

# ارائه مدل رفتاری برای میراگرهای ویسکوز انقباض محوری

سیده شکیبا موسوی<sup>۱\*</sup>، منصور ضیایی فر<sup>۲</sup>

- ۱- کارشناسی ارشد مهندسی عمران- مهندسی زلزله، پژوهشگاه بین‌المللی زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله  
۲- دکترای مهندسی عمران- مهندسی زلزله، عضو هیئت‌علمی پژوهشگاه بین‌المللی زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله

\* S.mousavi@iiees.ac.ir

تاریخ پذیرش: [۹۵/۰۷/۱۹]

تاریخ دریافت: [۹۵/۰۲/۰۴]

## چکیده

در دهه‌های اخیر پژوهش‌های گسترده‌ای در ارتباط با قطعات مستهلک کننده انرژی انجام شده و چگونگی عملکرد آن‌ها در کاهش پاسخ لرزه‌ای سازه‌های مختلف بررسی شده است. در این میان میراگرهای ویسکوز، بخش مهمی از این پژوهش‌ها را به خود اختصاص داده‌اند. مطالعات انجام‌شده نشان می‌دهد که رفتار این میراگرها تنها با ثابت میرایی آن‌ها قابل بیان نیست بلکه عواملی از قبیل رفتار غیرخطی وابسته به تغییر مکان یا سرعت، سختی محوری و اصطکاک داخلی از عوامل دیگر تأثیرگذار در رفتار این سیستم‌های جاذب انرژی هستند. همچنین دامنه فرکانسی اعمال بار، انعطاف‌پذیری غلاف پیرامونی میراگر، تراکم‌پذیری سیال درونی آن و آثار حرارتی نیز در تعیین مشخصه‌های رفتاری این میراگرها تأثیرگذارند. در این مطالعه اقدام به ساخت نمونه‌ای از میراگر ویسکوز انقباض محوری، با ظرفیت ۵۰۰ کیلو نیوتن و دامنه‌ی تغییر مکانی  $\pm 150$  میلی‌متر شده است. رفتار میراگر جدید، تحت آزمایش‌های چرخه‌ای بررسی و مشخصه‌های عمومی رفتاری آن در یک مدل ساده شده ارائه شده است. میراگر ساخته شده، در چرخه‌های مختلف بارگذاری به شکل متوسط دارای ۱۰ کیلو نیوتن نیروی اصطکاک اولیه بوده است. همچنین با توجه به چگونگی ساخت میراگر، افزون بر نیروی میرایی ویسکوز، نیروی اصطکاک ثانویه‌ای وابسته به فشار روغن به میزان ۵۰ کیلو نیوتن در این میراگر بوجود آمده که باعث افزایش ظرفیت عملکردی و بهبود نسبی در منحنی‌های رفتاری آن شده است. در انتها با استفاده از مدل ماکسول به ارائه مدل رفتاری این میراگر اقدام گردیده است.

**واژگان کلیدی:** میراگر ویسکوز انقباض محوری، مشخصه‌های عملکردی، آزمایش‌های چرخه‌ای، مدل‌های رفتاری

## ۱- مقدمه

دست آمده در ساختمان ممکن است موجب توقف کاربری آن شود.

به‌منظور محافظت سازه‌ها در برابر خسارت‌های ناشی از زمین‌لرزه و باد، مسئله کنترل خسارت آن‌ها مطرح شده است. کنترل خسارت در سازه به این معنی است که با در نظر گرفتن سازه به‌عنوان یک سیستم دینامیکی، برخی از ویژگی‌های آن مانند سختی، جرم و یا میرایی بایستی به‌گونه‌ای تنظیم شود که آثار دینامیکی نیروی وارد به سازه تا سطح قابل قبولی کاهش یابد. با این کار فرکانس‌های طبیعی سازه، اشکال مودی و همچنین مقادیر میرایی متناظر

روش متداول طراحی لرزه‌ای سازه‌ها بالا بردن مقاومت و شکل‌پذیری اعضای اصلی سازه برای بهبود عملکرد آن در مقابل زمین‌لرزه است. در این روش، سازه در رویارویی با زلزله‌های شدید با تشکیل مفاصل پلاستیک، انرژی ورودی زلزله به سازه را کاسته و آن را مستهلک می‌نماید. این امر به سازه امکان می‌دهد تا در برابر بارهای لرزه‌ای مقاومت کرده و دچار فروریزی و تخریب نشود. هرچند این روش طراحی لرزه‌ای کاهش مرگ‌ومیرهای ناشی از زلزله را به همراه دارد اما بعد از وقوع زلزله خرابی‌های به

محوری در مطالعه‌ی فروغی‌کیا و ضیایی فر [6] ساخته شد. این میراگر با توجه به آنکه دارای ظرفیت نیرویی و دامنه‌ی تغییر مکانی پایینی بود، عملکرد مناسبی از خود نشان داد. در ساخت نمونه بعدی از این نوع میراگر، ضمن افزایش ظرفیت نیرویی و دامنه‌ی تغییر مکانی آن، امکان ایجاد رفتار غیرخطی نیز در آن فراهم شد. در همین ارتباط نیز مدل‌های ساده رفتاری که بیانگر رفتار این میراگر بود در فرم مدل کلون و یا ماکسول برای این نوع از میراگرها معرفی و مشخصه‌های رفتاری میراگر ساخته شده بر اساس آن‌ها تعیین شد [7]. در این پژوهش با افزایش ظرفیت نیروی محوری و اضافه نمودن دامنه‌ی حرکتی این میراگر، به ساخت نمونه‌ای در ابعاد و اندازه‌های واقعی برای کاربرد در ساختمان‌های بزرگ پرداخته شده و به ارائه مدل‌های رفتاری مناسب برای این میراگر اقدام گردیده است.

## ۲- میراگرهای ویسکوز متداول

این میراگر شامل یک پیستون است که در داخل یک سیلندر محتوی سیال غیرقابل تراکم حرکت می‌کند. با حرکت پیستون داخل سیلندر جریان سیال از روزنه‌های پیستون عبور می‌کند و سبب اتلاف انرژی در حرکت پیستون می‌شود. زمانی که میراگر تحت فشار است، سیال با فشار از یک طرف پیستون به طرف دیگر آن جاری می‌شود و برعکس وقتی میراگر در کشش است، سیال از طرف دیگر پیستون، تحت فشار از روزنه‌های پیستون عبور کرده و به سمت دیگر آن بازمی‌گردد. عبور سیال با فشار زیاد از درون روزنه‌های پیستون سبب ایجاد اختلاف فشار در دو طرف پیستون و تولید نیرو در میراگر می‌شود. روزنه‌های این میراگرها می‌توانند به گونه‌های متفاوتی طراحی شوند و رفتارهای مشخصی اعم از خطی یا غیرخطی را برای میراگر فراهم سازند. فشار عملکردی این میراگرها تا حدود  $700 \left(\frac{kg}{cm^2}\right)$  نیز دیده شده است. این نوع میراگرها، از دما تأثیر زیادی نمی‌پذیرند و عملکرد آن‌ها را می‌توان به فرم خطی و یا غیرخطی سرعتی و یا تغییر مکانی تنظیم کرد. عملکرد غیرخطی سرعتی بیشتر با رابطه  $F_D = cV^\alpha$  نشان

آن‌ها طوری تغییر می‌کند که نیروهای دینامیکی ناشی از بارهای محیطی کاهش یابند. سیستم‌های کنترل خسارت سازه‌ای را می‌توان به کنترل غیرفعال، فعال، دوگانه و نیمه فعال تقسیم نمود.

پس از زلزله‌های لوما پرتا (۱۹۸۹)، نورتریج (۱۹۹۴) و کوبه (۱۹۹۵) که در آن‌ها آسیب‌های فراوانی به سیستم‌های باربر لرزه‌ای-تقلی سازه‌ها وارد شد، توسعه و ساخت سیستم‌های غیرفعال جاذب انرژی شدت بیشتری یافت. در این سیستم‌ها کاهش پاسخ سازه‌ها از طریق افزایش پریود و میرایی صورت می‌گیرد و در عمل نیاز جدی به در نظر گرفتن رفتار غیرخطی در سازه نیست. تحلیل این سازه‌ها اغلب در حالت خطی انجام می‌پذیرد و این امر سبب می‌شود که نیاز به محاسبات پیچیده و دقت و تخصص بالا در تفسیر نتایج کاهش یابد. این ویژگی‌ها در عمل موجب خواهد شد تا در آینده ساخت سازه‌های با سطح عملکرد بالاتر با استفاده از تجهیزات جاذب انرژی رواج یابد [1, 2, 3].

روند جدید طراحی سازه‌های مقاوم در برابر زلزله بر مبنای افزایش میرایی آن‌ها با استفاده از ابزارآلات اتلاف انرژی است. تجهیزات جاذب انرژی به گونه‌ای قرار داده می‌شوند که بخش عمده‌ای از انرژی ورودی زلزله به وسیله آن‌ها اتلاف شود و در نتیجه خسارت وارد شده به سازه که ناشی از اتلاف انرژی به صورت هیستریتیک است، کاهش یابد [4].

از جمله این ابزارآلات میراگرهای ویسکوز است. نوع متداول این میراگرها به صورت سیلندر و پیستونی است که در شکل (۱) مدل شماتیک آن نشان داده شده است. در این نوع از میراگرها وجود آب‌بند رزینی مابین سیلندر و پیستون و همچنین وجود کاسه‌نمد در محل اتصال سیلندر به محور میراگر انجام بازدیدهای دوره‌ای از میراگر را در فواصل زمانی معین الزامی می‌سازد. بازدیدهای دوره‌ای اغلب مستلزم صرف هزینه و زمان زیادی است که در عمل استفاده از این نوع میراگر را با اشکال مواجه می‌سازد [5].

در همین راستا نمونه‌ی اولیه میراگر ویسکوز انقباض

فرکانس بارگذاری، کمتر وابسته است به کار گرفته می‌شود. در این مدل یک فنر نیز به همراه میراگر به صورت موازی قرار داده شده است. مدل رفتاری این میراگر به صورت رابطه نیرو، سرعت و جابه‌جایی به صورت ذیل نوشته می‌شود:

$$p(t) = K_D u(t) + C_D \dot{u}(t) \quad (2)$$

در این رابطه  $K_D$  سختی محوری،  $C_D$  ثابت میرایی،  $u(t)$  جابه‌جایی و  $\dot{u}(t)$  سرعت نسبی دو سر میراگر است.

شکل (۳) مدل کلونین [۱۰]

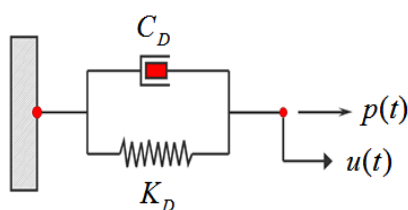


Fig.3. Kelvin Model

در این مدل وجود رفتار غیرخطی سرعتی یا تغییر مکانی می‌تواند از طریق استفاده از توابع غیرخطی برای  $u(t)$  و  $\dot{u}(t)$  در مدل‌سازی وارد شود.

### ۳-۲- مدل ماکسول

مدل متداول دیگری که برای بیان رفتار میراگرهای ویسکوز به کار می‌رود به مدل ماکسول معروف است. در این مدل، میراگر به طور سری به یک فنر متصل است. شکل (۴) نشان‌دهنده این مدل است. مدل ماکسول در فرم سه عضوی که در آن یک فنر دیگر به صورت موازی با میراگر قرار گرفته باشد نیز به کار می‌رود. در مدل ماکسول رابطه‌ی بین نیرو، جابه‌جایی و سرعت به شرح ذیل ارائه شده است.

$$F = C_D \left( \dot{u} - \frac{F}{K} \right) \quad (3)$$

شکل (۴) مدل ماکسول [۱۰]

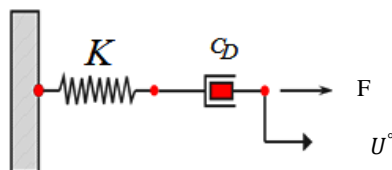


Fig. 4. Maxwell model

داده می‌شود که در آن توان سرعت « اغلب برای عملکرد لرزه‌ای، کمتر از واحد انتخاب می‌شود [4, 8].

در میراگرهای ویسکوز متداول که محور اصلی آن‌ها از یک طرف سیلندر خارج می‌شود از محفظه ذخیره‌ی روغن تحت فشار (آکومولاتور) برای تنظیم حجم و فشار روغن در دو طرف پیستون استفاده می‌شود. شکل (۱) اجزای سازنده‌ی این میراگرها را نشان داده است.

شکل (۱) جزئیات تیپ سیستم میراگر ویسکوز [۹]

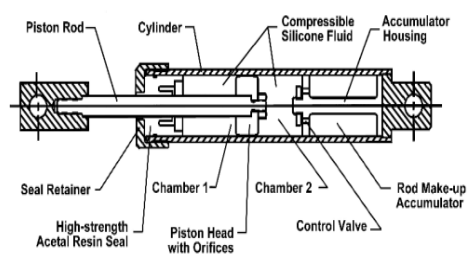


Fig. 1. Viscous Damper

### ۳-۳- مدل‌سازی میراگرهای ویسکوز

مدل‌سازی میراگرهای ویسکوز می‌تواند به چند روش صورت پذیرد. ساده‌ترین مدل، مدل میراگر خطی ساده مطابق شکل (۲) است که از میراگر تنها تشکیل شده است.

شکل (۲) مدل میراگر ساده [۱۰]

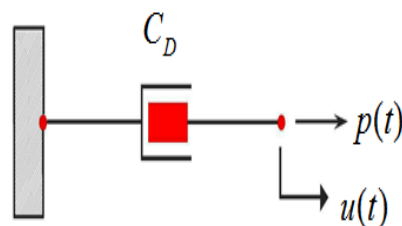


Fig. 2. A Simple model for viscous damper

در این مدل  $C_D$  ثابت میرایی و  $\dot{u}(t)$  سرعت نسبی دو سر میراگر است. رابطه‌ی نیرو و سرعت نسبی دو سر میراگر به صورت زیر ارائه شده است.

$$F = C \dot{u}(t) \quad (1)$$

### ۳-۱- مدل کلونین

مدل مرسوم دیگری که برای میراگر ویسکوز به کار می‌رود، مدل کلونین است که در شکل (۳) نشان داده شده است. این مدل بیشتر برای میراگری که رفتار آن به

که در دو انتها به آن‌ها وصل می‌شود. چگونگی قرارگیری و اتصال میله به صفحات ابتدا و انتهای میراگر به گونه‌ای است که نیاز به کاسه‌نمد و آب‌بندی ندارد. برای محافظت و جلوگیری از کمناش بلوزها از یک غلاف فلزی پیرامونی بهره گرفته شده است. شکل (۶) طرح کلی میراگر را نشان می‌دهد.

شکل (۶) طرح کلی میراگر انقباض محوری

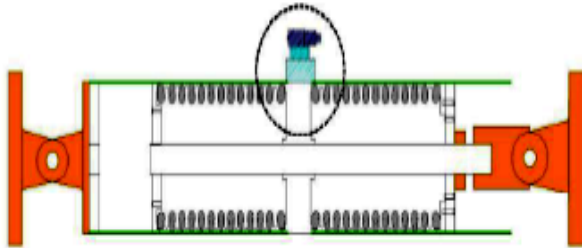


Fig. 6. A schematic representation for contractable viscous dashpots

نمونه‌ی اولیه این میراگر، نشان داده شده در شکل (۷)، در مطالعه فروغی کیا و ضیایی فر ساخته شده بود [6]. این نمونه دارای ظرفیت نیرویی پایین، در حدود ۵۰ کیلونیوتن و دارای دامنه‌ی تغییر مکانی برابر  $\pm 30$  میلی‌متر بوده است. رفتار نمونه اولیه به صورت خطی ( $F_D = C \dot{u}$ ) گزارش شده است.

شکل (۷) نمونه اولیه ساخته شده میراگر انقباض محوری [۶]



Fig. 7. Primary sample of contractable viscous dashpot

در نمونه‌ی بعدی نشان داده شده در شکل (۸)، به جای میله‌های فولادی کناری در اطراف بلوزها از غلافی فلزی استفاده شد که ضمن کاهش احتمال کمناش بلوزها، نقش هدایت‌کننده حرکت آن‌ها را نیز به عهده داشته باشد [7]. این میراگر به صورت غیرخطی طراحی شده بود و ظرفیت نیرویی و دامنه‌ی تغییر مکانی آن به ترتیب ۲۵۰ کیلونیوتن و  $\pm 65$  میلی‌متر انتخاب شده بود. این میراگر در شکل (۸) نشان داده شده است.

در این رابطه  $F^3$  نیروی میراگر،  $C_D$  ثابت میرایی و  $\dot{F}$  مبین مشتق زمانی نیروی میراگر است. در مدل ماکسول نیز امکان وجود رفتار غیرخطی سرعتی و یا تغییر مکانی برای میراگر با تغییر در پارامترهای مدل وجود دارد.

## ۴- میراگر ویسکوز انقباض محوری

حرکت پیستون نسبت به سیلندر، نیاز به استفاده از سازوکار آب‌بندی را برای میراگر ایجاد می‌کند. با جایگزینی مخازنی به جای سیلندر که خود قادر به تغییر شکل فیزیکی باشند می‌توان نیاز به آب‌بندی را از بین برد و به کاهش و یا حذف نیاز به بازرسی‌های دوره‌ای اقدام نمود. برای این کار، از اتصالات آکاردئونی<sup>۱</sup>، تحت عنوان بلاوز<sup>۲</sup> بهره گرفته شده است، این اتصال در شکل (۵) نشان داده شده است. اتصالات آکاردئونی از جنس فلز (به‌طور معمول فولاد ضدزنگ) ساخته شده‌اند و دارای قابلیت انعطاف‌پذیری قابل توجهی در جهت طولی می‌باشند. تحمل درجه حرارت بالا و فشار از ویژگی‌های اتصالات آکاردئونی است. این اتصالات در صنایع مختلفی مانند آب، نفت، گاز، نیروگاه‌ها و... کاربرد گسترده‌ای دارد [6, 7].

شکل (۵) برش اتصالات آکاردئونی [۷]

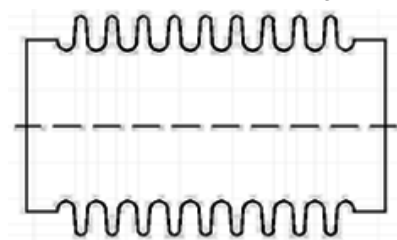


Fig. 5. A Section of the expansion joint

هدف اصلی از کاربرد بلوزها در میراگر، بهره‌گیری از قابلیت انعطاف‌پذیری محوری آن‌ها است. برای ایجاد میراگر، از دو بلوز استفاده می‌شود که در میان آن‌ها صفحه‌ای فولادی قرار دارد. در داخل بلوزها میله‌ای از میان صفحه‌ی فولادی عبور داده شده است

- 1 Expansion joint
- 2 Bellows

$$u(t) = u_0 \sin \omega t \quad (۴)$$

با توجه به محدودیت‌های موجود در شرایط بارگذاری، دامنه‌ی بیشینه آزمایش‌ها  $u_0 = \pm 120$  میلی‌متر انتخاب شده است. نمونه آزمایش شده تحت فرکانس‌های بارگذاری مختلفی قرار گرفته و پاسخ‌های تغییر مکانی و نیرویی به دست آمده از عکس‌العمل‌های میراگر به صورت تاریخچه زمانی ثبت شده است. کلیه آزمایش‌ها در قاب عکس‌العمل با کمک یک جک هیدرولیکی قابل کنترل صورت گرفته است. چگونگی انجام آزمایش‌ها در شکل (۱۰) نشان داده شده است. برای اعمال بارگذاری از جک محرک ۵۰۰ کیلو نیوتنی استفاده گردیده است. بخشی از آزمایش‌های انجام شده در جدول (۱) طبقه‌بندی شده است. منحنی نیرو-تغییر مکان به دست آمده از انجام یکی از این آزمایش‌ها در شکل (۱۱) نشان داده شده است.

جدول (۱) آزمایش‌های انتخابی برای مدل‌سازی رفتاری میراگر

$f$ (Hz)	$\omega$ (rad / sec)	$Disp$ (mm) $u_0$
0.1	0.628	120
0.125	0.785	120
0.167	1.047	120
0.25	1.571	120

Table.1. Selective Testing for Behavioral Modeling Damper

شکل (۱۰) قاب عکس‌العمل و طرح کلی پیکربندی آزمایش

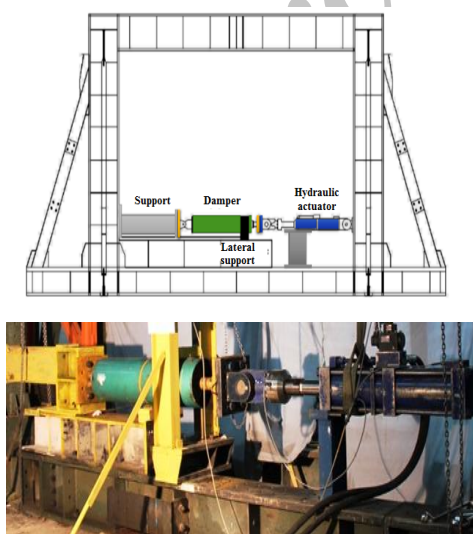


Fig. 10. A Schematic representation of the Test Setup

شکل (۸) میراگر غیرخطی انقباض محوری [۷]



Fig. 8. Nonlinear contractable viscous dashpot

نمونه‌ی ساخته شده در این پژوهش نوع بهبود یافته‌ی میراگر قبلی است و دامنه‌ی تغییر مکانی آن  $\pm 150$  میلی‌متر و ظرفیت نیرویی آن ۵۰۰ کیلو نیوتن طراحی شده است. این میراگر با توجه به ایده و چگونگی ساخت دارای مشخصه رفتاری اصطکاکی علاوه بر رفتار ویسکوز نیز است. میراگر ساخته شده در شکل (۹) نشان داده شده است.

شکل (۹) میراگر انقباض محوری در مقیاس واقعی



Fig.9. A Full-scale contractable viscous dashpot

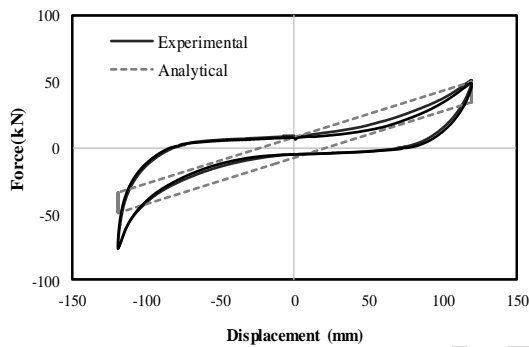
## ۵- آزمایش‌ها تجربی

الگوی بارگذاری میراگر به صورت کنترل تغییر مکانی با تحریک سینوسی به فرم رابطه ۴ در دامنه و فرکانس‌های مختلف بوده است.

شد. در این آزمایش نشان داده می‌شود که رفتار الاستیک میراگر در عمل به صورت غیرخطی است. با ساده‌سازی این رفتار، سختی محوری این میراگر در فرم خطی به میزان  $0.35$  کیلونیوتن بر میلی‌متر به دست آمده است. منحنی رفتاری مدل‌سازی شده برای عملکرد اصطکاکی و الاستیک میراگر در شکل (۱۲-الف) با خطوط نقطه‌چین رسم شده است. شکل (۱۲-ب) مبین مدل رفتاری میراگر مورد بحث در عملکرد اصطکاکی و الاستیک است که در آن  $K_D$  سختی بلوزها و  $f_d$  اصطکاک داخلی میراگر است.

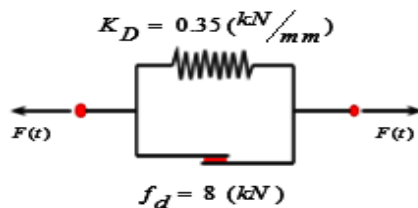
شکل (۱۲) نتایج آزمایش و مدل رفتاری میراگر تحت بارگذاری

سینوسی با زمان تناوب  $40$  ثانیه  
الف- منحنی نیرو-تغییر مکان



a. Force – displacement Curve

ب- مدل رفتاری اصطکاکی - الاستیک میراگر



b. Frictional-Elastic Model of damper

Fig. 12. Test Results and Behavioral Model for damper subjected to excitation force with 40 sec. period

پس از تعیین سختی الاستیک و اصطکاک داخلی میراگر آزمایش‌های اصلی روی میراگر مطابق با جدول (۱) به انجام رسید. در انجام این آزمایش‌ها از نیرو و جابه‌جایی اندازه‌گیری شده در میراگر به صورت تاریخچه زمانی استفاده شده است. با داشتن جابه‌جایی نسبی دو سر میراگر سرعت

شکل (۱۱) نمونه‌ای از منحنی نیرو-تغییر مکان آزمایش‌های انتخابی

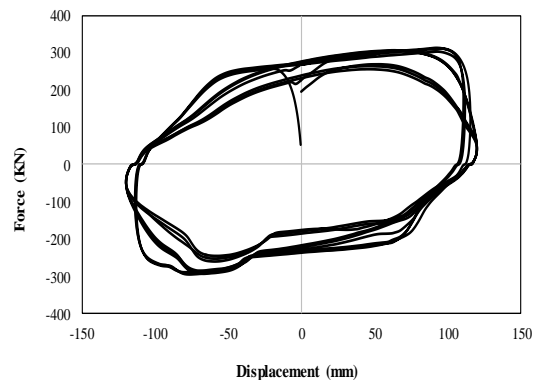


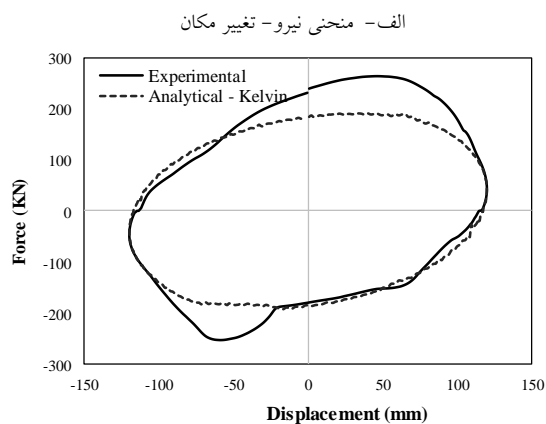
Fig. 11. One of the Force – Displacement Curve for the Contractable Viscous Dashpot

با توجه به این نمودار می‌توان دریافت که فرض رفتار غیرخطی برای میراگر بحث شده باید مورد بررسی قرار گیرد.

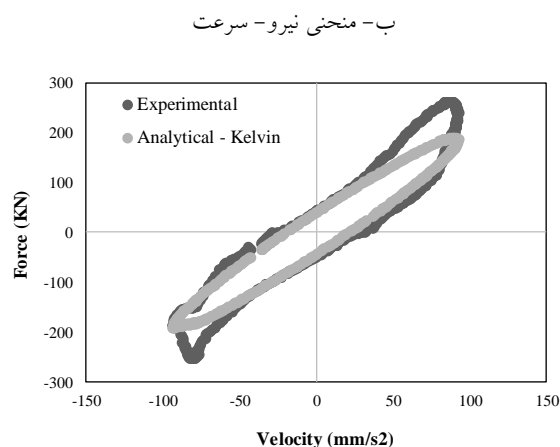
## ۶- ارائه مدل رفتاری

برای ارائه مدل رفتاری میراگر در ابتدا، بارگذاری سینوسی بسیار آرامی با زمان تناوب  $120$  ثانیه و سپس  $40$  ثانیه به میراگر اعمال می‌شود. در این دو حالت چون سرعت بارگذاری بسیار پایین است، رفتار ناشی از ویسکوزیته در میراگر دیده نخواهد شد و در نتیجه میزان سختی و اصطکاک اولیه در سیستم، قابل محاسبه خواهد بود. رفتار اصطکاکی باعث می‌شود تا منحنی نیرو-تغییر مکان در رفت و برگشت با یکدیگر اختلاف داشته باشند و در فاصله‌ی مساوی در جهت‌های مثبت و منفی محورهای نیرو و تغییر مکان را قطع کنند. همچنین نیروی متناسب با تغییر مکان وجود خواهد داشت که ناشی از رفتار الاستیک اتصالات آکاردئونی است. این نیرو منحنی نیرو تغییر مکان میراگر را از حالت افقی به فرم زاویه‌دار با محورهای نیرو-تغییر مکان متمایل می‌کند. نمونه‌ای از این رفتار در شکل (۱۲) نشان داده شده است. مقدار نیرو در تغییر مکان صفر معادل با اصطکاک داخلی میراگر بوده و در چرخه‌های متوالی حدود  $8$  تا  $10$  کیلونیوتن است. در نمونه‌ی ساخته‌شده قبلی این نیرو برابر با  $1/25$  کیلونیوتن برآورد شده بود. می‌توان از نیروی اصطکاک به دست آمده در این میراگر، به‌عنوان فیوز عملکردی بهره برد و مانع از حرکت میراگر تحت ارتعاشات محیطی با دامنه کم

شکل (۱۴) منحنی‌های رفتاری میراگر در فرکانس ۰/۱۲۵ هرتز با فرض مدل کلوین



a. Force – displacement Curve – (kelvin Model)



b. Force – Velocity Curve – (kelvin Model)

Fig. 14. Behavioral Curves for Damper in Ferequency 0.125 Hz – Kelvin Model

نمودارهای به دست آمده برای مدل کلوین، نشانگر آن است که این مدل به خوبی نتوانسته است بیانگر نتایج حاصل از انجام آزمایش باشد. برای بررسی بیشتر، استفاده از مدل ماکسول برای بیان رفتار میراگر در دستور کار قرار گرفت. در این ارتباط پس از کسر نیروهای ناشی از سختی محوری میراگر و نیروی اصطکاک اولیه، نیروی ویسکوز میراگر به دست می‌آید. در این مرحله با حل معادله ماکسول (معادله ۳) با سعی و خطا و هماهنگی مدل با نتایج به دست آمده از آزمایش، می‌توان پارامترهای مدل را تخمین زد. نتایج حاصل

لحظه‌ای میراگر قابل محاسبه بوده و ثابت میرایی ویسکوز آن معین خواهد شد.

در این پژوهش ابتدا با فرض استفاده از مدل کلوین مطابق شکل (۱۳) که در آن یک فنر الاستیک به همراه یک میراگر ویسکوز خطی به‌طور موازی وجود دارد به برآورد پارامترهای این مدل رفتاری پرداخته شد. ثابت فنر الاستیک با استفاده از نتایج آزمایش قبلی برابر  $K_D = 0.35 \text{ (kN/mm)}$  فرض شد ولی ملاحظه شد که میزان اصطکاک داخلی میراگر با افزایش سرعت بارگذاری متفاوت خواهد بود. نتایج به دست آمده برای ثابت میرایی  $C$  که حاصل تقسیم نیروی میراگر بدون اثر اصطکاک بر سرعت لحظه‌ای میراگر است نیز مبین تغییر در میزان ثابت میرایی برحسب سرعت بارگذاری بود.

شکل (۱۳) مدل کلوین خطی با اثر اصطکاک داخلی

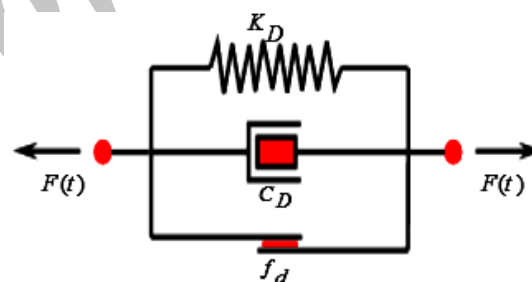


Fig. 13. Kelvin-linear model with the effect of internal friction

جدول (۲) نتایج مدل‌سازی با استفاده از مدل خطی کلوین

$f$ (HZ)	$\omega$ (rad / sec)	$C_D$ (N . sec/ mm)	$K_D$ (kN/mm)	$f_d$ (kN)
0.1	0.628	2200	0.35	8.15
0.125	0.785	2000	0.35	9.51
0.167	1.047	1950	0.35	14
0.25	1.571	1900	0.35	17.4

Table.2. The Results of Modeling by Kelvin-Linear Model

نتایج به دست آمده از این آزمایش‌ها در جدول (۲) نشان داده شده‌است. منحنی نیرو - تغییر مکان و نیرو- سرعت به دست آمده برای این آزمایش در مقایسه با منحنی حاصله از مدل کلوین در شکل (۱۴) آورده شده است.

جدول (۳) نتایج مدل‌سازی ماکسول

$f$ (HZ)	$\omega$ (rad / sec)	$C_D$ (N . sec / mm)	$K$ (N / mm)	$f_d$ (kN)
0.1	0.628	2200	6000	8.158
0.125	0.785	2000	12000	9.518
0.167	1.047	1950	18000	14.04
0.25	1.571	1800	50000	17.14

Table.3. The Results of Modeling by Maxwell Model

از عدم هماهنگی مناسب منحنی آزمایشگاهی با منحنی به دست آمده از مدل ماکسول در شکل (۱۶) می‌توان دریافت که افزون بر نیروی به دست آمده از مدل ماکسول ( $F(t)$ ) نیروی دیگری نیز وجود دارد که باعث افزایش ظرفیت نیروی میراگر شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهد که این نیرو مرتبط با فشار روغن و در ارتباط مستقیم با تغییر مکان نسبی دو سر میراگر است. میزان این نیرو به‌طور متوسط ۴۵ تا ۵۰ کیلونیوتن برآورده شده است که در نمودار شکل (۱۷) برای فرکانس ۰/۱۲۵ هرتز نشان داده شده است.

این نیرو در عمل به سبب اصطکاک جداره‌ی خارجی بلورهای فلزی با غلاف فولادی اطراف آن‌ها اتفاق افتاده است. علت آنکه این نیرو با فشار روغن در ارتباط است، آن است که با افزایش فشار داخلی میراگر، عدم تقارن نسبی در ساخت نمونه سبب می‌شود تا محور بلورها با محور غلاف زاویه پیدا کند و باعث ایجاد نیروی اصطکاک مابین غلاف و بلوز شود. این ویژگی در عمل به افزایش ظرفیت میراگر می‌انجامد. ممکن است بتوان از این ویژگی در آینده برای طراحی نسل‌های بعدی این میراگر به شکل مؤثرتری سود برد.

شکل (۱۷) منحنی نیروی اصطکاک اولیه و ثانویه در فرکانس ۰/۱۲۵ هرتز

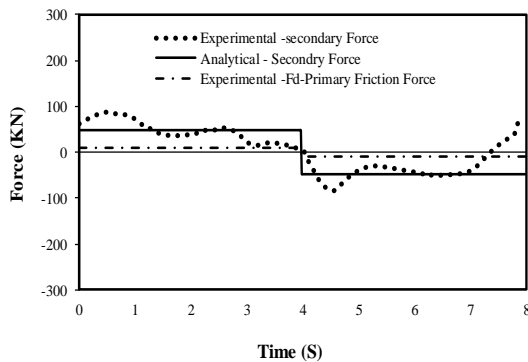


Fig. 17. Primary and Secondary Friction Force Curve in Frequency 0.125 Hz

از مدل‌سازی میراگر با مدل ماکسول (شکل ۱۵) در (جدول ۳) نشان داده شده است. نتایج به دست آمده از آزمایش برای نیرو- تغییر مکان در فرکانس تحریک ۰/۱۲۵ هرتز در مقایسه با مدل ماکسول در (شکل ۱۶) نشان داده شده است.

شکل (۱۵) مدل‌سازی ماکسول با اثر اصطکاک داخلی

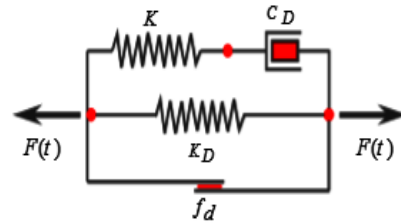
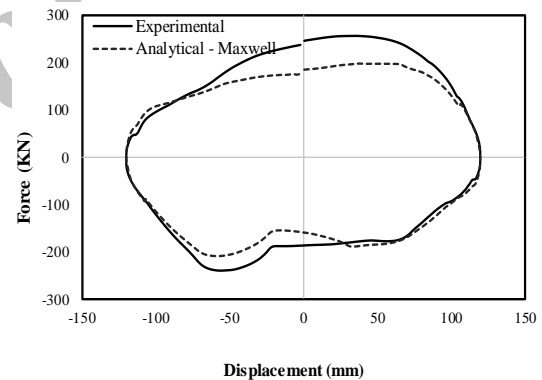


Fig. 15. Maxwell model with the effect of internal friction

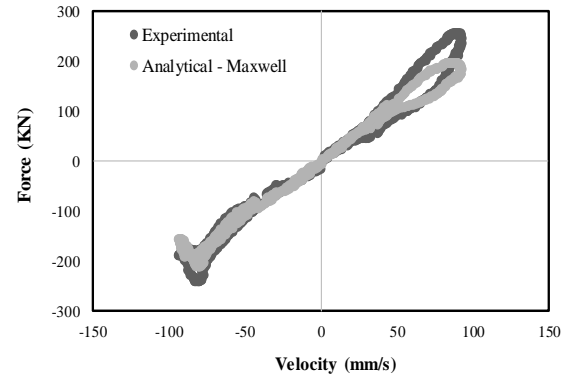
شکل (۱۶) منحنی‌های رفتاری میراگر در فرکانس ۰/۱۲۵ هرتز با فرض مدل ماکسول

الف- منحنی نیرو- تغییر مکان



a. Force - Displacement curve - (Maxwell Model)

ب - منحنی نیرو- سرعت



b. Force - Velocity curve - (Maxwell Model)

Fig. 16. Behavioral Curves for damper in frequency 0.125 Hz - Maxwell Model



## ۷- نتیجه گیری

در این پژوهش به ساخت و آزمایش میراگر ویسکوز انقباض محوری در ابعاد واقعی برای به کارگیری در سازه‌ها پرداخته شده است. نمونه ساخته شده در آزمایش به بیشینه نیروی ۳۱۰ کیلونیوتن در فرکانس ۰/۲۵ هرتز رسید و امکان ادامه بارگذاری تا حد طراحی شده ۵۰۰ کیلونیوتن میسر نشد. این میراگر در عمل دارای رفتاری غیرخطی است و امکان ایجاد رفتار غیرخطی مؤثرتری در آن نیز وجود دارد. از ویژگی‌های مهم این میراگر عدم نیاز آن به ساخت قطعات با دقت بالا و هزینه‌های زیاد است. همچنین از آنجایی که آب‌بندی مخازن این میراگر به وسیله جوش بین قطعات حاصل می‌شود، مسئله نشت روغن از آن وجود ندارد و این ویژگی به کاستن هزینه‌های عملیاتی آن خواهد انجامید. علاوه بر این میراگر ساخته شده به سبب دارا بودن اصطکاک داخلی، دارای عملکرد فیوز اصطکاکی نیز هست که برای جلوگیری از عملکرد میراگر در زمان وقوع تحریکات کم دامنه مؤثر خواهد بود. در این پژوهش همچنین به ارائه مدلی برای رفتار میراگر مذکور پرداخته شده است که نوع تغییر یافته‌ی مدل ماکسول است. در این مدل اثر اصطکاک داخلی میراگر نیز مدنظر قرار گرفته است. با تصحیحات انجام گرفته روی این مدل، توانایی آن در تخمین رفتار میراگر در فرکانس‌های بارگذاری انجام شده بهبود یافته است.

## ۸- تشکر و قدردانی

این پژوهش با کمک‌های مالی پژوهشگاه بین‌المللی زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله تحت پروژه‌ی پژوهشی شماره ۷۱۴۴ به انجام رسیده است. مؤلفین از همکاری شرکت ارتعاش صنعت آریا و آزمایشگاه سازه پژوهشگاه زلزله‌شناسی و مهندسی زلزله در انجام این پژوهش کمال تشکر را دارند.

## ۹- مراجع

## References

- [1] FEMA 445. *Next-Generation Performance-Based Seismic Design Guidelines 2000*, Federal Emergency Management Agency: Washington DC, USA.
- [2] ASCE/SEI *Seismic Rehabilitation Standards Committee 2007*, Seismic rehabilitation of existing buildings (ASCE/SEI 41-06). American Society of Civil Engineers, Reston, VA.
- [3] Eurocode 8: *Design of Structures for Earthquake Resistance. Part 1: General Rules, Seismic Actions and Rules for Buildings*. European Standard EN 1998-1:2004, Comite European De Normalisation : Brussels, Belgium, 2004.
- [4] Soong T.T. & Dargush G.F. 1997 *Passive Energy Dissipation Systems in Structural Engineering*. Wiley, New York.
- [5] Lavan O. & Dargush G.F. 2009 Multi-objective evolutionary seismic design with passive energy dissipation systems. *Journal of Earthquake Engineering*, 13(6), 758-790.
- [6] Fouroughikia B. 2007 *Recommend, Build and Test a Viscous Damper Controllable with Modern Features*. Master's thesis, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology. (In Persian)
- [7] Pezeshki H. 2010 *Experimental Studies on a Controllable Nonlinear Viscous Dashpot for Near-field Application in Base Isolated Buildings*. Master's thesis, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology. (In Persian)
- [8] Taylor D. P. & Constantinou M. C. 1998 Fluid dampers for applications of seismic energy dissipation and seismic isolation. Taylor Devices, Incorporated.
- [9] Dong B., Sause R. & Ricles J. M. 2016 Seismic response and performance of a steel MRF building with nonlinear viscous dampers under DBE and MCE. *Journal of Structural Engineering*, 142(6), 04016023.
- [10] Whittaker A. S. & Constantinou M. C. 2004 Chapter 12, *Seismic Energy Dissipation Systems for Buildings*. Borzognia and Bertero (eds), CRC Press LLC.
- [11] Mousavi Sh. 2014 *Investigation On The Behavior of a New Contractable Viscous Dashpot In Mass Isolation Building( Experimental Studies)*. Master's thesis, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology. (In Persian)

# Constitutive Model for Contractible Viscous Dashpots

Sh. Mousavi<sup>1\*</sup>, M. Ziyaeifar<sup>2\*</sup>

1- M.Sc., Earthquake Engineering, Structural Research Center of International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (IIEES)

2- Assoc. Prof., Structural Research Center, International Institute of Earthquake Engineering and Seismology (IIEES)

\*<sup>\*</sup> S.mousavi @iiees.ac.ir, \*<sup>\*</sup> Mansour@iiees.ac.ir

## Abstract:

New techniques in seismic design of structural systems are based on flexibility and energy dissipation approach. In this approach, the role of energy dissipaters is quite important. The behaviors of these devices and the way they dissipate energy have always been a concern for many researchers to improve the efficiency of these important parts of the structural systems. There has been a large number of investigations on behavioral aspects of energy dissipating devices capable of using in seismic design of structural systems. The concept of adding dissipating supplemental devices to a structure assumes that much of the energy imposed to the structure from a transient will be absorbed, not by the structure itself, but rather by supplemental damping elements. Among them, viscous devices have received considerable attention. The behavior of these energy dissipaters are dependent, not only on the relative velocity, but also on a large number of other parameters including relative displacement, compressibility of fluid, internal friction etc. The behavior of viscous devices are also dependent on the frequency of excitation and their thermal conditions. Determination of mechanical characteristics of these devices is usually based on experimental studies including cyclic tests in different amplitudes and frequencies.

In this study, a new type of viscous dashpot in which the main body of the device has been made of contractible steel bellows (developed in IIEES) is chosen for experimental studies. The viscous device has the capacity of 500 kN and axial deformability of  $\pm 150\text{mm}$ . The tests have been carried out using an actuator capable of providing axial forces up to 300 kN in cyclic tests with displacement range of  $\pm 120\text{mm}$ . Axial forces on dashpot and resulted deformations on the device during experiments have been used to find the relationships between applied forces and induced relative displacement and velocity on the device. According to the results, the dashpot shows a dominant viscous behavior. It also represents a small frictional behavior in order of 10 kN (on average). The device also shows a frictional feature that is proportional to its internal fluid pressure. This feature is due to a small asymmetry in manufacturing some parts of the device, but it can be used later to improve the behavior of contractible dashpots. To be able to develop a model for this device, the test results are used in the form of cyclic behavior and time series. The time series results show the fact that there is not a linear proportionality between forces and velocity experienced by the dashpot in all the range of excitation frequencies. In addition, according to the test results, damping constants for this device is also dependent on the excitation frequency. Different types of behavioral models have been examined for the device. The proper model is proposed based on the three element type Maxwell model. The model can be further improved to represent the pressure dependent frictional forces in this dashpot.

**Keywords:** Energy Dissipaters, Experimental Studies, Contractible Dashpots, Frictional Behavior, Viscous Behavior