

بهینه‌سازی جاذب دینامیکی ارتعاش دوگانه برای کاهش ارتعاشات

پیچشی روتور

سپهر گودرزی

دانشجوی کارشناسی ارشد

دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه

شهید بهشتی

se.goodarzi@mail.sbu.ac.ir

عباس رهی*

دانشیار

دانشکده مهندسی مکانیک و انرژی، دانشگاه

شهید بهشتی

a_rahi@sbu.ac.ir

تاریخ دریافت: ۱۴۰۳/۰۶/۱۷

تاریخ پذیرش: ۱۴۰۳/۰۸/۲۴

چکیده

جاذب دینامیکی ارتعاش، سیستمی با ساختاری ساده شامل جرم، فنر و میراگر است که برای کاهش دامنه ارتعاشات و جلوگیری از پدیده تشدید به سیستم اصلی اضافه می‌شود. در این پژوهش برای کاهش ارتعاشات پیچشی یک روتور، جاذب دینامیکی ارتعاش دوگانه پیشنهاد می‌شود که با توجه به نحوه مدل‌سازی، آن را می‌توان به راحتی بر روی دیسک متصل به محور^{۱۱} پیاده‌سازی کرد. جاذب‌ها به صورت دو مجموعه شامل جرم، فنر و میراگر به صورت متقارن بر روی دیسک متصل می‌شوند. به این منظور در ابتدا، معادلات حاکم بر سیستم با روش لاگرانژ استخراج می‌شوند و سپس ارتعاشات پیچشی سیستم محاسبه می‌شود. برای محاسبه پارامترهای بهینه جاذب دینامیکی ارتعاش در حالت تشدید، از الگوریتم ژنتیک استفاده می‌شود. برای بررسی عملکرد جاذب، نتایج با یکی از پژوهش‌های پیشین مقایسه شده و در ادامه دامنه ارتعاشات پیچشی سیستم در نسبت فرکانس‌های مختلف برای حالت‌های بدون جاذب، با جاذب دوگانه بهینه با میرایی صفر و جاذب دوگانه بهینه با میرایی، مورد بررسی قرار می‌گیرد. سپس نمودار دامنه ارتعاشات بی‌بعد سیستم در نسبت فرکانس‌های مختلف، در فواصل مختلف قرارگیری جاذب از مرکز دیسک مورد بررسی قرار می‌گیرد. نتایج نشان می‌دهد که تغییر در محل قرارگیری جاذب‌ها نسبت به مکان بهینه جاذب‌ها، باعث افزایش دامنه ارتعاشات سیستم می‌شود. در نهایت دامنه ارتعاشات بی‌بعد سیستم در نسبت جرم‌های مختلف جاذب‌ها مورد بررسی قرار می‌گیرد و نتیجه می‌شود که افزایش یا کاهش نسبت جرم جاذب‌ها نسبت به مقدار بهینه باعث افزایش دامنه ارتعاشات سیستم در حالت تشدید و فرکانس‌های نزدیک به آن می‌شود.

واژگان کلیدی: جاذب دینامیکی ارتعاش دوگانه، ارتعاشات پیچشی، روتور، بهینه‌سازی، الگوریتم ژنتیک

۱. مقدمه

سیستم‌های با ارتعاشات پیچشی در صنعت به وفور یافت می‌شوند. در این سیستم‌ها معمولاً به دلیل کم بودن نیروهای میراکننده در فرکانس‌های تشدید، دامنه نوسانات زیاد خواهد شد، که این مهم ممکن است منجر به آسیب‌های جدی مانند شکست در اثر خستگی پیچشی و آسیب به اتصالات در ماشین آلات گردد. از این رو کاهش ارتعاشات پیچشی امر مهمی برای پایداری سیستم‌ها و کاهش آسیب به تجهیزات به شمار می‌رود. استفاده از جاذب دینامیکی ارتعاش در سیستم‌ها یکی از راهکارهای کنترل و کاهش ارتعاشات از جمله ارتعاشات پیچشی است. فرام [۱] طرح اولیه جاذب دینامیکی ارتعاش را ارائه کرد. او یک مخزن سیال جهت جلوگیری از حرکت گردشی کشتی طراحی کرد. از مزایای جاذب ارائه شده توسط فرام می‌توان به نصب آسان و طراحی ساده اشاره کرد. یک جاذب دینامیکی ارتعاش بدون میرایی بهترین اثر خنثی‌کنندگی برای یک فرکانس طراحی خاص و مشخص را دارد، به عبارت دیگر اگر فرکانس تحریک ثابت بماند بسیار مؤثر است و از معایب آن این است که دامنه مؤثر بسیار کمی دارد و در صورت انتقال فرکانس تحریک، دامنه ارتعاشات سیستم از حالت بدون جاذب نیز بیشتر می‌شود. برای رفع این مشکل دنهارتوگ و اورموندروید [۲]، میرایی را به جاذب اضافه کردند. ایوانامی و ستو [۳] جاذب ارتعاشات با آرایش دو جرمی را ارائه کردند و نتیجه گرفتند که اثر جاذب دو جرمی در کاهش دامنه ارتعاشات در حالت تشدید از جاذب معمولی بیشتر است. آسامی [۴] جاذب ارتعاشات دوگانه را در دو حالت جداگانه در نظر گرفت و با روش‌های مختلف بهینه‌سازی پارامترهای بهینه جاذب دو جرمی را تعیین کرد. وی به صورت سری و موازی جاذب دینامیکی ارتعاش را به سیستم اصلی متصل نمود و این دو شیوه اتصال جاذب را با جاذب معمولی مقایسه نمود و مشاهده کرد اتصال جاذب به صورت سری اثر بیشتری در کاهش دامنه ارتعاشات

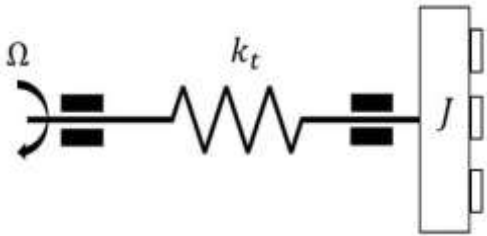
نسبت به حالت موازی دارد و حالت موازی از جاذب معمولی عملکرد بهتری دارد. شن و همکاران [۵] جاذب دینامیکی ارتعاش با سفتی منفی را ارائه کردند. سفتی مثبت به معنای هم جهت بودن تغییر شکل با جهت اعمال نیروی خارجی است در حالی که سفتی منفی به معنای این است که جهت تغییر شکل با جهت اعمال نیروی خارجی، مخالف باشد. آنها نسبت فرکانس و میرایی بهینه را بدست آوردند و به ازای نسبت جرم‌های مختلف، جاذب را با جاذب‌های معمولی مقایسه کردند و مشاهده کردند که جاذب دینامیکی ارتعاش با سفتی منفی در کاهش دامنه ارتعاشات اثر بسیار بیشتری دارد. نظری و رهی [۶] تأثیر پارامترهای یک جاذب دینامیکی غیرخطی را در کاهش ارتعاشات یک سیستم غیرخطی بررسی کردند که جاذب به صورت تیر یک سر گیردار با یک جرم متمرکز متصل به آن، ارتعاشات غیرخطی سیستم اصلی را کاهش می‌دهد. شانگوان و پن [۷] یک جاذب دینامیکی ارتعاش برای کاهش ارتعاشات پیچشی میل لنگ موتور طراحی کردند. آن‌ها با در نظر گرفتن میل لنگ به عنوان یک سیستم ۱۵ درجه آزادی که ارتعاشات پیچشی دارد توانستند یک جاذب چند جرمی را ارائه کنند که قادر به کاهش ارتعاشات پیچشی است. وو و همکاران [۸] پارامترهای بهینه یک جاذب دینامیکی ارتعاش برای کاهش ارتعاشات پیچشی را بدست آوردند. آن‌ها یک محور را به صورت سیستم پیچشی یک و چند درجه آزادی در نظر گرفتند و دامنه ارتعاشات سیستم به همراه جاذب را برای نسبت فرکانس‌های مختلف محاسبه کردند. همچنین دامنه ارتعاشات سیستم بدون جاذب و با جاذب را بر حسب زمان بدست آوردند و نتیجه گرفتند که با استفاده از جاذب دینامیکی ارتعاش، دامنه ارتعاشات پیچشی را می‌توان در زمان کوتاهی به صفر نزدیک کرد. مانچی و سوجاتها [۹] برای کاهش ارتعاشات پیچشی از یک جاذب دینامیکی ارتعاش با عنوان آونگ گریز از مرکز استفاده کردند. آن‌ها اطراف یک دیسک جاذب‌هایی به صورت آونگ متصل

کردند و برای بررسی تأثیر جاذب مذکور در کاهش ارتعاشات پیچشی، دیسک با جاذب‌های آونگی را به سیستم انتقال قدرت خودرو وصل کردند. کائو و همکاران [۱۰] با استفاده از چاه انرژی غیرخطی، ارتعاشات پیچشی روتور را کاهش دادند و نتایج را به صورت عملی در آزمایشگاه مورد بررسی قرار دادند. ژیانگ و ونگ [۱۱] برای کنترل ارتعاشات پیچشی ماشین‌های دوار با سرعت دورانی بالا، از جاذب دینامیکی الکترومغناطیسی استفاده کردند و نتایج کارشان را به صورت تئوری و عملی مقایسه کردند. این جاذب قابلیت کنترل دارد و می‌توان ضرایب سفتی و میرایی آن را تغییر داد بدون اینکه نیاز به جداسازی از سیستم اصلی و تغییر در ساختار آن داشته باشد. نگوین [۱۲] پارامترهای بهینه یک میراگر جرم متمرکز را برای کاهش ارتعاشات پیچشی محور بدست آورد. او پس از استخراج معادلات حاکم بر سیستم با استفاده از روش انرژی جنبشی کمینه، نسبت میرایی و نسبت جرم بهینه را تعیین کرد و برای صحت سنجی، نتایج را به صورت عددی بررسی کرد. شن و همکاران [۱۳] یک جاذب دینامیکی ارتعاش نوین ارائه کردند. آن‌ها سفتی جاذب را متصل به زمین در نظر گرفتند و برای اتصال جاذب به سیستم اصلی، از یک مکانیزم تقویت کننده استفاده کردند. سه حالت مثبت، منفی و صفر برای سفتی متصل به زمین در نظر گرفته شد و پس از بهینه‌سازی پارامترهای جاذب، مشاهده شد که جاذب با سفتی مثبت در کاهش ارتعاشات سیستم اثر بهتری دارد. ونگ و همکاران [۱۴] یک جاذب چندگانه برای سیستمی ارائه کردند که تحت تحریک چندگانه قرار دارد. جاذب چندگانه دارای دو قسمت است و هر قسمت سه جاذب معمولی دارد. آن‌ها برای اعتبار سنجی، نتایج را به صورت تجربی نیز بررسی کردند و برای این کار از جاذبی با میراگر مغناطیسی استفاده شد. چانگ و همکاران [۱۵] برای از بین بردن ارتعاشات با فرکانس بسیار پایین، یک جاذب با سفتی شبه صفر ارائه کردند که فنرهای این جاذب به صورت مورب در نظر گرفته شده‌اند. طبق بررسی‌های انجام شده جاذب با

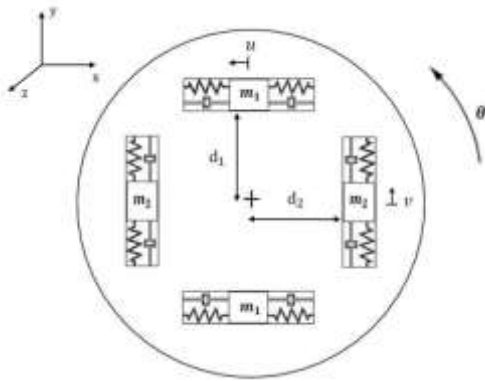
سفتی شبه صفر عملکرد بهتری نسبت به جاذب معمولی در ارتعاشات اتفاقی و تحریک ضربه دارد. چونگ و ونگ [۱۶] جاذبی غیر معمول را مورد مطالعه قرار دادند که میراگر جاذب به جای اتصال به جرم سیستم اصلی، به زمین وصل می‌شود. با استفاده از روش بهینه‌سازی نقطه ثابت پارامترهای بهینه جاذب محاسبه شد. نتایج بیانگر این است که جاذب غیر معمول ارائه شده نسبت به جاذب معمولی در کاهش ارتعاشات عملکرد بهتری دارد. چوکوگو و همکاران [۱۷] جاذب دینامیکی گریز از مرکز را با در نظر گرفتن اثرات جاذبه مورد بررسی قرار دادند. اثرات جاذبه در سیستم‌هایی که با سرعت دورانی پایین کار می‌کنند امر مهمی به شمار می‌رود. راثو و سوجاتها [۱۸] توانستند ارتعاشات محوری محور دوار را با طراحی یک جاذب آونگ گریز از مرکز کاهش دهند. آن‌ها همچنین برای کاهش ارتعاشات پیچشی یک جاذب آونگ گریز از مرکز دیگر در نظر گرفتند و در نهایت ارتعاشات محوری و پیچشی همزمان کاهش پیدا کرد. کریک [۱۹] سیستم جدیدی را ارائه کرد که قابلیت کاهش ارتعاش و برداشت انرژی را به طور همزمان دارد. سیستم مذکور از دو بخش جاذب ارتعاش آونگی و دستگاه برداشت انرژی تشکیل شده است. دستگاه برداشت انرژی به گونه‌ای دورن آونگ قرار گرفته است که اختلالی در کاهش ارتعاشات سیستم ایجاد نمی‌کند.

در این پژوهش برای کاهش ارتعاشات پیچشی روتور، از جاذبی استفاده می‌شود که به صورت متقارن و با فاصله‌ای مشخص روی دیسک قرار گرفته است. پس از مدل‌سازی معادلات حاکم بر سیستم با استفاده از روش لاگرانژ استخراج می‌شوند. در ادامه دامنه ارتعاشات سیستم محاسبه می‌شود و برای کمینه کردن آن در فرکانس تشدید، پارامترهای جاذب دینامیکی ارتعاش با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی می‌گردد. برای بررسی عملکرد مطلوب، نتایج با مرجع [۸] مقایسه می‌شود. از نوآوری‌های این پژوهش می‌توان به

$$KE = \frac{1}{2}J\dot{\theta}^2 + (m_1)[(-u\dot{\theta})^2 + (-\dot{u} - d_1\dot{\theta})^2] + (m_2)[(-v\dot{\theta})^2 + (\dot{v} + d_2\dot{\theta})^2] \quad (3)$$



شکل ۱. نمای جانبی روتور



شکل ۲. نمای روبروی سیستم به همراه جاذب دینامیکی ارتعاش

انرژی پتانسیل سیستم به صورت مجموع انرژی پتانسیل فنرهای جاذب و سفتی پیچشی معادل محور است. رابطه ۴ نشان دهنده انرژی پتانسیل سیستم است:

$$PE = 4\left(\frac{1}{2}k_1u^2\right) + 4\left(\frac{1}{2}k_2v^2\right) + \frac{1}{2}k_t\theta^2 \quad (4)$$

لاگرانژین سیستم ارتعاشی به صورت زیر است:

$$L = KE - PE = \frac{1}{2}J\dot{\theta}^2 + (m_1)[(-u\dot{\theta})^2 + (-\dot{u} - d_1\dot{\theta})^2] + \quad (5)$$

دوگانه بودن جاذب دینامیکی ارتعاش و بهینه‌سازی پارامترهای جاذب با استفاده از الگوریتم ژنتیک اشاره کرد.

۲. مدل‌سازی و استخراج معادلات حاکم

سیستم ارتعاشی اولیه، روتوری است که با سرعت زاویه‌ای ثابت Ω دوران می‌کند و تحت گشتاور خارجی نوسانی $\Gamma(t) = \Gamma_0 e^{i\omega t}$ قرار دارد. شعاع و جرم دیسک به ترتیب R و M ، ممان اینرسی دیسک J و سفتی پیچشی محور k_t است. جاذب دینامیکی ارتعاش برای جلوگیری از نامیزانی به صورت ۲ مجموعه جرم و فنر متقارن با عملکرد مشابه، دارای جرم‌های m_1 و m_2 ، سفتی فنرها k_1 و k_2 ، میراگرها با ضریب میرایی c_1 و c_2 در دیسک تعبیه شده است. فاصله جاذب‌ها از مرکز دیسک d_1 و d_2 و جابجایی آن‌ها u و v است. جاذب دینامیکی ارتعاش به گونه‌ای در نظر گرفته شده است که با نوسانات پیچشی سیستم، با حرکت نوسانی مستقیم‌الخط خود باعث کاهش ارتعاشات پیچشی می‌شود. θ ، u و v درجات آزادی سیستم هستند. در شکل‌های ۱ و ۲ به ترتیب نمای جانبی و نمای روبروی سیستم مشاهده می‌شود.

انرژی جنبشی سیستم به صورت رابطه ۱ خواهد بود که مجموع انرژی جنبشی دیسک و جاذب‌ها است.

$$KE = \frac{1}{2}(J)\dot{\theta}^2 + \frac{1}{2}(2m_1)v_{m1}^2 + \frac{1}{2}(2m_2)v_{m2}^2 \quad (1)$$

رابطه ۲ سرعت جرم هر جاذب را نشان می‌دهد:

$$\vec{v}_{m1} = -\dot{u}\hat{i} + \dot{\theta}\hat{k}(d_1\hat{j} - u\hat{i}) \quad (2)$$

$$\vec{v}_{m2} = \dot{v}\hat{j} + \dot{\theta}\hat{k}(d_2\hat{i} + v\hat{j})$$

پس از جایگذاری \vec{v}_{m1} و \vec{v}_{m2} در رابطه ۱ داریم:

$$\begin{bmatrix} M_{11} & 2m_1d_1 & 2m_2d_2 \\ m_1d_1 & m_1 & 0 \\ m_2d_2 & 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta} \\ \ddot{u} \\ \ddot{v} \end{bmatrix} + \quad (14)$$

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 2c_1 & 0 \\ 0 & 0 & 2c_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta} \\ \dot{u} \\ \dot{v} \end{bmatrix} +$$

$$\begin{bmatrix} k_t & 0 & 0 \\ 0 & 2k_1 & 0 \\ 0 & 0 & 2k_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta \\ u \\ v \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Gamma(t) \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

در رابطه بالا $M_{11} = (J + 2m_1d_1^2 + 2m_2d_2^2)$ است. پاسخ حالت ماندگار سیستم به صورت زیر است:

$$x_p(t) = \begin{bmatrix} \theta \\ S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} e^{i\omega t} \quad (15)$$

با توجه به معادلات ۱۴ و ۱۵ داریم:

$$-[M]\omega^2 \begin{bmatrix} \theta \\ S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} + [C]i\omega \begin{bmatrix} \theta \\ S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} + \quad (16)$$

$$[K] \begin{bmatrix} \theta \\ S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \Gamma_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\begin{bmatrix} \theta \\ S_1 \\ S_2 \end{bmatrix} = (-[M]\omega^2 + [C]i\omega \quad (17)$$

$$+ [K])^{-1} \begin{bmatrix} \Gamma_0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$[A] = (-[M]\omega^2 + [C]i\omega + [K]) \quad (18)$$

$$[A] = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} \end{bmatrix} \quad (19)$$

درایه‌های ماتریس $[A]$ به صورت زیر هستند:

$$a_{11} = -M_{11}\omega^2 + k_t$$

$$a_{12} = -2m_1d_1\omega^2$$

$$a_{13} = -2m_2d_2\omega^2$$

$$a_{21} = -m_1d_1\omega^2$$

$$a_{22} = -m_1\omega^2 + 2ic_1\omega + 2k_1$$

$$a_{23} = 0$$

$$(m_2)[(-v\dot{\theta})^2 + (\dot{v} + d_2\dot{\theta})^2] - 2k_1u^2 - 2k_2v^2 - \frac{1}{2}k_t\theta^2$$

معادله لاگرانژ عبارت است از:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial L}{\partial q_i} = Q_i \quad (6)$$

$$(i = 1, 2, 3), \begin{cases} q_1 = \theta \\ q_2 = u \\ q_3 = v \end{cases}$$

که در آن نیروهای ناپایستار Q_1 و Q_2 برابرند با:

$$\begin{cases} Q_1 = \Gamma(t) \\ Q_2 = -4c_1\dot{u} \\ Q_3 = -4c_2\dot{v} \end{cases} \quad (7)$$

با توجه به روابط ۱ تا ۷، معادلات دینامیکی سیستم به صورت زیر خواهند بود:

$$(J + 2m_1u^2 + 2m_1d_1^2 + 2m_2v^2 + 2m_2d_2^2)\ddot{\theta} + 2m_1d_1\ddot{u} + 4m_1u\dot{u}\dot{\theta} + 2m_2d_2\ddot{v} + 4m_2v\dot{v}\dot{\theta} + k_t\theta = \Gamma(t) \quad (8)$$

$$m_1\ddot{u} + m_1d_1\ddot{\theta} - m_1u\dot{\theta}^2 + 2c_1\dot{u} + 2k_1u = 0 \quad (9)$$

$$m_2\ddot{v} + m_2d_2\ddot{\theta} - m_2v\dot{\theta}^2 + 2c_2\dot{v} + 2k_2v = 0 \quad (10)$$

معادلات ۸ تا ۱۰ غیرخطی هستند و با توجه به کوچک بودن نوسانات، معادلات مذکور خطی‌سازی می‌شوند. پس از خطی‌سازی، معادلات به صورت زیر خواهند بود:

$$(J + 2m_1d_1^2 + 2m_2d_2^2)\ddot{\theta} + 2m_1d_1\ddot{u} + 2m_2d_2\ddot{v} + k_t\theta = \Gamma(t) \quad (11)$$

$$m_1\ddot{u} + m_1d_1\ddot{\theta} + 2c_1\dot{u} + 2k_1u = 0 \quad (12)$$

$$m_2\ddot{v} + m_2d_2\ddot{\theta} + 2c_2\dot{v} + 2k_2v = 0 \quad (13)$$

۳. حل معادلات حاکم

ابتدا معادلات به شکل ماتریسی نوشته می‌شوند:

دامنه گشتاور وارد به سیستم با توجه به مرجع [۸] در نظر گرفته می‌شوند. جدول ۱ مشخصات روتور را نشان می‌دهد.

جدول ۱. مشخصات روتور [۸]

واحد	مقدار	پارامتر
cm	۱۴	R
kg	۵	M
N.m/rad	۱۰۰۰۰	k_t
N.m	۵	Γ_0

محدوده مجاز برای پارامترهای جاذب دینامیکی ارتعاش، با توجه به مراجع [۲، ۴، ۵ و ۸] انتخاب می‌شوند. محدوده مجاز پارامترهای جاذب مطابق زیر است:

$$0.05 \leq m_1, m_2 \leq 0.5 \text{ kg}$$

$$10000 \leq k_1, k_2 \leq 100000 \text{ N/m}$$

$$5 \leq c_1, c_2 \leq 50 \text{ N.s/m}$$

همچنین محل قرارگیری جاذب، با توجه به محدودیت اندازه در بازه زیر انتخاب می‌شود.

$$4 \leq d_1, d_2 \leq 12 \text{ cm}$$

در نهایت پس از ۱۳۵ تکرار الگوریتم و جمعیت اولیه ۲۰۰، مقدار بهینه پارامترها بدست می‌آید که در جدول ۲ قابل مشاهده می‌باشد. با قرار دادن مقادیر بهینه در تابع هدف، مقدار تابع هدف $\Theta = 7.5 \times 10^{-4} \text{ rad}$ بدست می‌آید.

جدول ۲. مشخصات جاذب بهینه

واحد	مقدار	پارامتر
kg	۰/۱	m_1
kg	۰/۰۸۵	m_2
N/m	۱۰۰۰۰	k_1
N/m	۸۵۰۰	k_2
N.s/m	۱۱	c_1
N.s/m	۱۵	c_2

$$a_{31} = -m_2 d_2 \omega^2$$

$$a_{32} = 0$$

$$a_{33} = -m_2 \omega^2 + 2ic_2 \omega + 2k_2$$

دترمینان ماتریس [A] به صورت زیر است:

$$\det(A) = a_{11}a_{22}a_{33} + a_{13}a_{22}a_{31} - a_{12}a_{21}a_{33}$$

پس از محاسبه معکوس ماتریس [A]، با توجه به روابط ۱۷ تا ۱۹ دامنه ارتعاشات پیچشی سیستم به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\Theta = \frac{(a_{22}a_{33})\Gamma_0}{\det(A)} \quad (20)$$

همچنین پارامترهای بی‌بعد به صورت زیر در نظر گرفته می‌شوند:

$$D = \frac{\Theta k_t}{\Gamma_0}, \mu = \frac{m_2}{m_1}, w = \frac{\omega}{\omega_n}$$

پارامترهای بی‌بعد D ، μ و w به ترتیب نشان دهنده دامنه بی‌بعد ارتعاشات پیچشی، نسبت جرم جاذب‌ها و نسبت فرکانس نیروی خارجی به فرکانس طبیعی سیستم یک درجه آزادی (روتور بدون جاذب) است. همچنین Θ دامنه ارتعاشات پیچشی سیستم و k_t سفتی پیچشی محور است.

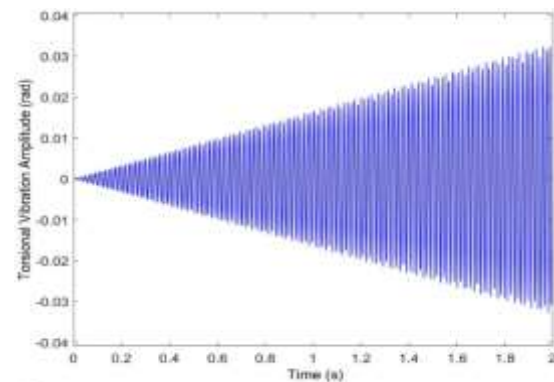
۴. بهینه‌سازی

جاذب دینامیکی ارتعاش باید به گونه‌ای عمل کند که دامنه ارتعاشات سیستم را در حالت تشدید به حداقل برساند. فرکانس طبیعی سیستم یک درجه آزادی 451.75 rad/s است. از این رو تعیین پارامترهای بهینه جاذب، امر مهمی به شمار می‌آید. برای تعیین پارامترهای بهینه جاذب شامل جرم، ضریب سفتی و ضریب میرایی، رابطه ۲۰ به عنوان تابع هدف انتخاب می‌شود و با استفاده از الگوریتم ژنتیک نسبت به پارامترهای جاذب، بهینه‌سازی می‌شود. مشخصات روتور و

d_1	۱۰	cm
d_2	۸	cm

۵. بررسی عملکرد جاذب

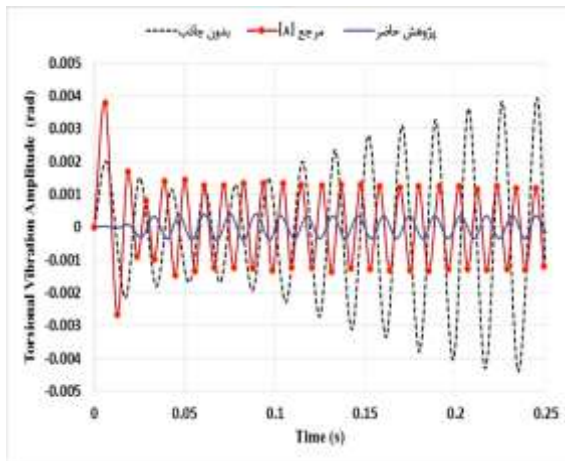
در شکل ۳ دامنه ارتعاشات پیچشی روتور بدون جاذب مشاهده می‌شود که در ثانیه دوم برابر 0.03 رادیان است و با گذشت زمان افزایش می‌یابد.



شکل ۳. دامنه ارتعاشات پیچشی روتور بدون جاذب در فرکانس تشدید اول

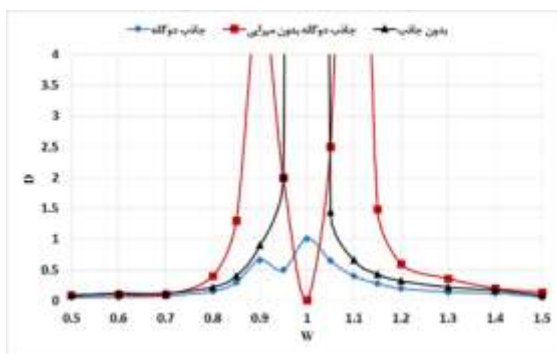
برای بررسی عملکرد جاذب، ارتعاشات پیچشی سیستم بر حسب زمان با مرجع [۸] مقایسه می‌شود. شکل ۴ مقایسه بین ارتعاشات پیچشی در فرکانس تشدید برای حالت‌های بدون جاذب، جاذب مرجع [۸] و جاذب بهینه پژوهش حاضر را در حالی نشان می‌دهد که گشتاور خارجی T تابعی از زمان است.

با توجه به شکل ۴ مشاهده می‌شود که جاذب بهینه شده این پژوهش عملکرد بهتری نسبت به جاذب مرجع [۸] داشته و دامنه ارتعاشات سیستم را تا حد زیادی به صفر نزدیک می‌کند. جاذب مرجع [۸] در شروع حرکت ارتعاشی، دامنه را از حالت بدون جاذب نیز بالاتر می‌برد اما در جاذب بهینه این پژوهش این افزایش دامنه در شروع حرکت مشاهده نمی‌شود.



شکل ۴. بررسی عملکرد جاذب در فرکانس تشدید اول روتور

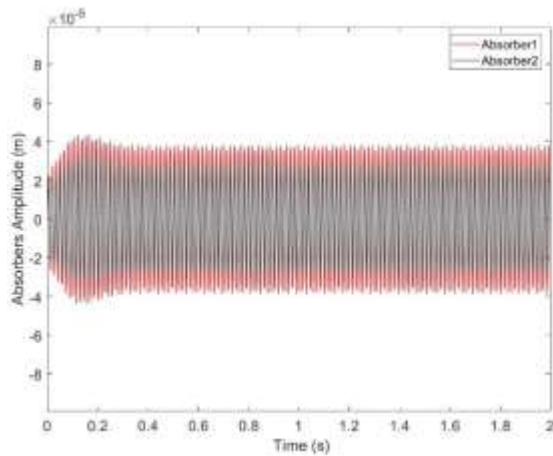
جاذب مرجع [۸] به صورت یک سیستم پیچشی یک درجه آزادی مدل‌سازی شده اما در پژوهش حاضر جاذب دوگانه و دو درجه آزادی است. در شکل ۵ پاسخ فرکانسی سیستم در حالت بدون جاذب، جاذب بهینه بدون میرایی و جاذب بهینه مشاهده می‌شود.



شکل ۵. پاسخ فرکانسی سیستم

با توجه به شکل ۵، دامنه ارتعاشات سیستم در حالت جاذب بدون میرایی به صفر می‌رسد. اما در صورت در نظر نگرفتن میرایی، دو فرکانس تشدید جدید، به ترتیب در نسبت فرکانس‌های 0.9 و 1.1 قبل و بعد از تشدید اصلی ایجاد می‌شود. در شکل ۶ پاسخ فرکانسی سیستم در نسب جرم‌های مختلف جاذب‌ها (μ) بررسی شده و با نسبت جرم بهینه مقایسه می‌شود. نسبت جرم بهینه جاذب‌ها با توجه به جدول ۲ برابر با 0.85 است.

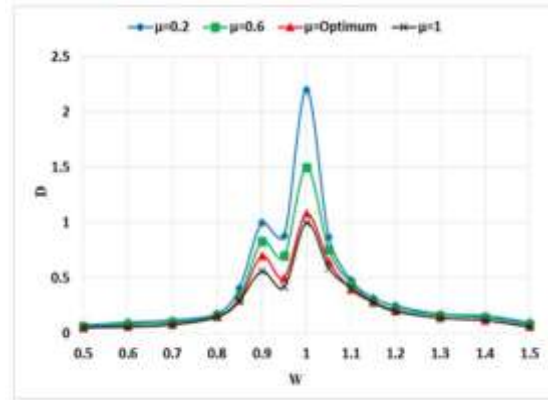
متفاوت بودن پارامترهای بهینه جاذب‌ها مانند جرم، سفتی، میرایی و فاصله از مرکز روتور می‌باشد.



شکل ۷. دامنه ارتعاشات جاذب‌های اول و دوم

۶. نتیجه‌گیری

در این پژوهش برای کاهش ارتعاشات پیچشی روتور از جاذب دینامیکی ارتعاش دوگانه استفاده شد که جاذب‌ها حرکت ارتعاشی مستقیم الخط دارند و می‌توان آن‌ها را به راحتی بر روی دیسک متصل به محور پیاده سازی کرد. معادلات حاکم بر سیستم با استفاده از روش لاگرانژ استخراج گردید و دامنه ارتعاشات پیچشی سیستم بدست آمد. سپس دامنه ارتعاشات سیستم نسبت به پارامترهای جاذب دینامیکی ارتعاش دوگانه، با استفاده از الگوریتم ژنتیک بهینه‌سازی شد. در ادامه دامنه ارتعاشات پیچشی سیستم مطابق شکل ۳ در حالت تشدید تا دو ثانیه بعد از شروع حرکت ارتعاشی بررسی شد و برای بررسی عملکرد جاذب بهینه دوگانه، ارتعاشات پیچشی سیستم در فرکانس تشدید اول سیستم یک درجه آزادی با مرجع [۸] مقایسه شد و مشاهده گردید که جاذب ارائه شده در پژوهش حاضر، عملکرد بهتری دارد و دامنه ارتعاشات پیچشی را به میزان



شکل ۶. پاسخ فرکانسی سیستم در نسبت جرم‌های مختلف جاذب‌ها

با توجه به شکل ۶ مشاهده می‌شود که در فرکانس تشدید، جاذب با نسبت جرم بهینه ۰/۸۵ در مقایسه با نسبت جرم‌های ۰/۲ و ۰/۶ عملکرد مناسب‌تری دارد. برای بررسی بیشتر پاسخ فرکانسی، نسبت جرم برابر جاذب‌ها ($\mu = 1$) نیز بررسی شد که در این حالت دامنه ارتعاشات در فرکانس تشدید مقدار نزدیکی به حالت بهینه داشته و همگرایی مشاهده می‌شود بنابراین در نسبت جرم ۰/۸۵، سیستم دارای جرم کمتر با عملکردی نزدیک به نسبت جرم ۱ است و انتخاب نسبت جرم ۰/۸۵ جاذب‌ها، با توجه به این که جرم کم‌تری به سیستم اصلی اضافه می‌شود به عنوان نسبت جرم بهینه مناسب‌تر است. در نسبت فرکانس ۰/۹ جاذب‌ها با جرم برابر عملکرد بهتری دارند و علت این اختلاف به این دلیل است که بهینه‌سازی در فرکانس تشدید اول سیستم یک درجه آزادی انجام شده است. در شکل ۷ دامنه ارتعاشات جاذب‌های اول و دوم در فرکانس تشدید مشاهده می‌شود.

با توجه به شکل ۷، دامنه ارتعاشات جاذب اول بیشتر از جاذب دوم می‌باشد. این تفاوت دامنه به دلیل

۰/۲ و ۰/۶ دامنه سیستم در حالت تشدید نسبت به حالت بهینه بیشتر است. در صورت برابر بودن جرم جاذب‌ها، دامنه در فرکانس تشدید مقدار نزدیکی به حالت بهینه دارد و همگرایی مشاهده شد اما در نسبت فرکانس ۰/۹ جاذب‌ها با جرم برابر عملکرد بهتری داشتند و دامنه به میزان بیشتری کاهش پیدا کرد که این اختلاف به این دلیل است که بهینه‌سازی در فرکانس تشدید انجام شده است. در انتها دامنه ارتعاشات جاذب‌های اول و دوم در فرکانس تشدید مورد بررسی قرار گرفت.

بیشتری کاهش می‌دهد. در ادامه پاسخ فرکانسی سیستم در حالت‌های بدون جاذب، با جاذب بهینه و با جاذب بهینه بدون میرایی بررسی شد و نتیجه گرفته شد که جاذب بهینه در صورتی که میرایی صفر باشد در فرکانس تشدید دامنه ارتعاشات سیستم را به صفر می‌رساند اما در دو فرکانس دیگر باعث تشدید در سیستم می‌شود. بنابراین جاذب دوگانه بهینه بامیرایی عملکرد بهتری در تمام فرکانس‌ها دارد. در ادامه پاسخ فرکانسی سیستم در نسبت جرم‌های مختلف جاذب‌ها مورد بررسی قرار گرفت و با حالت بهینه که نسبت جرم جاذب‌ها ۰/۸۵ است مقایسه شد و نتیجه شد که در نسبت جرم‌های

۷. مراجع

- [1] Frahm, Hermann. "Device for damping vibrations of bodies." U.S. Patent 989,958, issued April 18, 1911.
- [2] Den Hartog, J. P., and J. Ormondroyd. "Theory of the dynamic vibration absorber." *ASME J. Appl. Mech* 50, no. 7 (1928): 11-22.
- [3] Iwanami, Kouichi, and Kazuto Seto. "An optimum design method for the dual dynamic damper and its effectiveness." *Bulletin of JSME* 27, no. 231 (1984): 1965-1973.
- [4] Asami, Toshihiko. "Optimal design of double-mass dynamic vibration absorbers arranged in series or in parallel." *Journal of Vibration and Acoustics* 139, no. 1 (2017): 011015.
- [5] Shen, Yongjun, Haibo Peng, Xianghong Li, and Shaopu Yang. "Analytically optimal parameters of dynamic vibration absorber with negative stiffness." *Mechanical Systems and Signal Processing* 85 (2017): 193-203.
- [6] Nazari, Mohammad Mahdi, and Abbas Rahi. "Parameters optimization of a nonlinear dynamic absorber for a nonlinear system." *Archive of Applied Mechanics* 93, no. 8 (2023): 3243-3258.
- [7] Shangguan, Wen-Bin, and Xiao-Yong Pan. "Multi-mode and rubber-damped torsional vibration absorbers for engine crankshaft systems." *International Journal of Vehicle Design* 47, no. 1-4 (2008): 176-188.
- [8] Vu, Xuan-Truong, Duy-Chinh Nguyen, Doan-Dien Khong, and Van-Canh Tong. "Closed-form solutions to the optimization of dynamic vibration absorber attached to multi-degrees-of-freedom damped linear systems under torsional excitation using the fixed-point theory." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 232, no. 2 (2018): 237-252.

- [9] Manchi, Venkateswararao, and C. Sujatha. "Torsional vibration reduction of rotating shafts for multiple orders using centrifugal double pendulum vibration absorber." *Applied Acoustics* 174 (2021): 107768.
- [10] Cao, Yanbo, Hongliang Yao, Jinxin Dou, and Chao Wu. "Torsional vibration suppression of rotor systems using a rubber-based nonlinear energy sink." *Meccanica* 58, no. 4 (2023): 565-585.
- [11] Xiang, Biao, and Waion Wong. "Electromagnetic vibration absorber for torsional vibration in high-speed rotational machine." *Mechanical Systems and Signal Processing* 140 (2020): 106639.
- [12] Nguyen, Duy-Chinh. "Determination of optimal parameters of the tuned mass damper to reduce the torsional vibration of the shaft by using the principle of minimum kinetic energy." *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics* 233, no. 2 (2019): 327-335.
- [13] Shen, Yongjun, Zhaoyang Xing, Shaopu Yang, and Jianqiao Sun. "Parameters optimization for a novel dynamic vibration absorber." *Mechanical Systems and Signal Processing* 133 (2019): 106282.
- [14] Wang, Xi, Bintang Yang, and Hu Yu. "Optimal design and experimental study of a multidynamic vibration absorber for multifrequency excitation." *Journal of Vibration and Acoustics* 139, no. 3 (2017): 031011.
- [15] Chang, Yaopeng, Jiayi Zhou, Kai Wang, and Daolin Xu. "A quasi-zero-stiffness dynamic vibration absorber." *Journal of sound and vibration* 494 (2021): 115859.
- [16] Cheung, Y. L., and W. O. Wong. "Design of a non-traditional dynamic vibration absorber." *The Journal of the Acoustical Society of America* 126, no. 2 (2009): 564-567.
- [17] Tchokogoué, Darryl, Ming Mu, Brian F. Feeny, Bruce K. Geist, and Steven W. Shaw. "The effects of gravity on the response of centrifugal pendulum vibration absorbers." *Journal of Vibration and Acoustics* 143, no. 6 (2021): 061011.
- [18] Rao, Manchi, and C. Sujatha. "Design of centrifugal pendulum vibration absorber to reduce the axial vibration of rotating shafts for multiple orders." *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems* 13, no. 06-13-02-0007 (2020): 81-105.
- [19] Kecik, Krzysztof. "Assessment of energy harvesting and vibration mitigation of a pendulum dynamic absorber." *Mechanical Systems and Signal Processing* 106 (2018): 198-209.

پی نوشت

¹ Shaft