



بهینه سازی محل یاتاقان‌ها در روتورهای چند پله‌ای با استفاده از الگوریتم ژنتیک

سعید گلابی^۱، حمید مسفروش^۲، محسن ایرانی رهقی^{۳*}

^۱ دانشیار، گروه مکانیک جامدات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

^۲ دانشجوی کارشناسی ارشد، گروه مکانیک جامدات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

^۳ استادیار، گروه مکانیک جامدات، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه کاشان، کاشان

تاریخ دریافت: ۱۳۹۲/۱۲/۱۳؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۴/۱۸/۱۷؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۴/۱۲

چکیده

بهینه‌سازی در طراحی سیستم‌های شامل روتورهای دوار، بطوری‌که سیستم دارای خواص ارتعاشی مناسب باشد، یکی از فاکتورهای مهم در نحوه عملکرد و راندمان تجهیزات دوار است. ارتعاش تجهیزات دوار، معمولا ناشی از عواملی همچون نامیزانی، عدم همراستایی، سایش اجزاء و قطعات متحرک و دیگر عوامل می‌باشند. فرکانس این نیروهای ارتعاش‌زا، معمولا ضرائب صحیحی از دور کاری روتور می‌باشند؛ بنابراین هرچه سرعت‌های بحرانی روتور از سرعت دوران کاری دورتر باشند، تجهیز در محدوده امن تری کار می‌کند و اتصالات و تجهیزات وابسته به ماشین از جمله یاتاقان‌ها در سیکل‌های زمانی طولانی‌تری، نیاز به بازبینی و یا تعویض مجدد خواهند داشت. در این مقاله، ابتدا با استفاده از روش مایکل اشتاد-پروهل، سرعت اول بحرانی ویرلینگ مربوط به مدل روتور یک دستگاه سانتریفیوژ چند پله‌ای بدست می‌آید و سپس با استفاده از الگوریتم ژنتیک، محل بهینه یاتاقان‌ها در این روتور، بطوری مشخص می‌شود که سیستم دارای بیشترین سرعت بحرانی اول به ازای کمترین تعداد یاتاقان باشد.

کلمات کلیدی: روتور دینامیک؛ روش مایکل اشتاد-پروهل؛ بهینه‌سازی؛ الگوریتم ژنتیک.

Optimization of Bearing Location for Multi-Stepped Rotor by Genetic Algorithm

S. Golabi¹, H. Mesforoosh², and M. Irani Rahaghi^{3,*}

¹ Associate professor, Department of Solid Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran.

² MSc Student, Department of Solid Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran.

³ Assoc. Prof., Department of Solid Mechanics, Faculty of Mechanical Engineering, University of Kashan, Kashan, Iran.

Abstract

The optimization of the design of systems containing rotating shafts, so that the system has appropriate vibration characteristics, is one of the most important factors involved in the performance and efficiency of the rotor system operations. Vibration of rotary equipment is usually caused by factors such as unbalanced mis-alignment, abrasion parts, and abrasion moving parts. The frequency of these vibration forces is usually an integer multiple of rotating speed (spin rate) so that if the initial critical speed is as far away as possible from the rotational speed of the rotor, the rotor works in a safer operational area, and other parts of the system need a few time for repair or revision. In this work, the Myklestadt-Prohl method is used to compute the initial critical whirling speed of a multi-stepped rotor and genetic algorithm to optimize the location of the bearings in the rotor so that the first critical speed of the system has a maximum value for the least number of bearing.

Keywords: Rotor Dynamics; Myklestadt-Prohl Method; Optimization; Genetic Algorithm.

* نویسنده مسئول؛ تلفن: ۰۳۱۵۵۹۱۲۴۲۰؛ فکس: ۰۳۱۵۵۹۱۲۴۹۱

آدرس پست الکترونیک: irani@kashanu.ac.ir

۱- مقدمه

تقریباً تمام تجهیزات دوار مثل توربین‌ها، کمپرسورها، سیستم‌های انتقال قدرت همچون میل لنگ و شفت‌های انتقال توان، جزء سیستم‌های روتوری به حساب می‌آیند. روتورهای چند پله در بسیاری از تجهیزات دوار از جمله توربین‌ها و شفت‌های انتقال قدرت، مورد استفاده قرار می‌گیرند. امروزه طراحی سیستم‌های روتوری باید به نحوی صورت بگیرد که منجر به افزایش توان و ارتقاء راندمان آن‌ها شود. تحلیل ارتعاشات در تجهیزات روتوری، یکی از مهمترین مولفه‌ها در طراحی این سیستم‌ها است. فرکانس‌های طبیعی و شکل مد، فاکتورهای موثر در تحلیل ارتعاشی هستند. هرچه فاصله سرعت‌های بحرانی از دور کاری روتور بیشتر باشد، دامنه ارتعاش روتور بر اثر عوامل ارتعاش‌زا مانند نامیزانی و عدم همراستایی کمتر است که معمولاً با فرکانس دور کاری ارتعاش ایجاد می‌کنند. هدف از این تحقیق، تعیین بهینه شرایط مرزی برای کاهش دامنه ارتعاشی بر اثر این عوامل است. در سال‌های گذشته، تحقیقات زیادی در نحوه تحلیل ارتعاشی و بهینه‌سازی این تجهیزات صورت گرفته است. آقایان تان و کانگ، یک بررسی در خصوص ارتعاشات شفت دوار با شرایط مرزی عمومی و سطح مقطع یکنواخت انجام دادند که در آن از تحلیل‌های مدل‌های تیر تیموشنکو و ریلی کمک گرفتند و با استفاده از روش متداولی چون تابع انتقال توزیع شده^۱ استفاده کردند و با یک حل دقیق به پاسخ آزاد و اجباری نیز رسیدند و در نهایت، تاثیر پارامترهایی از قبیل نسبت لاغری و نسبت قطر را روی پاسخ سیستم بررسی کردند [۱]. ساکاتا و کیمورا، آنالیز ارتعاشی یک روتور سبک وزن با سرعت دورانی بالا را بررسی کردند که تحت تاثیر یک حرکت چرخشی متناوب ارتعاش می‌نمود. در حقیقت حرکت چرخشی متناوب حول یک محور عمود بر دوران روتور صورت می‌گرفت که اثرات ژایروسکوپی، باعث ارتعاش شفت می‌شد. در این مقاله با فرض صلب بودن شفت و قابل ارتجاع بودن تکیه‌گاه‌ها پاسخ سیستم بدست آمده، روی پارامترهای تاثیرگذاری از قبیل، سختی و میرایی تکیه‌گاه بحث و تحلیل انجام شده است [۲]. افشاری و همکاران، با استفاده از روش

المان تفاضلات مربعی، ارتعاشات عرضی محور چندپله‌ای با چند تکیه‌گاه بررسی نموده، به منظور افزایش دقت مدل‌سازی از مدل تیر تیموشنکو استفاده کرده‌اند. مزیت اصلی روش استفاده شده، سرعت بالای آن به دلیل حجم کمتر محاسبات در مقایسه حل‌های دقیق است. بویژه برای محورهای دارای تعداد زیاد مقطع پله‌دار و تکیه‌گاه که به دلیل حجم بالای محاسبات در تحلیل‌های دقیق ارائه شده، عملاً توسط این تحلیل‌ها غیرقابل حل می‌باشند. [۳]. چانگ و چین، بحث دینامیک غیرخطی و ناپایداری را در یک سیستم دوار شامل شفت و دیسک را بررسی کردند. در این بررسی، ناپایداری و دینامیک غیرخطی یک شفت نازک دوار را مورد بررسی قرار دادند که یک دیسک در وسط آن قرار گرفته و در دو انتها تکیه‌گاه‌های ساده قرار داده شده بود و معیار پایداری بر اساس معادلات خطی حرکت و با فرض بحث کوچک بودن کرنش‌ها انجام دادند [۴]. آقایان لین و وانگ، ارتعاشات یک تیر تیموشنکو با سطح مقطع غیریکنواخت را بررسی کردند که تحت تاثیر یک کوپل پیچشی و شرایط مرزی الاستیک قرار داشت و با استفاده از اصل همیلتونی معادلات حاکمه را تعیین و از شرایط ماتریس انتقال، پاسخ سیستم را بدست آورده و نیز تاثیر پارامترهای تغییر شکل برشی، اینرسی چرخشی، سختی خمشی و زاویه پیچش را روی فرکانس‌های طبیعی بررسی کردند [۵]. محی‌الدین و کلیف، ارتعاشات توام عرضی و پیچشی یک روتور با روش اجزاء محدود و با استفاده از یک روش کاهش مرتبه، مدل را مورد بررسی قرار دادند. نتایج به دست آمده از این تحقیق، نشان می‌داد که در آن مدل، مودهای پایین یا اصلی سیستم اولیه حفظ می‌شود [۶]. لی و همکارانش، ویژگی‌های ارتعاش توام عرضی و پیچشی یک روتور دنده‌ای صنعتی با روش اجزاء محدود را بررسی کردند. نتایج نشان می‌داد که با افزایش سختی در محل درگیری دندانه‌ها، برخی از مودها، ویژگی‌های کوپله بودن ارتعاشات عرضی و پیچشی را به نمایش می‌گذارند. همچنین فرکانس طبیعی پیچشی کوپله، ۲۵ درصد بالاتر از فرکانس غیر کوپله است [۷]. آقای چن و همکارانش، ارتعاشات پیچشی و عرضی روتور-یاتاقان متقارن با استفاده از روش ماتریس انتقال اصلاح شده را بررسی کردند. در این بررسی، شافت چرخان با فرض تیر تیموشنکو مدل شده، برای تعیین پاسخ‌های حالت پایدار از

¹ Distributed Transfer Function Method

الگوریتم ژنتیک، ویژگی‌های جذابی را برای بهینه‌سازی طراحی‌های مهندسی چند هدفه فراهم کرده است؛ لذا از سال ۲۰۰۰ به بعد این الگوریتم در اغلب مسائل بهینه‌سازی مورد استفاده قرار گرفته است [۱۴ و ۱۵]. آقای چو و یانگ در سال ۲۰۰۰ با استفاده از الگوریتم ژنتیک قطر و ابعاد بهینه، یک روتور چند پله‌ای را برای افزایش سرعت بحرانی روتور محاسبه کردند [۱۶]. آقای آلو و همکارش انگانتا، در سال ۲۰۰۴ با استفاده از الگوریتم ژنتیک روی بهینه‌سازی سیستم روتور یاتاقان مطالعه کردند. هدف آنها در این تحقیق، کاهش توان اتلافی در یاتاقان‌ها با استفاده از تغییر پارامترهای هندسی یاتاقان در سیستم روتور یاتاقان بود. آنها در این تحقیق نشان داده‌اند که می‌توان با طراحی بهینه یاتاقان‌ها ۱۹ درصد از توان اتلافی بکاهند [۱۷]. ساروهان در رساله دکترای خود به روش‌های طراحی بهینه یک سیستم روتور با الگوریتم ژنتیک پرداخت [۱۸]. در سال ۲۰۰۶، آقای آنگانتیر در رساله دکترای خود به بهینه‌سازی سیستم روتور دینامیکی یک توربین بزرگ با استفاده از روش فضای حالت و تکنیک بهینه‌سازی الگوریتم ژنتیک برای افزایش راندمان توربین پرداخته است [۱۹]. در این مقاله، از روش مایکل اشتاد-پروهل برای تحلیل ارتعاش و تعیین سرعت‌های بحرانی روتورهای چند پله‌ای استفاده شده است. در این روش، به دلیل استفاده از مدل تیر تیموشنکو، اثر دور^۱ در فرکانس‌های طبیعی و سرعت‌های بحرانی دیده می‌شود. در این تحقیق، با استفاده از الگوریتم ژنتیک، محل بهینه‌ی یاتاقان‌های روتورهای چند پله، بطوری مشخص می‌شود که سیستم دارای بیشترین سرعت بحرانی اول به ازای کمترین تعداد یاتاقان باشد.

۲- تئوری مقدماتی

روش مایکل اشتاد-پروهل [۲۰]، برگرفته از همان روش پارامترهای گسیسته است. این روش تعمیم روش مایکل اشتاد^۲ است که برای محاسبه فرکانس‌های طبیعی یک سیستم به کار رفته و توسط آقای پروهل^۳ با اعمال اثرات ژایروسکوپیک برای سیستم‌های دوار تکمیل شده است. در

روش هارمونیک بالانس استفاده شده است. نتایج نشان می‌دهد که گشتاور خارجی، هارمونیک‌های بالا را تحریک کرده، روی رفتار دینامیکی سیستم روتور-یاتاقان تاثیر به سزایی دارد که در طراحی باید این مسائل را به دقت در نظر گرفت [۸]. راجان و همکارانش، یک پروسه اتوماتیک را برای چینش سیستم بیرینگ روتور برای دستیابی به سرعت بحرانی بهینه طراحی کردند. تابع هدف طراحی مورد نظر، تحت عنوان یک مسئله برنامه‌ریزی غیرخطی، با توجه به محدودیت‌ها و قیدهای مسئله حداقل می‌شد [۹]. یک الگوریتم طراحی بهینه توسط شای و چانگ توسعه یافت که هدف آن، به حداقل رساندن وزن شفت و نیروهای منتقل شده به سیستم یاتاقان بود که نقش مهمی را در سیستم روتور-یاتاقان با در نظر گرفتن محدودیت‌های ناشی از سرعت بحرانی بازی می‌کنند. در این تحقیق، سختی یاتاقان، سطح مقطع شفت، موقعیت یاتاقان و دیسک به عنوان متغیرهای طراحی انتخاب شده بودند. ویژگی‌های دینامیکی سیستم در آنجا تنها با استفاده از روش توسعه چند جمله‌ای‌ها تعمیم داده شده بود [۱۰]. در زمینه بهینه‌سازی تجهیزات روتوری کار قابل توجهی توسط بات و همکارانش انجام شده است و آن استفاده از تکنیک بهینه‌سازی برای پیدا کردن ابعاد بهینه یک یاتاقان استوانه‌ای ساده و تعیین ناروانی روغن آن برای رسیدن به حداقل حالت عدم تعادل سیستم است [۱۱]. بارت و همکارانش، یک دمینگ بهینه برای به حداقل رساندن پاسخ عدم تعادل و افزایش محدوده سرعت پایداری در مجاورت اولین سرعت بحرانی در ماشین آلات دوار ارائه دادند [۱۲]. رازو، معیارهای طراحی‌ایی را طرح ریزی و توسعه داد، تا با استفاده از آن بتواند رفتار دینامیکی روتور و عملکرد فیلم روغن را تجزیه و تحلیل و ارزیابی کند. او و همکارانش، در مطالعات خود به این نتیجه رسیدند که تکنیک‌های بهینه‌سازی عددی که شامل متغیرهای طراحی مختلف هستند ممکن است، همیشه پاسخ بهینه مطلق را پیدا نکنند [۱۳]. پیشرفت‌های اخیر در فن‌آوری رایانه اجازه داده تا بتوان سیستم‌های پیچیده‌تر را بهینه کرد. تکنیک‌های بهینه‌سازی جدید در چند سال اخیر با استفاده از کامپیوترها، بیش از پیش توسعه پیدا کرده‌اند و روش الگوریتم ژنتیک که بر پایه ژنتیک طبیعی بنیان نهاده شده است، شناخته شده‌ترین آن‌ها در روش‌های جست‌وجوی جدید است. روش

¹ Spin

² Myklestad

³ Prohl

$$T_{fi} = \begin{bmatrix} 1 & l_i & -\frac{l_i^3}{6EI_y} + \frac{l_i\chi}{GA} & \frac{l_i^2}{2EI_y} \\ 0 & 1 & -\frac{l_i^2}{2EI_y} & \frac{l_i}{EI_y} \\ 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & -l_i & 1 \end{bmatrix} \quad (3)$$

در ماتریس بالا G, E به ترتیب، مدول یانگ و برشی و A, I_y, l_i به ترتیب، طول فیلد، ممان سطح و مساحت سطح مقطع فیلد است. همچنین که در این رابطه χ فاکتور برش بوده که به سطح مقطع فیلد و ضریب پواسون وابسته است. همچنین برای هر طرف نود نیز، رابطه‌ایی مشابه رابطه (۴) می‌توان نوشت:

$$S_{Li} = T_{ni} S_{Ri-1} \quad (4)$$

که در رابطه (۴) ماتریس تبدیل نود i ام است که وابسته خواص جرم و اینرسی هر نود است که به فرم رابطه (۵) قابل بیان است:

$$T_{ni} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\Omega_{cr}^2 m_i + k & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\Omega_{cr}^2 (J_i - J_{pi}) + \kappa & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (5)$$

در ماتریس بالا Ω_{cr} سرعت بحرانی هر فیلد، k و κ به ترتیب، ضریب سختی فنر خطی و خمشی یا تاقان خارجی متصل به نود و J_p, J_i, m_i به ترتیب جرم گشتاورهای لختی مماسی و قطبی نود می‌باشند؛ بنابراین ارتباط بین بردار حالت سمت راست فیلد i با سمت راست فیلد $i-1$ را به صورت رابطه (۶) می‌توان نوشت:

$$S_{Ri-1} = T_{fi} T_{ni} S_{Ri-1} = T_i S_{Ri-1} \quad (6)$$

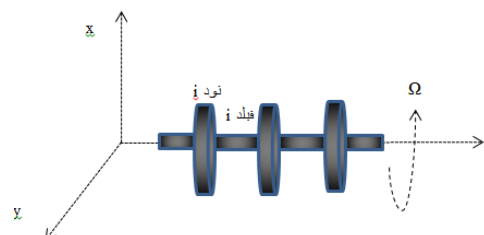
که در این رابطه T_i ماتریس تبدیل المان است. با نوشتن ماتریس تبدیل تمام المان‌ها، ارتباط اولین نود و آخرین نود به شکل رابطه (۷) خواهد بود:

$$S_n = T_n T_{n-1} T_{n-2} \dots T_2 T_1 S_0 = T_G S_0 \quad (7)$$

۳- بهینه سازی

روش الگوریتم ژنتیک، یکی از جامع‌ترین و قدرتمندترین روش‌ها برای بهینه سازی است. مدل روتوری تجهیزات دوار بر اساس خواص ابعادی و فیزیکی آنها به صورت یک شفت چند پله شبیه‌سازی می‌شود. در شکل ۲، نحوه کلی مدل روتور برای تجهیزات و شکل شماتیک مدل روتور از یک توربوچت نشان داده شده است.

این روش، المان‌های روی روتور به صورت دیسک‌های دارای جرم در نظر گرفته شده‌اند که در نقاط خاص موسوم به نود^۱ یا ایستگاه قرار می‌گیرند. همچنین نودها توسط تیرهای بدون جرم که فیلد^۲ نام دارند به یکدیگر متصل می‌گردند. این تیر می‌تواند تیر برنولی یا تیر تیموشنکو باشد. شکل شماتیک این روش، در شکل ۱ نشان داده شده است.



شکل ۱- شکل شماتیک گسسته سازی نود و فیلد روش مایکل اشتاد

این روش معمولاً برای محورهایی به کار می‌رود که دارای تقارن محوری هستند تا بتوان حرکت محور را تنها در یک صفحه مثلاً $x-z$ مطالعه کرد و از مختصات مختلط استفاده نمود. در این روش، چهار متغیر u, ϕ, F, M که به ترتیب جابه‌جایی، دوران، نیروی برشی و گشتاور خمشی است، در دو طرف هر فیلد در نظر گرفته شده، ارتباط آنها توسط ماتریس‌های تبدیل نوشته می‌شود. اگر بردار حالت در صفحه $x-z$ را به فرم رابطه (۱) در نظر بگیریم:

$$S = \begin{Bmatrix} u_x \\ \phi_y \\ F_x \\ M_y \end{Bmatrix} \quad (1)$$

اگر بردار حالت برای هر طرف از فیلدها نوشته شود، می‌توان با در نظر گرفتن یک ماتریس تبدیل برای هر فیلد رابطه (۲) را برای ارتباط سمت راست و چپ هر فیلد نوشت:

$$S_{Ri} = T_{fi} S_{Li} \quad (2)$$

که در این رابطه T_{fi} ماتریس تبدیل فیلد i ام است که وابسته به خواص انعطاف‌پذیری المان تیر بدون جرم وسط میان هر نود است که به فرم رابطه (۳) قابل بیان است:

¹ Nod
² Field

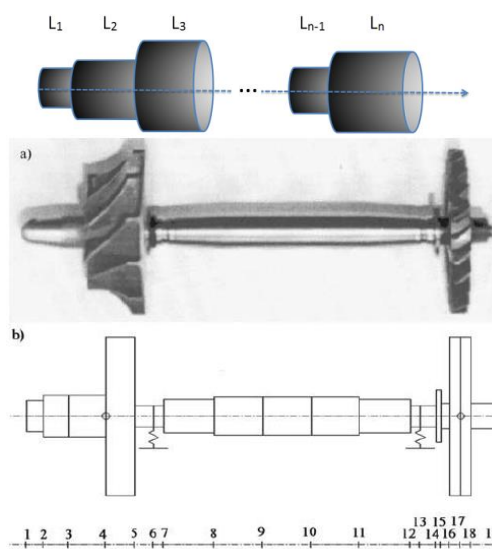
در جدول ۲، نتایج فرکانسی حاصل از حل دقیق و حل با روش مایکل اشتاد-پروهل برای چهار مد اول از این روتور نشان داده شده است.

جدول ۲- مقایسه نتایج فرکانسی روش مایکل اشتاد- پروهل با حل دقیق برای روتور شکل (۲)

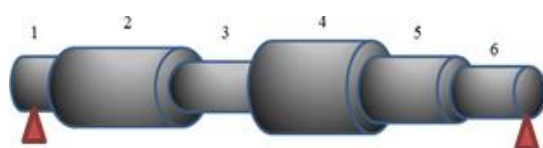
سرعت دوران (rpm)	روش حل	فرکانس طبیعی (rpm)			
		مد اول		مد دوم	
		عقب گرد	چلو رفت	عقب گرد	چلو رفت
*	حل دقیق	۱۶۱۲۰/۷		۶۶۲۴۶/۲	
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۶۱۷۶		۶۶۵۱۲/۶	
۵۰۰۰	حل دقیق	۱۶۰۹۹/۹	۱۶۱۴۱/۴	۶۶۱۴۴/۵	۶۶۳۴۷/۸
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۶۱۵۵/۳	۱۶۱۹۶	۶۶۴۱۱/۴	۶۶۶۱۳/۶
۱۰۰۰۰	حل دقیق	۱۶۰۷۹/۱	۱۶۱۶۲/۳	۶۶۰۴۳/۱	۶۶۴۴۹/۶
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۶۱۳۴/۱	۱۶۲۱۷/۸	۶۶۳۱۰/۶	۶۶۷۱۴/۷
۱۵۰۰۰	حل دقیق	۱۶۰۵۸/۴	۱۶۱۸۳/۱	۶۵۹۴۱/۸	۶۶۵۵۱/۵
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۶۱۱۳/۲	۱۶۲۳۸/۸	۶۶۲۰۹/۸	۶۶۸۱۶/۱
۲۰۰۰۰	حل دقیق	۱۶۰۳۷/۷	۱۶۲۰۳/۹	۶۵۸۴۰/۶	۶۶۶۵۳/۶
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۶۰۹۲/۲	۱۶۲۵۹/۸	۶۶۱۰۹/۴	۶۶۹۱۷/۴
		مد سوم		مد چهارم	
		عقب گرد	چلو رفت	عقب گرد	چلو رفت
*	حل دقیق	۱۴۴۷۰/۷/۴		۲۵۲۰۱۶/۸	
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۴۳۹۵/۸		۲۵۳۵۸/۵	
۵۰۰۰	حل دقیق	۱۴۴۵۶/۶	۱۴۴۸۶/۲	۲۵۱۷۰/۶	۲۵۲۳۲/۷
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۴۳۸۳/۵	۱۴۴۱۵/۲	۲۵۳۲۸/۱	۲۵۳۸۹/۱
۱۰۰۰۰	حل دقیق	۱۴۴۳۹/۲	۱۴۵۰۲/۱	۲۵۱۳۹/۵	۲۵۲۶۳/۹
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۴۳۶۷/۲	۱۴۴۳۱/۵/۲	۲۵۲۹۷/۶	۲۵۴۱۹/۷
۱۵۰۰۰	حل دقیق	۱۴۴۲۳/۵	۱۴۵۱۸/۱/۲	۲۵۱۰۸/۵	۲۵۲۹۵/۰
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۴۳۱۶/۶	۱۴۴۴۷/۵/۲	۲۵۲۶۷/۱	۲۵۴۵۰/۳
۲۰۰۰۰	حل دقیق	۱۴۴۰۷/۷	۱۴۵۳۳/۶/۳	۲۵۰۷۷/۵	۲۵۳۲۶/۲
	مایکل اشتاد-پروهل	۱۴۳۲۵/۷	۱۴۴۶۳/۵	۲۵۲۳۶/۶	۲۵۴۸۰/۴

نتایج جدول ۲ نشان می‌دهد که میزان خطا در فرکانس-های مختلف در روش مایکل اشتاد-پروهل، کمتر از پنج درصد است. از آنجا که در روتورهای چند پله مانند نمونه روتور کیم و جان، تنها در محدوده خاصی امکان جابه‌جا کردن یاتاقان‌ها وجود دارد، لذا همواره نمی‌توان در محل تشکیل گره‌های شکل مد در طول کل روتور از یاتاقان استفاده کرد؛ بنابراین برای طراحی محل یاتاقان در روتورهای چند پله، به نحوی که فرکانس‌های بحرانی بیشترین فاصله را از دور کاری به ازای کمترین تعداد یاتاقان در محدوده‌های خاص داشته باشد، با یک مساله بهینه سازی روبه رو هستیم. برای نشان دادن اثر بهینه‌سازی از مدل این روتور به عنوان یک مثال عددی استفاده می‌کنیم. تابع هدف بهینه سازی، یافتن بهترین محل یاتاقان‌ها بطوری که دارای بیشترین فرکانس اول بحرانی به ازای کمترین تعداد یاتاقان باشد. با فرض اینکه محدوده قرارگیری یاتاقان‌ها المان‌های ۱، ۲، ۳، ۵ و

بنابراین می‌توان مدل روتور از هر تجهیز را بوسیله خواص فیزیکی مانند جرم و ممان اینرسی تشکیل داد. کیم و جان [۲۱] در مقاله خود ارتعاشات آزاد روتورهای چند مرحله را بررسی کردند. در این مقاله، آنها توانسته‌اند به حل دقیق روتورهای چند مرحله با تکیه‌گاه ساده با استفاده از مدل تیر تیموشنکو دست پیدا کنند. آنها برای نمونه، مطابق با شکل ۳، فرکانس‌های یک روتور سانتریفیوژ چند مرحله که دارای یک تکیه‌گاه ساده در انتهای المان ۶ و صفحه میانی المان ۱ و ۲ به دست آوردند.



شکل ۲- مدل سازی روتور برای تجهیزات و شکل شماتیک مدل روتور از یک توربوجت [۲۰]



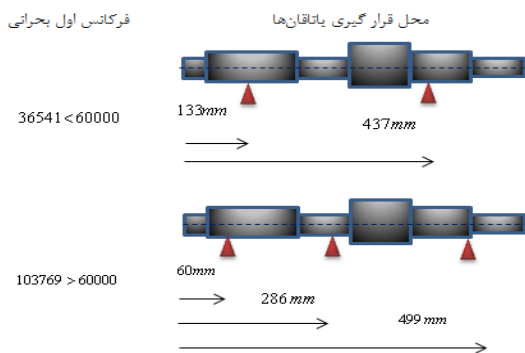
شکل ۳- هندسه‌ی شماتیک مدل روتور یک دستگاه سانتریفیوژ

جدول ۱- مشخصات ابعاد و جنس شفت چند پله شکل ۳

المان	طول (cm)	قطر (cm)
۱	۳	۴
۲	۱۷	۵
۳	۱۰	۴
۴	۱۰	۶
۵	۱۰	۵
۶	۱۰	۴

$E=200 \text{ GPa}, G=80 \text{ GPa}, \chi=1.128$

باشد. با استفاده از دو یاتاقان در بهترین وضعیت قرارگیری یاتاقان‌ها، حداکثر سرعت بحرانی ۳۶۵۴۱ دور بر دقیقه است، لذا الگوریتم بهترین محل قرارگیری سه یاتاقان را مطابق ردیف دوم این شکل ارائه می‌دهد.

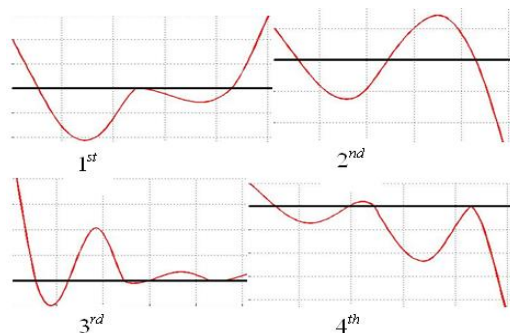


شکل ۴- نتایج حاصل از الگوریتم ژنتیک در بهینه‌سازی محل یاتاقان‌ها

مشابه تعیین سرعت بحرانی، شکل مدها با اعمال شرایط مرزی روی ماتریس T_G که ماتریس T_{ni} آن به فرم رابطه (۱۰) است و محاسبه بردارهای جابه‌جایی و دوران نودها به-دست می‌آیند.

$$T_{ni} = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\omega^2 m_i + k & 0 & 1 & 0 \\ 0 & -\omega^2 J_{i_1} + \omega \kappa J_{p_1} + \kappa & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (10)$$

در رابطه بالا ω و Ω به ترتیب، فرکانس طبیعی چرخان و سرعت دوران روتور است. شکل مدهای مربوط به وضعیت بهینه قرارگیری سه یاتاقان شکل ۴ در شکل ۵ نشان داده شده است:



شکل ۵- چهار شکل مد موقعیت بهینه‌ی یاتاقان‌ها

است، فرم ریاضی این مسئله به صورت رابطه (۸) می‌توان بیان کرد.

$$\begin{aligned} & \text{Maximum...} f(X) \\ & \text{subject to} \\ & f(X) > \Omega_{allowable} = 60000 \text{ rpm} \end{aligned}$$

$$X = \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \\ \vdots \\ x_N \end{Bmatrix} \quad (8)$$

$$X \in \{element, 1, 2, 3, 5\}$$

در رابطه (۸)، $f(X)$ همان سرعت اول بحرانی یا Ω_{cr} است که با اعمال شرایط مرزی در رابطه (۷) به دست خواهد آمد. اعمال شرایط مرزی برای روتور بیان شده، به صورت دو سر آزاد است؛ لذا نیرو و گشتاور در دو انتهای روتور صفر خواهد بود؛ بنابراین رابطه (۷) به فرم رابطه (۸) قابل بیان است:

$$\begin{Bmatrix} u_x \\ \phi_y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_n = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} & T_{13} & T_{14} \\ T_{21} & T_{22} & T_{23} & T_{24} \\ T_{31} & T_{32} & T_{33} & T_{34} \\ T_{41} & T_{42} & T_{43} & T_{44} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ \phi_y \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix}_0 \quad (8)$$

برای داشتن جواب غیربدهی باید درمیان ماتریس ضرائب رابطه (۹) صفر باشد:

$$\begin{bmatrix} T_{31} & T_{32} \\ T_{41} & T_{42} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_x \\ \phi_y \end{Bmatrix} = 0 \quad (9)$$

با حل معادله (۹)، سرعت بحرانی به دست خواهد آمد. و X محل یاتاقان‌ها است. بهینه‌سازی این مسئله با مشخصات نشان داده شده در جدول ۳ اجرا می‌شود. مطابق شکل ۴، اگر از تعداد دو یاتاقان استفاده شود، مقدار فرکانس کوچک خواهد بود. با توجه به کاربرد در نظر گرفته شده، فرکانس پایه نباید کمتر از ۶۰۰۰۰ دور بر دقیقه

جدول ۳- مشخصات الگوریتم ژنتیک اجرا شده

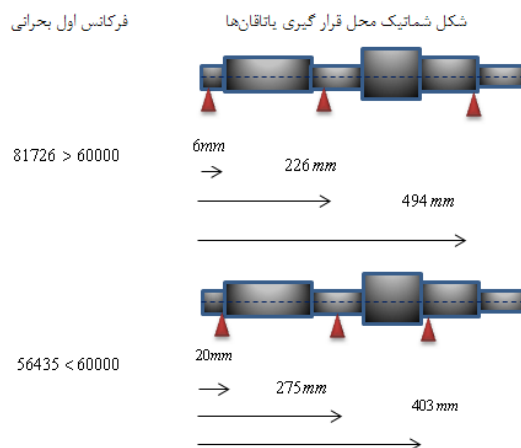
روی روتور چند پله	
سایز جمعیت	چهار برابر تعداد کل یاتاقان‌ها
روش انتخاب	چرخ رولت
احتمال ترکیب	۰.۸۵٪
احتمال جهش	۰.۰۲٪
حلقه‌های تکرار	۲۰۰

در محدوده‌ایی که بیشترین فاصله از فرکانس‌های بحرانی را داشته باشد، به روش تحلیلی برای مسائل مقید امکان پذیر نیست؛ زیرا ممکن است، محل تشکیل گره‌ها در محدوده قید قرار بگیرد. در این مقاله، با استفاده از الگوریتم ژنتیک برای یک نمونه از روتور چند پله نشان داده شد که می‌توان با یافتن محل و حداقل تعداد بهینه یاتاقان‌ها، فاصله فرکانس بحرانی را از محدوده فرکانس دوران افزایش داد. به طور مشابه با این روش می‌توان کلیه تجهیزات روتوری را به نحوی طراحی کرد که با توجه به محدوده قید مکانی یاتاقان‌ها، بیشترین فاصله را از دوره‌های بحرانی داشته باشد. این موضوع در طراحی سیستم‌های شامل روتورهای چند پله مانند توربین‌ها، یا شفت‌های انتقال قدرت در کشتی‌ها، کاربرد زیادی دارد.

۵- مراجع

- [1] Tan CA, Kung W (1994) Vibration of a rotating distributed transfer function method. J Sound Vib 183(3): 451-474.
- [2] Sakata M, Kimura K, Okamoto S, Oikawa K (1995) Vibration analysis of a high speed and light weight rotor system subjected to pitching or turning motion. J Sound Vib 184(5): 871-885.
- [3] Afshari H, Irani M, Torabi K (2014) Free whirling analysis of multi-step Timoshenko rotor with multiple bearing using DQEM. Modares Mechanical Engineering 14(10): 109-120 (In Persian)
- [4] Chang CO, Chen JW (1993) Non-Linear dynamics and instability of a rotating shaft – disk system. J Sound Vib 160(3): 443-454.
- [5] Lin SM, Wang WR, Lee SY (2001) The dynamic analysis of nonuniformly pretwisted Timoshenko beam with elastic boundary condition. Int J Mech Sci 43: 2385-2405.
- [6] MA Mohiuddin, YA khulief, (1999) Coupled bending torsional vibration of rotors using finite element. J Sound Vib 223: 297-316.
- [7] Lee AS, Ha JW, Choi DH (2003) Coupled lateral and torsional vibration characteristics of a speed increasing geared rotor-bearing system. J Sound Vib 263: 725-742.
- [8] Hsieh SC, Chen JH, Lee AC (2006) A modified transfer matrix method for the coupling lateral and torsional vibrations of symmetric rotor-bearing systems. J Sound Vib 289: 294-333.
- [9] Rajan M, Rajan SD, Nelson HD, Chen WJ (1987) Optimal placement of critical speeds in rotor-

برای نشان دادن اهمیت بهینه‌سازی در شکل ۶، دو نمونه از نتایج مربوط به ۱۰۰۰ تکرار رندوم در یافتن بهترین محل این سه یاتاقان نشان داده شده است.



شکل ۶- نتایج حاصل از ۱۰۰۰ تکرار رندوم در یافتن محل بهینه‌ی یاتاقان‌ها

۴- نتیجه گیری

طراحی موفق سیستم‌های دوار، نیاز به تجزیه و تحلیل ارتعاشی آنها دارد که می‌تواند منجر به طراحی بهینه برای کاهش ارتعاش و افزایش کارکرد اجزای این تجهیزات شود. ارتعاش تجهیزات دوار، معمولاً ناشی از عواملی همچون نامیزانی، عدم همراستایی، سایش اجزاء و قطعات متحرک و سایر عوامل است. همه تجهیزات صنعتی از جمله، سیستم‌های دوار معمولاً با توجه به نوع کاربری و ساختارشان با یک تلورانس استاندارد ساخته و مونتاژ می‌شود؛ لذا صفر کردن ارتعاش بر اثر این عوامل، امری اجتناب ناپذیر است. فرکانس این نیروهای ارتعاش‌زا، معمولاً با ضرائب صحیحی از دور کاری روتور می‌باشند؛ بنابراین هرچه سرعت‌های بحرانی روتور از سرعت دوران کاری دورتر باشند، احتمال وقوع پدیده رزونانس کمتر خواهد شد و دامنه ارتعاشی در اثر این پدیده افزایش نخواهد یافت؛ در نتیجه اتصالات و تجهیزات وابسته به ماشین از جمله یاتاقان‌ها در سیکل‌های زمانی طولانی‌تری، نیاز به بازبینی و یا تعویض مجدد خواهند داشت. محل یاتاقان‌ها به عنوان شرایط مرزی، تاثیر بسزایی در نحوه رفتار ارتعاشی آنها دارد. یافتن بهترین محل یاتاقان‌ها برای کارکرد

- [15] Goldberg DE (1989) Genetic algorithms in search. Optimization, and Machine Learning, Addison-Wesley, Reading
- [16] Choi Yang (2000) Optimum shape design of rotor shafts using genetic algorithm. School of Mechanical & Automotive Engineering, Pukyong National University, San 100, Yongdang-dong, Nam-ku, Pusan 608-739, South Korea
- [17] Olov A (2004) Optimization of a rotor-bearing system with an evolutionary algorithm. The 10th of international Symposium on transport phenomena and dynamics of rotating machinery, Honolulu, Hawaii.
- [18] Saruhan H (2001) Design optimization of rotor-bearing system using genetic algorithms. Ph.D. Dissertation, University of Kentucky, Lexington.
- [19] Anders A (2006) Rotordynamic optimization of large turbo systems using genetic algorithms, Ph.D.
- [20] Giancarlo G (2005) Dynamics of rotating systems, Springer Science.
- [21] Jun OS, Kim JO (1999) Free bending vibration of a multi-step rotor. J Sound Vib 224(4): 625-642.
- bearing systems. J Vib Acoust Stress 109(2): 152-157
- [10] Shiau TN, Chang JR (1993) Multi-objective optimization of rotor-bearing system with critical speed constraints. J Eng Gas Turb Power 115: 246-255.
- [11] Bhat RB, Rao JS, Sankar TS (1982) Optimum journal bearing parameters for minimum rotor unbalance response in synchronous whirl. J Mech Design 104: 339-344.
- [12] Barrett LE, Gunter EJ, Allaire PE (1978) Optimum bearing and support damping for the unbalance response and stability of rotating machinery. J Eng Power-T ASME 94: 89-94.
- [13] Roso CA (1997) Design optimization of rotor-bearing systems for industrial turbo machinery applications. Ph.D. Dissertation, University of Kentucky, Lexington, KY
- [14] Chen WJ (1987) Optimal design and parameter identification of flexible rotor-bearing systems. Ph.D. Dissertations, Arizona State University, Tempe, Arizona.