

چکیده

میراگرهای ویسکوز از جمله تجهیزات اتلاف انرژی هستند که در دهه‌های اخیر در روش‌های نوین طراحی لرزه‌ای مورد توجه قرار گرفته‌اند. تحقیقات نشان می‌دهد که استفاده از میراگرهای ویسکوز می‌تواند نقش مؤثری در کنترل پاسخ سازه‌ها در برابر باد، انفجار و زلزله داشته باشند. اکثر سازه‌ها هنگام مواجهه با زلزله‌های شدید، به کمک شکل‌پذیری اعضا با آن مقابله می‌نمایند که سبب آسیب‌های اساسی و گاهی غیرقابل جبران به اعضای سازه‌ای و غیر سازه‌ای می‌شود. در روش‌های نوین طراحی سازه‌ها در برابر زلزله، برای مقابله با انرژی ورودی به سازه، می‌توان با قرار دادن میراگرهایی در محل‌های مناسب بخش اعظمی از انرژی زلزله را مستهلک و اثرات زلزله را به حداقل رساند. در مطالعه‌ی حاضر اقدام به ساخت نمونه‌ای از میراگر ویسکوز انقباض محوری با ظرفیت نیرویی ۵۰۰ کیلو نیوتن و دامنه‌ی تغییر مکانی ۱۵۰ میلی‌متر شد. عملکرد میراگر جدید با امکان تغییر در ثابت میرایی آن به کمک شیر کنترلی موجود، تحت آزمایش‌های چرخه‌ای قرار گرفت و در نهایت مشخصه‌های رفتاری این میراگر در فرم یک مدل ساده‌ی رفتاری که مبنای رفتار عمومی این میراگر بر مبنای عوامل مختلف تأثیرگذار در عملکرد آن است، ارائه شد. همچنین با استفاده از روابط ریاضی ارائه شده توسط محققین، به تعیین مشخصات مکانیکی و مدل‌سازی رفتاری میراگر موجود تحت آزمایش چرخه‌ای در فرکانس‌های مختلف پرداخته شده است.

واژگان کلیدی: تجهیزات اتلاف انرژی^۱، میراگر ویسکوز^۲، مشخصه‌های رفتاری میراگر^۳، آزمایش‌های چرخه‌ای^۴

بررسی عملکرد یک میراگر انقباض محوری با امکان تغییر ثابت میرایی

سیده شکبیا موسوی

کارشناسی ارشد مهندسی عمران - زلزله، پژوهشگاه بین‌المللی
زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله

منصور ضیایی فر (نویسنده مسئول)

دانشیار مهندسی عمران - زلزله، پژوهشگاه مهندسی سازه،
پژوهشگاه بین‌المللی زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله،
mansour@iiees.ac.ir

۱- مقدمه

مشارکتی ندارند، پس از وقوع زلزله به راحتی می‌توانند تعمیر یا تعویض گردند [۱-۳]. تجهیزات اتلاف انرژی مختلفی، نظیر میراگرهای اصطکاکی، میراگرهای ویسکوالاستیک و میراگرهای ویسکوز، وجود دارد. اضافه کردن میراگر به سازه علاوه بر کنترل خرابی، کنترل و هدایت محل وقوع آن می‌تواند امکان تعمیر را در کوتاه‌ترین زمان و با صرف کمترین هزینه برای ساختمان فراهم نماید [۴-۵].

از جمله میراگرهای ویسکوز معمول، میراگرهای سیلندر پیستونی می‌باشند. وجود مکانیزم آب‌بندی در این نوع میراگرها به جهت جلوگیری از خروج مایع از درون سیلندر لازم بوده و موجب نیاز به، انجام بازدیدهای دوره‌ای در فواصل زمانی معین

یکی از روش‌های رایج طراحی سازه‌ها برای ایجاد مقاومت کافی در برابر زلزله، بالا بردن ظرفیت شکل‌پذیری اعضای اصلی باربر برای بهبود عملکرد لرزه‌ای کل سازه است. در این روش سازه در مواجهه با زلزله‌های شدید با تشکیل مفصل‌های پلاستیک کنترل شده، انرژی ورودی را مستهلک می‌نماید. این امر به سازه امکان می‌دهد در برابر بارهای لرزه‌ای مقاومت کرده و دچار فروریزی و تخریب ناگهانی نشود. در روش‌های نوین طراحی لرزه‌ای، استهلاک انرژی را به بخش‌ها و یا تجهیزاتی که از پیش برای این هدف تعبیه شده، محول نموده و به این ترتیب خرابی اجزای سازه‌ای را کاهش می‌دهند. از آنجا که عناصر جاذب انرژی در سیستم باربری ثقلی ساختمان

در دو طرف کلاهک پیستون و در نتیجه سبب تولید نیرو در میراگر می‌شود. نسبت نیروی ایجاد شده به سرعت نسبی دو سر میراگر را می‌توان در ساده‌ترین شکل خود به فرم خطی فرض کرد، اما به‌طور معمول، توان سرعت کمتر از واحد در تابع میرایی، عملکرد لرزه‌ای بهتری نسبت به حالت خطی دارد [۹].

۳- تعیین مشخصات مکانیکی میراگر

مشخصات مکانیکی میراگرهای ویسکوز را می‌توان از طریق انجام آزمایش‌های بارگذاری به‌صورت کنترل تغییر مکانی در فرم حرکت سینوسی به دست آورد [۱۰].

مطالعاتی توسط سایمنز و چارنی [۱۱] و کنستانتینو و سایمنز [۱۲] جهت تعیین مشخصات مکانیکی میراگرهای ویسکوز انجام شده است. آنها تغییر مکان اعمالی به میراگر را به‌صورت جابه‌جایی سینوسی در نظر گرفتند:

$$U = U_0 \sin(\omega t) \quad (1)$$

در آن U_0 ، ω و t به ترتیب دامنه و فرکانس بارگذاری و زمان می‌باشند. آنها فرض کردند نیروی لازم برای اعمال این بارگذاری نیز به‌صورت سینوسی خواهد بود:

$$P = P_0 \sin(\omega t + \theta) = P_0 \sin(\omega t) \cdot \cos \theta + P_0 \cos(\omega t) \cdot \sin \theta \quad (2)$$

که در این رابطه P_0 دامنه‌ی نیرو و θ زاویه‌ی اختلاف فاز می‌باشد.

در حالتی که میرایی به‌صورت خطی باشد، منحنی رفتار میراگر به‌صورت بیضی کامل خواهد بود و انرژی اتلافی در یک چرخه‌ی رفتاری را می‌توان از رابطه‌ی زیر محاسبه نمود:

$$W_d = \pi P_0 U_0 \sin \theta \quad (3)$$

با معرفی پارامترهای

$$K_1 = \frac{P_0}{U_0} \cdot \cos \theta \quad (4)$$

$$K_2 = \frac{P_0}{U_0} \cdot \sin \theta$$

رابطه‌ی (۵) جایگزین رابطه‌ی (۲) می‌شود:

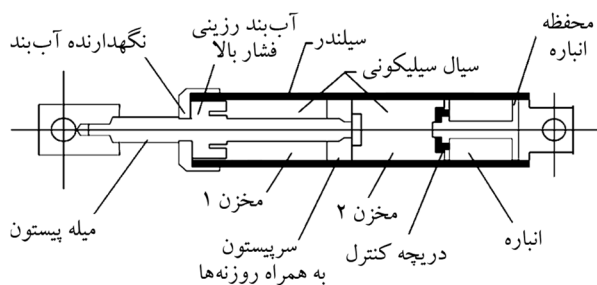
$$P = K_1 U_0 \sin(\omega t) + K_2 U_0 \cos(\omega t) \quad (5)$$

می‌شود. این بازدها مستلزم صرف هزینه و زمان زیادی می‌باشد و در عمل استفاده از این میراگرها را در سازه‌های بزرگ پرهزینه می‌سازد [۶].

در این راستا میراگر جدیدی پیشنهاد گردید که در آن از مکانیزم سیلندر و پیستون متداول استفاده نشده بود. نمونه‌ی اولیه‌ی این میراگر، طی مطالعه‌ی فروغی کیا [۷] ساخته و مورد بررسی قرار گرفت. این میراگر تحت نام میراگر ویسکوز انقباض محوری مطرح گردید و نمونه‌ی اولیه‌ی آن دارای ظرفیت نیرویی و دامنه‌ی تغییر مکانی پایینی بود. در ساخت دو نمونه‌ی بعدی از این میراگر ویسکوز، ضمن افزایش ظرفیت نیرویی و دامنه‌ی تغییر مکانی آن، امکان ایجاد رفتار غیرخطی نیز برای میراگر فراهم گردید. مدل‌های رفتاری ساده‌ی کلونین و میرایی خطی معادل برای بررسی رفتار این میراگرها، مورد استفاده قرار گرفته و مشخصه‌های رفتاری آنها بر این اساس تعیین گردیده بود.

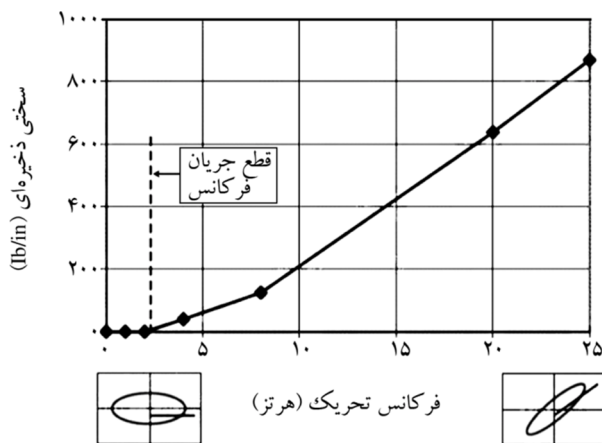
۲- میراگرهای ویسکوز معمول

ساختمان این میراگرها شامل یک سیلندر و پیستون پر شده از سیالی ویسکوز است که غیر سمی و غیر اشتعال‌زا بوده و برای مدت‌زمان طولانی پایدار است (شکل ۱).

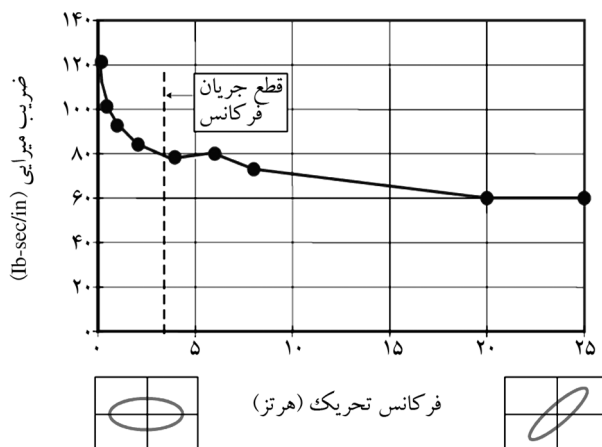


شکل (۱): جزئیات میراگر ویسکوز [۸]

اساس کار این میراگر استهلاک انرژی توسط عبور مایع با فشار از درون روزنه تعبیه شده در کلاهک پیستون می‌باشد. وقتی میراگر در فشار است، مایع با فشار زیاد از مخزن ۲ به مخزن ۱ جاری می‌شود و برعکس وقتی میراگر در کشش است، مایع از مخزن ۱ به مخزن ۲ جاری می‌شود. عبور مایع با فشار زیاد از درون روزنه‌ی پیستون، سبب ایجاد اختلاف فشار



شکل (۲): نمودار وابستگی سختی ذخیره‌ای (K_1) به فرکانس بارگذاری و فرکانس قطع میراگر [۱۲]



شکل (۳): نمودار وابستگی ثابت میرایی (C) به فرکانس بارگذاری و فرکانس قطع میراگر [۱۲]

۴- مدل سازی میراگر ویسکوز

نیروی میرایی در میراگرهای ویسکوز با سرعت اعمال بار آن نسبت مستقیم خطی و یا غیرخطی دارد. مقدار این نیرو از رابطه (۱۰) به دست می‌آید:

$$P = C \times \text{Sgn}(\dot{u}(t)) \times |\dot{u}(t)|^\alpha \quad (10)$$

در این رابطه $\dot{u}(t)$ سرعت جابه‌جایی نسبی اعمال شده به دو سر میراگر، C ثابت میرایی و α توان سرعت می‌باشد.

منحنی نیرو-تغییر مکان میراگر ویسکوز (شکل ۴)، برای میراگرهای ویسکوز خطی حالت ($\alpha=1$) از بیضی تا حالت مستطیلی ($\alpha=0$) تغییر می‌کند؛ بنابراین برای مقدار مساوی

و یا رابطه‌ی

$$P = K_1 u + \frac{K_2}{\omega} \dot{u}_0 \quad (6)$$

مشخص است که قسمت اول رابطه (۶) نماینده‌ی نیروی بازگرداننده‌ی میراگر می‌باشد (مشابه فنر) که با تغییر مکان هم‌فاز بوده و به اصطلاح سختی ذخیره شده^۵ نامیده می‌شود. قسمت دوم رابطه، نماینده‌ی نیروی میرایی بوده و هم‌فاز با سرعت بوده و با تغییر مکان ۹۰ درجه اختلاف فاز دارد. مقدار K_2 به اصطلاح سختی اتلافی^۶ نامیده می‌شود. ضریب میرایی میراگر را می‌توان از رابطه‌ی زیر به دست آورد:

$$C = \frac{K_2}{\omega} \quad (7)$$

با ترکیب روابط (۳) و (۴) می‌توان نوشت:

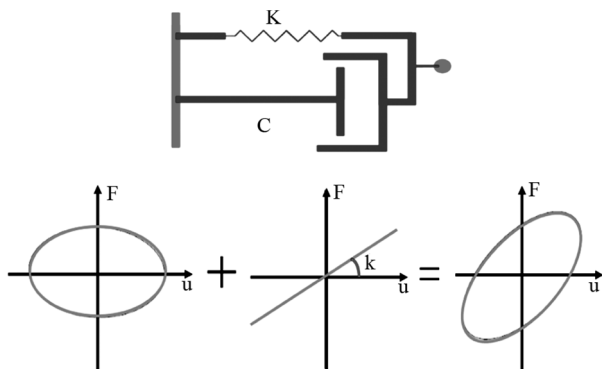
$$\theta = \sin^{-1} \left(\frac{K_2 u_0}{P_0} \right) \quad (8)$$

$$K_2 = \left(\frac{W_d}{\pi \cdot u_0^2} \right) \quad (9)$$

در صورتی که میرایی خطی باشد، میراگر به صورت ویسکوز خالص عمل می‌کند، اختلاف فاز در این رابطه برابر ۹۰ درجه خواهد بود و سختی ذخیره شده که معادل نیروی بازگرداننده است (قسمت اول رابطه ۶) برابر صفر خواهد شد. عموم میراگرها نسبت به فرکانس رفتار متفاوتی از خود نشان می‌دهند. فرکانس بارگذاری که در آن سختی محفظه اهمیت می‌یابد، فرکانس قطع^۷ نامیده می‌شود. همان‌طور که در شکل (۲) مشاهده می‌شود، میراگر در فرکانس‌های حدود ۲ هرتز از خود سختی نشان داده است. اگر فرکانس بارگذاری از فرکانس قطع میراگر کمتر باشد در این صورت سختی میراگر ناچیز است. زوایه‌ی تمایل حلقه‌های هیستریزس نسبت به محور افقی در شکل مزبور نشان‌دهنده‌ی تأثیر فرکانس بر سختی ذخیره‌ای (K_1) می‌باشند.

در فرکانس‌های بسیار پایین، تعیین ثابت میرایی سخت بوده و به شدت به مقادیر بالا گرایش دارد. هنگامی که فرکانس بارگذاری افزایش می‌یابد ثابت میرایی با شدت کمتری کاهش می‌یابد (شکل ۳).

که در این رابطه K سختی ذخیره شده، C ثابت میرایی، $u(t)$ تاریخچه زمانی جابه‌جایی و $\dot{u}(t)$ تاریخچه زمانی سرعت می‌باشد.



شکل (۶): مدل کلونین [۱۳]

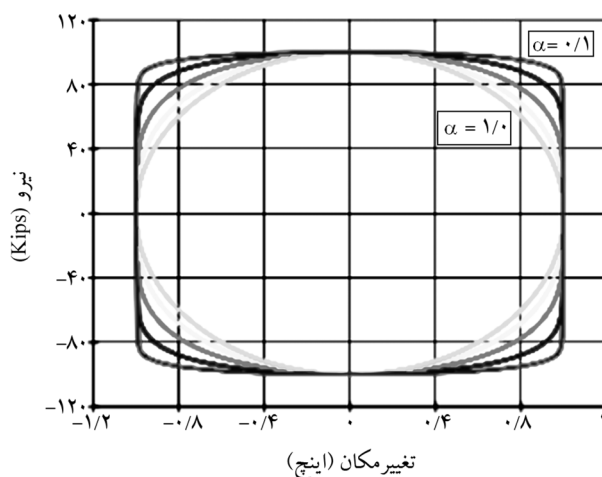
۵- میراگر پیشنهادی

یکی از ایده‌های مطرح شده برای ایجاد تغییر در میراگرهای ویسکوز معمول، حذف آب‌بند در ساخت این میراگرها می‌باشد. با توجه به اینکه حرکت میله‌ی پیستون نسبت به ابتدای سیلندر نیازمند استفاده از آب‌بند است، پس برای حذف آب‌بند باید به حذف حرکت نسبی این قطعات اقدام نمود.

برای عملی ساختن این ایده می‌بایست دو مخزن مجزا ایجاد کرد که هم‌زمان با حرکت میله پیستون، توانایی ایجاد تغییر حجم در مخازن و اجبار سیال به جابه‌جایی از یک مخزن به مخزن دیگر در سیستم به وجود آورده شود. لذا می‌بایست از مخازنی که خود قابلیت تغییر شکل فیزیکی داشته و بتوانند این تغییر حجم را ایجاد کنند استفاده کرد. برای این کار از اتصال آکاردئونی^۸ تحت عنوان بلوز^۹ بهره گرفته شده است.

برای ایجاد این ویژگی از دو مخزن مجزا که از دو بلوز ساخته شده و صفحه‌ای فولادی مابین آنها قرار دارد، استفاده شده است. میله‌ای نیز از وسط صفحه‌ی فولادی عبور داده شده که در دو انتها به بلوزها متصل گردیده است. این میله دارای حرکت نسبت به صفحه‌ی میانی مابین دو مخزن است و جریان مایع مابین دو مخزن به سبب تیرانس ساخت قطعات تأثیر زیادی از حرکت نسبی میله با صفحه‌ی میانی نمی‌پذیرد.

جابه‌جایی و نیرو، انرژی اتلاف شده در هر سیکل برای میراگر ویسکوز غیرخطی بزرگ‌تر از میراگر ویسکوز خطی می‌باشد [۱۲].

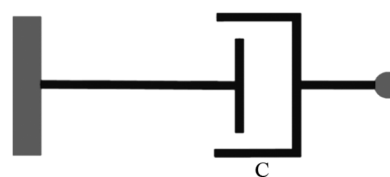


شکل (۴): منحنی نیرو- تغییر مکان برای میراگرهای ویسکوز خطی و غیرخطی

به‌طور کلی مدل‌سازی میراگر ویسکوز به چند روش انجام می‌شود. در ساده‌ترین مدل، تنها از یک میراگر مطابق شکل (۵) برای مدل استفاده شده است [۱۱].

$$C = \frac{W}{\pi \times \omega \times u_0^2} \quad (11)$$

W مساحت زیر منحنی هیستریزیس، ω فرکانس بارگذاری و u_0 حداکثر دامنه‌ی بارگذاری می‌باشد.



شکل (۵): مدل میراگر ساده

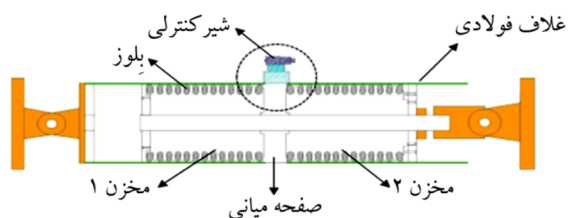
مدل مرسوم دیگر، مدل کلونین است و از یک فنر و یک میراگر که به صورت سری قرار گرفته‌اند تشکیل شده و بیشتر برای مدل‌سازی رفتاری میراگر ویسکوزی که نیروی خروجی آن به فرکانس وابسته نیست به کار گرفته می‌شود (شکل ۶).

$$F(t) = C \times \dot{u}(t) + K \times u(t) \quad (12)$$

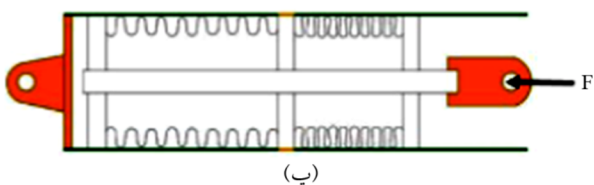
۶- الگوی بارگذاری و پیکربندی آزمایش

الگوی بارگذاری آزمایش‌ها به صورت کنترل تغییر مکانی و بارگذاری سینوسی، در دامنه و فرکانس‌های مختلف می‌باشد. با توجه به محدودیت‌های موجود در شرایط بارگذاری، دامنه‌ی حداکثر بارگذاری در آزمایش‌ها ۱۲۰ میلی‌متر انتخاب شده است. با توجه به محدودیت‌های موجود در بارگذاری توسط جک محرک، دامنه‌ی های بارگذاری اعمالی به میراگر با دامنه‌های مورد نظر متفاوت هستند. میراگر تحت فرکانس‌های مختلف بارگذاری قرار گرفته و مشخصات بارگذاری اعمال شده و پاسخ‌ها توسط دستگاه ثبت می‌شود. همه‌ی مراحل آزمایش‌ها در قالب عکس‌العمل پژوهشگاه زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله صورت گرفته است. شکل (۸) پیکربندی آزمایش را نمایش داده است. برای اعمال بارگذاری از جک محرک ۵۰۰ کیلو نیوتنی استفاده شده است.

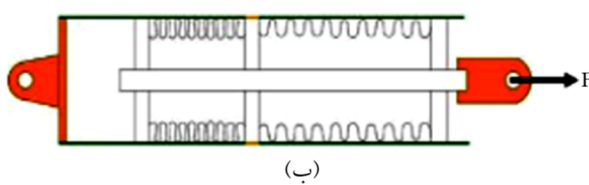
برای محافظت از قطعات آکاردئونی و جلوگیری از کماتش آنها از پوشش فلزی پیرامونی بهره گرفته شده است. نمونه‌ی اولیه ساخته شده توسط فروغی کیا [۷] دارای ظرفیت نیرویی پایین، در حدود ۵۰ کیلو نیوتن و دامنه‌ی تغییر مکانی برابر ۳۰ میلی‌متر بود. رفتار نمونه‌ی اولیه به صورت خطی گزارش شده بود. نمونه‌ی بعدی ساخته شده در سال ۸۸ توسط پزشکی [۶] دارای دامنه‌ی تغییر مکانی ۶۵ میلی‌متر و ظرفیت نیرویی ۲۵۰ کیلو تن بود. نمونه‌ی جدید ساخته شده که بهبود یافته‌ی میراگر قبلی است با توجه به هندسه‌ی ساخت دارای دامنه‌ی تغییر مکانی ۱۵۰ میلی‌متر و ظرفیت نیرویی ۵۰۰ کیلو نیوتن می‌باشد. طرح کلی میراگر پیشنهادی و عملکرد آن در شکل (۷) نشان داده شده است.



(الف)

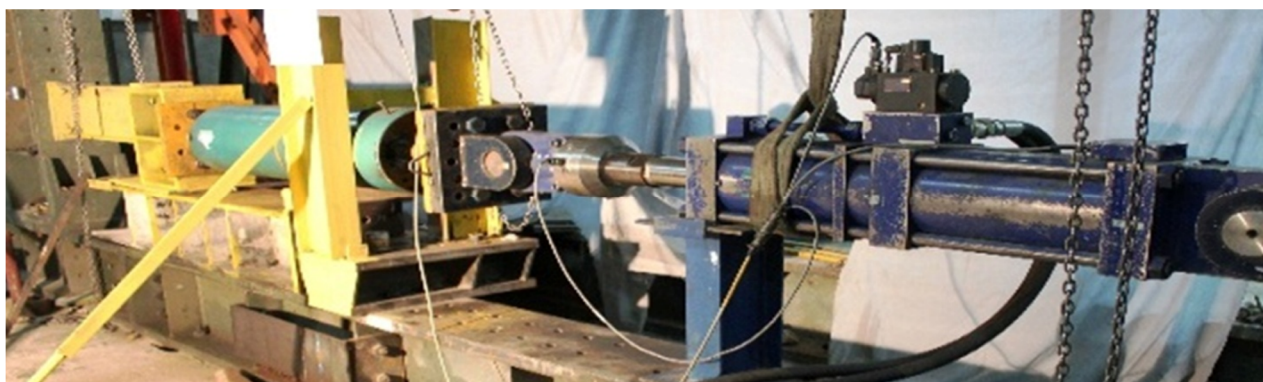


(پ)



(ب)

شکل (۷): الف) طرح کلی میراگر، ب) عملکرد میراگر تحت کشش، پ) عملکرد میراگر تحت فشار [۱۴]



شکل (۸): پیکربندی کلی آزمایش [۱۴]

۲- بررسی رفتاری مکانیکی میراگر پیشنهادی

در آزمایشات از یک شیر کنترل برای تنظیم دبی روغن عبوری مابین دو مخزن استفاده شده است. برای بررسی تأثیر عملکرد شیر کنترلی دستی، آزمایش‌ها به صورت بارگذاری سینوسی در حالی که شیر کنترل دستی کاملاً باز، ۶۰ درجه بسته، ۷۵ درجه بسته و کاملاً بسته است، انجام شده است. برای بررسی نتایج کلی آزمایش، از چرخه‌ی میانی هر آزمایش بهره گرفته می‌شود. بخشی از نتایج حاصله از آزمایش‌های فوق، برای حالتی که شیر کنترلی دستی در حالت کاملاً باز و کاملاً بسته است در زمان‌های تناوب مختلف در جدول (۱) ثبت شده و منحنی نیرو- تغییر مکان آنها در شکل (۹) آورده شده است. لازم به ذکر است که در هنگام بسته بودن شیر کنترل دستی مسیر عبور روغن تنها از فاصله محدود مابین میله وسط میراگر و صفحه میانی بوده و تیرانس ساخت قطعات در ثابت میرایی میراگر نقش اصلی را خواهد داشت.

جدول (۱): نتایج حاصله از عملکرد شیر کنترلی دستی

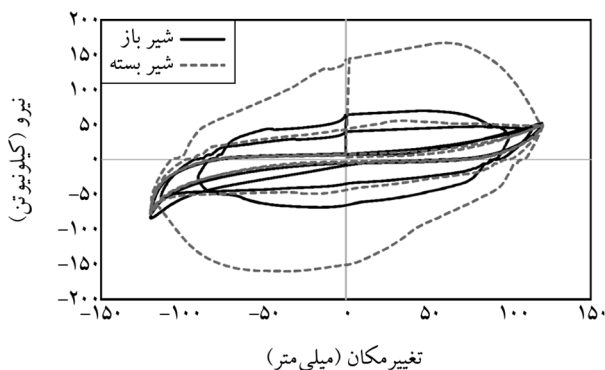
ردیف	زمان تناوب (ثانیه)	آزمایش		نتایج
		حداکثر دامنه اعمالی (میلی متر)	وضعیت شیر کنترلی	
۱	۱۲۰	۱۲۰	باز	حداکثر نیرو (کیلو نیوتن)
۲	۴۰	۱۲۰	باز	۷۷/۵
۳	۱۰	۱۲۰	باز	۵۵/۵
۴	۵	۱۲۰	باز	۷۰
۵	۱۲۰	۱۲۰	بسته	۷۸
۶	۴۰	۱۲۰	بسته	۷۶
۷	۱۰	۱۲۰	بسته	۷۳
۸	۵	۱۲۰	بسته	۲۱۰

با توجه به نتایج جدول (۱) و شکل (۹)، با استفاده از شیر کنترلی دستی می‌توان میزان دبی جریان عبوری مابین دو مخزن را تنظیم کرد به تغییر ثابت میرایی در میراگر دست یافت. در فرکانس‌های پایین چون فشار روغن کم است، منحنی نیرو- تغییر مکان میراگر در حالت شیر باز و بسته کم‌و بیش بر هم منطبق است. تأثیر شیر کنترلی در فرکانس‌های بالاتر بیشتر محسوس است و با افزایش فرکانس بارگذاری در حالتی که شیر کنترلی دستی باز است، روغن با سرعت بیشتری از یک مخزن به مخزن دیگر انتقال می‌یابد، بنابراین نیروی ایجاد شده در میراگر کاهش می‌یابد. به این ترتیب می‌توان با تنظیم میزان باز یا بسته بودن شیر به نیروی مورد نیاز در فرکانس مورد نظر رسید.

با توجه به جدول (۱) میزان نیروی موجود در میراگر در فرکانس ۰/۲ هرتز، از ۷۰ کیلو نیوتن در حالت شیر باز، به ۲۱۰ کیلو نیوتن در حالتی که شیر کنترلی دستی کاملاً بسته است، افزایش یافته است. نتایج حاصل از آزمایش‌ها برای فرکانس ۰/۲ هرتز در حالت‌های مختلف شیر کنترل دستی، توسط ضریب میرایی رابطه (۱۱) مدل‌سازی شده که در جدول (۲) آمده است. برای تمامی آزمایش‌ها توان سرعت (α) با فرض رفتار خطی میراگر برابر با یک در نظر گرفته شده است. از آنجا که نیروی اصطکاک داخل میراگر با فرکانس بارگذاری و در نتیجه فشار روغن رابطه‌ی مستقیم دارد، میزان نیرویی اصطکاک در حالتی که شیر کنترلی باز است کمتر از نیروی اصطکاک محاسبه شده در حالت شیر بسته است (چون فشار روغن در حالت شیر باز کم است). در سایر حالات آزمایش، با افزایش فشار روغن میزان نیروی اصطکاک به نسبت افزایش یافته است.

جدول (۲): نتایج مدل‌سازی ضریب میرایی معادل

آزمایش	ضریب میرایی معادل	
	وضعیت شیر	جابه‌جایی (میلی متر)
۱۰۰	باز	۴۹۱
۱۲۰	۴۰ درجه باز	۹۳۵
۱۲۰	۲۵ درجه باز	۱۱۲۷
۱۲۰	بسته	۱۱۱۹

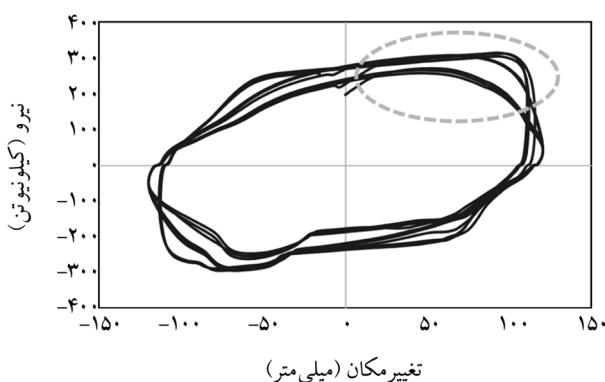


شکل (۹): نمودار نیرو- جابه‌جایی حاصله از نتایج جدول (۱)

میراگر نتایج به دست آمده از آزمایش چرخه‌ای میراگر در جدول (۳) ارائه گردیده است. با استفاده از روابط (۱) تا (۹)، در این حالت رفتار میراگر پیشنهادی مورد بحث قرار گرفته است. منحنی نیرو- تغییر مکان میراگر برای آزمایش‌های انجام شده مطابق شکل (۱۱) به دست آمده است.

جدول (۳): آزمایش‌های انتخابی برای مدل‌سازی رفتاری میراگر

فرکانس (هرتز)	ω (رادیان بر ثانیه)	جابه‌جایی (میلی‌متر)	نیرو (کیلو نیوتن)
۰/۱	۰/۶۲۸	۱۲۰	۲۳۰
۰/۱۲۵	۰/۷۸۵	۱۲۰	۲۴۲
۰/۱۶۷	۱/۰۴۷	۱۲۰	۲۹۰
۰/۲۵	۱/۵۷۱	۱۲۰	۳۱۰

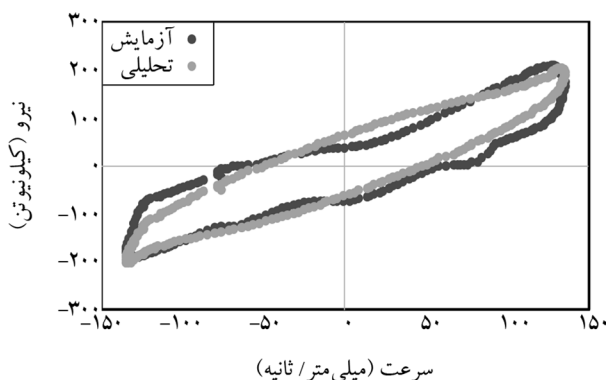
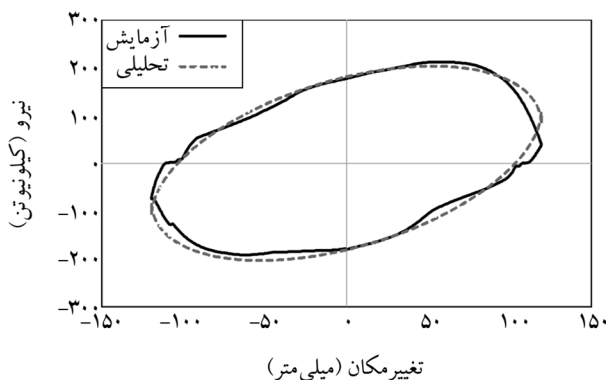


شکل (۱۱): منحنی نیرو- تغییر مکان آزمایش‌های انتخابی

پارامترهای منحنی ایده‌آل با استفاده از روابط (۱) تا (۹) در این آزمایشات محاسبه شده و مقادیر آن در جدول (۴) آورده شده است. با منحنی حاصل از نتایج ثبت شده‌ی آزمایش، مقادیر سختی ذخیره شده و زاویه‌ی فاز (روابط ۴ و ۸)، با سعی و خطا به گونه‌ای تغییر می‌یابند تا منحنی حاصل از آزمایش بهترین تطبیق را با منحنی ایده‌آل داشته باشند. نمونه‌ای از تطبیق منحنی آزمایشگاهی با منحنی ایده‌آل در شکل (۱۲) آمده است.

در جدول (۴) θ^* زاویه‌ی فاز اصلاح شده، K_1^* سختی ذخیره‌ی اصلاح شده می‌باشند که از این طریق حاصل آمده‌اند. با توجه به نتایج به دست آمده، با افزایش فرکانس مقادیر ثابت میرایی کاهش و سختی ذخیره شده افزایش می‌یابند شکل (۱۳) مبین این روند است.

با توجه به نتایج با بسته شدن شیر کنترل دستی میزان ضریب میرایی افزایش می‌یابد و مقدار این پارامتر برای حالتی که شیر ۷۵ درجه بسته و یا کاملاً بسته است، برابر تخمین زده شده است. این روند در حالت ضریب میرایی معادل نیز دیده می‌شود و دلیل آن این است که مکانیزم شیر استفاده شده در عمل در حوالی ۷۵ درجه حالت بسته را ایجاد کرده است. نمونه‌ای از نتایج مدل‌سازی برای شیر بسته، با مدل رفتاری کلونین در شکل (۱۰) ارائه شده که نشان از تطبیق مناسب نتایج آزمایشگاهی با مدل‌سازی به کار گرفته شده دارد. باید توجه داشت در استفاده از مدل کلونین، نیروی ناشی از سختی فنر جداگانه مد نظر قرار گرفته است ولی در استفاده از میرایی معادل نیازی به این کار نیست.



شکل (۱۰): نمودار نیرو- تغییر مکان، نیرو- سرعت برای آزمایش ۰/۲ هر تیز شیر بسته

۸- مدل‌سازی رفتاری میراگر پیشنهادی با استفاده از روابط ریاضی

در حالتی که شیر کنترلی کاملاً بسته است، با افزایش ویسکوزیته‌ی سیال درون مخزن و با فرض رفتار خطی برای

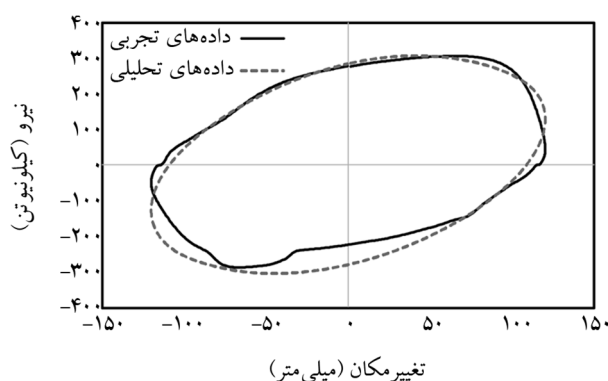
جدول (۴): مدل سازی رفتاری میراگر نمونه با روش کنستانتینو و سایمز

f (هرتز)	۰/۱	۰/۱۲۵	۰/۱۶۷	۰/۲۵
u_0 (میلی متر)	۱۲۰	۱۲۰	۱۲۰	۱۱۳
P_0 (کیلو نیوتن)	۲۲۸/۳	۲۶۳/۳	۳۰۴/۵	۳۱۲/۳
W_d (کیلو نیوتن / میلی متر)	۶۵۸۰۴۴۲۲	۸۰۴۵۷۵۷۵	۹۶۹۷۹۱۲۶	۱۰۱۳۱۲۱۴۱
C (کیلو نیوتن.ثانیه / میلی متر)	۲۳۱۵/۱۷	۲۲۶۷/۱۹	۲۰۵۳/۳	۱۵۹۶/۷
K_2 (کیلو نیوتن / میلی متر)	۱۵۵۴/۶۶	۱۷۸۰/۶۵	۲۱۵۰/۲۵	۲۵۰۸/۰۷
K_1 (کیلو نیوتن / میلی متر)	۱۲۲۷	۱۲۸۴	۱۳۷۱	۱۱۴۰
θ^* (رادیان)	۱/۱۶	۱/۱۶	۱/۱۶	۱/۱۶
K_1^* (کیلو نیوتن / میلی متر)	۷۵۹	۸۷۷	۱۰۱۵	۱۰۹۹

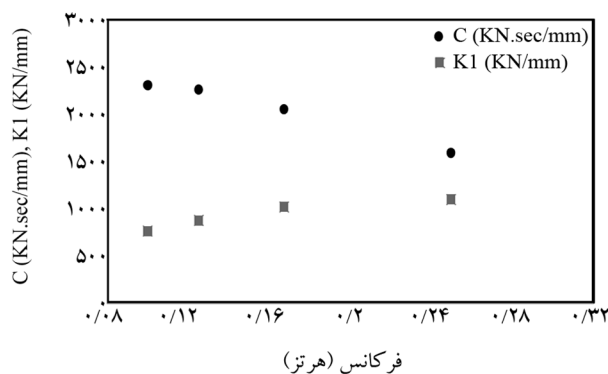
میسر خواهد بود. باید توجه داشت که میراگر مورد آزمایش دارای رفتاری غیر خطی سرعتی و تغییر مکانی است و امکان افزایش سطح رفتار غیرخطی آن نیز وجود دارد. میراگر طراحی شده در عمل نیاز به ساخت قطعات با دقت بسیار بالا ندارد و آب بندی مخازن آن به وسیله جوش بین قطعات حاصل می شود. بررسی ها نشان داد که با استفاده از شیر کنترلی دستی می توان میزان دبی جریان عبوری و در نتیجه ثابت میرایی را کنترل کرد و به مقادیر نیروی مطلوب در فرکانس مورد نظر دست یافت. در صورتی که در مدل های آتی بتوان از شیر کنترلی هوشمند در ساخت میراگر بهره برد می توان با توجه به شرایط، میزان جریان عبوری روغن را کنترل کرد و به فناوری مناسبی در سیستم های جاذب انرژی با هزینه های پایین دست یافت.

مراجع

1. Skinner, R.I., Robinson, W.H., and McVerry, G.H. (1993) *An Introduction to Seismic Isolation*. John Wiley & Sons.
2. Soong, T.T. and Dargush, G.F. (1997) *Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering*. Wiley.
3. Ouali, N. (2009) *Effets des Dispositifs D'amortissement sur les Déplacements, Vitesses et Accélérations des Structures* (doctoral dissertation).
4. Burton, S.A., Konstantopoulos, I.K., Makris, N., and Antsaklis, P.J. (1995) Modeling the response



شکل (۱۲): منحنی نیرو- تغییر مکان ایده آل و آزمایشگاهی، آزمایش ۰/۱۶۷ هرتز



شکل (۱۳): نمودار تغییرات ضریب میرایی و سختی در مقابل فرکانس بارگذاری

۹- نتیجه گیری

نمونه میراگر ساخته شده، طی آزمایش های تحت عملکرد شیر کنترلی به حداکثر نیروی ۲۱۰ کیلو نیوتن در فرکانس ۰/۲ هرتز رسید که در عمل با افزایش امکانات آزمایشگاهی و ساخت نمونه های جدید امکان دسترسی به ظرفیت نهایی ۵۰۰ کیلو نیز

Zealand, 23-30.

14. Mousavi, Sh. (2014) *Investigation on the Behavior of a New Contractable Viscous Dashpot in Mass Isolation Building (Experimental Studies)*. M.Sc. Thesis, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (in Persian).

واژه‌نامه

Dissipating Energy Device	۱- تجهیزات اتلاف انرژی
Viscous Damper	۲- میراگر ویسکوز
Dashpot Characteristics	۳- مشخصه‌های رفتاری میراگر
Cyclic Tests	۴- آزمایش‌های چرخه‌ای
Storage Stiffness	۵- سختی ذخیره شده
Loss Stiffness	۶- سختی اتلافی
Cut-Off Frequency	۷- فرکانس قطع
Expansion Joints	۸- اتصال آکاردئونی
Bellows	۹- بلوز

of a fluid damper: constitutive models and neural networks. *Proceedings of the 3rd IEEE Mediterranean Symposium on New Directions in Control and Automation*, 375-379.

5. Oesterle, M.G. (2003) *Use of Incremental Dynamic Analysis to Assess the Performance of Steel Moment-Resisting Frames with Fluid Viscous Dampers*. Virginia Tech (doctoral dissertation).
6. Pezeshki, H. (2010) *Experimental Studies on a Controllable Nonlinear Viscous Dashpot for Near-field Application in Base Isolated Buildings*. M.Sc. Thesis, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (in Persian).
7. Fouroughikia, B. (2007) *Recommend, Build and Test a Viscous Damper Controllable with Modern Features*. M.Sc. Thesis, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (in Persian).
8. Whittaker, A.S. and Constantinou, M.C. (2004) *Seismic Energy Dissipation Systems for Buildings*. Bozorgnia and Bertero (Eds.), CRC Press LLC.
9. Taylor, D.P. and Constantinou, M.C. (1994) *Test Methodology and Procedures for Fluid Viscous Dampers Used in Structures to Dissipate Seismic Energy*. Taylor Devices.
10. Armouti, N. S. (2011) Effect of Dampers on Seismic Demand of Short Period Structures in Deep Cohesionless Sites. *Advanced Steel Construction*, 7(2), 192-205.
11. Symans, M.D. and Charney, F.A. (2003) *Seismic Protective Systems: Passive Energy Dissipation*. Instructional Material Complementing FEMA, 451.
12. Constantinou, M.C. and Symans, M.D. (1992) *Experimental and Analytical Investigation of Seismic Response of Structures with Supplemental Fluid Viscous Dampers*. Buffalo, NY: National Center for Earthquake Engineering Research.
13. Labise, C., Rodgers, G.W., MacRae, G.A., Chase, J.G. (2012) Viscous and hysteretic damping – impact of capacity design violating in augmented structural system. *J. Univ. Canterbury*, New

Study on a Contractible Viscous Dashpot with Variable Damping Constant

Shakiba Mousavi¹ and Mansour Ziyaeifar^{2*}

M.Sc. Student, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (IIEES),
Associate Professor, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (IIEES),

* Corresponding Author, email: mansour@iiees.ac.ir

One of the new challenges in structural engineering is the mitigation of seismic hazards from structures using flexibility and energy dissipation approaches. This is in contrast with the typical seismic design methodologies in which strength and ductility resources of structural members are tapped to tackle earthquake demands. In this approach, adding to the flexibility of the structure should be in accordance with the energy dissipation potential in the system. In this case, earthquake demands for lateral strength in structures reduces, but energy dissipation devices are needed to subside the lateral deformation of such flexible structural systems.

To meet the huge demand for energy dissipation potential in these structural systems, large scale damping devices are required. Such equipment, to mention a few, comes in the form of metallic, frictional, viscoelastic, memory shaped alloys and viscous dashpots. Among the others, viscous dashpots are considered the most favorite ones to use in large structural systems due to their sizable capacity and impartiality to ambient vibration and temperature loads. Moreover, since these devices are velocity dependent energy dissipaters, they are capable of reducing both deformation and acceleration responses of the structural systems more effectively.

Viscous dashpots are typically made from a metallic cylinder, a piston, a shaft, cylinder caps and elastomeric seals (to provide confinement on the liquid inside of the cylinder). The existence of elastomeric seals in configuration assembly of these devices is considered a weak point in mechanical design of such dashpots considering maintenance issues. To address this problem, a contractible viscous dashpot was introduced earlier in which there was no need for elastomeric seals. In this work, a new version of this dashpot with variable damping constant have been tested for determination of its functionality and characteristics.

Contractible viscous dashpots are made from two flexible chambers that axially contract or expand to accommodate liquid movement between the two. In this mechanism all parts of the device are made of steel and there is no relative movement between cylinder caps and the main shaft. Therefore, there is no need for elastomeric seals to confine the liquid inside of cylinders at cylinder caps.

The Dashpot was designed for load capacity of 500 KN and the maximum stroke of ± 150 mm. In the test procedure, however, due to some limitations in the test setup, the attainable load was around 310 KN. The test results show stable hysteretic loops under sinusoidal excitations with the amplitude of ± 120 mm in the frequency range of 0.1-0.25 Hz. The hysteresis loops resemble a viscous device with viscoelastic behavior that can be roughly represented by Kelvin model. As expected, damping constant of the dashpot reduces by an increase in excitation frequency. The capability of change in damping characteristics of the dashpot was embedded in the device. This ability was shown in the experiments where damping constant of the device became almost tripled during the test process by adjusting the embedded mechanism in the device.

The contractible dashpot used in this study has shown an initial frictional behavior due to imperfection in its manufacturing process. Increase in the internal liquid pressure in the device expands this frictional behavior to about 10% of total capacity of the dashpot. The initial frictional force in the device can be easily improved to help the functionality of the dashpot.

This dashpot has shown acceptable performances in all the experimental investigations carried out in the course of this study. Considering its simplicity and practicality (low maintenance costs), there would be a good chance for such devices to be used in large structures in near future.

Keywords: Energy Dissipation Devices; Viscous Dampers; Dashpot Characteristics; Cyclic Test.