



## تحلیل عددی ارتعاشات پره کمپرسور محوری GE-FRAME 9

پانیز جوادى<sup>ا</sup>، پویا نظمی<sup>ب\*</sup>، سعید نصیری<sup>ب</sup>، اسماعیل پورسعیدی<sup>ج</sup>

<sup>ا</sup> ایران، زنجان، کیلومتر ۵ جاده تبریز، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی مکانیک، ۴۵۳۷۱۳۸۷۹۱، دانشجوی کارشناسی ارشد

<sup>ب</sup> ایران، زنجان، کیلومتر ۵ جاده تبریز، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی مکانیک، ۴۵۳۷۱۳۸۷۹۱، دانشجوی دکتری

<sup>ج</sup> ایران، زنجان، کیلومتر ۵ جاده تبریز، دانشگاه زنجان، دانشکده مهندسی مکانیک، ۴۵۳۷۱۳۸۷۹۱، استاد تمام

\*پست الکترونیکی نویسنده مسئول: [pouyanazmi1@gmail.com](mailto:pouyanazmi1@gmail.com)

### چکیده

در سال‌های اخیر، تحلیل ارتعاشات در توربوماشین‌ها به‌عنوان یکی از موضوعات کلیدی و چالش‌برانگیز در حوزه مهندسی مکانیک مورد توجه قرار گرفته است. این تحقیق به بررسی پره‌های کمپرسور محوری GE-Frame 9 پرداخته و هدف آن تحلیل دقیق ارتعاشات و شناسایی عوامل مؤثر بر عملکرد و عمر مفید این پره‌ها بود. در این مقاله، ابتدا تحلیل مودال به‌صورت عددی و تجربی انجام شد که به شناسایی فرکانس‌های طبیعی و شکل‌های مودال پره‌ها کمک کرد. این تحلیل امکان شناخت رفتار دینامیکی پره‌ها را در شرایط مختلف عملیاتی فراهم آورد. پس از آن، نمودار کمپل پره‌ها از تحلیل روتوردینامیک استخراج گردید که اطلاعات مهمی در مورد نحوه تعامل بین اجزای مختلف کمپرسور و تأثیر آن بر ارتعاشات ارائه می‌داد. علاوه بر این، تحلیل هارمونیک بر روی پره‌ها انجام شد که به استخراج نمودار تابع پاسخ فرکانسی منجر گردید. این نمودار امکان بررسی پاسخ فرکانسی پره‌ها در برابر تحریکات مختلف را فراهم می‌کرد. نتایج این تحقیق می‌تواند به درک بهتر ماهیت پدیده‌ها یا عواملی که ممکن است موجب ارتعاش پره‌ها شوند، کمک کند. در نهایت، این مطالعه می‌تواند مبنای مناسبی برای تحقیقات آینده در زمینه بهینه‌سازی طراحی و کاهش ارتعاشات در توربوماشین‌ها باشد.

کلمات کلیدی: کمپرسور محوری؛ پره روتور؛ تحلیل مودال؛ فرکانس طبیعی

### ۱- مقدمه

کمپرسور محوری<sup>۱</sup> نوعی کمپرسور است که در آن گاز به‌موازات محور گردنده جریان دارد و شامل ردیف پره‌های روتور و استاتور است. یک پره کمپرسور اساساً یک سیستم ارتعاشی است که رفتار آن شبیه به یک تیر یک سر گیردار است. ارتعاشات پره را می‌توان در دو دسته کلی همزمان و غیرهمزمان قرار داد. ارتعاشات همزمان<sup>۲</sup> در فرکانس‌های طبیعی روی می‌دهد که مضر صحیحی

<sup>۱</sup> Axial Compressor

<sup>۲</sup> Synchronous Vibrations

از فرکانس چرخشی یا به عبارتی مرتبه‌های موتور<sup>۳</sup> هستند. برخلاف ارتعاشات همزمان، ارتعاشات غیرهمزمان<sup>۴</sup> محدود به مضرب صحیحی از فرکانس چرخش نیستند، لذا پیش‌بینی رفتار آن‌ها مشکل‌تر است. در کار حاضر به بررسی عددی ارتعاشات کمپرسور محوری GE-Frame 9 به وسیله نرم افزار انسیس پرداخته می‌شود. هنگام بازدید از نیروگاه فارس، مشاهده گردید که یکی از پره‌های راهنمای ورودی دچار عدم چرخش شده و جریان در آن مسیر مسدود شده است که در شبیه‌سازی یکی از این پره‌ها مسدود گردیده و سپس نیروهای آیرودینامیکی در این حالت به صورت فایل اکسل در نرم افزار انسیس فراخوانی شدند و ارتعاشات در این حالت بررسی گردید. اهداف مدنظر کار حاضر عبارت است از: الف) انجام تحلیل مودال به منظور شناخت ویژگی‌های ارتعاشاتی ذاتی پره منجمله فرکانس‌های طبیعی و شکل مودها، ب) ترسیم نمودار کمپل<sup>۵</sup> پره به منظور شناسایی سرعت‌های بحرانی هنگام عملکرد کمپرسور، ج) تحلیل هارمونیک پره به منظور بررسی علل محتمل آسیب پره تحت بارگذاری‌های هارمونیک. نتیجه این تحلیل، نمودار اف آر اف<sup>۶</sup> پره است. در این نمودار محور افقی بیانگر فرکانس تحریک و محور عمودی نشان دهنده اندازه تغییر شکل پره است. (البته این نمودار می‌تواند بر حسب شتاب، نیرو و... هم رسم شود). ترکیب داده‌های فشار آیرودینامیکی با تحلیل هارمونیک برای شناسایی علل ارتعاشات پره، رویکردی نوین در تحلیل ارتعاشاتی پره کمپرسور محوری محسوب می‌شود.

## ۱-۱ مطالعات پیشین

اولین بار استودولا طی یک مطالعه تحلیلی فرکانس طبیعی یک پره را تخمین زد [۱]. بعدها اثرات نیروی گریز از مرکز بر سختی توسط لمب مورد بررسی قرار گرفت [۲]. کرون مطالعات و آزمایشات بسیاری را در مورد رفتار ارتعاشی پره‌های ردیف اول یک توربین تحت شرایط عملکرد در دمای بالا انجام داد [۳]. در طی سال‌های ۱۹۴۱ الی ۱۹۴۵ و با پیشرفت در پره‌های موتورهای جت در آمریکا، انگلستان و عموماً در آلمان مطالعات زیادی بر روی خرابی پره‌ها در اثر ارتعاشات صورت گرفت [۴]. شاید بتوان شروع کاربرد روش‌های عددی بر روی رفتار ارتعاشی پره‌ها را در سال ۱۹۴۴ دانست [۵]. در سال ۱۹۵۱ به وسیله جارت و وارنر روشی جهت بررسی فرکانس‌های طبیعی پره ردیف آخر یک توربین بخار ارائه شد [۶]. روش آلمان محدود اولین بار در سال ۱۹۶۵ توسط توماس و همکاران [۷] و اندرسون و همکاران [۸] انجام گرفت. اشکال کار آنها در آن زمان عدم در نظر گرفتن اثرات بار گریز از مرکز بر سختی پره بود. با پیشرفت در روش‌های محاسباتی، دیمتریادیس بررسی ارتعاشی یک پره توربین را با در نظر گرفتن دیسک صلب با قطر محدود و به روش اجزای محدود انجام داد [۹]. مشابه این کار توسط سالاما و همکارانش انجام گرفت [۱۰]. جاج و همکارانش الگوی پاسخ مجموعه دیسک-پره را بررسی کردند [۱۱]. گوردون و هولکمپ روی مجموعه دیسک و پره یکپارچه تحقیقاتی انجام دادند. همچنین آنها یک نمونه مقیاس شده از پره مرحله اول یک موتور توربین گازی را با موفقیت تحت آزمون مودال قرار دادند [۱۲]. پیرا و همکارانش تحلیل مودال پره مرحله پنجم یک توربین را انجام دادند [۱۳]. هو و ویکز تحلیل مودال یک پره توربین گاز را در دو حالت آزاد و استاتیکی به دست آورده و با نتایج آزمایشی مقایسه نمودند. آن‌ها در تحقیق خود بیان نمودند، مهم‌ترین عواملی که بر فرکانس‌های طبیعی پره توربین تاثیر گذارند بارهای گریز از مرکز و دما می‌باشند [۱۴]. رومر آزمون مودال مجموعه دیسک - پره یک توربین صنعتی را به روش آزمایشی و در دمای محیط به انجام رساند و با نتایج آلمان محدود مقایسه نمود [۱۵ و ۱۶] و اشکال کار وی نیز عدم در نظر گرفتن بار گریز از مرکز وارد بر پره بود. وی تحلیل خود را تنها در حالت استاتیکی و در دمای محیط به انجام رساند. بسیاری از مطالعات اهمیت استفاده از اندازه‌گیری ارتعاش را برای تشخیص و شناسایی عیب در ماشین‌ها، به عنوان بخشی از راهبردهای نگهداری پیشگیرانه و پیش‌بینی‌کننده گزارش کرده‌اند. به ویژه، آتوئی و همکاران [۱۷]. استفاده از سیگنال‌های ارتعاشی را برای تشخیص و شناسایی عدم تعادل در ماشین‌های دوار توضیح داد. القمد و همکاران [۱۸]. همچنین بیان کردند که ثابت‌ترین تکنیک تشخیصی برای نظارت بر سلامت یاتاقان‌های عناصر غلتشی در ماشین‌های دوار، نظارت بر ارتعاش است. فرآیند اندازه‌گیری ارتعاش برای برنامه‌های نگهداری پیش‌بینی‌کننده و پیشگیرانه شامل دو بخش اصلی است [۱۹]: الف) جمع‌آوری داده‌های ارتعاش خام

<sup>۳</sup> Engine Order

<sup>۴</sup> Non-Synchronous Vibrations

<sup>۵</sup> Campbell Diagram

<sup>۶</sup> FRF

از طریق حسگرهای ارتعاش مانند شتاب‌سنج‌ها، پروب‌های مجاورت، سرعت‌سنج‌ها، حسگرهای نوری و غیره. (ب) پردازش سیگنال ارتعاش اندازه‌گیری شده در حوزه‌های زمان یا فرکانس، با استفاده از ابزارهای مختلف پردازش سیگنال پیشرفته که با استفاده از نرم‌افزارهایی مانند متلب<sup>۷</sup>، لیبویو<sup>۸</sup> و غیره توسعه یافته‌اند. تجزیه و تحلیل ارتعاش به یک تکنیک پایش وضعیت مهم تبدیل شده است که برای کاهش یا حذف تقریباً ۸۰ درصد از مشکلات اجزای چرخشی، به ویژه خطاهای مربوط به روتور مانند ناهماهنگی و عدم تعادل استفاده می‌شود [۲۰]. هزینه اجرای یک استراتژی تعمیر و نگهداری پیشگیرانه و پیش‌بینی کننده موثر کمتر از هزینه خرابی ماشین (شامل قطعات آسیب دیده ماشین، زمان از کار افتادن، صدمات پرسنل و غیره) است. لو ونگ و همکاران [۲۱] مطالعاتی انجام دادند که نشان‌دهنده آن است: از آنجایی که مقابله با میرایی دشوار است، معمولاً در سیستم میرایی کوچک در نظر گرفته نمی‌شود. بنابراین مقادیر ویژه و بردارهای ویژه حل شده، بردار فرکانس طبیعی و نوع ارتعاش طبیعی است. اولین نکته در تحلیل مودال بدست آوردن پارامترهای مودال سیستم از هر مرتبه است، مانند فرکانس طبیعی و نوع ارتعاش، کیفیت مودال یا سختی مودال و غیره. جیاونگ و همکاران [۲۲] تحلیل مودال و تحلیل پاسخ هارمونیک بر اساس روش اجزای محدود برای بررسی سهم دو پوشش سخت مختلف بر ویژگی‌های طبیعی و دامنه ارتعاش یک پره کمپرسور به دست آوردند. پوشش‌های سخت توسط هر دو مواد ناهمسانگرد مدل‌سازی می‌شوند و اثرات پیزوالکتریک یا پیزومغناطیسی آن‌ها را شامل می‌شوند. پره به عنوان یک همسانگرد مدل‌سازی شده است. فرکانس‌های طبیعی و دامنه ارتعاش پره‌ها با ضخامت‌های پوشش متفاوت به صورت عددی محاسبه و مقایسه می‌شوند. نتایج نشان می‌دهد که پوشش‌های سخت با ضخامت‌های مختلف نقش مهمی در ویژگی‌های طبیعی پره و تحلیل پاسخ هارمونیک دارند. کنکرانی و فراهانی و همکاران [۲۳] در پژوهش خود ارتعاشات پره‌های کمپرسور محوری با ریشه شیب‌دار را به کمک مدل‌سازی و تحلیل تنش و مودال در نرم افزار انسیس بررسی کردند و نشان دادند که خستگی سایشی موجب شکست پره می‌شود که به دلیل افزایش تنش و نزدیک شدن فرکانس طبیعی پره به سرعت بحرانی روتور در محل اتصال پره به دیسک رخ داده است.

## ۲- تعریف مسئله

در کار حاضر نتایج شبیه‌سازی ارتعاشات پره کمپرسور محوری GE-Frame 9 در نرم افزار انسیس<sup>۹</sup> و با استفاده از ماژول مودال، ماژول سازه استاتیک<sup>۱۰</sup> و ماژول تحلیل هارمونیک<sup>۱۱</sup> نرم افزار مذکور، مورد بحث و بررسی قرار می‌گیرد. در مطالعه حاضر از نتایج تحلیل سیالاتی جریان حول پره کمپرسور محوری GE-Frame 9 پورسعیدی و همکاران [۲۴] استفاده گردیده است. این نتایج شامل توزیع فشار و مختصات نقاط مختلف روی پره در قالب فایل اکسل به عنوان داده ورودی به نرم‌افزار انسیس داده شده است. مختصات ۸۹۳۸ نقطه به همراه مقادیر فشار در این فایل قرار دارند. این توزیع فشار در کنار شرط ثابت بودن ریشه پره و سرعت دورانی پره (۳۰۰۰ دور بر دقیقه) شرایط مرزی مورد نیاز برای حل مساله در هر بخش را تامین می‌کنند. مهم‌ترین هدف مطالعه حاضر نیز تحلیل اثر این بارگذاری فشاری بر رفتار پره است و در ابتدا با حل مودال، اطلاعات فرکانس‌های طبیعی پره و شکل مودهای طبیعی پیدا می‌شود که در ادامه به کمک این اطلاعات و ورودی‌های بارگذاری و قیود پره، حل هارمونیک پره صورت گرفته و نتایج آن به منظور تحلیل رفتار پره تحت بارگذاری فشاری ناشی از سیال مورد بررسی قرار می‌گیرند. در مطالعه حاضر برای پره‌های روتور کمپرسور GE-Frame 9 تحلیل مودال تجربی به صورت دو سر آزاد انجام گرفت. در این حالت پره بدون هیچ قیدی از ریسمانی آویزان گردیده. سپس از موقعیت‌های مشخص گردیده پره تحریک شده و نتایج در موقعیت‌های مختلف توسط شتاب‌سنج اندازه‌گیری می‌شود. پره به ۶ قسمت تقسیم شده و هر بار شتاب‌سنج در یکی از این موقعیت‌ها متصل شده و از نقاط مختلف تحریک می‌شود. تمامی داده‌ها توسط سیستم تحلیل مودال ثبت و نمودار تابع پاسخ فرکانسی در خروجی بدست می‌آید. از این نتایج برای مقایسه و صحت‌سنجی حل عددی استفاده می‌شود.

<sup>۷</sup> Matlab

<sup>۸</sup> LabVIEW

<sup>۹</sup> Ansys

<sup>۱۰</sup> Static Structural

<sup>۱۱</sup> Harmonic Analysis

### ۳- مدلسازی

#### ۱-۳ ایجاد هندسه، خواص مواد و شبکه‌بندی

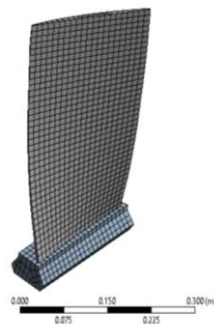
هندسه سه‌بعدی پره با استفاده از ابر نقاط استخراج شده از سطح پره با بهره‌گیری از نرم‌افزار جنومجیک دیزاین ایکس<sup>۱۲</sup> ایجاد شده است. جنس پره ردیف اول کمپرسور از فولاد Custom 450 است. این آلیاژ استحکام تسلیم بیشتر از ۶۸۹ مگاپاسکال در شرایط بازپخت شده دارد و به سادگی قابل ساخت است. خواص مکانیکی پره در جدول (۱) نشان داده شده است. برای شبکه بندی هندسه پره در مطالعه حاضر، از روش مولتی زون<sup>۱۳</sup> استفاده شده است. روش مولتی زون امکان ایجاد مش‌های با دقت بالا در نواحی مختلف هندسه را فراهم می‌کند. تصاویر مربوط به شبکه‌بندی و هندسه سه‌بعدی ساخته شده پره ردیف اول کمپرسور در شکل (۱) آورده شده است.

#### ۲-۳ بررسی استقلال از شبکه

برای بررسی استقلال از شبکه، چهار شبکه بسیار درشت، درشت، متوسط و ریز به ترتیب با اندازه المان‌های ۰.۰۳، ۰.۰۱، ۰.۰۰۸ و ۰.۰۰۵ متر در نظر گرفته شده است و تحلیل مودال آزاد-آزاد با این اندازه شبکه‌ها انجام گرفته تا استقلال نتایج از اندازه شبکه تایید شود. جدول (۲) نتایج این تحلیل‌ها را نشان می‌دهد. از آنجایی که نتایج در اندازه المان ۰.۰۰۸ همگرایی مناسبی دارند (درصد اختلاف زیر ۰.۲ درصد است)، در کار حاضر این اندازه المان برای انجام تحلیل‌ها انتخاب گردید.



(ب)



(الف)

شکل ۱. پره ردیف اول کمپرسور توربین گازی GE-Frame 9. (الف) شبکه‌بندی هندسه، (ب) هندسه سه‌بعدی پره

جدول ۱. خواص مکانیکی پره

مقادیر	واحد	خواص دیسک
۷/۷۵	$g/cm^3$	چگالی
۰/۲۹	-	ضریب پواسون
۲۰۰	$GPa$	مدول یانگ
۱۰۵۰	$MPa$	مقاومت تسلیم
۱۱۰۰	$MPa$	مقاومت کششی

<sup>۱۲</sup> Geomagic Design X

<sup>۱۳</sup> Multizone

جدول ۲. نتایج بررسی استقلال از مش

اندازه المان (متر)	مود ۱ (هرتز)	مود ۲ (هرتز)	مود ۳ (هرتز)	مود ۴ (هرتز)	مود ۵ (هرتز)
۰.۰۳	۴۳۷.۲۵	۷۵۷.۹۴	۱۰۹۵.۷۴	۱۴۳۵.۹۷	۱۸۳۷.۵۳
۰.۰۱	۴۳۴.۲۵	۷۵۳.۲۱	۱۰۷۵.۰۷	۱۴۰۴.۵۸	۱۷۵۷.۰۲
۰.۰۰۸	۴۳۴.۱۸	۷۵۳.۰۱	۱۰۷۴.۷۱	۱۴۰۳.۷۷	۱۷۵۴.۷۶
۰.۰۰۵	۴۳۴.۰۴	۷۵۲.۶۱	۱۰۷۳.۹۲	۱۴۰۲.۰۷	۱۷۵۱.۳۵

#### ۴- نتایج

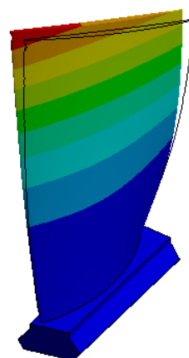
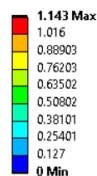
#### ۱-۴ تحلیل مودال و صحت سنجی عددی

تحلیل فرکانس طبیعی برای یک سیستم بدون هیچ شرط مرزی به عنوان تحلیل مودال آزاد-آزاد نامیده می‌شود. جهت صحت‌سنجی نتایج حاصل از مدل‌سازی عددی، نتایج تحلیل مودال تجربی و عددی در حالت آزاد-آزاد مقایسه گردید. جدول (۳) مقایسه بدست آمده از تحلیل عددی و تجربی می‌باشد. همان‌گونه که مشاهده می‌شود نتایج در دو حالت مطابقت مناسبی با یکدیگر داشته و میزان اختلاف زیر ۵٪ است. این میزان اختلاف ناچیز، دقت نتایج حاصل از تحلیل عددی را مشخص می‌کند. با توجه به مطابقت مناسب نتایج حاصل از تحلیل مودال تجربی و تحلیل عددی در حالت آزاد-آزاد پره، جهت تعیین فرکانس‌های طبیعی پره در شرایطی در دیسک کمپرسور قرار گرفته باشد، از روش عددی استفاده شد. در شکل (۲) و جدول (۴) به ترتیب یک نمونه شکل مود پره در حالتی که در دیسک قرار گرفته شده و نتایج عددی بدست آمده برای فرکانس‌های طبیعی پره در دیسک، آمده است.

جدول ۳. مقایسه تحلیل مودال تجربی و عددی

ردیف	نتایج تجربی فرکانس طبیعی (هرتز)	نتایج عددی فرکانس طبیعی (هرتز)	درصد اختلاف
۱	۴۴۶.۷	۴۳۴.۱	۲.۸۲
۲	۷۷۹.۷	۷۵۳	۳.۴۲
۳	۱۱۰۱.۸	۱۰۷۴.۷	۲.۴۶
۴	۱۴۲۸.۳	۱۴۰۳.۷	۱.۷۲
۵	۱۷۷۴.۳	۱۷۵۴.۷	۱.۱

A: Modal  
Total Deformation 2  
Type: Total Deformation  
Frequency: 171.91 Hz  
Unit: m  
9/9/2024 8:54 PM



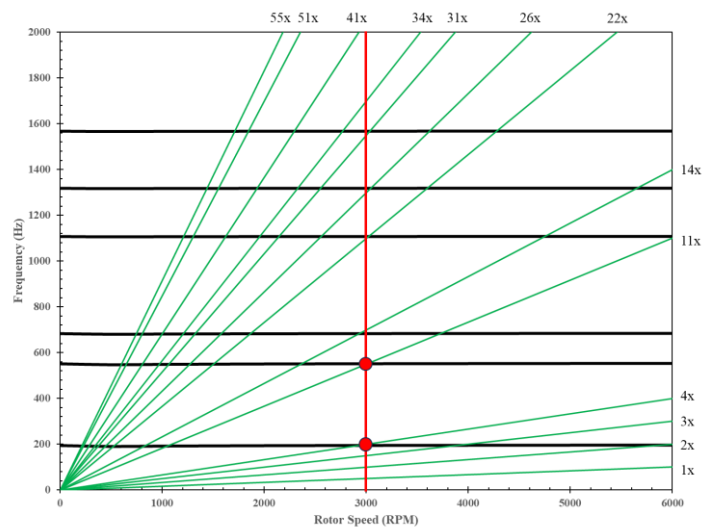
شکل ۲. یک نمونه شکل مود بدست آمده از تحلیل عددی حالت یک سر گیردار

جدول ۴. نتایج عددی بدست آمده برای فرکانس‌های طبیعی پره در دیسک

ردیف	فرکانس‌های طبیعی (HZ)
۱	۱۷۰.۷
۲	۵۳۴.۱
۳	۶۷۰.۱
۴	۱۱۲۷
۵	۱۳۴۴.۳

#### ۲-۴ نمودار کمپل پره

به منظور رسم نمودار کمپل برای پره مورد مطالعه، همانطور که در ابتدا عنوان شد، در مازول سازه استاتیک بارگذاری به شکل سرعت دورانی در کنار قید تکیه‌گاه گیردار، به پره اعمال شده است. نتایج حل این مازول به عنوان پیش‌نیاز در یک حل مودال استفاده شده و بدین صورت نمودار کمپل پره به کمک نتایج این تحلیل مودال حاصل می‌شود. نمودار شکل (۳)، نمودار کمپل بدست آمده از نتایج شبیه‌سازی را نشان می‌دهد، به این صورت که با داشتن فرکانس‌های طبیعی تحت شرایط دور نامی و همچنین خطوط مرتبه موتور رسم شده است. سرعت نامی روتور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه بوده و نقاط تلاقی خطوط مرتبه موتور با فرکانس‌های طبیعی در طی افزایش سرعت دورانی روتور شرایط بالقوه برای بروز تشدید می‌باشند. نقاط قرمز رنگ مشخص شده در شکل نشان‌دهنده نقاط بحرانی در محدوده سرعت کاری کمپرسور است و بیشترین ریسک در این ناحیه متوجه سیستم خواهد بود. مود اول و دوم به ترتیب با مرتبه موتور ۴ و ۱۱ در سرعت نامی تداخل دارد که نشان می‌دهد در این نواحی احتمال تشدید بیشتر است و باید اجتناب گردد.



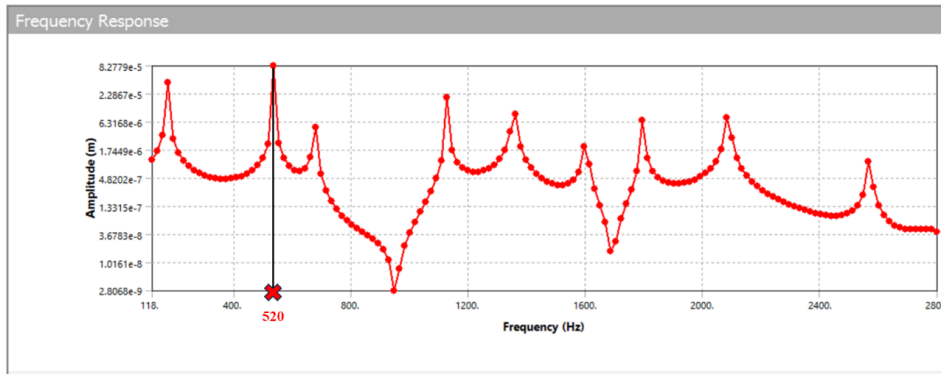
شکل ۳. نمودار کمپل پره

#### ۳-۴ تحلیل هارمونیک

در کار حاضر تحلیل هارمونیک پره رتور کمپرسور در نرم افزار انجام گرفته است. همانطور که قبل‌تر عنوان شد، اطلاعات فشار ناشی از سیال اطراف پره در قالب یک فایل اکسل در نرم افزار وارد شده است. هدف از این کار این است که مشاهده گردد پره در شرایط کاری مذکور دچار ناپایداری آیرودینامیکی می‌گردد. این ناپایداری آیرودینامیکی باعث ناپایداری سازه می‌گردد. با مقایسه شکل مودها و تغییر شکل ایجاد شده در پره در اثر بار آیرودینامیکی می‌توان نوع ناپایداری سیال و اثر آن را تشخیص داد.

شکل (۴) نمودار اف آر اف را برای پره در حال مطالعه در تحلیل هارمونیک نشان می‌دهد. در این نمودار می‌توان نقاط بیشینه پاسخ پره و فرکانس‌های نظیر به آن را مشاهده کرد. از مقایسه این نمودار با نتایج تحلیل مودال، می‌توان پی برد که بارگذاری ناشی از سیال اطراف پره که به شکل یک توزیع فشار هارمونیک بر سطح پره اعمال شده است، بیشترین تغییر شکل را در پره در فرکانسی نزدیک فرکانس دوم طبیعی پره (۵۳۴ هرتز) ایجاد می‌کند که یک فرکانس با شکل مود پیچشی است. این بدین معنا است

که فرکانس غالب در این تحریک هارمونیک، مشابه فرکانس دوم پره است، در نتیجه شکل مود آن نیز مشابه شکل مود دوم پره است و عامل ارتعاش پره، تمایل به ایجاد تغییر شکل پیچشی در پره دارد. این نتایج از این جهت حائز اهمیت هستند که می‌توانند اطلاعات ارزشمندی درباره ماهیت پدیده (یا پدیده‌هایی) که سبب ارتعاش پره می‌شوند فراهم کنند. به طور مثال می‌توان یکی از عوامل احتمالی ارتعاش پره را با توجه به این نتایج، رخداد پدیده سرچ است، چرا که در این پدیده سیال داخل کمپرسور (که در حال حرکت به سمت بالادست کمپرسور است)، در ترکیب با سیالی که همراه با جریان بازگشتی در خلاف جهت سیال دیگر در حال ورود به پره است باعث پیچش پره می‌شوند. در کارهای پیشین بررسی گردیده که سرچ باعث پیچش پره می‌گردد [۲۵]. یعنی می‌توان گفت که در فاز سیالاتی جریان دچار سرچ شده است و این سرچ و جریان رفت و برگشتی (سیکل سرچ) باعث بروز پیچش در پره می‌گردد.



شکل ۴. نمودار اف آر اف پره

## ۵- نتیجه‌گیری

هنگام بازدید از نیروگاه فارس، مشاهده گردید که یکی از پره‌های راهنمای ورودی کمپرسور دچار عدم چرخش شده و جریان در آن مسیر مسدود شده است که در شبیه‌سازی یکی از این پره‌ها مسدود گردیده و سپس نیروهای آیرودینامیکی در این حالت به صورت فایل اکسل در نرم افزار انسیس فراخوانی شدند و ارتعاشات پره روتور کمپرسور محوری GE-Frame 9 مورد بررسی عددی قرار گرفته و نتایج زیر حاصل شده است:

- تحلیل مودال پره روتور انجام شد و فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای ارتعاش پره در حالت آزاد-آزاد و یک سر گیردار بدست آمد.
  - نمودار کمپل برای پره رسم گردیده و نقاط بحرانی عملکرد کمپرسور (نقاط تلاقی خطوط مرتبه موتور با خطوط فرکانس‌های طبیعی)، از طریق آن استنتاج می‌شود. مود اول و دوم به ترتیب با مرتبه موتور ۴ و ۱۱ در سرعت نامی تداخل داشت که نشان می‌دهد در این نواحی احتمال تشدید بیشتر است و باید اجتناب گردد.
  - تحلیل هارمونیک پره توسط نرم افزار صورت گرفته و نتیجه آن در قالب نمودار اف‌آر‌اف پره در بازه فرکانسی مشخص شده در مساله رسم شده است. همچنین با بررسی نمودار حاصله این نتیجه استنباط شد که با توجه به تمایل نیروی تحریک هارمونیک به برانگیختن مود دوم ارتعاشی پره (که یک شکل مود پیچشی است)، بنابراین بارگذاری فشاری روی پره تمایل به پیچاندن پره دارد. این یعنی در فاز سیالاتی جریان دچار سرچ شده است.
- این یافته‌ها علاوه بر کمک به شناخت بهتر رفتار ارتعاشی پره‌ها، می‌توانند در طراحی و بهینه‌سازی توربوماشین‌ها به‌ویژه در زمینه کاهش ارتعاشات و افزایش طول عمر قطعات، نقش کلیدی ایفا کنند.

## مراجع

1. Stodola, Aurel. Steam and gas turbines: with a supplement on the prospects of the thermal prime mover. Vol. 2. McGraw-Hill, (1927).

2. Lamb, H., and Southwell, R.V., "The Vibration of a Spinning Disc", Proc. Roy. Soc. London, Vol. 99, pp. 272, (1922).
3. Kroon, R., "Turbine Blade Vibration Due to Partial Admission", Trans, ASME, International Journal of Applied Mechanics, Vol. 7, pp. 161-165, (1940).
4. Shannon, D., "Royal Aircraft Establishment", Farnborough, UK, H.M.S.O.R&M Publication, (1945).
5. Myklestad, N. O., "New Method for Calculating Natural Modes of Coupled Bending-Torsion Vibration of Beams", Jnl. Aero. Sciences, Vol. 11, pp. 153-162, (1944).
6. Jarrett, G., and Warner, P.C., "The Vibration of Rotating Tapered Twisted Beams", Trans, ASME, Jnl. Appl. Mech., Vol. 20, pp. 381-389, (1953).
7. Thomas, J., Documaci, E., and Carnegie, W., "Matrix Displacement Analysis of Coupled Bending-bending Vibration of Pre-twisted Blading", Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 9, No. 4, pp. 247-254, (1967).
8. Anderson, R.G., Ahmed, S., and Zienkiewicz, E.C., "Vibration of Thick, Curved Shells with Particular Reference to Turbine Blades", Journal of Strain Analysis for Engineering Design, Vol. 5, No. 3, pp. 200-206, (1970).
9. Dimitriadis, E.K., "The Vibration of Packeted-bladed Discs Alloys", MSc. Thesis Mechanical Engineering Department, Imperial College, London, (1979).
10. Salama, A. M., and Petyt, M., "Dynamic Response of Packets of Blades by the Finite-Element Method", Trans ASME, Journal of Mechanical Design, Vol. 100, No. 4, pp. 660-666, (1978).
11. Judge, J., Pierre, C., and Mehmed, O., "Experimental Investigation of Mode Localization and Forced Response Amplitude Magnification for a Mistuned Bladed Disc", Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 123, No. 4, pp. 940-950, (2001).
12. Gordon, R.W.J., and Hollkamp, J., "An Experimental Investigation of Non-uniform Damping in Bladed Disc Assemblies", 34th AIAA/ASME/SAE/ASEE Joint Propulsion Conference and Exhibition, Ohio, (1998).
13. Periera, J.C., Torres, L.A.M., and Rosa, E., "A Low Cycle Fatigue Analysis on a Steam Turbine Bladed Disk-case Study", 12th IFToMM World Congress, Besancon, Brazil, June 18-21, (2007).
14. Hou, J., and Wicks, B.J., "Root Flexibility and Untwist Effect on Vibration Characteristics of a Gas Turbine Blade", Defence Science and Technology Organization, Victoria, Platform Sciences Laboratory, pp. 21-40, USA, (2002).
15. Roemer, M.J., and Orsagh, R.F., "Examination of Successful Modal Analysis Techniques used for Bladed-disc Assemblies", Impact Technologies, Rochester, New York, (1994).
16. Roemer, M.J., Hester, S.H., and Rieger, N.F., "On-site Modal Testing of Low Pressure Turbine Blade Rows", Sound and Vibration Magazine, Vol. 171, (1994).
17. Atoui, Issam, et al. "Fault detection and diagnosis in rotating machinery by vibration monitoring using FFT and Wavelet techniques." 2013 8th international workshop on systems, signal processing and their applications (WoSS-PA). IEEE, (2013).
18. Al-Ghamd, Abdullah M., and David Mba. "A comparative experimental study on the use of acoustic emission and vibration analysis for bearing defect identification and estimation of defect size." *Mechanical systems and signal processing* 20.7 (2006): 1537-1571.
19. Laws, W. and A. Muszynska, Periodic and continuous vibration monitoring for preventive/predictive maintenance of rotating machinery. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, 109(2): p. 159-167. (1987).
20. Scheffer, Cornelius, and Paresh Girdhar. *Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance*. Elsevier, (2004).
21. Wang, Lu, Shun Qiang Ye, and Rui Meng. "Finite Element Modal Analysis for Steam Turbine Blade Based on ANSYS." *Applied Mechanics and Materials* 260 (2013): 368-371.
22. Wang, Jiao, et al. "Harmonic Responses of Blades with Piezoelectric or Piezomagnetic Coatings." *Advanced Materials Research* 706 (2013): 1782-1785.

۲۳. کنکرانی فراهانی، محمد و هاشمی، سیدمحمد رضا و زنگویی، امیررضا و نصرتی، علی، تحلیل ارتعاشات آزاد پره‌های کمپرسور محوری با ریشه شیب دار، دوازدهمین کنفرانس بین‌المللی آکوستیک و ارتعاشات، تهران، (۱۴۰۱)



24. Poursaeidi E, Ghadimi B, Nasiri S. Investigating the causes of the first row vane failure of the gas turbine compressor GE-Frame 9 Fars Combined Cycle Power Plant, (2022).
25. Luo, Shuai, and Sujun Wu. "Fatigue failure analysis of rotor compressor blades concerning the effect of rotating stall and surge." *Engineering Failure Analysis* 68 (2016): 1-9.