

گواهینامه

بیست و دومین کنفرانس سالانه بین المللی
مهندسی مکانیک

دانشگاه شهید چمران اهواز گروه مهندسی مکانیک ۲۲ تا ۲۴ دیهشت ۱۳۹۳



بدینوسیله گواهی می شود که مقاله با عنوان:

بررسی اثرات تکرانسیهای هندسی بر فرکانسهای طبیعی محورهای دوار

نویسندگان:

علی اکبر انصاری فرد، عبدالرحمان جامی الاحمدی

در بیست و دومین کنفرانس سالانه بین المللی مهندسی مکانیک در دانشکده مهندسی دانشگاه شهید چمران اهواز ارائه شده است.

دکتر کورش حیدری شیرازی

دبیر علمی کنفرانس

دکتر ابراهیم حاجی دولو

دبیر کنفرانس

دکتر محمد شیشه ساز

ناب رئیس کنفرانس

چهره امیر



CERTIFICATE

The 22nd Annual
International Conference
on Mechanical Engineering

Shahid Chamran University of Ahvaz
Department of Mechanical
Engineering. 22-24 April 2014



دانشگاه شهید چمران اهواز



گروه ملی صنعتی فولاد ایران



شرکت ملی مناطق نفتخیز جنوب



سازمان آب و برق خوزستان



انجمن مهندسان مکانیک ایران



بررسی اثرات تکران‌های هندسی بر فرکانس‌های طبیعی محورهای دوار

علی اکبر انصاری فرد^۱، عبدالرحمان جامی الاحمدی^۲

^۱نویسنده مسئول، دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ansarifard165@aut.ac.ir

^۲استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، jaami-a@um.ac.ir

چکیده

در طراحی محورهای دوار، پیش‌بینی فرکانس‌های طبیعی محورهای دوار به منظور رعایت مرز ایمنی در جلوگیری از واماندگی ناشی از خیز بیش از حد مجاز، از اهمیت زیادی برخوردار است. تولید محورهای دوار، همواره با تکران همراه است. در این مقاله اثرات تکران‌های هندسی محورهای دوار، بر فرکانس‌های طبیعی آنها بررسی می‌شود. برای مدل‌سازی تکران‌ها، در فرآیند ماشین‌کاری چند محور دوار، تکران‌های هندسی متفاوتی در نظر گرفته می‌شود. در این مقاله، انحرافات سطحی ناشی از این تکران‌های هندسی مختلف، که شامل تکران‌های استوانه‌ای، لنگی شعاعی کل و هم‌محوری است، بررسی می‌شوند. ابتدا با نرم‌افزار متلب و به کمک اعداد تصادفی، نواحی دارای انحراف از سطح اصلی تولید می‌شوند و سپس مدل نهایی با سالدورکس ایجاد، و در نهایت با نرم‌افزار انسیس، تحلیل مودال صورت می‌گیرد. مشاهده می‌شود که در فرکانس‌های طبیعی بالاتر، اثرات تکران‌ها مشهودتر می‌شود و این اثرات تقریباً مستقل از نوع محور دوار است. به طوری که هرچه فرکانس طبیعی بالاتر باشد و یا میزان تکران هندسی بیشتر باشد، اختلاف فرکانس طبیعی مدل آرمانی و مدل دارای انحراف، زیادتر می‌شود. برای نمونه به ازای ضریب قطری تکران ۰.۰۱، میزان درصد اختلاف فرکانس، حدود ۰.۶ می‌باشد. هم‌چنین در نسبت درصد اختلاف فرکانس‌ها به ضریب تکران‌های هندسی متفاوت، برای هر محور دوار، تغییر چندانی مشاهده نمی‌شود.

تشخیص علت ارتعاشات بالا در فن‌های هوایی پتروشیمی بوعلی سینا با استفاده از آنالیز مودال

محمد حسن مذهب جعفری^۱، علی حاج نایب^۲

^۱دانشکده مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی واحد اهواز، Mazhabjafari@iauhvaz.ac.ir*

^۲گروه مکانیک، دانشکده مهندسی، دانشگاه شهید چمران اهواز، **a.nayeb@scu.ac.ir

چکیده

امروزه استفاده از انواع ماشین‌آلات دوار نظیر الکتروموتورها، پمپ‌ها، فن‌ها، کمپرسورها، توربین‌های گازی و بخاری و غیره در صنایع مختلف امری رایج محسوب می‌گردد. می‌توان گفت ماشین‌آلات دوار از اجزای لاینفک واحدهای مختلف صنعت، از جمله صنایع نفت، گاز و پتروشیمی می‌باشند. در این تحقیق عوامل موثر بر ارتعاشات فن‌های هوایی پتروشیمی بوعلی سینا واقع در منطقه ویژه اقتصادی پتروشیمی ماهشهر تشخیص داده می‌شود. با استفاده از آنالیز مودال اقدام به استخراج فرکانس‌های طبیعی فن‌ها کرده و سپس با استفاده از روش اجزاء محدود مدل نرم‌افزاری فن نیز تهیه و به روز رسانی شده است. در انتها روش‌هایی برای کاهش ارتعاشات فن‌ها عنوان شده است.

بررسی اثرات تیرانس‌های هندسی بر فرکانس‌های طبیعی محورهای دوار

علی اکبر انصاری فرد^۱، عبدالرحمان جامی الاحمدی^۲

^۱نویسنده مسئول، دانشجوی کارشناسی ارشد مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر، تهران، ansarifard165@aut.ac.ir
^۲استادیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، jaami-a@um.ac.ir

چکیده

در طراحی محورهای دوار، پیش‌بینی فرکانس‌های طبیعی محورهای دوار به منظور رعایت مرز ایمنی در جلوگیری از واماندگی ناشی از خیز بیش از حد مجاز، از اهمیت زیادی برخوردار است. تولید محورهای دوار، همواره با تیرانس همراه است. در این مقاله اثرات تیرانس‌های هندسی محورهای دوار، بر فرکانس‌های طبیعی آنها بررسی می‌شود.

برای مدل‌سازی تیرانس‌ها، در فرآیند ماشین‌کاری چند محور دوار، تیرانس‌های هندسی متفاوتی در نظر گرفته می‌شود. در این مقاله، انحرافات^۱ سطحی ناشی از این تیرانس‌های هندسی مختلف، که شامل تیرانس‌های استوانه‌ای، لنگی شعاعی کل و هم‌محوری است، بررسی می‌شوند. ابتدا با نرم‌افزار متلب وبه کمک اعداد تصادفی، نواحی دارای انحراف از سطح اصلی تولید می‌شوند و سپس مدل نهایی با سالدورکس ایجاد، و در نهایت با نرم‌افزار انسیس، تحلیل مودال صورت می‌گیرد.

مشاهده می‌شود که در فرکانس‌های طبیعی بالاتر، اثرات تیرانس‌ها مشهودتر می‌شود و این اثرات تقریباً مستقل از نوع محور دوار است. به طوری که هرچه فرکانس طبیعی بالاتر باشد و یا میزان تیرانس هندسی بیشتر باشد، اختلاف فرکانس طبیعی مدل آرمانی و مدل دارای انحراف، زیادتر می‌شود. برای نمونه به ازای ضریب قطری تیرانس ۰،۰۱، میزان درصد اختلاف فرکانس، حدود ۰،۶ می‌باشد. هم‌چنین در نسبت درصد اختلاف فرکانس‌ها به ضریب تیرانس‌های هندسی متفاوت، برای هر محور دوار، تغییر چندانی مشاهده نمی‌شود.

کلمات کلیدی

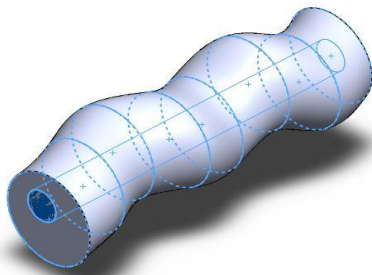
تیرانس هندسی، فرکانس طبیعی، سرعت دورانی بحرانی، محور دوار، تحلیل مودال

۱- مقدمه

امروزه بخصوص در صنایع پمپ و توربوماشین محورهای با سرعت دورانی بالا کاربرد زیادی دارند. در طراحی محورهای دوار، بررسی فرکانس طبیعی آنها از موارد بسیار مهم است. به منظور رعایت مرز ایمنی در جلوگیری از واماندگی ناشی از خیز بیش از حد مجاز، از اعمال سرعت‌های دورانی نزدیک به سرعت‌های بحرانی اجتناب

می‌شود. در فرآیندهای تولید صنعتی اندازه‌های ابعادی و هندسی قطعات بدون رواداری (تیرانس) بسیار مشکل و هزینه‌بر خواهد بود و مقدار آن به مشخصه عملکرد قطعه بستگی خواهد داشت. بطور کلی قطعاتی که نسبت به یکدیگر دارای حرکت نسبی هستند از نظر ساخت دارای اهمیت و دقت بسیار بیشتری نسبت به قطعات ثابت می‌باشند. زیرا قطعات متحرک همواره در حال تحریک شدن از سوی یک سری نیروهای اعمالی بوده و اگر فرکانس این نیروهای اعمالی با یکی از فرکانس‌های طبیعی قطعه متحرک برابر شود، پدیده تشدید رخ می‌دهد که می‌تواند اثرات مخربی را به همراه داشته باشد. بنابراین ساخت این قطعات باید به نحوی باشد که شکل نهایی مدل تولید شده، به شکل ایده‌آل مد نظر، هرچه نزدیک‌تر باشد. در آن صورت با بدست آوردن فرکانس‌های طبیعی مدل ایده‌آل از طریق روش‌های ممکن، می‌توان فرکانس‌های طبیعی قطعه تولید شده را تا حدودی تخمین زد و پیش‌بینی‌ها و پیشگیری‌های لازم را انجام داد. این فرکانس در محورهای دوار با عنوان سرعت دورانی بحرانی شناخته می‌شود. امروزه مساله سرعت دورانی بحرانی، بسیار مورد توجه است و باید بر اساس آن میزان قدرت میرایی سیستم را طوری طراحی کرد که بتواند نیروهای جانبی بسیار بزرگ وارده بر یاتاقان‌ها را میرا کند تا از اثرات مخرب سرعت‌های دورانی اجتناب گردد.

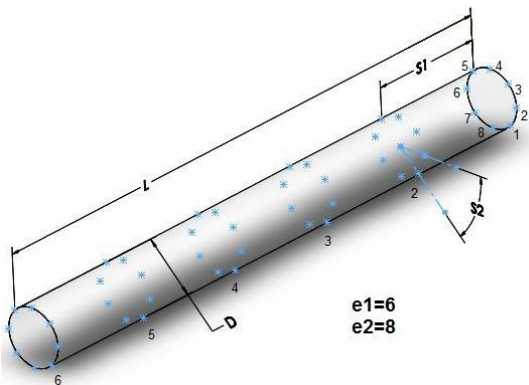
هرچه سرعت دورانی محورهای دوار بیشتر باشد، کم‌ترین نقص و انحرافی در ساخت آن، حوادث مخربی را به بار می‌آورد. بنابراین کنترل شکل هندسی محورهای دوار و قطعات درگیر با آنها نظیر یاتاقان‌ها، و به عبارتی کنترل تیرانس‌های هندسی، از اهمیت زیادی برخوردار است. در این مورد تیرانس‌های هندسی از تیرانس‌های ابعادی اهمیت و تاثیر بیشتری دارند. در این مقاله فقط تیرانس‌های هندسی محورهای دوار، مورد بررسی قرار می‌گیرد و در مورد تیرانس‌های یاتاقان‌های آنها و هم‌چنین نوع انطباق بحثی نمی‌شود. یاتاقان‌ها صلب و بدون اثر میرایی و اصطکاک در نظر گرفته می‌شوند. تیرانس‌های هندسی مرتبط با محورهای دوار شامل تیرانس مستقیم، تیرانس دایره‌ای، تیرانس استوانه‌ای، تیرانس هم‌مرکزی، تیرانس هم‌محوری، تیرانس لنگی و تیرانس لنگی کل می‌باشد [۱-۳]. نتیجه چنین تحلیلی می‌تواند در همه سامانه‌هایی که دارای محور دوار است، مورد استفاده قرار گیرد. ولی کاربرد اصلی آن در مواردی است که سیستم بسیار حساس، و کوچکترین انحرافی در سرعت دورانی بحرانی، دارای اهمیت باشد و یا سامانه‌ای که سرعت دورانی آن بسیار بالا باشد. امروزه سرعت‌های دورانی موتورهای



شکل ۳: سطح اغراق آمیز خروجی فرایند سوم - تفرانس هم‌محوری

برای مورد اول، انحرافات ایجاد شده از حالت ایده‌آل، به صورت منفی بر روی مقاطع معینی در طول محور دوار اعمال می‌شوند و از طرفی در هر یک از این مقاطع نیز، در نقاط مختلف مقطع به ازای یک زاویه مشخص، انحرافات در نظر گرفته می‌شوند. بنابراین، مقاطع دایره کامل نبوده و دارای انحرافات از شکل دایره کامل هستند. برای مورد دوم، انحرافات به صورت منفی بر روی مقاطع معینی در طول محور دوار و فقط بر روی شعاع آن مقاطع اعمال می‌شود. در نتیجه هر یک از این مقاطع دایره کامل و بدون انحراف از حالت دایره‌ای هستند و فقط اندازه‌ی این دایره‌ها در مقاطع مختلف با هم متفاوت است. در ضمن مرکز تمام این دایره‌ها بر روی محور استوانه ایده‌آل (محور مبنا) قرار دارد. برای مورد سوم، انحرافات به گونه‌ای هستند که تمام مقاطع، دایره کامل با قطرهای برابر با مقدار ایده‌آل هستند ولی مراکز این مقاطع که انحرافات بر آنها اعمال می‌شود، نسبت به محور مبنا دارای انحراف می‌باشند.

هر سه مورد ذکر شده فرآیند ماشین‌کاری، بر محورهای دوار اعمال می‌شوند [۵]. مدل‌سازی انحرافات با ایجاد مجموعه‌ای از نقاط با اعداد تصادفی در نرم‌افزار متلب انجام می‌شود. البته برای هر مورد از محورهای دوار، حالت‌های مختلفی را که در آن مقدار تفرانس و تعداد نقاط انحراف متفاوت باشند، اعمال می‌شود تا اثرات این پارامترها نیز بر روی فرکانس‌های طبیعی بررسی گردد. از طرفی برای بالا بردن صحت نتایج، برای هر یک از این حالات هم، تنها به تولید یک سری نقاط داده توسط نرم‌افزار بسنده نمی‌گردد. چند مدل با شرایط یکسان ایجاد می‌گردد و میانگین نتایج آنها به عنوان نتیجه نهایی در نظر گرفته می‌شود. با این کار خطا تا حدودی کاهش می‌یابد. در شکل ۴ پارامترهای مورد نظر آمده است:



شکل ۴: نمایش پارامترهای مورد نظر بر روی محور دوار

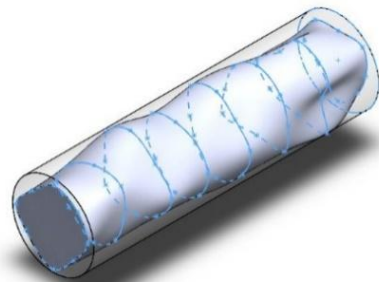
صنعتی توسعه یافته، به مقدار متوسط ۲۵۰۰۰۰ دور بر دقیقه رسیده است [۴]. بعضی از سامانه‌های محورهای دوار، فوق بحرانی^۱ هستند و از سرعت دورانی بحرانی اول فراتر می‌روند، به این منظور در اینجا تاثیر تفرانس‌ها بر روی فرکانس‌های بالاتر از فرکانس طبیعی اول، نیز بررسی می‌شوند. هدف این مقاله نشان دادن اثرات تفرانس هندسی، با افزایش فرکانس طبیعی و مد ارتعاشی است.

۲- روش کار

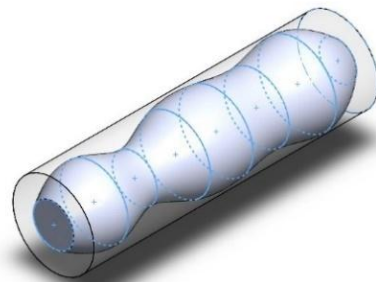
در این مقاله سه عدد محور دوار متفاوت از نظر اندازه و شکل در نظر گرفته می‌شوند:

۱. محور دوار به قطر ۵۰ میلیمتر و طول ۵۰۰ میلیمتر
۲. محور دوار به قطر ۵۰ میلیمتر و طول ۱۰۰۰ میلیمتر
۳. محور پله‌ای که قسمت باریک آن به قطر ۵۰ و طول ۳۰۰ میلیمتر و قسمت قطور آن به قطر ۶۶ و طول ۶۰۰ میلیمتر می‌باشد، که مدل یک محور دوار واقعی است.

سه مورد تفرانس هندسی در تولید محورهای مورد تحلیل در نظر گرفته می‌شوند که سبب می‌گردند که انحراف سطح خروجی محورهای دوار، با هم متفاوت باشند. برای کنترل شکل هندسی هر یک از این موردها، از تفرانس هندسی خاصی استفاده می‌شود. در این بررسی نوع این تفرانس کمتر مورد توجه است، زیرا هر یک از تفرانس‌ها ممکن است شامل دیگری نیز باشد و هم‌چنین می‌توان تفرانس‌های متفاوتی را بر یک مورد اعمال کرد و نتایج نسبتاً یکسانی را بدست آورد. در شکل‌های ۱ تا ۳، این موردها و تفرانس هندسی مربوط به آن، آمده است:



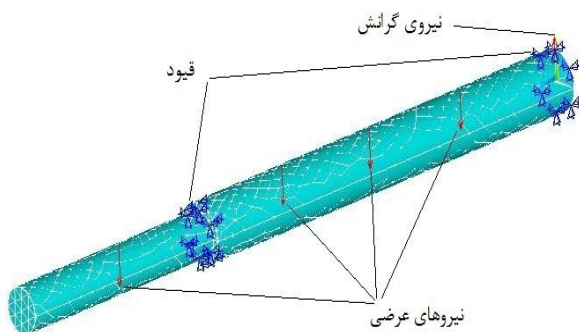
شکل ۱: سطح اغراق آمیز خروجی فرایند اول - تفرانس استوانه‌ای



شکل ۲: سطح اغراق آمیز خروجی فرایند دوم - تفرانس لنگی شعاعی کل

طبق شکل ۴، سه دسته نیرو به محورهای دوار اعمال می‌شود: یکی نیروی گرانشی، دومی نیروی عکس‌العمل وارده از جانب قیود نظیر یاتاقان‌ها و سوم نیروهای عرضی که نقش اجزاء روی محور دوار نظیر چرخ‌دنده‌ها را ایفا می‌کنند. معمولاً محورها در دو انتها یاتاقان-بندی می‌شوند. از یک طرف مستقیم و یا توسط کوپلینگ به محور محرک و یا موتور الکتریکی متصل می‌گردند. برای اعمال شرایط مرزی در محل یاتاقان‌ها، اگر چه در واقعیت تکیه‌گاه گیردار است ولی در اینجا صرفاً به دلیل نشان دادن تاثیر تیرانس‌ها شرایط تکیه‌گاه لولایی لحاظ شده‌اند. شرط مرزی برای محورهای دوار ۱ و ۲، دو انتها لولا و امکان حرکت طولی در نظر گرفته شده است. بنابراین یک انتها در سه جهت وانتهای دیگر فقط در دو جهت عرضی مقید می‌شوند. برای محور ۳ هم شرایط مرزی مشابه اعمال می‌شود و چون محور پله‌دار است یاتاقان دوم در محل پله محور قرار دارد. در نرم‌افزار شبیه‌سازی اجزاء محدود این شرایط مرزی به مدل هندسی مطابق شکل ۵ اعمال می‌شوند [۹].

با استفاده از تحلیل استاتیکی و پس از آن تحلیل مودال [۱۰]، نتایج مربوط به فرکانس‌های طبیعی و مدهای ارتعاشی محورهای دوار و همچنین جابجایی‌های نسبی به دست می‌آیند [۱۱].



شکل ۵: محور دوار ۳ با نیروهای اعمالی

همان‌طور که از رابطه (۳) مشاهده می‌شود، فرکانس طبیعی پیچشی ω_n مستقل از قطر محور دوار است و فقط تابع مدول برشی G ، چگالی ρ و طول محور دوار L است [۱۲]. از نتایج به دست آمده نیز مشاهده می‌شود که اثرات تیرانس‌های هندسی بر روی فرکانس‌های طبیعی مدهای ارتعاشی پیچشی و طولی، خیلی اندک است بنابراین از بررسی تاثیر آنها صرف نظر می‌شود و فقط اثرات بر روی فرکانس‌های طبیعی مدهای ارتعاشی خمشی، مورد بررسی قرار می‌گیرد.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_\theta}{J}}, J = \frac{1}{2} mR^2, m = \pi \rho R^2 L$$

$$M = k_\theta \theta, k_\theta = \frac{GI}{L}, I = \frac{\pi R^4}{2}$$

$$\omega_n = \frac{1}{L} \sqrt{\frac{G}{\rho}} \quad (3)$$

که در آن، $e1$ تعداد مقاطع طولی و $e2$ تعداد نقاط اعمال انحراف در هر مقطع است. برای اعمال تیرانس از پارامتری به نام ضریب قطری تیرانس T_c استفاده می‌شود که برابر با نسبت قطر محور دوار به تیرانس هندسی آن است. بنابراین برای محور دوار پله‌ای، با ضریب قطری تیرانس یکسان، تیرانس‌های دو طرف آن متفاوت می‌شود.

$$T = T_c \times D \quad (1)$$

برای ایجاد اعداد تصادفی در تشکیل مدل، از توزیع نرمال (گوس) استفاده می‌شود. از آنجایی که بازه‌ی اعداد تولیدی این تابع نامحدود است بنابراین در نرم‌افزار برای تولید اعداد در بازه $[-1, 1]$ ، تنها اعدادی که توزیع نرمال آنها در بازه $[\sigma - 3\mu, \sigma + 3\mu]$ باشد، قابل قبول در نظر گرفته می‌شود. این بازه بیش از ۹۷٪ از اعداد تولیدی کل را در بر دارد که می‌توان از خطای آن صرف نظر کرد. با در نظر گرفتن تابع توزیع نرمال استاندارد ($\mu=1$ و $\sigma=0$) و اعمال شرط گفته شده، اعداد مورد قبول در بازه $[-3, 3]$ خواهند بود که بر ۳ تقسیم می‌شوند. به این ترتیب با ضرب این اعداد حاصل شده در ضریب قطری تیرانس مربوطه، ضریب تیرانس اصلاح شده هر نقطه انحراف، محاسبه می‌شود. تابع توزیع نرمال در زیر آمده است [۶]:

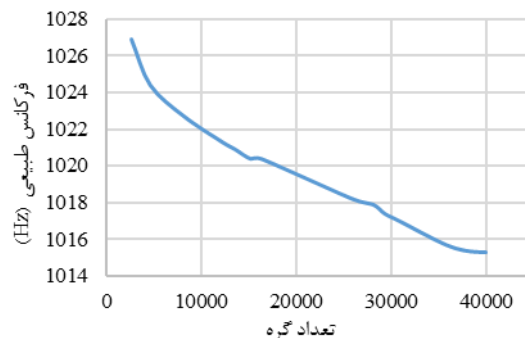
$$y = f(x|\mu, \sigma) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{(x-\mu)^2}{2\sigma^2}} \quad (2)$$

۳- تحلیل مدل‌ها

برای محاسبه فرکانس طبیعی از نرم‌افزار انسیس استفاده می‌شود. المان‌های سه بعدی حجمی، سالیید ۱۸۶ که یک المان مکعبی با ۲۰ گره و سالیید ۱۸۷ که المان هرمی با ۱۰ گره است، بکار می‌روند [۷]. جنس محورها فولاد و با مشخصات زیر در نظر گرفته شده‌اند:

$$E = 2.1 \times 10^{11} Pa, \nu = 0.3, \rho = 7800 Kg/m^3$$

برای پیدا کردن تعداد گره مناسب برای مش‌بندی، لازم است تا آزمون حساسیت به مش^۱، برای هر محور دوار صورت گیرد [۸]. نمودار ۱ نتیجه این آزمون برای محور دوار ۲ را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود شیب منحنی در حال کاهش است، بنابراین انتخاب حدود ۴۰۰۰۰ گره برای تحلیل محور دوار ۲، تعداد مناسبی است.



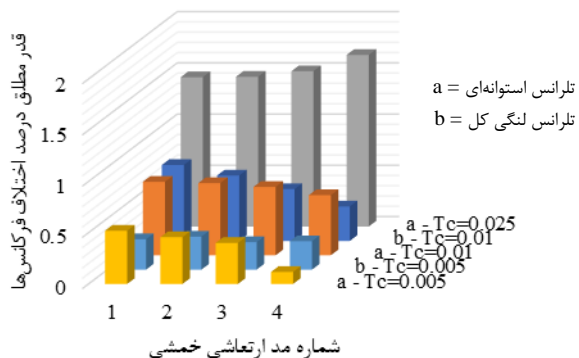
نمودار ۱: منحنی حساسیت به مش محور دوار ایده‌آل ۲ (مربوط به فرکانس طبیعی مد سوم خمشی)

۴- نتایج

مدهای ارتعاشی مربوط به محورهای دوار ۲ و ۳ در پیوست آمده است. به دلیل مشابهت هندسه محورهای ۱ و ۲ و همچنین مدهای ارتعاشی آنها، نتایج محور دوار ۱ آورده نشده است. همچنین مقادیر فرکانس‌های طبیعی محورهای دوار در حالت ایده‌آل، در جدول ۱ آمده است:

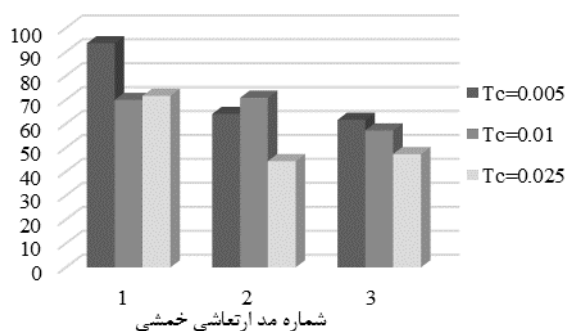
جدول ۱: فرکانس‌های طبیعی محورهای دوار ایده‌آل

شماره مد ارتعاشی خمشی	فرکانس طبیعی (Hz)	محور ۱	محور ۲	محور ۳
۱	588.78	153.33	388.58	
۲	1849.1	493.17	760.54	
۳	3668.5	1015.3	1991.5	
۴	-----	1704.4	2254.8	

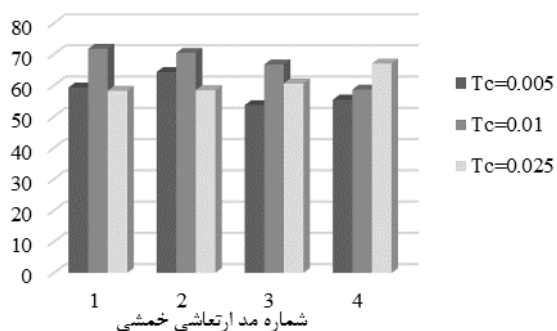


نمودار ۳: مقایسه قدر مطلق درصد اختلاف فرکانس‌ها برای حالات مختلف محور دوار ۲

در نمودارهای ۴ تا ۶، نتایج حاصل از نسبت تقسیم درصد اختلاف به ضریب قطری تolerانس، برای هر سه محور دوار آمده است. این نسبت عددی بدون بعد است و نمی‌توان به تنهایی درکی از آن داشت ولی با مقایسه آنها مشاهده می‌شود که برای هر محور دوار به ازای ضریب‌های قطری تolerانس مختلف، تقریباً مقدار یکسانی است. همچنین نکته قابل توجه اینکه این نسبت برای محورهای دوار مختلف نیز تقریباً عدد ثابتی است که در اینجا این تقریب برابر با عدد ۶۰ است. این نتیجه تخمینی، می‌تواند به طراحان کمک کند تا به این وسیله بتوان برای محورهای دوار با شکل‌ها و شرایط تکیه-گاهی مختلف و تolerانس‌های متفاوت، میزان اختلاف فرکانس طبیعی را به صورت تقریبی تخمین زد.

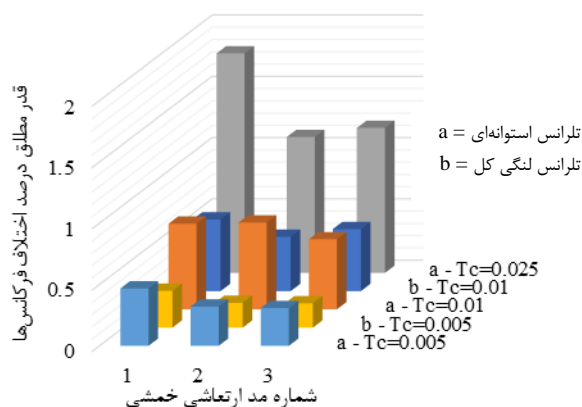


نمودار ۴: مقایسه نسبت قدر مطلق متوسط درصد اختلاف فرکانس‌ها به ضریب قطری تolerانس هندسی برای حالات مختلف محور دوار ۱



نمودار ۵: مقایسه نسبت قدر مطلق متوسط درصد اختلاف فرکانس‌ها به ضریب قطری تolerانس هندسی برای حالات مختلف محور دوار ۲

با ترسیم نمودارهای مربوط به تفاضل فرکانس طبیعی محور دوار ایده‌آل از محورهای دارای انحراف سطح، مشاهده می‌شود که مقدار این تفاضل برای مدهای ارتعاشی خمشی، از قاعده خاصی پیروی می‌کند، به طوری که اعمال انحرافات منفی بر روی سطح استوانه‌ای محور دوار، همواره باعث کاهش فرکانس طبیعی آن می‌شود. همان‌طور که از نمودارهای ۲ و ۳ مشاهده می‌شود، مقدار این تفاضل به صورت درصدی خاص از فرکانس‌های طبیعی مدل ایده‌آل مربوطه است و برای شرایط اعمال انحراف مختلف و فرکانس‌های طبیعی متفاوت، مقدار یکسانی می‌باشد. از طرفی نتایج مربوط به تolerانس استوانه‌ای و لنگی شعاعی کل، به ازای مقدار تolerانس برابر، نتایج تقریباً یکسان است. همچنین هرچه مقدار تolerانس هندسی افزایش می‌یابد، درصد این تفاضل نیز افزایش خواهد یافت. این نتایج مربوط به میانگین نتایج حالات مختلف با تعداد نقاط اعمال انحراف مختلف، و ضریب تolerانس یکسان می‌باشد.



نمودار ۲: مقایسه قدر مطلق درصد اختلاف فرکانس‌ها برای حالات مختلف محور دوار ۱

۵- نتیجه گیری

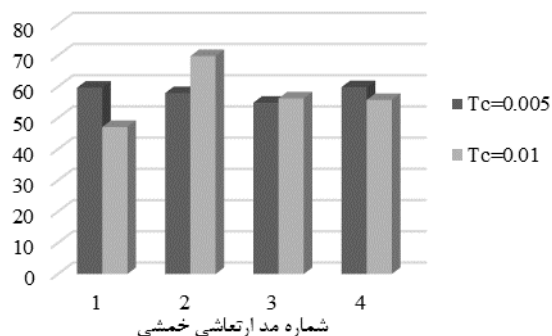
در این مقاله سعی شده است تا ارتباط بین تیرانس‌های هندسی محورهای دوار و فرکانس‌های طبیعی آنها، مورد بررسی قرار گیرد. سه نوع محور دوار با ابعاد و هندسه متفاوت در نظر گرفته شده است و با اعمال تیرانس‌های هندسی متفاوت در قالب انحراف سطوح محور به روشی کاملاً تصادفی، تاثیر آنها بر فرکانس‌های طبیعی در نرم افزار شبیه‌سازی اجزاء محدود تعیین شده‌اند. نتایج حاصل نشان می‌دهند که هرچه فرکانس طبیعی محور دوار افزایش می‌یابد، میزان اختلاف فرکانس طبیعی محور ایده‌آل و مدل دارای انحراف سطح، تقریباً به صورت خطی زیاد می‌شود. همچنین همان‌طور که انتظار می‌رود، هر قدر تیرانس هندسی زیاد شود، سبب افزایش این اختلاف خواهد شد. همچنین مشاهده می‌شود که این اختلاف برابر با درصدی خاص از فرکانس طبیعی مد ارتعاشی مربوطه است، به طوری که برای یک محور دوار خاص، این درصد برای تمام مدهای ارتعاشی آن مقداری تقریباً ثابت به دست می‌آید. نسبت تقسیم این درصد به ضریب قطری تیرانس، تقریباً مستقل از مقدار ضریب تیرانس و هم‌چنین مستقل از نوع محور دوار، خواهد بود.

۶- تشکر و قدردانی

لازم است که نویسندگان این مقاله مراتب تشکر و قدردانی خود را از شرکت مهندسی ماشین‌های دوار خاور بخاطر همکاری همه‌جانبه در زمینه انجام این تحقیق، ابراز نمایند.

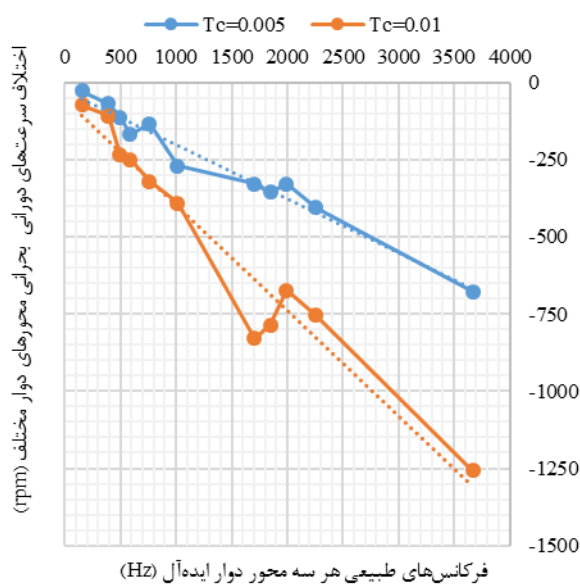
۷- فهرست علائم

T	مقدار تیرانس هندسی، m
T_c	ضریب قطری تیرانس هندسی
D	قطر محور دوار، m
E	مدول الاستیسیته (بانگ)، N/m^2
K_θ	سختی پیچشی، N/rad
J	گشتاور اینرسی جرمی، $Kg.m^2$
m	جرم، Kg
R	شعاع محور دوار، m
M	گشتاور، $N.m$
G	مدول برشی، N/m^2
I	گشتاور اینرسی سطح (قطبی)، m^4
L	طول محور دوار، m
علائم یونانی	
σ	میانگین (امید ریاضی)
μ	انحراف استاندارد
ν	ضریب پواسون
ρ	چگالی، Kg/m^3
θ	مقدار زاویه پیچش، rad
ω_n	فرکانس طبیعی، rad/s

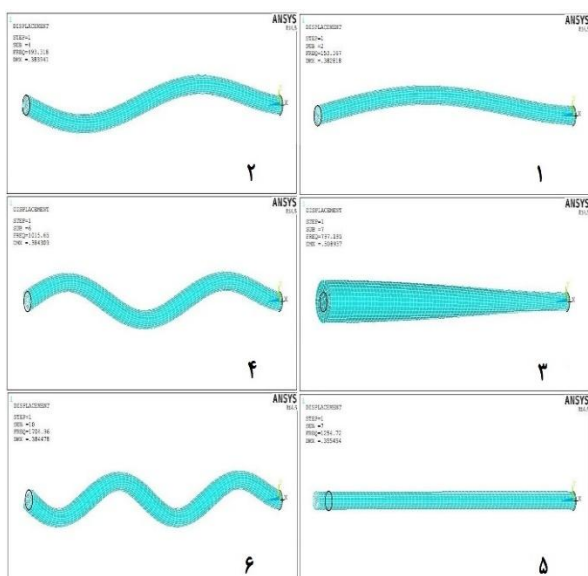


نمودار ۶: مقایسه نسبت قدر مطلق متوسط درصد اختلاف فرکانس‌ها به ضریب قطری تیرانس هندسی برای حالات مختلف محور دوار ۳

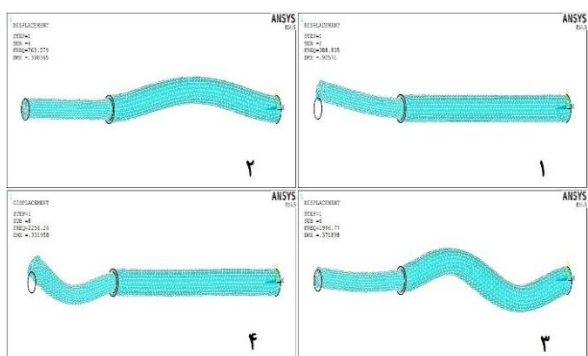
از نتایج مربوط به اعمال انحراف مربوط به فرآیند مورد تولید سوم، مشاهده می‌شود که مقدار تفاضل فرکانس برای مدهای ارتعاشی خمشی، همانند موارد قبل همواره مقادیری منفی می‌باشد ولی مقدار این تفاضلات بسیار کوچک است و قابل ملاحظه نیست. این نتیجه با توجه به شکل محور و نزدیکی محل یاتاقان‌ها بدیهی است. به همین دلیل نتایج مربوط به این نوع اعمال انحراف آورده نشده‌اند. در نمودار ۷ میانگین نتایج مربوط به هر محور دوار به ازای ضریب‌های قطری تیرانس مختلف، برای هر سه محور نشان داده شده است. همان‌طور که مشاهده می‌شود اختلاف سرعت دورانی بحرانی از مقدار ایده‌آل آن، کمتر به نوع محور دوار بستگی دارد و فقط به مقدار فرکانس طبیعی محور دوار ایده‌آل وابسته است. در حالت کلی می‌توان بیان کرد که هرچه فرکانس طبیعی بیشتر باشد، این اختلاف نیز بیشتر می‌شود. این اختلاف‌ها را می‌توان تقریباً با خطوطی مستقیم تقریب زد. مشاهده می‌شود که با افزایش ضریب قطری تیرانس، شیب خطوط تقریب نیز افزایش خواهد یافت که به معنی افزایش میزان اختلاف سرعت دورانی بحرانی از مقدار ایده‌آل مربوطه است.



نمودار ۷: اختلاف سرعت‌های دورانی بحرانی محورهای دوار مختلف از مقدار ایده‌آل، بر حسب فرکانس طبیعی مبنای مربوطه



شکل ۶: مدهای ارتعاشی محور دوار ۲



شکل ۷: مدهای ارتعاشی محور دوار ۳

- [1] Henzold, G., 1999. *Handbook of Geometrical Tolerancing: Design, Manufacturing and Inspection*. John Wiley & Sons Ltd, New York.
- [2] ISO, 1983. *ISO 1101, Geometrical Tolerancing*, 1st Edition. International Organization For Standardization, Switzerland. See also URL <http://www.iso.org>
- [3] ASME, 1994. *ASME Y14.5, Dimensioning and Tolerancing*, The American Society of Mechanical Engineers, New York. See also URL <https://www.asme.org>
- [4] Kolar, J. W., 2008. ETH Zurich Researchers and Industry Break World Record. On the WWW, November. URL <http://www.eurekalert.org>.
- [5] Hunt, B.R., Lipsman, R.L., and Rosenberg, J.M., 1995. *A Guide to MATLAB for Beginners and Experienced Users*. Cambridge University Press, New York.
- [6] Soong, T. T., 2004. *Fundamentals of Probability and Statistics for Engineers*. John Wiley and Sons Ltd, New York.
- [7] Dufour, P., 2003. Picking an Element Type For Structural Analysis. On the WWW, at <http://www.lubanreh.net>, PDF file.
- [8] ANSYS, 2013. *Mechanical APDL Help, Modeling and Meshing Guide, Chapter 7: Meshing your Solid Model*, Pennsylvania. See also URL <http://www.ansys.stuba.sk>
- [9] ANSYS, 2009. *RotorDynamic Analysis Guide*. ANSYS Inc, On the WWW, at <http://www.ansys.com>, November. PDF file.
- [10] Swanson, E., Powell, C.D., and Weissman, S., 1991. "A Practical Review of Rotating Machinery Critical Speeds and Modes". *Journal of Sound and Vibration*, 12(11), pp. 91-100.
- [11] ANSYS, 2013. *Mechanical APDL Help, Structural Analysis Guide, Chapter 3: Modal Analysis*, Pennsylvania. See also URL <http://www.ansys.stuba.sk>.
- [12] Thomson, W.T., 1950. *Mechanical Vibration*. 1st Edition, George Allen and Unwin Ltd, Australia.