

شبیه‌سازی و بررسی بازده واقعی کمپرسور C-661 شرکت پالایش نفت آبادان

محمد رضا عصار^{۱*} و آرش مرادیان^۲، موسی قاسمی^۳

^۱ دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور، دزفول، ایران

^۲ کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی جندی شاپور، دزفول، ایران

^۳ کارشناسی ارشد، نگهداری و تعمیرات ماشین‌آلات دوار، شرکت پالایش نفت آبادان، آبادان، ایران

*مسئول مکاتبات: assari@jsu.ac.ir

واژگان کلیدی

چکیده

شبیه‌سازی ترمودینامیکی
بازده
کمپرسور سانتریفیوژ
ضریب اثربخشی

عوامل متعددی مانند رسوب‌گرفتگی مجراها، خوردگی و سایش پرها و جریان‌های برگشتی درونی بر کیفیت عملکرد و بازدهی کمپرسور سانتریفیوژ تأثیرگذار است و می‌تواند متغیرهای حیاتی مانند نسبت فشار و دبی جرمی عبوری و انرژی مصرفی دستگاه را تغییر داده و در سوددهی و ایمنی واحد عملیاتی مؤثر باشد. در این تحقیق، عملکرد کمپرسور C-661 شرکت پالایش نفت آبادان، از نوع گریز از مرکز با دومرحله عملیاتی و یک خنک‌کننده میانی، با هدف بررسی میزان انحراف آن از شرایط پیش‌بینی شده سازنده، مورد پژوهش قرار گرفته است. مؤلفه‌های نشان‌دهنده کیفیت عملکرد کمپرسور مانند نسبت فشار، دبی جرمی، بازده و توان مصرفی ارزیابی شده است. نتایج نشان داد که این کمپرسور پس از هشت سال کارکرد مستمر، با افت کمتر از ۱٪ بازدهی پلی‌تروپیک در مرحله اول و افت نزدیک به ۴٪ بازدهی پلی‌تروپیک در مرحله دوم روبرو است. نسبت فشار میانگین دستگاه نزدیک به ۹٪ و دبی جرمی میانگین حدود ۱۴٪ نسبت به نقطه طراحی کاهش داشته است. عامل اصلی این کاهش عملکرد رسوب‌گرفتگی دستگاه است. میزان افت بازدهی مکانیکی کمپرسور نزدیک به ۲۵٪ بوده است که می‌تواند حاصل افت بازدهی توربین بخار باشد. بنابراین با به‌کارگیری ضرایب سلامت، نمودار عملکرد این کمپرسور برای شرایط عملیاتی کنونی اصلاح شد و ضریب اثربخشی کلی کمپرسور با روش جدید محاسبه شد. همچنین بررسی اقتصادی، افت بهره‌وری ۱۸٪ را برای دستگاه نشان داد.

تاریخچه مقاله

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱۰/۰۹
تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۹/۰۴

Modelling and study of efficiency of compressor C-661 of Abadan oil refining company

Mohammad R. Assari¹, Arash Moradian², Moussa Ghasemi³

¹Associated professor, Faculty of mechanical engineering, Jundi Shapur university of technology, Dezful, Iran

²MSc, Faculty of mechanical engineering, Jundi Shapur university of technology, Dezful, Iran

³MSc, Abadan oil refining company, Abadan, Iran

Abstract

Numerous factors such as duct fouling, corrosion and wear of blades and internal return currents affect the performance quality and efficiency of the centrifugal compressor and can change vital variables such as pressure ratio, mass flow rate and energy consumption of the device that in turn affect the profitability and safety of the operating unit. In this study, the performance of compressor C-661 of Abadan Oil Refining Company, which is of centrifugal type with two operational stages and an intermediate cooling, has been investigated with the aim of evaluating its deviation from the manufacturer's predicted conditions. Components that indicate the quality of compressor performance such as pressure ratio, mass flow rate, efficiency and power consumption have been measured. The results showed that this compressor after eight years of continuous operation, had a decrease of less than 1% of polytrophic efficiency in the first stage and a decrease of nearly 4% of polytrophic efficiency in the second stage. The average pressure ratio of the device has decreased by about 9% and the average mass flow rate has decreased by about 14% compared to the design point. The main cause of this decrease is the fouling of the device. The mechanical efficiency drop was close to 25%, which could be due to the decrease in steam turbine efficiency. Therefore, by using health coefficients, the performance diagram of this compressor was modified to show the current operating conditions and the overall equipment Effectiveness of the compressor was calculated with a new method. The economic survey also showed an 18% drop in productivity for the device.

Keywords

Thermodynamic modelling
Efficiency
Centrifugal compressor
Overall equipment effectiveness (OEE)

Article history

Received: 30 Dec 2019
Accepted: 24 Nov 2020

۱ مقدمه

نیز به وضوح بیان شد. شستشو در حین عملیات می‌تواند سرعت افت کیفیت را کاهش دهد. اما شستشو دستگاه در حالت خاموش می‌تواند انرژی خروجی دریافتی از آن را افزایش دهد.

قربانیان و غلام‌رضایی [۵] کاربرد شبکه عصبی مصنوعی در پیش‌بینی نمودار عملکرد کمپرسور را بررسی نمودند. مدل‌های متفاوت شبکه‌های عصبی مورد مطالعه قرار گرفت و دو مدل برای شبیه‌سازی نمودار عملکرد کمپرسور استفاده شد. گرچه شبکه‌های عصبی می‌توانند هزینه زمان و هزینه موردنیاز در مراحل ابتدایی طراحی را کاهش دهند اما در پیش‌بینی عملکرد کمپرسور در شرایط عملیاتی با خطا همراه خواهند بود و برای کاهش خطا و افزایش دقت این روش نیاز به داده‌های فراوان برای تعلیم شبکه است.

فی‌چو و همکاران [۶] به بررسی و مقایسه روش‌های پیکربندی شبکه‌های عصبی مجازی در مدل‌سازی عملکرد کمپرسور پرداخت و دریافتند که روش کی.پی.ال.اس^۱ دقت بیشتر در تخمین عملکرد کمپرسور دارد که در مراحل ابتدایی طراحی کمپرسورهای سانتریفیوژ بسیار مفید است.

زولکافی و کپانوس [۷] چارچوبی جامع برای بهینه‌سازی برنامه عملیاتی و سیستم تولید طراحی کردند. این چارچوب با هدف کاهش مصرف انرژی و بهینه‌سازی مواد مصرفی طراحی شد و شرایطی نظیر محدودیت‌های الزامی واحد، افت عملکرد و روش‌های بازگردانی آن، روش‌های متفاوت نگهداری مانند شستشو در حین عملیات و شستشو در هنگام توقف با زمان‌بندی‌های متفاوت و مسائل دیگری مانند مدت‌زمان شستشو، جنس مواد مورد استفاده و هزینه انجام آن و همچنین محدودیت‌های اجرایی این کار را مورد نظر قرار می‌دهد. بررسی اقتصادی تمامی جنبه‌ها در مطالعات موردی نشان داد که در مقایسه با روش‌های قدیمی برنامه‌ریزی تعمیر و نگهداری، این چارچوب طراحی شده میزان قابل توجهی کاهش در هزینه‌های توقف و راه‌اندازی و تمیز کردن سیستم دارد. این امر لزوم برنامه‌ریزی تعمیر و نگهداری بر اساس پیش‌بینی عملکرد را نشان می‌دهد.

کی‌ووک سونگ و همکارانش [۸] به مدل‌سازی ترمودینامیکی و تجربی یک کمپرسور سانتریفیوژ چندمرحله‌ای به منظور افزایش بازده و بهینه‌سازی مصرف انرژی در آن پرداختند و در نهایت توانستند ۵٪ مصرف انرژی در کمپرسور مذکور را کاهش دهند.

البوسعدی و پیلیدیس [۹] به طرح روشی جدید برای تشخیص دلیل افت بازدهی کمپرسور بر اساس داده‌های عملیاتی پرداختند. در آن پژوهش با بررسی تأثیر عوامل مختلف بر عملکرد یک کمپرسور و مقایسه نتایج با شرایط عملکردی واقعی توانستند دلیل افت بازدهی کمپرسور و مرحله اتفاق افتادن این امر را تشخیص دهند. نتایج نشان داد لایه نازکی از مواد رسوب‌کرده در کمپرسور باعث کاهش دبی جرمی و افزایش انرژی برای ایجاد نسبت فشار لازم شده بود.

های اوان سان و همکاران [۱۰] به شبیه‌سازی خوردگی پروانه کمپرسور بر اثر پاشش نمک پرداخته و تأثیر فاصله‌های متفاوت لبه پروانه از بدنه را (مرتبط به مدت‌زمان‌های متفاوت خوردگی) بر عملکرد کمپرسور و میدان جریان داخلی آن توسط روش‌های عددی بررسی کردند. نتایج نشان داد که با گذر زمان و افزایش میزان خوردگی، دبی جرمی، نسبت فشار، گشتاور و قدرت

کمپرسورها از بزرگ‌ترین تجهیزات مصرف‌کننده انرژی در صنایع مختلف هستند که از آن‌ها برای افزایش فشار و جابجایی سیالات تراکم‌پذیر (گازها) از نقطه‌ای به نقطه دیگر در طول فرآیند صنعتی استفاده می‌شود. اهمیت ویژه کمپرسورها و نقش مستقیم آن‌ها در عملکرد واحدهای صنعتی لزوم اطمینان از بازدهی و کیفیت عملکرد این دستگاه را آشکار می‌کند. کمپرسورها ابزارهای جذب‌کننده نیرو مکانیکی هستند که انرژی را به صورت‌های مختلفی مانند انرژی حرارتی، جنبشی و یا پتانسیل به گازها اعمال می‌کنند و برحسب مکانیزم، اصول عملکرد و نحوه اعمال انرژی به سیال، به دو دسته دینامیکی و جابجایی مثبت تقسیم می‌شوند.

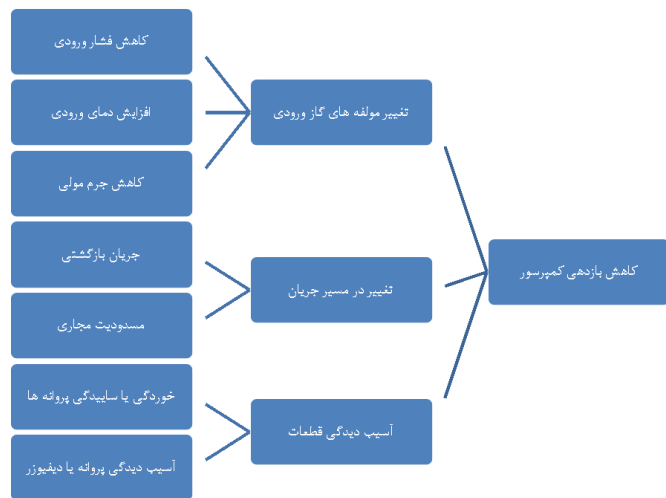
حامد و همکاران [۱] تأثیر خوردگی را در عملکرد کمپرسور در نقطه طراحی و خارج از آن بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که زبری و فاصله تک پره‌ها تأثیر چشمگیری بر بازدهی آدیاباتیک کمپرسور دارند اما بر نسبت فشار تأثیر اندکی دارند. این کاهش بازدهی به دلیل افزایش زبری پره‌ها بود که در سرعت ۱۰۰٪ بیشترین تأثیر را داشت.

ایگی و همکاران [۲] تأثیر ذرات عبور کرده از فیلتر بر رسوب‌گرفتگی کمپرسور را مورد مطالعه قرار دادند. میزان افت فشار عبور گاز از فیلتر نسبت مستقیمی با میزان قدرت جذب فیلتر دارد. ابتدا میزان افت بازدهی کمپرسور به دلیل رسوب ذرات عبور کرده از فیلتر را بررسی کرد. سپس میزان افت فشار (قدرت جذب) لازم برای پیشگیری از تأثیر رسوب ذرات عبور کرده از فیلتر بر عملکرد کمپرسور را به دست آورد. برای این کار از داده‌های تصحیح شده یک توربین گازی در شرایط مختلف عملکرد استفاده کرد. مشاهده شد در سیستم‌های بازده بالا، به طور معمول افت عملکرد بر اثر رسوب‌گرفتگی بیشتر از افت عملکرد بر اثر افت فشار در فیلتر است.

طالبی و طوسی [۳] به بررسی رسوب‌گرفتگی کمپرسور پرداختند. مدلی برای شبیه‌سازی عملکرد میکرو توربین خارج از نقطه طراحی ارائه داده شد. نمودارهای عملکرد یک کمپرسور جریان شعاعی در حالت تمیز و در چند درجه زبری متفاوت توسط مدل شبیه‌سازی و بررسی شد و متغیرهای حساس و تأثیرپذیر شناسایی شد. مشاهده شد که تأثیر زبری بر دمای ورودی و خروجی از توربین به میزان ۲/۷ درصد افزایش یافت درحالی‌که دمای گاز خروجی از کمپرسور تغییر چشمگیری نشان نداد. ایگی و همکاران [۴] به بررسی کمی افت عملکرد به دلیل رسوب و جرم‌گرفتگی کمپرسور با استفاده از آن داده‌ها پرداختند و همچنین تأثیر شستشو کمپرسور را در حین فعالیت و در حالت خاموش بررسی کردند. به این منظور چند کمپرسور را با زمان‌بندی‌ها و سیالهای شستشو متفاوت و همچنین بدون شستشو در حین فعالیت مورد بررسی قرار دادند. نتایج این تحقیق نشان داد که در حین عملیات، کیفیت عملکرد سیستم پیوسته در حال افول است. البته میزان و شدت افول برای سیستم‌ها متفاوت است. شستشو در حین عملیات نرخ افت کیفیت عملکرد را کاهش می‌دهد. افزایش تعداد دفعات شستشو در حین عملیات و همچنین افزایش ۲ برابری غلظت شوینده می‌تواند باعث کاهش بیشتر نرخ افت کیفیت عملکرد گردد. علاوه بر آن تأثیرات مثبت شستشو کمپرسور در حالت خاموش

¹Kernel Partial Least Squares (KPLS)

به طور معمول شرکت سازنده داده‌های عملیاتی پیش‌بینی شده در اختیار بهره‌بردار قرار می‌دهد. این داده‌ها با بررسی عملکرد دستگاه در محیط آزمایشگاهی در شرایط مشخص و با عبور جریان گاز مخصوص محاسبه می‌شوند.



شکل ۱: دسته‌بندی عوامل افت بازدهی کمپرسور [۹].

همچنین این داده‌ها برای یک مدل از کمپرسورها با آزمایش یک نمونه از آن به دست می‌آیند. در نتیجه همواره میان داده‌های پیش‌بینی شده شرکت سازنده و عملکرد واقعی دستگاه در سایت اختلاف وجود خواهد داشت. به همین دلیل لازم است پیش از راه‌اندازی دستگاه در سایت، دوباره نمودارهای عملیاتی برای آن دستگاه خاص در محیط کار محاسبه شود. تا به این صورت مبنایی برای کیفیت عملکرد واقعی دستگاه برای مقایسه با وضعیت آن با مرور زمان در دست باشد. پس از راه‌اندازی دستگاه نیز باید شرایط و کیفیت عملکرد در بازه‌های زمانی مشخص مشاهده و ثبت شود. همان‌گونه که بیان شد انتظار می‌رود که کیفیت عملکرد دستگاه با مرور زمان کاهش یابد، اما نرخ کاهش می‌تواند در شرایط متفاوت تغییر کند. به همین دلیل نظارت پیوسته بر پارامترهای حیاتی مستقل و وابسته می‌تواند الگویی از وضعیت عملکرد دستگاه در اختیار بهره‌بردار قرار دهد تا به کمک آن برنامه‌ریزی برای عملیات نگهداری و تعمیرات به صورت بهینه انجام شود.

نظارت و بررسی بر شرایط عملکرد کمپرسور و مقایسه میزان انحراف آن از شرایط پیش‌بینی شده سازنده می‌تواند گامی مهم در نگهداری و برنامه‌ریزی برای تعمیرات آن دستگاه‌ها باشد و باعث کاهش هزینه و زمان تعمیرات با رویکرد پیشگیرانه شود. گرچه اکثر سیستم‌های عیب‌یابی موجود، توانایی تشخیص دقیق مشکل را ندارند، اما می‌توان با بررسی نقاط ضعف و علم به عوامل تأثیرگذار برافت عملکرد، قطعات معیوب و مکانیسم احتمالی خرابی را ارزیابی کرد، و به این طریق از افت کیفیت عملکرد شدید و خرابی‌های ناشی از آن جلوگیری کرد. همچنین با برنامه‌ریزی مناسب برای نگهداری دستگاه هزینه آن فرایند و همچنین مدت‌زمان خاموشی دستگاه را به حداقل رساند. کمپرسور C-661 شرکت پالایش نفت آبادان توسط شرکت من توربو^۲ تولید شده است. این کمپرسور از دسته کمپرسورهای دینامیکی با جریان شعاعی بوده و مدل آن RH07107 است که مطابق با شکل ۲، شامل ۷ پروانه بسته

کمپرسور کاهش می‌یابد. همچنین جریان‌های برگشتی در کمپرسور افزایش و بازدهی آن نیز کاهش می‌یابد. این امر بیانگر تأثیر چشمگیر خوردگی پروانه‌ها به عنوان یکی از عوامل افت کیفیت عملکرد کمپرسور است.

ولاسکز [۱۱] به مرور و بررسی مدل‌های متفاوت محاسبه بازدهی کمپرسور سانتریفیوژ تک مرحله پرداخت. در این پژوهش عوامل اصلی افت بازدهی مانند فاصله میان لبه پروانه و بدنه، اصطکاک پروانه، جریان‌های برگشتی، لزجت سیال و نشستی از محل آب‌بند اطراف محور مورد بحث و بررسی قرار گرفت و رابطه‌ای برای پیش‌بینی بازده آیزنتروپیک کمپرسور سانتریفیوژ تک‌مرحله‌ای مطرح شد که از این رابطه در مراحل ابتدایی طراحی و ساخت می‌توان استفاده کرد.

سوتسانیس و همکاران [۱۲] به طراحی مدلی برای پیش‌بینی عملکرد و عیب‌یابی بهتر توربوکمپرسور در حالت گذرا اقدام کرد. نتایج نشان داد پیش‌بینی شرایط عملکردی در حالت گذرا درک بهتری از وضع عملکرد واقعی این دستگاه می‌دهد و خطای پیش‌بینی در این حالت از محاسبه در حالت پایا کمتر است.

روش عیب‌یابی جدید توسط دو ون کانگ و تانگ سوپ‌کیم [۱۳] پیشنهاد شد. این روش کیفیت عملکرد را در حالت بار کامل محاسبه می‌کند. همچنین روشی برای تبدیل داده‌های دریافت شده از سایت به حالت بار کامل شرح داده شد. این روش بر مبنای مدل و بر اساس نمودارهای مپ کمپرسور به پیش‌بینی میزان افت عملکرد کمپرسور پرداخته و از روش‌های متداول پیشین دقت بیشتری را داشت.

هدف از این پژوهش تعیین میزان افول کیفیت عملکرد این کمپرسور و تأثیر آن بر اثربخشی و بهره‌وری دستگاه جهت برنامه‌ریزی تعمیر و نگهداری است. در این پژوهش از روش بررسی مسیر گاز خطی برای تعیین میزان افول عملکرد کمپرسور استفاده شده است. به این طریق با محاسبه میزان افت پارامترهای بازدهی پلی‌تروپیک، نسبت فشار، دبی جرمی و بازدهی مکانیکی و مقایسه نتایج با پژوهش‌های انجام‌شده، عامل اصلی افول ارزیابی می‌شود. در نهایت تأثیر کاهش عملکرد دستگاه بر بهره‌وری و ضریب بهره‌وری کلی دستگاه به روشی جدید محاسبه می‌شود. نتایج حاصل از این پژوهش می‌تواند جهت برنامه‌ریزی و آماده‌سازی شرایط برای تعمیر دستگاه استفاده شده و در تعیین زمان تعمیر دستگاه به بهره‌بردار کمک کند.

۲ شرح مسئله

کمپرسورهای دینامیکی تحت عوامل مختلفی کیفیت عملکرد خود را از دست می‌دهند. برای بررسی کیفیت عملکرد کمپرسور باید ابتدا عوامل تأثیرگذار بر بازدهی شناسایی شود. به‌طور کلی گوش [۱۴] هفت عامل افت بازدهی کمپرسورهای گریز از مرکز را معرفی کرد. مطابق با شکل ۱ این عوامل به سه دسته، تغییر در مؤلفه‌های سیال ورودی، اختلال در مسیر جریان و آسیب‌دیدگی قطعات کمپرسور تقسیم‌شده‌اند [۹]. کیفیت عملکرد این دستگاه‌ها را می‌توان با بررسی دبی جرمی، نسبت فشار و بازدهی آن‌ها ارزیابی کرد [۱۵].

^۲Man-Turbo

افت کیفیت عملکرد دستگاه را ارزیابی نمایند. طبق استاندارد ASME PTC 10 باید حداقل سه نقطه در بازه نوسانات قابل قبول کمپرسور برای مدل‌سازی انتخاب شود. میانگین این نقاط می‌تواند نشان‌دهنده عملکرد دستگاه باشد. داده‌های عملیاتی که در حین فعالیت کمپرسور ثبت می‌شوند، برای مدل‌سازی کیفیت عملکرد آن دستگاه مورداستفاده قرار می‌گیرند. در داده‌برداری باید توجه داشت که حسگرها کالیبره شده و دارای خطای ناچیزی باشند. نمودارهای عملیاتی به طور معمول کمپرسور توسط شرکت سازنده با بررسی شرایط عملکرد کمپرسور در محیط آزمایشگاهی ترسیم می‌شوند. در صورتی که شرایط آزمایشگاهی مانند محیط، ویژگی‌ها و جنس سیال ورودی با شرایط عملیاتی و سیال ورودی در واحد عملیاتی متفاوت باشد، جهت مقایسه کیفیت عملکرد کمپرسور نیاز است یکسان‌سازی انجام پذیرد. اصلاح داده‌ها به منظور یکسان‌سازی شرایط گاز ورودی با شرایط آزمایشگاهی انجام گردید تا بتوان مؤلفه‌های نشان‌دهنده کیفیت عملکرد کمپرسور که توسط نرم‌افزار برای داده‌های واقعی محاسبه می‌شود را با عملکرد پیش‌بینی شده توسط شرکت سازنده مقایسه کرد. در مدل‌سازی، با از بین بردن تأثیر شرایط گاز ورودی و شرایط محیطی، هرگونه افت در کیفیت عملکرد مشاهده‌شده در مدل‌سازی نشان‌دهنده افول کمپرسور است.

نمودارهای عملکرد ارائه‌شده توسط شرکت سازنده برای مدل‌سازی کمپرسور سالم وارد نرم‌افزار هایسیس می‌شوند. سپس افت کیفیت عملکرد کمپرسور با اعمال تغییرات اندک در دبی جرمی و بازدهی کمپرسور مدل‌سازی و شبیه‌سازی می‌شود، و تأثیر آن بر متغیرهای مسیر گاز مانند دمای خروجی، سرعت چرخش و انرژی موردنیاز کمپرسور محاسبه می‌گردد. مدل‌سازی برای کمپرسور افول کرده مانند کمپرسور سالم در نرم‌افزار هایسیس انجام می‌شود. برای محاسبه بازدهی کل کمپرسور ابتدا باید هد تولیدی حقیقی دستگاه در دو مرحله عملیاتی تایین شود. هد تولیدی کل دستگاه از رابطه زیر محاسبه می‌شود.

$$(1) \text{ مرحله } 1+2 (\text{دبی جرمی} \times \text{هد پلیتروپیک بر واحد جرم}) = \text{هد تولیدی}$$

سپس از رابطه زیر بازده کل کمپرسور محاسبه خواهد شد.

$$(2) \eta_t = \frac{\text{هد تولیدی کل}}{\text{توان مصرفی کل}} \times 100$$

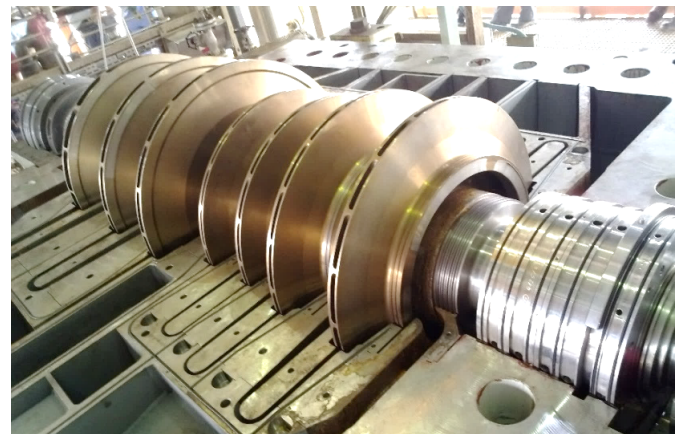
همچنین بازدهی مکانیکی کمپرسور با مقایسه توان تولیدی توربین و توان مصرفی کمپرسور طبق معادله (۳) قابل ارزیابی است [۱۶]. بازده محاسبه‌شده نشان‌دهنده اتلاف انرژی مکانیکی و کاهش بازدهی توربین خواهد بود.

$$(3) \eta_{mech} = \frac{\text{توان مصرفی کمپرسور}}{\text{توان تولیدی توربین}} \times 100$$

افول کمپرسور با جابجایی نمودار عملکرد آن نشان داده می‌شود و به‌طورکلی این نمودار به‌مرورزمان به سمت پایین و چپ انتقال پیدا می‌کند. به دلیل آنکه تغییرات هندسی در فرایند افت کیفیت عملکرد جزئی هستند، می‌توان فرض کرد که نمودار عملکرد کمپرسور پس از افول تغییر شکل نمی‌دهد و شکل کلی خود را حفظ می‌کند [۱۷].

با خمیدگی به سمت عقب با دوران گریز از مرکز، دیافراگم‌ها، یاتاقان‌ها و محفظه قرارگیری آن‌ها، آب‌بندهای گاز خشک، حسگرهای لرزش، حسگرهای موقعیت محور، حسگرهای دمای یاتاقان‌ها، دیفیوزرها و نازل‌های تزریق که در بالادست پروانه‌ها برای شستشو با نفتا تعبیه شده‌اند، است. جهت جریان گاز در داخل این کمپرسور به‌صورت معکوس است که این آرایش خاص را پشت‌به‌پشت می‌نامند و به همین دلیل تنش‌های محوری اعمال‌شده توسط گاز تا حدی خنثی می‌شود. از لحاظ طراحی نیز دارای دو مرحله عملیاتی برای ورود و خروج گاز (۲ نازل برای ورود و ۲ نازل برای خروج) و همچنین یک خنک‌کن میانی است. نازل‌های ورودی گاز نیز در ابتدا و انتها و نازل‌های خروجی گاز در قسمت میانی محفظه کمپرسور قرار گرفته‌اند.

کمپرسور C-661 در سال ۲۰۱۰ شروع به کار کرده و به‌غیراز زمان‌های برنامه‌ریزی‌شده تعمیرات اضطراری و یا به دلیل خاموشی واحد در بازه‌های زمانی کوتاه‌مدت، به‌صورت تمام‌وقت و مستمر در حال کار بوده که تاکنون نیز تعمیرات اساسی بر روی آن انجام نشده‌است. تنها فرایند نگهداری انجام‌شده بر کمپرسور، شستشو پروانه‌ها با نفتا بوده که هر دو هفته یک‌بار صورت گرفته‌است. این در حالی است که شرکت سازنده بررسی عملکرد کمپرسور را به‌صورت سالانه در برنامه مدون تعمیر و نگهداری دستگاه قرار داده‌است [۱۴].



شکل ۲: تصویر نمای داخلی کمپرسور C-661.

۳ روش حل

در این پژوهش از روش بررسی مسیر گاز خطی^۲ برای بررسی بازدهی و کیفیت عملکرد کمپرسور C-661 استفاده شده‌است و همچنین با بهره‌گیری از نرم‌افزار هایسیس^۴، پارامترهای حیاتی کمپرسور مانند دما، نسبت فشار، دبی عبوری و بازدهی در حالت پیش‌بینی سازنده و حالت عملیاتی مورد بررسی و مطالعه قرار گرفته‌است. پس از شبیه‌سازی کمپرسور در نرم‌افزار، این دو شرایط مقایسه و تحلیل شده و به این روش کیفیت عملکرد کمپرسور و همچنین میزان انحراف بازده از نقطه طراحی سازنده مشخص شده‌است.

روش بررسی مسیر جریان گاز یکی از پرکاربردترین و مؤثرترین روش‌ها در نظارت کیفیت عملکرد کمپرسورها است که این امکان را می‌دهد تا نقطه عملکرد فعلی دستگاه را در نمودار عملکرد آن مشاهده کنند و شدت

³gas path analysis ⁴Hysys

و بازدهی مکانیکی محاسبه و بررسی شده است. همچنین با توجه به این که استانداردهای ASME و ISO معادله حالت خاصی را برای بررسی عملکرد کمپرسور تعیین نکرده اند، در این پژوهش با تأیید اداره پالایش از معادله حالت پنگ-رابینسون^۵ برای تعیین شرایط سیال عامل استفاده شده است. با در دست داشتن مشخصات سیال عامل و فشار و دمای ورودی و خروجی و دبی جرمی عبوری از هر مرحله از کمپرسور و وارد کردن آن به نرم افزار هایسیس می توان توان مصرفی، بازدهی و هد تولیدی دستگاه را محاسبه کرد. با این اطلاعات نقطه عملکرد واقعی دستگاه در نمودار طراحی شده توسط شرکت سازنده قابل ترسیم و مقایسه با عملکرد پیش بینی شده توسط شرکت سازنده خواهد بود.

۵ تفسیر و تحلیل نتایج

نتایج حاصل از مدل سازی و شبیه سازی عملکرد کمپرسور در نرم افزار هایسیس با استفاده از داده های اصلاح شده عملیاتی در جدول ۱ نشان داده شده است که با توجه به آن می توان ملاحظه کرد به طور کلی پس از شستشو دبی جرمی بیشتری در دور و با توان مصرفی کمتر توسط کمپرسور به فشار مورد نظر می رسد.

جدول ۱: میانگین داده های عملیاتی پیش از شستشو و پس از آن.

پارامتر	میانگین پیش از شستشو	میانگین پس از شستشو
دبی جرمی (kg/h)	۵۱۱۷۷/۱۴	۵۱۲۱۲/۱۵
فشار خروجی (bara)	۱۵/۳	۱۵/۳
توان مصرفی کل (kw)	۲۷۷۴/۳۳	۲۷۵۸/۳۳
دور (rpm)	۶۵۴۱	۶۴۹۹
بازدهی مرحله اول (%)	۸۰/۷۶	۸۲/۵۲
بازدهی مرحله دوم (%)	۷۰/۹۴	۷۱/۳۷

در شکل ۳ نقطه پیش از شستشو با علامت مثلث توپر (▲) و نقطه عملکرد پس از شستشو با علامت دایره توپر (●) نمایش داده شده و نقاط معادل آن ها بر روی نمودار عملکرد پیش بینی شده توسط شرکت سازنده به ترتیب با مثلث توخالی (Δ) و دایره توخالی (○) نشان داده شده است. همچنین مقدار توان مصرفی برای دبی طراحی (۶۰۰۰۰ kg/h) در سرعت های عملیاتی محاسبه شده و در جدول ۲ نشان داده شده است.

در زمان فعالیت کمپرسور ذرات معلق خارجی و هیدروکربن های سنگین بر روی پروانه ها و داخل مجاری دستگاه رسوب می کنند و با ایجاد انحراف در پروفیل سیال و گرفتگی در مجاری باعث کاهش دبی جرمی، نسبت فشار و بازدهی کمپرسور می شوند. مقداری از این رسوبات با شستشوی دستگاه در حین فعالیت پاک می شوند و به این طریق مقداری از افت کیفیت عملکرد دستگاه پس از فرایند شستشو بازیابی می گردد.

جدول ۲: توان مصرفی پیش بینی شده توسط شرکت سازنده در سرعت دورانی واقعی

توان مصرفی	سرعت دورانی	پیش از شستشو	پس از شستشو
۳۶۲۰	۶۵۴۱		
۳۵۲۸	۶۴۹۹		

مورینی و همکاران از ضرایب سلامت برای تعیین میزان جابجایی نمودار عملکرد کمپرسور استفاده کردند و مشاهده شد که این روش خطایی کمتر از ۱٪ در سرعت های نزدیک به نقطه عملیاتی دارد. بنابراین نسبت متغیرهای دبی جرمی، نسبت فشار و توان مصرفی در شرایط عملیاتی بر مقدار پیش بینی شده توسط شرکت سازنده را می توان ضریب سلامت دستگاه نام گذاری کرد و سه متغیر معادله (۴) را نیز می توان برای بررسی وضعیت سلامت کمپرسور تعریف نمود [۱۸].

$$H_{in} = \frac{\dot{m}_d}{\dot{m}_c}$$

$$H_{PR} = \frac{PR_d}{PR_c} \quad (4)$$

$$H_p = \frac{P_d}{P_c}$$

هرچه مقدار ضریب سلامت (H) به عدد ۱ نزدیک تر باشد، وضعیت سلامت کمپرسور بهتر است.

اثربخشی کلی دستگاه مؤلفه ای برای ارزیابی این امر است که دستگاه تا چه حد بهترین خروجی ممکن را ارائه می دهد. اثربخشی حاصل ضرب سه مؤلفه ۱- در دسترس بودن، ۲- کارایی و ۳- کیفیت دستگاه است [۱۹]. به عبارت دیگر اثربخشی کلی دستگاه نشان دهنده میزان انحراف آن از خروجی ایده آل است.

وایرمن [۲۰] از ضریب اثربخشی کمپرسور برای توجیه اقتصادی فرایند تعمیرات اساسی بر دو کمپرسور که وظیفه انتقال گاز از چاه به پالایشگاه مربوطه را داشتند، استفاده کرد و با در نظر گرفتن دبی خروجی برای محاسبه ظرفیت کمپرسور، ضریب کیفیت را در محاسبه اثربخشی کمپرسور حذف نمود. در این پژوهش با توجه به اهمیت فشار خروجی در فرایندهای پایین دست کمپرسور، از افت این مؤلفه به عنوان مؤلفه کیفیت کمپرسور استفاده شده است. در نتیجه اثربخشی کلی کمپرسور دینامیکی با رابطه (۵) محاسبه می شود.

$$(5) \quad \text{کیفیت} \times \text{کارایی} \times \text{اثربخشی کلی کمپرسور} = \text{در دسترس بودن}$$

که در آن مؤلفه کیفیت میزان افت نسبت فشار تولیدی در مقایسه با نسبت فشار ایده آل را نمایش می دهد.

۴ داده های عملیاتی

کمپرسور C-661 مجهز به سیستم کنترل مرکزی است. داده های عملیاتی در هر لحظه توسط حسگرهای نصب شده در مسیر جریان ارزیابی و در کوتاه مدت در حافظه سیستم کنترل مرکزی ذخیره می شوند.

در این پژوهش داده های عملیاتی ۶ نقطه عملکرد (سه نقطه پیش از شستشو با نفتا و سه نقطه پس از آن) در بازه ۲ هفته از واحد کنترل مرکزی دستگاه دریافت شده و پس از اصلاح به روش بررسی ابعادی، به عنوان ورودی نرم افزار هایسیس به کار رفته است. سیال عامل آزمایشگاهی و واقعی یکسان در نظر گرفته شده و مؤلفه های دبی جرمی، بازدهی پلی تروپیک، نسبت فشار

⁵Peng-Rabinson

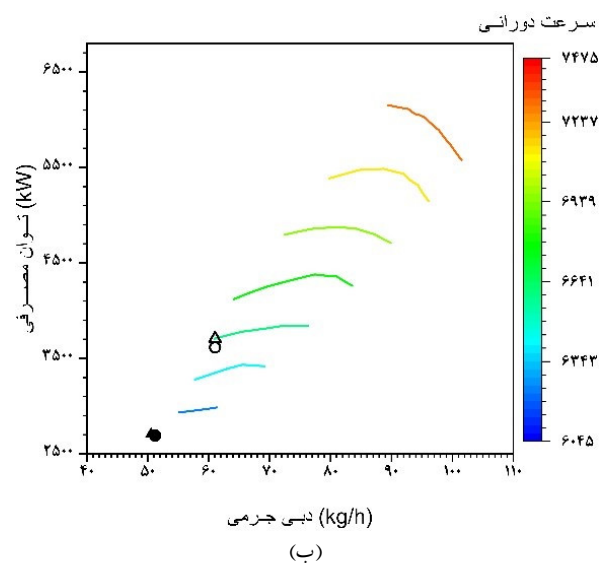
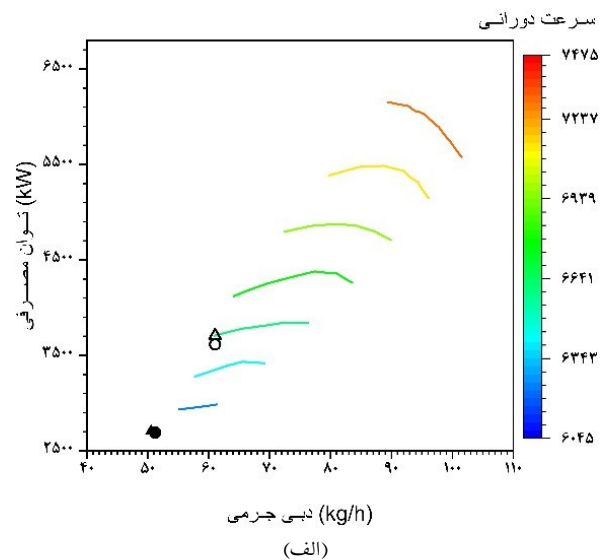
باعث افزایش رسوب‌گرفتنی دستگاه و افزایش چشمگیر توان مصرفی آن می‌شود. دبی جرمی مرحله دوم از مقدار پیش‌بینی شده 52846 kg/h به میزان 50856 kg/h کاهش یافته‌است که نشان‌دهنده افت ۴٪ است. در حالی که افت دبی جرمی مرحله اول نزدیک به ۱۴٪ است. این امر به دلیل افزایش دمای خروجی از مبدل حرارتی حادث شده‌است. همچنین دبی جرمی سیال مایع خروجی از مبدل حرارتی در نقطه طراحی 20000 kg/h و در نقطه فعالیت واقعی 9370 kg/h است. در نتیجه نظارت بر عملکرد مبدل حرارتی و بهبود شرایط آن دستگاه در بهره‌وری عملکرد کمپرسور تأثیرگذار است.

۲.۵ نسبت فشار

گرچه نسبت فشار تولیدی کمپرسور در عمل ثابت است، اما معیار بررسی میزان افول وابسته به سرعت دورانی کمپرسور است. کمپرسور C-661 پیش از شستشو فشار خروجی $15/03 \text{ bara}$ را در سرعت دورانی 6541 rpm و پس از شستشو در سرعت دورانی 6500 rpm ایجاد می‌کند. با بررسی نمودار عملکرد ارائه‌شده توسط شرکت سازنده مشاهده شد که برای دبی طراحی (60000 kg/h)، فشار خروجی در سرعت‌های ذکر شده به ترتیب $16/9$ و $16/1 \text{ (bara)}$ است. بنابراین نسبت فشار تولیدی کمپرسور پیش از شستشو $11/06\%$ و پس از شستشو $6/65\%$ افت کرده‌است و شستشو کمپرسور در حین عملیات توانسته نزدیک به ۵٪ از افت نسبت فشار را بازیابی کند. بنابراین افت نسبت فشار کمپرسور به دلیل رسوب‌گرفتنی دستگاه بوده‌است. شستشو در حین عملیات می‌تواند مقداری از رسوبات موجود را پاک کند لیکن برای از بین بردن کامل رسوب نیاز به باز کردن دستگاه و شستشو کامل آن است.

۳.۵ دبی جرمی

نظر به این‌که میزان جرم گاز عبوری یکی از مهم‌ترین عوامل تعیین‌کننده عملکرد کمپرسور است، در کمپرسور C-661 دبی جرمی با تغییر در میزان گشودگی شیر کنترل و سرعت دورانی دستگاه، توسط واحد بهره‌برداری تقریباً ثابت نگه داشته می‌شود. به‌طور کلی دبی جرمی این کمپرسور نسبت به نقطه طراحی به میزان $14/5\%$ کاهش داشته‌است که با توجه به عدم دسترسی به داده‌های کمپرسور در طی کارکرد سال‌های گذشته، با در نظر گرفتن روند کاهش خطی برای دبی جرمی و با توجه به عمر ۸ ساله دستگاه می‌توان نتیجه گرفت که دبی جرمی سالانه نزدیک به ۲٪ کاهش یافته‌است. این میزان افول در بازه یک سال اندک بوده و توجه بهره‌بردار را جلب نمی‌کند، لیکن مقایسه دبی جرمی فعلی دستگاه با دبی جرمی اولیه شدت افت را نشان می‌دهد. همچنین روند کاهش دبی جرمی را می‌توان با ذخیره‌سازی داده‌های عملیاتی در سال‌های متمادی به دست آورد و از آن برای برنامه‌ریزی نگهداری و تعمیرات استفاده کرد. لذا با بررسی شرایط خروجی مورد نیاز، می‌توان زمان مناسب برای فرایند شستشو خاموش و یا تعمیر و تعویض قطعات را تعیین نمود. پژوهش انجام شده توسط لی [۱۷] نشان داد که روند کاهش ظرفیت تراکم یک کمپرسور در ابتدای شروع به کار خطی است و با مرور زمان این روند شدت می‌یابد. در سه سال افت نزدیک ۶٪ برای کمپرسور پیش‌بینی و با داده‌های عملیاتی تأیید شد.



شکل ۳: نقطه عملکرد واقعی و طراحی کمپرسور (الف) توان مصرفی برحسب دبی جرمی (ب) فشار خروجی برحسب دبی جرمی.

۱.۵ دمای ورودی مرحله دوم

دمای ورودی مرحله دوم کمپرسور که در نقطه طراحی ۳۹ در نظر گرفته شده، در واحد عملیاتی به‌طور میانگین به $48/25$ افزایش یافته و کاهش انتقال حرارت در مبدل حرارتی میان دو مرحله تراکم به دلیل رسوب‌گرفتنی مجاری داخلی باعث افزایش دمای ورودی مرحله دوم به میزان ۲۳٪ شده‌است. این افزایش دما باعث افزایش توان مصرفی مرحله دوم و همچنین افزایش خروجی کمپرسور می‌شود. همچنین به دلیل عدم سرمایه‌گذاری کافی در مبدل حرارتی، مقدار بیشتری از هیدروکربن‌های سنگین وارد مرحله دوم تراکم می‌شوند که این امر احتمال رسوب‌گرفتنی را در بخش دوم دستگاه افزایش می‌دهد.

افزایش دمای خروجی از مبدل حرارتی به معنای کاهش میعان سیال و در نتیجه افزایش دبی جرمی گاز خروجی از مبدل حرارتی است. هیدروکربن‌های سنگین‌تر با افزایش دمای خروجی مبدل حرارتی تغییر فاز ندادند، در فاز گاز باقی‌مانده و وارد مرحله دوم کمپرسور می‌شوند. این امر

۴.۵ بازدهی پلی تروپیک

این امر موجب می شود حجم بیشتری از هیدروکربن های سنگین که از عوامل اصلی رسوب گرفتگی هستند، میعان نکرده و به مرحله دوم تراکم وارد شوند. به این دلیل میزان افت بازدهی مرحله دوم تراکم نسبت به مرحله اول بیشتر است.

اشنایدر و همکاران [۲۱] به بررسی تأثیر شستشو در حین فعالیت کمپرسور بر عملکرد دستگاه پرداختند، در آن پژوهش بیشترین افول بازدهی در مراحل نهایی تراکم مشاهده شد که با نتایج حاصل از این پژوهش همخوانی دارد. بر اساس داده های عملیاتی میانگین دبی جرمی واقعی عبوری از کمپرسور مرحله اول و دوم به ترتیب 62900 kg/h و 50856 kg/h بوده و با مدل سازی فرایند در نرم افزار هایسیس هد تولیدی کمپرسور مرحله اول و دوم به ترتیب 87 kJ/kg و $80/8 \text{ kJ/kg}$ محاسبه شده است. بنابراین انرژی مفید مصرف شده کلی کمپرسور با استفاده از رابطه (۱) به میزان $2661/324 \text{ kW}$ محاسبه شد.

همچنین بر اساس مدل سازی فرایند در نرم افزار هایسیس، توان مصرفی میانگین کمپرسور 3480 kW است. بنابراین بازدهی پلی تروپیک کل کمپرسور طبق رابطه (۲) برابر با $76/5\%$ است. با توجه به مراتب فوق، بازدهی پلی تروپیک کلی کمپرسور در شرایط آزمایشگاهی برابر با $80/7\%$ است که افت $4/2\%$ بازدهی پلی تروپیک را نشان می دهد.

۵.۵ انرژی مصرفی

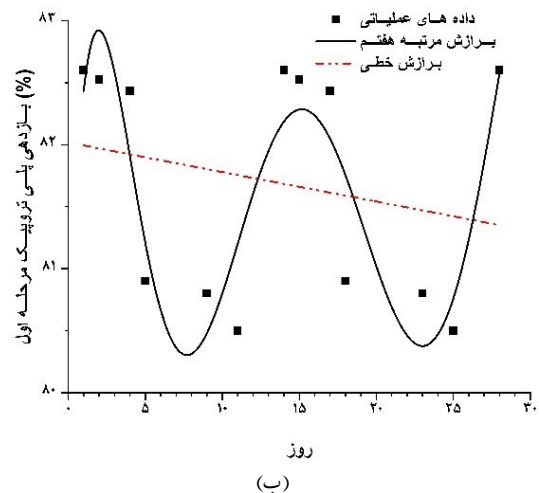
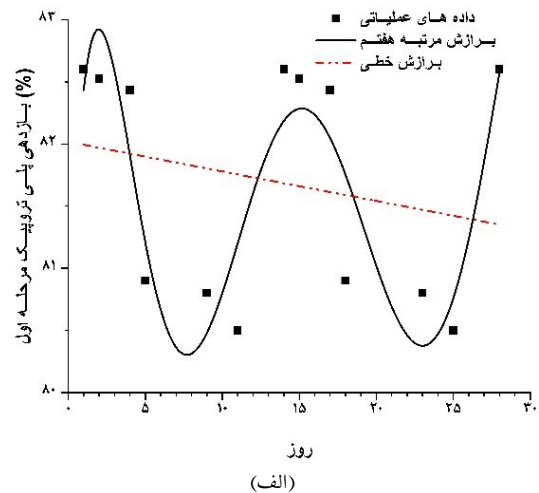
انرژی مصرفی کمپرسور توسط توربین بخار تأمین می شود. به طور میانگین با صرف نظر از نوسانات، بخار با فشار 41 bar و دمای 343°C و دبی $26/2 \text{ ton/h}$ وارد توربین می شود. مفروض است که توربین توان پیش بینی شده توسط شرکت سازنده را تولید می نماید.

توان تولیدی توربین در شرایط عملیاتی نزدیک به 5044 کیلووات ساعت محاسبه شد که با توجه به داده های، میانگین توان مصرفی کمپرسور 3480 کیلووات ساعت بوده و به این ترتیب بازدهی مکانیکی کمپرسور طبق رابطه (۳) تقریباً 69% است. همچنین بازدهی مکانیکی پیش بینی شده توسط شرکت سازنده بر اساس نقطه آزمایش قابل ارزیابی است. مجموع توان مصرفی دو مرحله کمپرسور در آن نقطه 4953 بوده و توان اعمال شده به کمپرسور 5203 کیلووات است که تقریباً $95/2\%$ است. بنابراین کمپرسور افت 26% در بازدهی مکانیکی را تجربه کرده است. گرچه مقدار اندکی افت بازدهی مکانیکی به دلیل افزایش اصطکاک ناشی از رسوب گرفتگی قابل توجه است. لیکن مقدار افت بازدهی مکانیکی محاسبه شده در این پژوهش نشان دهنده افت کیفیت سیستم روان کاری و یا افت بازدهی توربین محرک است.

۶ اصلاح نمودار عملکرد

نمودار عملکرد فعلی کمپرسور با در نظر گرفتن ضرایب سلامت میانگین (رابطه (۴)) برای نسبت فشار $(0/911)$ ، توان مصرفی $(0/774)$ و دبی جرمی $(0/8533)$ رسم شده است (شکل ۵) که در آن سرعت دورانی میانگین

شکل ۴ دوره تناوبی کاهش و بازیابی بازدهی مرحله اول و دوم کمپرسور C-661 را بر اساس نقاط عملیاتی در بازه ۳۰ روزه نمایش می دهد. این نمودار با برازش داده های عملیاتی به دست آمده و نشان دهنده روند تغییرات بازدهی کمپرسور است. خط قرمز از برازش مرتبه اول نقاط عملیاتی حاصل شده و روند کلی رو به کاهش بازدهی کمپرسور را نشان می دهد.



شکل ۴: تغییرات بازدهی کمپرسور در بازه ۳۰ روزه. (الف) مرحله اول، (ب) مرحله دوم.

بازدهی کمپرسور در بازه ۲ هفته با کاهش همراه بوده و پس از عملیات شستشو کمپرسور با نفتا، میزان قابل توجهی بازدهی بازیابی می شود. با توجه به این که بازدهی پیش بینی شده برای مرحله اول کمپرسور 83% بوده است، در نمودار ۳ مشاهده می شود که بازدهی مرحله اول کمپرسور در بازه زمانی ۲ هفته بیش از 2% افت داشته و پس از شستشو این میزان به کمتر از 1% کاهش یافته است. در نتیجه از نظر بازدهی، مرحله اول کمپرسور در شرایط مناسبی قرار دارد. برای مرحله دوم نیز با توجه به بازدهی 74% پیش بینی شده توسط شرکت سازنده، داده های عملیاتی افت 5% پیش از شستشو و 4% پس از شستشو را نشان می دهد. بنابراین بازدهی مرحله دوم افت بیشتری نسبت به مرحله اول داشته است. بر اساس داده های عملیاتی افت انتقال حرارت در مبدل حرارتی باعث افزایش دمای ورودی به مرحله دوم تراکم شده است.

تعمیرات اساسی روی دستگاه انجام نشده و خاموشی ناگهانی طولانی مدت (بیش از چند ساعت) برای آن ثبت نگردیده است، می توان میزان در دسترس بودن این دستگاه را ۹۹٪ ارزیابی کرد.

بخش کارایی ضریب بهره‌وری نسبت میزان محصول تولیدی واقعی به میزان محصول در حالت ایده‌آل است. برای کمپرسور می توان این ضریب را به صورت نسبت دبی جرمی یا ظرفیت واقعی دستگاه به دبی جرمی یا ظرفیت مورد انتظار در نقطه طراحی در نظر گرفت. با توجه به این که هر دو گاز خروجی از کمپرسور در مرحله دوم تراکم و سیال خروجی از جداکننده فازی بین دو مرحله از هیدروکربن‌های بارزش تشکیل شده‌اند، در محاسبه ضریب کارایی، از دبی جرمی مرحله اول تراکم استفاده می شود، دبی جرمی مرحله اول دستگاه به طور میانگین 62900 kg/h بوده، در حالی که دبی جرمی مرحله اول نقطه طراحی 73876 kg/h است. بنابراین ضریب کارایی برحسب دبی مرحله اول نزدیک به ۸۵٪ است، به این معنا که نسبت گاز جذب شده از برج تقطیر به گاز قابل جذب در شرایط عملکرد طراحی مورد نظر قرار می گیرد.

در کمپرسور C-661 نسبت فشار واقعی کل ایجاد شده $11/562$ است، در صورتی که نسبت فشار پیش‌بینی شده توسط شرکت سازنده در آن سرعت دورانی $12/692$ است. بنابراین ضریب کیفیت برای این دستگاه برابر با ۹۱٪ است. در نتیجه ضریب اثربخشی کلی کمپرسور طبق رابطه (۵) برابر با ۷۶٪ است.

۸ بررسی اقتصادی

ارزش هر یک تن گاز ورودی به کمپرسور 1371 هزار ریال و ارزش هر تن بخار که 471828 ریال ارزیابی شده است [۲۲]. همچنین با توجه به نمودار عملکرد توربین، برای هر میزان انرژی خروجی مورد نظر، دبی مشخصی از بخار در توربین استفاده می شود [۱۴]. در این بخش، از هزینه‌های جانبی کمپرسور صرف نظر شده و صرفاً هزینه تأمین انرژی مورد بررسی قرار می گیرد. بنابراین نقطه عملکرد واقعی کمپرسور از میانگین داده‌های عملیاتی محاسبه شده است در مقایسه با نقطه عملکرد مورد انتظار از دستگاه در جدول ۳ نشان داده شده است. با بررسی اقتصادی این دو نقطه طبق جدول ۴ مشاهده می شود که درآمد خالص کمپرسور در نقطه عملکرد واقعی ۱۸٪ از نقطه طراحی کمتر است و به معنای کاهش 390 میلیون ریال در روز است. مهم‌ترین عامل افت بهره‌وری دستگاه کاهش دبی جرمی گاز است.

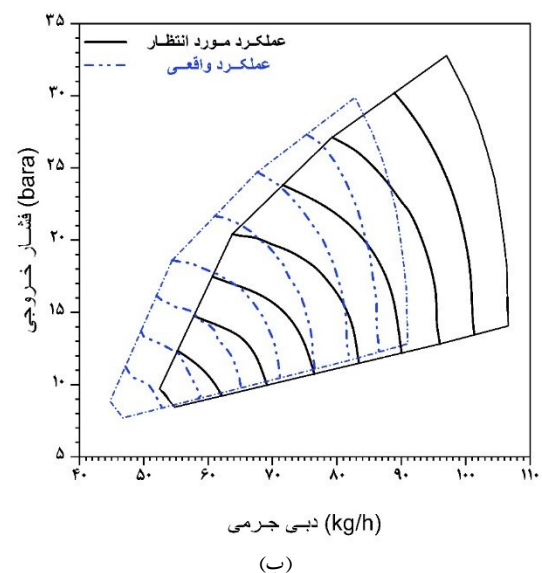
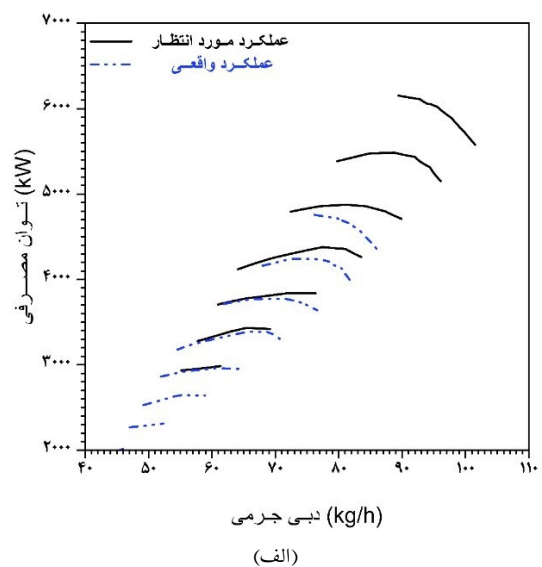
جدول ۳: شرایط عملیاتی نقطه طراحی و نقطه عملکرد واقعی

نقطه طراحی	نقطه عملکرد واقعی	مؤلفه
۸۳/۱۵	۸۱/۶۲	بازدهی مرحله اول (%)
۷۴/۲۵	۷۱/۱۶	بازدهی مرحله دوم (%)
۹۵	۷۰	بازدهی مکانیکی (%)
۱/۳۸	۱/۷	فشار ورودی مرحله اول (bara)
۴۰	۴۰	دمای ورودی مرحله اول ($^{\circ}\text{C}$)
۶/۷	۶/۷	فشار خروجی مرحله اول (bara)
۵/۳۸	۵/۷	فشار ورودی مرحله دوم (bara)
۳۹	۴۸	دمای ورودی مرحله دوم ($^{\circ}\text{C}$)
۲۰/۴	۱۹/۳	فشار خروجی مرحله دوم (bara)

همچنین با فرض خاموشی یک‌ماهه دستگاه به هدف تعمیرات اساسی

۶۵۲۰ با رنگ قرمز، نمودار عملکرد طراحی با خطوط سیاه و نمودار عملکرد واقعی با خط چین آبی نشان داده شده است. با قرار دادن نمودار عملکرد ارائه شده توسط شرکت سازنده در کنار نمودار عملکرد فعلی می توان میزان اختلاف دستگاه از شرایط پیش‌بینی شده را مشاهده کرد.

البوسعیدی و پیلیدیس [۸] نمودار فشار خروجی به دبی حجمی گاز را برای کمپرسور سالم و کمپرسور با ۱۶٪ انسداد مجاری مقایسه کردند. کمپرسور مورد بررسی در آن پژوهش تنها با کاهش دبی همراه بود. به همین دلیل در نتایج آن پژوهش مشاهده شد که نمودار عملکرد کمپرسور به سمت چپ منتقل می شود. لذا با توجه به عدم امکان بررسی تجربی، می توان از آن پژوهش برای اعتبار سنجی نمودار عملکرد اصلاح شده کمپرسور مورد بررسی استفاده کرد.



شکل ۵: نمودار اصلاح شده عملکرد کمپرسور الف) توان مصرفی ب) فشار خروجی

۷ بررسی اثربخشی کلی

کمپرسور C-661 در بازه داده‌برداری به صورت مداوم در حال کار بوده و تنها در زمان تعمیرات کلی واحد از سرویس خارج شده است. از آنجاکه عملیات

همچنین بررسی اقتصادی نشان داد که مهم‌ترین عامل در ارزیابی بهره‌وری کمپرسور دبی جرمی است. گرچه افت ۲۶٪ بازدهی مکانیکی موجب افزایش هزینه فعالیت کمپرسور به میزان نزدیک به ۷۰ میلیون ریال در روز شده، لیکن افت ۱۵٪ دبی جرمی باعث کاهش ۳۶۰ میلیون ریال بهره‌وری روزانه دستگاه می‌شود که نزدیک به ۱۵٪ از کل افت بهره‌وری را تشکیل می‌دهد. بنابراین برنامه‌ریزی برای نگهداری و تعمیرات کمپرسور برحسب دبی جرمی می‌تواند باعث حفظ بهره‌وری دستگاه شود.

از نتایج حاصل از این پژوهش لزوم داده‌برداری و ذخیره‌سازی اطلاعات در طولانی‌مدت آشکار می‌شود. نصب گشتاورسنج بر محور توربوکمپرسور امکان بررسی عملکرد توربین را فراهم می‌کند و عیب‌یابی دستگاه را امکان‌پذیر می‌نماید. با توجه به میزان افت متغیرها و حدود مشخص شده توسط بهره‌بردار باید کمپرسور و توربین در بازه زمانی مشخص مورد بررسی بصری به وسیله بوراسکوپ یا با باز کردن قرار گیرد. همچنین می‌توان بررسی اقتصادی کامل با در نظر گرفتن ارتباط بهره‌وری دستگاه و واحد عملیاتی و هزینه‌های جانبی انجام داده و آن را معیاری جهت تعمیرات اساسی دستگاه قرارداد.

تشکر و قدردانی

از مسؤولین محترم واحد ماشینری فاز سه، واحد پالایش و بهره‌برداری و واحد پژوهشی شرکت پالایش نفت آبادان به خصوص جناب آقای دکتر عیسی خوش‌رو و جناب آقای دکتر عبدالحسین دارمی‌زاده که مسیر پژوهش را با همکاری و مشورت خود برایم هموار کردند، سپاس‌گزارم.

منابع مالی/حمایت‌ها

این مقاله با حمایت مالی شرکت پالایش نفت آبادان نگاشته شده است.

مراجع

- [1] Urban, Louis A. *Gas turbine engine parameter interrelationships*. Hamilton Standard Division of United Aircraft Corporation, 1969.
- [2] Tsoutsanis, Elias, Meskin, Nader, Benammar, Mohieddine, and Khorasani, Khashayar. Transient gas turbine performance diagnostics through nonlinear adaptation of compressor and turbine maps. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 137(9):091201, 2015.
- [3] Zulkafli, Nur I and Kopanos, Georgios M. Planning of production and utility systems under unit performance degradation and alternative resource-constrained cleaning policies. *Applied energy*, 183:577-602, 2016.
- [4] Talebi, SS and Tousi, AM. The effects of compressor blade roughness on the steady state performance of micro-turbines. *Applied Thermal Engineering*, 115:517-527, 2017.
- [5] Hamed, A, Tabakoff, W, and Singh, D. Modeling of compressor performance deterioration due to erosion. *International journal of rotating machinery*, 4(4):243-248, 1998.

با صرف‌نظر از هزینه تعمیرات که در مقابل هزینه قطع تولید ناچیز فرض شده است، در حقیقت شرکت سرمایه ۵۵ میلیارد ریال صرف تعمیر دستگاه خواهد کرد، با فرض عملکرد کمپرسور در نقطه طراحی پس از تعمیر، با حساب سود افزوده ۳۹۰ میلیون ریال در روز، هزینه تعمیر در کمتر از ۶ ماه بازخواهد گشت. بنابراین اصلاح دبی جرمی عبوری و بازدهی مکانیکی کمپرسور مهم‌ترین و تأثیرگذارترین مؤلفه‌ها در سوددهی دستگاه هستند. در این بررسی کمپرسور به عنوان واحدی مجزا در نظر گرفته شده است، لذا بررسی اقتصادی کامل با در نظر گرفتن هزینه تعمیر و هزینه ناشی از خاموشی دیگر بخش‌های واحد که در ارتباط با این دستگاه هستند، پیشنهاد می‌شود.

جدول ۴: بررسی اقتصادی افول کمپرسور

مؤلفه	نقطه عملکرد واقعی	نقطه طراحی
دبی جرمی (kg/h)	۶۲۹۰۰	۷۳۸۷۶
درآمد (هزار ریال در ساعت)	۸۶۲۳۵	۱۰۱۲۸۳
توان مصرفی کمپرسور (kw)	۴۹۶۱	۴۵۴۴/۴۴
بخار مصرفی (ton/h)	۲۶	۲۳/۳
هزینه (هزار ریال در ساعت)	۱۲۲۶۷	۱۰۹۹۳
درآمد خالص (هزار ریال در ساعت)	۷۳۹۶۸	۹۰۲۹۰
درصد	۱۸/۰۸	۰

نتایج کلی حاصل از این پژوهش به شرح جدول ۵ است.

جدول ۵: میزان افول متغیرهای ارزیابی شده

مؤلفه	افول
نسبت فشار	۸/۸۵٪
دبی جرمی	۱۵٪
بازدهی پلی‌تروپیک	۴٪
بازدهی مکانیکی	۲۶٪
بهره‌وری کلی دستگاه	۱۸٪

۹ نتیجه‌گیری

در این پژوهش با استفاده از داده‌های عملیاتی و روش بررسی مسیر گاز خطی عملکرد کمپرسور بررسی گردید. با محاسبه میزان افول متغیرهای حائز اهمیت، کیفیت عملکرد دستگاه نشان داده شد. نمودار عملکرد کمپرسور با استفاده از ضرایب سلامت اصلاح گردید و با بررسی اقتصادی میزان افت بهره‌وری کمپرسور مشخص شد. ضریب اثربخشی کلی کمپرسور با روش جدید به میزان ۷۶٪ محاسبه گردید. همچنین در این پژوهش تأثیر دمای گاز ورودی به هر مرحله از کمپرسور توسط نرم‌افزار شبیه‌سازی شد. با افزایش دمای سیال ورودی، توان مصرفی افزایش پیدا می‌کند. در گذشته برای کمپرسور کارایی بر اساس دبی خروجی دستگاه در نظر گرفته شده و مؤلفه کیفیت محاسبه نمی‌شد، با این فرض که تمام گاز خروجی پذیرفته است. این روش برای کمپرسورهای جابه‌جایی مثبت و یا کمپرسورهایی که در آن‌ها فشار خروجی حائز اهمیت نیست، قابل‌پذیرش است. لیکن فشار خروجی و به‌موجب آن نسبت فشار در صنایع نفت و گاز و کاربردهایی مشابه کمپرسور C-661 بسیار مهم است. بنابراین در این پژوهش پیشنهاد می‌گردد ضریب کیفیت در بررسی اثربخشی کلی کمپرسورهای دینامیکی با نسبت فشار واقعی به ایده‌آل محاسبه شود.

- in marine environments. *Journal of Marine Science and Technology*, 25(2):166-177, 2017.
- [14] Gresh, T. Compressor performance: aerodynamics for the user by m. theodore gresh, 2001.
- [15] Hergenahn. *Operating instructions for compressor RH07107*. Man Turbo AG, 2009.
- [16] Kim, Tong Seop et al. Model-based performance diagnostics of heavy-duty gas turbines using compressor map adaptation. *Applied energy*, 212:1345-1359, 2018.
- [17] Li, Yi-Guang. Gas turbine performance and health status estimation using adaptive gas path analysis. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(4):041701, 2010.
- [18] Morini, Mirko, Pinelli, Michele, Spina, Pier Ruggero, and Venturini, Mauro. Influence of blade deterioration on compressor and turbine performance. *Journal of engineering for gas turbines and power*, 132(3):032401, 2010.
- [19] Dal, Bulent, Tugwell, Phil, and Greatbanks, Richard. Overall equipment effectiveness as a measure of operational improvement—a practical analysis. *International Journal of Operations & Production Management*, 20(12):1488-1502, 2000.
- [20] Wireman, Terry. *Total productive maintenance*. Industrial Press Inc., 2004.
- [21] Schneider, Ernst, Bussjaeger, Saba Demircioglu, Franco, Susana, and Therkorn, Dirk. Analysis of compressor on-line washing to optimize gas turbine power plant performance. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 132(6):062001, 2010.
- [22] Khoshru. Abadan oil refining company, 2018.
- [6] Song, Kiwook, Jeong, Changhyun, and Han, Chonghun. Hybrid compressor model for optimal operation of cda system. in *Computer Aided Chemical Engineering*, vol. 28, pp. 889-894. Elsevier, 2010.
- [7] Igie, Uyioghosa, Amoia, Domenico, Michailidis, Georgios, and Minervino, Orlando. Performance of inlet filtration system in relation to the uncaptured particles causing fouling in the gas turbine compressor. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(1):012601, 2016.
- [8] Ghorbanian, K and Gholamrezaei, M. An artificial neural network approach to compressor performance prediction. *Applied Energy*, 86(7-8):1210-1221, 2009.
- [9] Al-Busaidi, Waleed and Pilidis, Pericles. Investigation of efficiency deterioration causes in process centrifugal compressor operation. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, 16(1):19-36, 2016.
- [10] VELÁSQUEZ, Elkin I GUTIÉRREZ. Determination of a suitable set of loss models for centrifugal compressor performance prediction. *Chinese Journal of Aeronautics*, 30(5):1644-1650, 2017.
- [11] Igie, Uyioghosa, Diez-Gonzalez, Pablo, Giraud, Antoine, and Minervino, Orlando. Evaluating gas turbine performance using machine-generated data: quantifying degradation and impacts of compressor washing. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 138(12):122601, 2016.
- [12] Chu, Fei, Wang, Fuli, Wang, Xiaogang, and Zhang, Shuning. Performance modeling of centrifugal compressor using kernel partial least squares. *Applied Thermal Engineering*, 44:90-99, 2012.
- [13] Sun, Hai-Ou, Ma, Jing-Yuan, Wang, Zhong-Yi, and Cao, Lei. The research on compressor performance degradation caused by tip clearance enlargement due to corrosion