



بررسی تاثیر مکان میله‌های حلقوی در پره‌های مرحله آخر توربین بخار روی فرکانس‌های طبیعی آن

مهدی نودرپور^۱، عباس رهی^{۲*}

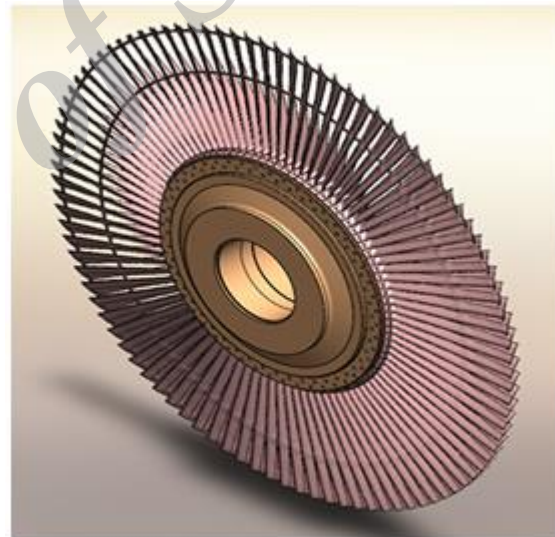
A_Rahi@sbu.ac.ir *

واژه‌های کلیدی	چکیده
میله حلقوی، پره توربین، روش اجزاء محدود، تشدید.	<p>در این پژوهش تاثیر مکان میله‌های حلقوی در فرکانس طبیعی پره‌های مرحله آخر توربین بخار بررسی شده است. پره‌های توربین اجزاء بحرانی و مهمی در نیروگاه‌ها هستند. یکی از پارامترهای مهم در پره‌ها، محل قرار گرفتن میله‌های حلقوی است. ابتدا برای تولید مدل هندسی سه بعدی پره از اسکن سه بعدی کمک گرفته شده است و پس از اطمینان از مدل‌سازی تک پره، به فرآیند مونتاژ پره‌های مرحله آخر توربین فشار ضعیف و شبیه‌سازی اجزاء محدود پرداخته می‌شود. در این مرحله از پره‌های توربین، دو ردیف میله‌ی حلقوی وجود دارد که در این مقاله، تاثیر موقعیت میله‌های حلقوی نسبت به ریشه، روی فرکانس طبیعی سیستم بررسی شده است. با توجه به نیروهای تحریک کننده مدل، نتایج بدست آمده از فرکانس‌های طبیعی، شکل مودها و نمودار کمپل نشان می‌دهد که در مکان‌های مختلف از میله‌های حلقوی مورد بررسی، تشدید در این ردیف پره‌ها رخ نمی‌دهد.</p>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده فنی و مهندسی، گروه مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز
۲- استادیار دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، پردیس فنی و مهندسی شهید عباسپور، دانشگاه شهید بهشتی

۱- مقدمه

از زمان استفاده از توربین‌های بخار و کاربردهایشان در بخش‌های مختلف صنعت، شکست پره یک دلیل اصلی از کار افتادن توربین‌ها است. شکست پره به علت خستگی، عمدتاً مربوط به ارتعاشات است. بارهای دینامیکی از طریق عوامل زیادی، افزایش می‌یابند، اما منشأ عمده این نیروها به دلیل عملکردی است که ماشین بر اساس آن طراحی شده است. پره‌ها سازه‌های انعطاف‌پذیری هستند که تعدادی از فرکانس‌های طبیعی آن‌ها می‌توانند در ناحیه‌ی فرکانس تحریک باشد. البته یک توربین به طور عادی در سرعت پایا دور از تشدیدهای اصلی طراحی شده است، اما توربین چندین بار در طول روشن و خاموش شدن ماشین این تشدید را تجربه می‌کند. نمای ایزومتریک از مدل مونتاژ شده پره‌های توربین بخار در شکل (۱) مشاهده می‌شود [۱].



شکل (۱) نمای ایزومتریک از مدل مونتاژ شده [۱]

در توربین بخار برای جلوگیری از ارتعاش، پره‌ها را توسط میله‌ی حلقوی به هم متصل می‌کنند که تعداد میله حلقوی متفاوت می‌باشد. در این پژوهش از مدلی با دو میله‌ی حلقوی استفاده شده است. هدف از انجام این پژوهش بدست آوردن فرکانس طبیعی در حالات مختلف محل قرار گرفتن میله‌های حلقوی نسبت به ریشه‌ی ایرفویل پره‌ها برای جلوگیری از پدیده‌ی تشدید می‌باشد. زیرا تشدید امری مضر برای پره‌های توربین می‌باشد و ارتعاش در محدوده‌ی تشدید باعث خستگی و در نهایت شکست در پره‌ها می‌شود.

بنابراین باید میله‌های حلقوی را از لحاظ مکانی در فاصله‌ای از ریشه قرار داد تا از وقوع پدیده‌ی تشدید جلوگیری شود. از آنجا که با توجه به پیچیدگی شکل هندسی پره، به دست آوردن مودهای فرکانسی ارتعاش پره به کمک روش‌های تحلیلی و استفاده از فرمول‌های تحلیلی تقریباً غیر ممکن می‌باشد لذا در این پژوهش از یکی از نرم‌افزارهای المان محدود جهت آنالیز مودال پره توربین استفاده شده است. تحقیقات بسیاری از گذشته تا به حال در ارتباط با آنالیز مودال و تحلیل ارتعاش پره‌های توربو ماشین‌ها صورت گرفته است و سعی تمامی آنها در جلوگیری از شکست پره در شرایط و دوره‌های مختلف کاری بوده است. بررسی و تحلیل پره‌های توربین بخار در منابع مختلف به روش‌های متفاوتی صورت گرفته است. در بعضی از موارد، با بررسی و تحلیل تنش پره‌ها، در شرایط پایدار و ناپایدار نظیر تشدید، زمانهای بحرانی و تنش‌های عمده به دست آمده‌اند، در مواردی هم بعد از شکست پره‌ها به بررسی شرایط کاری آنها و صرفاً بررسی مکانیکی پرداخته شده و در مواردی نیز از نتایج شکست نگاری و علایم میکروسکوپی سطوح شکست، تخمین‌هایی در مورد شرایط کاری و تنش‌های اعمالی به دست آمده در صورتی که در این پژوهش به بررسی تاثیر فاصله‌ی میله‌های حلقوی تا ریشه‌ی ایرفویل پره بر روی فرکانس طبیعی پرداخته خواهد شد که در بررسی‌های صورت گرفته پژوهشی در این زمینه مشاهده نشده است. اولین بار استودولا [۱] طی یک مطالعه تحلیلی فرکانس طبیعی یک پره را تخمین زد. بعدها لمب [۲] اثرات نیروی گریز از مرکز بر سختی را مورد بررسی قرار داد. کرون [۳] مطالعات و آزمایشات بسیاری را در مورد رفتار ارتعاشی پره‌های ردیف اول یک توربین تحت شرایط عملکرد در دمای بالا انجام داد. جاج و همکارانش [۴] الگوی پاسخ مجموعه دیسک-پره را بررسی کردند. پیرا و همکارانش [۵] آنالیز مودال پره مرحله پنجم یک توربین را انجام دادند. استوارت موفات [۶] در مقاله‌ای به بررسی پیشگویی پاسخ تحریکات اجباری پره توربین گاز صنعتی پرداخت و با استفاده از نرم افزارهای المان محدود فرکانس‌های طبیعی و شکل مودهای پره توربین را به

این بردار را شکل مود، یابردار ویژه گویند. از معادله‌های (۲) و (۳) نتیجه می‌شود:

$$[m]x\{\ddot{T}(t)\} + [k]X\{\dot{T}(t)\} = 0 \quad (4)$$

معادله (۴) را می‌توان به صورت n معادله اسکالر نوشت که با مرتب کردن آنها رابطه زیر به دست می‌آید:

$$-\frac{\ddot{T}(t)}{T(t)} = \frac{\sum_{j=1}^n k_{ij} X_j}{\sum_{j=1}^n m_{ij} X_j} ; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (5)$$

چون سمت چپ معادله‌ی (۵) مستقل از مکان است و سمت راست آن مستقل از زمان است، نتیجه می‌شود که هر دو طرف باید مساوی با یک مقدار ثابت باشد. این ثابت را با ω^2 نشان می‌دهیم و معادله‌ی (۵) را به صورت زیر می‌نویسیم:

$$\ddot{T}(t) + \omega^2 T(t) = 0$$

$$\sum_{j=1}^n (k_{ij} - \omega^2 m_{ij}) X_j = 0 ; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (6)$$

یا

$$[[m] - \omega^2 [m]]\{\bar{X}\} = 0 \quad (7)$$

که در آن $\{\bar{X}\}$ بردار ویژه و ω^2 را مقدار ویژه گویند و برای حل این مسئله بعد از بدست آوردن ماتریس‌های جرم و سختی باید از الگوریتم‌هایی استفاده شود تا بردار ویژه و مقدار ویژه بدست آیند [۸].

سرعت دورانی محور بر فرکانس طبیعی و شکل مود تاثیر دارد. نیروهای گریز از مرکز ناشی از سرعت دورانی، باعث تغییر سختی پره می‌شود که در این صورت فرکانس طبیعی سیستم با افزایش سرعت دورانی افزایش می‌یابد. این تاثیر می‌تواند با استفاده از رابطه زیر در نظر گرفته شود.

$$\omega_n^2 = \omega_{0n}^2 + K_n \Omega^2 \quad (8)$$

که در آن، ω فرکانس طبیعی، ω_0 فرکانس طبیعی بدون چرخش و Ω سرعت زاویه محور می‌باشد. K_n ضریب نسبی برای هر پره در مود n ام است. این اثر بیشتر در مورد مودهای طبیعی که بیانگر جابجایی‌های خمشی می‌باشند به کار می‌رود. مودهای پیچشی کمتر تحت تاثیر سختی گریز از مرکز بوده و در نتیجه فرکانس‌های آنها در اثر سرعت دورانی چرخش، تغییر چندانی نمی‌کند. بنابراین

دست آورد. کریستف پیر [۷] به تحلیل ارتعاشی پره‌های دارای شروود پرداخت. وی در تحقیق خود بیان نمود که ارتعاشات پره‌های چرخان متأثر از نیروی گریز از مرکز وارد بر پره می‌باشد.

در این مقاله به بررسی تاثیر فاصله‌ی میله‌های حلقوی بر روی فرکانس طبیعی پرداخته شده است در حالی که در مقالات گذشته بیشتر به بررسی آنالیز مودال پره‌های توربین و بررسی ارتعاشات پره‌ها و بدست آوردن فرکانس طبیعی پره‌ها برای جلوگیری از ارتعاش پره‌های توربین پرداخته شده است.

۲- تحلیل مودال

به طور کلی، معادله حرکت یک سیستم مکانیکی را می‌توان به صورت رابطه‌ی (۱) بیان کرد:

$$[m]\{\ddot{X}\} + [c]\{\dot{X}\} + [k]\{X\} = \{F(t)\} \quad (1)$$

که در آن $[M]$ ماتریس جرم، $[C]$ ماتریس میرایی، $[K]$ ماتریس سختی، $\{X\}$ بردار جابجایی، $\{\dot{X}\}$ بردار سرعت، $\{\ddot{X}\}$ بردار شتاب، $\{F(t)\}$ بردار نیروی دینامیکی اعمالی بر سیستم است. اگر ارتعاشات آزاد و سیستم نامیرا در نظر گرفته شود، خواهیم داشت:

$$[m]\{\ddot{X}\} + [k]\{X\} = 0 \quad (2)$$

اگر مختصات عمومی X_i با تغییر مکان‌های واقعی (فیزیکی) یکسان باشد، ماتریس اینرسی $[m]$ قطری خواهد بود. برای تعیین ارتعاشات آزاد نامیرا، حل زیر را برای رابطه‌ی (۲) در نظر می‌گیریم:

$$x_i = X_i T(t) ; \quad i = 1, 2, 3, \dots, n \quad (3)$$

که در آن X_i یک پارامتر ثابت است. طبق رابطه‌ی (۳)

نسبت $\left\{ \frac{x_i(t)}{x_j(t)} \right\}$ مستقل از زمان است. یعنی تمام جرم‌های سیستم دارای حرکت هماهنگ هستند. به عبارت دیگر وضعیت سیستم تغییر نمی‌کند، اما دامنه‌ی آن تغییر می‌کند. وضعیت سیستم، با بردار زیر بیان می‌شود:

$$X = \begin{Bmatrix} X_1 \\ \vdots \\ X_n \end{Bmatrix}$$

در دیاگرام کمپیل تقریباً به صورت خطوط افقی نمایش داده می‌شود.

۳- مدل‌سازی هندسی و شبیه‌سازی به روش اجزاء محدود

مسائل مهندسی در واقع مدل‌های ریاضی هستند که با استفاده از معادلات دیفرانسیل با مقادیر مرزی و شرایط اولیه مشخص، یک پدیده فیزیکی را بیان و فرموله می‌نمایند. این معادلات، مقادیر مرزی و شرایط اولیه، با به کار بردن قوانین اصلی طبیعت برای یک سیستم و یا حجم کنترل به دست آمده و معرف روابط بین جرم، نیرو و انرژی هستند که در صورت حل کامل، جزئیات رفتار سیستم را در شرایط مورد بررسی بیان می‌نمایند [۹].

از آن‌جا که مدل مورد بررسی در پژوهش حاضر از نظر هندسی پیچیده است، برای تحلیل آن از روش‌های اجزاء محدود استفاده خواهد شد. تحلیل‌های مکانیکی این پژوهش در محیط نرم‌افزار Ansys Workbench صورت می‌گیرد که یکی از قوی‌ترین نرم‌افزارها در این زمینه است. در ابتدا مدل هندسی مورد بررسی در نرم افزار Solid Works مونتاژ شده و سپس به محیط نرم‌افزار Ansys Workbench منتقل شده و تحلیل‌های سازه‌ای ایستا^۱ و مودال^۲ انجام می‌شود.

۴- تست مودال تجربی

روش معمول برای تحلیل مودال پره‌های توربین بدین ترتیب است که پره در فیکسچر ثابت می‌شود و تست مودال انجام می‌گیرد. سپس به کمک نتایج به دست آمده از تست مدل اجزاء محدود روزآمد می‌گردد. در پژوهش حاضر به جای تست مودال پره در حالت گیردار، پره در حالت آزاد تست می‌شود. مزیت استفاده از این روش آن است که نیاز به فیکسچر نداشته و داده‌های به دست آمده دقیق‌تر و اغتشاش کمتری دارند [۱۰].

انجام تست مودال بر روی هر قطعه مکانیکی متفاوت و تابع شرایط مختلفی می‌باشد که مهم‌ترین آنها بطور کلی شرایط نصب و بهره‌برداری و هندسه جسم است. به طور کلی انجام تست مودال بر روی هر قطعه به دو روش آزمایشی و یا مدل‌سازی عددی صورت می‌گیرد. هدف از آنالیز مودال بدست آوردن فرکانس‌های طبیعی برای تجهیزات دینامیکی می‌باشد. برای این منظور با توجه به پیچیدگی اجزای مکانیکی و شرایط مختلف کارکرد، روش مناسبی با توجه به تئوری‌های موجود تدوین می‌گردد به نحوی که در نهایت بتوان از آنها برای تست انواع تجهیزات دینامیکی موجود در صنعت برق (نظیر پره، میله‌های حلقوی و سایر بخش‌ها) استفاده نمود. انجام این تست و اطمینان از عملکرد دینامیک، یکی از الزامات به منظور تعیین فرکانس طبیعی می‌باشد.

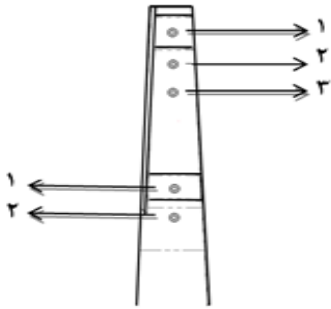
فرکانس‌های حاصل از تست مودال تجربی و روش اجزاء محدود در جدول (۱) آورده شده است. مطابق نتایج این جدول مقدار قدرمطلق خطای نسبی فرکانس‌های تست مودال تجربی و روش اجزاء محدود ناچیز است و نیازی به روزآمد کردن مدل تک پره در نرم‌افزار اجزاء محدود نیست. بنابراین، پره به خوبی در نرم‌افزار اجزاء محدود مدل‌سازی شده است [۱۱].

جدول (۱) مقایسه فرکانس‌های آزاد پره توسط تست مودال تجربی و

روش اجزاء محدود [۱۱]

شماره فرکانس	فرکانس توسط اجزاء محدود (هرتز)	فرکانس توسط تست مودال تجربی (هرتز)	قدرمطلق خطا نسبی (درصد)
۱	۰	-	-
۲	۱۲۹/۴۷	۱۲۹/۸۱	۰/۳
۳	۲۵۳/۲۶	۲۴۹/۵۱	۱/۶
۴	۳۰۵/۱۸	۳۰۶/۷	۰/۴
۵	۵۲۷/۷۱	۵۴۰/۲۷	۱/۱۲
۶	۵۸۲/۶۸	۵۸۵/۸۱	۰/۴۷
۷	۶۸۱/۲۳	۶۹۱/۹۸	۱/۵۵
۸	۸۵۲/۲۴	۸۷۰/۸۱	۲/۱
۹	۹۹۷/۸۸	۱۰۰۶/۴۱	۰/۸۴
۱۰	۱۰۴۹/۱	۱۰۴۶/۸۱	۰/۲۱

1 - Static Structural
2 - Modal



شکل (۴) محل‌های مختلف از مکان میله‌های حلقوی، فاصله میله حلقوی بالایی در ۳۰، ۸۰ و ۱۳۰ میلیمتری و فاصله میله حلقوی میانی در ۲۹۰ و ۳۴۰ میلیمتری از نوک پره در نظر گرفته شده است

۷- تحلیل دینامیکی پره

اگر فرکانس نیروی تحریک‌کننده خارجی با فرکانس طبیعی سازه یکسان شوند، باعث ایجاد تشدید در سازه می‌شود. بنابراین، ابتدا باید عوامل تحریک‌کننده سازه را مشخص نمود. پره‌های توربین توسط دو عامل تحریک می‌شوند. یکی از این عوامل چرخش روتور است. سرعت دورانی روتور از دور صفر افزایش می‌یابد (به‌طور گذرا) تا به سرعت ۳۰۰۰ دور بر دقیقه (دور پایا) که ماکزیمم دور توربین است، برسد. ۲۰ فرکانس طبیعی اول سازه در دور ۳۰۰۰ دور بر دقیقه در حالتی که میله حلقوی میانی و بالایی در مکان شماره ۱ قرار دارند، مطابق جدول (۳) تحت تحلیل پیش تنش مودال^۱ مشاهده می‌شود. شکل مود این از نوع خمشی در دو راستای محوری و مماسی هستند [۱۳].

جدول (۳) فرکانس طبیعی اول در سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس طبیعی (هرتز)	شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس طبیعی (هرتز)
۱	۱۱۱/۹۱	۱۱	۱۷۸/۳۳
۲	۱۶۷/۸۶	۱۲	۱۷۸/۳۳
۳	۱۶۷/۸۶	۱۳	۱۸۰/۴۹
۴	۱۷۱/۴۲	۱۴	۱۸۰/۵۲
۵	۱۷۲/۴۳	۱۵	۱۸۲/۹۲
۶	۱۷۲/۴۸	۱۶	۱۸۲/۹۳
۷	۱۷۴/۴۷	۱۷	۱۸۴/۷
۸	۱۷۴/۴۸	۱۸	۱۸۸/۰۸
۹	۱۷۶/۳۶	۱۹	۱۹۰/۳۷
۱۰	۱۷۶/۳۹	۲۰	۱۹۰/۳۸

۵- مشخصات پره

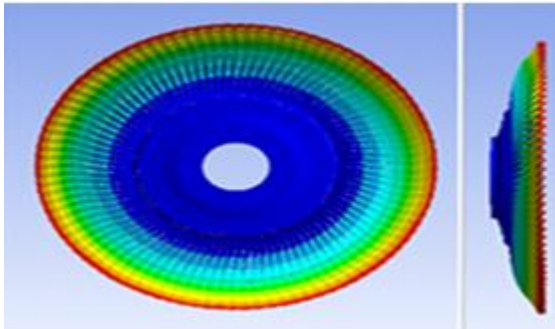
با توجه به شرایط کارکرد این پره‌ها، تنش‌های زیادی ناشی از نیروی گریز از مرکز و نیروهای ضربه‌ای و سایشی ناشی از برخورد بخار و ذرات آب، به آن‌ها وارد می‌شود. بنابراین، انتخاب ساختار میکروسکوپی و ترکیب آلیاژ، متناسب با این شرایط صورت می‌گیرد. بررسی آلیاژهای به کار رفته در ساختمان (ترکیب) پره‌ها، نشان می‌دهد که فولادهای زنگ نزن مارتنزیتی، حداقل ۱۲ درصد کروم به همراه مواد جزئی مثل مولیبدن، نیکل، وانادیم، مس دارند. خواص مکانیکی پره و میله‌ی حلقوی در جدول (۲) مشاهده می‌شود.

جدول (۲) خواص مکانیکی پره و میله‌ی حلقوی [۱۲]

ویژگی	مقدار (پره)	مقدار (سیم مستهلک‌کننده)
چگالی	۷۸۰۰ Kg/m ³	۴۶۲۰ Kg/m ³
مدول الاستیسیته	۲۰۰ Gpa	۹۶ Gpa
نسبت پواسون	۰/۳	۰/۳۲
مقاومت تسلیم	۷۵۷ Mpa	-

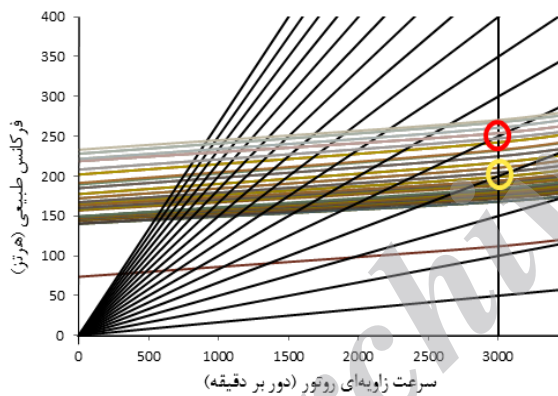
۶- ارایه نتایج حاصل از تحلیل اجزاء محدود

در این بخش یافته‌های حاصل از تحلیل‌های مختلف روی مدل ارائه می‌گردد و همچنین، به بررسی تحلیل دینامیکی مدل تحت نیروی گریز از مرکز پرداخته می‌شود. شکل مودها در نمایه‌های این بخش با ضریب بزرگنمایی ۶۱ برابر نشان داده می‌شود. به‌منظور بررسی تاثیر فاصله‌ی میله‌های حلقوی تاریشه‌ی ایرفویل پره بر فرکانس‌های طبیعی، محل میله‌ی حلقوی بالایی پره مطابق شکل (۴) در سه نقطه و میله‌ی حلقوی میانی پره در دو نقطه نسبت به ریشه‌ی ایرفویل پره جابجا شده و فرکانس‌های طبیعی در تمام حالت‌های ایجاد شده بدست خواهند آمد. فاصله‌ی بین میله‌های حلقوی پنج سانتی‌متر است. به عبارت دیگر در این مطالعه، مکان میله حلقوی بالایی پره در فاصله‌های ۳۰، ۸۰ و ۱۳۰ میلیمتری از نوک پره و مکان میله حلقوی میانی پره در فاصله‌های ۲۹۰ و ۳۴۰ میلیمتری از نوک پره در نظر گرفته شده است.



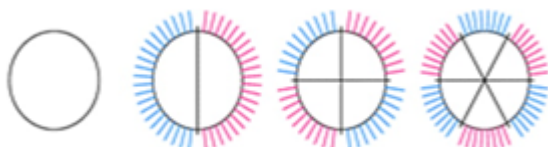
شکل (۷) مود چهارم از نوع خمشی در راستای محوری دیسک

خطوط فرکانس‌های طبیعی پره و هارمونیک‌های روتور در نقاط زیادی به یکدیگر برخورد می‌کنند. از میان این نقاط، نقاطی اهمیت دارند که در سرعتی معادل سرعت روتور قرار داشته باشند. برای این منظور خطی عمودی از نقطه (۳۰۰۰ و ۳) رسم می‌شود. فرکانس‌هایی که از برخورد این خط به دست می‌آیند، فرکانس‌های تشدید احتمالی هستند که سازه ممکن است به بیشترین دامنه‌ی ارتعاشی دست یابد و باعث شکست تدریجی پره شود.



شکل (۸) نمودار کمپل مدل.

چون پره‌ها بر روی دیسک به طور متقارن قرار گرفته‌اند، شکل مودی شبیه دیسک به خود می‌گیرند و کل سازه دچار این شکل مود می‌شود. قطر گره‌ای پره‌ها مطابق شکل (۹) مشاهده می‌شوند.

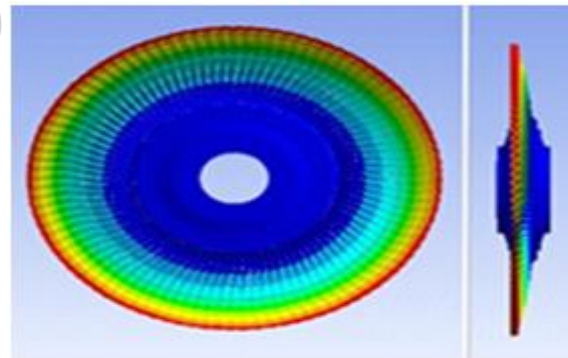


شکل (۹) قطر گره‌ای پره‌ها

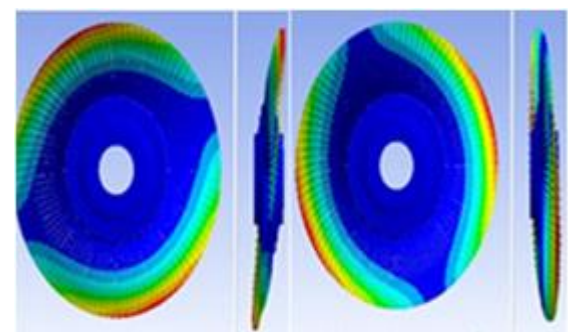
احتمال تشدید نقاط تعیین شده در شکل (۸) وجود دارد (دایره‌های نشان داده شده در شکل). این فرکانس‌ها همراه

شکل مود فرکانس اول مدل مطابق شکل (۵) از نوع خمشی در راستای مماسی دیسک است که دارای هیچ نقطه‌ی جابجایی صفری نیست. شکل مودهای مربوط به فرکانس‌های یکسان دوم و سوم مدل مطابق شکل (۶) از نوع خمشی در راستای محور دیسک هستند که هر کدام دارای یک منحنی جابجایی صفر هستند. شکل مود فرکانس چهارم مدل مطابق شکل (۷) از نوع خمشی در راستای محوری است که دارای هیچ نقطه‌ی جابجایی صفری نیست [۱۴].

برای بدست آوردن فرکانس تشدید ناشی از تحریک دوران روتور از نمودار کمپل استفاده می‌شود. نمودار کمپل تغییرات فرکانس طبیعی پره را نسبت به سرعت دورانی روتور نشان می‌دهد. نمودار کمپل ۵۰ فرکانس طبیعی اول مدل در شکل (۸) مشاهده می‌شود. برای ترسیم نمودار کمپل صحیح، باید تحلیل دینامیکی مدل با افزایش تدریجی سرعت دورانی انجام شود. محور افقی نمایانگر سرعت روتور توربین و محور عمودی نمایانگر فرکانس‌های طبیعی مدل است.



شکل (۵) مود اول از نوع خمشی در راستای مماسی دیسک

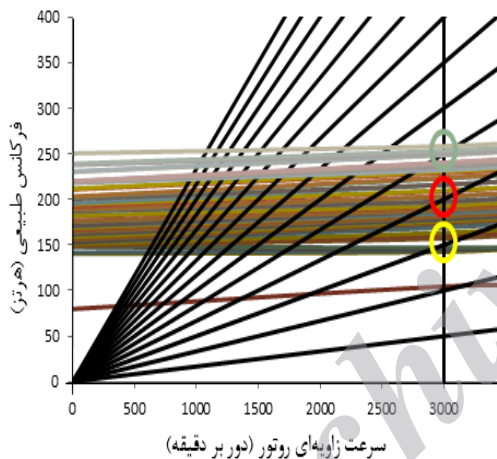


شکل (۶) مود دوم و سوم از نوع خمشی در راستای محوری دیسک

جدول (۵) فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله حلقوی بالایی در مکان شماره ۱ و میله حلقوی میانی در مکان شماره ۲ است

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس (هرتز)	شماره هارمونیک	تعداد قطر گره‌ای فرکانس
۲۲	۱۹۶/۷۳	۴	۱۰
۲۳	۲۰۳/۵۵	۴	۱۰
۳۷	۲۴۸/۵۴	۵	۹
۳۸	۲۵۳/۰۹	۵	۹

نمودار کمپل ۵۰ فرکانس طبیعی اول مدل در حالتی که میله حلقوی بالایی پره در مکان شماره ۲ و میله حلقوی میانی پره در مکان شماره ۱ باشد در شکل (۱۰) مشاهده می‌شود. احتمال تشدید نقاط تعیین شده در شکل (۱۰) وجود دارد (دایره‌های نشان داده شده در شکل). این فرکانس‌ها همراه شماره هارمونیک و تعداد قطر گره‌ای آن‌ها در جدول (۶) مشاهده می‌شوند.



شکل (۱۰) نمودار کمپل مدل در حالتی که میله حلقوی بالایی پره در مکان شماره ۲ و میله حلقوی میانی پره در مکان شماره ۱ باشد.

جدول (۶) فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله حلقوی بالایی در مکان شماره ۲ و میله حلقوی میانی در مکان شماره ۱ است.

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس (هرتز)	شماره هارمونیک	تعداد قطر گره‌ای فرکانس
۵	۱۴۶/۷۹	۳	۲
۲۷	۱۹۷/۲۶	۴	۱۰
۲۸	۱۹۷/۷۳	۴	۱۰
۲۹	۲۰۲/۸۲	۴	۱۱
۳۰	۲۰۳/۲۱	۴	۱۱
۴۳	۲۴۸/۸۶	۵	۱۳
۴۴	۲۴۸/۸۶	۵	۱۳
۴۵	۲۵۳/۹۲	۵	۱۴
۴۶	۲۵۳/۳۲	۵	۱۴

شماره هارمونیک و تعداد قطر گره‌ای آن‌ها در جدول (۴) مشاهده می‌شوند.

جدول (۴) فرکانس‌های تشدید احتمالی همراه با قطر گره‌ای

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس (هرتز)	شماره هارمونیک	تعداد قطر گره‌ای فرکانس
۲۵	۱۹۹/۰۴	۴	۱۱
۲۶	۱۹۹/۰۵	۴	۱۱
۲۷	۲۰۴/۴۲	۴	۱۲
۲۸	۲۰۴/۴۴	۴	۱۲
۳۹	۲۴۷/۳۱	۵	۱۰
۴۰	۲۴۷/۳۴	۵	۱۰
۴۱	۲۵۳/۹۱	۵	۹
۴۲	۲۵۳/۹۲	۵	۹

فرکانس‌های شماره ۲۵، ۲۶، ۲۷ و ۲۸ در نزدیکی فرکانس هارمونیک چهارم روتور (فرکانس ۲۰۰ هرتز) قرار دارند (دایره‌ی زرد رنگ در شکل (۸)). همچنین، فرکانس‌های شماره ۳۹، ۴۰، ۴۱ و ۴۲ در نزدیکی فرکانس هارمونیک پنجم روتور (فرکانس ۲۵۰ هرتز) قرار دارند (دایره‌ی قرمز رنگ در شکل (۸)). تعداد قطر گره‌ای هر فرکانس از تعداد تقارن‌های شکل مود مربوط به فرکانس به دست آمده است. برای حالتی که هر دو میله‌ی حلقوی در مکان شماره ۱ قرار داشته باشد، هیچ کدام از فرکانس‌ها، مطابق جدول (۴) به دلیل یکسان نبودن شماره‌ی هارمونیک با قطر گره‌ای متناظر با فرکانس مربوطه، دچار تشدید در سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه نیستند.

دیاگرام کمپل مدل در حالتی که میله حلقوی بالایی در مکان شماره ۱ و میله حلقوی میانی در مکان شماره ۲ باشند مطابق شکل (۸) است. فرکانس‌هایی که احتمال تشدید آنها وجود دارد همراه شماره هارمونیک و تعداد قطر گره‌ای برای حالتی که میله‌ی حلقوی بالایی در مکان شماره ۱ و میله‌ی حلقوی میانی در مکان شماره ۲ در جدول (۵) مشاهده می‌شود.

جدول (۸) فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله حلقوی بالایی در مکان شماره ۳ و میله حلقوی میانی در مکان شماره ۱ است.

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس (هرتز)	شماره هارمونیک	تعداد قطر گره‌ای فرکانس
۲	۱۵۲/۸۱	۳	۰
۳	۱۵۳/۱۳	۳	۰
۴۳	۱۹۷/۲	۴	۱۲
۴۴	۱۹۷/۳۷	۴	۱۲
۴۵	۱۹۷/۶۸	۴	۱۲
۴۶	۱۹۷/۷۸	۴	۱۳
۴۷	۱۹۷/۸۷	۴	۱۳
۴۸	۱۹۷/۹۵	۴	۱۳
۴۹	۱۹۸	۴	۱۲
۵۰	۱۹۸/۱	۴	۱۲

مطابق جدول (۸) به دلیل یکسان نبودن شماره‌ی هارمونیک با قطر گره‌ای متناظر با فرکانس مربوطه، دچار تشدید در سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه نیستند.

فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله‌ی حلقوی بالایی در مکان شماره ۳ و میله‌ی حلقوی میانی در مکان شماره ۲ باشند مطابق جدول (۹) است.

جدول (۹) فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله حلقوی بالایی در مکان شماره ۳ و میله حلقوی میانی در مکان شماره ۲ است.

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس (هرتز)	شماره هارمونیک	تعداد قطر گره‌ای فرکانس
۲	۱۵۱/۶۴	۳	۰
۳	۱۵۱/۷۱	۳	۰

مطابق جدول (۹) به دلیل یکسان نبودن شماره‌ی هارمونیک با قطر گره‌ای متناظر با فرکانس مربوطه، دچار تشدید در سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه نیستند.

۸- نتیجه گیری

در این مقاله، تاثیر فاصله‌ی میله‌های حلقوی بر روی فرکانس طبیعی پره‌های متحرک مرحله آخر یک توربین بخار صنعتی مورد تحلیل قرار گرفت. جهت انجام کار ابتدا مدل هندسی پره تهیه گردید. سپس مدل توسط نرم افزار Workbench Ansys تحلیل المان محدود شد و نتایج از این تحلیل حاصل گردید. در ادامه، برخی از این نتایج به صورت خلاصه بیان می‌گردد.

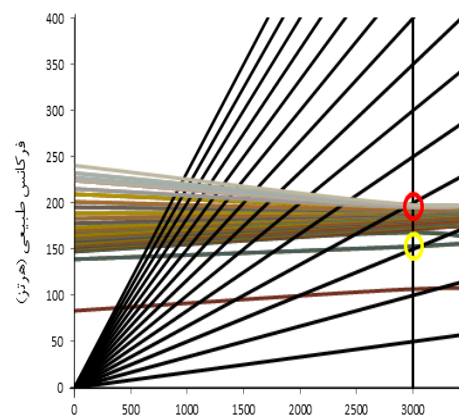
مطابق جدول (۶) به دلیل یکسان نبودن شماره هارمونیک با قطر گره‌ای متناظر با فرکانس مربوطه، دچار تشدید در سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه نیستند. فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله‌ی حلقوی بالایی در مکان شماره ۲ و میله‌ی حلقوی میانی در مکان شماره ۲ باشند مطابق جدول (۷) است.

جدول (۷) فرکانس‌های تشدید احتمالی برای حالتی که میله حلقوی بالایی در مکان شماره ۲ و میله حلقوی میانی در مکان شماره ۲ است.

شماره فرکانس طبیعی	مقدار فرکانس (هرتز)	شماره هارمونیک	تعداد قطر گره‌ای فرکانس
۳	۱۴۶/۸۵	۳	۰
۲۷	۱۹۹/۰۳	۴	۹
۲۸	۱۹۹/۷۵	۴	۹
۴۴	۲۵۱/۲۶	۵	۱۳
۴۵	۲۵۱/۹۲	۵	۱۳
۴۶	۲۵۲/۴۵	۵	۱۴

مطابق جدول (۷) به دلیل یکسان نبودن شماره هارمونیک با قطر گره‌ای متناظر با فرکانس مربوطه، پره‌ها دچار تشدید در سرعت دورانی ۳۰۰۰ دور بر دقیقه نخواهند شد.

نمودار کمپل ۵۰ فرکانس طبیعی اول مدل در حالتی که میله حلقوی بالایی پره در مکان شماره ۳ و میله‌ی حلقوی میانی پره در مکان شماره ۱ باشد در شکل (۱۱) مشاهده می‌شود. احتمال تشدید نقاط تعیین شده در شکل (۱۱) (دایره‌های نشان داده شده در شکل) وجود دارد. این فرکانس‌ها همراه شماره هارمونیک و تعداد قطر گره‌ای آن‌ها در جدول (۸) مشاهده می‌شوند.



شکل (۱۱) نمودار کمپل مدل در حالتی که میله حلقوی بالایی پره در مکان شماره ۳ و میله حلقوی میانی پره در مکان شماره ۱ باشد.

شکل (۱۱) نمودار کمپل مدل در حالتی که میله حلقوی بالایی پره در مکان شماره ۳ و میله حلقوی میانی پره در مکان شماره ۱ باشد.

- [4] Judge J., Pierre C., 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.
- [5] Periera J.C., Torres L.A.M., 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.
- [6] Moffatt S., He L., Blade Forced Response Prediction for Industrial Gas Turbines, *International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition*, June 16-19, Atlanta, Georgia, USA, 2003.
- [7] Christophe P., Jiang D., Finite-element-based Modal Reduction of a Rotating Blade With Large-amplitude-motion using Nonlinear Normal Modes, *Department of Mechanical Engineering and Applied Mechanics, University of Michigan*, 1997.
- [8] Rao J.S., *Turbomachine Blade Vibration*, New age international publishers, 1987.
- [9] وهابی، ح.، طراحی مکانیزم‌های صنعتی با استفاده از روش المان محدود در نرم‌افزار ANSYS، چاپ اول، تهران، انتشارات اندیشه‌سرا، ۱۳۹۰.
- [۱۰] بهزاد، م.، حسینی، س.م.ر.، ابراهیمی، ع.ر.، تحلیل ارتعاشات آزاد پره توربین‌های گازی به منظور جلوگیری از خستگی دور بالا، سومین کنفرانس ملی نگهداری و تعمیرات، تهران، ۱۳۸۴.
- [۱۱] فتحی، م.، تاثیر ارتعاشات در شکست پره های توربین بخار، اولین کنفرانس ملی شبیه سازی سیستم‌های مکانیکی، اهواز، دانشگاه آزاد اسلامی، ۱۳۹۰.
- [۱۲] آنتریسر، پ.م. و دیگران، راهنمای کاربران عملیات حرارتی، ربیعی، بهناز و دیگران، چاپ اول، تهران، انتشارات جهان نو، ۱۳۷۹.
- [13] Ansys Help, Release 13, Mechanical APDL, *Advance Analysis Techniques Guidance, Cyclic Symmetry Analysis*.
- [14] Tsai G.C., Rotating Vibration Behavior of the Turbine Blades with Different Groups of Blades, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 271, 2004, pp. 547-575.

(۱) با توجه به نیروهای تحریک کننده‌ی مدل، نتایج به دست آمده از فرکانس‌های طبیعی، شکل مودها و نمودار کمپل نشان می‌دهد که فرکانس تشدیدی در دور نامی توربین وجود ندارد.

(۲) اگر میله‌ی حلقوی بالایی در مکان شماره ۱ قرار گیرد و میله‌ی حلقوی میانی پایین آید، تقریباً هیچ تغییری در ۵۰ فرکانس طبیعی که در محدوده‌ی هارمونیک سوم تا ششم قرار دارند، رخ نمی‌دهد.

(۳) اگر میله‌ی حلقوی بالایی در مکان شماره ۲ قرار گیرد و میله‌ی حلقوی میانی از مکان شماره ۱ به مکان شماره ۲ پایین آید، محدوده فرکانس‌های طبیعی به سمت هارمونیک سوم می‌روند. بنابراین، احتمال تشدید در این حالت وجود دارد.

(۴) اگر میله‌ی حلقوی بالایی در مکان شماره ۳ قرار گیرد و میله‌ی حلقوی میانی پایین آید، تمام ۵۰ فرکانس طبیعی اول در محدوده هارمونیک سوم تا چهارم قرار می‌گیرند.

(۵) اگر میله حلقوی میانی در مکان شماره ۱ قرار گیرد و میله‌ی حلقوی بالایی از مکان شماره ۱ به مکان شماره ۳ پایین آید، تعداد زیادی از فرکانس‌های طبیعی به سمت هارمونیک سوم می‌روند. بنابراین، احتمال تشدید در این حالت وجود دارد.

(۶) اگر میله حلقوی میانی در مکان شماره ۲ قرار گیرد و میله‌ی حلقوی بالایی از مکان شماره ۱ به مکان شماره ۳ پایین آید، تعداد زیادی از فرکانس‌های طبیعی به سمت هارمونیک سوم می‌روند.

مراجع

- [1] Stodola A., *Steam and Gas Turbines*, Vol. 1 and 2, McGraw-Hill, New York, 1927.
- [2] Lamb H., Southwell R.V., *The Vibration of a Spinning Disc*, *Process Royal Society of London*, Vol. 99, pp. 272, 1922.
- [3] Kroon R., Turbine Blade Vibration Due to Partial Admission, *Transaction of ASME, International Journal of Applied Mechanic*, Vol. 7, pp. 161-165, 1940.