



عیب‌یابی یاتاقان‌های ژورنال و شبیه‌سازی سایش به‌عنوان اصلی‌ترین عیب به‌منظور بررسی اثرات ناشی از آن با استفاده از تکنیک تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست

محمد ریاحی*، نغمه جعفریان کفشگری

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۳۱
بازنگری: ۱۳۹۸/۰۹/۲۲
پذیرش: ۱۳۹۸/۱۱/۰۶
ارائه آنلاین: ۱۳۹۸/۱۲/۰۳

کلمات کلیدی:

یاتاقان ژورنال
تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست
عدد اولویت ریسک سایش
ظرفیت تحمل بار.

خلاصه: یاتاقان‌های ژورنال یکی از بخش‌های مهم در تجهیزات صنایع نظیر نیروگاه‌ها می‌باشند که در طول کارکرد خود دچار خرابی‌های مختلفی می‌شوند. به‌منظور جلوگیری از آسیب‌های فاجعه‌بار و کاهش علل ایجاد آن‌ها، می‌توان از روش‌های بررسی علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان‌ها استفاده نمود. در این مقاله، علل ریشه‌ای خرابی در یاتاقان‌های ژورنال، به وسیله روش تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست بررسی گردید. با استفاده از پرسشنامه، داده‌های مربوط به خرابی یاتاقان‌ها، در شش نیروگاه مختلف جمع‌آوری گردید. با کمک داده‌ها و جداول مربوط به رتبه‌بندی احتمال وقوع، احتمال تشخیص و نرخ شدت، که از پارامترهای اصلی برای تعیین عدد اولویت ریسک هستند، فرایند تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست اجرا گردید. در نتیجه، اصلی‌ترین عیب، سایش شناسایی شد. به‌منظور بررسی اثرات سایش و بهبود آن، با استفاده از مدل ارائه‌شده، برای هندسه‌ی سایش در یاتاقان و تحلیل دینامیک سیالات محاسباتی برای حل معادله‌ی ناوراستوکس، اثر سایش در فشار ماکزیمم روان کار و ظرفیت تحمل بار در مکان‌های مختلف سایش در نیمه‌ی پایینی یاتاقان، مورد مطالعه قرار گرفت. نتایج به‌دست‌آمده از تحلیل اجزاء محدود با نتایج حاصل از تئوری و حل معادلات هریسون-سامرفیلد برای یاتاقان بدون سایش مقایسه گردید. به‌منظور کاهش اثر این عیب در شرایط مشابه، یاتاقان با هندسه دیگر و ظرفیت تحمل بیشتر پیشنهاد گردید.

۱-مقدمه

همچنین، این یاتاقان‌ها تحت شرایط نامطلوب کاری دچار آسیب‌های دیگری از قبیل، فرتینگ^۱، خوردگی، خستگی، ترک و ... نیز قرار می‌گیرند، که هر یک اگر به‌موقع و درست تشخیص داده نشوند، آسیب و هزینه‌های زیادی به سیستم وارد خواهد نمود. بنابراین، نگهداری و تعمیرات این اجزاء از اهمیت بالایی برخوردار می‌باشد، که در این مقاله ابتدا به شناسایی عیوب و تحلیل علل ایجاد آن‌ها با استفاده از روش تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست^۲ پرداخته شده است. محققان بسیاری بر روی بررسی علل ریشه‌ای خرابی در نیروگاه‌ها و صنایع عظیم، همچنین مطالعه‌ی اثرات این عیوب بر روی اجزای مورد مطالعه‌ی سیستم و نحوه‌ی رفع آن‌ها پرداخته‌اند.

بسیاری از صنایع و تجهیزات دوار عظیم، برای عملکرد مناسب خود به یاتاقان‌های ژورنال وابسته هستند. درصد زیادی از یاتاقان‌های ژورنال در این صنایع نظیر نیروگاه‌ها، پالایشگاه‌ها، کارخانه‌ها و ... تحت شرایط ایده آل و مناسب کاری، دارای عمر طولانی می‌باشند. یکی از مهم‌ترین این شرایط، تشکیل فیلم هیدرودینامیک کامل بین یاتاقان و محور، به‌منظور جداسازی سطوح این دو قطعه و جلوگیری از تماس مستقیم جامد-جامد این سطوح می‌باشد. بنابراین، تحت شرایطی که فیلم روغن به‌درستی تشکیل نشود و یا دچار آلودگی و آسیب‌هایی از این دست قرار گیرد، یاتاقان ژورنال تحت سایش شدید قرار خواهد گرفت و آسیب‌های جدی به سیستم وارد خواهد شد.

1 Fretting
2 Failure modes and effective analysis

* نویسنده عهده‌دار مکاتبات: Riahi@iust.ac.ir



تا ۱۰۰۰ متغیر باشد و هر خطا یا عیب بر اساس عددی که به آن داده می‌شود، اهمیتش تعیین می‌گردد. هرچه این عدد بیشتر باشد، آسیب بحرانی‌تر می‌باشد.

حسین‌آبادی^۹ و همکاران [۵] برای تحلیل خرابی در سیستم‌های مختلف تولید انرژی، روش تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست مذکور را به کار بردند. آن‌ها از این روش برای تحلیل خرابی در سیستم‌های توربین بادی و تجهیزات آن بهره گرفتند. پونته^{۱۰} و همکاران [۴]، یک روش جایگزین از کاربرد تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست برای انواع مختلف مسائل استفاده کردند، سپس یک مدل تصمیم‌گیری فازی برای بهبود این روش در محاسبه‌ی عدد اولویت ریسک^{۱۱} به کار گرفتند.

دوفراین^{۱۲} و همکاران [۶] در سال ۱۹۸۳، سایش در یاتاقان‌های ژورنال توربین‌های بخار را مورد تحقیق قرار داده و اندازه‌گیری‌هایی از نوع و مقدار سایش در طی بازه‌های اورهال انجام دادند. آن‌ها دو مدل برای هندسه‌ی سایش، به منظور تحلیل‌ها آتی اثر سایش بر روان کاری هیدرودینامیک ارائه دادند، که محققان بسیاری برای مطالعات خود در این زمینه از آن بهره جسته‌اند. پیکرینگ^{۱۳} [۷] در سال ۲۰۱۱، به بررسی ویژگی‌های مربوط به سطوح در تماس یاتاقان‌های ژورنال و مسائل مربوط به آن تحت شرایط روان کاری مختلط و مرزی در طی آغاز به کار و خاموشی سیستم در سرعت‌های پایین پرداخته است. او آسیب اصلی مربوط به یاتاقان‌های ژورنال را سایش عنوان کرده است. پس از آن به مطالعه و بررسی اثرات این عیب بروی یاتاقان‌های ژورنال به صورت تئوری و آزمایشگاهی و با انجام تست پین روی دیسک پرداخته است. نتایج نشان دادند که سایش اثری منفی بر روی عملکرد و بارهای فشاری روغن در یاتاقان گذاشته است. باسکار و سریام^{۱۴} [۸] در سال ۲۰۱۴ بر روی رفتار تریبولوژیکی^{۱۵} مواد یاتاقان ژورنال تحت روان کاری‌های مختلف مطالعاتی انجام دادند. آن‌ها رفتار سایش و اصطکاکی مواد یاتاقان ژورنال را با سه نوع روان کار مختلف مانند SAE۲۰W۴۰ و با استفاده از تست پین روی دیسک مورد مطالعه قرار دادند. نتایج نشان دادند که رفتار سایش یاتاقان ژورنال به شرایط

بر اساس مطالعاتی که تاکنون بر روی آسیب و خرابی قطعات و ماشین‌آلات صنعتی انجام شده، این خرابی‌ها در سطوح و به روش‌های مختلفی دسته‌بندی شده‌اند. برای مثال بادیا^۱ و براد^{۱۱} خرابی‌های ماشین‌آلات را در دو گروه به نام‌های خرابی‌های جزئی و خرابی‌های فاجعه‌آمیز تقسیم کرده‌اند. خرابی‌های جزئی با تعمیرات اندک برطرف می‌شود، اما خرابی‌های فاجعه‌آمیز با تعمیرات زیاد و در بعضی مواقع با تعویض برطرف می‌گردند. وودارد^۲ و ولکا [۲] بر روی نگهداری و تعمیرات یاتاقان‌ها، به منظور اطمینان حاصل کردن از رسیدن عمر آن‌ها به مقدار بیشینه‌ی خود تحقیق کردند. آن‌ها بر روی تحلیل خرابی در یاتاقان‌های غلثشی پمپ‌ها و علل این خرابی‌ها کار کردند. از نظر آن‌ها، مصرف‌کننده‌ی نهایی راه‌حل‌های زیادی برای پیشگیری از خرابی‌های فاجعه‌انگیز یاتاقان‌ها، از طریق بازبینی و نگهداری‌های پیشگیری‌کننده دارد. در مواقعی که این روش‌ها استفاده گردید، اما آسیب اتفاق افتاد، باید به فکر طراحی مجدد بود. آن‌ها با استفاده از تحلیل نرم‌افزاری اجزاء محدود، هندسه‌ی جدیدی برای محفظه‌ی ساچمه‌ها ارائه دادند، که امکان ورود روان کار بیشتر و تحمل بارهای اضافه را داشته باشد. تحلیل حالات خرابی و اثرات آن^۳، یک روش مهندسی پرکاربرد برای طراحی، شناسایی و حذف خرابی‌های بالقوه و آشکار سیستم می‌باشد. این روش ابتدا در سال ۱۹۶۳، توسط ناسا^۴ برای برآوردن نیاز آن‌ها، به داشتن قابلیت اطمینان دقیق ایجاد شد. سپس در سال ۱۹۷۷ توسط شرکت موتور فورد به کار گرفته شد [۳]. در این روش، ابتدا باید تمامی زیرمجموعه‌های سیستم با اجزای آن‌ها لیست شود. حالات خرابی هرکدام از این اجزاء به عنوان ورودی این روش تعیین گردد. پس از انجام این عملیات، شدت خرابی‌ها در نتیجه‌ی اثرات فاجعه‌بار آن‌ها، باید توسط عدد اولویت ریسک، رتبه‌بندی شود، که این عدد حاصل ضرب نرخ وخامت^۵، احتمال وقوع^۶ و احتمال تشخیص^۷ می‌باشد [۴] این عدد به تنهایی معنا ندارد و یک شاخص برای اولویت‌بندی حالات خرابی بر اساس میزان خطرپذیری بالقوه‌ی آن‌ها است و لذا فقط در مقایسه با عدد اولویت ریسک‌های^۸ دیگر، معنا پیدا می‌کند. مقدار عددی عدد اولویت ریسک، می‌تواند بین ۱

9 Hoseynabadi

10 Puente

11 Risk priority number

12 Dufrene

13 Pickering

14 Baskar & Sriam

15 Tribological

1 Badia

2 Woodard

3 Failure Modes and Effects Analysis (FMEA)

4 NASA

5 Severity

6 Occurrence

7 Detection

8 Risk priority number

۲- کاربرد روش تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست در یاتاقان‌های ژورنال

به‌منظور انجام این روش بر روی یاتاقان‌های ژورنال، آمار خرابی این اجزاء، از شش نیروگاه کشور جمع‌آوری گردید، که به‌عنوان ورودی این روش می‌باشند. این خرابی‌ها، از سال ۱۳۸۰ به بعد از واحدهای توربین‌گازی نیروگاه‌ها، برای یاتاقان‌های ژورنال با ابعاد بزرگ، یاتاقان توربین، کمپرسور و ژنراتور از طریق تهیه‌ی پرسشنامه، به‌دست‌آمده است. جامعه‌ی آماری ما، حدود ۹۰ یاتاقان ژورنال را تشکیل می‌دهد، که آمار خرابی آن‌ها، به چند گروه تقسیم گردید و تعداد دفعات تکرار آن‌ها، طی ۱۳ سال گذشته مورد مطالعه قرار گرفت. این تعداد یاتاقان در طی چند سال گذشته، تعویض نیز داشته است، بنابراین تعداد یاتاقان‌های کل بیشتر از این تعداد بوده و آمار کل تعویض آن‌ها در دسترس نبوده است. بر اساس مطالعاتی که تاکنون صورت گرفته، علل خرابی یاتاقان‌های ژورنال به چندین زیرگروه تقسیم گردید و مورد پرسش قرار گرفت:

- مواد خام: ۱- بابیت ۲- فلز پایه
- تولید و مونتاژ: ۱- لقی ناکافی ۲- ناهم‌محوری یاتاقان و ژورنال
- ۳- سطح پرداخت کاری نشده‌ی ژورنال ۴- خلل و فرج بر روی ماده‌ی یاتاقان
- شرایط طراحی و کارکرد: ۱- خستگی ۲- ارتعاش ۳- عبور جریان
- ۴- آب‌بندی ناکافی ۵- خمش شفت ۶- سایش ساینده ۷- خراش
- بابیت در اثر تماس لغزشی ۸- کاویتاسیون ۹- خوردگی ۱۰- عیوب مربوط به طراحی
- عیوب مربوط به روان کاری: ۱- آلودگی روان کار ۲- روان کاری کم ۳- انتخاب نامناسب روان کار ۴- زوال روان کار
- عوامل هندسی: ۱- بشکه‌ای شدن محور ۲- محور با پروفیل ساعت شنی
- عوامل مربوط به بهره‌برداری: ۱- آموزش‌های مربوط به راه‌اندازی سیستم ۲- کنترل قبل و حین بهره‌برداری شامل کنترل فیلترها و مدار روغن ۳- عدم وجود چک‌لیست کنترلی
- بر اساس این عیوب، نتایج حاصل از پرسشنامه، تحقیق و پرسش از کارشناسان مربوط به حوزه‌ی نگهداری و تعمیرات در نیروگاه‌ها و استفاده از روش کارشناس خبره و همچنین استفاده از جداول مربوط به رتبه‌بندی احتمال وقوع، احتمال تشخیص و نرخ وخامت در مرجع

لغزش و نوع روان کار بستگی دارد. ماده‌ی یاتاقان ژورنال، زمانی که نوع روان کار CMRO با ذرات نانو CuO بود نسبت به دو حالت دیگر دارای ضریب اصطکاک کمتری بوده است. آن‌ها همچنین، سطوح دچار سایش را با میکروسکوپ الکترونی مورد بررسی قرار داده و در مورد مکانیزم‌های سایش ایجادشده بحث کردند.

اقدام و خوانساری^۱ [۹] در سال ۲۰۱۴ بر روی پیش‌بینی و تحلیل سایش در یاتاقان‌های ژورنال با حرکت نوسانی محور و با روان کار گریس، با روشی مبتنی بر انرژی مطالعاتی انجام دادند. روش تحقیق آن‌ها بر اندازه‌گیری و یا تخمین افزایش دما در سیستم لغزشی استوار است. آزمایش‌هایی نیز به‌منظور بررسی رابطه‌ی بین نرخ سایش، اتلاف انرژی و افزایش دما انجام دادند. ویژگی‌های مهم یک سیستم لغزشی، به‌عنوان ضریب اتلاف انرژی سایش و رابطه بین انرژی اصطکاک و دما نیز به‌عنوان ضریب اتلاف انرژی-افزایش دما تعریف شده است. در این مقاله، نشان داده شده است که روش پیشنهادی ارائه‌شده، قادر به پیش‌بینی نرخ سایش تحت بازه‌ی گسترده‌ای از بارگذاری می‌باشد.

در این مقاله، به بررسی علل خرابی اصلی یاتاقان‌های ژورنال توربین‌های گازی در تعدادی از نیروگاه‌های کشور با استفاده از روش تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست پرداخته شده، که تاکنون به‌جز موارد معدود (مذکر و لیجش و...) این روش برای تحلیل خرابی در یاتاقان‌ها استفاده نشده است [۱۰] و پس از آن، عیب با بالاترین عدد اولویت ریسک بر اساس این روش به‌عنوان اصلی‌ترین علت خرابی یاتاقان‌های ژورنال شناسایی شده است. سپس، به بررسی این عیب و اثرات آن در یاتاقان‌های ژورنال با استفاده از روش اجزاء محدود و مدل سایش ارائه‌شده در مرجع [۶] پرداخته شده است. فشار ماکزیمم روان کار و ظرفیت تحمل بار یاتاقان برحسب سایش در مکان‌های مختلف در نیم کپه‌ی پایینی یاتاقان با استفاده از نرم‌افزار کمسول - مولتی فیزیک^۲ محاسبه شده است. این مدل ارائه‌شده، می‌تواند برای مطالعه‌ی اثرات سایش بر پارامترهای مختلف یاتاقان نظیر فشار ماکزیمم روغن، ظرفیت تحمل بار، دمای روان کار، ضخامت فیلم روغن و ... و همچنین تأثیر موقعیت مکانی سایش در یاتاقان، با استفاده از روش تحقیق تحلیلی مورد استفاده قرار گیرد.

1 Aghdam & Khansari
2 Comsol-Multiphysics



شکل ۱. فلوچارت فرایند تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست

Fig. 1. FMEA Process flowchart of analysis for conditions and effects of fracture

دیگر، معنا پیدا می‌کند. مقدار عددی عدد اولویت ریسک، می‌تواند بین ۱ تا ۱۰۰۰ متغیر باشد و هر خطا یا عیب بر اساس عددی که به آن داده می‌شود، اهمیتش تعیین می‌گردد. هرچه این عدد بیشتر باشد، آسیب بحرانی‌تر می‌باشد.

$$RPN = S \times O \times D \quad (1)$$

عدد نرخ وخامت، فقط در اثرات خرابی‌ها در نظر گرفته می‌شود. کاهش وخامت خطر، تنها با تغییرات در فرایند و نحوه انجام آن ممکن می‌شود. عوامل کمی کمی برای نرخ وخامت خطر در مقیاس ۱ تا ۱۰ بیان شده است. احتمال وقوع، تخمینی است از احتمال وقوع علت خرابی در طی زمان طول عمر قطعه و یا محصول و به بیان دیگر عبارتی است از این که با چه احتمالی، حالت خرابی ناشی از علت

[۱۱] جدول مربوط به تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست تکمیل گردیده است که در جدول ۱ نتایج حاصل برای چند عیب با عدد اولویت ریسک بالاتر نشان داده شده است.

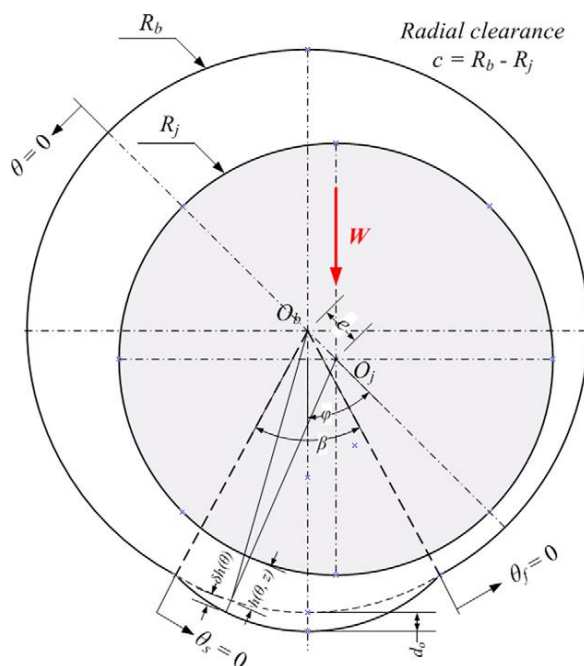
در این روش ابتدا باید تمامی زیرمجموعه‌های سیستم با اجزای آن‌ها لیست شود. حالات خرابی هر کدام از این اجزاء به‌عنوان ورودی این روش تعیین گردد. پس از انجام این عملیات، شدت خرابی‌ها در نتیجه‌ی اثرات فاجعه‌بار آن‌ها، باید توسط عدد اولویت ریسک، رتبه‌بندی شود، که این عدد حاصل ضرب نرخ وخامت^۱، احتمال وقوع^۲ و احتمال تشخیص^۳ می‌باشد [۸]. این عدد به‌تنهایی معنا ندارد و یک شاخص برای اولویت‌بندی حالات خرابی بر اساس میزان خطرپذیری بالقوه‌ی آن‌ها است و لذا فقط در مقایسه با عدد اولویت ریسک‌های

1 Severity
2 Occurrence
3 Detection

جدول ۱. فرایند تجزیه و تحلیل حالت‌ها و اثرات شکست برای یاتاقان‌های ژورنال

Table 1. FMEA process for journal bearings of conditions and effects of fracture

ردیف	نوع خرابی	درصد خرابی بر مبنای داده‌های پرسشنامه	علل خرابی	اثر خرابی	رتبه‌ی شدت	رتبه‌ی وقوع	رتبه‌ی تشخیص	اقدامات اصلاحی	عدد اولویت ریسک (عدد اولویت ریسک)
۱	سایش	۸/۵۶	آلودگی روان کار- ناهم‌محوری و ...	خوردگی و کنده شدن ماده‌ی یاتاقان و یا محور-	۹	۸/۵۶	۷	استفاده از فیلتر روغن مناسب و شمع مغناطیسی، نصب صحیح و یا اصلاح در طراحی یاتاقان	۵۳۹/۲۸
۲	فرتینگ	۸/۳۴	جا به جایی نوسانی ناچیز- فشار تماسی ناکافی و جوش موضعی در محل تماس	سایش و خوردگی در داخل یاتاقان و یا پشت یاتاقان در تماس با حوضچه	۷	۸۴/۳	۷	ایزوله کردن قطعه از منبع ارتعاش- تعویض موقعیت محور جهت تغییر در نقطه‌ی تماس	۴۰۸/۶۶
۳	آلودگی روان کار	۸/۵۶	عدم تعویض مناسب روغن-عدم چک کردن فیلتر روغن	لغزش خشک- گرمایش بیش‌ازحد- ذوب‌شدگی ماده‌ی یاتاقان- گیرپاژ-سایش و خوردگی	۸	۸/۵۶	۵	استفاده از فیلتر مناسب و بررسی سیستم روان کاری شامل پمپ و منبع تغذیه و لوله‌ها	۳۴۲/۴
۴	کنترل فیلترها و مدار روغن	۶/۸۵	خطای اپراتور در تعمیرات و نگهداری- عدم استفاده از عملیات تعمیرات و نگهداری برنامه‌ریزی‌شده	آلودگی سیستم روان کاری- گیرپاژ و عدم کارکرد صحیح سیستم و ..	۹	۶/۸۵	۵	آموزش‌های مربوط به نصب، راه‌اندازی و عملیات نگهداری و تعمیرات پیشگیرانه	۳۰۸/۲۵
۵	باییت	۷/۲	عدم استفاده از مواد نو و ترکیبات شیمیایی استاندارد- عدم ریخته‌گری صحیح	عدم چسبندگی باییت به فلز پایه- سایش محور و یا یاتاقان	۶	۷/۲	۶	استفاده از مواد نو و بر اساس استاندارد ASTM و ریخته‌گری صحیح	۲۵۹/۲
۶	آب‌بندی ناکافی	۵/۷۳	خطای اپراتور	عبور جریان	۷	۵۳/۷	۶	آموزش مربوط به آب‌بندی	۲۴۰/۶۶
۷	خستگی	۲/۸۳	بارگذاری و دمای بیش‌ازحد- ناهمسانی باییت	ترک و یا کنده شدن قسمتی از سطح	۶	۲۳/۸	۷	استفاده از مواد مقاوم به خستگی، نصب صحیح و یا تغییر هندسه یاتاقان	۱۱۸/۸۶



شکل ۲. هندسه یاتاقان ژورنال باوجود سایش [۶]
 Fig. 2. Journal bearings Geometry by considering abrasion

تشکیل فیلم کامل روغن، عدم هم‌محوری، نصب نادرست و در نتیجه خروج از مرکزیت نامناسب یاتاقان، جنس و ریخته‌گری نامناسب بابت در داخل پوسته‌ی یاتاقان و ... و به‌خصوص در سرعت‌های پایین به وجود می‌آید. در ادامه، به مطالعه‌ی این آسیب در یاتاقان‌های ژورنال با استفاده از تحلیل اجزاء محدود پرداخته‌شده است.

۳- تحلیل

۳-۱- مدل یاتاقان ژورنال

در این مقاله، به‌منظور در نظر گرفتن حالت نهایی، یاتاقان به‌جای حالت الاستیک، صلب در نظر گرفته‌شده، تا تنها اثر سایش مورد مطالعه قرار گرفته شود. فرض شده که یاتاقان ژورنال در شرایط پایدار قرار دارد و جریان سیال آرام و تراکم ناپذیر در نظر گرفته‌شده است. هندسه‌ی یاتاقان ژورنال باوجود سایش از مدل دورفین^۱ و همکاران [۶] برگرفته‌شده و در شکل ۲ ارائه‌شده است، که O_b و O_j به ترتیب مراکز یاتاقان و محور، R_b و R_j به ترتیب شعاع یاتاقان و ژورنال، e خروج از مرکزیت یاتاقان، L طول یاتاقان، β اندازه‌ی زاویه‌ی ناحیه‌ی مربوط به سایش $\beta = \theta_f - \theta_s$ که θ_f و θ_s به ترتیب موقعیت محیطی نقاط شروع و پایان ناحیه‌ی سایش هستند، d_s بیشترین عمق سایش

شناسایی‌شده رخ می‌دهد. احتمال تشخیص، عبارت است از شناس شناسایی و کشف خرابی و یا علت خرابی توسط کنترل‌های جاری. رتبه‌ی تشخیص نشان‌دهنده‌ی قابلیت و توانایی کنترل‌های جاری دریافتن خرابی و یا علت آن است. مقیاس‌های ارزش‌گذاری مناسب باید برای این سه فاکتور در هر پروژه فراهم شود و به‌صورت ثابت و قراردادی به کار گرفته شوند. استانداردهای منتشرشده حاوی سه جدول از مرجع [۱۴] نشان‌دهنده‌ی این مقیاس‌ها هستند.

پس از محاسبه عدد اولویت ریسک، باید بر روی تعاریف کنترل‌های طراحی جاری و یا عملیات اصلاحی و پیش‌گیرنده تمرکز کرد. این اصلاحات باید برای حذف ریشه‌ی علل خرابی، کاهش نرخ وخامت خطا، افزایش استفاده‌ی مجدد از قطعه و افزایش رضایت از کارکرد قطعه صورت گیرد. در ادامه یک مطالعه‌ی موردی از این روش بر روی یاتاقان‌های ژورنال صورت خواهد پذیرفت.

بر اساس نتایج به‌دست‌آمده از این روش، سایش به‌عنوان اصلی‌ترین عیب حادث در یاتاقان‌های ژورنال نیروگاه‌های کشور شناسایی‌شده و بالاترین عدد اولویت ریسک را به خود اختصاص داده است. سایش به معنی خوردگی و جدا شدن قسمتی از ماده از سطح جامد می‌باشد، که توسط سطح دیگری از سطح اولیه کنده‌شده است. این عیب به علل مختلف نظیر آلودگی روان کار توسط ذرات جامد و سخت، عدم

1 Durfane

جدول ۲. مشخصات یاتاقان و روان کار
Table 2. Bearing and lubricant specifications

مقادیر	پارامترها
روغن موتور ^۱	نوع سیال
فولاد سازه‌ای ^۲	جنس محور
آلیاژ قلع ^۳	جنس یاتاقان
۳۰۵	دمای روان کار (K)
۱۰۰	سرعت شفت (rpm)
۱۰۰	شعاع یاتاقان (mm)
۹۸	شعاع محور (mm)
۱	انحراف در جهت محور (mm)x
۱	خروج از مرکزیت (mm)
۲	لقی (mm)
۰/۵	نسبت خروج از مرکزیت

$$\cos \beta = \delta_0 - 1 \quad (4)$$

که در مرجع [۶] ذکر شده است.

۳-۳- مدل اجزاء محدود یاتاقان ژورنال باوجود سایش

به‌منظور به دست آوردن پارامترهای موردنظر مربوط به یاتاقان، معادلات ناویر استوکس (۴) و (۵) حل شده است.

$$\rho \nabla \cdot u = 0 \quad (5)$$

$$\rho(u \cdot \nabla)u = \nabla \cdot \left[-pl + \mu(\nabla u + (\nabla u)^T) \right] + F \quad (6)$$

که ρ چگالی روان کار، u سرعت سیال، P فشار سیال، μ ویسکوزیته ی سیال، l طول دیواره و F نیروی جسمی خارجی می‌باشد.

یک مدل دوبعدی از یاتاقان، با استفاده از نرم‌افزار کمسول-مولتی فیزیک ایجاد گردیده است. به علت کوچک بودن فضای لقی بین یاتاقان و محور، در مدل کردن این فاصله، کمی بزرگنمایی شده تا فعل‌وانفعالات درون روان کار قابل مشاهده باشد. در جدول ۲ ابعاد

و δ پارامتر عمق سایش می‌باشد و به‌صورت $\delta = d/c$ تعریف می‌شود، که c ، لقی شعاعی یاتاقان می‌باشد. نسبت خروج از مرکزیت نیز به‌صورت $\varepsilon = e/c$ تعریف می‌گردد. نیروی عمودی خارجی W ، ثابت فرض شده است.

۳-۲- هندسه‌ی یاتاقان ژورنال باوجود سایش

هندسه‌ای که برای یاتاقان ژورنال باوجود سایش، در این تحلیل در نظر گرفته‌شده، مدل معروفی است که توسط دورفین و همکاران [۶] ارائه شده است. ضخامت فیلم روغن، از مجموع ضخامت‌های فیلم به‌دست آمده است.

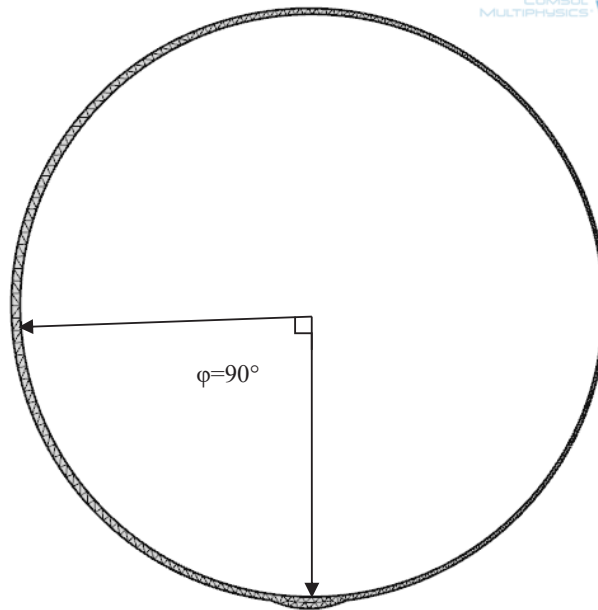
برای مدل سایش ساینده‌ی یاتاقان ارائه شده در شکل ۱، معادلات زیر ارائه شده است:

$$h(\theta, z) = c + e_0 \cos \theta + \delta h(\theta) \quad (2)$$

که:

$$\delta h(\theta) = c(\delta_0 - 1 - \cos \theta) \quad (3)$$

معادله‌ی (۲) تغییرات ضخامت فیلم در نتیجه‌ی سایش در یاتاقان را ارائه می‌دهد و برای زوایای مربوط به ناحیه‌ی سایش قابل استفاده می‌باشد، به‌غیر از $\delta h = 0$. در این مدل فرض شده که ناحیه‌ی سایش در جهت بار عمودی قرار دارد و توسط رابطه‌ی زیر تخمین زده می‌شود:



شکل ۳. مش بندی مدل یاتاقان ژورنال باوجود سایش [۶]
Fig. 3. Meshing of Journal bearing model by considering abrasion

• سطوح یاتاقان و شفت هموار و صیقلی در نظر گرفته شده است. پوسته‌ی یاتاقان به صورت دیوار ثابت- بدون لغزش^۴ و محور به صورت دیوار کشویی^۵ در نظر گرفته شده که در معادلات (۶) و (۷) به ترتیب شرایط مرزی این دو دیواره نشان داده شده است:

$$u = 0 \quad (7)$$

$$u \cdot t = U_w, \quad u \cdot n = 0, \quad (8)$$

بر اساس مدل و روابط ارائه شده، در بخش بعدی توزیع فشار و همچنین ظرفیت تحمل بار یاتاقان در حالت با سایش و بدون آن در نیم کپه‌ی پایینی یاتاقان، که وقوع سایش در آن محتمل تر است، به منظور مشاهده‌ی اثر سایش و موقعیت مکانی آن بر سیستم ارائه شده است.

۴- نتایج

۴-۱- نتایج حاصل از روش اجزاء محدود

بر اساس مطالعاتی که در بر روی یاتاقان ژورنال بدون سایش انجام گردید، نیمه‌ی پایینی یاتاقان دارای فشار بالاتری است و در نتیجه قسمت عمده‌ی از نیروهای تکیه‌گاهی و وزن محور توسط این قسمت تحمل می‌شود. به همین علت، موقعیت مکانی سایش در نیم کپه‌ی

هندسی یاتاقان و مشخصات مربوط به روان کار و یاتاقان ارائه شده که به عنوان ورودی تحلیل قرار گرفته است.

تحلیل از نوع دینامیک سیالات محاسباتی است، به همین علت از المان‌های نوع دینامیک سیالات^۱ و به صورت المان‌های مثلثی و آزاد^۲ استفاده شده است. تعداد المان‌ها در حالت همگرایی جواب‌ها و با انجام حساسیت مش ۲۸۸۶۹۸ بوده و بیشترین اندازه‌ی المان‌ها برابر ۰/۰۰۰۱۱ در نظر گرفته شده، که به ازای این تعداد المان‌ها جواب‌ها تا دو رقم اعشار به همگرایی رسیده‌اند. مدل مش بندی شده‌ی یاتاقان در حالت سایش در شکل ۳ نشان داده شده است، که زاویه ϕ ، معرف موقعیت مکانی سایش در نیمه‌ی پایینی یاتاقان است.

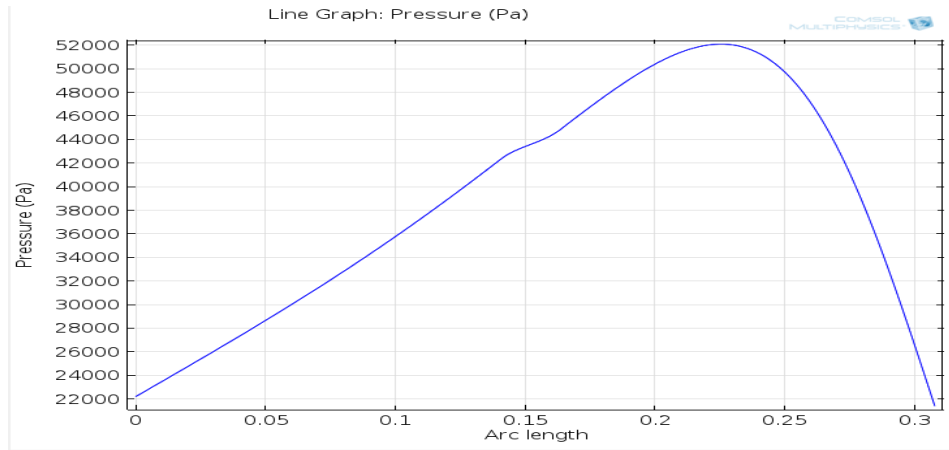
به منظور مدل‌سازی یاتاقان ژورنال بدون سایش و باوجود آن در تحلیل، چندین فرض در نظر گرفته شده است:

• تنها مقطع عرضی یاتاقان در نظر گرفته شده است، به این مفهوم که، طول یاتاقان بی‌نهایت بوده و از اثرات نشتی دو انتها صرف نظر شده است. همچنین، تمام مکان سایش از نظر هندسی در طول یاتاقان ثابت در نظر گرفته شده است.

• پیرامون شفت شرایط مرزی سیال بدون لغزش^۳ در نظر گرفته شده است.

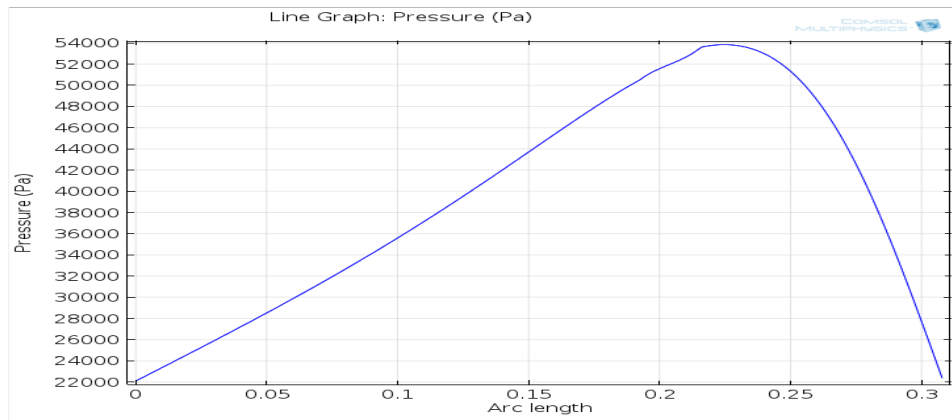
4 Stationary wall- No-slip
5 Sliding wall

1 Fluid dynamics
2 Free
3 No slip



شکل ۴. فشار برحسب طول کمان با سایش در $\phi = 90^\circ$

Fig. 4. Pressure at various arcs length with abrasion at $\phi = 90^\circ$



شکل ۵. فشار برحسب طول کمان با سایش در $\phi = 120^\circ$

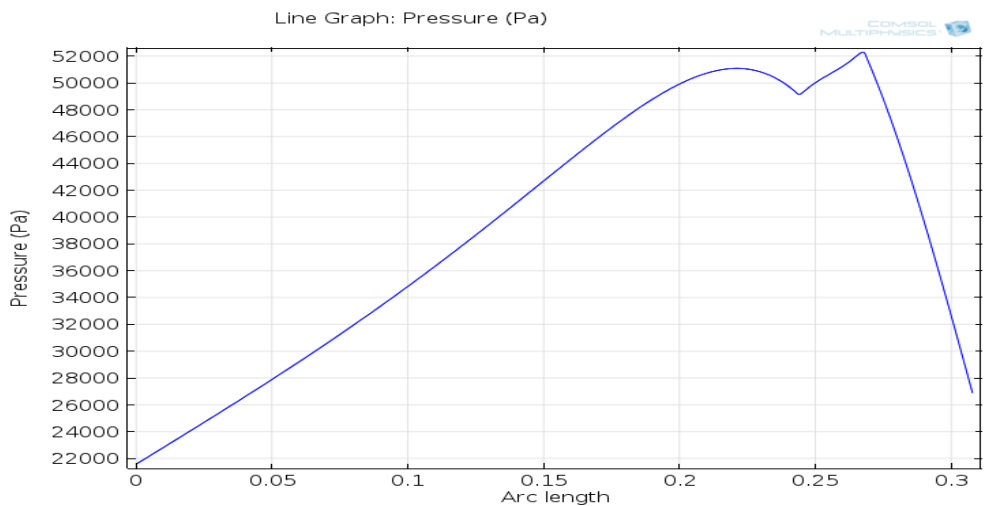
Fig. 5. Pressure at various arcs length with abrasion at $\phi = 120^\circ$

زاویه‌ی 90° درجه نشان داده است. شیب خط فشار همانند حالت قبل ثابت است اما کاهش فشار در آن کمتر از حالت قبل می‌باشد. بنابراین، تأثیر کمتری در ماکزیمم فشار روغن و در نتیجه ظرفیت تحمل بار دارد.

برخلاف حالت‌های سایش در زوایای 90° و 120° در شکل ۶ فشار یک خیز شدید در محل سایش، جایی که فشار به پیکی می‌رسد که روغن باید به شیار بین محور و یاتاقان برگردد، نشان داده شده است. پس از آن که فشار به اولین پیک رسید، سیال شروع به کاهش کرده و سپس سیال با ورود به مکان سایش منبسط شده است. در نصف مکان سایش، حفره شروع به کوچک شدن کرده و باعث افزایش فشار سیال تا رسیدن آن به دومین پیک، قبل از رسیدن آن به میزان

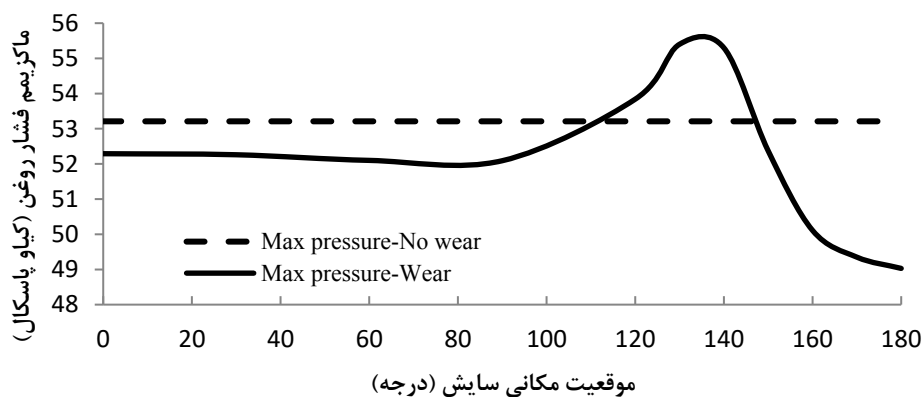
پایینی یاتاقان به منظور مطالعه‌ی اثر موقعیت مکانی سایش بر تحلیل، بین زوایای $\phi = 0^\circ$ تا $\phi = 180^\circ$ در نظر گرفته شده است. در شکل‌های ۴ تا ۶ نمودار توزیع فشار برحسب طول کمان به ترتیب، در زوایای ϕ برابر 90° ، 120° و 150° درجه نشان داده شده است.

بر اساس شکل ۴، پروفیل فشار ایجاد شده، در مجاورت محل سایش تنها مقدار کمی کاهش تدریجی داشته است. شیب خط فشار ثابت باقی مانده، اما مقدار اندکی در محل سایش کاهش داشته، تا دوباره به مقدار اولیه‌ی خود بازگشته است. میزان اندک افت فشار ایجاد شده، موجب کاهش اندک در ماکزیمم فشار روغن و در نتیجه ظرفیت تحمل بار مربوطه گردیده است. همان طوری که از شکل ۵ مشهود است، افت فشار مشابه‌ی در محل سایش مانند سایش در



شکل ۶. فشار برحسب طول کمان با سایش در $\theta = 150^\circ$

Fig. 6. Pressure at various arcs length with abrasion at $\theta = 150^\circ$

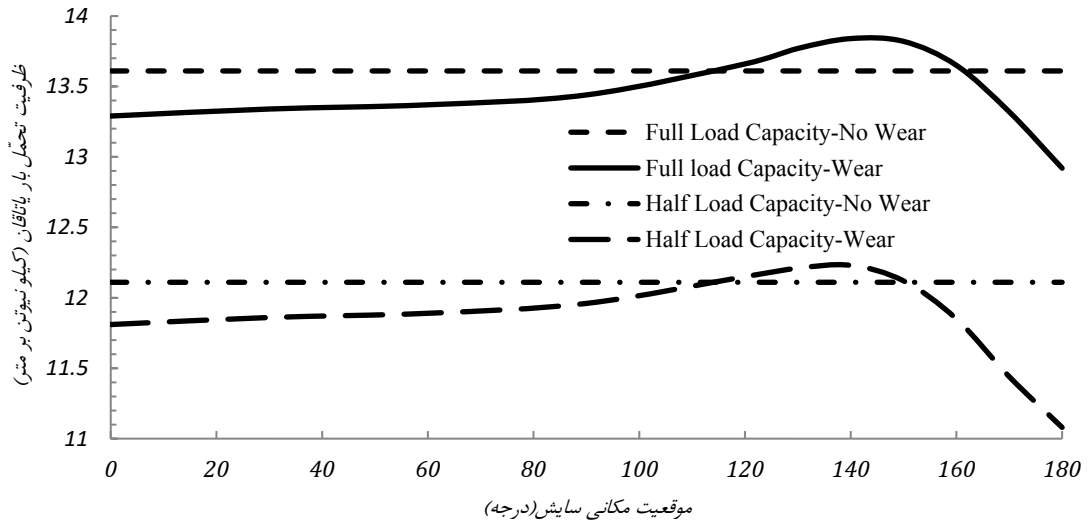


شکل ۷. فشار ماکزیمم روغن برحسب مکان سایش

Fig. 7. Maximum oil pressure on the basis of abrasion location

در شکل ۸ نمودار ظرفیت تحمل بار یاتاقان برای نیمه‌ی پایینی و کل یاتاقان نشان داده شده است. این شکل نشان‌دهنده‌ی آن است که بخش عمده‌ای از ظرفیت تحمل بار یاتاقان، مقداری حدود ۸۹ درصد از کل ظرفیت توسط نیمه‌ی پایینی آن تأمین شده است. برای تمام حالت‌های ارزیابی شده در این تحقیق، ظرفیت تحمل بار بر واحد طول یاتاقان (N/m)، با انتگرال‌گیری از نمودار فشار روغن حول شفت در حالت پایدار برحسب تابعی از زاویه پیرامون شفت، به دست آمده است. بر اساس شکل ۸ سایش، ظرفیت تحمل بار را بین $\theta = 0^\circ$ تا $\theta = 110^\circ$ کاهش داده و این نمودار در سایش بین این دو زاویه به‌طور یکنواخت و پیوسته افزایش یافته است. همچنین، ظرفیت تحمل بار بین $\theta = 110^\circ$ تا $\theta = 150^\circ$ ، قبل از کاهش تند بین $\theta = 150^\circ$ و $\theta = 180^\circ$

یک یاتاقان بدون سایش گردیده است. بنابراین، دومین پیک محل ماکزیمم فشار روغن شده و همچنین باعث ایجاد شیفت خط فشار با شیب منفی به سمت راست گردیده است که به‌موجب آن سطح زیر نمودار یا به‌عبارتی دیگر ظرفیت تحمل بار افزایش یافته است. در شکل ۷ نمودار فشار ماکزیمم برحسب مکان سایش ارائه شده است. بر اساس این شکل، ماکزیمم فشار روغن، در نقاطی که سایش اتفاق افتاده اندکی کاهش یافته است و سپس افزایشی تند بین $\theta = 80^\circ$ تا $\theta = 130^\circ$ داشته، قبل از آن که تقریباً در $\theta = 140^\circ$ شروع به کاهش ناگهانی نماید. یافتن علل فیزیکی این اتفاق و اثبات آن می‌تواند موضوع پژوهش جدیدی باشد که در آینده می‌تواند انجام شود.



شکل ۸. ظرفیت تحمل بار یاتاقان برحسب مکان سایش

Fig. 8. Bearing load capacity on the basis of abrasion location

جدول ۳. تغییرات فشار ماکزیمم و ظرفیت تحمل بار در یاتاقان ژورنال در دو حالت با سایش و بدون سایش

Table 3. Maximum pressure variation and load bearing capacity in journal bearing in abrasion and Non-abrasion modes

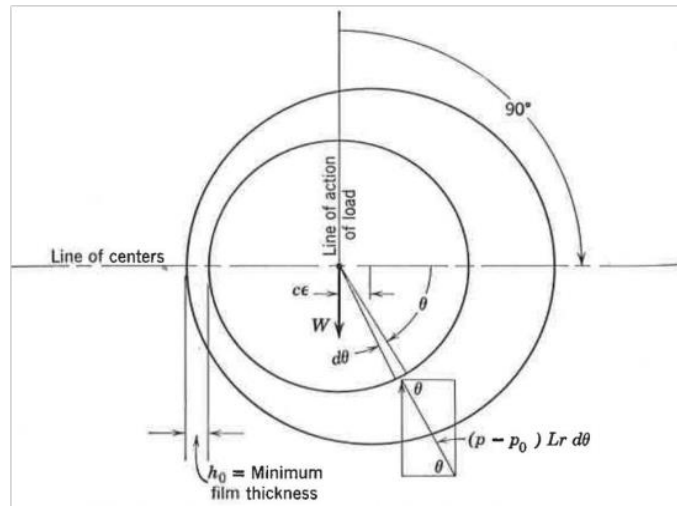
موقعیت مکانی سایش	فشار ماکزیمم %	ظرفیت تحمل بار کل %	ظرفیت تحمل بار کپه‌ی پایین %
۰	-۱/۷۲	-۲/۳۵	-۲/۴۶
۳۰	-۱/۷۸	-۱/۹۸	-۲/۰۶
۶۰	-۲/۰۸	-۱/۷۶	-۱/۸۱
۹۰	-۲/۱	-۱/۲۴	-۱/۲۳
۱۲۰	۱/۱۸	۰/۳۶	۰/۳۳
۱۳۰	۴/۱۱	۱/۱۷	۰/۸۲
۱۴۰	۳/۹۲	۱/۶۸	۰/۹۹
۱۵۰	-۱/۵۷	۱/۵۴	۰/۰۸
۱۶۰	-۵/۸۲	۰/۲۹	-۲/۱۴
۱۷۰	-۷/۲۵	-۲/۱۳	-۵/۵۳
۱۸۰	-۷/۸۵	-۵/۰۶	-۸/۵

نواحی سایش یاتاقان ژورنال در مقایسه با همان یاتاقان ژورنال بدون سایش ارائه شده است.

بر اساس جدول ۳، درصد کمی کاهش در ظرفیت تحمل بار یاتاقان بین $\varphi = 0^\circ$ تا 90° و فشار ماکزیمم سیال ($3 < \%$) و بین $\varphi = 120^\circ$ تا 150° نیز مقدار کمی افزایش در هر دو پارامتر ظرفیت تحمل بار ($2 < \%$) و ماکزیمم فشار روغن ($4 < \%$) مشاهده شده

$\varphi =$ بالاتر از یاتاقان بدون سایش بوده است. بر اساس شکل‌های ۴ تا ۸ موقعیت مکانی سایش وابسته به موقعیت فشار ماکزیمم یاتاقان بدون سایش، عامل مهمی است که عملکرد یاتاقان را تحت تأثیر قرار داده است.

در جدول ۳ درصد افزایش یا کاهش ظرفیت تحمل بار یاتاقان در نیمه‌ی پایینی و کل یاتاقان و همچنین ماکزیمم فشار روغن در



شکل ۹. موقعیت فرضی یاتاقان ژورنال کامل [۲۱]

Fig. 9. Hypothetical position of complete journal bearing

همچنین، معادله‌ی هریسون نیز با استفاده از رابطه‌ی زیر به دست

$$p - p_0 = \frac{6\mu V r \varepsilon}{c^2} * \frac{\sin \theta (2 + \varepsilon \cos \theta)}{(2 + \varepsilon^2)(1 + \varepsilon \cos \theta)^2} \quad (10)$$

که شعاع شفت و θ موقعیت زاویه‌ای است.

به منظور محاسبه‌ی بار وارد به یاتاقان با توجه به شکل ۹ داریم:

$$W = Lr \int_0^{2\pi} (p - p_0) \sin \theta d\theta \quad (11)$$

با جایگذاری معادله‌ی (۹) و انتگرال‌گیری، معادله‌ی هریسون -

سامرفلد^۱ به صورت زیر برای یاتاقان ژورنال کامل به دست می‌آید:

$$\frac{\mu N}{p} \left(\frac{r}{c} \right)^2 = \frac{5(2 + \varepsilon^2) \sqrt{1 - \varepsilon^2}}{\pi^2 \varepsilon} \quad (12)$$

عبارت در سمت چپ رابطه‌ی فوق عدد سامرفلد نام دارد که

معکوس این عدد، در صنعت برای تعیین ظرفیت تحمل بار یاتاقان

استفاده می‌گردد [۱۳] به منظور معتبرسازی روند مدل‌سازی، نتایج

حاصل از نرم‌افزار کامسول برای یاتاقان ژورنال تخت و بدون سایس

با نتایج حاصل از معادله‌ی (۹) مقایسه شده است. ابعاد هندسی

و خواص مواد مورد استفاده در حل تحلیلی، برای حل تئوری نیز

است. همچنین، هر دو پارامتر تا سایس در زاویه‌ی $\varphi = 180^\circ$ حدی

کاهش ($\gamma > \%$) نشان داده‌اند. بنابراین، بر اساس نتایج به دست آمده، به

جزء در تعداد محدودی از نقاط که در مجاورت مکان فشار ماکزیمم

یاتاقان قرار دارند، در بقیه‌ی نقاط پیرامون یاتاقان، سایس منجر به

کاهش فشار و در نتیجه از بین رفتن تعادل و پایداری سیستم و کاهش

ظرفیت تحمل بار نیم کپه‌ی پایینی یاتاقان به خصوص برای سایس

در $\varphi = 180^\circ$ شده است

به منظور معتبر سازی نتایج حاصل از نرم‌افزار کامسول، آن‌ها با

نتایج حاصل از حل تئوری برای یاتاقان ژورنال ساده و بدون سایس

مقایسه شده‌اند. در ادامه به ذکر معادلات حاکم بر یاتاقان‌های ژورنال

به منظور محاسبه‌ی پروفیل فشار سیال حول محور و یافتن داده‌های

حاصل از حل تئوری پرداخته شده است.

۲-۴- نتایج حاصل از حل تئوری

در معادله‌ی (۸)، معادله رینولدز برای تغییرات فشار بر حسب

فاصله از یاتاقان در جهت لغزش بوده و به عنوان مبنایی برای محاسبه‌ی

ظرفیت تحمل بار یاتاقان ارائه شده است:

$$\frac{dp}{dx} = \frac{6 * \mu * V}{h^3} * (h - h_1) \quad (9)$$

که h ضخامت فیلم روغن، μ ویسکوزیته‌ی سیال، V سرعت و h_1

ضخامت فیلم روغن مربوط به فشار ماکزیمم می‌باشد [۱۲]

جدول ۴. پارامترهای مربوط به پروفیل‌های مختلف یاتاقان
Table 4. Parameters for different bearing profiles

نوع پروفیل یاتاقان	موقعیت سایش (θ)	فشار ماکزیمم روان کار (kPa)	ظرفیت تحمل بار کلی یاتاقان (kN/m)	ظرفیت تحمل بار نیمه‌ی پایینی یاتاقان (kN/m)
پروفیل بیضوی	۱۸۰	۷۷/۴۶	۲۳/۵۴	۱۵/۹۸
پروفیل گرد	۱۸۰	۴۹/۰۳	۱۲/۹۲	۱۱/۰۸

باین‌حال، در این مقاله پروفیلی برای هندسه‌ی یاتاقان ارائه‌شده که نسبت به یاتاقان ژورنال با پروفیل گرد مورد‌استفاده در صنعت، در شرایط مشابه در بحرانی‌ترین موقعیت مکانی سایش یعنی $\theta = 180^\circ$ ، قابلیت تحمل بار بیشتری را دارا می‌باشد. در جدول ۴ نتایج حاصل از شبیه‌سازی برای یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی ارائه‌شده، نشان داده‌شده است.

بنابراین یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی نسبت به پروفیل گرد دارای ظرفیت تحمل بار بیشتری بوده، و در کاربردهایی که نیاز به تحمل بار بیشتری است، بهتر است از این نوع یاتاقان استفاده گردد.

۶- نتیجه‌گیری

در ماشین‌آلات دوار، سیستم‌های روتور-یاتاقان سازه‌های بسیار پیچیده‌ای هستند که عیوب ایجادشده در یاتاقان می‌تواند آسیب‌های جبران‌ناپذیری به سیستم وارد کند. در این مقاله، با استفاده از روش تحقیق میدانی و اجرای فرایند تجزیه‌وتحلیل حالت‌ها و اثرات شکست به بررسی عیوب حادث در یاتاقان‌ها پرداخته‌شده است. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده اصلی‌ترین عیب، سایش شناسایی شده است. سپس، با استفاده از روش تحقیق تحلیلی، به بررسی اثر سایش بر سیستم پرداخته‌شده است. این روش، مبتنی بر مقایسه‌ی مقادیر به‌دست‌آمده برای مشخصه‌های یاتاقان ژورنال نظیر فشار ماکزیمم روان کار و ظرفیت تحمل بار برحسب موقعیت مکانی سایش و در یک عمق سایش ثابت بوده است، تا بحرانی‌ترین موقعیت سایش برای یاتاقان ژورنال شناسایی گردد. بر اساس نتایج به‌دست‌آمده، سایش تأثیر به‌سزایی در

استفاده‌شده است. با جایگذاری زاویه‌ی $\theta = 30^\circ$ در معادله‌ی (۹)، مقدار $6/481$ پاسکال برای اختلاف فشار به‌دست‌آمده، که با نتایج حاصل از حل تحلیلی که مقدار $6/576$ پاسکال برای اختلاف فشار در این زاویه و فشار ماکزیمم به‌دست‌آمده، تطابق قابل قبولی دارد. این میزان اختلاف نیز ممکن است به دلایل متفاوتی نظیر فرض‌های که در حل معادلات در نظر گرفته‌شده است، باشد. زیرا در حل معادلات از جریان در جهت Y صرف‌نظر شده است ولی در نرم‌افزار کامسول از معادلات ناویراستوکس استفاده‌شده و جریان در هر دو جهت X و Y محاسبه‌شده است و همچنین اثرات اینرسی در نظر گرفته‌شده است. بنابراین، مدل ارائه‌شده، قابلیت تعیین توزیع فشار حول یاتاقان را دارا است [۱۴]

۵- مطالعه‌ی هندسه‌ی یاتاقان ژورنال به‌منظور کاربرد در سایش

سایش، یکی از اصلی‌ترین عیوب حادث در یاتاقان‌ها شناسایی شده و این امر تا حدی طبیعی است، زیرا ماده‌ی روکش داخلی این اجزاء نرم‌تر از ساختار ماده‌ی محور انتخاب می‌شود، تا به هنگام بروز آسیب، یاتاقان دچار سایش شده و به محور آسیب جدی وارد نگردد. بررسی این عیب از آنجا اهمیت یافته است، که بر اساس نتایج حاصل از جمع‌آوری داده‌های میدانی در نیروگاه‌ها، این عیب در کشور حداقل دو برابر بیشتر از کاربرد در موارد مشابه بوده است. و این امر به علت، استفاده از مواد خام کهنه، عدم ریخته‌گری صحیح، عدم نصب و عملیات نگهداری مناسب و ... بوده است.

- International Journal of Electrical Power & Energy Systems, 7(32) (2010) 824-817.
- [6] K. Dufrane, J. Kannel, T. McCloskey, Wear of steam turbine journal bearings at low operating speeds, (1983)..
- [7] S. Pickering, Tribology of Journal Bearings Subjected to Boundary and Mixed Lubrication, Mechanics of Contact and Lubrication, Northeastern University, (2011).
- [8] S. Baskar, G. Sriram, Tribological Behavior of Journal Bearing Material under Different Lubricants, Tribology in Industry, 2(36) (2014).
- [9] A. Aghdam, M. Khonsari, Prediction of wear in grease-lubricated oscillatory journal bearings via energy-based approach, Wear, 2-1(318) (2014) 201-188.
- [10] Muzakkir, S. M., K. P. Lijesh, and Harish Hirani."Failure mode and effect analysis of journal bearing. Int. J. Appl. Eng. Res10.16 (2015): 37759-37752.
- [11] K.-S. Chin, Y.-M. Wang, G.K.K. Poon, J.-B. Yang, Failure mode and effects analysis by data envelopment analysis, Decision Support Systems, 1(48) (2009) 256-246.
- [12] R.R. Slaymaker, Bearing Lubrication Analysis, Wiley, 1955.
- [13] M. Mokhtar, R. Howarth, P. Davies, Wear characteristics of plain hydrodynamic journal bearings during repeated starting and stopping, ASLE TRANSACTIONS, 3(20) (1977) 194-191.
- [14] K.-S. Chin, Y.-M. Wang, G.K.K. Poon, J.-B. Yang, Failure mode and effects analysis by data envelopment analysis, Decision Support Systems, 1(48) (2009) 256-246.

کاهش ظرفیت تحمل بار داشته و بیشترین کاهش در ظرفیت تحمل بار و فشار ماکزیمم روان کار برای سایش در $\varphi = 180^\circ$ بوده است. همچنین، نشان داده شد که می‌توان با استفاده از یک یاتاقان ژورنال با پروفیل بیضوی برای شرایط مشابه پارامترهای مربوط به یاتاقان و شرایط مربوط به عملکرد، ظرفیت تحمل بار بیشتری به دست آورد. علاوه بر این، با اجرای اقدامات مربوط به نگهداری و تعمیرات نیز نظیر کنترل فیلترها و یا افزایش تعداد آن‌ها به منظور جلوگیری از ورود ذرات آلوده به سیستم، تهیه‌ی چک‌لیست کنترلی پس از هر بازبینی و ... می‌توان تا حد زیادی از بروز آسیب‌های غیرمنتظره به سیستم و رسیدن به مرحله‌ی فاجعه انگیز جلوگیری نمود.

مراجع

- [1] F. Badía, M. Berrade, Optimum maintenance of a system under two types of failure, Int. J. Mater. Struct. Reliab, 1(4) (2006) 37-27.
- [2] M. Woodard, M. Wolka, Bearing Maintenance Practices to Ensure Maximum Life, in: Proceedings of the 27th International Pump Users Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, 2011.
- [3] W. Gilchrist, Modelling failure modes and effects analysis, International Journal of Quality & Reliability Management, (1993).
- [4] J. Puente, R. Pino, P. Priore, D. de la Fuente, A decision support system for applying failure mode and effects analysis, International Journal of Quality & Reliability Management, (2002).
- [5] H. Arabian-Hoseynabadi, H. Oraee, P. Tavner, Failure modes and effects analysis (FMEA) for wind turbines,

چگونه به این مقاله ارجاع دهیم

M. Riahi, N. Jafarian Kafshgari, Fault Detection of journal bearings and Simulation of Major Occurred Fault using Failure Mode and Effect Analysis Method to Evaluate its Effects, Amirkabir J. Mech Eng., 53(8) (2021) 4581-4594.

DOI: [10.22060/mej.2020.16399.6355](https://doi.org/10.22060/mej.2020.16399.6355)

