Tool and Identification of Safe Operating Limits

Yasha Hasanzadeh^{1a*}, Foad Hamzavi^{1a}, Ali Ghobadi^{1a}, Amirreza Rahimi^{1a}, Omid Mostaghisi^{1b}, Ali Saadat^{1b}, Seyed Amir Razavizadeh^{1b}, Saeed Niazi^{2c}, Abdulhamid Ansari Nasab Minabi^{3c}, Samad Ghafari^{4c}

1- National Iranian Gas Company(NIGC), Sarkhun and Qeshm gas company(SQGC)

2- Associate Professor of mechanical Engineering Hormozgan University

3- Instructor of mechanical Engineering Hormozgan University

4- Associate Professor of mechanical Engineering Larestan University

(yasha.hasanzade@gmail.com) *

Abstract:

The reduction in feed gas supplied to the Sarkhun and Qeshm Gas Refinery caused the refrigeration unit compressors to operate considerably below their design capacity, thereby increasing the risk of process instabilities, particularly compressor surge. In this study, the refrigeration cycle of the refinery was simulated using Aspen HYSYS software in conjunction with the Peng–Robinson thermodynamic equation of state, based on real operating data. Model accuracy was assessed through the sum of squared errors, yielding deviations of 1.516 kmol/h in flow rate, 0.176 kPa in pressure, and 2.861 °C in temperature. To overcome the limitations associated with the unavailability of compressor characteristic curves, operational performance tests were conducted for the first time at three distinct compressor rotational speeds, enabling a realistic evaluation of surge onset conditions. Furthermore, vibration sensors were implemented to continuously monitor dynamic compressor behavior and accurately detect surge events. The experimental findings and simulation outcomes were subsequently integrated into an Excel-based decision-support tool, enabling real-time operational monitoring, enhancing decision-making efficiency, and improving overall process safety.

Keywords:

Surge phenomena, Simulation, Refrigeration unit, Compressor, Process unit

۱- مقدمه

با توجه به کاهش میزان تولید گاز طبیعی پالایش شده شرکت پالایش گاز سرخون و قشم، واحد سیکل تبرید پروپان در ظرفیت‌های پایین‌تری از خنک کاری مورد استفاده قرار می‌گیرد. این کاهش ظرفیت به معنی کاهش دبی گاز عبوری از کمپرسورها می‌باشد. همچنین نظر به رشد روزافزون به‌کارگیری کمپرسورها در بخش‌های مختلف صنعت و نیاز مبرم به ارتقای کارایی این ماشین‌ها، موجب توسعه سامانه‌های پایش آزمایشگاهی و روش‌های شبیه‌سازی رایانشی شده است [۱]. هرچند شبیه‌سازی‌های عددی مقرون‌به‌صرفه بوده و ابزارهای ارزشمندی برای پیش‌بینی رفتار کمپرسور محسوب می‌شوند. دقت آن‌ها به‌طور چشمگیری به داده‌های تجربی وابسته است؛ به‌ویژه هنگام اندازه‌گیری پارامترهای عملکردی نظیر فشار و دما [۲]. در کمپرسورهای محوری و گریز از مرکز، پدیده‌ی مهمی که باید به آن توجه نمود سرج می‌باشد. سرج با وارونگی جریان و بروز پس‌جریان شدید در مراحل کمپرسور و نوسانات تناوبی پرشدت در میدان‌های فشار و سرعت مشخص می‌شود. این رفتارها نه‌تنها موجب برهم‌خوردن پایداری عملکرد کمپرسور و محفظه احتراق می‌گردند، بلکه بارهای مکانیکی و حرارتی چرخه‌ای قابل‌ملاحظه‌ای را به اجزای بحرانی موتور تحمیل می‌کنند. در نتیجه، وقوع سرج می‌تواند احتمال بروز خرابی‌های مکانیکی را افزایش داده و عمر مفید موتور را کاهش دهد. این پدیده زمانی رخ می‌دهد که نقطه کار کمپرسور به بخش ناپایدار منحنی فشار-دبی وارد شود و کمپرسور توانایی تولید فشار پایدار را از دست بدهد. در این حالت چرخه‌هایی تناوبی از افزایش و کاهش فشار شکل می‌گیرد که با نوسانات کم‌فرکانس و دامنه‌بالا همراه‌اند. در مراحل شدید سرج حتی امکان معکوس شدن متناوب جهت جریان وجود دارد که می‌تواند آسیب جدی به اجزای سازه‌ای کمپرسور وارد کند. از این رو، مطالعه و شناسایی نوسانات فرکانسی مرتبط با سرج برای حفظ پایداری و کارایی سامانه ضروری است [۳-۸].

به‌منظور تبیین سازوکارهای فیزیکی حاکم بر پدیده سرج و فراهم‌سازی امکان پیش‌بینی و هشدار زودهنگام وقوع آن، پژوهشگران تاکنون تحقیقات گسترده و نظام‌مندی را با استفاده از رویکردها و روش‌های متنوع انجام داده‌اند. این مطالعات شامل آزمون‌های آزمایشگاهی، مدل‌سازی نظری و شبیه‌سازی‌های عددی بوده‌اند. انجام آزمون‌های تجربی مستلزم هزینه‌های بالا است و در عین حال می‌تواند منجر به آسیب‌های احتمالی به تجهیزات گردد. در مقابل، مدل‌های تحلیلی اگرچه امکان دستیابی سریع به نتایج پیش‌بینی را فراهم می‌کنند، اما از دقت کمتری برخوردارند. چن و همکاران در سال ۲۰۲۲ با استفاده از مدل پارامتر متمرکز گریترز و داده‌های آزمایشگاهی، مدلی توسعه دادند که بخشی از دینامیک سامانه را با دقت قابل‌قبول بازنمایی می‌کند؛ هرچند برخی اثرات غیرخطی همچنان به‌طور کامل در این مدل لحاظ نشده‌اند. با این حال، وابستگی مدل به پارامترهای شناسایی‌شده تجربی،

فرض شبه‌پایدار مشخصه کمپرسور و ساده‌سازی اثرات غیرخطی موجب محدود شدن تعمیم‌پذیری و دقت آن در شرایط گذرا می‌شود [۴].

در پژوهشی دیگر لو و همکاران گزارش کردند که سرچ عمیق در شرایطی با عدد ماخ نسبی نوک پروانه زیرصوت و فراصوت رخ می‌دهد. اما سرچ ملایم زمانی مشاهده می‌شود که این عدد به شرایط صوت نزدیک شود. نتیجه پژوهش این بود که الگوی سرچ با گذار جریان ورودی نوک پروانه از حالت زیرصوت به فراصوت تغییر می‌کند [۱۱ و ۱۲]. با توجه به دشواری‌های اجرای آزمایش سرچ، ژانگ و همکاران روشی عددی برای شبیه‌سازی رفتار نوسانی سرچ ارائه کردند. نتایج این آزمایش نشان داد که اختلاف مرز سرچ بین نتایج تجربی و عددی در سه سرعت دورانی مختلف تغییر می‌کند و وضعیت جریان در اطراف ورودی نوک پروانه به‌شدت به سرعت دورانی وابسته است. اگرچه این شبیه‌سازی عددی دقت قابل‌قبولی داشت اما محدودیت در بازه اعتبارسنجی صورت گرفته کاربرد آن را برای تحلیل‌های گسترده محدود می‌سازد [۱۳]. وانگ و همکاران نیز روشی نوآورانه با عنوان هشدار نوسان تا شناسایی فرکانس پیشنهاد کردند که با استفاده از سامانه اندازه‌گیری نوک‌پره، امکان هشدار زودهنگام سرچ و شناسایی دقیق فرکانس‌های ارتعاشی را فراهم می‌کند. این روش با ادغام ویژگی‌های فازی و دامنه‌ای ارتعاش پره، توانایی حذف هشدارهای کاذب ناشی از رزونانس هم‌زمان را دارد. با وجود دقت بالای این روش در شناسایی فرکانس‌های غیرهم‌زمان، تأثیر عواملی مانند نویز شدید، تغییرات دما، سایش پره‌ها بر عملکرد روش هنوز به‌طور کامل مورد بررسی قرار نگرفته است [۳]. در مطالعه دیگر هو و همکاران با بهره‌گیری از شش حسگر فشار استاتیک در ورودی پروانه و دو حسگر در ورودی دیفیوزر روند تکامل سرچ را در کمپرسور گریز از مرکز یک توربوشارژر سرعت‌بالا تحلیل کردند. آن‌ها به کمک تحلیل موجک مورتله پیوسته، دینامیک زمان-فرکانس اختلالات سرچ را استخراج کردند. اگرچه مطالعه حاضر با استفاده از اندازه‌گیری فشار ناپایدار و تحلیل موجک اطلاعات ارزشمندی ارائه می‌دهد، اما رویکردهای مدل‌سازی دو یا سه‌بعدی می‌توانند ساختارهای جریان پیچیده و تعاملات فضایی داخل ایمپلر را دقیق‌تر بازنمایی کنند [۵]. از آنجا که بسامد سرچ با بسامد هلمهولتز مرتبط است [۱۴]، دهنر و همکاران گزارش کردند که نوسانات سرچ ملایم در بسامد شدید هلمهولتز زمانی رخ می‌دهد که نرخ جریان جرمی کمپرسور پایین‌تر از مقدار متناظر با بیشینه نسبت فشار در یک سرعت مشخص باشد. با کاهش بیشتر دبی، سرچ عمیق در بسامدی بسیار کمتر از بسامد شدید مشاهده شد. اگرچه مطالعه حاضر از مدل یک‌بعدی استفاده می‌کند، به‌کارگیری یک رویکرد دوبعدی می‌تواند بازنمایی دقیق‌تری از ساختارهای پیچیده جریان و دینامیک سرچ ارائه دهد و احتمالاً دقت پیش‌بینی‌ها و فهم فیزیکی پدیده را بهبود بخشد [۱۵].

در پژوهشی گراودل و همکاران یک مدل برای پیشبینی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز چند مرحله ای با استفاده از اطلاعات هندسی کمپرسور و سرعت در هر مرحله ارائه شده است. مدل پیشنهادی ابزاری ارزشمند برای ارزیابی عملکرد کمپرسور گریز از مرکز چند مرحله ای فراهم می کند، این مدل مشکل تجزیه و تحلیل نقشه های کمپرسور برای توصیف جریان و بازده کمپرسورهای گریز از مرکز را بر طرف کرده است و این مدل بر اساس معادلات تعادل جرم، انرژی و آنتروپی برای مایعات قابل فشرده ساخته شده است [۱۶].

مرور مطالعات پیشین نشان می دهد که پدیده سرج در کمپرسورهای محوری و گریز از مرکز از منظرهای مختلفی شامل پایش تجربی، تحلیل سیگنال، مدل سازی تحلیلی و شبیه سازی عددی مورد بررسی قرار گرفته است. برخی پژوهش ها با تمرکز بر روش های پایش مبتنی بر ارتعاش و فشار، از جمله استفاده از سامانه های اندازه گیری نوک پره و تحلیل های پیشرفته زمان-فرکانس، امکان هشدار زودهنگام و شناسایی فرکانس های شاخص سرج را فراهم کرده اند. با این حال، کارایی این روش ها در شرایط واقعی بهره برداری صنعتی، به ویژه در حضور نویز، تغییرات دمایی و فرسایش اجزای مکانیکی، هنوز با عدم قطعیت هایی همراه است.

در مقابل، گروهی دیگر از مطالعات با بهره گیری از مدل های تحلیلی و عددی، تلاش کرده اند سازوکارهای فیزیکی حاکم بر سرج و ارتباط آن با پارامترهایی نظیر بسامد تشدید هلمهولتز، دبی جرمی و سرعت دورانی کمپرسور را تبیین کنند. اگرچه این مدل ها در پیش بینی کلی مرز سرج و تفکیک رژیم های سرج ملایم و عمیق موفق بوده اند، اما اتکای آن ها به فرضیات ساده ساز، مدل های یک بعدی یا نیاز به داده های دقیق مشخصه کمپرسور، دقت و قابلیت تعمیم آن ها را در شرایط گذرا و عملیاتی پیچیده محدود می سازد.

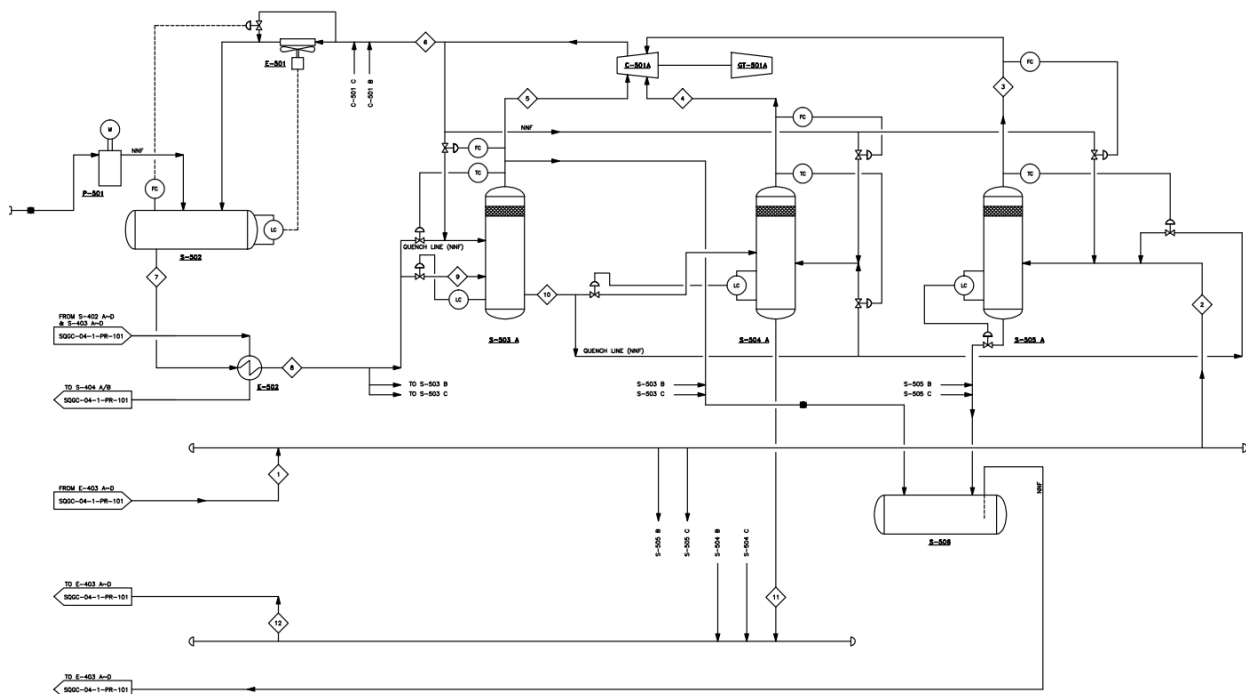
همچنین، مدل های مبتنی بر اطلاعات هندسی کمپرسور، به ویژه در کمپرسورهای چندمرحله ای، گامی مؤثر در کاهش وابستگی به نقشه های عملکردی و تسهیل تحلیل عملکرد به شمار می روند، اما همچنان نیازمند اعتبارسنجی گسترده با داده های واقعی بهره برداری هستند. به طور کلی، شکاف اصلی در ادبیات موجود را می توان در فقدان رویکردهای تلفیقی دانست که به طور هم زمان از شبیه سازی فرآیندی، داده های تجربی میدانی و ابزارهای عملیاتی ساده و قابل استفاده برای بهره برداران صنعتی بهره بگیرند. این خلأ، ضرورت توسعه روش هایی مبتنی بر داده های واقعی و قابل پیاده سازی در محیط های صنعتی را برای تعیین محدوده ایمن عملکرد و پیشگیری مؤثر از پدیده سرج برجسته می سازد.

پژوهش حاضر در پاسخ به این نیاز، با ترکیب شبیه‌سازی فرآیندی واحد تبرید پالایشگاه گاز سرخون و قشم در نرم‌افزار Aspen HYSYS، اجرای تست‌های تجربی سرچ در محیط واقعی بهره‌برداری و تحلیل ارتعاشات مبتنی بر فرکانس گذر پره، اقدام به تعیین محدوده ایمن عملکرد کمپرسورها نموده است. همچنین به دلیل نبود دسترسی به نمودار مشخصه کمپرسورهای موجود، برای نخستین بار تست‌های تجربی سرچ در سه سرعت دورانی متناسب با شرایط عملیاتی مختلف اجرا شد و رفتار سرچ در محیط واقعی بهره‌برداری مورد بررسی قرار گرفت. سپس فرکانس‌های سرچ تعیین و تحلیل ارتعاشات با روش تبدیل فوریه سریع (FFT) انجام و شرایط اولیه شکل‌گیری سرچ شناسایی شد. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، محدوده‌های مجاز و خطرناک بهره‌برداری مشخص گردید و در نهایت، یک نرم‌افزار کاربردی در محیط Excel برای تشخیص و هشدار زودهنگام شرایط نزدیک به سرچ توسعه داده شد و بهره‌برداری ایمن و بهینه از کمپرسور فراهم گردید. این نرم‌افزار کاربردی قادر است میزان حداقل دبی گاز عبوری موردنیاز کمپرسور را بر اساس میزان خوراک ورودی تعیین و از بروز پدیده سرچ در کمپرسورها جلوگیری نماید

۲- روش پژوهش

۲-۱- توصیف فرآیند

در این بخش، فرآیند تبرید (واحد ۵۰۰) برای خط اول^۱ که مشابه خطوط دوم^۲ و سوم^۳ می‌باشد مطابق شکل (۱) نشان داده شده است. پروپان خروجی از مخزن ذخیره در مبدل E-502 تبادل حرارت انجام داده و دمای آن کاهش می‌یابد. سپس خروجی این مبدل ابتدا به سمت فلش درام پرفشار S-503 و سپس به سمت فلش درام کم‌فشار S-504 می‌رود. جریان گاز خروجی از این دو فلش درام به ترتیب به ورودی سوم و دوم کمپرسور و جریان پروپان مایع سرد خروجی از S-504 به سمت سردساز E-403 رفته که در آن تبادل حرارت صورت می‌گیرد. سپس پروپان خروجی از سردساز که در فاز بخار می‌باشد به سمت فلش درام S-505 و جریان گاز خروجی این درام به سمت ورودی اول کمپرسور می‌رود. در نهایت خروجی پس از تبادل حرارت در چگالنده E-501 خنک شده و مجدداً به سمت مخزن ذخیره پروپان رفته تا این سیکل تکرار گردد. همچنین با توجه به شکل مذکور برای جلوگیری از افزایش دمای سیال ورودی و پدیده‌ی سرچ در کمپرسور مسیرهای کوئچ^۴ و ضد سرچ طراحی شده است.



^۰ Train A

^۱ Train B

^۲ Train C

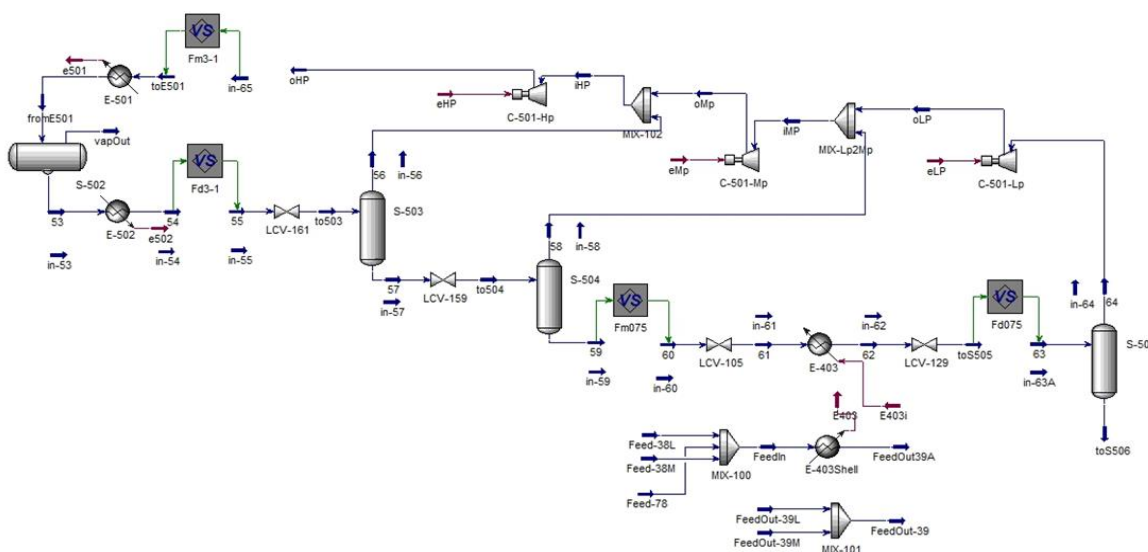
^۴ Quench

شکل ۱- شماتیکی از واحد تبرید (واحد ۵۰۰) پالایشگاه گاز سرخون و قشم.

Fig. 1. Schematic representation of the refrigeration unit (Unit 500) of the Sarkhon and Qeshm Gas Refinery.

۲-۲- شبیه‌سازی فرآیند

شماتیک محیط شبیه‌سازی شده این فرآیند در نرم‌افزار Aspen Hysys به کمک مدل ترمودینامیکی Peng-Robinson [۱۷ و ۱۸] در شکل (۲) ارائه گردیده است. اطلاعات فرآیندی مطابق با نقشه‌های PFD پالایشگاه استخراج گردید و براساس آن شبیه‌سازی مذکور انجام شد. در ادامه نمونه‌ای از داده‌های مورد استفاده در این شبیه‌سازی در جدول (۱) برای جریان پروپان خروجی از مخزن ذخیره آورده شده است.



شکل ۲- محیط شبیه‌سازی فرآیند در نرم‌افزار اسپن هایسیس.

Fig. 2. Process simulation environment in Aspen HYSYS software.

جدول ۱- مشخصات پروپان خروجی از مخزن ذخیره در شرایط عملیاتی.

Table 1. Specifications of propane discharged from the storage tank under operating conditions.

Stream	53
Temperature (°C)	51.2
Pressure (Bar)	18.76
Mw	44.08
Density (kg/m ³) (FTP)	448.54
Molar Flow (kmole/hr)	1773.63

کمپرسور مورد مطالعه مطابق شکل (۳) در این پژوهش یک توربو کمپرسور صنعتی RUSTON TB 4000 بوده که در شرایط عملیاتی واقعی تحت آزمایش قرار گرفت. این تجهیز از نوع گریز از مرکز بوده و همچنین به دلیل عدم دسترسی به منحنی مشخصه کمپرسور امکان ارزیابی دقیق محدوده‌های عملکردی و به ویژه تشخیص سرچ با توجه به کاهش خوراک ورودی پالایشگاه فراهم نشد. بدین منظور برای نخستین بار بررسی رفتار دینامیکی کمپرسور تست سرد برنامه‌ریزی و اجرا گردید. در این تست، در چندین مرحله با کاهش دبی ورودی به کمپرسور و مشاهده شرایط نزدیک به سرچ نسبت فشار خروجی به ورودی کمپرسور در هر یک از سه بخش کمپرسور اندازه گیری و نقاط کارکرد کمپرسور در حالت پایدار و امن تعیین شد. عمل کاهش دبی ورودی به محض مشاهده اولین نوسانات در نسبت فشارها متوقف گردید و این نقطه عملکرد با در نظر گرفتن ضریب امنیت به عنوان مرز سرچ در نظر گرفته شد. این آزمایش در دوره‌های مختلف برای کمپرسور تکرار گردید تا منحنی مشخصه آن تکمیل گردد. سه دور انتخاب شده متناسب با شرایط عملیاتی تعیین شده‌اند. همچنین برای انجام این تست از دستگاه VIBXPERT جهت داده‌برداری و از نرم‌افزار OMNITREND برای تحلیل داده‌ها استفاده شد. بر این اساس، آزمایش در سه مرحله و در دوره‌های متفاوت، پس از تنظیم سرعت کمپرسور و اطمینان از دستیابی به شرایط پایدار در هر مرحله، انجام پذیرفت. از آنجا که کمپرسورها در بازه‌های مشخص و از پیش تعیین شده مجاز به کار بوده و تغییرات دور کمپرسور خارج از این محدوده منجر به آسیب تجهیزات یا عدم تطابق با فرآیند می‌شود، سه دور انتخابی بر اساس اطلاعات واحد بهره‌برداری، محدودیت‌های فرآیندی و بیشترین فراوانی عملکردی کمپرسور در شرایط واقعی تعیین شده‌است.



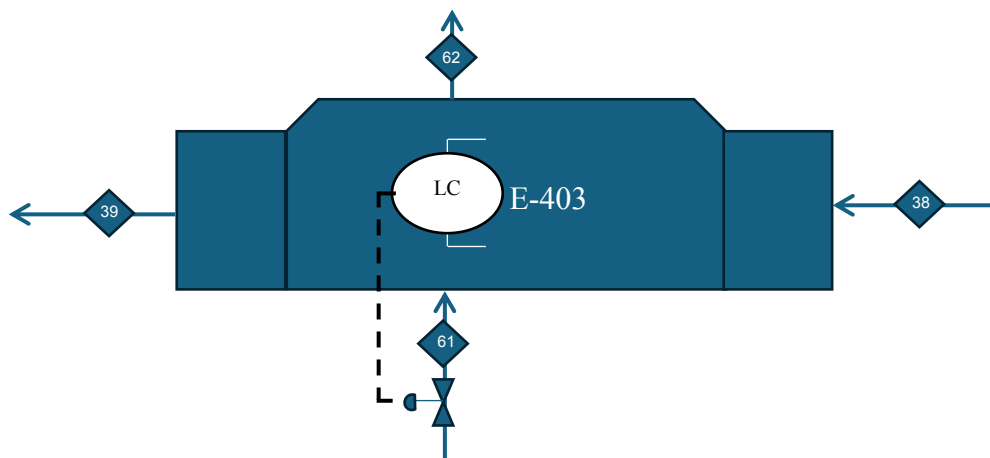
شکل ۳- توربو کمپرسور روستون (Ruston) مدل TB4000 پالایشگاه سرخون و قشم.

Fig. 3. Ruston TB4000 turbo-compressor at the Sarkhon and Qeshm Gas Refinery.

۲-۲-۱- مدل تخمین دبی مبرد

هدف این بخش استخراج رابطه‌ای برای تعیین ارتباط میان دبی مبرد و خوراک ورودی بوده که به عنوان مبنایی برای صحت سنجی عملکرد فلومترها نیز مورد استفاده قرار گرفت. مطابق شکل (۴) دبی ورودی مبرد به سردساز E-403 از طریق یک شیر و به واسطه سیگنال سطح داخل سردساز تنظیم و دبی خروجی مبرد از طریق یک شیر و به واسطه دمای خوراک خروجی تنظیم می‌گردد. بنابراین برای تخمین دبی مبرد از روابط (۱) تا (۳) استفاده

شده است. مطابق شکل (۴)، جریان ورودی در سمت مبرد در نقطه (۶۱) شامل مخلوط دو فاز (مایع + بخار) می باشد و در خروجی این سمت در نقطه (۶۲)، جریان به حالت کاملاً بخار تبدیل می شود. در سمت خوراک نیز ورودی شامل نقطه (۳۸) است که مخلوطی از آب، گلایکول و هیدروکربن می باشد. لازم به توضیح است که دبی ورودی مبرد (نقطه ۶۱) از طریق شیر کنترلی و بر اساس سیگنال سطح مبرد در داخل سردساز کنترل شده و دبی خروجی مبرد (نقطه ۶۲) توسط شیر کنترلی دیگر و با توجه به دمای خوراک خروجی از سردساز تنظیم می گردد. بنابراین، دمای خوراک که وابسته به میزان خنک کاری است، از طریق کنترل دبی مبرد مدیریت و تنظیم می شود.



شکل ۴- شماتیک سردساز (E-403) مرتبط با واحد تبرید (واحد ۵۰۰) پالایشگاه.

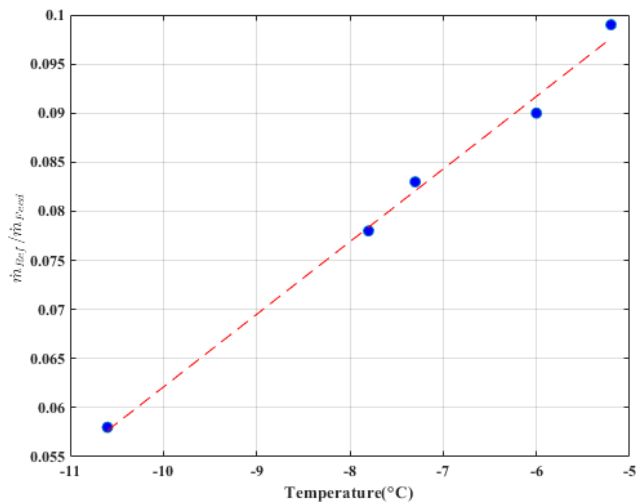
Fig. 4. Schematic of the chiller (E-403) associated with the refrigeration unit (Unit 500) of the refinery.

$$Q = \dot{m}_R(h_{oR} - h_{iR}) \quad \text{رابطه (۱)}$$

$$Q = \dot{m}_F(h_{iF} - h_{oF}) \quad \text{رابطه (۲)}$$

$$Q = UA\Delta T_{LM} \quad \text{رابطه (۳)}$$

باتوجه به اینکه شرایط خوراک در خروجی از سردساز بایستی تقریباً یکسان باشد و فرض بر ثابت بودن آنتالپی خوراک خروجی معقول بنظر می رسد. از این رو مقدار انرژی ورودی برای خوراک ورودی را می توان به عنوان شاخصی از مقدار انرژی مبادله شده در نظر گرفت. از طرفی در آنتالپی، تغییرات دما به نسبت تغییرات فشار در مقدار آنتالپی تاثیرگذاری بیشتری دارد. نظر به اینکه دمای خوراک در محدوده ۵- تا ۱۰- متغیر بوده و باتوجه به فرضیات بیان شده نمودار تغییرات نسبت جرم های مبرد به خوراک ورودی بر حسب دما در شکل (۵) نشان داده شده است.



شکل ۵- نمودار تغییرات نسبت جرم‌ها(مبرد به خوراک ورودی) به دمای ورودی خوراک.

Fig. 5. Variation diagram of the mass ratio (refrigerant to feed) with respect to the feed inlet temperature.

برای ارتباط میان دبی مبرد و دبی خوراک ورودی، رابطه‌ی (۴) استخراج شده است. این رابطه بر اساس دبی‌های مبرد و خوراک در یک سردساز به دست آمده است.

$$m_{Ref} = m_F(0.138243 + 0.00761708T_{i,F}) \quad \text{رابطه (۴)}$$

پارامتر اصلی برای شناسایی رفتار حرارتی مبدلها، ضریب UA است. از این رو از این شاخص جهت شناسایی و تحلیل مبدل‌ها استفاده می‌شود. در نهایت مقدار انتقال حرارت واقعی مبدل با استفاده از روابط (۳) و (۵) محاسبه شده است. با محاسبه میانگین دمای لگاریتمی سردساز می‌توان مقدار ضریب انتقال حرارت کلی سردساز را محاسبه نمود.

$$\Delta T_{lm} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln(\Delta T_1 / \Delta T_2)} \quad \text{رابطه (۵)}$$

۲-۳- اعتبار سنجی

در این بخش اعتبار سنجی داده‌های حاصل از شبیه‌سازی در نرم افزار Aspen Hysys به کمک مدل ترمودینامیکی Peng-Robinson را با داده‌های عملیاتی و واقعی انجام گرفته است که نتایج آن در جدول (۲) مشخص شده است. نتایج حاصل از شبیه‌سازی تطابق بسیار خوب و دقیقی با نتایج عملیاتی و واقعی داشته، به طوری که مجموع مربعات میانگین خطا برای دما، دبی مولی و فشار شبیه‌سازی به ترتیب برابر با ۲/۸۶۱ درجه سانتی گراد، ۱/۵۱۶ کیلو مول بر ساعت و ۰/۰۱۷۶ کیلو پاسکال بوده است.

جدول ۲- مقایسه نتایج حاصل از شبیه‌سازی با مقادیر عملیاتی واحد تبرید (۵۰۰).

Table 2. Comparison of simulation results with operating values of the refrigeration unit (Unit 500).

Stream	Phase	F_sim	F_Des	Error_F	P_sim	P_Des	Error_P	T_sim	T_Des	Error_T
NO.	V/L	kmol/hr	kmol/hr	kmol/hr	(kPa)	(kPa)	(kPa)	(°C)	(°C)	(C°)
53	L	1130.76	1130.76	0	1944	1944	0	51.2	51.2	0
54	L	1130.76	1130.76	0	1882	1882	0	42.9	42.9	0
55	L	565.38	565.38	0	1882	1882	0	42.9	42.9	0
56	V	140.660	135.96	3.457	661	661	0	11.382	11.5	1.02
57	L	424.72	429.42	1.094	661	661	0	11.382	11.5	1.02
58	V	99.8742	101.31	1.417	183	183	0	-27.76	-27.6	0.597
59	L	324.846	328.11	0.995	183	183	0	-27.76	-27.6	0.597
60	L	162.423	164.05	0.992	183	183	0	-27.77	-27.6	0.597
61	L	162.423	164.05	0.992	168	168	0	-29.97	-29.97	0
62	V	162.423	164.06	0.998	168	168	0	-29.97	-30	0.1
63	V	324.846	328.12	0.998	118	118	0	-31.18	-30	3.933
64	V	324.846	328.12	0.998	118	118	0	-31.18	-30	3.933
o_HP	V	565.38	565.38	0	1980.1	1990	0.497	89.56	91.8	2.44
Fout39	V	6698.33	6722.86	0.365	6870	6870	0	-18	-18	0
MSE	-	-	-	1.516	-	-	0.0176			2.861
E403(kj/hr)		2861120								
E403i(kj/hr)		2917612								
Error-E403(%)		1.936								

۳- بحث و نتایج

۳-۱ نتایج تست‌ها

به منظور بررسی و تعیین خط سرچ در کمپرسور، آزمایشات میدانی در سه سرعت متفاوت توربین انجام و اطلاعات مورد نیاز طبق جدول (۳) ثبت گردید. سه دور انتخاب شده مطابق بازه عملیاتی واقعی کمپرسور بوده‌اند و انتخاب این بازه محدود با هدف کاهش ریسک قرارگیری کمپرسور در شرایط نامطمئن انجام شده است. با توجه به کاهش خوراک ورودی به صورت متوالی و تغییر مسیر جریان سیال در پدیده سرچ، به راحتی می‌توان دریافت که پره‌های مرحله اول و همچنین نظر به فشار پایین در خروجی کمپرسور، تحریک پره‌های مرحله آخر کمپرسور را نیز به

همراه داشته است، بنابراین برای آگاهی از تحریک پره‌ها توسط جریان سیال میتوان از فرکانس گذر پره که نشان دهنده آستانه تغییر جریان سیال و افزایش دامنه ارتعاشات بوده، استفاده شده است.

جدول ۳- نتایج آزمایشات میدان در سه سرعت متفاوت کمپرسور.

Table 3. Field test results at three different compressor speeds.

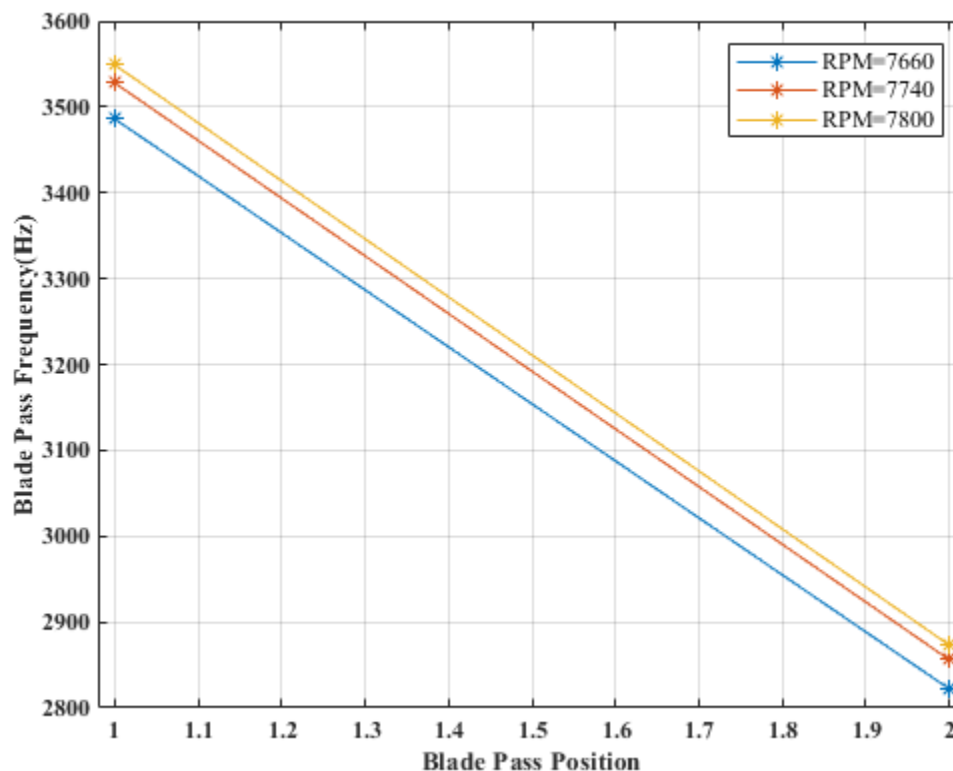
RPM	1X TURBINE	1X COMPRESSOR	G RATIO	1 ST - NO.BLADES	LAST NO.BLADES	B.P1 FREQUENCY	B.P2 FREQUENCY	RMS
7660	128	166	1.3	21	17	3486	2822	8
7740	129	168	1.3	21	17	3528	2856	11
7800	130	169	1.3	21	17	3549	2873	13

فرکانس عبور پره (BPF) با استفاده از رابطه (۶) محاسبه شده است.

$$BPF = N_b * f_r \quad \text{رابطه (۶)}$$

که در آن N_b تعداد پره‌های روتور و f_r فرکانس چرخش روتور بر حسب هرتز می‌باشد. مقادیر محاسبه شده فرکانس عبور پره در جدول (۳) ارائه شده است. این مقادیر به عنوان شاخصی برای تحلیل رفتار دینامیکی کمپرسور و پایش شرایط نزدیک به سرچ، مورد استفاده قرار گرفته است.

باتوجه به کاهش خوراک ورودی به صورت متوالی و تغییر مسیر جریان سیال در پدیده سرچ، به راحتی می‌توان دریافت که پره‌های مرحله اول و همچنین نظر به فشار پایین در خروجی کمپرسور، تحریک پره‌های مرحله آخر کمپرسور را نیز به همراه داشته و همچنین برای آگاهی از تحریک پره‌ها توسط جریان سیال می‌توان از فرکانس گذر پره که نشان دهنده آستانه تغییر سیال و افزایش دامنه ارتعاشات است استفاده نمود. نتایج نشان داده‌است که با کاهش خوراک ورودی در فرکانس‌های گذر پره، صدای کمپرسور تغییر و همچنین میزان شدت ارتعاشات به صورت چشم‌گیری افزایش یافته که این موضوع در شکل (۶) نشان داده شده است.



شکل ۶- نتایج فرکانس گذر پره در دورهای متفاوت بر اساس جایگاه پره‌ها در کمپرسور واحد ۵۰۰.

Fig. 6. Blade-passing frequency results at different rotational speeds based on blade positions in the Unit 500 compressor.

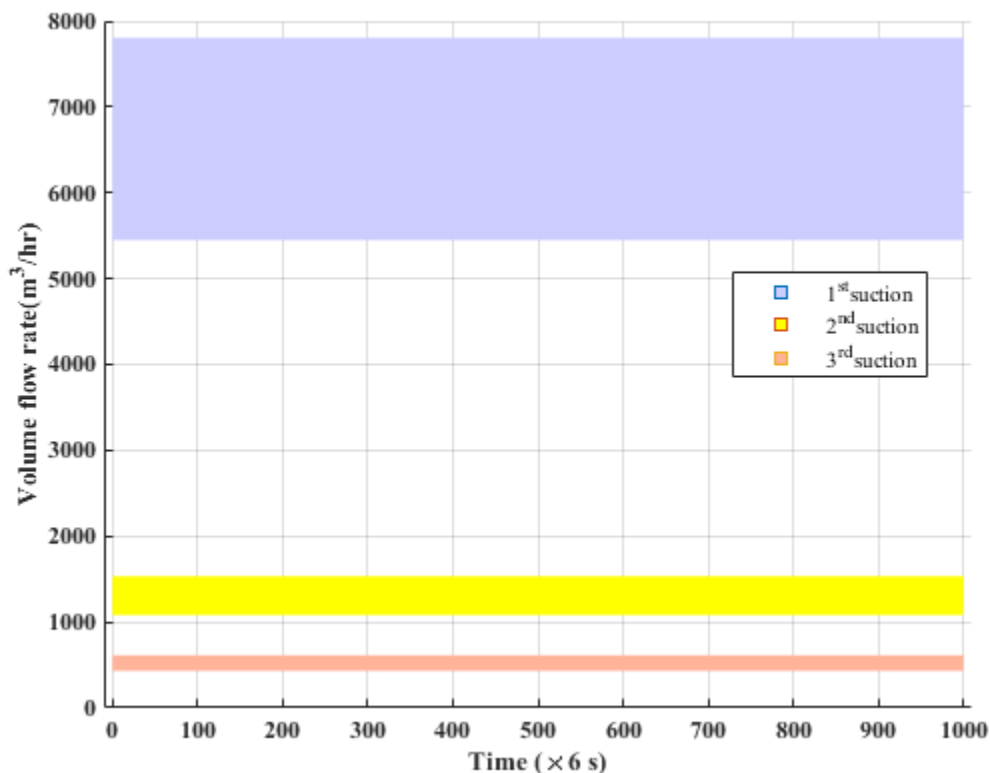
۲-۳ نتایج تخمین دبی مبرد

در این بخش همان طور که گفته شد از تعادل انرژی بین خوراک و مبرد در چیلر جهت تخمین دبی مبرد استفاده و در ادامه نتایج مربوطه ذکر شده است. همچنین حداقل و حداکثر میزان مبرد در تمامی مکش‌ها با توجه به شرایط طراحی در جدول (۴) و به صورت شماتیک در نمودار (۷) آورده شده است.

جدول ۴- حداقل و حداکثر دبی ساکشن‌های ورودی کمپرسور.

Table 4. Minimum and maximum flow rates of the compressor inlet suction.

Maximum flow rates			Minimum flow rates			
kg/s	kg/hr	m ³ /hr	kg/s	kg/hr	m ³ /hr	
5.7582	20729.5	7804.8	4.0195	14470.2	5448	1st Suction
1.811	6519.6	1534.2	1.2411	4467.96	1082	2nd suction
2.373	8542.8	611.9	1.6655	5995.8	431	3rd suction

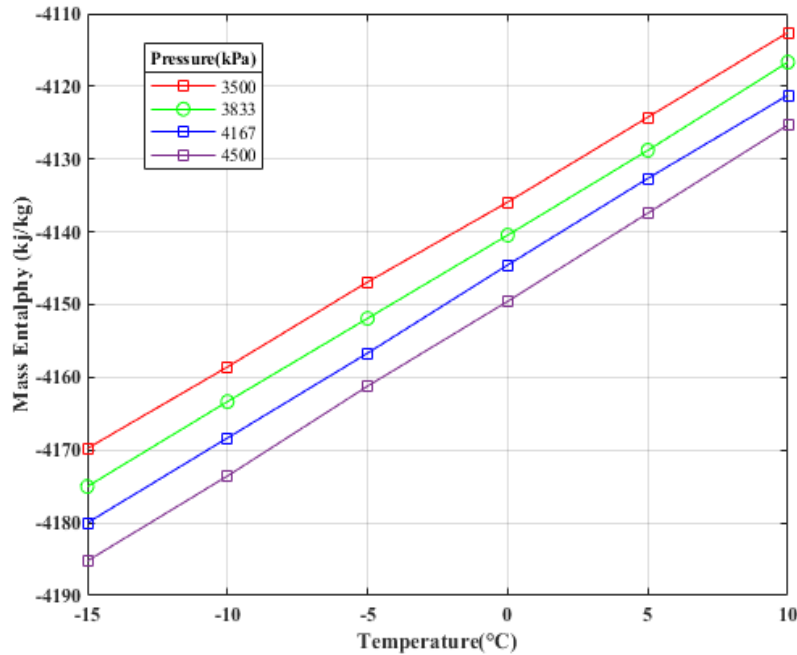


شکل ۷. نمودار محدوده دبی حجمی هر ساکشن کمپرسورهای واحد ۵۰۰.

Fig. 7. Diagram of the volumetric flow range for each suction of the Unit 500 compressors.

در این بخش از آنالیز گاز(خوراک) با ترکیب درصد میانگین در جدول (۵) استفاده شده است. از این رو تغییرات آنتالپی در بازه مد نظر توسط هایسیس محاسبه نموده و در شکل (۸) نشان شده است. همچنین به دلیل رفتار خطی آنتالپی نسبت به دما و فشار در این محدوده، رابطه خطی(رابطه ۷)) محاسبه شده است. در این رابطه دما بر حسب سانتی گراد، فشار بر حسب کیلو پاسکال و آنتالپی کیلوژول بر کیلوگرم می باشد.

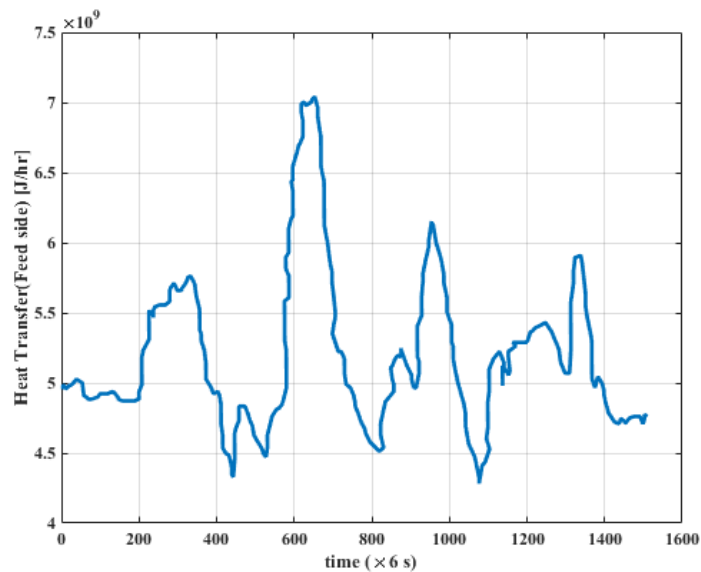
$$h = -4086 + P(-0.014 + \text{رابطه(۷)} \quad 0.000125T) + 1.885T$$



شکل ۸- تغییرات آنتالپی خوراک گازی پالایشگاه توسط نرم افزار Hysys.

Fig. 8. Variations in the enthalpy of the refinery gas feed as simulated by HYSYS software.

با داشتن تغییرات دمای خوراک (دمای ورودی و خروجی به سردساز و دبی حجمی و همچنین خواص خوراک که قبلاً محاسبه نموده می‌توان حرارت مبادله شده سمت خوراک را با استفاده از رابطه (۸) محاسبه نمود. در شکل (۹) مقدار حرارت مبادله شده در طول آزمایش نشان داده شده است.



شکل ۹- مقدار حرارت مبادله شده در طول تست از خوراک.

Fig. 9. Heat exchanged from the feed throughout the duration of the test.

رابطه (۸)

$$Q_{Feed} = \rho \dot{V}_{Feed} c_p \Delta T$$

این انرژی برابر مقدار انرژی مبادله شده سمت مبرد است و با فرضیات زیر با توجه به شکل (۱۰) برای سردساز می توان دبی مبرد را محاسبه نمود.

۱- باتوجه به فرآیند آنتالپی ثابت شیر LCV-105 آنتالپی نقطه ۶۱ برابر آنتالپی نقطه ۵۹ و ۶۰ است

۲- آنتالپی نقطه ۵۹ را می توان آنتالپی مایع اشباع در فشار S-504 در نظر گرفت.

۳- فشار S-504 برابر فشار ساکشن دوم کمپرسور است.

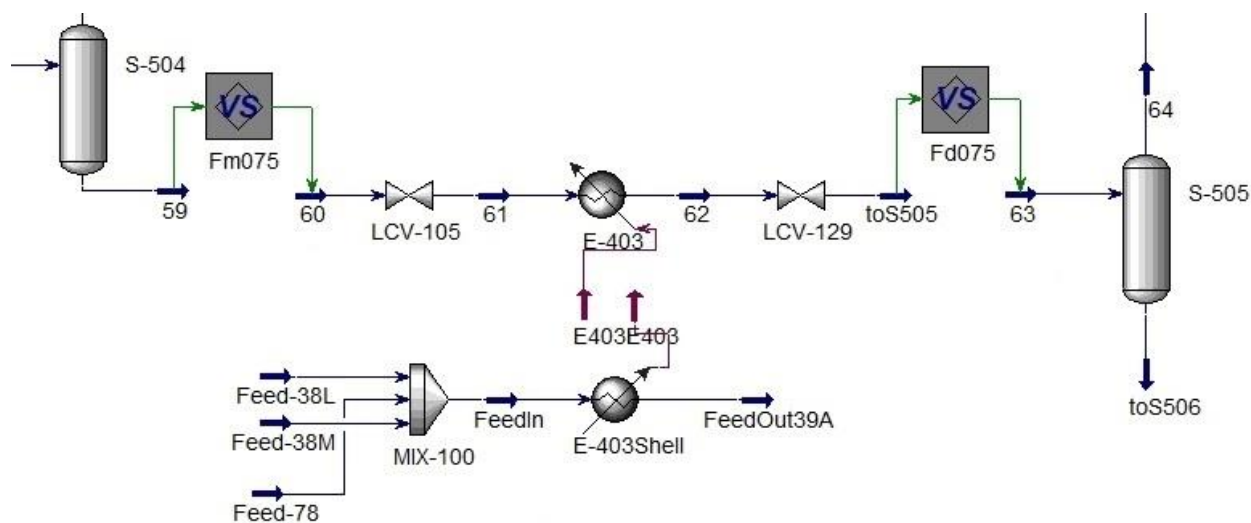
۴- باتوجه به فرآیند آنتالپی ثابت شیر LCV-129 آنتالپی نقطه ۶۲ برابر نقطه ۶۳ و ۶۴ است.

۵- آنتالپی نقطه ۶۴ را می توان آنتالپی بخار اشباع در فشار S-505 در نظر گرفت.

۶- فشار S-505 برابر فشار ساکشن اول کمپرسور است.

۷- دبی مسیر Feed-78 مطابق مستندات زمان طراحی و فعلی کمتر از ۰/۱٪ دبی خط اصلی خوراک گاز است و از اثر آن صرف نظر شده است.

بر اساس این فرضیات فشار مکش اول و دوم ثبت شد و تغییرات آنتالپی مبرد را در مسیر ۶۱ تا ۶۲ با روابط (۹) تا (۱۱) و همچنین دبی مبرد را از رابطه (۱۲) محاسبه شد.



شکل ۱۰- شماتیک نقاط استفاده شده برای تبادل انرژی در واحد تبرید.

Fig. 10. Schematic representation of the locations where energy exchange occurs within the refrigeration unit.

رابطه (۹)

$$\Delta h_{ref} = h_{ref,out} - h_{ref,in}$$

$$h_{ref,out} =$$

رابطه (۱۰)

$$h(\text{propane}, x = 1, P = P_{suc1})$$

$$h_{ref,in} =$$

رابطه (۱۱)

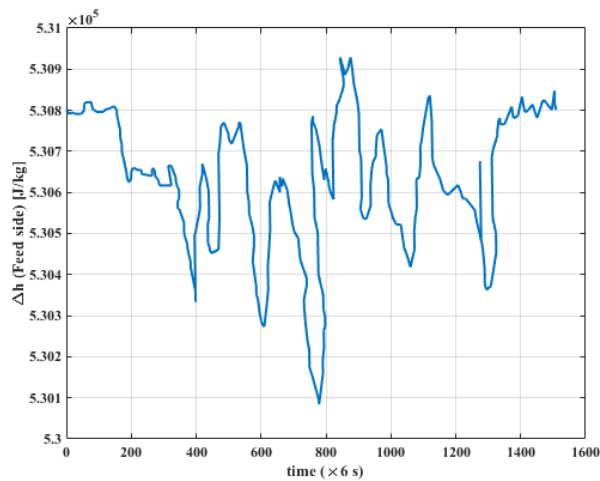
$$h(\text{propane}, x = 2, P = P_{suc2})$$

$$\dot{Q}_{ref} =$$

رابطه (۱۲)

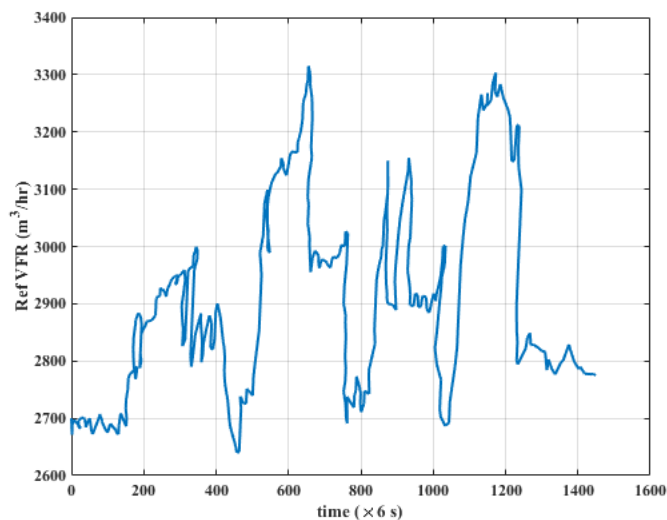
$$\dot{m}_{ref}(h_{ref,out} - h_{ref,in})$$

در نهایت پس از محاسبات به کمک روابط ذکر شده تغییرات آنتالپی خوراک و نتایج تخمین دبی مبرد در شکل‌های (۱۱) و (۱۲) نشان داده است.



شکل ۱۱- شماتیک تغییرات آنتالپی خوراک در طول تست.

Fig. 11. Schematic of feed enthalpy variations during the test



شکل ۱۲- دبی حجمی محاسبه شده با محدوده مقادیر طراحی.

Fig. 12. Calculated volumetric flow rate with the range of design values

باتوجه به کاهش خوراک گازی پالایشگاه در این سال‌ها به کمک این روش تخمین دبی مبرد به درستی صورت گرفت است.

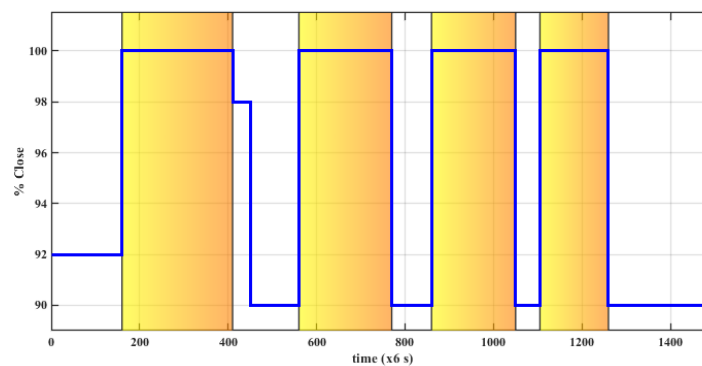
جدول ۵- شرایط و ترکیب درصد خوراک گازی ورودی به پالایشگاه سرخون و قشم.

Table 5. Conditions and compositional percentages of the feed gas entering the Sarkhoon and Qeshm refinery

Value	Composition & Condition
~0	O ₂
5.48 %	N ₂
0.44 %	CO ₂
87.96 %	CH ₄
3.63 %	C ₂ H ₆
1.41 %	C ₃ H ₈
0.31 %	i-C ₄ H ₁₀
0.44 %	n-C ₄ H ₁₀
0.14 %	i-C ₅ H ₁₂
0.1 %	n-C ₅ H ₁₂
0.09 %	C ₆₊
40	Temperature(°C)
38	Pressure(Barg)

۳-۳- تعیین ناحیه امن بهره‌برداری

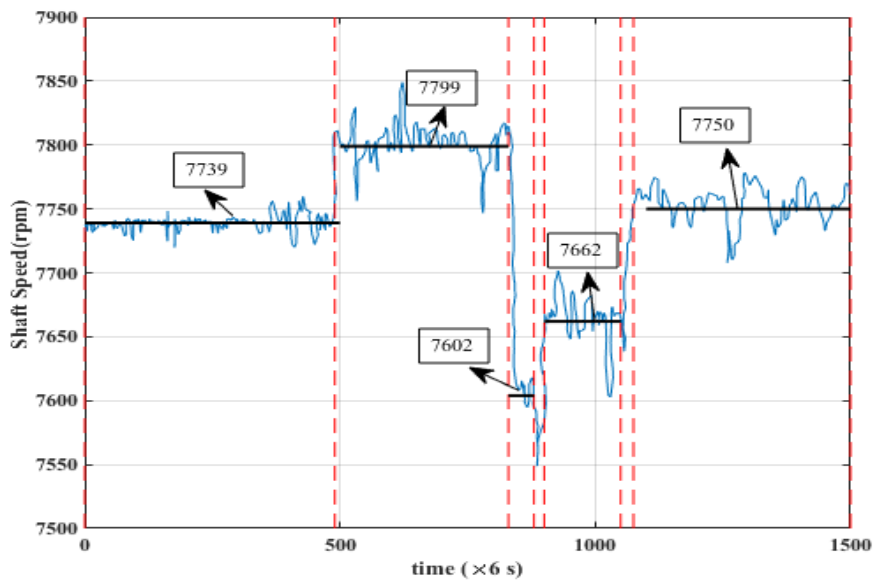
باتوجه به شرایط تست (کاهش دبی در شرایط بسته بودن شیر آنتی سرج تا زمان مشاهده فرکانس بلیدپس و قطع روند آزمایش) کمترین دبی در هر دوره تست، شرایط نزدیک به سرج محسوب شده است. داده‌های مهم هر دوره تست باتوجه به بسته بودن شیر ضد سرج که در شکل (۱۳) نشان داده شده و همچنین در شکل (۱۴) میانگین محاسبه شده دور شفت به صورت خط افقی نمایش داده شده است. زمان بسته شدن ضد سرج ساکشن اول توسط اپراتور به عنوان معیار سنجش زمان شروع و پایان آزمایش در نظر گرفته شد. در شکل (۱۵) محدوده سبز رنگ نمایانگر زمانی است که آنتی سرج مکش اول بسته بوده است.



شکل ۱۳- میزان درصد بسته بودن شیر ضد سرج در طول تست.

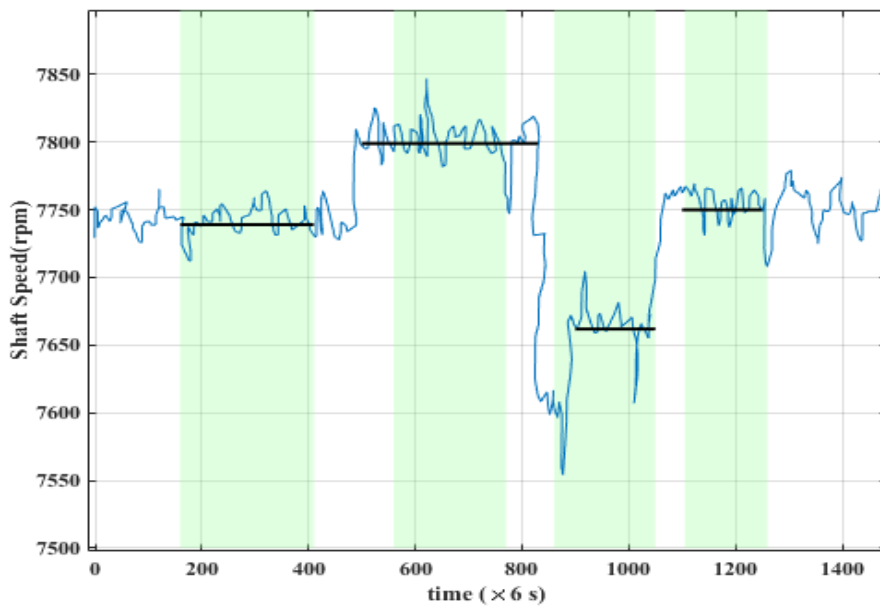
Fig. 13. Percentage of anti-surge valve closure during the test

برای تعیین ناحیه سرج، اطلاعات اندازه گیری شده در حین آزمایش به روش زیر جداسازی شده‌اند. یک بار جداسازی مطابق سیگنال بسته بودن ضد سرج انجام شده است (ناحیه زرد رنگ در شکل (۱۳) انتخاب شده است).



شکل ۱۴- میزان تغییرات دور میل لنگ برای محاسبه دور میانگین کمپرسور.

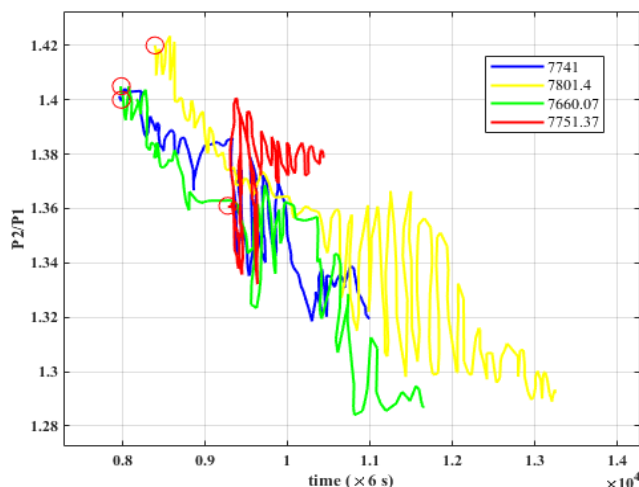
Fig. 14. Shaft speed variations for calculating the compressor's average speed.



شکل ۱۵- نمودار محدوده انتخاب شده برای محاسبه دور میانگین.

Fig. 15. Schematic of the selected range for calculating the average shaft speed.

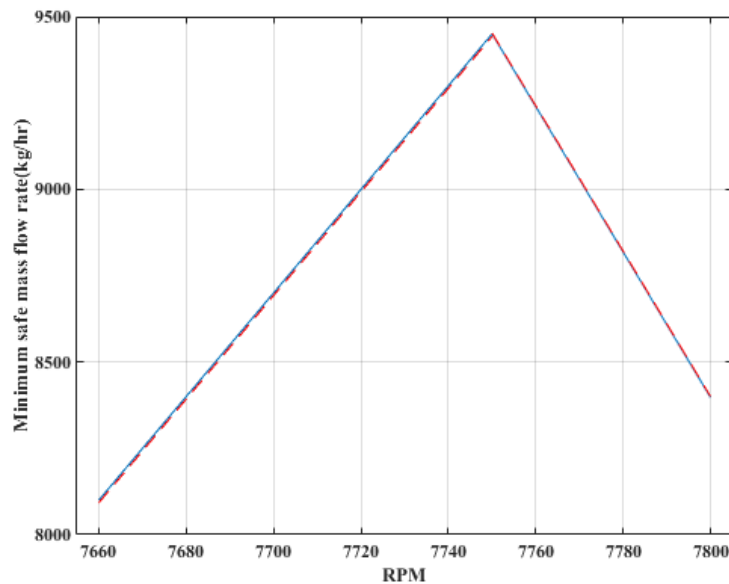
در شکل (۱۶) نسبت فشار مکش دوم و مکش اول در هر دور متوسط در مقابل دبی مکش اول در دو حالت ناحیه کامل تست مطابق ناحیه محتاطانه رسم شده است. کمترین دبی هر بخش تست، یعنی شرایط نزدیک به سرچ که در آن فرکانس گذر پره دیده شده، با دایره مشخص شده است.



نمودار ۱۶- نسبت فشار ساکشن دوم و مکش اول در هر دور متوسط در مقابل دبی ساکشن اول.

Fig. 16. Ratio of the second suction pressure to the first suction pressure at each average speed versus the first suction flow rate.

برای بهبود تحلیل فقط سه نقطه با شرایط محتاطانه تر را انتخاب شده است و معادلات این دو خط چین قرمز که در شکل (۱۷) مشخص شده اند تحت عنوان روابط (۱۳) و (۱۴) نوشته شده اند.



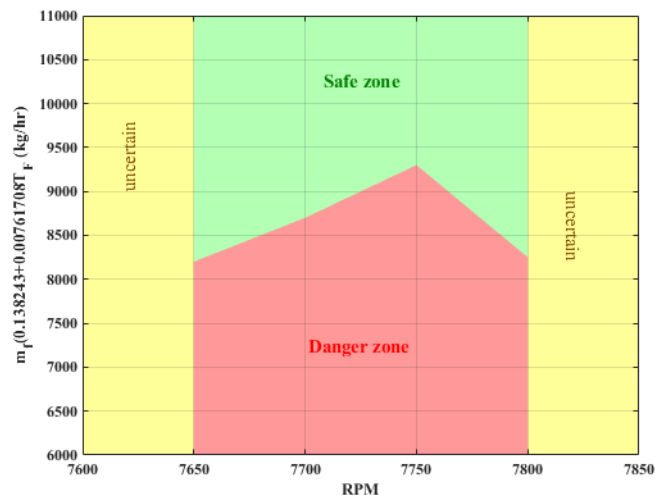
شکل ۱۷- ناحیه امن تخمین زده شده برای کمپرسور واحد تبرید.

Fig. 17. Estimated safe operating region for the refrigeration unit compressor.

$$Y_{\text{safe flow}} = +14.6 \text{ rpm} - 103688.4 \quad \text{رابطه (۱۳)}$$

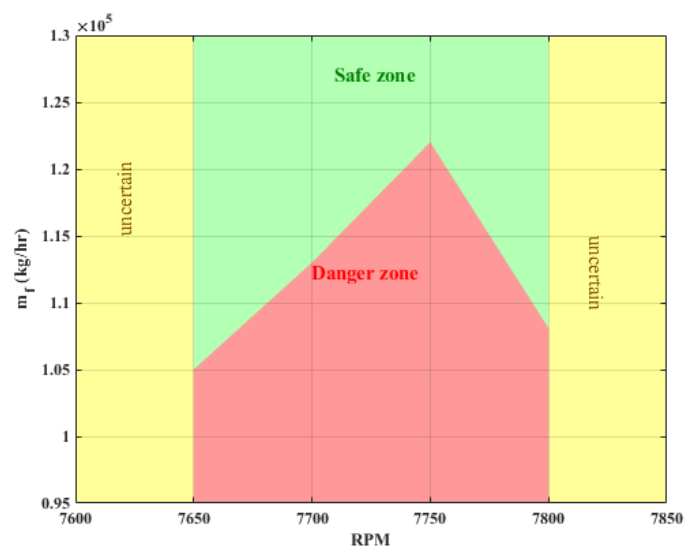
$$Y_{\text{safe flow}} = -20.94 \text{ rpm} + 171770.7 \quad \text{رابطه (۱۴)}$$

در نهایت به کمک این اطلاعات و تحلیل آن‌ها ناحیه امن در جهت جلوگیری از پدیده سرچ مطابق شکل (۱۸) بدست آمده‌است. همچنین نمودار مذکور را می‌توان بر حسب محاسبه دبی مستقیم خوراک اثر داد که در شکل (۱۹) نشان داده شده‌است.



شکل ۱۸- ناحیه امن عملیاتی تعیین شده برای کمپرسور واحد تبرید.

Fig. 18. Defined safe operating region for the refrigeration unit compressor.



شکل ۱۹- ناحیه امن عملیاتی تعیین شده برای کمپرسور واحد تبرید بر مبنای دمای خوراک ورودی.

Fig. 19. Defined safe operating region for the refrigeration unit compressor based on the inlet feed temperature.

برای اطمینان از امنیت کمپرسور در تست های انجام شده از تحلیل طیف فرکانسی ارتعاشات (منحنی FFT) برای مشخص شدن شرایط نزدیک به سرچ استفاده شده است. بدیهی است تحلیل فرکانسی شروع ناپایداری را در لحظات ابتدایی مشخص می کند و یک حاشیه امن نسبت به شرایط سرچ ایجاد می کند. رابطه دبی مبرد و خوراک به صورت معادله زیر استخراج شده است :

$$mR = Mf(0.138243+0.00761708TF)$$

رابطه (۱۵)

تست ها در شرایط بسته بودن آنتی سرچ می باشد و در صورت استفاده از آن کمپرسور می توان در بارهای کمتر نیز استفاده شود. البته که آنتی سرچ به عنوان یک عامل حفاظتی می باشد. در شرایط کنونی فقط یک شیر آنتی سرچ (ساکشن اول) در مدار و توسط بهره بردار قابل کنترل می باشد، بدیهی است در مدار قرار دادن سیستم اتوماتیک سرچ در این شرایط باعث رفتار نوسانی در سیستم می شود.

۳-۴- نرم افزار تشخیص ناحیه امن بهره برداری

بر پایه شبیه سازی و داده های استخراج شده از تست های انجام شده، یک نرم افزار توسعه یافت که امکان پایش شرایط عملکردی و پیشگیری از سرچ را فراهم نمود. این نرم افزار که در محیط اکسل پیاده سازی شده است، امکان تعیین حداقل دبی خوراک مورد نیاز برای حفظ شرایط عملیاتی ایمن را از طریق وارد نمودن دما و دبی خوراک ورودی در اختیار بهره بردار قرار می دهد. برای استفاده از این فایل کافی است که اطلاعات ورودی مشخص شده در خانه های سبزرنگ وارد شده و نتایج نهایی مربوط به حداقل دبی خوراک مورد نیاز بر این اساس محاسبه می گردد.

این ابزار بر پایه داده های شبیه سازی شده منطبق با شرایط واقعی توسعه یافته است و می تواند نقش مؤثری در بهبود تصمیم گیری و پیشگیری از بروز شرایط عملیاتی نایمن ایفا کند. کاربر در این نرم افزار می تواند در صورت

تغییر در شرایط خوراک ورودی با وارد کردن پارامترهای عملیاتی شرایط عملکردی کمپرسورها را بررسی و تحلیل نماید. شکل (۲۰) نمایی از این نرم‌افزار در محیط اکسل نشان داده شده است.

شکل ۲۰- نمایی از نرم‌افزار توسعه یافته برای بررسی شرایط سرج کمپرسور در اکسل.

Fig. 20. View of the software developed for analyzing compressor surge conditions in Excel.

B	C	D	E	F	G
(input data)					
rpm		7750			
Gas Inlet Temperature	[°C]	5	-4117.75		
Gas Outlet Temperature	[°C]	-10	-4151.89		
Gas Pressure	[BarG]	30			
Gas Δh	[kJ/kg]	35.79	34.14		
			Heat Based	Pressure effect	
(Compressor)			cons		cons
Mass Flow Rate (MA)	[kg/hr]	8120.00	9414.72	8120.00	9414.72
Heat Transfer	[kW]	3356148	3892021	3356148	3892021
(Feed)					
Mass Flow Rate (MA)	[kg/hr]	93773	108746	98312	114009
Volume Flow Rate	[m ³ /hr]	121217	140571	127084	147375
Minimum Allowable [MSCM/day]		2.91	3.37	3.05	3.54
MA : Minimum Allowable					

۴- نتیجه گیری:

در این پژوهش، پدیده ناپایداری سرج در کمپرسورهای گریز از مرکز واحد تبرید پروپان پالایشگاه‌های گاز سرخون و قشم از طریق یک رویکرد تلفیقی شامل شبیه‌سازی فرآیندی، آزمایش‌های میدانی و تحلیل دینامیکی مورد بررسی قرار گرفت. شبیه‌سازی فرآیند با استفاده از نرم‌افزار Aspen HYSYS و مدل ترمودینامیکی Peng-Robinson انجام شد و نتایج آن تطابق بسیار مطلوبی با داده‌های واقعی بهره‌برداری نشان داد؛ به‌گونه‌ای که مجموع مربعات خطا برای دبی مولی، فشار و دما به ترتیب برابر با ۱,۵۱۶ کیلومول بر ساعت، ۰,۱۷۶ کیلوپاسکال و ۲,۸۶۱ درجه سانتی‌گراد به دست آمد. این سطح از انطباق، قابلیت اتکای مدل شبیه‌سازی شده را برای تحلیل شرایط بهره‌برداری غیرطراحی و پیش‌بینی رفتار واحد تبرید تأیید می‌کند. به‌منظور رفع محدودیت ناشی از عدم دسترسی به منحنی‌های مشخصه کمپرسور، برای نخستین بار تست‌های تجربی سرج در محیط واقعی بهره‌برداری و در سه سرعت دورانی مجاز انجام شد. نتایج این آزمایش‌ها نشان داد که پایش ارتعاشات و تحلیل فرکانس گذر پره می‌تواند به‌عنوان شاخصی قابل‌اعتماد برای شناسایی شرایط نزدیک به سرج مورد استفاده قرار گیرد. بر اساس داده‌های به‌دست‌آمده، محدوده ایمن عملکرد کمپرسور تعیین شد؛ به‌طوری که در میانگین دور عملیاتی حدود ۷۷۰۰ دور بر دقیقه، حداقل دبی خوراک ورودی برای جلوگیری از ورود کمپرسور به ناحیه ناپایدار باید بیش از ۱۱۰۰۰۰ کیلوگرم بر ساعت باشد. این نتیجه، یک معیار عملی و قابل‌استفاده برای بهره‌برداران صنعتی فراهم می‌سازد که مستقیماً در تصمیم‌گیری‌های عملیاتی قابل‌به‌کارگیری است. از دیگر دستاوردهای شاخص این پژوهش، توسعه یک ابزار کاربردی مبتنی بر نرم‌افزار اکسل بود که با اتکا بر داده‌های واقعی و نتایج شبیه‌سازی، امکان پایش شرایط عملکردی کمپرسور، تخمین حداقل دبی خوراک مورد نیاز و پیشگیری از بروز سرج را بدون نیاز به نقشه‌های مشخصه کمپرسور فراهم می‌کند. این ابزار، پلی میان تحلیل‌های علمی و نیازهای عملیاتی صنعت ایجاد کرده و می‌تواند نقش مؤثری در کاهش ریسک توقف‌های ناخواسته، افزایش ایمنی بهره‌برداری و بهبود قابلیت اطمینان واحدهای تبرید ایفا نماید.

با وجود دستاوردهای حاصل، حساسیت بالای تجهیزات و ریسک‌های عملیاتی مرتبط با اجرای تست‌های سرج در شرایط واقعی، امکان بررسی این پدیده را در دامنه وسیع‌تری از سرعت‌ها و دبی‌ها محدود ساخته است. در پژوهش‌های آتی، ترکیب مدل‌های دینامیکی پیشرفته، رویکردهای داده‌محور و الگوریتم‌های هوشمند پایش بلادرنگ می‌تواند به توسعه سامانه‌های هشدار زودهنگام دقیق‌تر و تعمیم‌پذیرتر منجر شود. چنین رویکردهایی ظرفیت آن را دارند که چارچوب ارائه‌شده در این مطالعه را به یک سامانه تصمیم‌یار هوشمند برای بهره‌برداری ایمن و بهینه از کمپرسورهای صنعتی در شرایط متغیر عملیاتی ارتقا دهند.

مراجع:

- [1] Hanjalic, K., & Stosic, N. (1978). Some aspects of laboratory testing and computer modelling of two-stage compressors with inter and after-cooling. In *Proceedings of the IMechE Conference on Design and Operarion of Industrial Compressors* (pp. 11-18). IMech E.
- [2] Dong, Q., Song, X., & Liu, H. (2020). Effects of air cavity in dynamic pressure sensors: Experimental validation. *Sensors*, *20*(6), 1759.
- [3] Wang, W., Liu, Y., Hu, D., Li, T., & Lin, Y. (2026). Blade tip-timing based surge prevention method for axial compressors: from warning to frequency identification. *Mechanical Systems and Signal Processing*, *242*, 113590.
- [4] Chen, S., Zuo, S., Wu, Z., & Liu, C. (2022). Comprehensive vibro-acoustic characteristics and mathematical modeling of electric high-speed centrifugal compressor surge for fuel cell vehicles at various compressor speeds. *Mechanical Systems and Signal Processing*, *178*, 109311.
- [5] Hu, C., Zhang, H., & Yang, C. (2026). Experimental Investigation on the Surge Behaviors in the Centrifugal Compressor With Volute. *Journal of Turbomachinery*, *148*(3), 031019.
- [6] Zhao, H., Du, J., Zhang, W., Zhang, H., & Nie, C. (2023). A review on theoretical and numerical research of axial compressor surge. *Journal of Thermal Science*, *32*(1), 254-263.
- [7] Ito, S., Furukawa, M., Gunjishima, S., Usuki, H., Ota, T., & Yamada, K. (2019, June). Experimental Investigation of Surge Phenomena in a Transonic Centrifugal Compressor. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 58561, p. V02BT44A013). American Society of Mechanical Engineers.
- [8] Akbarpour, S., & Khosrojerdy, M. J. (2024). “Fault estimation in the combustion chamber and compressor of industrial gas turbines using a multimodel approach”, *Iranian Journal of Chemical Engineering*, *23*(134), 54–68, In Persian.
<https://doi.org/10.22034/ijche.2023.392185.1301>
- [9] Van Helvoirt, J., & De Jager, B. (2007). Dynamic model including piping acoustics of a centrifugal compression system. *Journal of sound and vibration*, *302*(1-2), 361-378.
- [10] Hassani, V., & Barzamini, R. (2025). Design, experimentation, and simulation of dynamic pressure sensor inserts: Towards reducing oscillations in measurements. *Mechanical Systems and Signal Processing*, *237*, 113140.
- [11] Lou, F., Harrison, H. M., Brown, W. J., & Key, N. L. (2022, June). Investigation of Surge in a Transonic Centrifugal Compressor With Vaned Diffuser: Part 2—Correlation With Subcomponent Characteristics. In *Turbo Expo: Power for Land, Sea, and Air* (Vol. 86120, p. V10DT37A023). American Society of Mechanical Engineers.
- [12] Lou, F., Harrison, H. M., Brown, W. J., & Key, N. L. (2023). Investigation of surge in a transonic centrifugal compressor with vaned diffuser: Part II—correlation with subcomponent characteristics. *Journal of Turbomachinery*, *145*(5), 051004.
- [13] Zhang, M., Wu, W., & Zhou, C. (2023). Numerical model of predicting surge boundaries in high-speed centrifugal compressors. *Aerospace Science and Technology*, *141*, 108518.
- [14] Zheng, X., & Liu, A. (2015). Phenomenon and mechanism of two-regime-surge in a centrifugal compressor. *Journal of Turbomachinery*, *137*(8).
- [15] Dehner, R., Selamet, A., Keller, P., & Becker, M. (2016). Simulation of deep surge in a turbocharger compression system. *Journal of Turbomachinery*, *138*(11), 111002.

- [16] Gravdahl, J. T., Willems, F., de Jager, B., & Egeland, O. (2000, December). Modeling for surge control of centrifugal compressors: Comparison with experiment. In *Proceedings of the 39th IEEE Conference on Decision and Control (Cat. No. 00CH37187)* (Vol. 2, pp. 1341-1346). IEEE.
- [17] Javadi, M., Pahlavanzadeh, H., & Manteghian, M. (2024). "Simulation, energy and exergy analysis of gas condensate stabilization", *Iranian Journal of Chemical Engineering*, e217550, In Persian. <https://doi.org/10.22034/ijche.2025.466687.1426>
- [18] Seyadat, M., Shahrouki, F., Bidar, B., & Sardashti Birjandi, M. R. (2024). "Evaluation of waste heat recovery in a rotary kiln of the magnesite calcination process", *Iranian Journal of Chemical Engineering*, e217155, In Persian. <https://doi.org/10.22034/ijche.2025.491263.1469>