

تأثیر شکست پیچ در کوپلینگ اتصال دهنده دو شفت کمپرسور بر رفتار دینامیکی روتور در توربین گاز رولزرویس

سپهر جعفری

کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران،
s.jafari.1375@gmail.com

عباس رهی*

استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران، a_rahi@sbu.ac.ir

سید احمد مرتضوی

دانشجوی دکتری، دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه شهید بهشتی، تهران، ایران،
mortazavi70@gmail.com

چکیده

در این پژوهش تأثیر شکست پیچ اتصال دهنده دو شفت جلو و عقب کمپرسور و نامیزانی ناشی از این شکست بر رفتار دینامیکی روتور در توربین گاز رولزرویس مورد بررسی قرار گرفته است. به همین منظور مدل هندسی شفت کمپرسور طراحی گردید و تحلیل مودال به روش اجزاء محدود توسط نرم افزار Ansys صورت گرفت و نمودارهای کمپل به صورت جداگانه ترسیم شد. از تحلیل مودال تجربی و مقایسه آن با تحلیل مودال عددی جهت اعتبارسنجی و تأیید مدل طراحی شده استفاده گردید. در ادامه از تحلیل هارمونیک شفت بدون پره و دیسک و همچنین همراه پره و دیسک برای بررسی پاسخ فرکانسی سرعت و جابجایی ناشی از شکست پیچ اتصال دهنده در قسمت لبه و قسمت اتصال میانی دو شفت به صورت جداگانه و همچنین به صورت همزمان استفاده شد. نتایج به دست آمده نشان داد که دامنه نوسان شفت کمپرسور در حالت شکست پیچ در قسمت اتصال لبه برای محل شکست پیچ حدود ۳۰ درصد بیشتر از حالت شکست پیچ اتصال میانی است.

واژه‌های کلیدی: توربین گاز، نامیزانی شفت کمپرسور، رفتار دینامیکی روتور، توربین گاز رولزرویس، نمودار کمپل، شکست پیچ.

The effect of failure of screw in the coupling connecting two compressor shafts on the dynamic behavior of the rotor in Rolls Royce gas turbine

S. Jafari

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

A. Rahi

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

S. A. Mortazavi

Faculty of Mechanical and Energy Engineering, Shahid Beheshti University, Tehran, Iran

Abstract

In this study, the effect of failure of a screw in the coupling connecting two compressor shafts on the dynamic behavior of the rotor in The Rolls Roys gas turbine has been investigated. For this purpose, the geometric model of the compressor shaft was designed and Modal analysis was performed by finite element method by ANSYS and Campbell diagram were designed separately. Experiential Modal analysis and its comparison with numerical Modal analysis have been used to validate and confirm the designed model. It used the harmonic analysis of the shaft without blades and discs, as well as the shafts with blades and discs for the frequency response of velocity and displacement due to the failure of the screw connecting the two shafts at the edge and medial connection separately and synchronous. The results showed that the frequency response of the compressor shaft velocity in the coupling screw failure at the edge of the screw failure location is about 30% higher than the medial screw failure mode, indicating that the coupling screw failure in the edge has a greater effect on the shaft and rotor behavior in terms of velocity and displacement compared to the medial screw.

Keywords: gas turbine; unbalanced shaft of compressor; dynamic behavior of the rotor; Rolls-Royce gas turbine; Campbell diagram; screw failure.

۱- مقدمه

توربین‌های رولزرویس به عنوان محرک کمپرسورهای گاز در ایستگاه تقویت فشار و تزریق گاز شرکت ملی مناطق نفت خیز جنوب کشور و توربین توان در صنعت نفت و گاز استفاده می‌شوند. بنابراین عیب‌یابی و پایش این توربین‌ها از اهمیت بالایی برخوردار است و توقف این توربوماشین‌ها در صنعت نفت و گاز منجر به عدم تزریق به موقع گاز برای استخراج نفت می‌شود. پس طراحی‌ها باید به نحوی صورت گیرند تا این توربین‌ها توقفی نداشته باشند چون در صورت توقف خسارت‌های کلان مالی را در پی خواهند داشت.

محمودی و سلیمی [۱] به تحلیل شکست پیچ و مهره یک نمونه توربین گازی پرداختند. آن‌ها یک نوع توربین گازی که با حداکثر سرعت دورانی ۱۱۰۰ دور بر دقیقه و توان خروجی ۱۸ مگاوات که بعد از ۳

ساعت کار منفجر شده بود را مورد بررسی قرار دادند تا علت را بیابند. در این شکست همه بیست و چهار پیچ و مهره دچار شکست شدند پس به این نتیجه رسیدند که خصوصیات پیچ و مهره نتوانسته است الزامات فنی را برآورده کند. آن‌ها دریافتند که پیچ و مهره شکسته شده در معرض یک محیط خورنده تهاجمی قرار گرفته و تعداد زیادی حفره ناشی از خوردگی در سطح پیچ مشاهده شد. همچنین میکروسکوپ الکترونی روبشی^۱ بسیاری از نقاط تاریک روی سطح شکستگی را به عنوان شواهدی از اضافه‌بار که باعث خرابی می‌شود نشان داد. در نهایت این نتیجه حاصل شد که به دلیل خراب شدن لایه روکش، وجود تعداد زیادی از حفره‌های ناشی از خوردگی عمیق و نزدیکی ساعات کار به عمر

^۱ SEM

* نویسنده مکاتبه کننده، آدرس پست الکترونیکی: a_rahi@sbu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۰۰/۱۱/۲۸

تاریخ پذیرش: ۰۱/۰۳/۳۰

مفید پیچ و مهره‌ها منجر به این شد که یکی از پیچ‌ها به دلیل خستگی به خرابی و خوردگی کمک کرده و سپس به دلیل اضافه بار، پیچ‌های دیگر نیز شکستگی ناشی از اضافه بار را تجربه کردند.

پناجی و همکاران [۲] به مطالعه تشخیص و عیب‌یابی یک ترک در کوپلینگ توربین گاز با استفاده از مدلسازی توربین و آنالیز ارتعاشات شفت پرداختند. آن‌ها ارتعاشات ناشی از خمیدگی شفت و به دنبال آن انتشار ترک در محل اتصال شفت (انتهای شفت) را شبیه‌سازی کرده و اندازه و فاز آن را با استفاده از یک روش شناسایی مبتنی بر مدل دستگاه تخمین زدند و به این نتیجه رسیدند که سطح زیاد ارتعاشات دستگاه باعث به وجود آمدن یک شکست و خرابی فاجعه بار شده است. فرّحی و همکاران [۳] به بررسی شکست کمپرسور یک توربین گاز ۳۲ مگاواتی پرداختند. آن‌ها با استفاده از مدل‌های مختلف اجزاء محدود و تجزیه و تحلیل فراکتوگرافی^۱ (تحلیل شکست یا بررسی مقطع شکست توسط میکروسکوپ) بررسی‌های لازم را انجام دادند. تجزیه و تحلیل نشان داد که چندین ترک در محل اتصال دیسک‌ها و شفت توسط مکانیسم خستگی سایشی ایجاد شده و توسط مکانیسم خستگی تکثیر شده است.

حمدی و پارلاک [۴] به ارزیابی تحلیل دینامیکی روتور توربین گازی با استفاده از روش اجزاء محدود پرداختند. برای این منظور، روتور یک توربین گازی را با خواص هندسی و مکانیکی خاصی مدلسازی کرده و تجزیه و تحلیل دینامیکی آن را انجام دادند. آن‌ها همچنین نمودار کمپل و چهار سرعت بحرانی و پاسخ سیستم به نامیزانی در مرکز کمپرسور را به دست آوردند. طبق مدل موجود در این پژوهش، آن‌ها نتیجه گرفتند که حتی یک نامیزانی بسیار جزئی هم بر رفتار سیستم تأثیر می‌گذارد.

سان و همکاران [۵] به بررسی دینامیکی سیستم روتور موتور هواپیما با فشار بالا با توجه به ویژگی‌های مونتاژ اتصالات پیچ و مهره‌ای پرداختند. آن‌ها تأثیر سرعت چرخش، نامیزانی و سفتی سطح اتصال بر روی پاسخ دینامیکی روتور را تجزیه و تحلیل نمودند. همچنین با ایجاد مدل اجزاء محدود، دریافتند که حداکثر خطا در مقایسه با حالت آزمایشی ۶/۱٪ است که معقول بودن آن با توجه به پیشینه پیچ‌های اتصال‌دهنده، تأیید شد. در نتیجه آن‌ها یک مبنای نظری برای تشخیص و شناسایی عملکرد پیچ اتصال‌دهنده سیستم روتور موتور هواپیما فراهم نمودند. آن‌ها مدل مکانیکی سطح اتصال پیچ و مهره برای توصیف رابطه انتقال مکانیکی بین اتصالات مجاور را ارائه کردند. در مدل تحلیلی آن‌ها، هر دو کمپرسور با فشار بالا و توربین به عنوان دیسک‌های توخالی صلب با رفتار چرخشی در نظر گرفته شد. آن‌ها نتیجه گرفتند که تغییر دامنه چرخش یک نقطه مشخص در همان موقعیت به طور عمده به سفتی اتصال پیچ و سفتی شفت بستگی دارد و دامنه پاسخ ارتعاش در محل توربین بیشترین حساسیت را نسبت به سرعت چرخش دارد. دلیل اصلی این است که شفت اتصال‌دهنده توربین فشار بالا و درام، طول زیادتری دارد و این باعث کاهش سفتی اتصالات می‌شود.

هدف از این پژوهش، بررسی تأثیر شکست پیچ اتصال‌دهنده دو

شفت کمپرسور بر رفتار دینامیکی روتور در توربین گاز رولزرویس مدل ایون ۱۵۳۴^۲ است که شفت‌ها به صورت شفت توخالی^۳ هستند.



شکل ۱- ناحیه شکستگی پیچ در محل اتصال میانی دو شفت جلو و پشت و مدل برش خورده دو شفت

مطابق شکل ۱ مشاهده می‌شود که در عمل، یکی از پیچ‌های اتصال‌دهنده دو شفت جلو^۴ و پشت^۵ دچار شکست شده که منجر به بالا رفتن دامنه ارتعاشات تحت اثر نامیزانی خواهد شد و با توجه به دور بالای توربین که بین ۷۵۰۰ تا ۷۸۰۰ دور بر دقیقه بوده و دور بحرانی شفت کمپرسور که ۱۰۵۰۰ دور بر دقیقه است، رفتار دینامیکی سیستم تحت تأثیر قرار خواهد گرفت. ارتعاشات ناشی از نامیزانی دو شفت با استفاده از نرم افزار Ansys مورد مطالعه قرار گرفته و تأثیر این ارتعاشات بر رفتار دینامیکی روتور مورد بررسی قرار می‌گیرد. مدل کمپرسور بررسی شده شامل ۱۷ مرحله (۱۷ ردیف پره و دیسک) است. مدل مورد بررسی در این مقاله از لحاظ هندسی کمی پیچیده می‌باشد، به همین دلیل برای تحلیل آن از روش اجزاء محدود استفاده شده است. تحلیل‌های مکانیکی این پروژه در محیط Ansys workbench انجام شده است به این صورت که ابتدا کمپرسور توربین گاز صنعتی را به کمک اسکتر نوری اسکن نموده و مدل سه بعدی شفت کمپرسور و ۱۷ مرحله دیسک و پره را در نرم افزار سالیدورک طراحی و سپس به محیط نرم-افزار Ansys منتقل و تحلیل‌های هارمونیک و مودال انجام گرفته است. به راحتی می‌توان این تحلیل را با بررسی ارتعاشات ناشی از نامیزانی و احتمال برخورد پره با پوسته بدنه که باعث ایجاد پدیده سایش^۶ می‌شود، برای شکست بخشی از یک یا چند پره کمپرسور نیز تعمیم داد. تحلیل مودال به روش اجزاء محدود توسط نرم افزار Ansys صورت گرفت و نمودار کمپل مدل سه بعدی و یک بعدی به صورت جداگانه ترسیم شد. از تحلیل مودال تجربی و مقایسه آن با تحلیل مودال عددی جهت اعتبارسنجی و تأیید مدلسازی استفاده شده است. در ادامه از تحلیل هارمونیک شفت بدون پره و دیسک و همچنین شفت همراه پره و دیسک جهت بررسی دامنه نوسانی و جابجایی ناشی از شکست پیچ اتصال‌دهنده دو شفت در قسمت اتصال لبه‌ای و قسمت اتصال میانی و شکست پره ردیف آخر به صورت جداگانه و همچنین به صورت همزمان استفاده شد.

۲- آزمایش مودال تجربی

در این پژوهش آزمایش مودال در حالت انتها آزاد برای شفت جلو

² Rolls Royce Avon1534

³ Hollow shaft

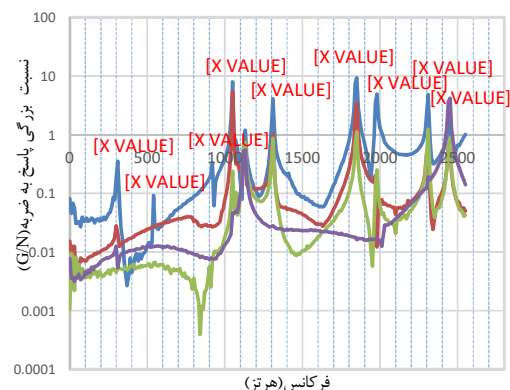
⁴ Front

⁵ Rear

⁶ Rubbing

¹ Fractography

طبیعی حاصل از آزمایش مودال تجربی شفت جلو و در شکل ۴ اعداد فرکانس‌های طبیعی حاصل از آزمایش مودال تجربی شفت عقب قابل مشاهده است.

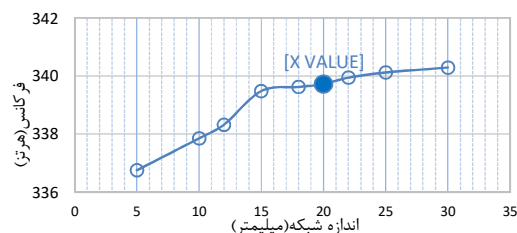


شکل ۴- بزرگی پاسخ به ضربه نسبت به فرکانس برای شفت عقب

۳- اعتبارسنجی

برای نشان دادن درستی و صحت مدلسازی سه بعدی شفت کمپرسور به کمک نرم‌افزار و اعتبارسنجی نتایج حاصل از روش اجزاء محدود، نیاز به مقایسه فرکانس‌های طبیعی مدل سه بعدی با فرکانس‌های طبیعی حاصل از آزمایش مودال تجربی می‌باشد. برای این منظور فرکانس‌های طبیعی شفت جلو و شفت عقب به صورت مجزا و در حالت انتها آزاد در نرم‌افزار Ansys به کمک روش اجزاء محدود به دست آمد و سپس این فرکانس‌های طبیعی با فرکانس‌های طبیعی حاصل از آزمایش مودال تجربی مقایسه و مقدار قدر مطلق خطای نسبی محاسبه گردید.

لازم به ذکر است که در این پژوهش از المان‌های SOLID187 برای سازه و COMBI214 برای نقاط تماسی بین دو شفت به تعداد ۴۹۸۱۰ و اندازه ۲۰ میلی‌متر جهت شبکه‌بندی مدل سه بعدی و تعداد ۸۴ المان برای شبکه‌بندی مدل یک بعدی استفاده شده است.



شکل ۵- بررسی عدم وابستگی به اندازه شبکه برای مود اول

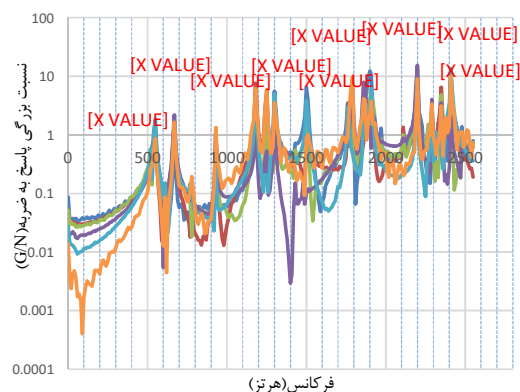
از جدول ۱ و جدول ۲ می‌توان نتیجه گرفت که فرکانس‌های طبیعی حاصل از روش آزمایش مودال تجربی و روش اجزاء محدود برای شفت جلو با میانگین درصد خطای نسبی ۲/۲۳ درصد و برای شفت عقب با میانگین درصد خطای نسبی ۱/۷۹ درصد نشان‌دهنده ناچیز بودن درصد خطا و درست و دقیق بودن مدلسازی به کمک روش اجزاء محدود است.

و شفت عقب به طور جداگانه انجام گرفت. آزمایش مودال در حالت انتها آزاد به دلیل دستیابی به داده‌های دقیق‌تر و اغتشاش کم‌تر بر حالت انتها ثابت ارجحیت دارد. برای این منظور ابتدا شفت جلو کمپرسور به کمک بالابر سیمی به حالت انتها آزاد آویزان گردید. طبق شکل ۲ برای اندازه‌گیری فرکانس‌های طبیعی، شفت جلو به چهارده بخش جدا در سطح شفت تقسیم شد و حسگر شتاب‌سنج در این بخش‌ها قرار گرفت و به کمک چکش به شفت ضربه وارد شد. توجه شود که برای بالا بردن دقت آزمایش، حسگر شتاب‌سنج در چهارده نقطه روی شفت قرار گرفت و هر بار فرکانس‌های طبیعی به صورت جدا استخراج گردید.



شکل ۲- نقاط قرارگیری حسگر شتاب‌سنج و وارد نمودن ضربه به شفت جلو

سیگنال‌های به وجود آمده ناشی از تحریک به وسیله حسگر شتاب‌سنج اندازه‌گیری می‌شوند. این سیگنال‌ها برای تبدیل از حوزه زمان به حوزه فرکانس وارد تحلیل‌گر سیگنال می‌شوند و به کمک نرم‌افزار Labview نتایج داده‌ها استخراج شده و نمودار تابع پاسخ فرکانسی برای مشخص شدن فرکانس‌های طبیعی سازه را به کمک رسم در محیط اکسل ارائه می‌دهند. حسگر شتاب‌سنج مینیاتوری با وزن ۱/۲ گرم و چکش ۲ کیلونیوتنی و تحلیل‌گر سیگنال NI4431 در این آزمایش مورد استفاده قرار گرفت.



شکل ۳- بزرگی پاسخ به ضربه نسبت به فرکانس برای شفت جلو

فرکانس‌های طبیعی سیستم در نقاطی که مقدار بیشینه دامنه مشاهده می‌شود به دست می‌آیند که در شکل ۳ اعداد فرکانس‌های

جدول ۱- مقایسه فرکانس‌های طبیعی شفت جلو توسط آزمایش مودال

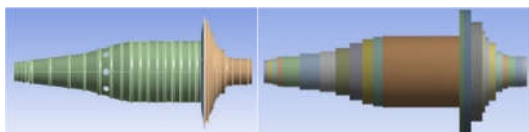
شماره فرکانس	فرکانس طبیعی توسط اجزاء محدود	فرکانس طبیعی توسط آزمایش مودال تجربی	قدر مطلق خطای نسبی (درصد)
۱	۰	۰/۰۰۱	-
۲	۵۶۸/۶	۵۵۰	۳/۲۸
۳	۶۶۸/۹۶	۶۷۰	۰/۱۵
۴	۹۰۸/۳۷	۹۳۰	۲/۳۲
۵	۱۴۰۸/۶	۱۳۰۰	۸/۳
۶	۱۴۲۴/۷	۱۴۳۰	۰/۳۷
۷	۱۴۸۸/۴	۱۵۰۰	۰/۷۷
۷	۱۷۶۴/۲	۱۷۹۰	۱/۴۴
۹	۱۹۷۶/۸	۱۹۱۰	۳/۴۹
۱۰	۲۲۵۵/۵	۲۲۰۰	۲/۵۲

جدول ۲- مقایسه فرکانس‌های طبیعی شفت عقب توسط آزمایش

شماره فرکانس	فرکانس طبیعی توسط اجزاء محدود	فرکانس طبیعی توسط آزمایش مودال تجربی	قدر مطلق خطای نسبی (درصد)
۱	۰	۰/۰۰۱	-
۲	۳۱۴/۹۳	۳۱۰	۱/۵۹
۳	۵۵۸/۶۳	۵۴۰	۳/۴۵
۴	۸۹۳/۳۷	۹۲۰	۲/۸۹
۵	۱۱۶۲/۸	۱۱۳۰	۲/۹۰
۶	۱۳۲۲/۳	۱۳۱۰	۰/۹۳
۷	۱۸۶۰/۳	۱۸۵۰	۰/۵۵
۷	۱۹۸۵/۶	۱۹۸۰	۰/۲۸
۹	۲۲۹۰/۹	۲۳۱۰	۰/۸۲
۱۰	۲۵۶۱/۳	۲۴۵۰	۴/۵۴

پس از اینکه شبکه‌بندی با المان بهینه صورت گرفت و اعتبارسنجی مدل اجزاء محدود با آزمایش مودال تجربی جهت راستی آزمایی مدل سه بعدی شبیه‌سازی شده انجام شد، شرایط مرزی جهت تحلیل مودال و بررسی فرکانس‌های طبیعی و نمودار کمپل و تحلیل هارمونیک جهت بررسی میزان دامنه نوسان و جابجایی در محل شکست و محل قرارگیری یاتاقان‌ها به مدل سه بعدی و یک بعدی اعمال گردید. به همین منظور محل قرارگیری یاتاقان‌ها در انتهای شفت جلو و عقب را به عنوان تکیه‌گاه در نظر گرفته و یاتاقان‌ها با سفتی ۲۳۵۲۹۴ نیوتن بر میلی‌متر در این نقاط تعریف گردید [۶]. همچنین شفت کمپرسور در حالت بار کامل تحت اثر نیروی گریز از مرکز ناشی از سرعت دورانی ۰ تا ۱۰۰۰۰ دور بر دقیقه قرار گرفت. برای بررسی تأثیر بار نامیزانی ناشی از شکست پیچ اتصال‌دهنده دو شفت کمپرسور و یا شکست پره نیاز به انجام تحلیل هارمونیک است. برای ساده‌سازی مدل سه بعدی طراحی شده در نرم‌افزار به دلیل

توخالی بودن شفت و کاهش حجم و زمان محاسبات، مدل به صورت یک بعدی نیز طراحی شد. برای طراحی مدل یک بعدی نیاز به ابعاد مدل سه بعدی طراحی شده است. به همین منظور مدل سه بعدی به ۲۳ المان تقسیم شده و ابعاد و اندازه شعاع داخلی و خارجی یک به یک به دست آمده و به کمک این اطلاعات مدل یک بعدی در Ansys طراحی و تحلیل هارمونیک انجام شد.



شکل ۶- مدل یک بعدی طراحی شده و مدل سه بعدی شفت کمپرسور

برای اثبات صحت طراحی و این که مدل یک بعدی طراحی شده به مدل سه بعدی نزدیک است، دو مدل را همراه اعمال شرایط مرزی از جمله ثابت نگه‌داشتن محل یاتاقان‌ها با یکدیگر مقایسه نمودیم که نتایج جدول ۳ حاصل گردید.

جدول ۳- مقایسه فرکانس طبیعی ۱۰ مود اول مدل یک بعدی و سه

بعدی در حالت دو انتها ثابت

قدر مطلق خطای نسبی (درصد)	مدل ۳ بعدی		مدل ۱ بعدی	
	فرکانس (هرتز)	مود	فرکانس (هرتز)	مود
۳/۶	۳۳۹/۷۲	۱	۳۵۲/۵۲	۱
۳/۵	۳۳۹/۹۴	۲	۳۵۲/۵۲	۲
۱۲/۷	۴۱۱/۵۹	۳	۳۵۹/۰۵	۳
۰/۲۱	۷۶۱/۵۸	۴	۷۶۳/۲۱	۴
۰/۰۶	۷۶۲/۷۱	۵	۷۶۳/۲۴	۵
۳۶/۴۵	۷۷۶/۳۵	۶	۱۲۲۱/۷	۶
۴۱/۲۲	۷۷۷/۹۲	۷	۱۳۲۳/۶	۷
۳۹/۵۱	۸۳۰/۸۸	۸	۱۳۷۳/۶	۸
۳۹/۴۵	۸۳۱/۶۰	۹	۱۳۷۳/۶	۹
۴۹/۹۴	۹۱۲/۹۲	۱۰	۱۸۲۳/۷	۱۰

طبق جدول ۳، در پنج مود اول مدل یک بعدی، فرکانس طبیعی به دست آمده بسیار نزدیک به فرکانس طبیعی پنج مود اول مدل سه بعدی است که این موضوع بیانگر درست بودن مدل‌سازی یک بعدی از روی مدل سه بعدی است. از مود چهارم به بعد در مدل سه بعدی به دلیل توخالی بودن مدل شفت شاهد مدهای بشکه‌ای^۱ هستیم که دلیل اختلاف زیاد در فرکانس‌های مدل یک بعدی و سه بعدی در مود ششم به بعد همین موضوع است.

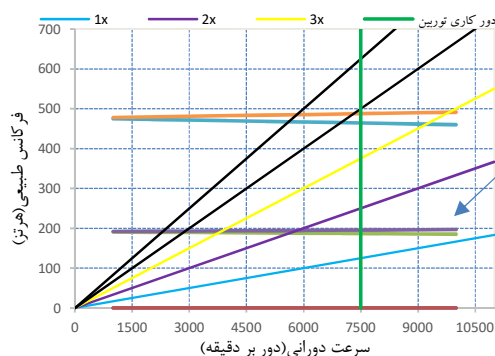
۴- تحلیل مودال

نمودار کمپل ده فرکانس طبیعی اول مدل سه بعدی در شکل ۷

^۱ Drum type mode shape

در دور کاری نداشته است و از خط هارمونیک چهارم و پنجم صرف نظر کرده است ولی در این پژوهش این خطوط رسم شده است. خط هارمونیک اول می‌تواند به دلیل پدیده لقی^۱ و یا نامیزانی و خط هارمونیک دوم و سوم تحت اثر غیر هم محور بودن^۲ مورد بررسی قرار گرفته باشد. علاوه بر تحلیل مودال مدل سه بعدی، مدل یک بعدی نیز مورد بررسی قرار گرفت.

همانطور که در شکل ۸ مشخص است، در دور کاری توربین که ۷۵۰۰ دور بر دقیقه است (خط عمود سبز رنگ) هیچ برخوردی صورت نگرفته و در نتیجه سرعت بحرانی در این دور به وجود نمی‌آید. اولین مود خمشی در فرکانس طبیعی سوم و چهارم با مقدار ۱۹۰/۶۹ و ۱۹۱/۸۴ هرتز (با فلش آبی مشخص شده) رویت شدند. محدوده برخورد خط هارمونیک اول با مود اول خمشی بالای سرعت ۱۰۵۰۰ دور بر دقیقه بوده که همخوانی خوبی با داده‌های شرکت سازنده و استاندارد API616 دارد.

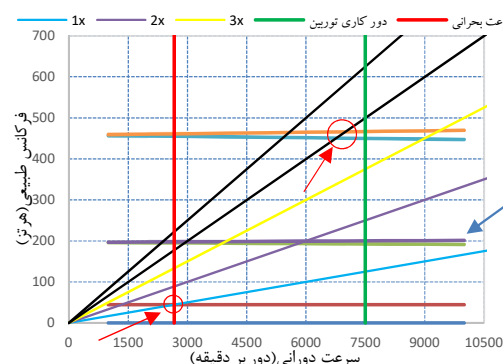


شکل ۸- نمودار کمپل مدل یک بعدی شفت کمپرسور بدون پره و دیسک

به دلیل این که مدل سه بعدی و یک بعدی در حالت بدون پره و دیسک از همخوانی خوبی نسبت به یکدیگر برخوردار بودند و همچنین به دلیل محدودیت‌های سخت‌افزاری سیستم در دسترس برای تحلیل و کاهش حجم و زمان محاسبات، مبنای تحلیل مدل یک بعدی قرار گرفته شد و در این قسمت مدل یک بعدی مورد بررسی و مبنای تحلیل قرار گرفت. در این قسمت مدل یک بعدی بدون پره و دیسک در نرم‌افزار با اعمال جرم‌های نقطه‌ای^۳ در محل دیسک و پره به مدل یک بعدی همراه با دیسک و پره تبدیل شد. برای اعمال جرم نقطه‌ای، وزن کل پره و دیسک و ممان اینرسی آن‌ها محاسبه و به صورت یک جرم متمرکز در محل قرارگیری دیسک و پره وارد گردید. سپس تحلیل‌های قسمت قبل برای حالت همراه پره و دیسک برای مدل یک بعدی انجام شد. دلیل انجام این روش ساده سازی مدل و رسیدن به پاسخ در سریع‌ترین زمان ممکن و کاهش حجم و زمان محاسبات بوده است.

همانطور که در شکل ۹ مشخص است، در دور کاری توربین که

مشاهده می‌شود. محور افقی نشان‌دهنده سرعت دورانی روتور تا ۱۰۵۰۰ دور بر دقیقه و محور عمودی نشان‌دهنده فرکانس طبیعی تا ۷۰۰ هرتز است. خطوط مورب رنگی نشان‌دهنده فرکانس‌های طبیعی است که با توجه به سرعت دورانی روتور تغییر می‌کنند. خط مستقیم رسم شده از مبدأ مختصات با شیب واحد (خط آبی رنگ) خط هارمونیک اول روتور را نمایش می‌دهد. برای به دست آوردن بقیه خطوط، شیب خط به ترتیب دو (خط بنفش)، سه (خط زرد)، چهار و پنج (خطوط مشکی) برابر می‌شوند.



شکل ۷- نمودار کمپل مدل سه بعدی شفت کمپرسور بدون پره و دیسک

خطوط فرکانس طبیعی شفت کمپرسور و خطوط هارمونیک روتور در نقاطی با یکدیگر تداخل پیدا می‌کنند ولی نقاطی حائز اهمیت می‌باشند که در سرعتی معادل سرعت دورانی روتور و فرکانس طبیعی برابر فرکانس مود خمشی قرار داشته باشند. فرکانس‌هایی که از برخورد این سه خط حاصل می‌شود، فرکانس تشدید هستند که شفت یا قطعه در آن به بیشترین حد ارتعاش می‌رسد و باعث شکست اتصالات و دیسک و پرها می‌شود.

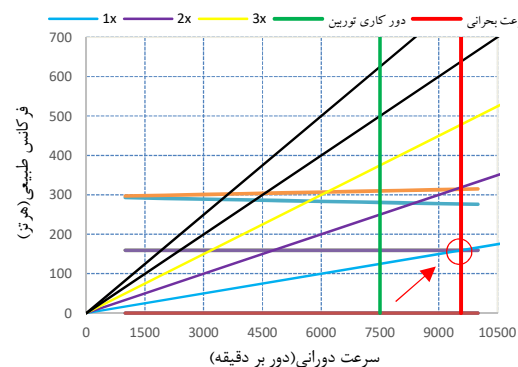
همانطور که مشخص است، در دور کاری توربین که ۷۵۰۰ دور بر دقیقه است (خط عمود سبز رنگ) هیچ برخوردی صورت نگرفته و در نتیجه سرعت بحرانی در این دور به وجود نمی‌آید. ولی در مود دوم و فرکانس طبیعی ۴۴/۴ هرتز، خط هارمونیک اول با فرکانس مود دوم برخورد داشته و سرعت بحرانی در نقطه ۲۶۶۴/۵ دور بر دقیقه (خط عمود قرمز رنگ) که با فلش نیز نشان داده شده به وجود آمده است که البته حائز اهمیت نیست زیرا مود دوم از نوع پیچشی است. طبق استاندارد API616 برخورد خط هارمونیک با مود اول خمشی از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است در نتیجه در این پژوهش معیار اصلی را برخورد با مود اول خمشی قرار داده‌ایم. طبق شکل ۷ اولین مود خمشی در فرکانس طبیعی سوم و چهارم با مقدار ۱۹۵/۹۹ و ۱۹۶/۹۸ هرتز رویت شده (با فلش آبی مشخص شده) و محدوده برخورد خط هارمونیک اول با مود اول خمشی بالای سرعت ۱۰۵۰۰ دور بر دقیقه بوده که همخوانی خوبی با داده‌های شرکت سازنده و استاندارد API616 دارد. با توجه به این که خط هارمونیک چهارم (چهار برابر دور کاری روتور) با مود دوم خمشی در دور ۷۰۰۰ دور بر دقیقه برخورد دارد به نظر می‌رسد که شرکت سازنده سه خط هارمونیک اول را مورد بررسی قرار داده که برخوردی با فرکانس‌های طبیعی مود خمشی شفت

¹ Looseness

² Misalignment

³ Point mass

۷۵۰۰ دور بر دقیقه است (خط عمود سبز رنگ) هیچ برخوردی صورت نگرفته و در نتیجه سرعت بحرانی در این دور به وجود نمی‌آید. ولی در مود سوم و چهارم (اولین مود خمشی) به ترتیب با فرکانس طبیعی ۱۵۹/۴۲ و ۱۵۹/۵۶ هرتز، خط هارمونیک اول با فرکانس مود سوم و چهارم برخورد داشته و سرعت بحرانی به ترتیب به مقدار ۹۵۶۴/۷ و ۹۵۷۳/۶ دور بر دقیقه (خط عمود قرمز رنگ) که با فلش نیز نشان داده شده به وجود آمده است. باید توجه داشت که طبق داده‌های شرکت سازنده روتور در دور کاری بالای ۷۷۰۰ دور بر دقیقه تریپ می‌خورد (متوقف می‌شود) و در محدوده سرعت ۹۵۰۰ دور بر دقیقه کار نمی‌کند و عملاً مشکلی در تحلیل پیش نمی‌آید. در حالت مدل یک بعدی بدون پره و دیسک به دلیل عدم وجود جرم و ممان پره و دیسک هیچ برخوردی قبل از سرعت ۱۰۵۰۰ دور بر دقیقه وجود نداشت که می‌توان گفت تحلیل دقیقی نسبت به این تحلیل نبوده است.



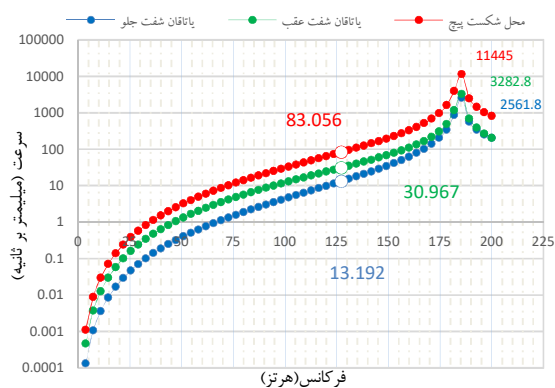
شکل ۹- نمودار کمپل مدل یک بعدی شفت کمپرسور همراه پره و دیسک

۵- تحلیل هارمونیک شفت بدون پره و دیسک

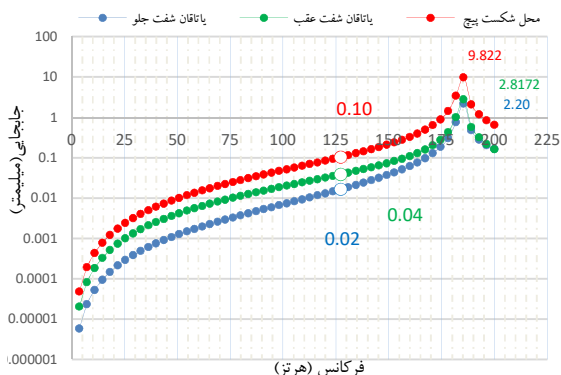
برای بررسی تأثیر بار نامیزانی ناشی از شکست پیچ اتصال دهنده دو شفت کمپرسور و یا شکست پره نیاز به انجام تحلیل هارمونیک است. ابتدا به بررسی پاسخ نامیزانی ناشی از شکست پیچ اتصال لبه‌ای در فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی‌متری پرداخته شد. به این منظور یک نیرو به مقدار ۱۱/۷۵ کیلوگرم در میلی‌متر ناشی از شکست پیچ به جرم ۵۰ گرم در فاصله ۲۳۵ میلی‌متر به محل اتصال دو شفت وارد شد. سپس پاسخ فرکانسی سرعت و تغییر شکل در محل قرارگیری یاتاقان‌ها و همچنین محل شکست پیچ مورد بررسی قرار گرفت. طبق استاندارد API616، اگر بیشینه دامنه نوسانی قبل از دورکاری روتور اتفاق بیفتد، روتور انعطاف‌پذیر و اگر بیشینه دامنه نوسانی بعد از دور کاری روتور رخ دهد روتور صلب است. از آنجا که روتور مورد بررسی در این مقاله از نوع روتور صلب بوده و دور کاری توربین حدوداً بین ۷۵۰۰ تا ۷۸۰۰ دور بر دقیقه بوده، فرکانس ۱۲۵ تا ۱۳۰ هرتز از اهمیت ویژه‌ای برخوردار است و همانطور که در شکل ۱۰ مشاهده می‌شود، پیک نوسانی بعد از دور کاری توربین یعنی ۱۲۵ تا ۱۳۰ هرتز اتفاق افتاده پس این موضوع که روتور مورد بررسی از نوع روتور صلب است طبق استاندارد API616 تأیید می‌شود.

طبق شکل ۱۰ دامنه نوسانی ناشی از نامیزانی در محل شکست پیچ در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۸۳/۰۵ میلی‌متر بر ثانیه بوده و بیشتر از

دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بوده و همچنین دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بیشتر از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت جلو است. از طرفی دیگر طبق شکل ۱۱، میزان تغییر شکل یا جابجایی در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز در محل شکست پیچ برابر با ۰/۱۰ میلی‌متر بوده و به ترتیب بیشتر از محل یاتاقان شفت عقب با ۰/۰۴ میلی‌متر و محل یاتاقان شفت جلو با ۰/۰۲ میلی‌متر است که این موضوع نشان می‌دهد یاتاقان شفت عقب به دلیل نزدیک بودن به محل شکست پیچ بیشتر از یاتاقان شفت جلو جابجا می‌شود.



شکل ۱۰- پاسخ فرکانسی سرعت در محل شکست پیچ و یاتاقان شفت عقب و جلو حالت بدون پره و دیسک



شکل ۱۱- پاسخ فرکانسی جابجایی در محل شکست پیچ و یاتاقان شفت عقب و جلو حالت بدون پره و دیسک

در جدول ۴ پاسخ فرکانسی مدل سالم بدون نامیزانی با مدل دچار شکست پیچ اتصال لبه‌ای مقایسه شده است. بدیهی است که میزان پاسخ فرکانسی در مدل سالم و بدون عیب ناچیز باشد. در مرحله بعد به بررسی پاسخ نامیزانی ناشی از شکست پیچ اتصال میانی در فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متری پرداخته شده است. به این منظور یک نیرو به مقدار ۸ کیلوگرم در میلی‌متر ناشی از شکست پیچ به جرم ۵۰ گرم در فاصله ۱۶۰ میلی‌متر به محل اتصال دو شفت وارد شد.

یاتاقان شفت جلو تغییر شکل پیدا می کند.

در جدول ۵ پاسخ فرکانسی مدل سالم بدون نامیزانی در محل پیچ اتصال میانی با مدل دچار شکست پیچ اتصال میانی مقایسه شده است. بدیهی است که میزان پاسخ فرکانسی در مدل سالم و بدون عیب بسیار ناچیز باشد.

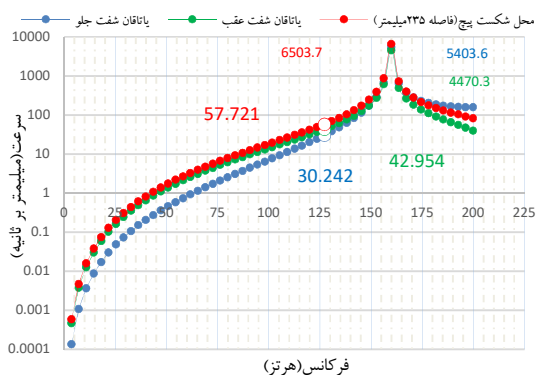
جدول ۵- پاسخ فرکانسی مدل سالم در محل پیچ اتصال میانی و مدل

دچار شکست پیچ اتصال میانی

—	شکست پیچ اتصال میانی (میلی متر بر ثانیه)	بدون نامیزانی (میلی متر بر ثانیه)	درصد اختلاف
محل شکست	۵۳/۳۷	۱/۰۶	٪۹۸
یاتاقان شفت عقب	۲۱/۱۳	۰/۴۲	٪۹۸
یاتاقان شفت جلو	۸/۰۵	۰/۱۶	٪۹۸

۶- تحلیل هارمونیک شفت همراه پره و دیسک

مانند قسمت قبل ابتدا پاسخ نامیزانی ناشی از شکست پیچ اتصال دهنده در فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی متر مورد بررسی قرار گرفت. به این منظور یک نیرو به مقدار ۱۱/۷۵ کیلوگرم در میلی متر ناشی از شکست پیچ به جرم ۵۰ گرم در فاصله ۲۳۵ میلی متر به محل اتصال دو شفت وارد شد. طبق شکل ۱۴ دامنه نوسان ناشی از نامیزانی در محل شکست پیچ در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۵۷/۷۲ میلی متر بر ثانیه بوده و بیشتر از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بوده و همچنین دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب که برابر است با ۴۲/۹۵ میلی متر بر ثانیه از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت جلو بیشتر است.



شکل ۱۴- پاسخ فرکانسی سرعت در محل شکست پیچ و یاتاقان شفت عقب و جلو همراه پره و دیسک

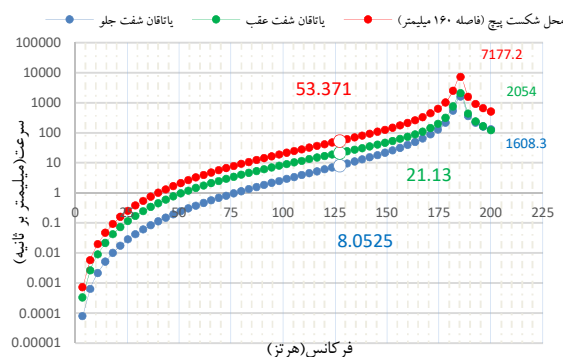
همچنین مطابق با شکل ۱۵، میزان تغییر شکل یا جابجایی در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز در محل شکست پیچ برابر با ۰/۰۷ میلی متر بوده و به ترتیب بیشتر از محل یاتاقان شفت عقب با ۰/۰۵ میلی متر و محل یاتاقان شفت جلو با ۰/۰۴ میلی متر است که مانند شفت بدون پره و دیسک این موضوع نشان می دهد یاتاقان شفت عقب به دلیل نزدیک

جدول ۴- پاسخ فرکانسی مدل سالم در محل پیچ اتصال لبه ای و مدل

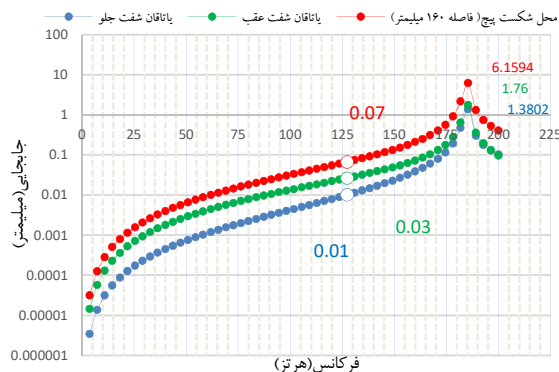
دچار شکست پیچ اتصال لبه ای

—	شکست پیچ اتصال لبه ای (میلی متر بر ثانیه)	بدون نامیزانی (میلی متر بر ثانیه)	درصد اختلاف
محل شکست	۸۳/۰۵	۱/۶۶	٪۹۸
یاتاقان شفت عقب	۳۰/۹۶	۰/۶۱	٪۹۸
یاتاقان شفت جلو	۱۳/۱۹	۰/۲۶	٪۹۸

مطابق با شکل ۱۲ دامنه نوسان ناشی از نامیزانی در محل شکست پیچ در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۵۳/۳۷ میلی متر بر ثانیه بوده و بیشتر از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بوده و همچنین دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بیشتر از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت جلو است.

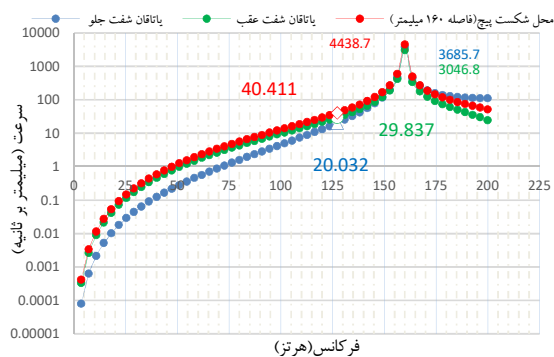


شکل ۱۲- پاسخ فرکانسی سرعت در محل شکست پیچ و یاتاقان شفت عقب و جلو حالت بدون پره و دیسک

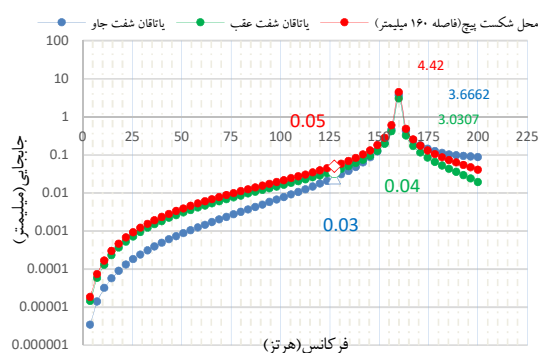


شکل ۱۳- پاسخ فرکانسی تغییر شکل در محل شکست پیچ و یاتاقان شفت عقب و جلو حالت بدون پره و دیسک

بر اساس شکل ۱۳، میزان تغییر شکل یا جابجایی در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز در محل شکست پیچ برابر با ۰/۰۷ میلی متر بوده و به ترتیب بیشتر از محل یاتاقان شفت عقب با ۰/۰۳ میلی متر و محل یاتاقان شفت جلو با ۰/۰۱ میلی متر است که این موضوع نشان می دهد یاتاقان شفت عقب به دلیل نزدیک بودن به محل شکست پیچ بیشتر از



شکل ۱۶- پاسخ فرکانسی سرعت در محل شکست پیچ و شفت عقب و جلو همراه پره و دیسک



شکل ۱۷- پاسخ فرکانسی جابجایی در محل شکست پیچ و شفت عقب و جلو همراه پره و دیسک

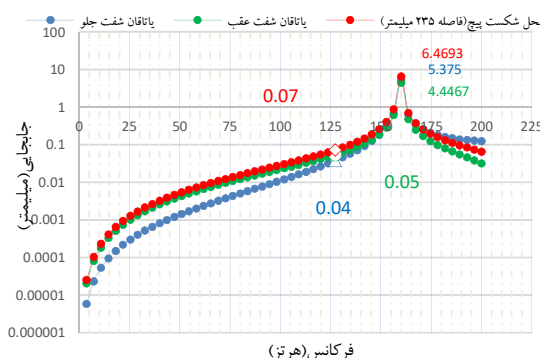
در جدول ۷ پاسخ فرکانسی مدل سالم بدون نامیزانی در محل پیچ اتصال میانی با مدل دچار شکست پیچ اتصال میانی مقایسه شده است. بدیهی است که میزان پاسخ فرکانسی در مدل سالم و بدون عیب ناچیز باشد.

جدول ۷- پاسخ فرکانسی مدل سالم در محل پیچ اتصال میانی و مدل دچار شکست پیچ اتصال میانی

---	شکست پیچ اتصال میانی (میلی متر بر ثانیه)	بدون نامیزانی (میلی متر بر ثانیه)	درصد اختلاف
محل شکست	۴۰/۴۱	۰/۸	٪۹۸
یاتاقان شفت عقب	۲۹/۸۳	۰/۵۹	٪۹۷/۹
یاتاقان شفت جلو	۲۰/۰۳	۰/۴	٪۹۸

مورد بعدی بررسی پاسخ نامیزانی ناشی از شکست پره ردیف آخر (مرحله ۱۷) در فاصله شعاع ۳۰۰ میلی متری است که از اهداف فرعی این پژوهش است. به این منظور یک نیرو به مقدار ۶ کیلوگرم در میلی متر ناشی از شکست یک پره از جنس تیتانیوم به جرم ۲۰ گرم در فاصله شعاعی ۳۰۰ میلی متر به محل قراردادن پره مرحله ۱۷ وارد شد.

بودن به محل شکست پیچ بیشتر از یاتاقان شفت جلو تغییر شکل پیدا می کند. در جدول ۶ پاسخ فرکانسی مدل سالم بدون نامیزانی با مدل دچار شکست پیچ اتصال لبه ای مقایسه شده است.



شکل ۱۵- پاسخ فرکانسی جابجایی در محل شکست پیچ و یاتاقان شفت عقب و جلو همراه پره و دیسک

جدول ۶- پاسخ فرکانسی مدل سالم در محل پیچ اتصال لبه ای و مدل دچار شکست پیچ اتصال لبه ای

---	شکست پیچ اتصال لبه ای (میلی متر بر ثانیه)	بدون نامیزانی (میلی متر بر ثانیه)	درصد اختلاف
محل شکست	۵۷/۷۲	۱/۱۵	٪۹۸
یاتاقان شفت عقب	۴۲/۹۵	۰/۸۶	٪۹۷/۹
یاتاقان شفت جلو	۳۰/۲۴	۰/۶	٪۹۸

پس از بررسی شکست پیچ در فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی متر به بررسی پاسخ نامیزانی ناشی از شکست پیچ اتصال دهنده در فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی متر پرداخته شد. به این منظور یک نیرو به مقدار ۸ کیلوگرم در میلی متر ناشی از شکست پیچ به جرم ۵۰ گرم در فاصله ۱۶۰ میلی متر به محل اتصال دو شفت واردگشت. طبق شکل ۱۶ دامنه نوسان ناشی از نامیزانی در محل شکست پیچ در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۴۰/۴۱ میلی متر بر ثانیه بوده و بیشتر از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بوده و همچنین دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب که برابر است با ۲۹/۸۳ میلی متر بر ثانیه از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت جلو بیشتر است. از طرفی دیگر طبق شکل ۱۷، میزان تغییر شکل یا جابجایی در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز در محل شکست پیچ برابر با ۰/۰۵ میلی متر بوده و به ترتیب بیشتر از محل یاتاقان شفت عقب با ۰/۰۴ میلی متر و محل یاتاقان شفت جلو با ۰/۰۳ میلی متر است که این موضوع نشان می دهد یاتاقان شفت عقب به دلیل نزدیک بودن به محل شکست پیچ بیشتر از یاتاقان شفت جلو تغییر شکل پیدا می کند.

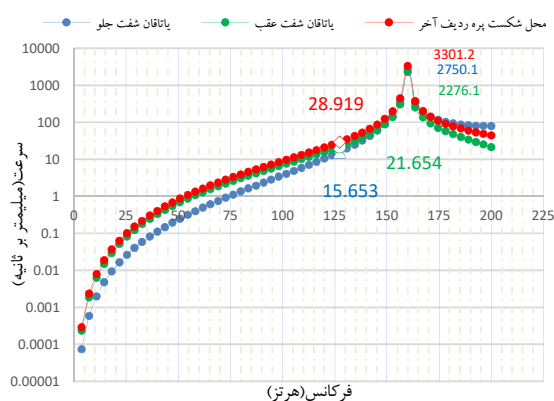
جدول ۸- پاسخ فرکانسی مدل سالم در محل پره ردیف آخر و مدل

دچار شکست یک پره در ردیف آخر			
—	شکست یک پره در ردیف آخر (میلی متر بر ثانیه)	بدون نامیزانی (میلی متر بر ثانیه)	درصد اختلاف
محل شکست	۲۸/۹۱	۱/۴۴	۹۵٪
یاتاقان شفت عقب	۲۱/۶۵	۱/۰۸	۹۵٪
یاتاقان شفت جلو	۱۵/۶۳	۰/۷۸	۹۵٪

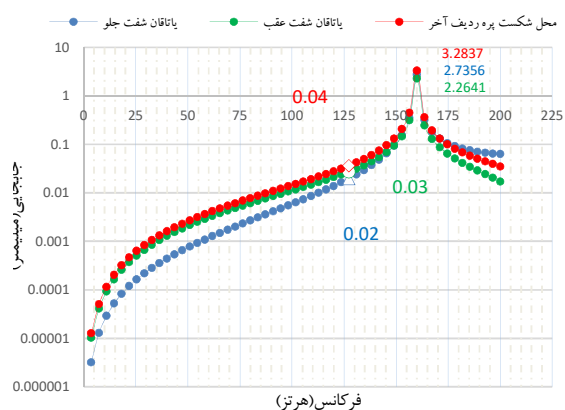
در نهایت با وارد کردن نامیزانی ناشی از شکست دو پیچ اتصال- دهنده دو شفت عقب و جلو در فاصله‌های شعاعی ۲۳۵ و ۱۶۰ میلی‌متر و یک پره در ردیف آخر به طور همزمان، پاسخ فرکانسی سرعت و جابجایی در محل قرارگیری یاتاقان‌ها و همچنین محل شکست پره مورد بررسی گرفت. طبق شکل ۲۰ دامنه نوسان ناشی از نامیزانی در محل شکست پیچ فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متر در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۱۲۸/۳۸ میلی‌متر بر ثانیه بوده و بیشتر از دامنه نوسان در محل شکست پیچ فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی‌متر است که مقدار ۱۲۶/۷ میلی- متر بر ثانیه را دارد. دامنه نوسان در محل شکست پره ردیف آخر نیز در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۱۲۵/۴۷ میلی‌متر بر ثانیه است که از محل شکست پیچ‌ها این مقدار کمی کمتر است. دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب و یاتاقان شفت عقب نیز به ترتیب برابر است با ۹۴/۴۴ میلی‌متر بر ثانیه و ۶۵/۹۲ میلی‌متر بر ثانیه که از دامنه نوسان در محل شکست پیچ‌ها و پره ردیف آخر کمتر است.

از طرفی دیگر طبق شکل ۲۱، میزان تغییر شکل یا جابجایی در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز در محل شکست پیچ فاصله شعاعی ۱۶۰ برابر با ۰/۱۶۰ میلی‌متر بوده و در محل شکست پیچ فاصله شعاعی ۲۳۵ برابر با ۰/۱۵۸ میلی‌متر و در محل شکست پره ردیف آخر برابر با ۰/۱۵۶ میلی‌متر است که از محل یاتاقان شفت عقب با ۰/۱۱ میلی‌متر و محل یاتاقان شفت جلو با ۰/۰۸ میلی‌متر بیشتر است. این موضوع نشان می‌دهد یاتاقان شفت عقب به دلیل نزدیک بودن به محل شکست پیچ و پره بیشتر از یاتاقان شفت جلو تغییر شکل پیدا می‌کند و همچنین نتیجه گرفته شد که شکست پیچ با فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متر در این حالت نسبت به شکست پیچ فاصله با شعاعی ۲۳۵ میلی‌متر و شکست یک پره در ردیف آخر تأثیر بیشتری بر سرعت و جابجایی شفت و روتور دارد. در جدول ۹ پاسخ فرکانسی مدل سالم بدون نامیزانی در محل پره ردیف آخر و پیچ اتصال لبه‌ای و اتصال میانی با مدل دچار شکست همزمان پره و پیچ‌ها مقایسه شده است. لازم به ذکر است که میزان پاسخ فرکانسی ناشی از شکست پیچ‌ها و یک پره به طور همزمان به کمک شکل ۲۰ به طور میانگین ۱۲۶/۵ جهت مقایسه در نظر گرفته شد.

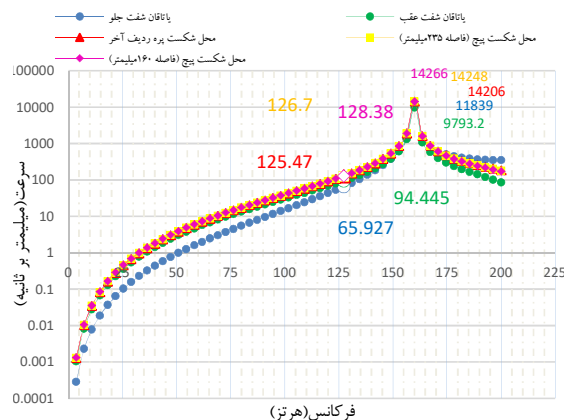
طبق شکل ۱۸ دامنه نوسان ناشی از نامیزانی در محل شکست پیچ در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز برابر با ۲۸/۹۱ میلی‌متر بر ثانیه بوده و بیشتر از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب بوده و همچنین دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت عقب که برابر است با ۲۱/۶۵ میلی‌متر بر ثانیه از دامنه نوسان در محل یاتاقان شفت جلو بیشتر است. از طرفی دیگر طبق شکل ۱۹، میزان تغییر شکل یا جابجایی در فرکانس ۱۲۷/۵ هرتز در محل شکست پیچ برابر با ۰/۰۴ میلی‌متر بوده و به ترتیب بیشتر از محل یاتاقان شفت عقب با ۰/۰۳ میلی‌متر و محل یاتاقان شفت جلو با ۰/۰۲ میلی‌متر است که این موضوع نشان می‌دهد یاتاقان شفت عقب به دلیل نزدیک بودن به محل شکست پیچ بیشتر از یاتاقان شفت جلو تغییر شکل پیدا می‌کند. در جدول ۸ پاسخ فرکانسی مدل سالم بدون نامیزانی در محل پره ردیف آخر با مدل دچار شکست یک پره ردیف در آخر مقایسه شده است.



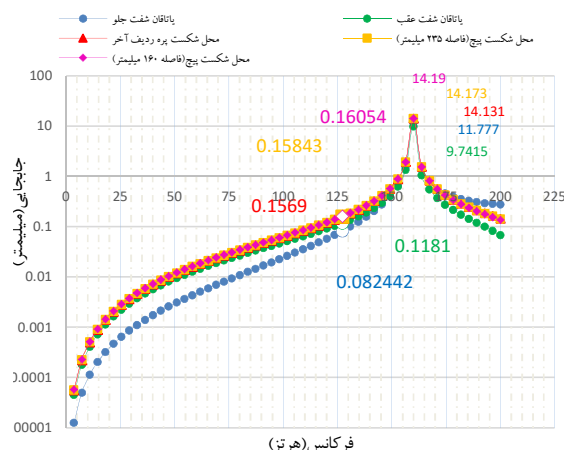
شکل ۱۸- پاسخ فرکانسی سرعت در محل شکست پره و یاتاقان شفت عقب و جلو همراه پره و دیسک



شکل ۱۹- پاسخ فرکانسی جابجایی در محل شکست پره و یاتاقان شفت عقب و جلو همراه پره و دیسک



شکل ۲۰- پاسخ فرکانسی سرعت در محل شکست پره و شکست پیچ‌ها و شفت عقب و جلو



شکل ۲۱- پاسخ فرکانسی جابجایی در محل شکست پره و شکست پیچ‌ها و شفت عقب و جلو

جدول ۹- پاسخ فرکانسی مدل سالم در محل پره ردیف آخر و پیچ اتصال لبه‌ای و اتصال میانی و مدل دچار شکست همزمان پره و پیچ‌ها

درصد اختلاف	بدون نامبیزانی (میلی متر بر ثانیه)	شکست همزمان پیچ و پره (میلی متر بر ثانیه)	
محل شکست	۳/۴۲	۱۲۶/۵	٪۹۷
یاتاقان شفت عقب	۲/۰۵	۹۴/۴۵	٪۹۷
یاتاقان شفت جلو	۱/۷۸	۶۵/۹۲	٪۹۷

۷- نتیجه‌گیری

در پژوهش حاضر، تأثیر شکست پیچ‌ها در کوپلینگ اتصال‌دهنده دو شفت کمپرسور بر رفتار دینامیکی روتور در توربین گاز رولزرویس بررسی شد. در ادامه برخی از این نتایج به صورت خلاصه بیان می‌شود:

۱- برای شفت کمپرسور بدون پره و دیسک در حالت شکست پیچ

اتصال لبه‌ای (فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی‌متر) پاسخ فرکانسی تغییر شکل یا جابجایی برای محل شکست پیچ ۳۰ درصد بیشتر از حالت شکست پیچ میانی (فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متر) است. همچنین پاسخ فرکانسی سرعت برای محل شکست پیچ ۳۵/۷ درصد بیشتر از حالت شکست پیچ اتصال میانی (فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متر) است این موضوع نشان‌دهنده این است که شکست پیچ اتصال لبه‌ای تأثیر بیشتری بر رفتار شفت و روتور از لحاظ جابجایی و دامنه نوسان می‌گذارد. همچنین یاتاقان عقب به دلیل نزدیکی به محل شکست پیچ نسبت به یاتاقان جلو بیشتر جابجا و دامنه نوسان بیشتری دارد.

۲- برای شفت کمپرسور همراه پره و دیسک در حالت شکست پیچ اتصال لبه (فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی‌متر) پاسخ فرکانسی جابجایی برای محل شکست پیچ ۲۸ درصد بیشتر از حالت شکست پیچ اتصال میانی (فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متر) و ۴۲ درصد بیشتر از حالت شکست پره ردیف آخر (فاصله شعاعی ۳۰۰ میلی‌متر) است که می‌توان نتیجه گرفت، شکست پیچ اتصال لبه‌ای تأثیر بیشتری نسبت به شکست پیچ اتصال میانی و شکست پره ردیف آخر بر پاسخ فرکانسی جابجایی شفت و روتور می‌گذارد.

۳- در حالتی که پیچ اتصال لبه و پیچ اتصال میانی و پره ردیف آخر همزمان دچار شکست شود، پاسخ فرکانسی جابجایی برای محل شکست پیچ اتصال میانی (فاصله شعاعی ۱۶۰ میلی‌متر) ۱/۲ درصد بیشتر از شکست پیچ اتصال لبه (فاصله شعاعی ۲۳۵ میلی‌متر) و ۲/۵ درصد بیشتر از شکست پره ردیف آخر می‌شود.

۴- در نمودار پاسخ نوسانی سرعت ناشی از شکست پیچ و یا شکست پره، بیشینه دامنه نوسانی سرعت بعد از فرکانس دور کاری توربین یعنی ۱۲۵ تا ۱۳۰ هرتز و در فرکانس ۱۸۵ هرتز اتفاق افتاد که طبق استاندارد API616 بیانگر این موضوع است که روتور مورد بررسی از نوع روتور صلب است که این موضوع به نوعی بیانگر درست بودن مدلسازی و تحلیل‌های این پژوهش است.

۸- مراجع

- [1] Mohammadi M. and Salimi H. R., Failure analysis of a gas turbine marriage bolt. *Journal of Failure Analysis and Prevention*, Vol. 7, No.2, pp. 81-86, 2007.
- [2] Pennacchi P. and Vania A., Diagnostics of a crack in a load coupling of a gas turbine using the machine model and the analysis of the shaft vibrations. *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 22, No.5, pp. 1157-1178, 2008.
- [3] Farrahi G. H., Tirehdast M., Masoumi Khalil Abad E., Parsa S. and Motakefpoor M., Failure analysis of a gas turbine compressor. *Engineering Failure Analysis*, Vol. 18, No.1, pp. 474-484, 2011.
- [4] Taplak H. and Parlak M., Evaluation of gas turbine rotor dynamic analysis using the finite element method. *Journal of the International Measurement Confederation*, Vol. 45, No.5, pp. 1089-1097, 2012.
- [5] Sun W., Li T., Yang D., Sun Q. and Huo J., Dynamic investigation of aeroengine high pressure rotor system considering assembly characteristics of bolted joints. *Engineering Failure Analysis*, Vol. 112, 104510, (March) 2020.
- [6] Rajanikanth, Pavan Kumaar B.T., Prediction of Stiffness for Angular Contact Ball Bearings. *International Research Journal of Engineering and Technology (IRJET)*, Vol. 2, No.5, pp. 77-84, 2015.