



Condition Monitoring Based on Vibration Analysis for Defect Diagnosis of Rolling Element Bearing (Case Study: Mill Fan Electro Motor)

ARTICLE INFO

Article Type

Case Study

Authors

Gholamzade Sani H.¹ BSc,

Barati E.*² PhD,

Rezaei A.³ BSc,

Rafati Zarkak M.² MSc

How to cite this article

Gholamzade Sani H, Barati E, Rezaei A, Rafati Zarkak M. Condition Monitoring Based on Vibration Analysis for Defect Diagnosis of Rolling Element Bearing (Case Study: Mill Fan Electro Motor). Modares Mechanical Engineering. 2020;20(1):67-76.

ABSTRACT

In this research, an example of the results obtained from the combination of the vibration monitoring program and the root cause analysis approach for the electromotor roller element bearings of the cement factory's mill fan has been examined and presented. By registering the inspectors' reports on the release of abnormal sound from the bearings, the vibration data recorded in the monitoring program indicates the change of vibration trends and sensible increase in the bearing condition index (BC). By matching the vibration frequency with defect frequency of the elements of roller bearing, the defect in the bearing cage was predicted. Diagnosis of the root cause of failure was on the agenda for this aim. The defect of the bearing was detected after investigation of the root cause of failure in the bearings. The type of bearing used in the electromotor by the electromotor manufacturer was not suitable considering its operating characteristics, and the proposed periodic lubrication interval has not suitable for the type of related cage bearing and has resulted to its destruction.

Keywords Maintenance; Condition Monitoring; Vibration Analysis; Root Cause Analysis of Defect; Lubrication; Electro Motor

¹Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Shahid Bahonar University of Kerman, Kerman, Iran

²Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Khayyam University, Mashhad, Iran

³Mechanical Engineering Department, Engineering Faculty, Birjand Branch, Islamic Azad University, Birjand, Iran

*Correspondence

Address: Shahid Motahari Square, Shahid Rafiee Boulevard, Imam Ali Highway, Khayyam University.

Postal code: 9189747178

Phone: +98 (51) 35156150

Fax: +98 (51) 35251999

e.barati@khayyam.ac.ir

Article History

Received: March 23, 2019

Accepted: April 22, 2019

ePublished: January 01, 2020

CITATION LINKS

[1] Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques [2] Perceptive analysis of bearing defects (Contribution to vibration monitoring) [3] A DSP-based FFT-analyzer for the fault diagnosis of rotating machine based on vibration analysis [4] Vibration analysis- a proven technique as a predictive maintenance tool [5] Monitoring and diagnosis of rolling element bearings using artificial neural networks [6] Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies [7] Vibration-based bearing fault detection for operations and maintenance cost reduction in wind energy [8] Importance of early detection of maintenance problems in rotating machines in management of plants: Case studies from wire and tyre plants [9] Vibration analysis of dynamically loaded bearing with distributed defect based on defect induced excitation [10] Tool wear condition monitoring using time-frequency marginal integral of motor current signal [11] Modeling of low shaft speed bearing faults for condition monitoring [12] Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force [13] A review of rolling element bearing vibration detection, diagnosis and prognosis [14] Analysis and interpretation of rotary machine [15] SKF bearing maintenance handbook [16] SKF general catalogue [17] Rolling bearing damage, recognition of damage and bearing inspection

پایش وضعیت مبتنی بر آنالیز ارتعاشات برای تشخیص خرابی اجزای یاتاقان غلتشی، نمونه موردی: الکتروموتور فن آسیای مواد خام

حسین غلامزاده‌ثانی BSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، دانشگاه شهید بهنر کرمان، کرمان، ایران

ابراهیم براتی PhD

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه خيام، مشهد، ایران

علیرضا رضائی BSc

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده فنی و مهندسی، واحد بیرجند، دانشگاه آزاد اسلامی، بیرجند، ایران

مهدی رفعتی‌زرکک MSC

گروه مهندسی مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه خيام، مشهد، ایران

چکیده

در این پژوهش نمونه‌ای از نتایج به دست آمده از ترکیب برنامه پایش وضعیت مبتنی بر آنالیز ارتعاشات و رویکرد تحلیل علل ریشه‌ای خرابی در خصوص یاتاقان استوانه‌ای الکتروموتور آسیای مواد خام یک کارخانه سیمان، ارائه شده است. با ثبت گزارشات بازرسان مبنی بر انتشار صدای غیرعادی از یاتاقان اشاره شده، تحلیل داده‌های ارتعاشی ثبت شده در برنامه پایش وضعیت تجهیز نشان‌دهنده تغییر دامنه ارتعاشات و افزایش محسوس شاخص وضعیت یاتاقان مذکور بوده است. با تطابق فرکانس ارتعاشات با فرکانس خرابی اجزای یاتاقان غلتشی مذکور، خرابی قفسه یاتاقان پیش‌بینی شده که پس از بازدید از الکتروموتور و مشاهده وضعیت یاتاقان، کشف علت ریشه‌ای خرابی در دستور کار قرار می‌گیرد. لذا پس از بررسی علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان مشخص شد. تیپ یاتاقان به کار رفته در الکتروموتور توسط سازنده الکتروموتور با توجه به مشخصات بهره‌برداری آن انتخاب مناسبی نبوده و همچنین بازه زمانی روانکاری دوره‌ای پیشنهاد شده با نوع قفسه یاتاقان مربوطه مغایرت داشته و منجر به خرابی زودرس آن شده است.

کلیدواژه‌ها: نگهداری و تعمیرات، پایش وضعیت، آنالیز ارتعاشات، تحلیل ریشه‌ای خرابی، روانکاری، الکتروموتور

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۱/۳

تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۲/۲

*نویسنده مسئول: e.barati@khayyam.ac.ir

۱- مقدمه

به‌منظور کاهش هزینه‌های نگهداری و تعمیرات کارخانه‌جات، از روش‌های متفاوتی در سال‌های اخیر استفاده شده است که استقرار آنها نیازمند تخصیص منابع مالی گسترده‌ای است. یکی از شیوه‌های نوین و بهینه نگهداری و تعمیرات که مورد قبول اکثر متخصصین است، نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه است.

روال تدریجی تکامل برنامه‌های نگهداری و تعمیرات در واحدهای صنعتی، عموماً از نگهداری و تعمیرات پیش‌گیرانه آغاز و با نگهداری و تعمیرات بر اساس وضعیت ادامه می‌یابد. استقرار برنامه‌های معمول پایش وضعیت، بخش مهمی از فعالیت‌های نگهداری بر اساس وضعیت را تشکیل می‌دهد که هدف از به‌کارگیری آنها،

تشخیص به‌موقع خرابی و برنامه‌ریزی جهت اقدام اصلاحی لازم برای جلوگیری از رشد خرابی است. لذا در ادامه روند تکاملی برنامه‌های نگهداری و تعمیرات، شناسایی علل ریشه‌ای بروز خرابی اجتناب‌ناپذیر است. با اتخاذ این رویکرد و به‌کارگیری این گونه اقدامات که تحت نام کلی نگهداری پیش‌اقدامانه دسته‌بندی می‌شوند، حرکت به سمت نگهداری و تعمیرات در کلاس جهانی آغاز می‌شود[1].

نظارت بر وضعیت تجهیزات، با توجه به جنبه‌های نگهداری و تعمیرات آنها، بر اساس شرایط فعلی و گذشته تجهیز است. به‌منظور ارزیابی شرایط تجهیز، اطلاعات مربوط به وضعیت سلامت اجزای آن به‌وسیله سنسورهای مختلف جمع‌آوری و تحلیل شده تا در برنامه نگهداری و تعمیرات اقدامات اصلاحی مورد نیاز انجام پذیرفته تا در نهایت تجهیز عملکرد متناسب با انتظار را داشته باشد[2].

برخی از تکنیک‌هایی که در سیستم نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه استفاده می‌شود عبارتند از: پایش ارتعاشات، آنالیز روانکار و ذرات فرسایشی، تجزیه و تحلیل جریان الکتروموتور، ترموگرافی و تکنیک‌های غیرتخریبی دیگر نظیر رادیوگرافی، تست جریان گردابی و انتشار آکوستیک.

به‌دلیل افزایش رقابت در صنعت تولید، نیاز به تکنیک‌هایی برای ارزیابی سلامت تجهیزات اجتناب‌ناپذیر است. یک روش مؤثر برای کاهش احتمال وقوع شکست فاجعه‌آمیز تجهیزات از طریق تجزیه و تحلیل ارتعاش است[3]. تجزیه و تحلیل ارتعاش یک سازوکار است که برای پایش شرایط کاری تجهیز، به‌منظور کاهش هزینه‌های نگهداری و تعمیرات و خرابی‌ها مورد استفاده قرار می‌گیرد. تکنیک تجزیه و تحلیل ارتعاشات شامل اندازه‌گیری ارتعاش و تحلیل آن است[4].

در ابتدا سیگنال‌های ارتعاشی توسط دستگاه جمع‌آوری اطلاعات از محل تکیه‌گاه‌ها، اجزاء تحت بار مانند چرخنده‌ها و غیره با استفاده از سنسورهای پیزوالکتریک در حوزه زمانی جمع‌آوری شده، سپس با استفاده از تبدیل سریع فوری (FFT) به حوزه فرکانس برده شده و در نهایت با تحلیل این اطلاعات، خرابی‌های ناگهانی پیش‌بینی شده و با کاهش توقفات ناخواسته و افزایش طول عمر تجهیزات منجر به کاهش هزینه‌های نگهداری و تعمیرات تجهیز می‌شود[3].

پایش وضعیت مبتنی بر ارتعاشات، می‌بایست به صورت دوره‌ای انجام شود تا با ایجاد نمودار روند تغییرات ارتعاش تجهیز در بازه‌های زمانی مختلف بروز خرابی پیش‌بینی شود. برای تعیین میزان ارتعاش مجاز تجهیزات از روش‌های مختلفی نظیر: مقادیر پیشنهادی کارخانه سازنده، مقادیر پیشنهادی استانداردها، مقایسه با ماشین‌های مشابه و بر مبنای تغییرات میزان ارتعاشات ماشین استفاده می‌شود. در خصوص پایش وضعیت تجهیزات دوار خط تولید، به‌کارگیری آنالیز ارتعاشات بسیار مؤثر است. در واقع، هر نقص در دستگاه سبب ایجاد ارتعاشات با ویژگی‌های متمایز شده که می‌توان با اندازه‌گیری و مقایسه با مرجع مناسب، وضعیت دستگاه ارزیابی و پس از تشخیص عیب در نهایت عامل ریشه‌ای

و سقوط دستگاه شده و در نتیجه سبب ایجاد خسارت به تجهیز و همچنین خارج شدن آن از خط تولید شده است که در صورت استقرار سیستم نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه از این خرابی و زیان‌های مالی ناشی از آن جلوگیری به عمل می‌آید. از سوی دیگر در کارخانه تولید لاستیک استقرار سیستم نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه سبب شناسایی یک مورد خرابی در یک الکتروموتور در واحد تولید رزین آن کارخانه شده است. با مشاهده نمودار، شکل موج و FFT خرابی در قسمت رینگ خارجی بیرینگ الکتروموتور پیش‌بینی شد که با بازرسی و تعویض به‌موقع قطعه از بروز آسیب به الکتروموتور و توقف خط تولید جلوگیری به عمل آمد.

در مطالعه‌ای که توسط گوردهان و همکاران^[9] صورت پذیرفت به بررسی تحریک القایی ناشی از نقص در یک بیرینگ تحت بارگذاری پویا و با هدف شناسایی عیوب قبل از خرابی پرداخته شد. در این پژوهش اثر سطح موجی حلقه‌های داخلی و خارجی که پارامتری هندسی و در حوزه کیفیت ساخت است، تحت اثر بارهای پویای ترکیب‌شده از نیروی استاتیکی وزن تجهیز و نیروی دینامیکی نامیزانی در جهت عمودی، مورد بررسی قرار گرفته است. هدف از این پژوهش بررسی اثر سطح موجی حلقه‌های داخلی و خارجی یاتاقان بر طیف فرکانسی و تشخیص عیوب ناشی از آن در عملیات پایش وضعیت ارتعاشی است. نتایج بررسی نشان‌دهنده آن است که اثر موج سطح حلقه درونی باعث برهم‌نهی با فرکانس گردش شفت و ضرایب صحیح آن و فرکانس حلقه داخلی شده و باعث افزایش مقدار دامنه این فرکانس‌ها می‌شود. در حالی که اثر موج سطح حلقه بیرونی بر فرکانس گردش ساچمه‌ها و مضارب صحیح آنها ظاهر می‌شود.

در پژوهش صورت‌گرفته توسط دانش و خلیلی^[10] پایش وضعیت ابزار تراش در فرآیند براده‌برداری بررسی شده است. در این بررسی از روش آنالیز جریان الکتریکی برای تخمین میزان سایش قطعه و همچنین عمر مفید آن استفاده شده است تا در زمان مناسب، اقدام به تعویض ابزار تراش صورت پذیرد و در نتیجه از هزینه‌های غیرضروری جلوگیری شود. نتایج آنها نشان داد تغییرات بار روی ابزار، سبب تغییر شکل موج و همچنین دامنه جریان موتور اسپندل (به دلیل ایجاد جریان‌های هارمونیک) شده و با مقایسه طیف فرکانسی ابزار سایش‌یافته با ابزار نو مشخص گردید، مقدار سیگنال جریان در هارمونیک‌های فرد جریان موتور افزایش می‌یابد. نتایج بررسی نیز نشان داد که با افزایش سایش ابزار، مؤلفه‌های هارمونیک جریان کاهش پیدا کرده و ارتعاشات آن افزایش می‌یابد. در انتها آنها نتیجه گرفتند در هنگام شکست قطعه مقدار هارمونیک اصلی و هارمونیک‌های فرد به‌طور ناگهانی افزایش یافته و پس از کاهش اولیه با شیب ملایمی افزایش می‌یابد.

در این مطالعه، نمونه‌ای از نتایج به‌دست‌آمده از اثربخشی برنامه پایش وضعیت مبتنی بر آنالیز ارتعاشات به همراه تحلیل علل ریشه‌ای خرابی در یک واحد صنعتی تولید سیمان، مورد بررسی قرار گرفته است. یکی از بخش‌های اصلی تولید در کارخانجات سیمان،

خرابی نیز مشخص شود^[5].

پژوهش‌های انجام‌گرفته در این مورد به دو بخش مطالعات موردی در شرایط کارکرد واقعی و بررسی‌های تحت کنترل آزمایشگاهی تقسیم‌بندی می‌شود. در موارد آزمایشگاهی با ایجاد یک نقص مصنوعی تأثیر آن روی پارامترهای کنترلی مانند ارتعاشات بررسی می‌شود. از مزایای این روش مطالعاتی، ایجاد تغییرات دلخواه بر سیستم است که تا حدی با فرض شرایط ایده‌آل به‌دست می‌آید. با این حال، در شرایط کارکرد واقعی عوامل بسیاری وجود دارد که بر وضعیت فعلی ماشین‌آلات تأثیر می‌گذارد. در ادامه به چند نمونه از پژوهش‌های پیشین در این مورد اشاره می‌شود.

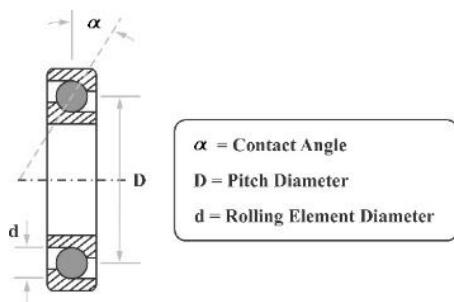
اورهان و همکاران^[6] به بررسی علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان‌های چند نمونه موردی در شرایط کارکرد واقعی پرداختند. نمونه اول شامل یاتاقان غلتشی یک الکتروموتور پمپ گریز از مرکز ۱۶۰ کیلووات با سرعت دورانی ۲۹۷۵ دور بر دقیقه است. با آنالیز ارتعاشات انجام‌گرفته تغییراتی مشکوک به خرابی در یاتاقان مشاهده شده و با مطابقت آن با فرکانس اجزاء دوار یاتاقان، علت خرابی در حلقه بیرونی یاتاقان حدس زده شده که پس از بازدید یاتاقان این موضوع تأیید شد. مورد دوم شامل یاتاقان استوانه‌ای یک الکتروموتور با توان ۳۴۵ کیلووات و سرعت دورانی ۷۴۱ دور بر دقیقه است. با بررسی‌های انجام‌گرفته مقدار ارتعاش در فرکانس خرابی حلقه بیرونی مقداری افزایش یافته ولی با توجه به این که مقدار کلی ارتعاش هنوز در محدوده مجاز تعریف‌شده قرار داشت، اقدام تعمیراتی خاصی صورت نگرفته و تنها پایش دقیق‌تر تجهیز در دستور کار قرار گرفت.

در مطالعه‌ای توسط پیترز و همکاران^[7] به تشخیص عیوب ناشی از یاتاقان غلتشی در توربین‌های بادی به عنوان یکی از رایج‌ترین و پرهزینه‌ترین خرابی‌ها در این نوع تجهیزات، توسط تکنیک آنالیز ارتعاشات پرداخته شده است. هدف از این بررسی، تشخیص و تمایز سیگنال‌های ارتعاشی ناشی از خرابی یاتاقان از دیگر سیگنال‌های اجزاء دستگاه نظیر ارتعاش ناشی از گیربکس و سیستم ژنراتور به دلیل هم‌پوشانی آنها بر یکدیگر است، تا با شناسایی خرابی در مراحل اولیه از رشد آن جلوگیری شود. برای این منظور از روشی به نام پردازش کپسترال (Cepstral) برای تفکیک فرکانس‌های حاصل از خرابی یاتاقان و دیگر اجزای سیستم استفاده شده است. با استفاده از این روش پردازش، با حذف بعضی از هارمونیک‌های خاص و باندهای جانبی فرکانس‌ها، فرکانس خرابی یاتاقان قابل شناسایی خواهد بود.

در پژوهشی دیگر که توسط کارابای و وزمان^[8] انجام شد به بررسی وضعیت سلامت تجهیزات در دو کارخانه که در یکی سیستم نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه (کارخانه تولید لاستیک وسایل نقلیه) استقرار پیدا کرده بود و دیگری فاقد نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه (کارخانه تولید سیم‌های آنتن‌های هوایی) بود، پرداخته شده است. در کارخانه تولید سیم‌های، قفل‌شدگی ساچمه در یاتاقان سمت راست تجهیز قرقه‌کننده مفتول سبب توقف ناگهانی

یاتاقان، φ_f^l فاز اولیه l امین هارمونیک ارتعاش و N_f تعداد هارمونیک‌های تحریک‌شده توسط ضربات ناشی از خرابی است. فرکانس مشخصه خرابی یاتاقان می‌تواند فرکانس حلقه داخلی (f_{BPFI})، حلقه خارجی (f_{BPFO})، ساچمه (f_{BSF}) و فرکانس قفسه (f_{FTF}) یاتاقان باشد.

بروز نقص در یاتاقان‌های غلتشی در فرکانس‌های خاصی که وابسته به مشخصات هندسی یاتاقان (شکل ۱)، سرعت دوران شفت و تعداد اجزاء غلتشی است، ظهور می‌کند.



شکل ۱) مشخصات هندسی یاتاقان‌های غلتشی

بنابراین محاسبه فرکانس‌های اجزاء دوار در یاتاقان برای یافتن علت اصلی خرابی ضروری است. فرکانس‌های اجزاء مختلف یاتاقان از روابط زیر حاصل می‌شود [13]:

$$f_{FTF} = \frac{N_{Shaft}}{2} \left[1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right] \quad (۳)$$

$$f_{BSF} = \frac{N_{Shaft}}{2} \left(\frac{d}{D} \right) \left[1 - \left(\frac{d}{D} \right)^2 \cos^2(\alpha) \right] \quad (۴)$$

$$f_{BPFO} = \frac{N_{Shaft}}{2} N_b \left[1 - \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right] \quad (۵)$$

$$f_{BPFI} = \frac{N_{Shaft}}{2} N_b \left[1 + \frac{d}{D} \cos(\alpha) \right] \quad (۶)$$

که در آن N_b ، N_{Shaft} ، f_{FTF} ، f_{BSF} ، f_{BPFO} و f_{BPFI} به ترتیب سرعت دورانی شفت، تعداد ساچمه‌ها، فرکانس قفسه، فرکانس دوران ساچمه، فرکانس گذر ساچمه از حلقه بیرونی و فرکانس گذر ساچمه از حلقه درونی است. مؤلفه $x_q(t)$ در رابطه ۱ به صورت زیر فرمول‌بندی می‌شود [11]:

$$x_q(t) = \sum_{k=1}^{N_q} A_q^k \cos(2\pi k f_q t + \varphi_q^k) \quad (۷)$$

که در آن A_q^k و φ_q^k به ترتیب دامنه و فاز اولیه هارمونیک k ام است. همچنین N_q تعداد هارمونیک‌ها و f_q فرکانس ناشی از بار غیریکنواخت ($f_q = 1/T_q$) که تابع خرابی اجزاء یاتاقان است و مطابق جدول ۱ محاسبه می‌شود.

جدول ۱) مشخصه‌های فرکانسی خرابی یاتاقان تحت اثر بارگذاری متغیر و تغییر مسیر خرابی

عامل تناوبی	خرابی‌های حلقه خارجی	خرابی‌های حلقه داخلی	خرابی‌های ساچمه
بارگذاری ایستا	بدون تأثیر	f_{Shaft}	f_{FTF}
آنبالانسی شفت	f_{Shaft}	بدون تأثیر	$f_{Shaft} - f_{FTF}$
ساچمه	f_{FTF}	$f_{Shaft} - f_{FTF}$	بدون تأثیر
انتقال مسیر	بدون تأثیر	f_{Shaft}	f_{FTF}
ناپایداری	بدون تأثیر	بدون تأثیر	$f_{BSF}/2$

بخش آسیای مواد خام و فن آسیا که اصطلاحاً میل فن نامیده می‌شود، به شمار می‌رود. توقف میل فن، توقف آسیای مواد خام را به دنبال خواهد داشت و این مسئله علاوه بر کاهش تولید، تداوم تولید کوره را با چالش مواجه کرده و می‌تواند منجر به توقف آن شود. لذا پایش و تشخیص به‌موقع عیوب میل فن به‌منظور پیش‌گیری از گسترش آنها از یک سو و یافتن علل ریشه‌ای خرابی به‌منظور پیش‌گیری از تکرار آن از سوی دیگر ضروری و حائز اهمیت بالایی است.

در این مطالعه به بررسی نتایج آنالیز ارتعاشات یک دستگاه الکتروموتور میل فن به‌منظور شناسایی علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان الکتروموتور مذکور پرداخته شده است. آنچه در این مطالعه موردی به آن پرداخته خواهد شد عبارت است از: یافتن علل ریشه‌ای وقوع خرابی زودرس در بیرینگ الکتروموتور میل فن آسیای مواد خام و ارائه راهکاری به‌منظور جلوگیری از تکرار آن در موارد مشابه است.

۲- روابط حاکم

یاتاقان‌های غلتشی با توجه به ویژگی‌های تحمل بار و اصطکاک کم، به‌طور رایج در ماشین‌آلات دوار مورد استفاده قرار می‌گیرند. همچنین یاتاقان‌های غلتشی تحت شرایط مختلف و اغلب تحت بارهای سنگین تولیدشده در ماشین‌آلات بوده و در معرض بارگذاری پویا قرار دارند. در یاتاقان‌های غلتشی می‌توان سیگنال ارتعاشی با خطای تک‌مرحله‌ای را با استفاده از رابطه ۱ به‌دست آورد [11]:

$$X(t) = [x_f(t) x_q(t) x_{bs}(t)] + x_s(t) + n(t) \quad (۱)$$

در اینجا، $x_f(t)$ سلسله ضربات متوالی است که توسط خرابی در سیستم تولید شده است که به‌طور پیوسته در اثر تماس با سطحی دیگر در یاتاقان با دور تناوب $T_f = 1/f_f$ که در اینجا f_f فرکانس خرابی بیرینگ است) تکرار می‌شود. $x_q(t)$ عبارت است از تلفیق اثرات ناشی از توزیع غیریکنواخت بار بر یاتاقان و تغییرات متناوب بین محل ضربه ناشی از خرابی و قطعه انتقال‌دهنده ضربه به یاتاقان (قسمتی از این مؤلفه ناشی از شکل هندسی یاتاقان و بخش بیشتری از آن ناشی از محل قرارگیری سنسور ارتعاشی نسبت به محل خرابی است) و $x_{bs}(t)$ مؤلفه ارتعاشات القایی یاتاقان است. همچنین مؤلفه $x_s(t)$ ارتعاش القایی ماشین است که یک سیگنال هارمونیک مضر ناخواسته، ساختاریافته و قابل پیش‌بینی بوده و می‌تواند به عنوان منبع صدا شناخته شود. مؤلفه $n(t)$ نویز و صدای غیرقابل پیش‌بینی است که هر سیستم اندازه‌گیری با آن مواجه می‌شود (توالی نویز سفید گوسی). شایان ذکر است پاسخ ارتعاش $X(t)$ به‌طور کلی توسط تابع انتقال ساختار یاتاقان تعیین می‌شود [12]. مؤلفه $x_f(t)$ را می‌توان به صورت معادله ۲ بیان نمود [11]:

$$x_f(t) = d_0 \sum_{j=1}^{\infty} \delta(t - jT_f) \approx \quad (۲)$$

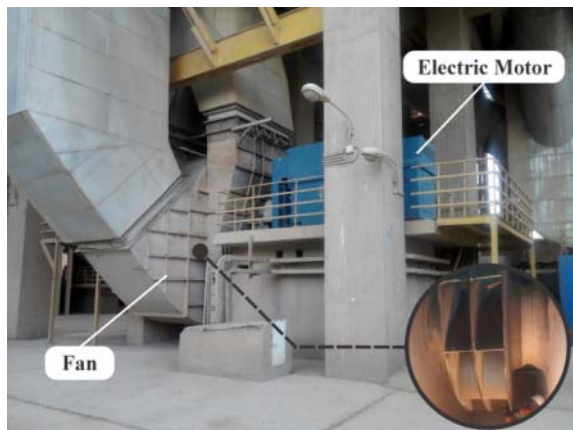
$$A_0 \sum_{l=1}^{N_f} \cos(2\pi l f_f t + \varphi_f^l)$$

در رابطه ۲، A_0 دامنه ارتعاش ($A_0 = d_0 f_f$)، f_f فرکانس خرابی

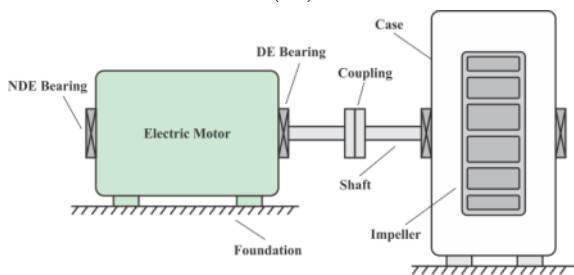
پایش وضعیت مبتنی بر آنالیز ارتعاشات برای تشخیص خرابی اجزای یاتاقان غلتشی... ۷۱
 قطر داخلی یاتاقان مربوطه، ۱۹۰ میلی‌متر و قطر خارجی آن ۳۴۰ میلی‌متر است. در جدول ۲ مشخصات هندسی یاتاقان و مؤلفات مربوط به روانکاری یاتاقان ذکر شده است. مؤلفه‌های قطر متوسط (d_m) و مقدار روانکاری مجدد (G_p) به ترتیب از روابط ۱۱ و ۱۲ محاسبه شده‌اند.

جدول ۲) مشخصات یاتاقان غلتشی مورد مطالعه

مشخصه	D (mm)	d (mm)	B (mm)	d_m (mm)	n (rpm)	A (mm/min)	G_p (gr)
مقدار	۳۴۰	۱۹۰	۵۵	۲۶۵	۹۹۰	۲۶۲۳۵۰	۹۳/۵



(الف)



(ب)

شکل ۲) (الف) نمای از میل فن و (ب) شماتیک میل فن آسیای مواد خام

داده‌های ارتعاشی توسط دستگاه Easy Viber ساخت شرکت VMI سوئد جمع‌آوری شده است. یک دستگاه جمع‌آوری ارتعاشات معمولاً شامل یک یا دو سنسور، حافظه‌ای جهت ذخیره سیگنال‌ها و مدارات الکتریکی که سیگنال‌ها در حوزه زمان را به حوزه فرکانس (تحت فرآیند FFT) تبدیل می‌کند و یک خروجی جهت انتقال اطلاعات ذخیره‌شده به کامپیوتر است. تنظیمات اندازه‌گیری برای دستگاه آنالیز ارتعاشات مربوطه مطابق جدول ۳ است.

جدول ۳) مشخصات فنی دستگاه آنالیز ارتعاشات

مشخصه	مقدار
تعداد خطوط طیفی	۶۴۰۰
نوع میانگین‌گیری	Linear
بازه طیف فرکانسی	۰/۵-۳۲۰۰ Hz
بازه فرکانسی اندازه‌گیری BC یا وضعیت بیرینگ	۳/۲-۲۰ kHz

مؤلفه ارتعاش القایی یاتاقان $x_{bs}(t)$ به صورت زیر تعریف می‌شود [11]:

$$x_{bs}(t) = \sum_{j=1}^{N_{bs}} A_{bs}^j e^{\beta_{bs}^j t} \cos(2\pi f_{bs}^j t + \varphi_{bs}^j) \quad (۸)$$

که در اینجا A_{bs}^j ، β_{bs}^j ، f_{bs}^j و φ_{bs}^j به ترتیب دامنه، پارامتر میرایی، فرکانس تشدید و فاز اولیه در زمینه مد ارتعاش یاتاقان و N_{bs} ترتیب مدال سیگنال ارتعاشی یاتاقان است. و در نهایت ارتعاشات القایی ناشی از ماشین $x_s(t)$ که فرمول‌بندی مشابه ارتعاش القایی ناشی از یاتاقان دارد مطابق زیر است [11]:

$$x_s(t) = \sum_{n=1}^{N_s} A_s^n e^{-\beta_s^n t} \cos(2\pi f_s^n t + \varphi_s^n) \quad (۹)$$

که در اینجا A_s^n ، β_s^n ، f_s^n و φ_s^n به ترتیب دامنه، پارامتر میرایی، فرکانس تشدید و فاز اولیه در زمینه مد ارتعاش ماشین و N_s ترتیب مدال ارتعاشی ماشین است.

همچنین با توجه به این موضوع که روانکاری در یاتاقان‌ها از دیگر مؤلفات مهم در رابطه با سلامت تجهیز است. پارامترهایی نظیر بازه زمانی و مقدار روانکار جهت انجام روانکاری مجدد، نقش مهمی در عمر بیرینگ دارند. زیرا هرگونه مشکلی در روانکاری نامناسب با نشان‌دادن اثرات خود در حوزه ارتعاشی، سبب پدیدآمدن خرابی در تجهیز خواهد شد.

مؤلفه سرعت (ضریب سرعت)، یکی از مؤلفه‌های مهم در حوزه روانکاری است که برای تعیین شیوه و بازه‌های روانکاری با توجه به سرعت دورانی و سایز بیرینگ محاسبه می‌شود:

$$A = N_{shaft} \times d_m \quad (۱۰)$$

که در آن A فاکتور سرعت برحسب mm/min ، N_{shaft} سرعت دورانی بر حسب rpm و d_m قطر متوسط بیرینگ بوده که عبارت است از:

$$d_m = 0.5 (d + D) \quad (۱۱)$$

مشخصه ضریب سرعت برای هر یاتاقان منحصربه‌فرد است و از آن برای تعیین نوع روانکار مناسب برای یاتاقان استفاده می‌شود. مقدار مناسب گریس تازه برای روانکاری مجدد یاتاقان از رابطه ۱۲ به دست می‌آید:

$$G_p = 0.005 \times D \times B \quad (۱۲)$$

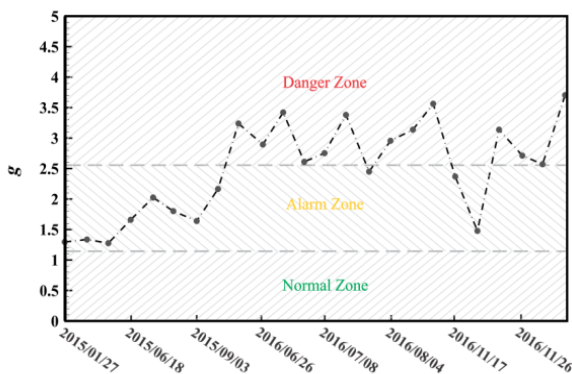
که در رابطه ۱۲، G_p مقدار گریس تازه برحسب گرم است که می‌بایست به یاتاقان اضافه شود، D قطر خارجی یاتاقان و B پهنا یاتاقان (برای یاتاقان‌های کف گرد ارتفاع H) است.

۳- مشخصات فنی تجهیز مورد مطالعه و تجهیزات اندازه‌گیری

تجهیز مورد مطالعه یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور میل فن آسیای مواد خام است. توان الکتروموتور برابر ۲۵۰۰ کیلووات و ساخت شرکت ABB است. سرعت دورانی شفت آن ۹۹۰ دور بر دقیقه است. یاتاقان به‌کاررفته در سمت آزاد الکتروموتور، یک یاتاقان غلتشی استوانه‌ای با شماره فنی NU 238 ML/C3 است. در شکل‌های ۲- الف و ۲- ب به ترتیب نمای کلی از میل فن و شماتیک آن برای درک بهتر از تجهیز مشاهده می‌شود.

منتقل می‌کند و ماهیت سیگنال تولیدی به سمت سیگنال نویز مدوله شده متمایل می‌شود.

در گزارشات بازرسی فنی، علائمی از صدای غیرعادی الکتروموتور ثبت و گزارش شد که با گذشت زمان میزان صدا نیز بیشتر شد. در شرایطی که در همین بازه زمانی دامنه ارتعاشات و نیز دمای بیرینگ‌های الکتروموتور در محدوده عادی قرار داشت و تنها مقدار BC ارتعاشات یاتاقان مزبور در مقایسه با قبل افزایش یافته بود. نمودار ۱ تغییرات مؤلفه BC یاتاقان را که در فواصل زمانی متناوب اندازه‌گیری شده است را نشان می‌دهد. محدوده‌های تعیین شده در نمودار ۱، شامل ناحیه وضعیت عادی (دامنه ارتعاش از صفر تا $1/2g$)، وضعیت هشدار (دامنه ارتعاش از $1/2g$ تا $2/6g$) و وضعیت خطر (دامنه ارتعاش بیش از $2/6g$) است. مطابق نمودار مشاهده می‌شود مقادیر پارامتر BC ارتعاشات اندازه‌گیری شده با گذشت زمان روند صعودی داشته و در محدوده خطر قرار گرفته است.



نمودار ۱) منحنی تغییرات مقادیر شاخص وضعیت یاتاقان غلتشی (BC) سمت آزاد الکتروموتور

۲-۴- شناسایی نوع خرابی

به دلیل افزایش شاخص BC و نامناسب بودن شرایط یاتاقان، منحنی پوش و شکل موج زمانی جهت بررسی علل افزایش ارتعاش بررسی و همچنین با توجه به مشخصات فنی یاتاقان و سرعت دورانی شفت آن با استفاده از رابطه‌های ۳ تا ۶ فرکانس خرابی اجزاء مختلف یاتاقان، مطابق جدول ۵ محاسبه شد.

جدول ۵) مشخصات و فرکانس خرابی اجزاء مختلف بیرینگ

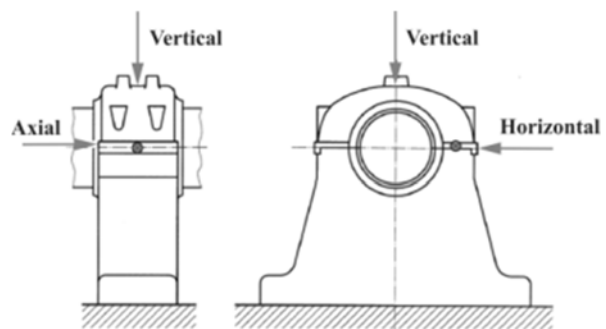
مقدار (Hz)	مشخصه
۱۶/۵	سرعت شفت
۶/۹	فرکانس گردش قفسه
۱۰۲/۹	فرکانس گردش ساچمه
۱۳۲/۲	فرکانس رینگ خارجی
۱۸۱/۲	فرکانس رینگ داخلی

نمودار ۲ تغییرات دامنه ارتعاشات در حوزه فرکانسی را نشان می‌دهد. با بررسی تغییرات دامنه ارتعاشات در حوزه فرکانسی مشاهده می‌شود، دامنه ارتعاش در ناحیه فرکانسی قفسه بیرینگ

باتوجه به جدول ۳ مشاهده می‌شود اندازه‌گیری توسط دستگاه در دو بازه فرکانسی ۵/ تا ۳۲۰۰ هرتز که در این بازه عیوب غیر از خرابی‌های بیرینگ شامل: نامیزانی، عدم هم‌محوری و غیره آشکارسازی می‌شود و بازه فرکانسی ۳/۲ تا ۱۵ کیلوهرتز که در این بازه فرکانسی عیوب فرکانس بالا که عموماً در اجزاء بیرینگ اتفاق می‌افتد و شاخص وضعیت بیرینگ (BC) نامیده می‌شود، تقسیم‌بندی می‌شود. سنسور مورد استفاده مدل Accelerometer Type AC-102-1A با حساسیت 100mV/g است (جدول ۴). در نهایت اندازه‌گیری‌ها بر اساس استاندارد ISO 10816 در سه جهت عمودی، افقی و محوری صورت گرفته است (شکل ۳).

جدول ۴) مشخصات سنسور ارتعاش‌سنج

مشخصه	مقدار
حساسیت	100mV/g
پاسخ فرکانسی	$0/5-10000\text{Hz} (+/-3\text{dB})$
بازه دینامیکی	$>80\text{dB}$
تشدید داخلی	23000Hz



شکل ۳) جهت‌های نصب سنسور شتاب‌سنج بر یاتاقان

۴- نتایج

۴-۱- آشکارسازی عیب

بروز خرابی در یاتاقان‌های غلتشی سبب ایجاد دو نوع سیگنال ارتعاشی متفاوت می‌شود که عبارتند از: پالس‌های ضربه‌ای و نویزهای مدوله شده. پالس ضربه‌ای از تماس فلز با فلز بین اجزای مختلف درگیر در یاتاقان ایجاد شده و با توجه به اینکه فاصله زمانی بین دو پالس بسیار کوتاه است، دامنه فرکانس ایجاد شده در آنها مقدار بالایی ($f_{max} > 50\text{kHz}$) را شامل می‌شود. اما نویز مدوله شده علل متفاوتی مانند عیوب زمان نصب بیرینگ یا عیوب ناشی از روانکاری نامناسب را شامل می‌شود. بیشینه فرکانس ناشی از نویز مدوله شده همواره کمتر از فرکانس تولیدی توسط پالس ضربه‌ای است (حدوداً $f_{max} < 10\text{kHz}$) [14]. باید توجه شود که در مراحل ابتدایی شروع خرابی در یاتاقان با توجه به اینکه لبه‌های اجزاء آسیب‌دیده تیز است، ضربات ناشی از خرابی شدیدتر است. اما با گذشت زمان و پیشرفت خرابی به مرور لبه‌های آسیب‌دیده در یاتاقان نسبتاً صاف‌تر و صیقلی شده و در نتیجه شدت ضربات وارده کاهش و انرژی سیگنال را به فرکانس‌های محدوده پایین (۱۰ تا ۲۰ کیلوهرتز)

پایش وضعیت مبنی بر آنالیز ارتعاشات برای تشخیص خرابی اجزای یاتاقان غلتشی... ۷۳
سایش شدید و شکستگی شده است. در شکل‌های ۴ و ۵ به ترتیب نمای بیرونی یاتاقان و قفسه یاتاقان پس از جداسازی را نمایش می‌دهد.



شکل ۴) یاتاقان غلتشی معیوب



شکل ۵) قفسه معیوب یاتاقان غلتشی

۴-۴- عیب‌یابی ریشه‌ای علل خرابی

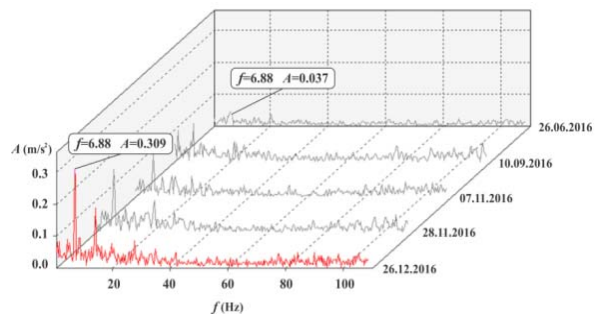
از آنجا که وقوع خرابی پس از این مدت کارکرد (۲۰۰۰۰ ساعت) بیانگر بروز خرابی زودرس در یاتاقان الکتروموتور است، در این مواقع شناسایی علل ریشه‌ای خرابی از مسائل مهم حوزه نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه است تا از بروز خرابی‌ها با علل مشابه در آینده جلوگیری شود.

در گام نخست و با توجه به اینکه هر خرابی می‌تواند ناشی از چندین علت آشکار و پنهان باشد، کلیه عوامل مؤثر در خرابی بیرینگ‌ها و نیز سهم احتمالی هر یک در این خصوص را می‌بایست مورد بررسی قرار داد. بروز خرابی در یاتاقان‌ها سبب ایجاد خسارات قابل توجهی در سایر اجزاء ماشین می‌شود. در نتیجه می‌بایست در رابطه با سلامت یاتاقان‌ها حساسیت و توجه بیشتری در نظر گرفته شود. موارد زیر ممکن است باعث بروز خرابی در یاتاقان‌ها شود.

- ۱- انتخاب یاتاقان نامناسب با توجه به شرایط کاری
- ۲- نصب ناصحیح یاتاقان (عدم رعایت هم‌ترازی، گرم کردن بیش از حد مجاز هنگام نصب، وارد کردن نیروی بیش از حد مجاز و غیره)
- ۳- روانکاری نامناسب (مقدار ناکافی روانکار، بازه زمانی نامناسب جهت روانکاری دوره‌ای، انتخاب نامناسب روانکار و غیره)
- ۴- آلودگی روانکار (ناشی از آب‌بندی نامناسب، آلودگی قبلی در یاتاقان و غیره)

- ۵- عیوب ناشی از ساخت، حمل و انبارش یاتاقان
 - ۶- عوامل غیرمستقیم (کارکرد در شرایط بیش از ظرفیت مجاز، ارتعاشات، دمای بیش از حد و غیره)
- با بررسی عوامل خرابی در یاتاقان مورد بررسی نتایج زیر حاصل شد:

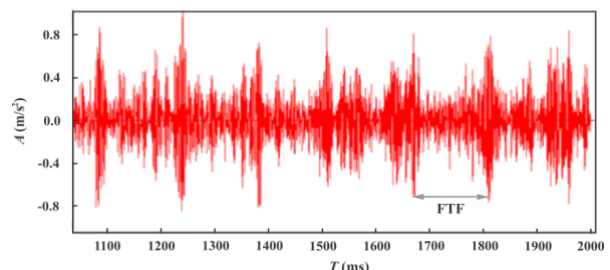
مقدار بیشینه داشته و همچنین با گذشت زمان مقدار دامنه ارتعاش در این فرکانس خرابی به آهستگی افزایش یافته است.



نمودار ۲) منحنی آبهاری فرکانسی پوش ارتعاش در حوزه فرکانس یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور در راستای عمودی

شایان ذکر است که با گذشت زمان دامنه باندهای کناری اطراف فرکانس خرابی افزایش یافته است. علت این افزایش را می‌توان گسترش خرابی با گذشت زمان آن است. با گسترش عیوب در یاتاقان، گذر از مرحله خرابی موضعی به خرابی پراکنده اتفاق افتاده و در نتیجه افزایش ضربات سبب افزایش تعداد فرکانس‌های تولیدشده با عناصر غلتشی حین تماس با نواحی آسیب‌دیده شده و مضارب بیشتری از این فرکانس‌ها در باندهای کناری به وجود می‌آورد. همان‌طور که وسعت آسیب‌دیدگی افزایش می‌یابد این فرکانس‌ها بیشتر با یکدیگر ادغام یافته و تفکیک آنها از یکدیگر مشکل خواهد شد. افزایش ناحیه خرابی منجر به افزایش دامنه حرکتی عناصر غلتشی در یاتاقان و افزایش میزان سایش خواهد شد. در نهایت بررسی منحنی تغییرات فرکانسی پوش (نمودار ۲) نشان‌دهنده وجود خرابی در قفسه بیرینگ مذکور است.

نمودار ۳ تاریخچه موج زمانی را برای یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور در راستای عمودی نشان می‌دهد. در نمودار ۳ ضربات متناوب ناشی از خرابی قفسه قابل مشاهده است.



نمودار ۳) منحنی شکل موج زمانی ارتعاش یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور در راستای عمودی

۳-۴- بازدید بصری

با توجه به احتمال خرابی قفسه بیرینگ الکتروموتور پس از انجام هماهنگی و برنامه‌ریزی‌های لازم به‌منظور شناسایی و رفع علل ایجاد صدای غیرعادی یاتاقان، الکتروموتور مورد بازرسی بصری قرار گرفته و مشخص شد که قفسه بیرینگ سمت آزاد الکتروموتور دچار

با این تفاوت که قفسه آن یک‌تکه و نسبت به رولرها هم‌مرکز شده است.

۴-۴-۲- بازه روانکاری

دوره روانکاری مجدد (t_f) برای بیرینگ‌هایی که روی شفت افقی قرار داشته و رینگ داخلی آنها دوران می‌کند در شرایط طبیعی به‌عنوان تابعی از حاصل ضرب پارامتر سرعت (A)، ضریب بیرینگ (b_f) و نسبت بارگذاری (C/P) با مراجعه به جداول مربوطه [16]، مقدار ضریب یاتاقان برابر $1/5$ و دوره زمانی روانکاری مجدد برابر 3200 ساعت تعیین می‌شود.

بنابراین با در نظر گرفتن سایز، سرعت دورانی و بار وارد بر یاتاقان، حداقل بازه زمانی روانکاری مجدد برای یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور میل فن، 3200 ساعت است. دوره روانکاری که از این روش به‌دست می‌آید برای دمای کاری 70°C سانتی‌گراد و گریس لیتیمی با روغن پایه معدنی و کیفیت خوب صادق است. از طرف دیگر با توجه به اینکه یاتاقان مورد استفاده از نوع استوانه‌ای بوده و قفسه آن نیز نسبت به رینگ خارجی هم‌مرکز است باید بازه روانکاری به‌دست‌آمده از روش گفته‌شده را نصف کرد [16].

بنابراین بازه زمانی مناسب برای روانکاری بیرینگ سمت آزاد الکتروموتور میل فن حدود 1600 ساعت خواهد بود. در نهایت می‌توان نتیجه گرفت که تعیین بازه روانکاری 3000 ساعته برای بیرینگ سمت آزاد الکتروموتور میل فن توسط سازنده، منجر به روانکاری نامناسب آن شده است.

۴-۴-۳- مقدار روانکار

روانکاری بیرینگ‌های غلتشی یکی از بیشترین فعالیت‌هایی است که به‌طور نادرست در صنایع انجام می‌شود. بر اساس مطالعات انجام‌شده، تقریباً 40% یاتاقان‌ها هرگز به عمر طراحی خود نمی‌رسند [17] و انجام روانکاری نادرست، مهم‌ترین عامل این تلفات تلقی می‌شود. بیرینگ‌ها برای کاهش میزان اصطکاک، نیازمند روانکاری به‌موقع می‌باشند. برای اجتناب از بروز خطای معمول در زمان روانکاری بیرینگ‌ها، می‌بایست زمان روانکاری مناسب، محاسبه یا از طریق پایش وضعیت بیرینگ پیش‌بینی شود.

دومین اشتباهی که باید از بروز آن جلوگیری شود، تزریق بیش از حد یا عدم تزریق مقدار کافی روانکار به بیرینگ است. تزریق بیش از حد گریس منجر به تولید نیروی فشاری بالایی می‌شود که رولرها را از میان فیلم روانکار و رینگ خارجی فشار می‌دهد. در این وضعیت، رولرها با دشواری بیشتری از بین حجم زیادی از گریس عبور داده می‌شوند.

اصطکاک و فشار ناشی از گریس بیش از حد منجر به افزایش دمای بیرینگ شده و دمای بیش از حد منجر به کاهش راندمان روانکار و جدایی روغن پایه از گریس می‌شود. همچنین عدم تزریق گریس کافی نیز منجر به کاهش عمر بیرینگ می‌شود. مقدار مناسب گریس تازه برای یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور میل فن از رابطه 12 ، $93/5$ گرم محاسبه می‌شود.

به علت اینکه یاتاقان‌های آسیب‌دیده در زمان ساخت الکتروموتور توسط کارخانه سازنده نصب شده‌اند و از آنجا که خرابی‌های مرتبط با ایرادات نصب بیرینگ‌ها از همان ابتدای راه‌اندازی ماشین و غالباً به شکل جدی و نسبتاً واضح خود را نشان می‌دهند، می‌توان نتیجه گرفت که عوامل ناشی از نصب ناصحیح، تأثیری در خرابی مورد نظر نداشته است. همچنین بررسی اسناد و اطلاعات بهره‌بردار، گزارشات بازرسی و توجه به سوابق پایش وضعیت حاکی از آن بودند که ماشین به لحاظ شرایط محیطی و بهره‌برداری در وضعیتی یکسان به‌سر می‌برده است. بنابراین عوامل ناشی از ارتعاشات و بار بیش از حد روی تجهیز نمی‌تواند عامل خرابی مزبور باشند.

با مشاهده خرابی که عمدتاً در قسمت قفسه یاتاقان وجود داشته است می‌توان گفت خرابی مشاهده‌شده، خرابی قفسه بوده. لذا با مراجعه به منابع و مراجع تخصصی مرتبط به‌منظور یافتن علل خرابی قفسه، می‌بایست عواملی نظیر نوع و روانکاری نامناسب یاتاقان مورد بررسی قرار گیرد.

۴-۴-۱- انتخاب بیرینگ مناسب

یکی از علل رایج در خرابی یاتاقان‌ها به‌کارگیری آنها در شرایط نامناسب است. به عبارت دیگر انتخاب نامناسب یاتاقان برای یک کاربرد می‌تواند منجر به بروز آسیب زودرس شود. به‌منظور انتخاب صحیح یاتاقان باید به پارامترهای مختلفی از قبیل: نیروهای وارده بر آن، سرعت دورانی، روش روانکاری و غیره توجه کرد. معمولاً در کاتالوگ سازندگان یاتاقان توضیحات کامل مربوط به این گونه موارد آمده است. بنابراین اولین موضوعی که باید مورد بررسی قرار گیرد، تناسب یاتاقان با نوع کاربرد و شرایط کاری آن است یا به عبارتی دیگر، آیا یاتاقان به‌کارگرفته‌شده در الکتروموتور میل فن با توجه به شرایط کاری، انتخابی درست و بهینه بوده است؟

همان‌طور که اشاره شد، یاتاقان به‌کاررفته در سمت آزاد الکتروموتور، یک رولر بیرینگ با شماره فنی NU 238 ML/C3 است. عبارت ML نشان‌دهنده آن است که جنس قفسه به‌کاررفته در این بیرینگ برنجی و نسبت به رینگ خارجی هم‌مرکز است. لذا بنا بر آنچه گفته شد، فاکتور سرعت (A) برای یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور میل فن 262350 میلی‌متر بر دقیقه محاسبه می‌شود. این در حالی است که در به‌کارگیری یاتاقان‌های استوانه‌ای که قفسه آنها با رینگ خارجی هم‌مرکز می‌باشند، توجه به دو نکته حائز اهمیت است:

۱- برای مواردی که روانکاری یاتاقان با استفاده از گریس باشد مناسب نیست.

۲- یاتاقان‌های استوانه‌ای برای شرایط کاری که پارامتر سرعت آنها بیشتر از 250000 میلی‌متر بر دقیقه است، مناسب نمی‌باشند [15].

بنابراین با توجه به پارامتر سرعت محاسبه‌شده برای یاتاقان سمت آزاد الکتروموتور می‌توان نتیجه گرفت که به‌کارگیری یاتاقان استوانه‌ای با طرح قفسه ML در الکتروموتور میل فن با توجه به طرح قفسه، سایز، سرعت دورانی و نوع روانکاری، انتخاب مناسبی نبوده و با توجه به شرایط کاری مورد نظر، نوع قفسه یاتاقان به‌کاررفته می‌بایست از طرح M باشد که جنس آن نیز برنجی است

تشکر و قدردانی: بر خود لازم می‌دانیم بدین وسیله از همکاری شرکت اندیشه پردازان سپهر آپادانا (آپسا) در راستای حمایت از این پژوهش، مراتب قدردانی و تشکر خود را اعلام نماییم.

تأییدیه اخلاقی: محتویات علمی مقاله حاصل فعالیت علمی نویسندگان بوده و صحت و اعتبار نتایج بر عهده نویسندگان است. **تعارض منافع:** موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

سهم نویسندگان: حسین غلامزاده ثانی (نویسنده اول)، نگارنده مقدمه/روش‌شناس/پژوهشگر اصلی (۲۵٪)؛ ابراهیم براتی (نویسنده دوم)، روش‌شناس/پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری (۲۵٪)؛ علیرضا رضائی (نویسنده سوم)، روش‌شناس/پژوهشگر اصلی/تحلیلگر آماری (۲۵٪)؛ مهدی رفعتی زرکک (نویسنده چهارم)، پژوهشگر کمکی/تحلیلگر آماری/نگارنده بحث (۲۵٪)

منابع مالی: موردی توسط نویسندگان گزارش نشده است.

فهرست علائم

دامنه ارتعاش ($mm s^{-1}$)	A_0
عرض یاتاقان (mm)	B
مقدار بار دینامیکی (kN)	C
قطر خارجی یاتاقان (mm)	D
قطر داخلی یاتاقان (mm)	d
قطر متوسط یاتاقان (mm)	d_m
فرکانس (Hz)	f
مقدار گریس تازه شارژ شده (gr)	G_p
ترتیب مدال ارتعاشی	N
تعداد ساچمه‌ها	N_b
تعداد هارمونیک‌های تحریک‌شده	N_f
سرعت دورانی شفت (RPM)	N_{Shaft}
نویز و صدای غیرقابل پیش‌بینی ($mm s^{-1}$)	n
بار معادل دینامیکی یاتاقان (kN)	P
میانگین مربع ریشه ($m s^{-1}$)	rms
پاسخ ارتعاشی ($mm s^{-1}$)	X
مؤلفه ارتعاشی ($mm s^{-1}$)	x
علائم یونانی	
زاویه تماس ساچمه (R)	α
میرایی	β
زاویه فاز (R)	φ
زیرنویس‌ها	
فرکانس گذر ساچمه از حلقه داخلی یاتاقان	$BPFI$
فرکانس گذر ساچمه از حلقه خارجی یاتاقان	$BPFO$
فرکانس گذر ساچمه یاتاقان	BSF
فرکانس قفسه یاتاقان	FTF
ارتعاش القایی یاتاقان	bs
ضربه ناشی از خرابی	f
ارتعاش القایی ماشین	s
تلفیق اثرات ناشی از بار و مسیر	q

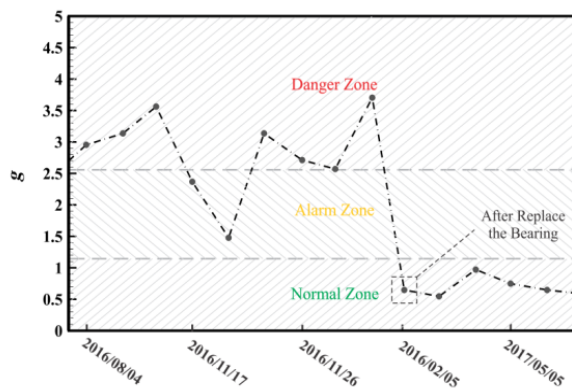
منابع

1- Delvecchio S, Bonfiglio P, Pompoli F. Vibro-acoustic condition monitoring of Internal Combustion Engines: A critical review of existing techniques. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2018;99:661-683.

۴-۵- تعویض یاتاقان

پس از عیب‌یابی ریشه‌ای یاتاقان و تعویض یاتاقان آسیب‌دیده با رولر بیرینگ با طرح قفسه M، برای بررسی اثربخشی اصلاحات انجام‌شده اقدام به پایش وضعیت مجدد تجهیز شد. نمودار ۴ تغییرات مؤلفه BC یاتاقان مذکور را قبل و پس از تعویض نشان می‌دهد.

طبق نمودار ۴ مشاهده می‌شود بعد از تعویض یاتاقان مقادیر دامنه ارتعاشات کاهش چشمگیری داشته و در ناحیه عادی قرار گرفته است.



نمودار ۴) منحنی تغییرات مقادیر شاخص وضعیت یاتاقان غلتشی (BC) سمت آزاد الکتروموتور

۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش به بررسی موردی یاتاقان غلتشی الکتروموتور میل فن یک کارخانه سیمان پرداخته شد. با بررسی منحنی تغییرات مقادیر شاخص BC یاتاقان و همچنین بررسی منحنی فرکانسی پوش ارتعاشات و تطابق آن با فرکانس‌های اجزاء یاتاقان، خرابی در قسمت قفسه پیش‌بینی شد. با مشاهده روند افزایشی دامنه ارتعاش پارامتر BC یاتاقان و همچنین ایجاد صدای غیرعادی اقدام به بازرسی از یاتاقان مذکور شد. با بررسی یاتاقان پس از جداسازی مشاهده شد، قفسه یاتاقان آسیب جدی دیده است و در نتیجه برای جلوگیری از وقوع خرابی‌های مشابه در آینده و مطابق برنامه نگهداری و تعمیرات پیش‌بینانه، ریشه‌یابی خرابی در دستور کار قرار گرفت. درنهایت با بررسی عوامل تأثیرگذار در خرابی یاتاقان نتایج زیر حاصل شد:

۱- به‌کارگیری یاتاقان استوانه‌ای با نوع قفسه ML برای سمت آزاد الکتروموتور میل فن توسط کارخانه سازنده (ABB) انتخاب مناسبی نبوده است. برای این کاربرد نوع قفسه M انتخاب به مراتب بهتری است.

۲- تعیین بازه زمانی ۳۰۰۰ ساعته برای انجام روانکاری مجدد یاتاقان توسط کارخانه سازنده، بازه مناسبی نبوده و طبق محاسبات انجام‌گرفته بازه روانکاری مناسب ۱۶۰۰ ساعت است.

۳- مقدار گریس لازم برای روانکاری دوره‌ای بیرینگ سمت آزاد الکتروموتور حدود ۱۰۰ گرم است.

- 9- Govardhan T, Choudhury A, Paliwal D. Vibration analysis of dynamically loaded bearing with distributed defect based on defect induced excitation. *International Journal of Dynamics and Control*. 2018;6(2):499-510.
- 10- Danesh M, Khalili K. Tool wear condition monitoring using time-frequency marginal integral of motor current signal. *Modares Mechanical Engineering*. 2015;14(16):181-189. [Persian]
- 11- Wang YF, Kootsookos PJ. Modeling of low shaft speed bearing faults for condition monitoring. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 1998;12(3):415-426.
- 12- Kiral Z, Karagülle H. Vibration analysis of rolling element bearings with various defects under the action of an unbalanced force. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 2006;20(8):1967-1991.
- 13- Howard I. A review of rolling element bearing vibration detection, diagnosis and prognosis [Internet]. Melbourne: Defence Science and Technology Organization Canberra; 1994 [cited 2019 March 21]. Available from: <https://bit.ly/2ktUudf>
- 14- Rezaee V, Saiedi S. Analysis and interpretation of rotary machine. 1st Edition. Tehran: Ketab Daneshgahi Publishing; 2011. [Persian]
- 15- SKF Group. SKF bearing maintenance handbook. Gothenburg: SKF; 2010.
- 16- SKF Group. SKF general catalogue. 3rd Edition. Gothenburg: SKF; 2003.
- 17- Schaeffler. Rolling bearing damage, recognition of damage and bearing inspection. Germany: Schaeffler Technologies AG & Co. KG; 2010.
- 2- Laissaoui A, Bouzouane B, Miloudi A, Hamzaoui N. Perceptive analysis of bearing defects (Contribution to vibration monitoring). *Applied Acoustics*. 2018;140:248-255.
- 3- Betta G, Liguori C, Paolillo A, Pietrosanto A. A DSP-based FFT-analyzer for the fault diagnosis of rotating machine based on vibration analysis. *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*. 2002;51(6):1316-1322.
- 4- Renwick JT, Babson PE. Vibration analysis- a proven technique as a predictive maintenance tool. *IEEE Transactions on Industry Applications*. 1985;21(2):324-332.
- 5- Alguindigue IE, Loskiewicz-Buczak A, Uhrig RE. Monitoring and diagnosis of rolling element bearings using artificial neural networks. *IEEE Transactions on Industrial Electronics*. 1993;40(2):209-217.
- 6- Orhan S, Aktürk N, Celik V. Vibration monitoring for defect diagnosis of rolling element bearings as a predictive maintenance tool: Comprehensive case studies. *NDT & E International*. 2006;39(4):293-298.
- 7- Peeters C, Guillaume P, Helsen J. Vibration-based bearing fault detection for operations and maintenance cost reduction in wind energy. *Renewable Energy*. 2018;116(Part B):74-87.
- 8- Karabay S, Uzman I. Importance of early detection of maintenance problems in rotating machines in management of plants: Case studies from wire and tyre plants. *Engineering Failure Analysis*. 2009;16(1):212-224.