

تحلیل دینامیکی سیستم روتور بیرینگ انعطاف پذیر همراه دمپر فیلم فشرده رینگ شناور و ترک عرضی در محور

مجتبی طهماسبی^۱

کارشناسی ارشد

حمیدرضا حیدری^۲

استادیار

یکی از متداول ترین عیوب در تجهیزات دوار ترک است. ایجاد و رشد ترک می تواند منجر به خسارات جبران ناپذیر و همچنین بروز ارتعاشات ناخواسته در تجهیزات دوار گردد. از طرفی افزایش میرایی سیستم، یکی از کاربردی ترین راه حل ها جهت کنترل ارتعاشات در تجهیزات دوار است. یکی از روش های مورد توجه برای افزایش میرایی، استفاده از دمپرهای فیلم فشرده است. با وجود کارایی زیاد این المان ها در کنترل دامنه و میرا نمودن ارتعاشات سیستم، رفتار غیرخطی آنها، محدودیت های بسیاری را در بکارگیری این تجهیزات بوجود آورده است. در این مقاله، تحلیل دوشاخگی روتور انعطاف پذیر همراه دمپر فیلم فشرده رینگ شناور با فنر جانب مرکز، با در نظر گرفتن وقوع کاویتاسیون در فیلم روغن دمپر و ترک عرضی در محور بررسی شده است.

واژه های راهنما: ترک، دمپر فیلم فشرده، رینگ شناور، دوشاخگی، ارتعاشات غیرخطی

۱- مقدمه

محورها^۳ از جمله قطعات مکانیکی هستند که در بسیاری از تجهیزات صنعتی مورد استفاده قرار می گیرند. در حالت کلی وظیفه این تجهیزات انتقال گشتاور ایجاد شده از یک محل به محل دیگر است. بسیاری از محورها صنعتی دارای وزن قابل ملاحظه ای بوده و به طور معمول در سرعت های نسبتا بالایی کار می کنند. محورها برای افزایش کارایی به تدریج سبک تر و انعطاف پذیرتر شده و به شکلی طراحی می شوند که با سرعت بیشتری دوران نموده و نسبت توان به وزن آنها بیشتر گردد. این امر سبب بالا رفتن خطر ایجاد ترک عرضی ناشی از خستگی می شود، ترک در محور باعث ایجاد ارتعاشات نامطلوب و در نتیجه هدررفت انرژی می گردد. معمولا ترک به صورت باز یا تنفس کننده در نظر گرفته می شود. ترک باز همواره با چرخش محور باز بوده و سختی نامتقارنی را برای محور ایجاد می کند که نسبت به زمان نامتغیر است زیرا حالت ترک نسبت به زمان

^۱ کارشناسی ارشد، دانشکده مکانیک، دانشگاه ملایر، ملایر Mojix1990@gmail.com

^۲ نویسنده مسئول، استادیار، دانشکده مکانیک، دانشگاه ملایر، ملایر Hr.heydari@malayeru.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۵/۲۲، تاریخ پذیرش: ۱۳۹۹/۰۸/۰۵

ثابت است. مسئله شناخت و کنترل ارتعاشات نامطلوب ناشی از ترک، یکی از جدی ترین مسائل پیش روی طراحان سیستم های دوار است. یکی از عمومی ترین راه حل ها جهت کاهش ارتعاشات تجهیزات دوار، افزایش میزان میرایی سیستم می باشد که این کار در سیستم های دوار معمولاً با استفاده از دمپره های فیلم فشرده^۱ انجام می شود. این نوع دمپرها در توربین های گازی هواپیماها که در آنها از یاتاقان های غلتشی که معمولاً دارای میرایی ذاتی پایینی می باشند استفاده می شوند، کاربرد فراوانی دارد. دمپره های فیلم فشرده از لحاظ دسته بندی، زیر مجموعه ای از یاتاقان های فیلم روغن به حساب می آیند. به صورت کلی یک دمپر فیلم فشرده از یک محفظه حلقوی پر از روغن که قسمت بیرونی یک یاتاقان غلتشی^۲ را در بر می گیرد، تشکیل شده است و یا به عنوان بخشی از یک یاتاقان هیدرودینامیکی^۳ می باشد.

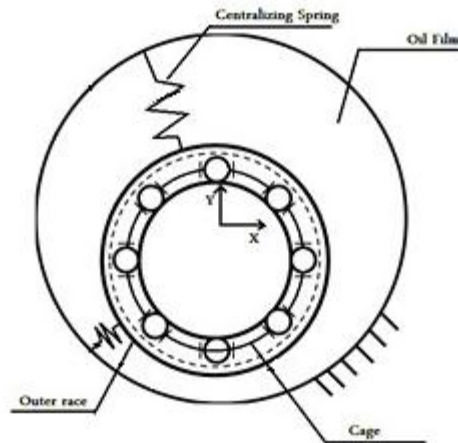
به منظور پیش بینی دقیق پاسخ سیستمی که دارای یک ترک عرضی است، وجود یک مدل مناسب برای ترک ضروری است. به طور کلی دو مدل متفاوت برای تشریح رفتار ترک در تحقیق های مختلف ارائه گردیده است. مدل اول در تحلیل محور دارای ترک، بر اساس سختی دو سطحی برای محور است. در این نوع مدل حالت باز و یا بسته ترک در نظر گرفته می شود. مدل دوم در تشریح رفتار ترک بر اساس گذار از حالت بسته به باز و برعکس است که به آن تنفس ترک^۴ می گویند. گسج یک مدل ارائه داد و پیشنهاد داد تا زمانی که عمق ترک کمتر از نیمی از شعاع محور است، مدل او برای نمایش ترک مناسب است [۱]. در این مدل، تغییرات ترک از حالت بسته به حالت باز (و برعکس) به طور ناگهانی تحت دوران محور می باشد. دیویس و مایس یک مدل که در آن باز و بسته شدن ترک توسط یک تابع کسینوس شرح داده شد، ارائه نمودند [۲]. مدل آنها برای ترک های عمیق مناسب تر است. در این مدل یک تابع فرمان کسینوسی، کنترل باز و بسته شدن ترک را بر عهده دارد. سینو و لیز هم از مدل مبتنی بر بسط سری فوریه در تشریح رفتار ترک استفاده کرده اند. نتایج تحقیق آنها بروز ارتعاشات جانبی متناوب با هارمونیک های $2X$ و $3X$ را در اثر بروز ترک نشان می دهد [۳]. هو و همکاران برای تشریح رفتار ترک در سیستم ارائه شده در تحقیق خود از توابع هارمونیک استفاده کرده اند [۴]. آنها در این تحقیق رفتار ارتعاشی محور یاتاقان دارای ترک را تحت بارگذاری خارجی مورد بررسی قرار داده اند. جان و دیگران در (۱۹۹۲)، یک مدل ترک را بر مبنای تئوری مکانیک شکست ارائه نموده اند [۵]. این روش مبتنی بر تخمین میزان بازشوندگی ترک در هر لحظه با محاسبه تنش های وارد بر سطح مقطع ترک است. سخار و همکاران، با استفاده از روش المان محدود به مدل سازی المان ترک دار پرداختند و با محاسبه تغییر ایجاد شده در تعداد کافی از فرکانس های طبیعی اندازه گیری شده به آشکارسازی ترک اقدام نموده اند [۶]. در عمده تحقیق های ذکر شده، مدل سیستم ارتعاشی با تکیه گاه های صلب در نظر گرفته شده است. در صورتی که در عمل این تکیه گاه ها به علت وجود یاتاقان ها صلب نمی باشند.

¹ Squeeze Film Damper

² Ball Bearing

³ Hydro dynamic journal bearing

⁴ Breating Crack



شکل ۱- نمای جانبی یاتاقان غلتشی و SFD

دمپرهای فیلم فشرده در ماشین‌های دوار با سرعت کاری بالا برای فراهم آوردن میرایی خارجی مضاعف جهت کنترل دامنه ارتعاشات ماشین‌های دوار علی‌الخصوص در هنگام عبور سیستم از سرعت‌های بحرانی^۱ و همچنین چیره شدن بر مشکلات ناپایداری سیستم کاربرد دارد. این تجهیزات به منظور کاهش ارتعاشات نامطلوب سیستم و بهبود عملکرد سیستم روتور یاتاقان غلتشی، به این سیستم‌ها افزوده می‌شوند.

در شکل (۱) نمای جانبی سیستم روتور یاتاقان غلتشی با دمپر فیلم فشرده نمایش داده شده است. مدل‌سازی فیلم روغن دمپر فیلم فشرده در حالت وقوع کاویتاسیون همواره یکی از مسائل مهم در این زمینه بوده است. موهان و هان معادله رینولدز را به عنوان ابزاری مناسب جهت فراهم آوردن یک مدل ریاضی به اندازه کافی دقیق از فیلم روغن موجود در یاتاقان‌های هیدرودینامیکی معرفی کردند و با استفاده از فرضیات ساده‌کننده متنوعی مانند فرض بیرینگ کوتاه^۲ جهت قابل حل کردن روابط حاکم، رابطه توزیع فشار در فیلم روغن را بدست آوردند [۷]. حیدری و اشکوه پایداری و دوشاخگی یک روتور صلب نامتقارن همراه دمپر فیلم فشرده، به ازای تغییر در پارامتر نامیزانی روتور را مورد بررسی قرار داده‌اند. نتیجه تحلیل آن‌ها نشان می‌دهد که با تغییر مقدار سختی فنر، ناپایداری و دوشاخگی زود هنگام در پاسخ سیستم رخ می‌دهد [۸].

لو ژانگ پایداری و دوشاخگی مدل دینامیکی روتور صلب و یاتاقان تماس لغزشی همراه دمپر فیلم فشرده را مورد بررسی قرار داده است. شبیه‌سازی مدل دینامیکی مذکور نشان می‌دهد که در حالت نبود نامیزانی در سیستم به ازای افزایش سرعت، دوشاخگی هوپف^۳ در پاسخ سیستم رخ خواهد داد که سبب می‌شود تا پس از از دست رفتن پایداری پاسخ نقطه تعادلی سیستم، سیستم همچنان بتواند به کار خود ادامه دهد [۹].

در سیستم‌هایی که از SFD بهره می‌برند، ارتعاشات غیر همگام^۴ باعث ایجاد تنش‌های سیکلی در روتور می‌شود که باعث به وجود آمدن مشکلاتی نظیر خستگی می‌شود و لازم است از عواملی که این گونه

¹ Critical Speed

² Short bearing

³ Hopf Bifurcation

⁴ Nonsynchronous Vibration

رفتارهای نامطلوب را در سیستم افزایش می‌دهند، دوری نمود. یکی از روش‌های مطرح شده برای دستیابی به این مهم، این است که تکیه‌گاه دمپر را با یک رینگ صلب که به طور انعطاف‌پذیر و به صورت سری نصب شده است را جایگزین مدل قبلی نمود. به این مدل به اختصار FSFD می‌گویند. برای به دست آوردن نیروهای فیلم روغن، ابتدا توزیع فشار لحظه ای P را به کمک حل معادله ی رینولدز تراکم‌ناپذیر به دست آورده و سپس با انتگرال‌گیری از این معادله روی سطح، این نیروها به دست می‌آیند.

ژو و همکاران پاسخ دینامیکی غیرخطی یک روتور همراه یاتاقان ساچمه‌ای و دمپر فیلم فشرده رینگ شناور^۱ را به صورت تئوری و آزمایشگاهی مورد بررسی قرار داده‌اند [۱۰]. نتایج نشان می‌دهد که کارایی دمپر فیلم فشرده همراه حلقه شناور در جلوگیری از وقوع ناپایداری و پاسخ‌های ناهمگام، در شرایط مشابه بهتر از دمپرهای فیلم فشرده معمولی می‌باشد که این موضوع با استفاده از نتایج آزمایشگاهی نیز تایید شده است. همچنین نشان داده شد که اگر جرم رینگ شناور کمتر از جرم متمرکز واقع در محل ژورنال باشد، محدوده سرعت پاسخ ناهمگام با افزایش جرم رینگ شناور کاهش می‌یابد و در حالتی که جرم رینگ شناور بیش از جرم متمرکز در محل ژورنال باشد نظم خاصی در نتایج مشاهده نمی‌شود.

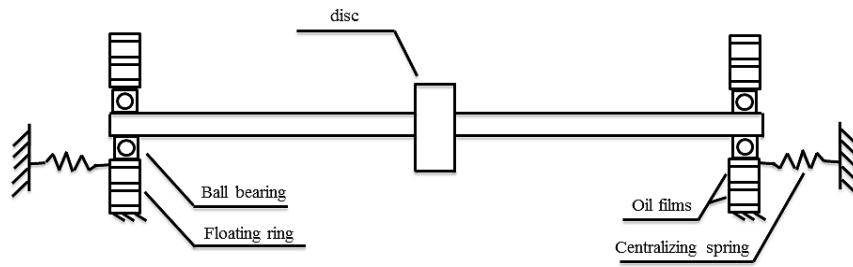
در پژوهشی دیگر مدرس احمدی و همکاران پاسخ دینامیکی غیرخطی یک روتور همراه یاتاقان و دمپر فیلم فشرده رینگ شناور را با در نظر گرفتن اعوجاج در یاتاقان غلتشی مورد بررسی قرار داده‌اند. نتایج آن‌ها نشان می‌دهد که اگرچه منظور نمودن لایه‌ی دوم روغن باعث پایداری قابل ملاحظه‌ای در سیستم می‌شود، اما اگر این لایه‌ی روغن از لایه‌ی داخلی ضخیم‌تر شود، رفته رفته به میزان رفتارهای غیرتناوبی و بعضاً آشوبناک^۲ سیستم افزوده می‌شود [۱۱]. در مقاله حاضر، تحیل دینامیکی یک روتور انعطاف‌پذیر قرار گرفته بر روی یاتاقان‌های غلتشی و دمپرهای فیلم فشرده رینگ شناور با فنر جانب مرکز و ترک عرضی در محور با بهره‌گیری از کدنویسی در نرم‌افزار Matlab مورد تحلیل قرار گرفته است. تحلیل دینامیکی روتور انعطاف‌پذیر قرار گرفته بر روی FSFD پیش از این مورد بررسی قرار گرفته است اما اثر وجود ترک عرضی و همچنین نامیزانی در این سیستم بررسی نگردیده است. فرض وجود ترک و نامیزانی در این سیستم با توجه به سرعت دورانی بسیار بالا فرضی ایده‌آل است. به همین دلیل بررسی پارامترهایی همچون ترک و نامیزانی از اهمیت بالایی برخوردار است که در این مقاله به آن پرداخته شده است.

۲- روش تحقیق

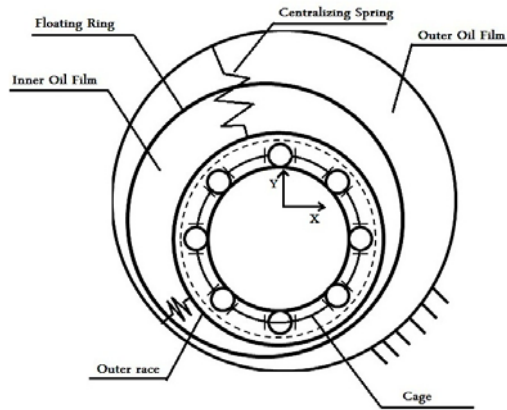
در این مقاله یک سیستم روتور انعطاف‌پذیر شامل دیسکی به جرم M_D در وسط و دو عدد یاتاقان غلتشی به جرم M_r کوپل شده با دمپر فیلم فشرده رینگ شناور در دو طرف که به یک محور با سختی K_s متصل می‌باشد، مدل‌سازی شده است. C_D نیز ناشی از اثرات نیروی آئرو دینامیکی بر روی دیسک است. ابتدا مدل‌سازی سیستم‌های مختلف تشکیل دهنده‌ی ترک، یاتاقان غلتشی و دمپر فیلم فشرده رینگ شناور بیان گردیده و سپس معادلات حرکت مربوط به این سیستم‌ها ارائه می‌گردد. نمای جانبی و تصویر شماتیک روتور قرار گرفته بر روی یاتاقان غلتشی و دمپر فیلم فشار رینگ شناور به ترتیب در شکل (۲) آمده است.

¹ Floating Ring Squeeze Film Damper

² Chaotic



(الف)



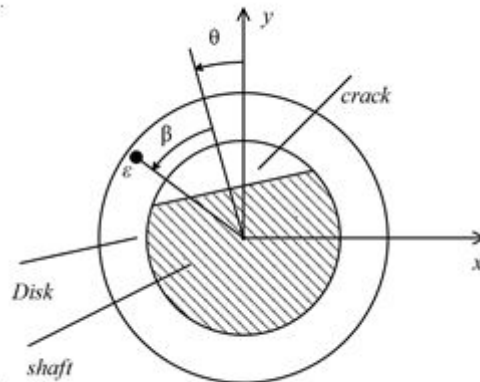
(ب)

شکل ۲- (الف) تصویر شماتیک روتور سوار شده بر یاتاقان غلتشی و *FSFD*

(ب) نمای جانبی یاتاقان غلتشی و *FSFD*

۲-۱- مدل سازی ترک

مقایسه مدل های مختلف محور توخالی ترک نشان می دهد که یک مدل سختی دو سطحی به صورت مناسبی تغییرات سختی را برای شرایطی که عمق ترک از نصف شعاع محور کمتر باشد، توصیف می کند. در این مدل سطح مقطع ترک با گذر زمان تغییر نکرده و تنها اندازه مولفه های ماتریس سختی با توجه به موقعیت زاویه ای محور تغییر می کنند.



شکل ۳- نمایش مقطع ترک

با توجه به شکل (۳)، مولفه‌های ماتریس سختی المان دارای ترک به صورت زیر تعریف می‌گردند [۱]:

$$\begin{aligned} K_x &= K - f(\theta)\Delta k \cos^2(\theta) \\ K_y &= K - f(\theta)\Delta k \sin^2(\theta) \\ K_{xy} &= -f(\theta)\Delta k \sin(\theta)\cos(\theta) \end{aligned} \quad (1)$$

در رابطه فوق $f(\theta)$ تابع زاویه‌ای بوده که رفتار باز و بسته شونده ترک را بر اساس موقعیت زاویه‌ای محور مدل می‌کند. Δk میزان تغییر سختی المان بوده که با در نظر گرفتن عمق ترک و به اختیار انتخاب می‌گردد. در رابطه فوق $\theta = \omega t + \beta$ می‌باشد، که در آن β زاویه بین نامیزانی جرمی و راستای عمود بر امتداد ترک، ω سرعت زاویه‌ای چرخش محور و t زمان چرخش می‌باشند.

$$f(\theta) = \begin{cases} 1 & \text{open crack} \\ 0 & \text{close crack} \end{cases} \quad (2)$$

۲-۲- مدل‌سازی یاتاقان غلتشی

در سیستم روتور یاتاقان غلتشی معمولاً حلقه‌ی خارجی ثابت و حلقه‌ی داخلی به روتور فیکس شده است که سرعت چرخش آن همان سرعت دورانی چرخش روتور می‌باشد. همچنین سرعت روتور ثابت و از جرم گوی‌ها صرف‌نظر می‌گردد. لقی^۱ موجود درون یاتاقان غلتشی، باعث بروز نیروهای برخوردی در سیستم می‌شود. تأثیر یاتاقان‌های غلتشی در سیستم معادلات حرکت روتور- یاتاقان غلتشی به صورت نیروهای تماسی در بین رینگ خارجی یاتاقان غلتشی و ژورنال منظور می‌گردد. این نیروها به کمک تئوری Hertz محاسبه می‌شوند و به صورت زیر تعریف می‌شوند:

$$F_B(t) = K_B[\delta_J(t)]^{3/2} \quad (3)$$

K_B در عبارت بالا همان سختی تماسی و δ_J نیز فاصله‌ی بین گوی و رینگ خارجی می‌باشد. به این دلیل که تماس گوی‌ها فقط می‌تواند نیروهای مثبت ایجاد نماید، نیروی $F_B(t)$ می‌تواند مثبت یا حتی صفر باشد. در نهایت نیروهای تماسی بین گوی‌ها و حلقه‌ی بیرونی یاتاقان غلتشی را در دو راستای X و Y را می‌توان با استفاده از تابع هوساید (H) بصورت زیر نوشت [۱۲]:

$$\begin{aligned} F_{BX} &= \sum_{j=1}^{N_b} K_b [x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_o]^{3/2} \cdot H[x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_o] \cos \theta_j \\ F_{BY} &= \sum_{j=1}^{N_b} K_b [x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_o]^{3/2} \cdot H[x \cos \theta_j + y \sin \theta_j - r_o] \sin \theta_j \end{aligned} \quad (4)$$

در عبارت بالا K_b سختی تماسی، j شماره گوی، r_o لقی موجود در یاتاقان غلتشی، ω سرعت زاویه‌ای روتور و H تابع هوساید^۲ است. تابع هوساید از ایجاد نیروهای منفی که با فیزیک مساله تناقض دارد، جلوگیری می‌کند. اگر عبارت داخل براکت روبروی H مثبت باشد مقدار تابع برابر ۱+ می‌شود و اگر مثبت نباشد، مقدار تابع برابر با صفر خواهد بود. θ_j نیز مکان زاویه‌ای گوی است که بصورت زیر تعریف می‌شود [۱۲]:

¹ Clearance

² Heaviside Function

$$\theta_j(t) = \omega \times \frac{r}{R+r} \times t + \frac{2\pi}{N_b}(j-1); \quad j=1, 2, \dots, N_b \quad (۵)$$

که در این عبارت N_b تعداد گوی‌ها، t بیانگر زمان، R و r نیز به ترتیب نشان‌دهنده شعاع حلقه بیرونی و داخلی یاتاقان غلتشی می‌باشد.

۲-۳- مدل‌سازی دمپر فیلم فشرده رینگ شناور

مولفه‌های نیروی فیلم روغن در دمپرهای فیلم فشرده را می‌توان به طور تئوریک با انتگرال‌گیری از رابطه توزیع فشار در تمام سطح دمپر به دست آورد. رابطه توزیع فشار در یک دمپر کوتاه همراه کایتاسیون، در دستگاه مختصات چرخان، که از طریق معادله رینولدز استخراج شده، به فرم زیر می‌باشد [۷]:

$$P(\theta, Z) = \frac{6\mu}{C^2} \left(\bar{Z} - \frac{L}{4} \right) \frac{(\varepsilon \dot{\phi} \sin \theta + \dot{\varepsilon} \cos \theta)}{(1 + \varepsilon \cos \theta)^3} \quad (۶)$$

در این عبارت ε و $\dot{\varepsilon}$ به ترتیب نشان‌دهنده‌ی جابجایی و سرعت در راستای شعاعی، $\dot{\phi}$ بیانگر سرعت زاویه‌ای، θ مختصات زاویه‌ای اندازه‌گیری شده از موقعیت مکانی حداکثر ضخامت فیلم روغن در جهت سرعت زاویه‌ای روتور، C لقی شعاعی دمپر، L طول دمپر، \bar{Z} نشان‌دهنده‌ی موقعیت محوری دمپر و نهایتاً μ نیز لزجت دینامیکی روانساز است. نیروهای فیلم روغن داخلی و خارجی در امتداد محورهای x و y به شرح ذیل بدست می‌آیند [۱۰]:

$$\begin{aligned} f_{SIX} &= -\frac{\mu R_1 L^3}{C_1^2 \sqrt{(x_j - x_f)^2 + (y_j - y_f)^2}} [(x_j - x_f) \times (\dot{\varepsilon}_1 I_1 + \varepsilon_1 \dot{\phi}_1 I_2) - (y_j - y_f) (\dot{\varepsilon}_1 I_2 + \varepsilon_1 \dot{\phi}_1 I_3)] \\ f_{SIY} &= -\frac{\mu R_1 L^3}{C_1^2 \sqrt{(x_j - x_f)^2 + (y_j - y_f)^2}} [(y_j - y_f) \times (\dot{\varepsilon}_1 I_1 + \varepsilon_1 \dot{\phi}_1 I_2) - (x_j - x_f) (\dot{\varepsilon}_1 I_2 + \varepsilon_1 \dot{\phi}_1 I_3)] \\ f_{SOX} &= -\frac{\mu R_2 L^3}{C_2^2 \sqrt{x_f^2 + y_f^2}} [x_f (\dot{\varepsilon}_2 I_1 + \varepsilon_2 \dot{\phi}_2 I_2) - y_f (\dot{\varepsilon}_2 I_2 + \varepsilon_2 \dot{\phi}_2 I_3)] \\ f_{SOY} &= -\frac{\mu R_2 L^3}{C_2^2 \sqrt{x_f^2 + y_f^2}} [y_f (\dot{\varepsilon}_2 I_1 + \varepsilon_2 \dot{\phi}_2 I_2) - x_f (\dot{\varepsilon}_2 I_2 + \varepsilon_2 \dot{\phi}_2 I_3)] \end{aligned} \quad (۷)$$

که (x_j, y_j) و (x_f, y_f) جابجایی ژورنال و رینگ شناور در سیستم دستگاه مختصات ثابت است. f_{SIX} و f_{SIY} نیروهای فیلم روغن داخلی، f_{SOX} و f_{SOY} نیز نیروهای فیلم خارجی روغن می‌باشد. C_1 و C_2 به ترتیب ضخامت فیلم روغن داخلی و خارجی $FSFD$ هستند، μ لزجت سیال است، L طول $FSFD$ ، R_1 و R_2 شعاع فیلم روغن داخلی و خارجی می‌باشند. همچنین ε_1 و ε_2 نسبت‌های بی‌بعد خروج از مرکزی ژورنال و رینگ شناور می‌باشند که از رابطه زیر محاسبه می‌گردند:

$$\begin{aligned} \varepsilon_1 &= \frac{\sqrt{(x_o - x_f)^2 + (y_o - y_f)^2}}{c_1} \\ \varepsilon_2 &= \frac{\sqrt{x_f^2 + y_f^2}}{c_2} \end{aligned} \quad (۸)$$

$\dot{\varepsilon}_2$ و $\dot{\varepsilon}_1$ به ترتیب مشتقات زمانی ε_2 و ε_1 می‌باشند. بعلاوه $\dot{\varphi}_1$ و $\dot{\varphi}_2$ نیز بیانگر سرعت‌های زاویه‌ای فیلم روغن داخلی و خارجی دمپر فیلم فشار رینگ شناور هستند که با مشتق‌گیری از عبارات زیر، برحسب زمان (t) محاسبه می‌شوند:

$$\tan \varphi_1 = \frac{y_o - y_f}{x_o - x_f} \quad (9)$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{y_f}{x_f}$$

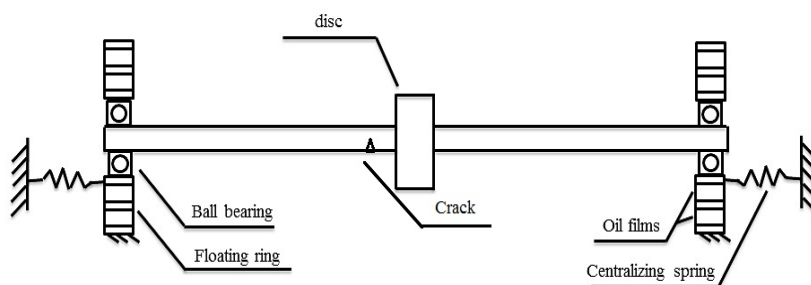
با توجه به روابط بدست آمده معادلات حرکت مربوط به سیستم روتور سوار شده بر یاتاقان غلتشی و دمپر فیلم فشرده رینگ شناور عبارتست از [۱۰]:

$$\begin{aligned} m_D \ddot{x}_D + C_D \dot{x}_D + K_R (x_D - x_j) &= m_D e_\mu \omega^2 \cos \omega t \\ m_j \ddot{x}_j + \frac{K_R}{2} (x_j - x_D) &= -f_{BX} \\ m_o \ddot{x}_o + \frac{K_a}{2} x_o &= f_{BX} + f_{SIX} \\ m_f \ddot{x}_f &= -f_{SIX} + f_{SOX} \\ m_D \ddot{y}_D + C_D \dot{y}_D + K_R (y_D - y_j) &= m_D e_\mu \omega^2 \sin \omega t - m_D g \\ m_j \ddot{y}_j + \frac{K_R}{2} (y_j - y_D) &= -f_{BY} - m_j g \\ m_o \ddot{y}_o + \frac{K_a}{2} y_o &= f_{BY} + f_{SIY} - m_o g \\ m_f \ddot{y}_f &= -f_{SIY} + f_{SOY} - m_f g \end{aligned} \quad (10)$$

در این معادلات (x_D, y_D) ، (x_j, y_j) ، (x_o, y_o) و (x_f, y_f) به ترتیب جابجایی دیسک میانی روتور، ژورنال، حلقه خارجی یاتاقان غلتشی و رینگ شناور است.

۲-۴- سیستم روتور یاتاقان غلتشی و *FSFD* با ترک عرضی باز در محور

در این قسمت، معادلات یک روتور *Jeffcott* با ترک عرضی باز در محور، قرار گرفته بر روی یاتاقان غلتشی و *FSFD* ارائه می‌گردند. تصویر شماتیک سیستم روتور سوار شده بر یاتاقان غلتشی و دمپر فیلم فشار رینگ شناور با ترک عرضی باز در شکل (۴) نشان شده است.



شکل ۴- تصویر شماتیک سیستم روتور سوار شده بر روی یاتاقان غلتشی و *FSFD* با ترک عرضی باز در محور

در این پژوهش رفتار ترک بصورت کاملا باز در نظر گرفته شده است، با در نظر گرفتن روابط (۱) و (۱۰) معادلات سیستم روتور یاتاقان غلتشی با دمپر فیلم فشار رینگ شناور و ترک عرضی باز در محور بدست می‌آید:

$$\begin{aligned}
 m_D \ddot{x}_D + C_D \dot{x}_D + \frac{K_R}{2}(x_D - x_j) + k_x(x_D - x_j) + k_{xy}(y_D - y_j) &= m_D e_\mu \omega^2 \cos \omega t \\
 m_j \ddot{x}_j + \frac{K_R}{2}(x_j - x_D) + k_x(x_j - x_D) + k_{xy}(y_j - y_D) &= -f_{BX} \\
 m_o \ddot{x}_o + \frac{K_a}{2} x_o &= f_{BX} + f_{SIX} \\
 m_f \ddot{x}_f &= -f_{SIX} + f_{SOX} \\
 m_D \ddot{y}_D + C_D \dot{y}_D + \frac{k_R}{2}(y_D - y_j) + k_y(y_D - y_j) + k_{xy}(x_D - x_j) &= m_D e_\mu \omega^2 \sin \omega t - m_D g \\
 m_j \ddot{y}_j + \frac{K_R}{2}(y_j - y_D) + k_y(y_j - y_D) + k_{xy}(x_j - x_D) &= -f_{BY} - m_j g \\
 m_o \ddot{y}_o + \frac{K_a}{2} y_o &= f_{BY} + f_{SIY} - m_o g \\
 m_f \ddot{y}_f &= -f_{SIY} + f_{SOY} - m_f g
 \end{aligned} \tag{11}$$

۳- روش عددی و اعتبار سنجی

برای اعتبارسنجی مدل سیستم روتور سوار شده بر روی یاتاقان غلتشی و FSFD، معادلات حرکت مربوط به این سیستم حل می‌گردند و نتایج به دست آمده، با نتایج ارائه شده در مقاله‌ی [۱۰] مورد مقایسه قرار می‌گیرند. پارامترهای ساختاری و مقادیر مربوط به یاتاقان غلتشی و دمپر فیلم فشرده رینگ شناور در جدول (۱) و جدول (۲) ارائه گردیده است:

به منظور اطمینان از مدل سیستم یاتاقان غلتشی همراه با FSFD، جابجایی دیسک میانی برحسب سرعت‌های زاویه‌ای مختلف با یکدیگر مقایسه گردیده و در قالب نمودار نمایش داده شده است. محور افقی این نمودار، سرعت دورانی بی‌بعد است.

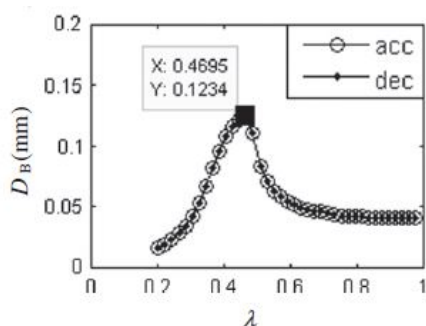
محور عمودی این دو نمودار جابجایی ژورنال است که بصورت $D_B = \sqrt{X_B^2 + Y_B^2}$ محاسبه گردیده است و محور افقی نیز سرعت دورانی بی‌بعد است که بصورت $\lambda = w/\sqrt{k_R/m_D}$ تعریف شده است.

جدول ۱- مقادیر پارامترهای ساختاری یاتاقان غلتشی

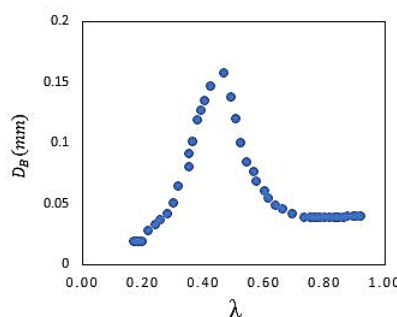
مقدار	پارامتر
13.34 N/m ^{3/2}	سختی تماسی
40 μm	لقی
63.9 mm	شعاع رینگ خارجی
40.1 mm	شعاع رینگ داخلی
8	تعداد گوی‌ها

جدول ۲- مقادیر پارامترهای ساختاری دمپر فیلم فشرده رینگ شناور

مقدار	پارامتر	مقدار	پارامتر
3×10^5 N/m	سختی فنر مرکزگرا	5 kg	جرم دیسک
0.1 Kg	جرم رینگ خارجی یاتاقان غلته‌شی	2.4867 N.s/m	میرایی دیسک
0.03 m	شعاع FSFD	1.2×10^6 N/m	سختی محور
8.3×10^{-3} m	طول FSFD	4×10^{-5} m	خروج از مرکزی
4×10^{-5} m	ضخامت فیلم روغن داخلی	0.5 kg	جرم ژورنال
1×10^{-4} m	ضخامت فیلم روغن خارجی	0.5 kg	جرم رینگ شناور



(الف)



(ب)

شکل ۵- جابجایی دیسک در سرعت‌های مختلف، برای سیستم روتور یاتاقان غلته‌شی و FSFD

(الف) در مقاله [10] (ب) در این پژوهش

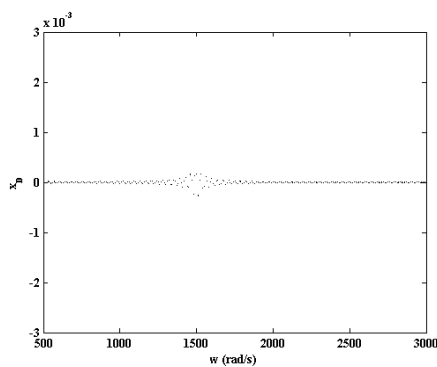
نقطه اوج این نمودار سرعت بحرانی سیستم است. همانطور که در شکل مشخص است با افزایش سرعت دورانی رفته رفته جابجایی ژورنال افزایش پیدا کرده، بیشترین جابجایی ژورنال در سرعت بحرانی اتفاق می‌افتد پس از آن با افزایش سرعت و دور شدن از سرعت بحرانی دامنه جابجایی ژورنال کاهش یافته و سپس پاسخ سیستم پایدار می‌گردد. مقایسه نمودارهای بدست آمده در شکل (۵) نشان می‌دهد که با تقریب خوبی این دو نمودار بر یکدیگر منطبق می‌باشند که این مطلب، روش استفاده شده در نحوه‌ی مدل‌سازی این سیستم را تایید می‌کند.

۳-۱- بررسی اثر ترک

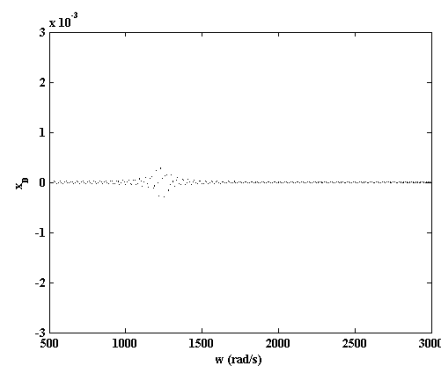
یکی از عوامل ایجاد ارتعاشات نامطلوب در یک سیستم روتوردینامیک ترک می‌باشد. نمودار انشعابی سیستم موردنظر به ازای مقادیر مختلف عمق ترک در شکل (۶) آمده است. Δk معیاری برای عمق ترک می‌باشد. هرچه Δk بزرگتر باشد ترک عمیق‌تر است. در یک سیستم ترک‌دار با تکیه‌گاه صلب حتی برای مقادیر کوچک عمق ترک رفتارهای نامتناوب را می‌توان مشاهده نمود اما با مقایسه‌ی نمودارهای شکل (۶)، مشخص

می‌شود در یک سیستم دارای ترک با یاتاقان غلتشی و FSFD به ندرت رفتار نامتناوب بوجود می‌آید. بطور مثال در شکل‌های (۶-الف) و (۶-ب) در تمام سرعت‌های دورانی سیستم بصورت متناوب رفتار می‌کند اما با افزایش عمق ترک (شکل ۶-ج) ابتدا رفتار سیستم شبه پریودیک^۱ می‌شود و سپس رفتارهای غیر متناوب در سیستم بوجود می‌آید (شکل ۶-د).

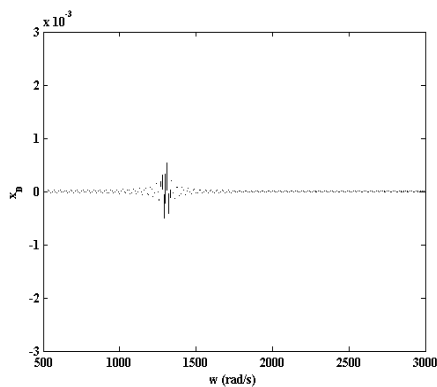
در بررسی دقیق‌تر نداشت پوانکاره و نمودار جابجایی دیسک نسبت به زمان برای سرعت 1340 rad/s در دو حالت ابتدایی و انتهایی نمودار انشعابی در شکل (۷-الف) و (۷-ب) نمایش داده شده است که نشان می‌دهد که در حالت ترک کم عمق ($\Delta k = 0.2$) رفتار سیستم بصورت متناوب است و فقط در ترک‌های خیلی عمیق ($\Delta k = 0.9$) رفتارهای نامتناوب و آشوبناک در سیستم بوجود آمده است.



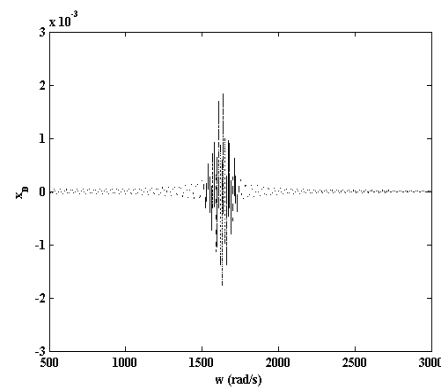
(الف)



(ب)



(ج)

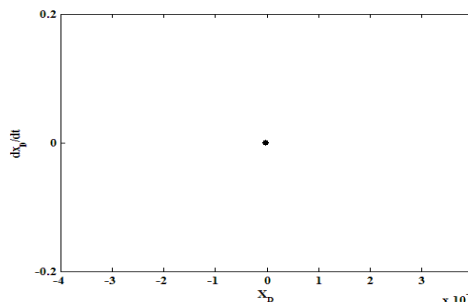
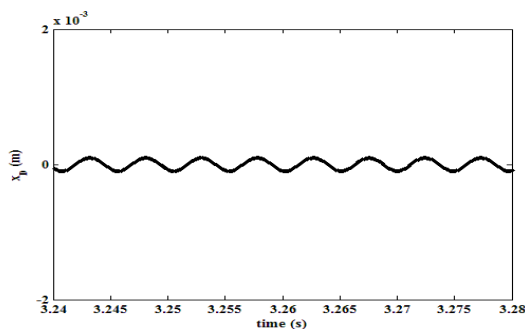


(د)

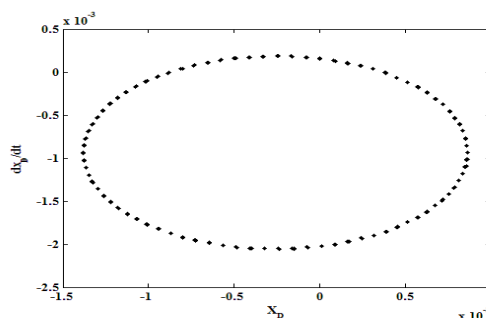
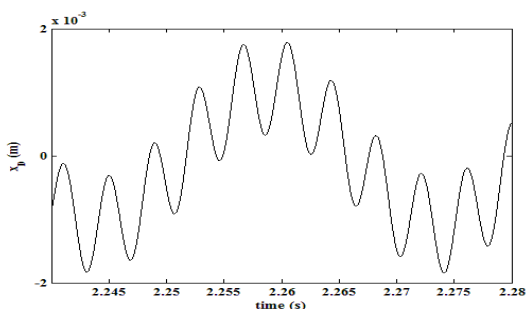
شکل ۶- نمودار دوشاخگی سیستم روتور یاتاقان غلتشی و FSFD با ترک عرضی در محور

(الف) $\Delta k = 0.2$ ، (ب) $\Delta k = 0.4$ ، (ج) $\Delta k = 0.6$ ، (د) $\Delta k = 0.9$

¹ Quasi periodic



(الف)



(ب)

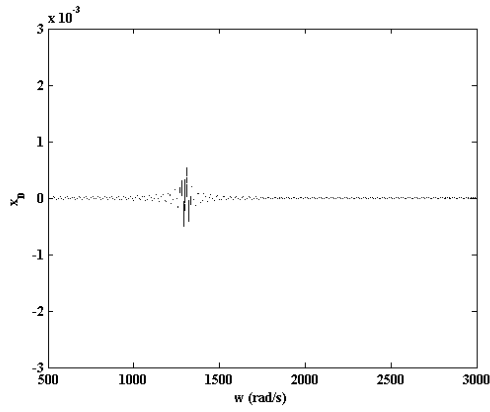
شکل ۷- جابجایی دیسک بر حسب زمان و نگاشت پوانکاره برای $\omega=1320 \text{ rad/s}$

الف) $\Delta k = 0.2$ ب) $\Delta k = 0.9$

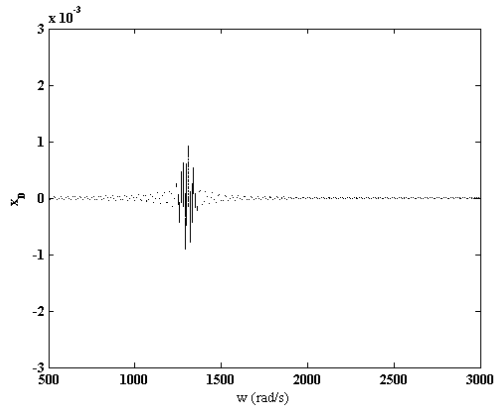
۳-۲- بررسی اثر نامیزانی

یکی دیگر از عوامل ایجاد ارتعاشات نامطلوب در یک ماشین دوار، نامیزانی روتور می‌باشد. نامیزانی پدیده‌ای مخرب برای یک روتور بوده و تا جای ممکن باید آن را از بین برد. به همین دلیل، تحلیل یک سیستم دوار، در حالت وجود نامیزانی از اهمیت بیشتری برخوردار می‌باشد. به منظور بررسی تاثیر اثر نامیزانی نمودار دوشاخگی به ازای مقادیر مختلفی از این پارامتر رسم گردیده و مورد مقایسه قرار گرفته‌اند (شکل ۸)، با مقایسه‌ی این نمودارها، مشخص می‌شود که با افزایش نامیزانی رفته رفته به میزان رفتارهای غیر تناوبی و بعضا رفتارهای آشوبناک سیستم افزوده می‌شود. همان طور که مشاهده می‌شود، بیشتر این تغییر رفتار سیستم در ناحیه‌ی سرعت‌های دورانی بین 1000 rad/s الی 1500 rad/s اتفاق می‌افتد که گویای این مطلب است که این ناحیه، یکی از نواحی بحرانی سیستم می‌باشد.

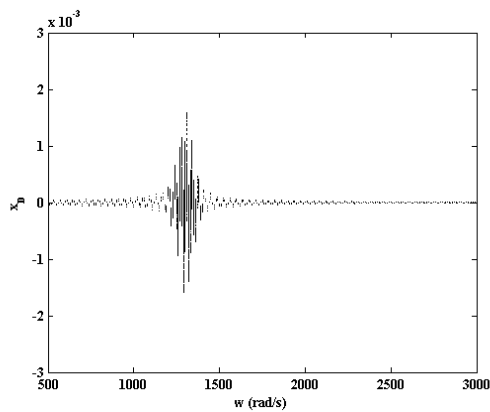
به طور مثال در سرعت دورانی 1290 rad/s رفتار سیستم به صورت پریودیک مرتبه ۱ است، با افزایش نامیزانی رفتار سیستم تبدیل به پریودیک مرتبه ۲ می‌شود، سپس تبدیل به رفتار پریودیک مرتبه ۵ می‌شود و پس آن پاسخ سیستم آشوبناک می‌شود.



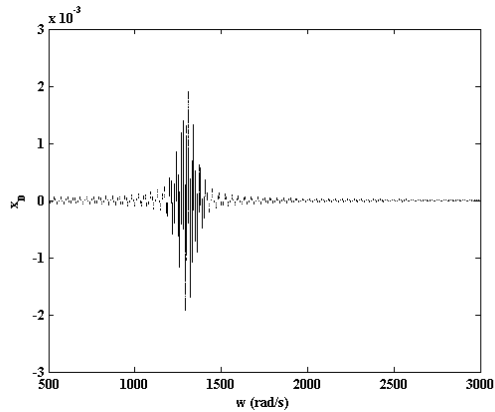
(الف)



(ب)



(ج)

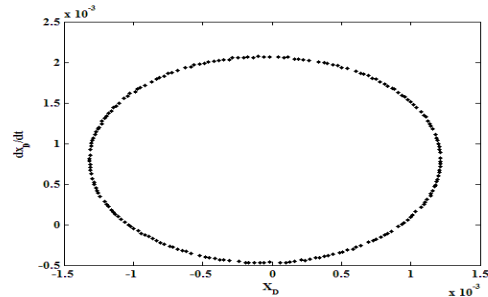
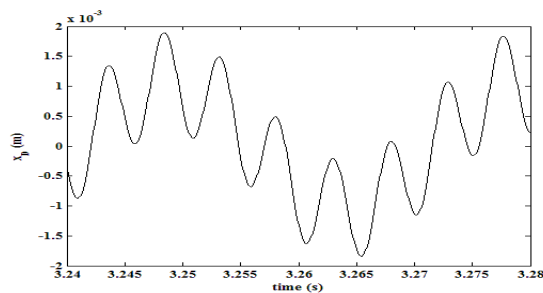


(د)

شکل ۸- نمودار دوشاخگی سیستم روتور یاتاقان غلتشی و $FSFD$

(الف) $e_\mu = 3 \times 10^{-5}$ ، (ب) $e_\mu = 5 \times 10^{-5}$ ، (ج) $e_\mu = 6 \times 10^{-5}$ ، (د) $e_\mu = 8 \times 10^{-5}$

در شکل (۹) جابجایی دیسک در جهت X نسبت به زمان و نداشت پوانکاره برای سرعت دورانی 1290 rad/s نشان داده شده است. مقدار نامیزانی و سایر مقادیر مطابق شکل آخر می باشد. همانطور که در شکل مشخص است نداشت پوانکاره از تعداد زیادی نقطه تشکیل شده که گویای رفتار آشوبناک سیستم می باشد.



شکل ۹- جابجایی دیسک بر حسب زمان و نداشت پوانکاره برای $\omega = 1290 \text{ rad/s}$

$e_\mu = 8 \times 10^{-5}$

۴- بررسی نتایج

تاکنون تحقیقات بسیاری در زمینه رفتار دمپرهای فیلم فشرده صورت گرفته است اما پژوهش بر روی نمونه‌های دارای ترک عرضی در محور صورت نگرفته است. در این پژوهش، تحلیل دینامیکی یک روتور انعطاف‌پذیر قرار گرفته بر روی یاتاقان‌های غلتشی و دمپرهای فیلم فشار رینگ شناور با فنر جانب مرکز و ترک عرضی در محور مورد تحلیل قرار گرفته است. که در این سیستم، تاثیر پارامترهایی، نظیر نامیزانی و ترک عرضی بررسی گردید. با توجه به بررسی‌های انجام شده، ریشه اصلی وقوع رفتارهای غیرخطی همانند بروز ارتعاشات ناهمگام، وقوع انواع مختلف دوشاخگی در پاسخ سیستم را باید در کنش و واکنش میان نیروی نامیزانی روتور و نیروهای غیرخطی فیلم روغن دمپر جستجو نمود.

نمودارهای حاصل از تغییر مقدار عمق ترک حاکی از این می‌باشند که اگرچه استفاده از دمپر فیلم فشرده رینگ شناور در ترک‌های با عمق کم به میزان قابل توجهی رفتار سیستم را به سوی رفتارهای متناوب سوق می‌دهد اما در ترک‌های با عمق خیلی زیاد رفتار نامتناوب و آشوبناک در سیستم پدیدار می‌شود. همچنین نمودارهای به دست آمده از تغییر پارامتر نامیزانی حاکی از این می‌باشند که با افزایش نامیزانی در سیستم رفته رفته به میزان رفتارهای غیرتناوبی و بعضاً رفتارهای آشوبناک سیستم افزوده می‌شود و اثرات مخرب افزایش نامیزانی روتور در تشدید رفتارهای غیرخطی سیستم کاملاً آشکار است.

مراجع

- [1] Gasch, R., "Dynamic Behavior of a Simple Rotor", Institution of Mechanical Engineers Conference Publication, Vibration in Rotating Machinery, pp. 176-178, (1976).
- [2] Mayes, I.W., and Davies, W.G.R., "The Vibrational Behavior of a Rotating Shaft System Containing a Transverse Crack", Institution of Mechanical Engineers Conference Publication, Vibration in Rotating Machinery, pp. 76-168, United Kingdom, (1976).
- [3] Sinou, J. J., and Lees, A., "The Influence of Cracks in Rotating Shafts", Journal of Sound and Vibration, Vol. 285, pp. 1015-1037, (2005)
- [4] Hou, L., Chen, Y., Cao, Q., and Lu, Z., "Nonlinear Vibration Analysis of a Cracked Rotor-ball Bearing System During Flight Maneuvers", Mechanism and Machine Theory, Vol. 105, pp. 515-528, (2016).
- [5] Jun, O., Eun, H., Earmme, Y. Y., and Lee, C. W., "Modelling and Vibration Analysis of a Simple Rotor with a Breathing Crack", Journal of Sound and Vibration, Vol. 155, No. 2, pp. 273-290, (1992).
- [6] Sekhar, A., and Prabhu, B., "Vibration and Stress Fluctuation in Cracked Shafts", Journal of Sound and Vibration, Vol. 169, No. 5, pp. 655-667, (1994).
- [7] Mohan, S., and Hahn, E., "Design of Squeeze Film Damper Supports for Rigid Rotors", Journal of Engineering for Industry, Vol. 96, No. 3, pp. 976-982, (1974).

- [8] Heidari, H., and Ashkooh, M., "The Influence of Asymmetry in Centralizing Spring of Squeeze Film Damper on Stability and Bifurcation of Rigid Rotor Response", Alexandria Engineering Journal, Vol. 55, No. 4, pp. 3321-3330, (2016).
- [9] Lu, Y. Z., Liao, D. X., and Huang, Q. B., "Research on a Rigid Rotor-sliding Bearing System with a Squeeze Film Damper", Journal of Shanghai University (English Edition), Vol. 5, No. 3, pp. 224-229, (2001).
- [10] Zhou, H., Luo, G. H., Chen, G., and Wang, F., "Analysis of the Nonlinear Dynamic Response of a Rotor Supported on Ball Bearings with Floating-ring Squeeze Film Dampers", Mechanism and Machine Theory, Vol. 59, pp. 65-77, (2013).
- [11] Modaresahmadi, S., Ghazavi, M., and Saravani, M.S., "Dynamic Analysis of a Rotor Supported on Ball Bearings with Waviness and Centralizing Springs and Squeeze Film Dampers", International Journal of Engineering (IJE), TRANSACTIONS C: Aspects, Vol. 28, No. 9, pp. 1351-1358, (2015).
- [12] Mevel, B., and Guyader, J., "Routes to Chaos in Ball Bearings", Journal of Sound and Vibration, Vol. 162, No. 3, pp. 471-487, (1993).

فهرست نمادهای انگلیسی

C	میرایی ذاتی شفت، $N.s/m$
C_1	ضخامت فیلم روغن داخلی، m
C_2	ضخامت فیلم روغن خارجی، m
$FSFD$	دمپر فیلم فشرده رینگ شناور
H	تابع هویساید
K_B	سختی تماسی
K_s	سختی محور
L	طول دمپر، m
M_D	جرم دیسک، kg
M_f	جرم رینگ شناور، kg
M_j	جرم ژورنال، kg
M_o	جرم حلقه بیرونی یاتاقان غلتشی، kg
R	شعاع رینگ خارجی یاتاقان غلتشی، m
R_1	شعاع فیلم روغن داخلی، m
R_2	شعاع فیلم روغن خارجی، m
R	شعاع رینگ داخلی یاتاقان غلتشی، m

SFD دمپر فیلم فشرده

T زمان، s

\bar{z} موقعیت محوری دمپر، m

نمادهای یونانی

μ لزجت دینامیکی سیال، $pa.s$

β زاویه بین نامیزانی و ترک

Δk تغییرات سختی المان ترک

Ω سرعت زاویه‌ای روتور، rad/s

ε جابجایی شعاعی دمپر، m

$\dot{\varepsilon}$ سرعت شعاعی دمپر، m/s

ϕ سرعت زاویه‌ای دمپر، rev/min

زیرنویس

D دیسک

B یاتاقان

J ژورنال

O حلقه بیرونی یاتاقان غلتشی

S شفت

SIX فیلم روغن داخلی

SOX فیلم روغن خارجی

Abstract

One of the most common defects in rotary equipments is cracks. Creation and growth of cracks can cause irreparable damages as well as occurrence of unwanted vibration in rotating equipments. On the other hand, increasing the damping of the system is one of the most practical solutions to control vibrations in rotating equipment. One of the most important methods to increase the damping is the use of squeeze film dampers. Despite the high efficiency of these elements in controlling the amplitude and damping of system vibrations, their nonlinear behavior has created many limitations in the use of this equipment.

In this paper, the bifurcation analysis of a flexible rotor with a floating-ring squeeze film damper with centralizing spring and considering the occurrence of cavitation in the damper oil film and transverse cracks in the shaft is been investigated.