

طراحی ضربه گیر غیرخطی با میراگر مغناطیسی جریان گردابه ای برای ضربه متوالی

در این مقاله، با توجه به محدودیت های موجود در تغییر طول فنر خطی و در مقابل، قابلیت طراحی و ساخت المان میراگر و فنریت غیرخطی مناسب در جاذب های انرژی، طرح یک جرم و فنر غیرخطی با المان میراگر جریان گردابه ای مغناطیسی برای کاربرد در تحریک ضربه متوالی ارائه شده است. در این مکانیزم فنریت غیرخطی و المان میراگر به ترتیب با استفاده از یک مکانیزم تلسکوپی و آهنربای نئودیمیومی طراحی شده است. معادله دینامیکی غیرخطی مسئله با استفاده از روش های عددی رانگ-کوتا مرتبه ۴ و نیومارک بتا حل و صحت سنجی شده است. نتایج نشان می دهد با انتخاب طول بازوی تلسکوپی مناسب می توان علاوه بر تضمین همگرایی نتایج، انرژی اتلافی را نسبت به مکانیزم خطی تا چند برابر افزایش داد.

عباس اسدی^۱
استادیار

لیلا هاشمی^۲
پژوهشگر

واژه های راهنما: طراحی ضربه گیر، مکانیزم جرم و فنر غیرخطی، میراگر مغناطیسی، تحریک ضربه متوالی، افزایش اتلاف انرژی

۱- مقدمه

در سال های اخیر انواع مختلف و پیشرفته ای از ضربه گیرها و المان های میراگر برای کاهش بهینه دامنه ارتعاش و به بیان دیگر افزایش بیشینه اتلاف انرژی ارتعاشی توسط محققین طراحی و توسعه داده شده است. یکی از راه حل های ارائه شده برای عملکرد موثر جاذب های ارتعاش در محدوده فرکانسی گسترده تر استفاده از سیستم های غیرخطی می باشد. در یک دیدگاه دیگر، اغلب جاذب های غیرخطی ارتعاش برای افزایش اتلاف انرژی بازه ای مشخص از نسبت فرکانس تحریک به فرکانس طبیعی ارتعاش طراحی می شوند. در بعضی از این سیستم ها از نیروی غیرخطی فنر که روابط آن به صورت توابع درجه سوم [۱] و چهارم [۲] از مقدار جابه جایی در نظر گرفته می شود، استفاده شده است. نتایج نشان می دهد که در یک فرکانس تحریک مشخص عمدتاً جاذب های خطی مناسب تر بوده ولی در صورت تغییر فرکانس تحریک، جاذب های غیرخطی ارتعاش عملکرد

^۱ نویسنده مسئول، استادیار، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان assadi@mut-es.ac.ir،

assadi@aut.ac.ir

^۲ نویسنده مسئول، پژوهشگر، مجتمع دانشگاهی مکانیک، دانشگاه صنعتی مالک اشتر، اصفهان l.hashemi2300@gmail.com

بهتری در اتلاف انرژی خواهند داشت. دسته‌ای از جاذب‌های غیرخطی پیشنهادی نیز دارای فنر با سفتی متغیر با زمان هستند. در این نوع از جاذب‌ها زمانی که فرکانس تحریک در محدوده ۲ برابر فرکانس طبیعی جاذب باشد دامنه ارتعاش افزایش یافته و در نتیجه انرژی جذب شده بیشتر خواهد شد [۳].

در خصوص ایجاد فنریت غیرخطی تاکنون ایده‌های متعددی توسط محققین ارائه شده است. به عنوان مثال در یکی جاذب‌های ارتعاش، قیچی بالابر برای محدوده فرکانسی پایین و کمتر از ۱ هرتز در نظر گرفته شده‌اند. در این طرح، پارامترهای هندسی مکانیزم مانند طول لینک‌ها، تعداد طبقات و زوایای لینک‌ها با یکدیگر به عنوان پارامترهای غیرخطی در نظر گرفته شده و اتلاف انرژی در گستره فرکانسی موثر با سیستم خطی مقایسه شده است [۴] و [۵]. از خاصیت فنریت تیرها و قاب‌های الاستیک با اشکال مختلفی نظیر کرب-لگ^۱ [۶] و شکل H [۷] نیز برای طراحی فنرهای غیرخطی در بهینه‌سازی جاذب‌های ارتعاش استفاده شده است. در مکانیزم کرب-لگ، بیشینه زاویه بخش میانی تیر با پایه آن که پارامتر هندسی غیرخطی در نظر گرفته می‌شود، ۱۷۰ درجه محاسبه شده است. در این طرح‌ها دامنه ارتعاش و توان خروجی در فرکانس و زوایای مختلف در سیستم‌های خطی و غیرخطی با هم مقایسه شده است. همچنین میزان اتلاف انرژی در جاذب با فنر H شکل که به صورت آزمایشی در سیستم‌های موتور اتومبیل و دریل بررسی شده است، نسبت به سیستم خطی ۴۸٪ افزایش یافته است.

سیستم‌های بی-استیبل^۲ که دارای فنربندی با ۲ نقطه تعادل استاتیکی هستند نیز در جاذب‌های ارتعاش استفاده شده است. به عنوان مثال Raman و همکاران [۸]، جاذب انرژی با دو نوع مکانیزم غیرخطی فنر که یکی از آنها مکانیزم بی-استیبل اسنپ - ترو^۳ می‌باشد، در نظر گرفتند. نتایج عددی نشان می‌دهد اگر فرکانس تحریک کمتر از فرکانس طبیعی سیستم باشد انرژی تلف شده سیستم غیرخطی افزایش خواهد یافت. نوع دیگر مکانیزم فنر غیرخطی بررسی شده، فنر با سفتی متغیر است. نتایج عددی و تحلیلی نشان می‌دهد که با افزایش فرکانس تشدید محدوده انرژی تلف شده نیز افزایش می‌یابد.

در یک تحقیق دیگر بر روی یک شناور روی سطح آب تحت تحریک امواج سطحی، از یک جاذب انرژی با سفتی غیرخطی استفاده شده تا بهبود عملکرد مکانیزم غیرخطی فنر در مقایسه با خطی آن ارزیابی شود. نتایج حاصل نشان می‌دهد که در صورت استفاده از این نوع مکانیزم با افزایش فرکانس تشدید سیستم، انرژی متوسط تلف شده افزایش می‌یابد [۹].

در طرحی دیگر با اضافه کردن یک فنر غیرخطی مغناطیسی برای ضربه‌گیرها یک جاذب ارتعاش مغناطیسی-مکانیکی طراحی می‌شود. این فنر مغناطیسی از ۲ آهنربای ثابت و یک آهنربای متحرک به عنوان جرم مرتعش تشکیل شده است و نیروی دافعه بین دو قطب همنام آهنرباها به عنوان نیروی فنر غیرخطی در نظر گرفته شده و انرژی تلف شده فنر مغناطیسی در کنار فنرهای مکانیکی به صورت عددی و آزمایشگاهی بررسی شده است [۱۰]. در طرح‌های دیگر از اشکال مختلف تیر به عنوان فنر استفاده شده است به طوری که حالت غیرخطی فنر به واسطه کشش و خمش تیر ایجاد می‌شود. از جمله این طراحی‌ها، فنر M شکل دوسرگیردار [۱۱] و ۴ تیر یکسر گیردار می‌باشد که در ساخت آن از ماده FR4 به دلیل مدول یانگ پایین استفاده شده

¹ Crab-Leg

² Bi-Stable

³ Snap-Through

است [۱۲] و [۱۳]. نتایج آزمایشگاهی در مورد مکانیزم اخیر نشان می‌دهد که انرژی جذب شده غیرخطی در محدوده فرکانس ۱۰ هرتز تقریباً ۵ برابر خطی می‌باشد.

المان‌های میراگر مختلفی بر مبنای دمپ‌های ویسکوز، اصطکاک لغزشی، محدوده پلاستیک فلزات و تراکم پذیری در سیالات برای ائتلاف انرژی ارتعاشی در ضربه‌گیرها به کار گرفته شده‌اند. از این رو، وسایل کنترل ارتعاش مختلفی برای کاهش دامنه ارتعاش سازه‌هایی همچون ساختمان‌ها، پل‌ها، شناورها و سایر تجهیزات مکانیکی طراحی و ساخته شده است.

بررسی‌های عددی و آزمایشگاهی، کارکرد موثر هر یک را در نوع خاصی از شرایط ارتعاش نشان می‌دهد. در یک دسته‌بندی، وسایل کنترل ارتعاش را می‌توان به ۳ دسته کنترل فعال [۱۴]، کنترل غیرفعال [۱۵] و کنترل نیمه فعال [۱۶] تقسیم کرد. در این میان کنترل کننده‌های غیرفعال نیاز به منبع انرژی خارجی ندارند و مشخصه‌های مکانیکی آنها ثابت و مطابق با شرایط ارتعاش خود را تطبیق نمی‌دهند. از جمله میراگرهای غیرفعال پرکاربرد، میراگر جرم تنظیم شده با میرایی ویسکوز می‌باشد. طبق بررسی‌های آزمایشگاهی این میراگر جرمی در مقایسه با میراگر ویسکوز بدون جرم تنظیم تاثیر بیشتری در کنترل ارتعاش حاصل از تحریک نیروی هارمونیک داشته است [۱۷].

یکی دیگر از انواع میراگرهای غیرفعال، میراگرهای مغناطیسی جریان گردابه‌ای هستند. استفاده از این میراگرها نیز به دلیل غیر تماسی بودن اجزای آن و بنابراین به حداقل رساندن اصطکاک، عدم حساسیت به دما و بازدهی مناسب در دماهای بالا در حدود 400°C درجه سانتی گراد و مناسب برای ارتعاش‌هایی با دامنه زیاد، به طور چشم‌گیری توسط محققین افزایش یافته است. یک میراگر جرمی تنظیم شده با این نوع المان میرایی توسط محققین ساخته شده و نتایج آزمایشگاهی آن نشان می‌دهد که نسبت میرایی در این حالت تا ۱۵٪ افزایش می‌یابد [۱۸]. دو نمونه دیگر از این نوع میراگرها با هندسه استوانه‌ای و محدوده پارامترهای موجود برای کمک-فنرهای خودروهایی سواری، طراحی و ساخته شده و مورد آزمایش قرار گرفته است. این نوع میراگرها، نسبت به نوع صفحه‌ای آنها به دلیل مقدار نشتی کمتر جریان گردابه‌ای، هندسه مناسب‌تر از نظر جانمایی و ضریب میرایی بالاتر کاربرد بیشتری دارند [۱۹].

در این مقاله، با توجه به محدودیت در تغییر طول فنر در واقعیت، نیاز به فنریت غیرخطی در تئوری و همچنین طراحی میراگر با قابلیت ساخت مناسب برای میرایی‌های دلخواه را ایجاب می‌کند. از این رو طرح یک مکانیزم غیرخطی بر اساس بازوی تلسکوپ و مکانیزم رک-پینیون با المان میراگر جریان گردابه‌ای برای تحریک ضربه متوالی ارائه شده است. لازم به ذکر است که تحریک ضربه از نظر جاذب‌های ارتعاش و ضربه‌گیرها از نظر مکانیکی اهمیت خاصی داشته و ائتلاف انرژی در این نوع تحریک اهمیت بسیار بالایی خواهد داشت. در ادامه با ارائه مدلسازی و نتایج مربوط به آن، قابلیت استفاده بسیار موثر طرح ارائه شده در محدوده فرکانس مشخص بحث شده و ابعاد آهنربای نئودیمیومی گرید N42 با شدت میدان مغناطیسی 0.7 تسلا به عنوان نمونه موجود در بازار استخراج شده است. همچنین مکانیزم ارائه شده برای فرکانس تحریک و فرکانس طبیعی متعددی با شدت ضربه مختلف بحث شده و نتایج آن ارائه شده است.

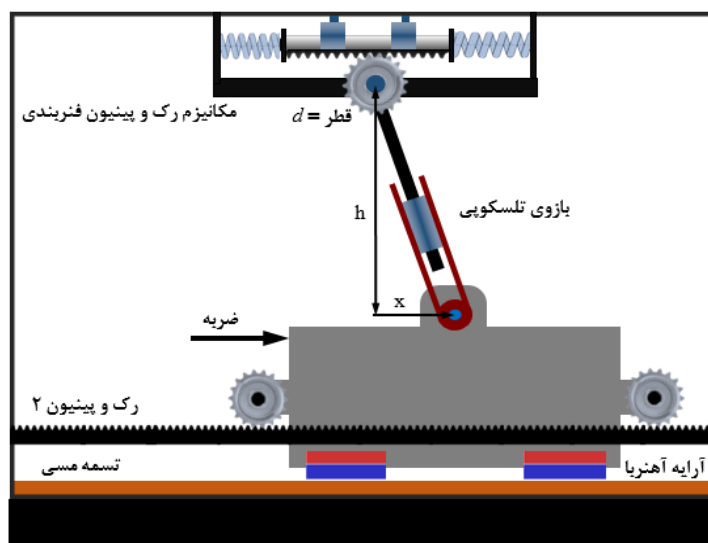
در راستای حصول اطمینان از نتایج عددی، مسئله با دو روش حل شده و همچنین با مراجع دیگر صحت سنجی شده است.

۲- ارائه طرح و مدل سازی

۱-۲- ارائه طرح

در این مقاله، طرح یک سیستم جاذب ارتعاش مکانیکی- مغناطیسی با هدف افزایش اتلاف انرژی در بارگذاری ضربه متوالی ارائه شده است. بخش مکانیکی طرح مطابق شکل (۱)، شامل دو فنر خطی مارپیچ و یک مکانیزم بازوی تلسکوپی که از یک طرف به یک رک-پینیون متصل بوده و از طرف دیگر به جرم متصل است، می‌باشد که نیروی خطی فنرها را به نیروی غیرخطی معادلی که به جسم وارد می‌شود تبدیل می‌کند. در طرح ارائه شده، از مکانیزم تبدیل حرکت دورانی بازو به حرکت خطی فنرها، یعنی چرخنده رک و پینیون^۱، با هدف کاهش میزان تغییر فنر که از نظر مکانیکی محدود است، استفاده شده است. فنرهای مکانیکی موجود، از نظر دامنه تغییر طول دارای محدودیت زیادی بوده و در بارهای فشاری-کششی وارد ناحیه غیرخطی نامطلوب شده و حتی کمانش می‌کنند. اگر به منظور رفع کمانش طول آنها را کم بگیریم، دامنه ارتعاش آنها محدود شده و پاسخ دینامیکی مناسب را تحت بارگذاری ضربه نخواهند داشت. مکانیزم ارائه شده در گام نخست برای افزایش نسبت جابه‌جایی جرم m به تغییر طول فنرهای خطی کاربرد دارد و اجازه کاهش طول فنر را در طراحی به کاربر می‌دهد.

در طرح پیشنهاد شده از میراگر مغناطیسی جریان-گردابه‌ای که شامل یک آهنربای دائمی نئودیمیومی گرید N42 و یک تسمه مسی برای امان میراگر استفاده شده است. زمانی که یک آهنربای دائم در مجاورت یک فلز غیر آهنی مانند آلومینیوم، مس، طلا و ... حرکت کند، یک نیروی مخالف حرکت در نقش میراگر که با سرعت حرکت متناسب است به آن وارد خواهد شد. شدت نیرو در گام نخست به شدت میدان مغناطیسی آهنربا بستگی داشته و در وهله بعد به میزان رسانایی فلز مجاور بستگی خواهد داشت هر چه فلز رساناتر باشد، میرایی بیشتری نیز ایجاد خواهد کرد. همچنین در مرحله آخر، ابعاد آهنربا و ضخامت تسمه مسی طبق روابط حاکم که در قسمت ۲-۳ ارائه خواهد شد، پارامترهای تعیین کننده‌ای در میزان نیروی میراگر می‌باشند.



شکل ۱- مکانیزم ضربه‌گیر غیرخطی پیشنهاد شده با استفاده از بازوی تلسکوپی، رک-پینیون و میراگر جریان گردابه‌ای مغناطیسی

¹ rack and pinion

مزایای طرح حاضر برای ضربه گیرها عبارت است از:

- کاهش تغییر طول فنر و فراهم نمودن امکان ساخت
- ایجاد فنریت غیرخطی مناسب برای افزایش میزان انرژی تلف شده
- طراحی و ساخت آسان المان میراگر برای هر مقدار دلخواه از ضریب میرایی
- موجود بودن همه المانهای لازم در طراحی مکانیزم در صنعت

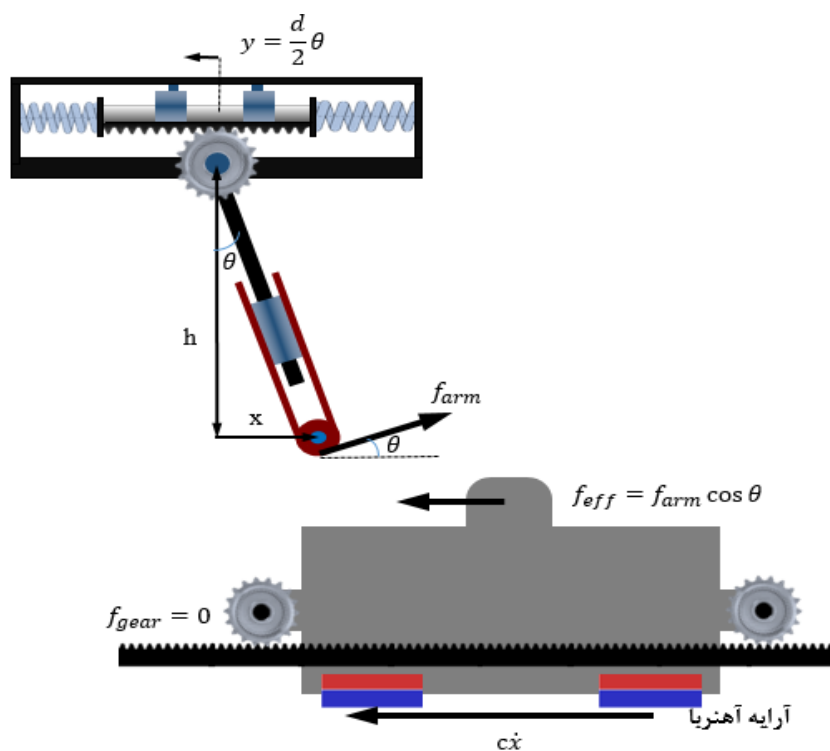
۲-۲- استخراج نیروی غیرخطی برای مکانیزم فنر

در شکل (۲) دیاگرام جسم آزاد جاذب انرژی پیشنهاد شده نشان داده شده است.

برای محاسبه نیروی غیرخطی فنر از طرح پیشنهاد شده، تعادل گشتاور حاصل از نیروی میله، f_{arm} و فنرهای مارپیچ، f_{spring} ، حول مرکز چرخنده متصل به بازو از قانون اویلر مطابق با رابطه (۱) بدست می‌آید. در این رابطه d ، قطر چرخنده بالایی و l_{arm} طول میله است. با دوران بازو به اندازه θ میزان تغییر طول فنرها برابر با $\frac{d}{2}\theta$ می‌باشد. در نتیجه نیروی موثر حاصل از آنها از رابطه (۲) بدست خواهد آمد که در آن k سفتی فنر است.

$$f_{arm} l_{arm} = f_{spring} \frac{d}{2} \quad (1)$$

$$f_{spring} = k \left(\frac{d}{2} \theta \right) \quad (2)$$



شکل ۲- دیاگرام جسم آزاد جاذب انرژی

نیروی غیرخطی موثر نیز از تجزیه نیروی f_{arm} در جهت افقی مطابق با رابطه (۳) می‌باشد. در این رابطه h طول اولیه بازو تلسکوپی است. با جایگذاری $\theta = \cos^{-1}\left(\frac{h}{l_{arm}}\right)$ در رابطه (۳) رابطه (۴) حاصل می‌شود. در ادامه اگر جابه جایی جرم، x ، بسیار کوچک در نظر گرفته شود، رابطه (۴)، مطابق رابطه (۵) ساده‌سازی خواهد شد.

$$f_{eff} = kh \left(\frac{1}{l_{arm}}\right)^2 \left(\frac{d}{2}\right)^2 \theta \quad (3)$$

$$f_{eff} = kh \frac{1}{h^2 + x^2} \left(\frac{d}{2}\right)^2 \tan^{-1}\left(\frac{x}{h}\right) \quad (4)$$

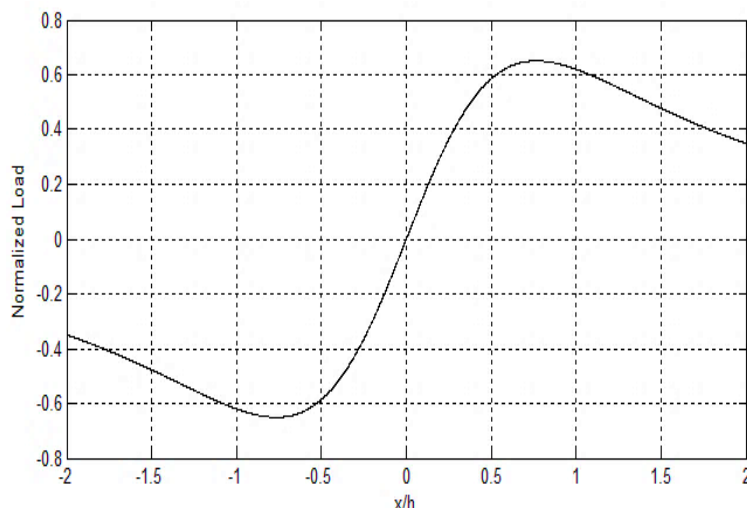
$$f_{eff} = k \left(\frac{d}{2h}\right)^2 x \quad (5)$$

بنابراین، سختی موثر فنر خطی برابر با $k_{eff}^{Linear} = k \left(\frac{d}{2h}\right)^2$ است که و فرکانس طبیعی سیستم خطی نیز به صورت، $\omega_n^{Linear} = \frac{d}{2h} \sqrt{\frac{k}{m}}$ ، تعریف می‌شود. با جایگذاری این پارامترها در رابطه (۴)، نیروی غیرخطی فنر به صورت زیر بدست می‌آید:

$$f_{eff} = m(\omega_n^{linear})^2 \frac{h}{1 + \bar{x}^2} \tan^{-1} \bar{x} \quad (6)$$

$$\bar{f}_{eff} = \frac{f_{eff}}{m(\omega_n^{linear})^2 h} = \frac{1}{1 + \bar{x}^2} \tan^{-1} \bar{x} \quad (7)$$

در این رابطه $\bar{x} = \frac{x}{h}$ می‌باشد. رابطه (۲) در روابط (۶) و (۷) براساس زاویه θ بیان شده است که توسط مکانیزم شکل (۱) به صورت یک نیروی غیرخطی به جرم m وارد می‌شود. منحنی تغییرات نیروی غیرخطی نهایی بر حسب نسبت جابه‌جایی جرم به ارتفاع میله به صورت یک تابع فرد می‌باشد، که در شکل (۳) نشان داده شده است. این نیرو در نسبت های x/h کمتر از قدر مطلق $0/5$ در محدوده خطی و در نسبت های x/h بیشتر از قدر مطلق $0/5$ غیر خطی خواهد شد. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که با افزایش ارتفاع اولیه میله، جاذب انرژی به صورت یک سیستم با فنر خطی عمل می‌کند. همچنین بیشینه نیروی فنر زمانی اتفاق می‌افتد که نسبت جابه‌جایی جرم به ارتفاع میله حدود $0/75$ بوده و تا حدود این نسبت از x/h نیروی فنر افزایشی بوده و در نسبت‌های بیشتر کاهش می‌یابد.



شکل ۳- منحنی تغییرات نیروی غیرخطی بدون بعد فنر بر حسب جابه‌جایی x/h در طرح پیشنهاد شده

۳-۲- مدل‌سازی میراگر مغناطیسی جریان گردابه‌ای

در بخش میراگر مغناطیسی از یک آهنربای دائمی نئودیمیومی مکعبی شکل استفاده شده است که با اتلاف انرژی مکانیکی و تولید گرما در سیستم، مقاومت به گرمای بالاتری نسبت به سایر آهنرباهای دائمی دارد و برای عملکرد در محدوده زمانی به نسبت وسیع مناسب می‌باشد. در این طرح برای افزایش عملکرد موثر میراگر از یک تسمه دیامغناطیس مسی استفاده شده است چرا که نسبت به فلزاتی چون آلومینیوم، رسانایی الکتریکی بالاتری دارد. به دلیل حرکت نسبی بین آهنربا و تسمه دیامغناطیس، میدان مغناطیسی آهنربا در تسمه نفوذ کرده و جریان‌های گردابه‌ای مغناطیسی در حجم آن ایجاد می‌کند. این جریان‌ها یک میدان مغناطیسی خلاف جهت میدان آهنربا ایجاد کرده که طبق قانون نیروی لورنتس، این میدان نیرویی مخالف حرکت جرم که همان نیروی میراگر است، به وجود می‌آورد. در این میراگرها ضریب میرایی، c ، مطابق با رابطه (۸) تابعی از میدان مغناطیسی b در جهت y و z ، در حجم تسمه رسانا، v ، و با ضریب رسانایی σ است [۲۰].

$$c = \sigma \int (b_y^2 + b_z^2) dv \quad (8)$$

۳ مولفه‌ی میدان مغناطیسی (با واحد تسلا) حاصل از آهنربا که تابعی از ابعاد آهنربا، l ، طول، w ، عرض و t ضخامت آن و شدت میدان مغناطیسی آن می‌باشد در روابط (۹) تا (۱۱) که به روابط بایوت ساوارت معروف است، ارائه شده است.

$$b_x = -\frac{k_m}{2} [\gamma(l-x, y, z) + \gamma(l-x, w-y, z) - \gamma(x, y, z) - \gamma(x, w-x, z)]_0^t \quad (9)$$

$$b_y = -\frac{k_m}{2} [\gamma(w-y, x, z) + \gamma(w-y, l-x, z) - \gamma(y, x, z) - \gamma(y, l-x, z)]_0^t \quad (10)$$

$$b_z = -k_m \left[\begin{array}{l} \varphi(y, l-x, z) + \varphi(w-y, l-x, z) + \varphi(x, w-y, z) \\ + \varphi(l-x, w-y, z) + \varphi(w-y, x, z) \\ + \varphi(y, x, z) + \varphi(l-x, y, z) + \varphi(x, y, z) \end{array} \right]_0^t \quad (11)$$

دو تابع φ و γ که در آنها z_0 نقطه‌ای روی سطح آهنربا در رابطه (۱۲)، (۱۳) و ثابت k_m در رابطه (۱۴) ارائه شده است. ثابت k_m از میدان مغناطیسی متوسط آهنربا، \bar{b}_z ، که به صورت تجربی بدست می‌آید، محاسبه می‌شود [۲۱].

$$\gamma(\gamma_1, \gamma_2, \gamma_3) = \ln \left[\frac{\sqrt{(\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + (\gamma_3 - z_0)^2)} - \gamma_2}{\sqrt{\gamma_1^2 + \gamma_2^2 + (\gamma_3 - z_0)^2} + \gamma_2} \right] \quad (12)$$

$$\varphi(\varphi_1, \varphi_2, \varphi_3) = \begin{cases} \tanh^{-1} \left[\frac{\varphi_1 (\varphi_3 - z_0)}{\varphi_2 \sqrt{\varphi_1^2 + \varphi_2^2 + (\varphi_3 - z_0)^2}} \right] & y \neq 0 \\ 0 & y = 0 \end{cases} \quad (13)$$

$$k_m = -\frac{1}{4} \frac{\bar{b}_z}{\left[\varphi \left(\frac{w}{2}, \frac{l}{2}, z \right) + \varphi \left(\frac{l}{2}, \frac{w}{2}, z \right) \right]_0^h} \quad (14)$$

۲-۴- استخراج معادله دینامیکی

معادله دینامیکی جاذب انرژی، از دیاگرام جسم آزاد این سیستم با فنر غیرخطی که در شکل (۲) نشان داده شده است استخراج خواهد شد. در این مکانیزم با فرض ناچیز بودن جرم چرخنده‌ها، نیروی وارده از طرف ۲ چرخنده به جرم m تقریباً صفر می‌باشد. از این رو معادله تعادل دینامیکی حاکم بر مسئله به صورت کلی از رابطه (۱۵) بدست می‌آید.

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + f_s = 0 \quad (15)$$

در این معادله x ، \dot{x} و \ddot{x} به ترتیب جابه‌جایی، سرعت و شتاب جرم m و f_s ، $c\dot{x}$ نیز به ترتیب نیروی فنر و میراگر مغناطیسی می‌باشد. در این سیستم، تحریک به صورت ضربه متوالی و اعمال هر ضربه به صورت افزایش سرعت جاذب، y ، به اندازه V_{impact} ، بعد از گذشت بازه‌های زمانی دلخواه، t_1 ، از حرکت جاذب مطابق رابطه (۱۶) در نظر گرفته شده است.

با جایگذاری رابطه (۷) در رابطه (۱۵)، معادله حاکم بر مسئله به صورت رابطه (۱۷) بدست می‌آید.

$$y(t) = \begin{cases} y = y_0 & t < t_1 \\ y = y_0 + V_{impact} & t_1 \leq t < 2t_1 \\ \vdots & \\ \vdots & \\ y = y_0 + (n-1)V_{impact} & (n-1)t_1 \leq t < nt_1 \end{cases} \quad (16)$$

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + m(\omega_n^{linear})^2 \frac{h}{1+\bar{x}^2} \tanh^{-1} \bar{x} = 0 \quad (17)$$

۳- حل عددی معادله حاکم

در این مقاله، به منظور داشتن اطمینان کافی از نتایج عددی، مسئله با ۲ روش رانگ-کوتا مرتبه ۴ و نیومارک-بتا حل شده است. برای حل معادله دیفرانسیل رابطه (۱۷) از روش عددی رانگ-کوتا مرتبه ۴ [۲۲]، جابه‌جایی جرم m ، x ، با گام زمانی dt در نرم افزار MATLAB محاسبه شده است. از این رو در کد مورد نظر، ابتدا ضرایب k_1^x تا k_4^x در این روش بدست آمده و سپس برای محاسبه جابه‌جایی جرم در هر dt این ضرایب در رابطه (۱۸) جاگذاری می‌شود.

$$x_{n+1} = x_n + \frac{(k_1^x + 2k_2^x + 2k_3^x + k_4^x)}{6} \quad (18)$$

در روش عددی نیومارک-بتا، جابه‌جایی جرم m در کد مربوطه از رابطه (۱۹) بدست می‌آید.

$$x_{n+1} = \delta x_n + x_n \quad (19)$$

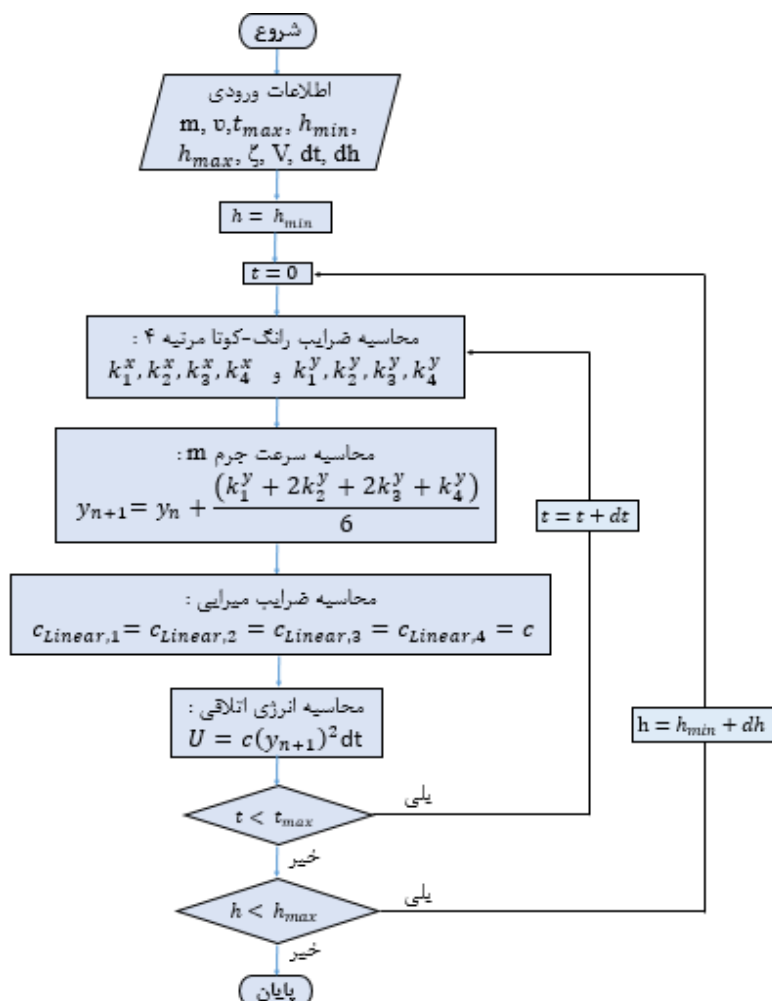
در این روش برای محاسبه مقدار جابه‌جایی از رابطه (۱۹) ابتدا لازم است مقدار بخش δx_n محاسبه شود که با توجه به روابط مربوط به این روش، این بخش تابع دو مقدار ثابت γ و β می‌باشد. روش نیومارک-بتا با توجه به مقادیر مختلف این ثوابت به ۴ روش دسته بندی می‌شود [۲۳]. بنابراین، با فرض ثوابت نیومارک-بتا $\gamma = 0.50$ و $\beta = 0.16$ و جاگذاری آن‌ها در رابطه مربوطه، بخش δx_n مطابق با رابطه (۲۰) بدست می‌آید.

$$\delta x_n = \frac{\left(\frac{6m}{dt} + 3c\right) \dot{x}_n - \left(\frac{cdt}{2} + 3m\right) \ddot{x}_n - \delta f_n^{ext}}{\left(\frac{6m}{dt^2} + \frac{3c}{dt} + \delta f_{s,n}\right)} \quad (20)$$

در این رابطه f_s و f^{ext} به ترتیب نیروی غیر خطی فنر و تحریک سیستم هستند. در نهایت جابه‌جایی جرم m با جایگذاری رابطه (۱۸) در رابطه (۱۹) و با در نظر گرفتن تحریک به صورت ضربه متوالی مطابق با رابطه (۲۱) بدست می‌آید. دقت شود همانطور که گفته شد، در اینجا برای اعمال ضربه متوالی، پارامتر سرعت در بازه‌های زمانی دلخواه کنترل شده و به ازای هر ضربه، مقدار سرعت بر مبنای تکانه خطی وارد شده به جرم تغییر داده خواهد شد.

$$x_{n+1} = \frac{\left(\frac{6m}{dt} + 3c\right) \dot{x}_n - \left(\frac{cdt}{2} + 3m\right) \ddot{x}_n}{\left(\frac{6m}{dt^2} + \frac{3c}{dt} + \delta f_{s,n}\right)} + x_n \quad (21)$$

در این مقاله، مقدار اتلاف انرژی سیستم شکل (۱) در یک سیکل از روش عددی رانگ-کوتا مرتبه ۴ بدست آمده و کد مربوط به آن در نرم افزار متلب نوشته شده است. روند حل عددی برای این سیستم در فلوچارت شکل (۴) نشان داده شده است که در آن v ، بسامد طبیعی سیستم، y ، سرعت جرم و ضرایب k_1^y تا k_4^y ، ثابت‌های روش رانگ-کوتا مرتبه ۴ برای سرعت جرم است.



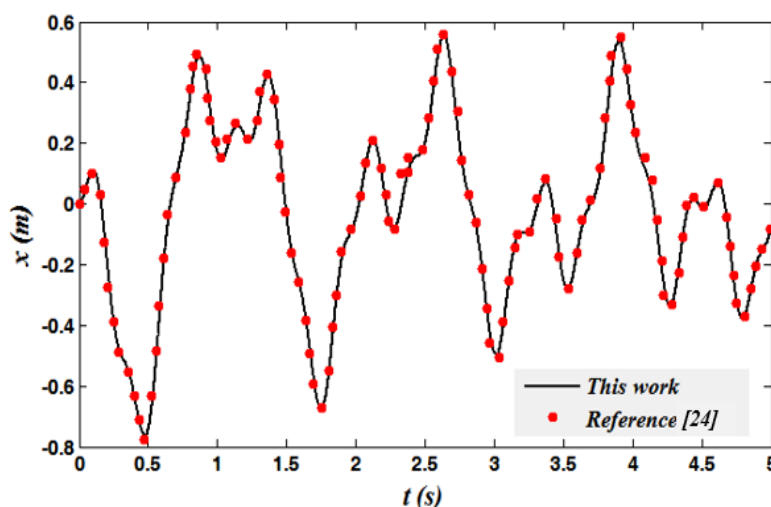
شکل ۴- روند حل عددی برای محاسبه اتلاف انرژی طرح جاذب ارتعاش ارائه شده از روش رانگ-کوتا مرتبه ۴

۴- نتایج و تفسیر یافته‌ها

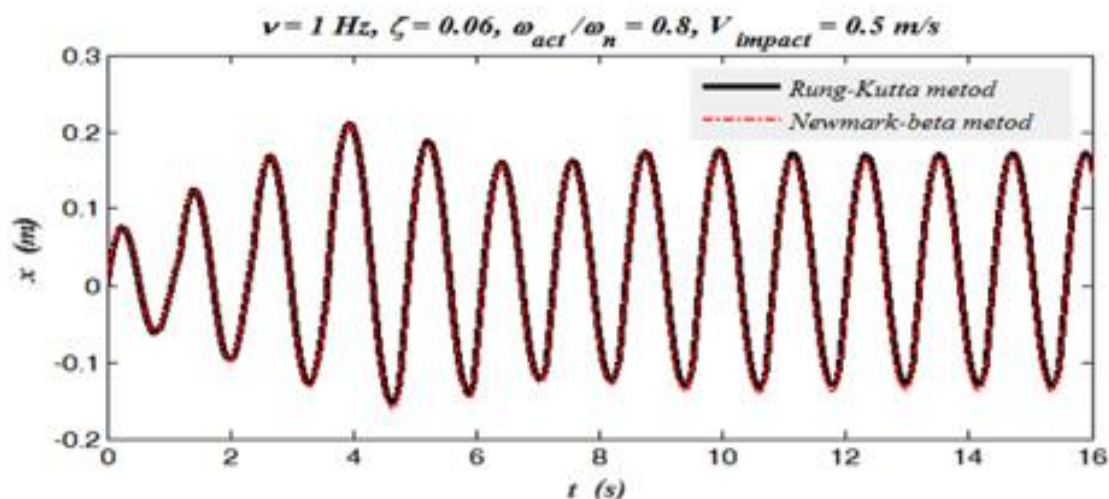
۴-۱- صحت سنجی نتایج

در این مقاله، نتایج حاصل از مسئله جاذب انرژی با استفاده از روش عددی رانگ-کوتا مرتبه ۴ ارائه شده است اما با توجه به اینکه روش‌های عددی ممکن است در محدوده خاصی پاسخ مناسب داده و در سایر محدوده‌ها نتیجه آنها دارای خطا باشد، برای صحت سنجی نتایج حاصل، مسئله با روش عددی نیومارک-بتا نیز حل شده و نتایج هر دو روش با یکدیگر مقایسه شده است. در این راستا کد مربوط به هر ۲ روش عددی رانگ-کوتا مرتبه ۴ و نیومارک-بتا برای استخراج پاسخ زمانی معادله دینامیکی غیرخطی حاکم، در نرم‌افزار MATLAB نوشته شده است. این در حالی است که لازم است از نتایج حاصل از کد مربوط به روش عددی نیومارک-بتا نیز اطمینان حاصل شود. بنابراین ابتدا مسئله جاذب انرژی مرجع [۲۴] دارای فنر غیرخطی مرتبه ۲ تحت تحریک هارمونیک با استفاده از روش نیومارک-بتا حل شده و نتایج حاصل از آن با نتایج مرجع [۲۴] در شکل (۵) مقایسه شده است. مطابقت بسیار مناسب نتایج حاکی از آن است که کد نرم‌افزاری مربوط به روش نیومارک-بتا درست بوده و نتایج آن قابل اطمینان خواهد بود. لازم به ذکر است پس از بررسی متغیر جابه جایی در واحد زمان، میزان خطای نتایج حاصل شده در شکل (۵) در مقایسه با مرجع [۲۴] کمتر از ۰.۴٪ آن هم در طی بازه زمانی ۵ ثانیه و با حرکت دینامیکی پیچیده بوده است.

در ادامه، جاذب انرژی پیشنهاد شده در این مقاله با جرم ۵۰ کیلوگرم و فرکانس خطی ۱ هرتز تحت تحریک ضربه متوالی با سرعت ۰/۵ متر بر ثانیه در نظر گرفته شده است و نتایج حاصل پاسخ زمانی آن از روش نیومارک-بتا و رانگ-کوتا مرتبه ۴ مطابق با شکل (۶) بدست آمده است. همانطور که در این شکل مشاهده می‌شود، مطابقت بسیار مناسبی در نتایج حاصل از دو روش وجود دارد. این مطابقت نشان می‌دهد، می‌توان پاسخ زمانی سیستم غیرخطی ارائه شده در این مقاله را با استفاده از روش عددی رانگ-کوتا مرتبه ۴ با درصد خطای بسیار مناسب و زیر ۰.۴٪ بدست آورد. لازم به ذکر است، نتایج برای مقادیر دیگری از ضریب میرایی، نسبت فرکانس تحریک و ... ارزیابی شده و در آن موارد نیز نتایج مطلوبی با خطای پاسخ زمانی کمتر از ۰.۴٪ بدست آمده است.



شکل ۵- مقایسه پاسخ زمانی بدست آمده از روش نیومارک-بتا برای جاذب انرژی غیرخطی مرتبه ۲ تحت تحریک هارمونیک با نتایج مرجع [۲۴] با خطای کمتر از ۰.۴٪



شکل ۶- مطابقت بسیار مناسب نتایج روش رانگ کوتا مرتبه ۴ و نیومارک بتا برای جاذب انرژی تحت تحریک ضربه متوالی

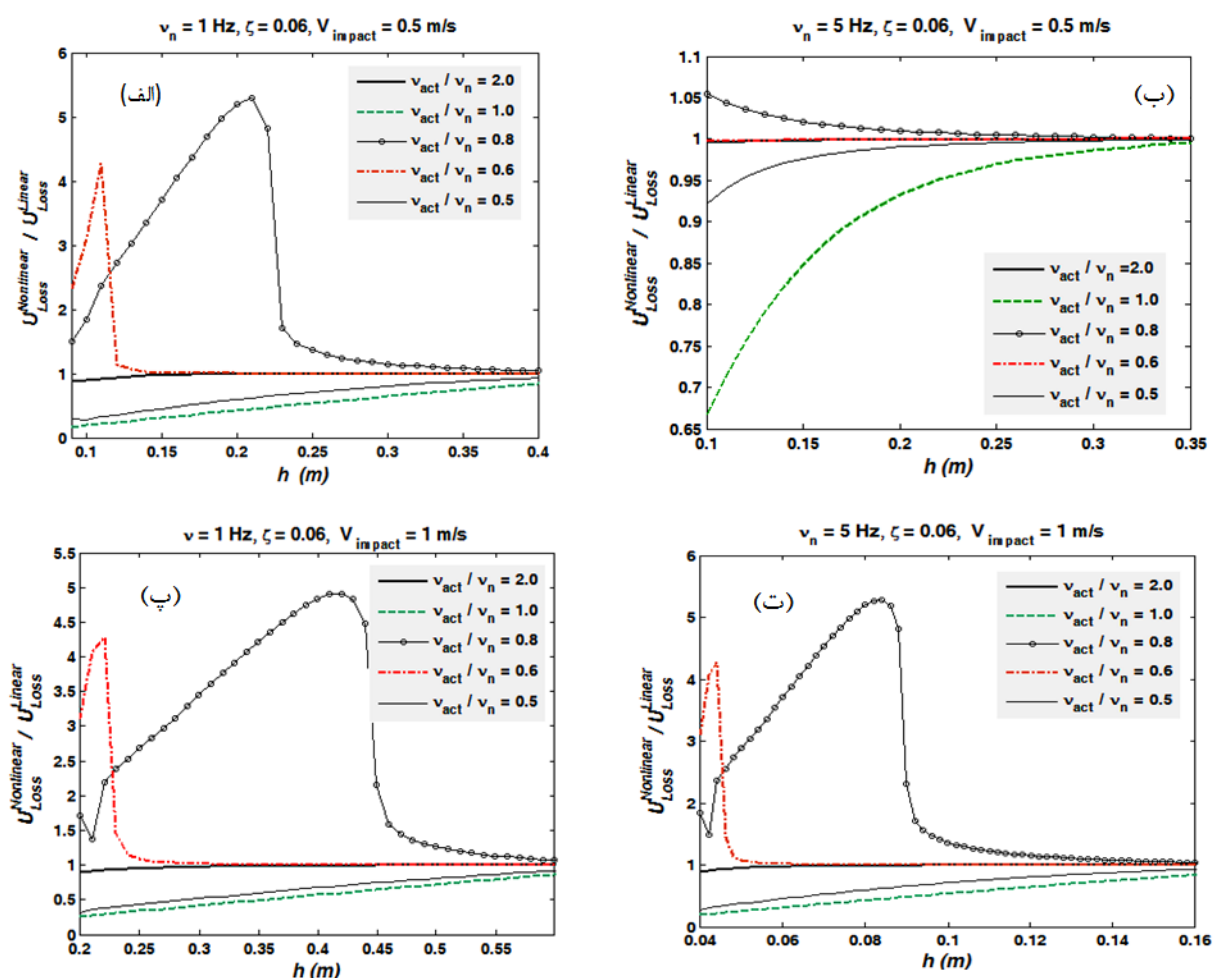
۴-۲- ارائه تفصیلی نتایج عددی

از روابطی که در بخش ۲-۲ ارائه شده است، می‌توان دریافت که علاوه بر h ، شعاع چرخنده بالایی، r ، نیز یکی دیگر از پارامترهای غیرخطی سازی نیروی فنر در نظر گرفته می‌شود. در این مقاله برای تمرکز کار، طراحی مکانیزم فقط بر اساس h انجام شده و شعاع چرخنده مقدار ثابت $r = 0.2$ متر در نظر گرفته شده است. از این رو تأثیر مکانیزم فنر و میرایی ارائه شده با 2 پارامتر h ، در مکانیزم غیرخطی فنر و نسبت ضریب میرایی ζ در میراگر مغناطیسی بررسی شده است. همچنین به منظور ارائه مناسب‌تر نتایج، پارامتر نسبت اتلاف انرژی مکانیزم غیرخطی به مکانیزم خطی ارائه شده است تا میزان موثر بودن طرح غیرخطی در محدوده مختلف پارامترهای آن مشخص شده و مزایای استفاده از آن تعیین گردد. برای این منظور ۴ حالت مختلف ارتعاش برای تکانه خطی 0.5 و 1 متر بر ثانیه و بسامد طبیعی 1 و 5 هرتز و ζ برابر با 0.06 در نظر گرفته شده و نسبت انرژی اتلافی سیستم غیرخطی به خطی در h مختلف مطابق با شکل (۷) (الف)-(ت) بدست آمده که در همه آن‌ها عملکرد سیستم در محدوده فرکانسی گسترده‌ای از تحریک در نسبت‌های فرکانسی بیشتر و کمتر از 1 بررسی شده است. همانطور که مشاهده می‌شود در هر ۴ حالت، در نسبت‌های فرکانسی بیشتر از 1 ، اتلاف انرژی غیرخطی نسبت به خطی کمتر است و با افزایش h اختلاف اتلاف انرژی در سیستم غیرخطی با خطی کاهش می‌یابد. به عنوان یک نکته مهم، در نسبت‌های فرکانسی کمتر از 1 ، نسبت اتلاف انرژی غیرخطی به خطی بزرگتر از 1 می‌باشد. به عنوان یک نتیجه بسیار مطلوب، مکانیزم ارائه شده برای بسامدهای تحریک کمتر از بسامد طبیعی سیستم مناسب بوده و در برخی حالات مقدار اتلاف انرژی جاذب تا 50% نسبت به حالت خطی افزایش داشته است.

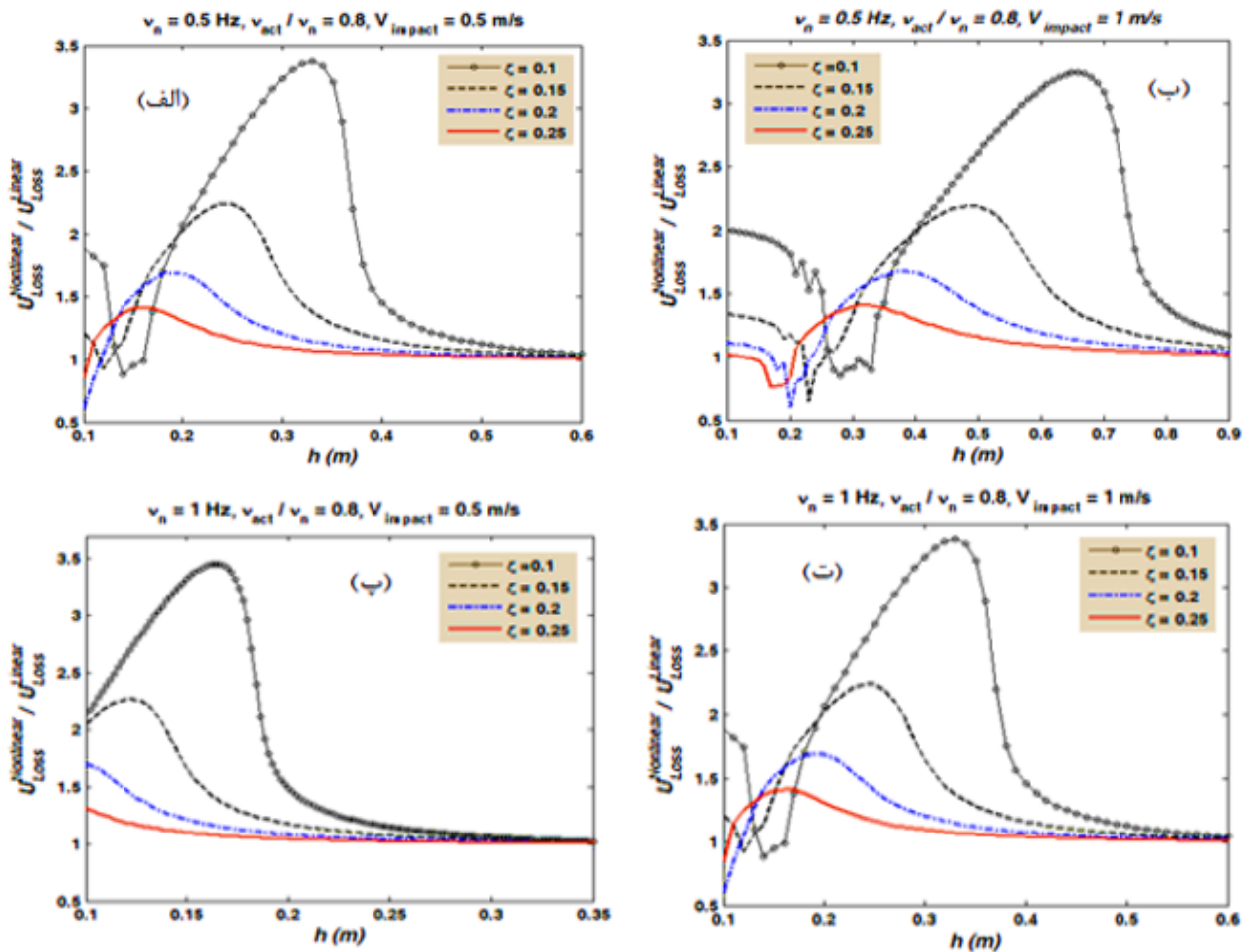
از مقایسه شکل (۷) (الف) و (ب) مشاهده می‌شود در سرعت ضربه ثابت 0.5 متر بر ثانیه، با افزایش بسامد طبیعی از 1 هرتز به 5 هرتز، نسبت اتلاف انرژی غیرخطی به خطی بسیار کاهش پیدا کرده است و بیشترین نسبت اتلاف انرژی در سیستم با بسامد طبیعی 1 هرتز 5 برابر مقدار معادل آن در بسامد طبیعی 5 هرتز می‌باشد. در ادامه با مقایسه شکل‌های (۷) (پ) و (ت) با (الف) و (ب) می‌توان دریافت که با افزایش سرعت ضربه، نسبت اتلاف انرژی در فرکانس‌های طبیعی بالاتر، عدد بزرگتری بدست می‌آید.

در شکل (۷) (پ) و (ت) بیشترین نسبت اتلاف انرژی در بسامد طبیعی ۱ هرتز، برابر با ۵ بوده و در بسامد طبیعی ۵ هرتز به مقدار ۵/۵ افزایش می‌یابد. از این بررسی‌ها نتیجه می‌شود که با توجه به ماهیت طرح ارائه شده، می‌بایست طول اولیه مناسبی از بازوی تلسکوپی و ابعاد مناسب آهنربا و تسمه رسانا برای حصول نسبت میرایی مناسب تعیین شود. از طرفی، با توجه به ۴ حالتی که در شکل (۷) بررسی شده است، می‌توان گفت بیشترین نسبت اتلاف انرژی سیستم غیرخطی به خطی در نسبت فرکانسی ۰/۸ بدست می‌آید. لذا در ادامه و در شکل (۸)، نتایج برای حالت ارتعاش برای سرعت ضربه و فرکانس طبیعی مختلف در نسبت فرکانس ۰/۸ ارائه شده است.

در شکل (۸) مشاهده می‌شود که در همه موارد برای $h > 0.25$ با افزایش نسبت میرایی، بیشترین نسبت اتلاف انرژی غیرخطی به خطی به طور کلی کاهش می‌یابد. همچنین در طول‌های اولیه کوچک از بازوی تلسکوپی این نسبت به کمتر از ۱ نیز می‌رسد. بنابراین به منظور استفاده مناسب از مکانیزم پیشنهاد شده باید از نسبت میرایی پایین‌تر از ۰/۱۵ استفاده نمود. با مقایسه شکل‌های (۸) (الف) و (ب)، مشاهده می‌شود در بسامد طبیعی ثابت ۰/۵ هرتز، با افزایش سرعت ضربه، نمودارها به طور تقریبی روی محور افقی (h) به اندازه ۲-۱/۵ برابر به سمت جلو جابه‌جا شده‌اند.



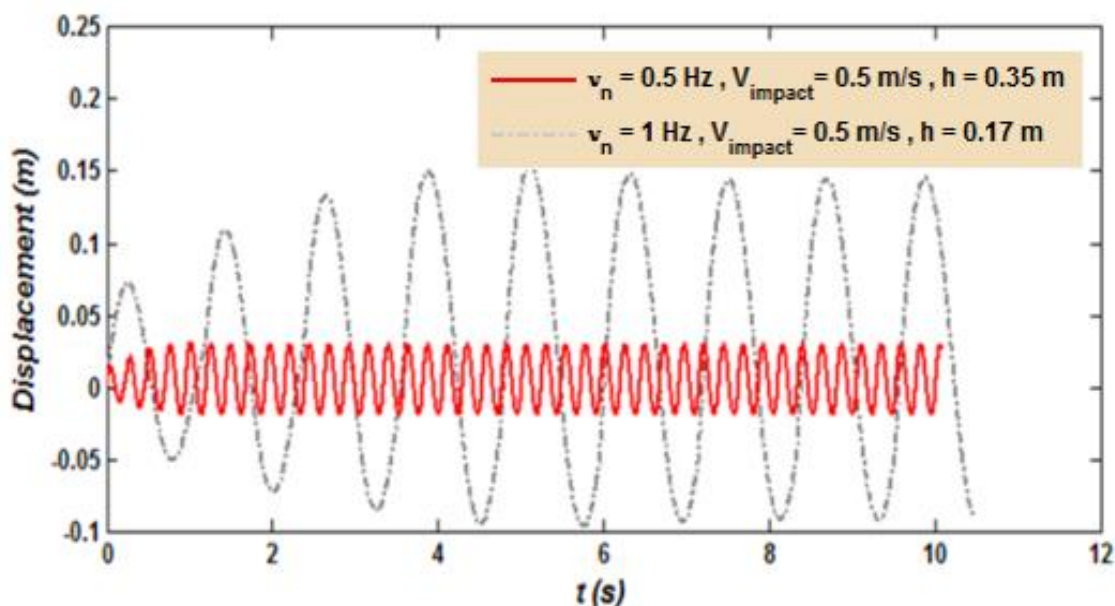
شکل ۷- نسبت اتلاف انرژی سیستم غیرخطی به خطی بر حسب طول بازوی تلسکوپی برای نسبت فرکانس و سرعت‌های تحریک مختلف



شکل ۸- نسبت اتلاف انرژی مکانیزم غیرخطی به خطی بر حسب طول اولیه بازوی تلسکوپی در ضربه میرایی‌های مختلف

در ادامه از مقایسه نمودارهای شکل (۸) (الف) و (پ) و همچنین شکل (۸) (ب) و (ت) برای سرعت ثابت تحریک، با ۲ برابر شدن بسامد طبیعی مشاهده می‌شود در همه نسبت‌های میرایی طول اولیه بازوی تلسکوپی در محل بیشینه نسبت اتلاف انرژی حدوداً نصف می‌گردد. لذا به طور کل می‌توان نتیجه گرفت، در یک بسامد طبیعی مشخص با افزایش سرعت تحریک ضربه، طول اولیه مناسب بازوی تلسکوپی در طراحی مکانیزم غیرخطی افزایش می‌یابد. همچنین در تحریک با سرعت ضربه ثابت، با افزایش بسامد طبیعی، طول اولیه این بازو کاهش خواهد یافت. نکته قابل توجه دیگر این است که در بسامدهای طبیعی بالاتر، منحنی‌ها حالت پایدارتری به خود می‌گیرند. این بررسی برای جاذب انرژی با فرکانس طبیعی ثابت ۵ هرتز و افزایش سرعت ضربه آن از ۰/۵ به ۱ متر بر ثانیه نیز انجام شده است. در بررسی این حالت نتایج یکسانی مطابق با آنچه در مقایسه ۴ حالت شکل (۸) بیان شد، بدست آمده است اما همانطور که در نتایج شکل (۷) نیز قابل مشاهده است در بسامد طبیعی بالا (۵ هرتز) برای ایجاد بیشینه نسبت اتلاف انرژی به طول بازو کوچکی نیاز است که از لحاظ ساخت قابل اجرا نمی‌باشد.

تا کنون، انرژی اتلافی سیستم یک درجه آزادی با فنریت غیرخطی در شکل‌های (۷) و (۸) بحث و بررسی شد. به عنوان نتایج تکمیلی، منحنی مکان-زمان ارتعاش جرم m در چندین حالت بررسی شده است و ۲ حالت از آن در شکل (۹) ارائه شده است.



شکل ۹- جابه‌جایی جرم m در بیشترین نسبت اتلاف انرژی غیرخطی به خطی در ۲ حالت ارتعاش

برای ارزیابی مقدار دامنه ارتعاش سیستم، ۲ حالت ارتعاشی مربوط به شکل (۸) (الف) و (پ) و برای بیشینه نسبت اتلاف انرژی برای $\gamma = 0.1$ انتخاب شده است. همانطور که در شکل (۹) مشاهده می‌شود، اولاً منحنی‌ها نسبت به حالت تعادل اولیه تقارن ندارند که این مسئله مرتبط با تحریک دائمی ضربه از یک سمت می‌باشد و نقطه تعادل دینامیکی در محدوده ۲۰٪ تا ۱۵٪ دامنه ارتعاش به سمت جلو شیفت پیدا می‌کند. همچنین محدوده دامنه ارتعاشات تا ۱۵ سانتیمتر نیز رسیده است که با اتصال مستقیم فنر به جرم، در عمل امکان دستیابی به چنین دامنه ارتعاشاتی امکان‌پذیر نبوده و طراحی فنر را با مشکل مواجه خواهد کرد اما در مکانیزم ارائه شده، محدودیتی از نظر دامنه ارتعاشات برای طراحی میراگر وجود ندارد.

۴-۳- تعیین ابعاد مناسب آهنربا

در این بخش، با توجه به محدوده مناسب نسبت میرایی بدست آمده، طراحی میراگر مغناطیسی شامل تعیین ابعاد هندسی آهنربای دائمی با گرید N۴۲ و ضخامت صفحه رسانا ارائه خواهد شد. در این نوع میراگرها ضریب رسانایی تسمه رسانا، رابطه مستقیمی با ضریب میرایی دارد. از این رو، ۴ حالت ارتعاشی با ۴ ضریب میرایی برای تسمه‌های مسی و آلومینیومی بررسی شده است. محاسبات مربوط به ضریب میرایی با فرض ۲ آهنربا با شدت میدان مغناطیسی ۰/۷ تسلا و ابعاد $5 \times 5 \times 5$ و $5 \times 5 \times 4$ سانتیمتر به وزن‌های ۷۵۰ و ۹۵۰ گرم و موجود در بازار در نرم افزار MATLAB انجام شده است. نتایج عددی مربوط به ضخامت تسمه رسانای مورد نیاز با فرض عرض یکسان آهنربا و تسمه، در جدول (۱) ارائه شده است. مطابق این جدول برای ضریب میرایی پایین، تسمه آلومینیومی مناسب بوده ولی این تسمه برای ایجاد ضریب میرایی بالا مانند $94/24$ Ns/m قابلیت نداشته و در عمل باید از مس استفاده نمود. لازم به ذکر است که پارامتر c در محدوده $110 - 20$ Ns/m بوده و برای استفاده در طرح فعلی بسیار مناسب می‌باشد. در بررسی‌های انجام شده مشاهده می‌شود، افزایش ضخامت تسمه بعد از یک حد، اثر زیادی روی c نداشته و منحنی حالت اشباع پیدا می‌کند.

جدول ۱- ضخامت تسمه‌های مسی و آلومینیومی برای ۴ حالت ارتعاشی مختلف بر حسب میلی‌متر

آهنربای شماره ۲ (۹۵۰ گرمی)		آهنربای شماره ۱ (۷۵۰ گرمی)		حالت‌های ارتعاشی	
مس	آلومینیوم	مس	آلومینیوم		
	۶		۶	$v_n = 0.50$ $C = 31/41$	$\zeta = 0.10$
۷	۳۰	۸		$v_n = 1$ $C = 62/83$	
۵	۱۱	۶	۱۶	$v_n = 0.50$ $C = 47/12$	$\zeta = 0.15$
۲۱		۴۸		$v_n = 1$ $C = 94/24$	

با داشتن این نتایج و با توجه به کاربرد و شرایط تحریک مورد نظر می‌توان ابعاد آهنربا و تسمه رسانا را برای ایجاد ضریب میرایی مناسب برای مکانیزم غیرخطی پیشنهاد شده تعیین کرد.

۵- خلاصه و نتیجه‌گیری

در این مقاله، طراحی نوعی جاذب انرژی با فنریت غیرخطی و میراگر مغناطیسی جریان گردابه‌ای با هدف افزایش قابلیت میراگر از نظر افزایش اتلاف انرژی برای تحریک ضربه متوالی ارائه شد. طرح ارائه شده از نظر مهندسی و ایجاد دامنه ارتعاش‌های بالا در تحریک ضربه با شدت‌های مختلف قابلیت پیاده‌سازی داشته و میراگر آن بر خلاف میراگرهای ویسکوز محدودیتی از نظر دامنه ارتعاش ندارد و هر ضریب میرایی دلخواهی را نیز می‌توان برای آن طراحی کرد و ساخت. در ادامه معادله غیرخطی حاکم بر مکانیزم پیشنهاد شده استخراج و با استفاده از روش‌های عددی حل شد. در گام نخست به منظور حصول اطمینان، نتایج عددی بدست آمده به روش‌های مختلف صحت‌گذاری شدند. سپس در ادامه نتایج عددی تفصیلی برای مکانیزم در ضریب میرایی، سرعت ضربه، فرکانس طبیعی، نسبت فرکانس تحریک و طول اولیه بازوی تلسکوپی ارائه شده و مورد بحث و بررسی قرار گرفت.

از نتایج عددی ارائه شده می‌توان برای حالات ارتعاشی مختلف طول اولیه مناسب برای بازوی تلسکوپی را به عنوان یک پارامتر مهم در طراحی استخراج نمود. به طور کلی در نقاط بهینه، میزان اتلاف انرژی مکانیزم غیرخطی نسبت به مکانیزم خطی معادل تا ۳۵٪ افزایش داشته که عدد بسیار مناسبی می‌باشد. این حالت عمدتاً برای تحریک ضربه متوالی با فواصل زمانی بالاتر از دوره تناوب ارتعاش سازه اصلی و در محدوده ۲-۱/۲۵ برابر آن اتفاق می‌افتد. همچنین برای عملکرد مناسب مکانیزم پیشنهاد شده، محدوده نسبت میرایی نیز پایین تر از ۰/۱۵ تعیین گردید. در ادامه، پس از ارزیابی‌های مختلف، برای دو آهنربای نئودیمیومی ۷۵۰ و ۹۵۰ گرمی با گرید N۴۲ و شدت میدان مغناطیسی ۰/۷ تسلا، ضخامت تسمه رسانا از جنس مس و آلومینیوم تعیین شده و ضریب میرایی C در محدوده ۱۱۰-۲۰ نیوتن‌ثانیه بر متر و مناسب برای مکانیزم پیشنهاد شده تعیین گردید.

مراجع

- [1] D. D. Quinn et al, "Comparing Linear and Essentially Nonlinear Vibration-based Energy Harvesting," 2011.DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4002782>.
- [2] E. Halvorsen, "Fundamental Issues in Nonlinear Wideband-vibration Energy Harvesting," *Physical Review E*, Vol. 87, p. 042129, 2013.DOI: <https://doi.org/10.1103/PhysRevE.87.042129>.
- [3] B. Zaghari, M. Ghandchi Tehrani, and E. Rustighi. (2014). *Mechanical Modelling of a Vibration Energy Harvester with Time-varying Stiffness*. Available: <http://eprints.soton.ac.uk/id/eprint/366807>.
- [4] C. Liu and X. Jing, "Vibration Energy Harvesting with a Nonlinear Structure," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 84, pp. 2079-2098, 2016.DOI: <https://doi.org/10.1007/s11071-016-2630-7>.
- [5] C. Liu and X. Jing, "Nonlinear Vibration Energy Harvesting with Adjustable Stiffness, Damping and Inertia," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 88, pp. 79-95, 2017.DOI: <https://doi.org/10.1007/s11071-016-3231-1>.
- [6] M. Amri et al., "Novel Nonlinear Spring Design for Wideband Vibration Energy Harvesters", (2011), Available: https://perso.esiee.fr/~bassetp/fichiers/PowerMEMS_2011.pdf.
- [7] S. Boisseau .,G. Despesse. B., and A. Seddik, "Adjustable Nonlinear Springs to Improve Efficiency of Vibration Energy Harvesters," (2012), Available: <https://arxiv.org/ftp/arxiv/papers/1207/1207.4559.pdf>.
- [8] R. Ramlan et al., "Potential Benefits of a Non-linear Stiffness in an Energy Harvesting Device," *Nonlinear Dynamics*, Vol. 59, pp. 545-558, 2010.DOI: <https://doi.org/10.1007/s11071-009-9561-5>.
- [9] Z. Wu, C. Levi, and S. F. Estefen, "Wave Energy Harvesting using Nonlinear Stiffness System," *Applied Ocean Research*, Vol. 74, pp. 102-116, 2018.DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apor.2018.02.009>.
- [10] A. Nammari et al., "Fabrication and Characterization of Non-resonant Magneto-mechanical Low-frequency Vibration Energy Harvester," *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 102, pp. 298-311, 2018.DOI: <https://doi.org/10.1016/j.ymssp.2017.09.036>.
- [11] S. Leadenham and A. Erturk, "M-shaped Asymmetric Nonlinear Oscillator for Broadband Vibration Energy Harvesting: Harmonic Balance Analysis and Experimental Validation," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, pp. 6209-6223, 2014.DOI: <https://doi.org/10.1016/j.jsv.2014.06.046>.
- [12] D. Mallick, A. Amann, and S. Roy, "A Nonlinear Stretching Based Electromagnetic Energy Harvester on FR4 for Wideband Operation," *Smart Materials and Structures*, Vol. 24, p. 015013, 2014.DOI: 10.1088/0964-1726/24/1/015013.

- [13] D. Mallick, A. Amann, and S. Roy, "Analysis of Nonlinear Spring Arm for Improved Performance of Vibrational Energy Harvesting Devices," *Journal of Physics: Conference Series*, Vol. 476, p. 012088, 2013. DOI: 10.1088/1742-6596/476/1/012088.
- [14] D. Miljković. (2009). *Review of Active Vibration Control*. Available: <https://www.bib.irb.hr/croris-redir/>.
- [15] K. Shiba et al., "Active/Passive Vibration Control Systems for Tall Buildings," *Smart Materials and Structures*, Vol. 7, p. 588, 1998. DOI: 10.1088/0964-1726/7/5/003.
- [16] G. Aguirre et al., "Self-tuning Semi-active Tuned-mass Damper for Machine Tool Chatter Suppression", (2012), Available: http://centaur-wp.s3.amazonaws.com/theengineer/prod/content/uploads/2015/01/20110500/ISMA2012_490_Self-tuning_semi-active_tuned-mass_damper_for_machine_tool_chatter_suppression.pdf.
- [17] K. Ikago, K. Saito, and N. Inoue, "Seismic Control of Single-degree-of-freedom Structure using Tuned Viscous Mass Damper," *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*, Vol. 41, pp. 453-474, 2012. DOI: <https://doi.org/10.1002/eqe.1138>.
- [18] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, and F. Golnaraghi, "Permanent Magnet Configuration in Design of an Eddy Current Damper," *Microsystem Technologies*, Vol. 16, pp. 19-24, 2010. DOI: <https://doi.org/10.1007/s00542-008-0731-z>.
- [19] B. Ebrahimi, M. B. Khamesee, and F. Golnaraghi, "Eddy Current Damper Feasibility in Automobile Suspension: Modeling, Simulation and Testing," *Smart Materials and Structures*, Vol. 18, p. 015017, 2008. DOI: 10.1088/0964-1726/18/1/015017.
- [20] X. Lu *et al.*, "Improving Performance of a Super Tall Building using a New Eddy-current Tuned Mass Damper," *Structural Control and Health Monitoring*, Vol. 24, p. e1882, 2017. DOI: <https://doi.org/10.1002/stc.1882>.
- [21] G. Xiao-Fan, Y. Yong, and Z. Xiao-Jing, "Analytic Expression of Magnetic Field Distribution of Rectangular Permanent Magnets," *Applied Mathematics and Mechanics*, Vol. 25, pp. 297-306, 2004. DOI: <https://doi.org/10.1007/BF02437333>.
- [22] H. Gavin. (2001). *Numerical Integration for Structural Dynamics*. Available: <http://people.duke.edu/~hpgavin/StructuralDynamics/NumericalIntegration.pdf>.
- [23] S. Y. Chang, "Studies of Newmark Method for Solving Nonlinear Systems:(I) Basic Analysis," *Journal of the Chinese Institute of Engineers*, Vol. 27, pp. 651-662, 2004. DOI: <https://doi.org/10.1080/02533839.2004.9670913>.
- [24] K. Aydin. (2017). *A New Implicit Time Integration Method for Nonlinear Structural Dynamics Problems*. Available: <https://www.semanticscholar.org/paper/A-NEW-IMPLICIT-TIME-INTEGRATION-METHOD-FOR-DYNAMICS-Aydin/525cd307c51b5f0637088f16f477107abc52ab17>.

فهرست نمادهای انگلیسی

b: میدان مغناطیسی

c: ضریب میرایی

f: نیرو

h: ارتفاع بازو

k_m : ثابت میدان مغناطیسی

k: سفتی فنر

l: طول اولیه بازو تلسکوپی

m: جرم جاذب انرژی

t: شعاع چرخنده دورانی

t: زمان

t: ضخامت آهنربا

v: حجم تسمه رسانا

V_{impact} : سرعت ضربه

x: جابه جایی جرم

y: سرعت جرم

نمادهای یونانی

β : ثابت روش نیومارک-بتا

γ : ثابت روش نیومارک-بتا

δ : اختلاف مقدار جابه جایی

ξ : نسبت میرایی

θ : زاویه میله با راستای عمود

ν : بسامد

π : زاویه

σ : ضریب رسانایی تسمه

ω : فرکانس

Design of Nonlinear Shock Absorber with Magnetic Eddy Current Damper for Sequential Impact

*Corresponding author: **Abbas Assadi**

Assistant Professor, Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology
assadi@aut.ac.ir

Leila Hashemi

M.Sc., Faculty of Mechanics, Malek Ashtar University of Technology
l.hashemi2300@gmail.com

Abstract

In this article, considering the existing limitations in changing the length of the linear spring and, on the other hand, the ability to design and manufacture a suitable damper element and nonlinear spring in energy absorbers, the design of a mass and a nonlinear spring with a magnetic eddy current damping element for use in sequential shock excitation has been proposed. In this mechanism, the nonlinear spring and damping element is designed respectively using a telescopic mechanism consisting and neodymium magnet. The nonlinear dynamic equation of the problem is solved using Rong-Kota 4th order and Newmark beta numerical methods. The results show that by selecting the appropriate length of the telescopic arm, in addition to ensuring the convergence of the results, the energy lost can be increased several times compared to the linear mechanism.

Keywords: Shock absorber design, Nonlinear spring and mass mechanism, Magnetic damper, Sequential shock, Increased energy loss