

مدل سازی و بررسی عملکرد ارتعاشی یک میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با لحاظ تأثیر تغییرات اندازه حرکت سیال در روزهی پیستون

رضا مؤلف شهری (دانشجوی کارشناسی ارشد)

جواد جهان پور* (دانشیار)

گروه مهندسی مکانیک، واحد مشهد، دانشگاه آزاد اسلامی، مشهد، ایران

مهندسی مکانیک شریف، (پار ۱۳۹۶)
دوری ۲ - ۳، شهری ۱، ص. ۸۲-۷۳

در این نوشتار عملکرد ارتعاشی یک میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت^۱ مورد بررسی قرار می‌گیرد. میراگر پیشنهادی با اعمال تغییرات مناسب در ساختار یک میراگر خطی به گونه‌ی است که دارای ضریب میرایی متغیری وابسته به جابه‌جایی و سرعت پیستون است. همچنین تأثیر تغییرات اندازه حرکت سیال در روزهی پیستون بر عملکرد ارتعاشی سیستم با مطالعات پیشین مقایسه شده است. پروفیل‌های جابه‌جایی، سرعت، نیروی میرایی و نیروی منتقل شده به پایه‌ی سیستم برای یک سیستم جرم - فنر مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت به دست آمده است. نتایج به دست آمده با نتایج ارائه شده در مطالعات قبلی برای سیستم مجهز به میراگر خطی و همچنین میراگر غیرخطی فقط وابسته به مکان^۲ مقایسه شده است. پاسخ‌های شبه‌سازی مؤید عملکرد بسیار بهتر میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت در کاهش ارتعاشات سیستم در مقایسه با سایر میراگرهای معرفی شده است.

واژگان کلیدی: ارتعاشات آزاد، ارتعاشات اجباری، ارتعاشات تشدید، میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت، قانون بقای اندازه حرکت.

۱. مقدمه

گرفتن سیستم‌های غیرخطی، امکان حذف بسیاری از رخدادهایی که ممکن است در واقعیت رخ دهد - مانند تشدید ثانویه، ترکیبی و غیره - وجود دارد. در سیستم‌هایی که از اثرات غیرخطی اجزاء سیستم نمی‌توان صرف‌نظر کرد، باید معادلات حاکم بر سیستم ارتعاشی از روش‌های غیرخطی حل شود، چنان‌که در برخی از مطالعات^[۱،۲] معادلات سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی است و از روش تئوری اغتشاشات^۳ محاسبات انجام شده است.

در طراحی میراگرها به منظور عملکرد بهتر سیستم تعلیق خودرو، سه نکته از اهمیت بسیار برخوردار است: ۱. «راحتی و نرمی میراگر» که حافظ سرنشینان خودرو در برابر شوک‌ها و ارتعاشات جاده است؛ ۲. «هندلینگ و نگه‌دارندگی خودرو» یا همان تماس بدون وقفه‌ی چرخ و زمین؛ ۳. محدودیت حرکت سازه مکانیکی سیستم تعلیق خودرو.^[۵]

میراگرها را می‌توان به دو نوع سیال و اصطکاکی دسته‌بندی کرد. میراگرهای ویسکوز خود به سه نوع غیرفعال^۴، نیمه‌فعال^۵ و فعال^۶ تقسیم می‌شوند. در میراگرهای غیرفعال هیچ‌گونه تغییری در سازوکار سیستم به وجود نمی‌آید و سیستم ثابت است. درخصوص میراگرهای ویسکوز غیرفعال بررسی‌های بیشتری^[۸-۶] انجام شده

ارتعاشات یک سیستم به دو نوع ارتعاشات آزاد و اجباری تقسیم می‌شود. ارتعاشات آزاد به ارتعاشی گفته می‌شود که هر سیستم با یک نیروی اولیه و با توجه به محیط و مواد سازنده، بدون اعمال نیرو در طول زمان ارتعاش، عکس‌العملی ارتعاشی از خود نشان می‌دهد؛ در حالی که ارتعاشات اجباری به ارتعاشاتی گفته می‌شود که در طول زمان ارتعاش، نیروی خارجی متناوب یا غیر متناوب به سیستم وارد می‌شود.^[۱] ارتعاشات موجب ناراحتی سرنشینان، صدمه و تخریب سیستم می‌شود به‌ویژه هنگامی که سیستم با ارتعاشات تشدید نوسان می‌کند که ممکن است باعث تخریب آن شود. تشدید زمانی اتفاق می‌افتد که ارتعاشات اجباری وارد بر سیستم با ارتعاش طبیعی سیستم برابر باشد. این نوع ارتعاش باعث افزایش دامنه‌ی نوسان سیستم می‌شود.^[۲] برای سادگی در تحلیل پاسخ، سیستم‌های ارتعاشی تا حد امکان خطی فرض می‌شوند اما، باید توجه داشت که بدون پیش‌فرض‌های مناسب و منطبق با شرایط کاری نمی‌توان یک ماهیت غیرخطی را خطی فرض کرد چه، با خطی در نظر

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۴/۹/۲۵، اصلاحیه ۱۳۹۵/۴/۶، پذیرش ۱۳۹۵/۴/۲۹.

مطالعات^[۲۳] نشان می دهد؛ از این رو در این قسمت به تأثیر تغییرات اندازه حرکت در سیستم پرداخته شده که در مطالعات پیشین تأثیر آن نادیده گرفته شده بود. همچنین قیود و محدودیت های پارامترهای تولید پروفیل سهموی در روزنه ی میراگر و همچنین شعاع پروفیل مرکزی این نوع میراگر -- که در مطالعات پیشین این قیود در نظر گرفته نشده بود -- بررسی می شود و نهایتاً معادلات حاکم مورد مطالعه قرار می گیرد. در فصل سوم، پاسخ های شبیه سازی سه حالت سیستم مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت، وابسته به مکان^[۲۳] و میراگر خطی، در ارتعاشات آزاد، اجباری، تشدید با یکدیگر مقایسه می شود. در قسمت پایانی نتیجه گیری ارائه شده است که در آن تمامی کارهای انجام شده در این مطالعه جمع بندی شده است.

۲. سازوکار میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت

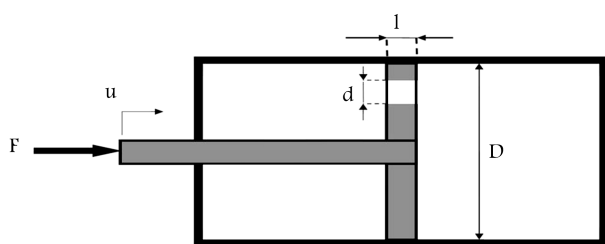
میراگر ویسکوز ساده شامل پیستونی است با یک یا چند روزنه که در سیلندر پر از سیال ویسکوز حرکت می کند. در شکل ۱ نمای شماتیک، و شکل ۲ نمای سه بعدی یک میراگر ویسکوز ساده ارائه شده است.

$$F = -c \cdot \frac{du}{dt} \quad (۱)$$

که در آن c ضریب میرایی است و از رابطه ی ۲ برای پیستون با یک روزنه به دست می آید:

$$c_{linear} = \bar{h} \cdot \left[\left(\frac{D}{d} \right)^2 - 1 \right] \quad (۲)$$

D قطر سیلندر و d قطر روزنه برای عبور سیال است. همچنین $\bar{h} = 8\pi \cdot \mu \cdot l$ است که در آن μ گرانیوی دینامیکی سیال و l طول روزنه است. سازوکار میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت در شکل ۳ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می شود، با تغییر میزان شکافی که سیال از آن عبور می کند



شکل ۱. نمای شماتیک یک میراگر ویسکوز ساده.^[۲۳]

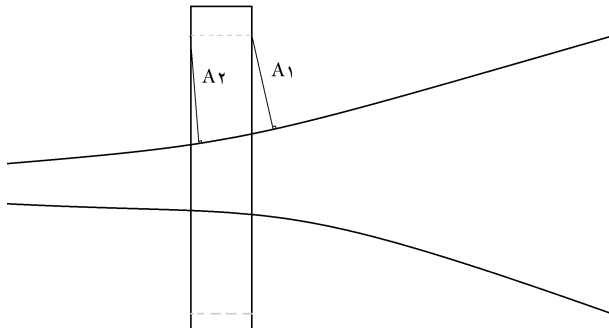


شکل ۲. نمای سه بعدی یک میراگر ویسکوز ساده.

است. در میراگرهای نیمه فعال با اضافه کردن ذرات مغناطیسی به سیال می توان سیالی با ضریب گرانیوی (ویسکوزیته ی) متغیر داشت که میراگرهای مغناطیسی^۷ و الکترونیکی^۸ از این دسته اند. میراگرهای فعال نیاز به یک عملگر هیدرولیکی^[۹،۱۰] دارند، و عموماً قیمت، فضا و وزن آنها بیشتر است، ولی عملکردی به مراتب بهتر از دیگر میراگرها دارند. با این که میراگرهای غیرفعال قدیمی اند و نسبت به انواع دیگر میراگرها عملکرد ضعیف تری دارند، ولی به دلیل هزینه ی بسیار کم و سادگی هنوز در بسیاری از صنایع کاربرد دارند.^[۱۱] از طرفی میراگرهای نیمه فعال به دلیل رفتار غیرخطی و همچنین کاهش بهتر ارتعاشات سیستم ها از اهمیت بسیار بالایی برخوردارند.^[۱۲] برخی از کاربردهای میراگرهای نیمه فعال اصطکاکی^[۱۳-۱۶] مورد بررسی قرار گرفته است.

درخصوص کاربرد انواع میراگرها در صنعت خودرو مطالعات زیادی انجام شده است.^[۱۷،۱۸،۱۹] در برخی از این مطالعات سیستم تعلیق فعال غیرخطی نامعین خودرو با استفاده از کنترل کننده ی به دست آمده از تابع لیاپانوف مرزی^۹ و مقایسه ی آن با تابع لیاپانوف درجه چهارم کلاسیک^{۱۰} و سیستم غیرفعال بررسی شده است.^[۵] همچنین، کنترل انطباقی سیستم تعلیق فعال در آزمایش یک چهارم خودرو، کنترل انطباقی پارامترسازی برای کنترل کننده و افزایش قابل ملاحظه ی راحتی رانندگی در هنگام بارگذاری دینامیکی چرخ ها^[۱۰] مورد بررسی قرار گرفته است. در بخش ساختمانی می توان به کنترل نیمه فعال ارتعاشات ساختمان با میراگرهای مغناطیسی به دو روش کنترل تطبیقی ساده برای وادار ساختن سیستم به طی مسیر طراحی شده و روش کنترل الگوریتم ژنتیک برای تعیین مقدار ولتاژ میراگر مغناطیسی^[۲۳] و نیز طراحی کنترل کننده ی انطباقی غیرخطی نیمه فعال میراگر مغناطیسی در ساختمان ها به همراه فیلتری برای جبران و غلبه بر تأثیرات دینامیکی داخلی غیرقابل اندازه گیری^[۲۴] اشاره کرد. کنترل غیرخطی نیمه فعال ساختمان با میراگر مغناطیسی با روش طراحی سیستماتیک برپایه ی یک ماتریس خطی نامساوی^{۱۱} و استفاده از یک سازه سه طبقه مجهز به میراگر مغناطیسی که نسبت به کنترل کننده ی بهینه ی خطی قدیمی مثل تابع درجه دوم خطی گوسی^{۱۲} عملکرد بهتری در کاهش ارتعاشات ساختمان دارد^[۲۵] بررسی شده است. شبیه سازی و بررسی آزمایشگاهی سیستم کنترل میراگر جرمی فعال^{۱۳} برپایه ی الگوریتم کنترل انطباقی منبع مدل^{۱۴} و کاهش بهینه ی پاسخ ارتعاشاتی سازه در بلایای طبیعی -- نظیر طوفان و زمین لرزه^[۲۶] -- و طراحی بهینه ی کنترل نیمه فعال ساختمان های مجاور متصل با میراگر مغناطیسی برپایه ی منطق فازی به منظور فراهم کردن رابطه ی عکس العملی بین نیروهای میراگر مغناطیسی و ولتاژ ورودی برپایه ی مدل بوس -- ون اصلاح شده و الگوریتم ژنتیک، و در نهایت مقایسه ی پاسخ های کنترل فازی با کنترل کننده های تعدیل گر درجه دوم خطی و تابع درجه دوم خطی گوسی برپایه ی قانون ولتاژ کوتاه شده^[۲۷] ۱۵ مورد مطالعه قرار گرفته است. کاربردهای دیگر انواع میراگرها در حوزه ی ساختمان مورد بررسی قرار گرفته است.^[۲۸-۳۲]

در این نوشتار مدل سازی میراگر معرفی شده^[۳] توسعه یافته است. این میراگر غیرخطی با قرار دادن پروفیلی سهموی در روزنه ی یک میراگر غیرفعال خطی ساخته شده که دارای ضریب میرایی متغیر با توجه به مکان^{۱۶} است. در بررسی های برخی از محققین^[۲] پاسخ های ارتعاشاتی سیستم مجهز به میراگر غیرخطی تحت نیروهای اجباری از روش پرتوریشن به دست آمده و با رانگ -- کوتا مورد تأیید قرار گرفته است. در نوشتار حاضر برای تصحیح و منطبق کردن مدل ارتعاشی سیستم با واقعیت و همچنین بررسی تأثیر تغییرات اندازه حرکت در سیستم تلاش شده است. فصل بندی نوشتار حاضر چنین است: در فصل دوم سازوکار میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت بررسی می شود که تفاوت و دقت معادلات این نوشتار را در مقایسه با دیگر



شکل ۵. نمای جانبی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت از نزدیک.

به سرعت نیز وابسته می‌کند. دبی سیال که حاصل ضرب سرعت عبور سیال در سطح مقطع عبور سیال است، از رابطه‌ی ۶ محاسبه می‌شود:

$$Q = \frac{\pi \cdot (d^2 - (2r)^2) \cdot u}{4} \quad (6)$$

که در آن u سرعت پیستون است. اختلاف دو سر روزه از رابطه‌ی ۷ به دست می‌آید:

$$\Delta V = V_{out} - V_{in} = \frac{Q}{A_{out}} - \frac{Q}{A_{in}} \quad (7)$$

که در آن A_{in} و A_{out} به ترتیب سطح خروجی و ورودی سیال است که در ادامه نحوه‌ی محاسبه‌ی آن ارائه شده است.

۱.۲. محاسبه‌ی سطح ورود و خروج سیال از روزه

چنان که در نمای بزرگ شده‌ی جانبی میراگر (شکل ۵) مشاهده می‌شود، هنگام حرکت پیستون از چپ به راست $A1$ سطح ورودی سیال و $A2$ سطح خروجی سیال عمود بر پروفیل است و در صورت حرکت از راست به چپ $A1$ سطح خروجی سیال و $A2$ سطح ورودی سیال است. برای محاسبه‌ی سطح ورودی و خروجی سیال، ابتدا باید مقادیر $A1$ و $A2$ را در هر لحظه محاسبه کرد. برای محاسبه‌ی مقادیر $A1$ و $A2$ می‌توان از رابطه‌ی ۳ استفاده کرد:

$$r = \left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}} \rightarrow r' = \frac{1}{s} \cdot \left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}-1} \rightarrow r' \cdot r'' = -1 \rightarrow r'' = \frac{-s}{\left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}-1}} \quad (8)$$

که در آن r' شیب پروفیل در هر نقطه و r'' شیب خط عمود در هر نقطه است. s یکی از پارامترهای شکل پروفیل است که در این نوشتار مقدار ۵/۰ در نظر گرفته شده است.

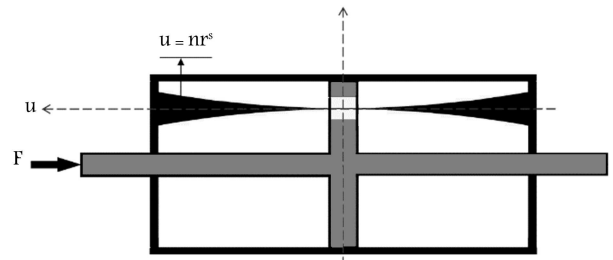
سپس مختصات u_p نزدیک‌ترین فاصله از لبه‌ی میراگر روی پروفیل مرکزی محاسبه می‌شود:

$$u_p = 2 \frac{u}{n} \left(-\left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}} + \frac{n}{2} + \frac{d}{2}\right) \quad (9)$$

باید توجه داشت که u_p برای $A1$ و $A2$ به دلیل تفاوت u متفاوت است؛ به عبارت دیگر $u_{A1} = u_{A2} + l$ و در نتیجه $u_{pA1} \neq u_{pA2}$. در نهایت $A1$ و $A2$ ، کوتاه‌ترین فاصله بین پروفیل و پیستون در هر موقعیت u از رابطه‌ی ۱۰ به دست می‌آید:

$$A1 = \sqrt{(u - u_{pA1})^2 + \left(\frac{d}{2} - r_{pA1}\right)^2} \quad (10 \text{ الف})$$

$$A2 = \sqrt{(u - u_{pA2})^2 + \left(\frac{d}{2} - r_{pA2}\right)^2} \quad (10 \text{ ب})$$



شکل ۳. نمای شماتیک یک میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت. [۳]



شکل ۴. نمای سه‌بعدی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت.

ضرب میرایی تغییر می‌کند و در نتیجه، میراگر خطی ساده با یک ضریب میرایی ثابت به یک میراگر غیرخطی با ضریب میرایی وابسته به مکان و سرعت تبدیل می‌شود. در شکل ۴ نمای سه‌بعدی میراگر وابسته به مکان و سرعت نشان داده شده است. معادله پروفیل مخروطی شکل که باعث تغییر قطر روزه پیستون می‌شود عبارت است از: [۳]

$$u = n \cdot r^s \rightarrow r = \left(\frac{u}{n}\right)^{\frac{1}{s}} \quad (3)$$

با جایگزینی r از معادله‌ی ۳ و $d - 2r$ به جای d در معادله‌ی ۲ عبارت ۴ به دست می‌آید: [۳]

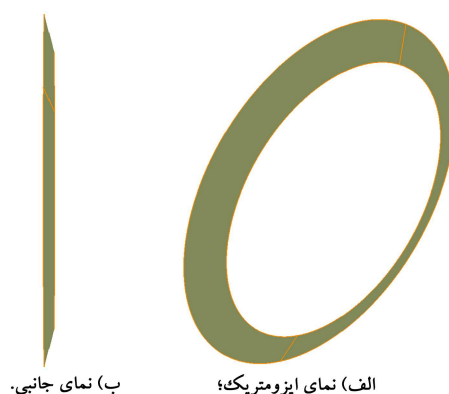
$$c = h \cdot \left[\gamma^2 \cdot \left(\frac{1}{1 - \beta \cdot u \left(\frac{1}{s}\right)} \right)^2 - 1 \right] \quad (4)$$

که در آن $\beta = \frac{1}{d \cdot n \left(\frac{1}{s}\right)}$ و $\gamma = \frac{D}{d}$ است.

چنان که اشاره شد، ضریب میرایی میراگرهای خطی مقدار ثابتی است، در حالی که ضریب میرایی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با حرکت سیستم تغییر می‌کند. باید به این نکته توجه داشت که تغییر سرعت سیال عبوری از دو سر روزه پیستون موجب ایجاد نیرو طبق قانون بقای اندازه حرکت می‌شود که در مطالعات پیشین [۲۳] این نیرو در نظر گرفته نشده است. نیروی ناشی از اختلاف سرعت به دست آمده از رابطه‌ی بقای اندازه حرکت در سیالات، [۲۳] به صورت رابطه‌ی ۵ نشان داده می‌شود:

$$F_x = \rho \cdot Q \cdot \Delta V \quad (5)$$

ρ چگالی سیال، Q دبی جریان سیال، و ΔV اختلاف سرعت دو سر روزه پیستون است. F_x نیرویی است که به پروفیل وارد می‌شود و همواره به جذب نیروی وارد شده به سیستم کمک می‌کند. نیروی F_x موجب تفاوت زیاد در پاسخ ارتعاشاتی به دست آمده‌ی سیستم با مقالات پیشین می‌شود و ضریب میرایی را علاوه بر مکان



شکل ۶. کوچکترین سطح ورودی یا خروجی سیال.
الف) نمای ایزومتریک؛ ب) نمای جانبی.

ج) اگر s معکوس یک عدد فرد باشد پروفیل میراگر همانند یک تابع درجه فرد است و شکل پروفیل در دو قسمت $u > 0$ و $u < 0$ نامتقارن می شود که مطلوب نیست.

۳. پارامتر n در معادله ی ۳ نباید صفر شود زیرا با صفر شدن n پروفیل از بین می رود و یک میراگر خطی تشکیل می شود.

۴. طبق معادله ی ۳ بیشینه اندازه ی جابه جایی قابل تحمل باید بیشتر از بیشینه اندازه ی ارتعاشات شود، و نیز با توجه به معادله ی ۳ نباید بیشتر از $\text{MAX}(u) = n \cdot \left(\frac{d}{r}\right)^s$ باشد، چرا که بیش از این مقدار پروفیل با اطراف روزنه برخورد می کند و میراگر نمی تواند جابه جا شود.

۳.۲. معادلات حاکم بر سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت

شکل کلی معادله ی حاکم یک سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت (به دلیل تأثیر سرعت در پارامتر F_x معادله ی ۵) بدون اعمال نیروی خارجی متناوب (ارتعاشات آزاد) چنین است:

$$\ddot{u} + \frac{c}{m} \cdot \dot{u} + \omega_n^2 u + \text{sgn}(\dot{u}) \cdot \frac{F_x}{m} = 0 \quad (12)$$

و با اعمال نیروی خارجی متناوب (ارتعاشات اجباری) عبارت خواهد بود از:

$$\ddot{u} + \frac{c}{m} \dot{u} + \omega_n^2 u + \text{sgn}(\dot{u}) \cdot \frac{F_x}{m} = \frac{F \cdot \cos(\Omega t)}{m} \quad (13)$$

که در آن $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$ فرکانس طبیعی سیستم، Ω تناوب نیروی خارجی، F نیروی تحریک و sgn تابع تعیین علامت است. فلوجارت نشان داده شده در شکل ۷ بیانگر نحوه ی به دست آمدن معادله ی غیرخطی حاکم بر سیستم است. در نهایت، پاسخ سیستم، $u(t)$ ، با استفاده از روش عددی رانگ - کوتا مرتبه چهار با استفاده از نرم افزار متلب و دستور ode45 با شرایط اولیه ی داده شده محاسبه می شود. نیروی میرایی و کل نیروی انتقال یافته به پایه براساس روابط زیر محاسبه می شود:

$$F_{\text{Damping}} = c \cdot \frac{du(t)}{dt} + \text{sgn}(\dot{u}) \cdot F_x \quad (14)$$

$$F_{\text{Transmitted}} = c \dot{u} + k u + F_x \quad (15)$$

در حالت ارتعاشات تشدید سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت، فرکانس تحریک چنین در نظر گرفته می شود:

$$\Omega = \omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (16)$$

۳. شبیه سازی

مشخصات سیستم -- نظیر جرم، سختی فنر، قطر روزنه، گرانروی و... -- بر پاسخ دامنه ی سیستم تأثیر می گذارد. در بررسی مورد نظر، مقادیر در نظر گرفته شده عبارت است از:

$$\begin{aligned} l &= 1 \text{ cm}, & k &= 1000 \text{ N.m}^{-1}, & m &= 20 \text{ Kg}, \\ d &= 4 \text{ cm}, & D &= 20 \text{ cm}, & \mu &= 0.0493 \text{ Pa.s}, \\ u_0 &= 0 \text{ m}, & \dot{u}_0 &= 0.9 \text{ m.s}^{-1}, & \rho &= 900 \text{ kg.m}^{-3}; \end{aligned}$$

که در آن مختصات r_{pA1} و r_{pA2} از رابطه ی ۳ محاسبه می شود.

برای محاسبه ی سطح ورود و خروج سیال، می توان یک سطح مخروط ناقص در نظر گرفت (شکل ۶) که از رابطه ی ۱۱ مساحت آن به راحتی محاسبه می شود:

$$S_{A1} = \pi((r_p + A1 \cdot H_{A1} \cdot \sin(\theta_{A1}) - r_p(H_{A1} - A1 \cdot \cos(\theta_{A1}))) \quad (11 \text{ الف})$$

$$S_{A2} = \pi((r_p + A2 \cdot H_{A2} \cdot \sin(\theta_{A2}) - r_p(H_{A2} - A2 \cdot \cos(\theta_{A2}))) \quad (11 \text{ ب})$$

که در آن:

$$H_{A1} = \left(\frac{2 \cdot A1 \cdot \sin(\theta_{A1})}{d} + 1 \right) \cdot A1 \cdot \cos(\theta_{A1}) \quad \text{ارتفاع مخروط بزرگ}$$

$$\theta_{A1} = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{d}{r} - r_{pA1}}{u - u_{pA1}} \right) \quad \text{زاویه ی } A1 \text{ با افق}$$

$$H_{A2} = \left(\frac{2 \cdot A2 \cdot \sin(\theta_{A2})}{d} + 1 \right) \cdot A2 \cdot \cos(\theta_{A2}) \quad \text{ارتفاع مخروط بزرگ}$$

$$\theta_{A2} = \tan^{-1} \left(\frac{\frac{d}{r} - r_{pA2}}{u - u_{pA2}} \right) \quad \text{زاویه } A2 \text{ با افق}$$

همچنین S_{A1} و S_{A2} در رابطه ی ۱۱ با توجه به جهت حرکت پیستون و جریان سیال عبوری از روزنه، سطح ورودی یا خروجی هستند. در ادامه، قیود و شرایط مرزی میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت بررسی می شود.

۲.۲. قیود ساختاری میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت

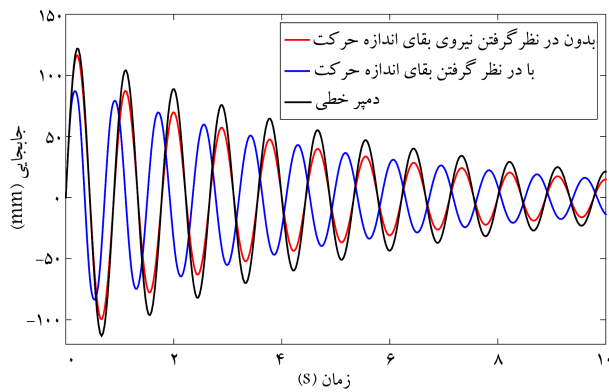
شناخت قیود میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت از اهمیت بالایی برخوردار است زیرا دامنه ی ارتعاش سیستم مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت بدون در نظر گرفتن قیود ممکن است بیش از مقدار مجاز باشد و با مشکل مواجه شود.

۱. بیشینه شعاع پروفیل مرکزی نباید از شعاع روزنه ی پیستون بیشتر باشد؛ به عبارت دیگر $r(u, n, s) < \frac{d}{4}$.

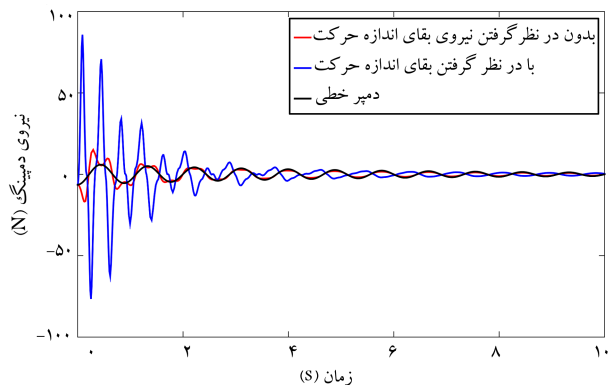
۲. پارامتر s در معادله ی ۳ باید معکوس عدد زوج باشد زیرا:

الف) اگر $s = 1$ باشد، آنگاه شیب پروفیل میراگر در طول جابه جایی ثابت خواهد بود؛

ب) اگر $s > 1$ باشد، آنگاه طبق معادله ی ۳ با افزایش مقدار اندازه ی جابه جایی، قطر پروفیل میراگر کاهش می یابد؛



شکل ۸. نمودار مقایسه‌ی پاسخ ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

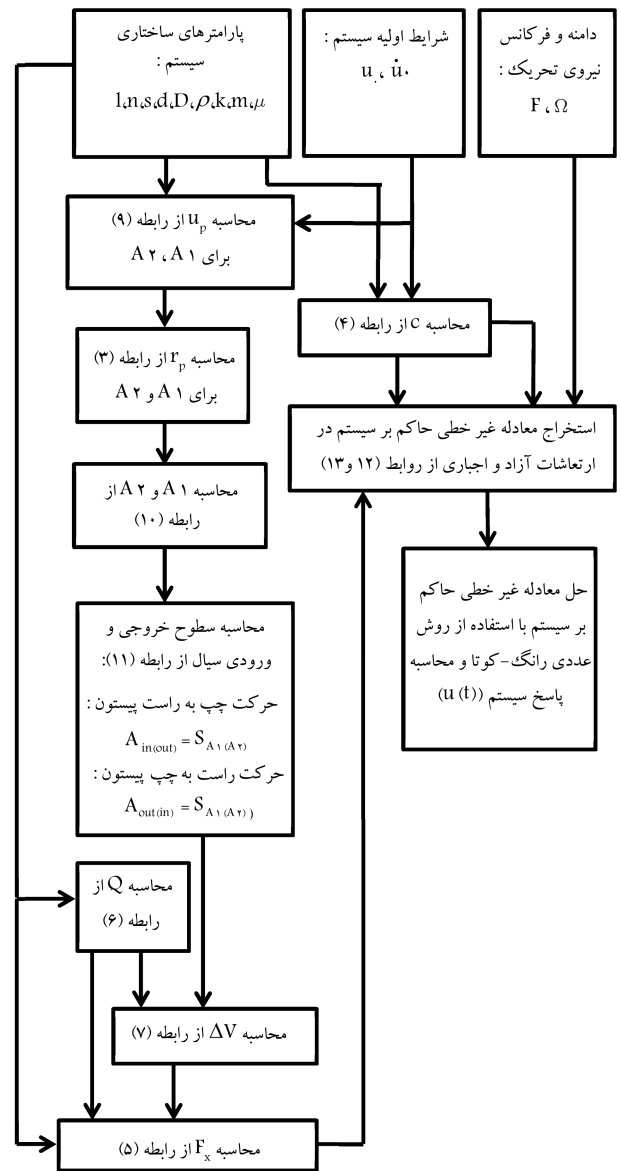


شکل ۹. نمودار مقایسه نیروی میرایی ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

۱.۳. ارتعاشات آزاد

در این ارتعاشات، میراگر تحت سرعت اولیه‌ی 0.9 m/s نوسان کرده و پاسخ‌های سیستم در شکل ۸ نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، بیشترین دامنه‌ی نوسان در این میراگر بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ برابر با 116.4 mm و با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ برابر با 87.18 mm است و بیشترین دامنه‌ی نوسانی در میراگر خطی برابر با 122 mm است. پاسخ نوسانی میراگر با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ نسبت به حالتی که $F_{\text{ه}}$ در نظر گرفته نمی‌شود تفاوت زیادی دارد و بیشینه پاسخ ارتعاشی هر دو حالت کم‌تر از مقدار قابل تحمل میراگر یعنی 141.4 mm است. علت اختلاف فاز در ارتعاشات آزاد، وجود $F_{\text{ه}}$ در معادله‌ی ۵ است.

در شکل ۹ نیروی میرایی در طول زمان نشان داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود نیروی میرایی تولید شده با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ به علت وجود نیروی $F_{\text{ه}}$ ، که نشان‌دهنده‌ی نیروی میرایی ناشی از تغییر سرعت ورود و خروج سیال است، بسیار بیشتر از دو نوسان دیگر است. در شکل ۱۰ نیروی منتقل شده در سه حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ ، با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ میراگر غیرخطی، و میراگر خطی نشان داده شده، که از جمع نمودار شکل ۹ با مقدار نیروی تولیدی فنر به دست می‌آید. در شکل ۱۱ نمودار سرعت - زمان نشان داده شده است که مطابق آن به دلیل وجود اصطکاک بیشتر در حالت با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$ ، میراگر دارای سرعتی کم‌تر است.



شکل ۷. فلوچارت نحوه به دست آمدن معادله غیر خطی حاکم بر سیستم جرم - فنر - میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت.

با استفاده از این مقادیر، پارامترهای γ و ω_n به ترتیب عبارت خواهد بود از: $\gamma = 5$ و $\omega_n = \sqrt{50} = 7.071 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$.

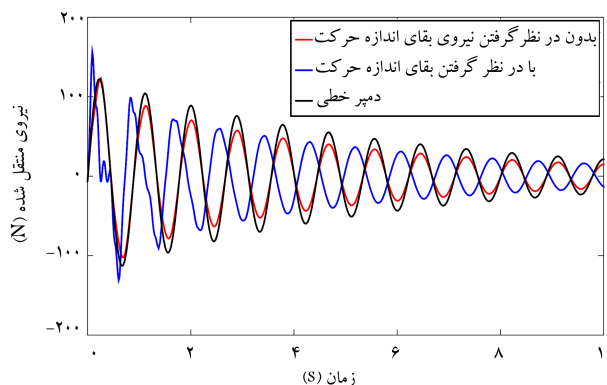
برای ارتعاشات اجباری $F = 100 \text{ N}$ و $\Omega = 35 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ و برای ارتعاشات تشدید $F = 50 \text{ N}$ و $\Omega = 50 \text{ rad} \cdot \text{s}^{-1}$ و $h = 0.123$ ، مقدار پارامترهای شکلی n و s در مطالعات پیشین [۲۳] برابر با ۱ و ۵ در نظر گرفته شده است که طبق قید بیان شده در بخش ۳، بیشینه دامنه‌ی نوسانی سیستم برابر با 141.4 mm است که میراگر بیشتر از این مقدار قادر به نوسان نیست.

عملکرد میراگر غیرخطی در سه حالت، فرمول به دست آمده در مطالعه‌ی پیشین [۲۳] که ضریب میرایی آن تنها وابسته به مکان بود (بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$)، رابطه‌ی ۱۲ و ۱۳ که ضریب میرایی آن تابعی از مکان و سرعت است (با در نظر گرفتن $F_{\text{ه}}$)، و میراگر خطی در سه نوع ارتعاشات آزاد، اجباری و تشدید با یکدیگر مقایسه شده است.

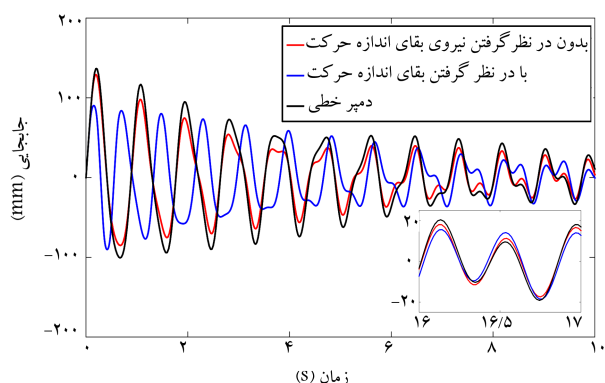
۲.۳. ارتعاشات اجباری تحت نیروی نوسانی

در این قسمت سیستم تحت نیروی 50 N با نوسان 15 rad.s^{-1} قرار می گیرد. این مقدار نوسان تقریباً $2/12$ برابر فرکانس طبیعی سیستم است. در شکل ۱۳ ارتعاشات سه حالت با در نظر گرفتن F_x ، بدون در نظر گرفتن F_x و میراگر خطی در ارتعاشات اجباری نشان داده شده است؛ بیشترین دامنه ی نوسانی سیستم در این حالت (در نظر گرفتن F_x) برابر است با $90/36\text{ mm}$ است در حالی که بدون در نظر گرفتن F_x این مقدار به $129/3\text{ mm}$ می رسد. در میراگر خطی هم بیشترین مقدار نوسان برابر با $136/9\text{ mm}$ است. جابه جایی در حالت با در نظر گرفتن F_x کم تر است، و این دلیلی است بر بهتر بودن عملکرد میراگر تحت نیروی نوسانی اجباری. ارتعاشات سیستم با در نظر گرفتن F_x در شروع تفاوت بسیاری با حالات دیگر دارد ولی پس از گذشت حدود ۱۶ ثانیه ارتعاشات سیستم تقریباً مشابه دیگر حالات می شود. باید به این نکته توجه داشت که بیشینه نوسانات قابل تحمل سیستم مجهز به میراگر غیرخطی برابر با $141/4\text{ mm}$ است که مقادیر به دست آمده ی فوق کم تر از این مقدار است. در شکل ۱۴ نیروی میرایی - زمان نشان داده شده است. نیروی میرایی تولید شده هنگامی که F_x در نظر گرفته شده بسیار بیشتر از دو حالت دیگر است و این نشانه ی برتری این نوع میراگر است. علت تفاوت دو مقدار در حالات در نظر گرفتن F_x و در نظر نگرفتن F_x

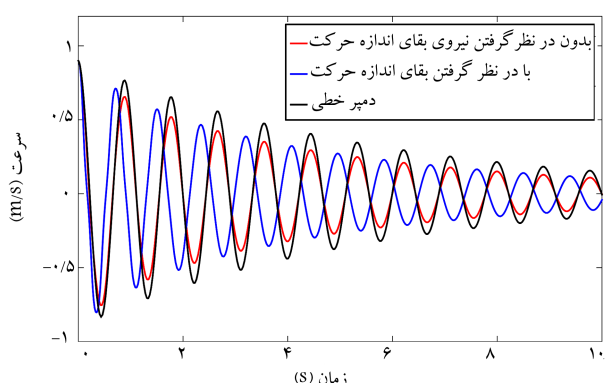
در شکل ۱۲ نیروی میرایی برحسب جابه جایی در مدت زمان ۲۰ ثانیه نشان داده شده است که در آن نوسان با در نظر گرفتن F_x دارای بازه کمتری نسبت به دو حالت دیگر است؛ همچنین نیروی تولید شده در گوشه ها بسیار بیشتر از دو حالت دیگر است و این نمودار نشان دهنده برتری و واقعی ترین حالت این میراگر غیرخطی است.



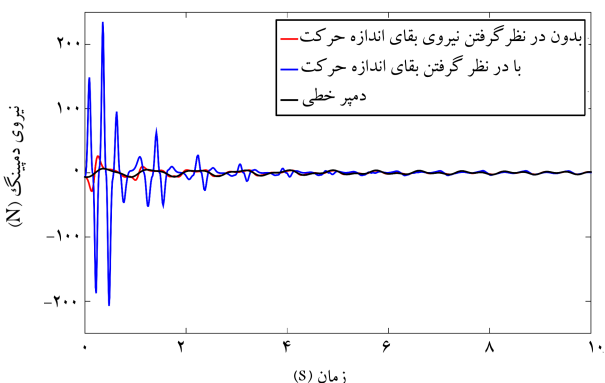
شکل ۱۰. نمودار مقایسه نیروی منتقل شده ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{nl} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{nl} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



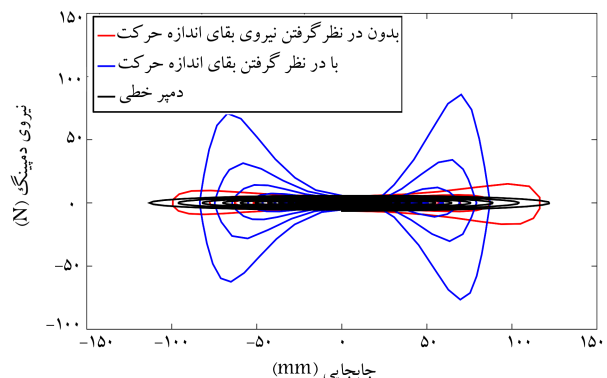
شکل ۱۳. نمودار مقایسه پاسخ ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{nl} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{nl} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



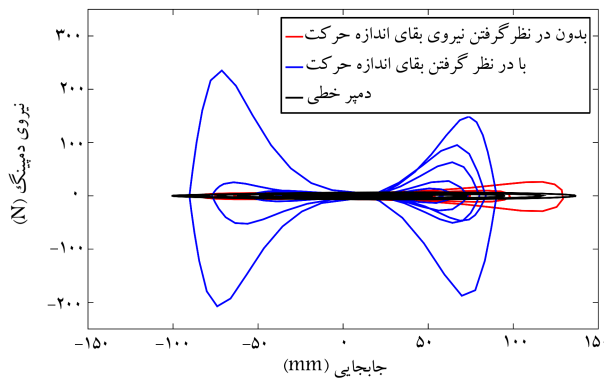
شکل ۱۱. نمودار مقایسه سرعت ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{nl} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{nl} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



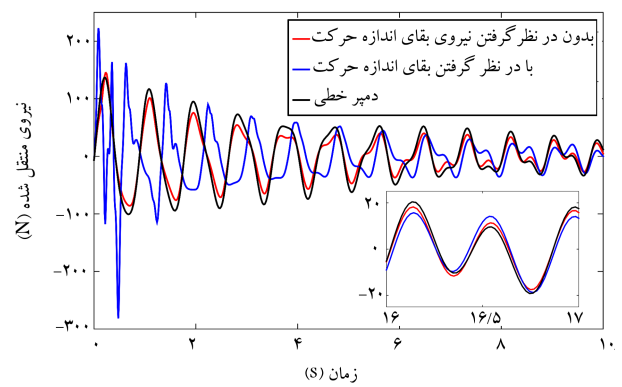
شکل ۱۴. نمودار مقایسه نیروی میرایی ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{nl} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{nl} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



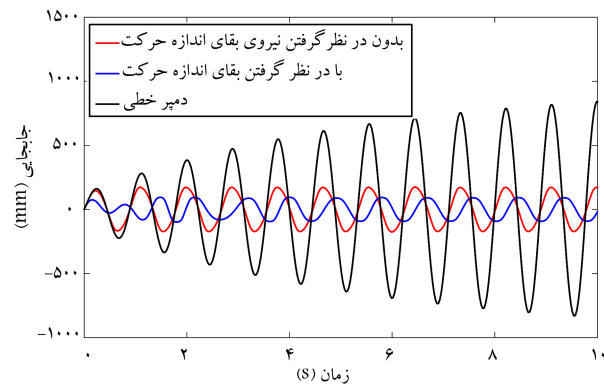
شکل ۱۲. نمودار مقایسه نیروی میرایی برحسب جابه جایی ارتعاشات آزاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{nl} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{nl} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



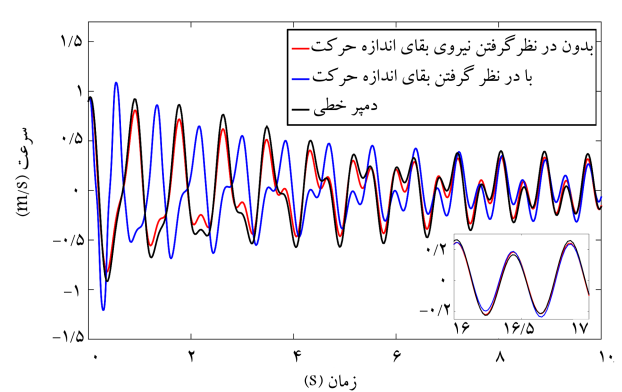
شکل ۱۷. نمودار مقایسه نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۵. نمودار مقایسه نیروی منتقل شده ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۸. نمودار مقایسه پاسخ ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۶. نمودار مقایسه سرعت ارتعاشات اجباری تحت نیروی زیاد میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط قرمز) و با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

گرفته می‌شود. در این حالت به دلیل برابری ارتعاشات اجباری با ارتعاشات طبیعی، سیستم دچار تشدید می‌شود که بررسی پاسخ‌های سیستم در این حالت از اهمیت بسیاری برخوردار است. در این نوشتار، ارتعاش تشدید در حالت برابری دقیق فرکانس کاری با فرکانس طبیعی مورد مطالعه قرار گرفته است. گفتنی است در سیستم‌های غیرخطی، بیشینه دامنه‌ی پاسخ ضرورتاً در برابری دقیق فرکانس تحریک با فرکانس طبیعی نیست. این موضوع را می‌توان با در نظر گرفتن پارامتری مثل δ_d به عنوان میزان انحراف فرکانس تحریک از فرکانس طبیعی سیستم به صورت $\Omega = \omega_n + \delta_d$ بررسی کرد.^[۳۴]

شکل ۱۸ نشان دهنده‌ی نوسانات سیستم در سه حالت میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ ، بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ ، و میراگر خطی است که بیشترین اندازه نوسانات به ترتیب برابر با ۹۷۷۸ mm، ۱۷۵۴۸ mm و ۸۴۴۵۹ mm در بازه زمانی ۱۰ ثانیه است. مقدار بازه نوسانی سیستم مجهز به میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ در حدود ۵/۱۱ دامنه‌ی نوسانی سیستم مجهز به میراگر خطی است. از سوی دیگر چنان که پیشتر در قسمت فرضیات بیان شد، بیشترین مقدار قابل تحمل میراگر غیرخطی برابر با ۱۴۱/۴ mm است که در حالت بدون در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ سیستم مجهز به میراگر غیرخطی توانایی این جابجایی را ندارد ولی در حالت در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ این میراگر قادر به نوسان کامل این نوع ارتعاش است.

در شکل ۱۹ مقایسه‌ی بین نیروی میرایی هر سه حالت در ارتعاش تشدید نشان داده شده است. بر این اساس، مقدار نیروی میرایی در سیستم مجهز به میراگر

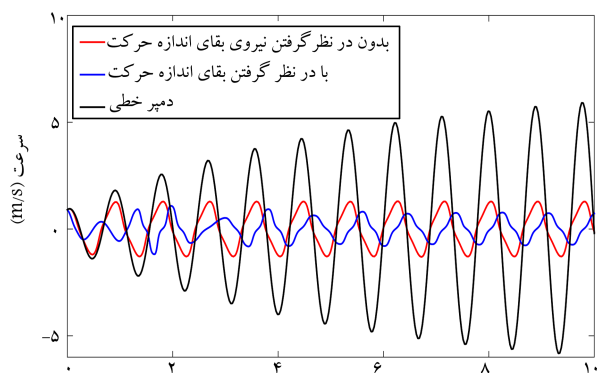
تفاوت زیاد سرعت ورود و خروج سیال و تأثیر بسیار آن در تولید نیروی میرایی است.

در شکل ۱۵ نیروی منتقل شده به پایه میراگر مشاهده می‌شود که طبیعتاً نیروی منتقل شده به پایه در حالت با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ مقدار بیشتری به دست آمده است. مقدار نیرو پس از گذشت زمان در حدود ۱۶ ثانیه مشابه یکدیگر می‌شود. در شکل ۱۶ سرعت سه حالت برحسب زمان نشان داده شده است که در حالت در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ به دلیل هم‌زمانی نیروی نوسانی وارد شده با مقدار سرعت اولیه، ابتدا سرعت حالت در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ مقدار بیشتری است ولی در کم‌تر از ۲ ثانیه کم‌تر از دو حالت دیگر می‌شود و پس از ۱۶ ثانیه مقدار سرعت هر سه حالت برابر می‌شود.

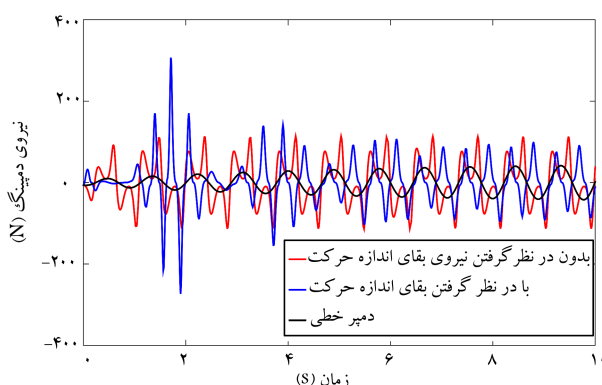
در شکل ۱۷ مقدار نیروی میرایی برحسب جابه‌جایی در مدت زمان ۲۰ ثانیه نشان داده شده است. نیروی تولید شده‌ی میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن $F_{\text{ع}}$ در مقایسه با حالات دیگر در کناره‌ها مقدار بسیار زیادی است و همین مقدار زیاد نیروی میرایی موجب دامنه‌ی نوسانی کم‌تر شده است.

۳.۳. ارتعاشات تشدید

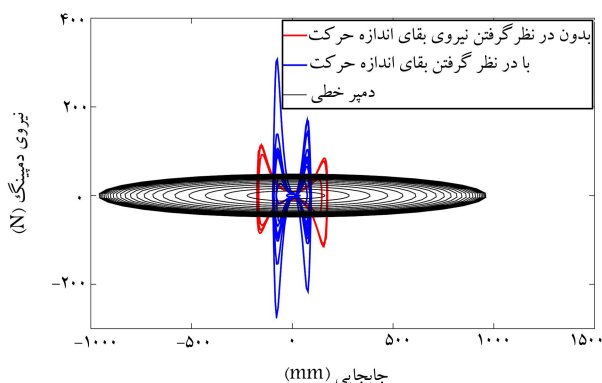
در این قسمت، میراگر غیرخطی و میراگر خطی تحت نیرویی با نوسان طبیعی سیستم که برابر با $\sqrt{\frac{k}{m}} = \sqrt{50}$ است، نوسان می‌کند. مقدار نیروی اعمالی ۵۰ N در نظر



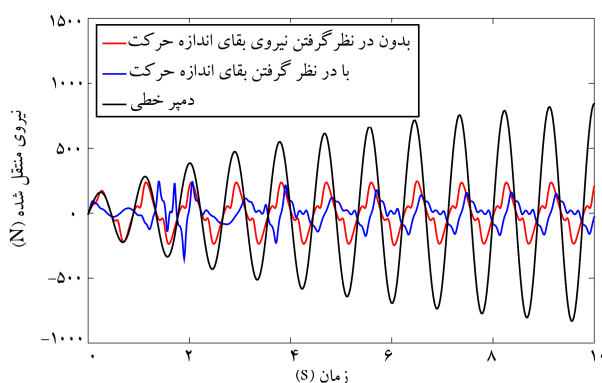
شکل ۲۱. نمودار مقایسه سرعت ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{B} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{B} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۱۹. نمودار مقایسه نیروی میرایی ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{B} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{B} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۲۲. نمودار مقایسه نیروی میرایی برحسب جابه جایی ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{B} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{B} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).



شکل ۲۰. نمودار مقایسه نیروی منتقل شده ارتعاشات تشدید میراگر غیرخطی در دو حالت بدون در نظر گرفتن F_{B} (خط قرمز) و با در نظر گرفتن F_{B} (خط آبی) و میراگر خطی (خط سیاه).

دقیق تری برای پیش بینی ارتعاشات این سیستم ارائه می دهد. پاسخ های سیستم مجهز به میراگر خطی با سیستم مجهز به میراگر غیرخطی در حالات بدون در نظر گرفتن تأثیر قانون بقای اندازه حرکت و با در نظر گرفتن تأثیر قانون بقای اندازه حرکت با یکدیگر در سه حالت ارتعاشات آزاد، اجباری و تشدید مقایسه، و نشان داده شد که عملکرد بسیار بهتر سیستم مجهز به میراگر غیرخطی پیشنهادی غیرخطی وابسته به مکان و سرعت در حالت با در نظر گرفتن تأثیر تغییرات اندازه حرکت -- به ویژه در ارتعاشات تشدید -- مشهود است.

فهرست علائم

- A۱: کوتاه ترین فاصله بین پروفیل و پیستون در سمت راست شکل ۶ (m)؛
 A۲: کوتاه ترین فاصله بین پروفیل و پیستون در سمت چپ شکل ۶ (m)؛
 A_{in} : سطح ورودی سیال در روزنه ی پیستون (m^2)؛
 A_{out} : سطح خروجی سیال در روزنه ی پیستون (m^2)؛
 c : ضریب میرایی ($kg s^{-1}$)؛
 d : قطر روزنه ی پیستون (m)؛
 D : قطر پیستون (m)؛
 F : نیروی میرایی تولید شده (N)؛

۴. نتیجه گیری

غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با در نظر گرفتن F_{B} بیشتر از دیگر حالات است. در شکل ۲۰ نمودار نیروی منتقل شده به پایه میراگر که با نیروی تولیدی فنر جمع شده، نشان داده شده است. چنان که مشاهده می شود میراگر خطی به دلیل دامنه ی ارتعاشات بزرگ نیروی زیادی را به پایه انتقال می دهد.

شکل ۲۱ نشان دهنده ی مقایسه ی سرعت نوسان سیستم با یکدیگر در سه حالت است؛ مقدار سرعت در حالت سیستم مجهز به میراگر غیرخطی وابسته به مکان و سرعت با در نظر گرفتن F_{B} به وضوح بسیار کم تر است.

در شکل ۲۲ مقدار نیروی میرایی برحسب جابه جایی در مدت زمان ۲۰ ثانیه نمایش داده شده است. مطابق شکل ۲۲، مقدار نیروی میرایی تولید شده در حالت سیستم مجهز به میراگر غیرخطی پیشنهادی با در نظر گرفتن F_{B} بسیار بیشتر و دارای دامنه ی نوسانی بسیار کم تری نسبت به حالات دیگر است، و این نشانگر برتری این نوع میراگر است.

در این نوشتار یک سیستم مجهز به میراگر غیرخطی با در نظر گرفتن تأثیر تغییرات اندازه حرکت مدل سازی شده است. نیروی ناشی از تغییر سرعت ورودی و خروجی سیال (بقای اندازه حرکت سیال) که در مقالات پیشین به آن اشاره نشده بود، مدل

u : مختصات افقی در راستای جابه‌جایی (m)؛
 u_p : مختصات لبه روزنه در راستای افق (m)؛
 $\dot{u}$: سرعت در راستای افق در میراگر (ms^{-1})؛
 $\ddot{u}$: شتاب در راستای افق در میراگر (ms^{-2})؛
 ΔV : اختلاف سرعت ورودی و خروجی روزنه‌ی پیستون (ms^{-1}).

علائم یونانی

μ : لزجت دینامیکی ($\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-1}$)؛
 γ : نسبت قطر پیستون به قطر روزنه‌ی پیستون؛
 β : نسبتی برابر با $\frac{2}{d \cdot n(\frac{1}{\alpha})}$ ؛
 ρ : چگالی (kgm^{-3})؛
 θ : زاویه‌ی مخروط ناقص با افق ($^\circ$)؛
 ω_n : فرکانس طبیعی سیستم (Hz).

F_x : نیروی بقای اندازه حرکت سیال (N)؛
 H : ارتفاع مخروط بزرگ (m)؛
 k : ضریب سختی سیستم (Nm^{-1})؛
 l : طول روزنه‌ی پیستون (m)؛
 m : جرم سیستم (kg)؛
 n : ضریب شعاع در طراحی پروفیل مرکزی؛
 Q : دبی سیال عبوری از روزنه‌ی پیستون (m^3s^{-1})؛
 r : مختصات افقی در راستای شعاع پروفیل مرکزی (m)؛
 r_p : مختصات لبه روزنه در راستای عمود (m)؛
 s : ضریب توانی در طراحی پروفیل مرکزی؛
 SA_1 : کوچک‌ترین سطح عبور سیال از فاصله A_1 (m^2)؛
 SA_2 : کوچک‌ترین سطح عبور سیال از فاصله A_2 (m^2)؛
 t : زمان (s).

پانویس‌ها

1. nonlinear displacement-velocity-dependent damper
2. nonlinear displacement-dependent damper
3. perturbation theory
4. passive
5. semi-active
6. active
7. magnetorheological
8. electrorheological
9. barrier Lyapunov function
10. quadratic Lyapunov function
11. linear matrix inequality
12. H2/linear quadratic Gaussian
13. active mass damper
14. model reference adaptive control
15. clipped voltage law
16. nonlinear displacement-dependent

منابع (References)

1. De Silva, C.W., *Vibration: Fundamentals and Practice*, CRC Press, pp. 19-21 (2006).
2. Rao, S.S. and Yap, F.F. *Mechanical Vibrations*, Addison-Wesley New York, pp. 10-13 (1995).
3. Ilbeigi, S., Jahanpour, J. and Farshidianfar, A. "A novel scheme for nonlinear displacement-dependent dampers", *Nonlinear Dynamics*, **70**(1), pp. 421-434 (2012).
4. Jahanpour, J., Porghoveh, M. and Ilbeigi, S. "Forced vibration analysis of a system equipped with the nonlinear displacement-dependent (NDD) damper", *Scientia Iranica*, **23**(2), pp. 633-647 (2015).
5. Sun, W., Pan, H., Zhang, Y. and Gao, H. "Multi-objective control for uncertain nonlinear active suspension systems", *Mechatronics*, **24**(4), pp. 318-327 (2014).
6. Firrone, C.M. and Zucca, S. "Passive control of vibration of thin-walled gears: Advanced modelling of ring dampers", *Nonlinear Dynamics*, **76**(1), pp. 263-280 (2014).
7. Guo, X. and Jiang, J. "Passive vibration control of truss-cored sandwich plate with planar Kagome truss as one face plane", *Science China Technological Sciences*, **54**(5), pp. 1113-1120 (2011).
8. Marian, L. and Giaralis, A. "Optimal design of a novel tuned mass-damper-inerter (TMDI) passive vibration control configuration for stochastically support-excited structural systems", *Probabilistic Engineering Mechanics*, **38**(4), pp. 156-164 (2014).
9. Abraham, E. and Kerrigan, E.C. "Optimal active control and optimization of a wave energy converter", *IEEE Transactions on Sustainable Energy*, **4**(2), pp. 324-332 (2013).
10. Koch, G. and Kloiber, T. "Driving state adaptive control of an active vehicle suspension system", *IEEE Transactions on Control Systems Technology*, **22**(1), pp. 44-57 (2014).
11. Eslaminasab, N. "Development of a semi-active intelligent suspension system for heavy vehicles", PhD Thesis, Department of Mechanical Engineering, Waterloo University, Canada, pp. 1-3 (2008).
12. Bahar, A., Pozo, F., Acho, L., Rodellar, J. and Barbat, A. "Hierarchical semi-active control of base-isolated structures using a new inverse model of magnetorheological dampers", *Computers & Structures*, **88**(7-8), pp. 483-496 (2010).
13. Xu, Y.L. and Chen, B. "Integrated vibration control and health monitoring of building structures using semi-active friction dampers: Part I—methodology", *Engineering Structures*, **30**(7), pp. 1789-1801 (2008).

14. Ozbulut, O.E., Bitaraf, M. and Hurlebaus, S. "Adaptive control of base-isolated structures against near-field earthquakes using variable friction dampers", *Engineering Structures*, **33**(12), pp. 3143-3154 (2011).
15. Noresson, V., Ohlson, N.G. and Nilsson, M. "Design of electrorheological dampers by means of finite element analysis: Theory and applications", *Materials & Design*, **23**(4), pp. 361-369 (2002).
16. Jianjun, L., Kaiquan, X. and Caixia, Z. "The research and application of nonlinear control algorithms based on magnetorheological damper", *Second International Conference on Future Information Technology and Management Engineering*, Sanya, China, pp. 323-326 (2009).
17. Ma, Y., Xie, S., Zhang, X. and Luo, Y. "Hybrid modeling approach for vehicle frame coupled with nonlinear dampers", *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, **18**(4), pp. 1079-1094 (2013).
18. Paciello, V. and Pietrosanto, A. "Magnetorheological dampers: A new approach of characterization", *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, **60**(5), pp. 1718-1723 (2011).
19. Pozo, F., Zapateiro, M., Acho, L., Vidal, Y. and Luo, N. "Experimental study of semiactive VSC techniques for vehicle vibration reduction", *Journal of the Franklin Institute*, **350**(1), pp. 1-18 (2013).
20. Xian-Xu, B., Wei, H. and Wereley, N.M. "Magnetorheological damper utilizing an inner bypass for ground vehicle suspensions", *IEEE Transactions on Magnetics*, **49**(7), pp. 3422-3425 (2013).
21. Zapateiro, M., Luo, N., Karimi, H.R. and Vehi, J. "Vibration control of a class of semiactive suspension system using neural network and backstepping techniques", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **23**(6), pp. 1946-1953 (2009).
22. Worden, K., Hickey, D., Haroon, M. and Adams, D.E. "Nonlinear system identification of automotive dampers: A time and frequency-domain analysis", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **23**(1), pp. 104-126 (2009).
23. Bitaraf, M., Ozbulut, O.E., Hurlebaus, S. and Barroso, L. "Application of semi-active control strategies for seismic protection of buildings with MR dampers", *Engineering Structures*, **32**(10), pp. 3040-3047 (2010).
24. Cetin, S., Zergeroglu, E., Sivrioglu, S. and Yuksek, I. "A new semiactive nonlinear adaptive controller for structures using MR damper: Design and experimental validation", *Nonlinear Dynamics*, **66**(4), pp. 731-743 (2011).
25. Kim, Y., Langari, R. and Hurlebaus, S. "Semiactive nonlinear control of a building with a magnetorheological damper system", *Mechanical Systems and Signal Processing*, **23**(2), pp. 300-315 (2009).
26. Tu, J., Lin, X., Tu, B., Xu, J. and Tan, D. "Simulation and experimental tests on active mass damper control system based on model reference adaptive control algorithm", *Journal of Sound and Vibration*, **333**(20), pp. 4826-4842 (2014).
27. Uz, M.E. and Hadi, M.N.S. "Optimal design of semi active control for adjacent buildings connected by MR damper based on integrated fuzzy logic and multi-objective genetic algorithm", *Engineering Structures*, **69**(1), pp. 135-148 (2014).
28. Afsharfard, A. and Farshidianfar, A. "Modeling and analysis of magnetorheological inner mass single unit impact dampers", *Journal of Intelligent Material Systems and Structures*, **25**(3), pp. 342-351 (2014).
29. Yeesock, K., Langari, R. and Hurlebaus, S. "Supervisory semiactive nonlinear control of a building-magnetorheological damper system", *American Control Conference*, Seattle, Washington, pp. 2540-2545 (2008).
30. Wang, W.L., Yu, D.S., Huang, Y., Zhou, Z. and Xu, R. "A locomotive's dynamic response to in-service parameter variations of its hydraulic yaw damper", *Nonlinear Dynamics*, **77**(4), pp. 1485-1505 (2014).
31. Huang, W., Xu, J., Zhu, D., Wu, Y., Lu, J. and Lu, K. "Semi-active vibration control using a magneto rheological (MR) damper with particle swarm optimization", *Arabian Journal for Science and Engineering*, **40**(3), pp. 747-762 (2015).
32. Eyres, R.D., Champneys, A.R. and Lieven, N.A.J. "Modelling and dynamic response of a damper with relief valve", *Nonlinear Dynamics*, **40**(2), pp. 119-147 (2005).
33. White, F.M., *Fluid Mechanics*, WCB, ed: McGraw-Hill, Boston, pp. 146-158 (1999).
34. Jahanpour, J., Ilbeigi, S. and Porghoveh, M. "Resonant analysis of systems equipped with nonlinear displacement-dependent (NDD) dampers", *Nonlinear Dynamics*, **1**, *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, DOI 10.1007/978-3-319-29739-2_8, pp. 67-82 (2016).