



## ارزیابی رفتار مکانیکی فنر سیستم تعلیق خودرو تحت بارگذاری شبه‌استاتیکی: مقایسه رویکرد تحلیلی، عددی و تجربی

سیداحمد میرمهدی<sup>۱</sup>، مهدی گردویی<sup>۱\*</sup>، جواد علی‌نژاد<sup>۲</sup>، حسین جلالی<sup>۲</sup>

۱- دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شاهرود، شاهرود، ایران

۲- مرکز علم و فناوری صنعت فنر ایران، شرکت دانش‌بنیان فنرلول ایران، دامغان، ایران

\* ایمیل نویسنده مسئول: gerdooei@shahroodut.ac.ir

### اطلاعات مقاله

#### مقاله پژوهشی

دریافت: ۲۴ اردیبهشت ۱۴۰۴

پذیرش: ۲۶ مرداد ۱۴۰۴

#### کلیدواژگان:

فنر لول ایران

فنر مارپیچ

سیستم تعلیق

المان محدود

تئوری کاستیلیانو

### چکیده

فنر مارپیچ، به‌عنوان جزء اصلی سیستم تعلیق مک‌فرسون، نقش کلیدی در بهبود راحتی سواری، پایداری و کنترل خودرو ایفا می‌کند. این پژوهش، توسط مرکز علم و فناوری صنعت فنر ایران، به بررسی رفتار مکانیکی فنر تعلیق جلوی خودرو تحت بارگذاری شبه‌استاتیکی با استفاده از سه روش تحلیلی، عددی (المان محدود) و تجربی پرداخته است. در رویکرد تحلیلی، تابع انرژی داخلی فنر ناشی از نیروی برشی و گشتاور پیچشی استخراج شد و با استفاده از قضیه کاستیلیانو، جابجایی محوری و ضریب سختی فنر (۱۹ N/mm) محاسبه گردید. مدل‌سازی المان محدود با فرض ماده همگن و همسانگرد الاستیک (فولاد EN10270-P2، با مدول برشی ۷۹/۵ GPa) در نرم‌افزار آباکوس و با حل گر استاندارد انجام شد. آزمون تجربی فشار فنر با دستگاه IST-LT4، مجهز به نیروسنج و حسگر جابجایی، منحنی نیرو-جابجایی را تولید کرد که برای اعتبارسنجی نتایج تحلیلی و عددی استفاده شد. مقایسه نتایج نشان داد که مدل المان محدود به‌ویژه به دلیل مدل‌سازی اثرات غیرخطی هندسی و تماس اصطکاکی در حلق‌های غیرفعال با دقت ۹۹/۳٪، در مقایسه با مدل تحلیلی (۹۵/۱٪)، رفتار مکانیکی فنر را دقیق‌تر پیش‌بینی می‌کند. همچنین، المان‌های شش‌وجهی نسبت به المان‌های هرمی دقت بالاتری در شبیه‌سازی توزیع تنش و جابجایی ارائه کردند. این یافته‌ها بر برتری روش المان محدود و اهمیت انتخاب نوع المان مناسب تأکید دارد.

## Evaluation of the mechanical behavior of the suspension spring under quasi-static loading: comparison of analytical, numerical, and experimental approaches

Seyed Ahmad Mirmahdi<sup>1</sup>, Mahdi Gerdooei<sup>1\*</sup>, Javad Alinejad<sup>2</sup>, Hossein Jalali<sup>2</sup>

1- Faculty of Mechanical Engineering, Sharood University of Technology, Shahrood, Iran

2- Iran spring science and technology center (ISSCT), Iran Fanarloom Company, Damghan, Iran

\* Corresponding Author's Email: gerdooei@shahroodut.ac.ir

### Article Information

#### Original Research Paper

Received: 14 May 2025

Accepted: 17 August 2025

#### Keywords:

Iran Fanarloom

Helical Spring

Compression Spring

Castigliano's Theorem

Finite Element

Suspension System

### Abstract

The helical spring, a critical component of the MacPherson suspension system, plays a pivotal role in enhancing ride comfort, vehicle stability, and control. This study, conducted by the Iran Spring Science and Technology Center, investigates the mechanical behavior of a vehicle's front suspension spring under quasi-static loading using analytical, numerical (finite element), and experimental approaches. In the analytical method, the internal energy function of the spring, derived from shear force and torsional moment, was formulated, and axial displacement and spring stiffness (19 N/mm) were calculated using Castigliano's theorem. Finite element modeling, assuming a homogeneous and isotropic elastic material (EN10270-P2 steel, shear modulus 79.5 GPa), was performed in Abaqus with a standard solver. An experimental compression test, conducted using the IST-LT4 device equipped with a load cell and displacement sensor, generated a force-displacement curve to validate the analytical and numerical results. The comparison revealed that the finite element model, with an accuracy of 99.3%, outperforms the analytical model (95.1%) in predicting the spring's mechanical behavior, primarily due to its ability to account for nonlinear geometric effects and frictional contact in inactive coils. Furthermore, hexahedral (Hex) elements demonstrated higher accuracy than tetrahedral (Tet) elements in simulating stress and displacement distributions. These findings underscore the superiority of the finite element method and the importance of selecting appropriate element types.

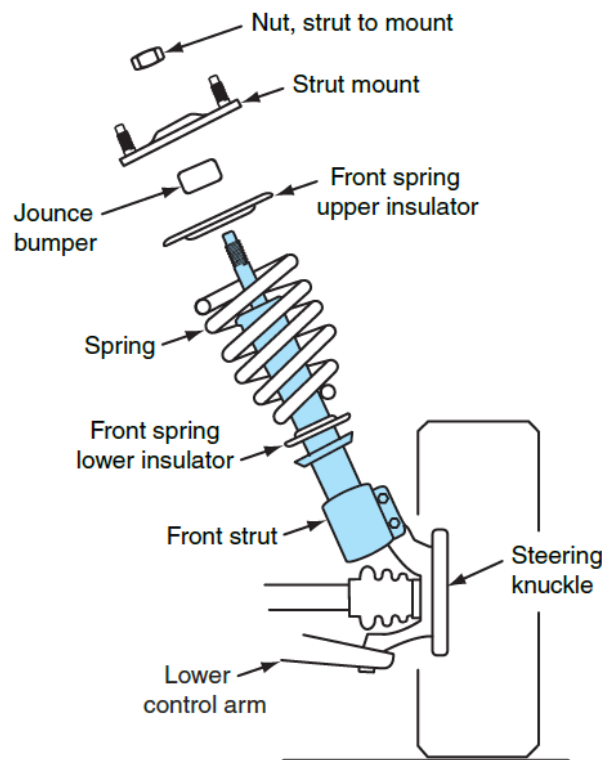
### Please cite this article using:

Mirmahdi SA, Gerdooei M, Alinejad J, Jalali H. Evaluation of the mechanical behavior of the suspension spring under quasi-static loading: comparison of analytical, numerical, and experimental approaches. Iranian Journal of Manufacturing Engineering. 2025 Jul 23;12(5):20-28. doi: 10.22034/ijme.2025.521482.2078 [In Persian]

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

## ۱- مقدمه

سیستم تعلیق خودرو یکی از بخش‌های کلیدی و پیچیده در طراحی وسایل نقلیه است که نقش اساسی در بهبود کیفیت سواری، افزایش راحتی سرنشینان و حفظ پایداری و کنترل‌پذیری خودرو دارد. این سیستم با ترکیبی از اجزای مکانیکی نظیر فنرها، کمک‌فنرها، بوش‌ها و میله‌های تعادل طراحی شده است تا نیروها و ارتعاشات ناشی از ناهمواری‌های جاده را جذب و تعدیل کند. در این میان، فنرها به عنوان یکی از اجزای اصلی سیستم تعلیق، با ذخیره و آزادسازی انرژی مکانیکی نقش تعیین‌کننده‌ای در کاهش تنش‌های وارده بر شاسی و بدنه خودرو دارند [۱]. عملکرد بهینه سیستم تعلیق علاوه بر بهبود ایمنی و پایداری خودرو، تأثیر مستقیمی بر افزایش طول عمر اجزای مکانیکی نظیر چرخ‌ها و شاسی، کاهش خستگی راننده و سرنشینان، و بهبود بهره‌وری سوخت دارد. طراحی و تحلیل دقیق اجزای این سیستم، به‌ویژه فنرها، به دلیل تعادل حساس میان جذب ضربات و حفظ کنترل دینامیکی خودرو، یکی از مهم‌ترین چالش‌های مهندسی خودرو به شمار می‌رود [۲]. یکی از انواع پرکاربرد سیستم‌های تعلیق، نوع مک‌فرسون است که کاربرد گسترده در خودروهای سبک‌وزن و اقتصادی دارد. سیستم تعلیق مک‌فرسون از اجزای مختلفی تشکیل شده که در کنار هم تلاش می‌کنند تا سواری راحت و هندلینگ مناسبی را برای خودرو به ارمغان بیاورند. در قسمت بالا، مجموعه کمک و یک فنر لول به بالای سگ دست چرخ متصل شده‌اند. در قسمت پایین، یک طبق که معمولاً A شکل یا به صورت دو میله مجزا است از طریق دو رابط بوشی که بوش طبق نامیده می‌شوند، به رام جلو متصل شده و در سمت دیگر با یک سیبک به سگ دست چرخ متصل‌اند. میل فرمان نیز از طریق یک سیبک چپقی شکل معروف به سیبک فرمان به کنار سگ دست متصل می‌شود تا سگ دست بتواند روی محور دو سیبک طبق و فرمان چرخ را به طرفین بچرخاند. به عنوان آخرین عضو، یک میل موج‌گیر نیز از چرخ راست به چپ رفته تا تکان‌های اضافی تعلیق را خنثی کند. در شکل ۱ موقعیت فنر لول در سیستم تعلیق مک‌فرسون به صورت شماتیک نمایش داده شده است.



شکل ۱ طرح سیستم تعلیق مک‌فرسون به همراه فنر لول و کمک فنر [۱]

پژوهش‌های بررسی‌شده به‌طور کلی به طراحی، تحلیل و بهینه‌سازی فنرهای مارپیچی، با تمرکز بر سیستم‌های تعلیق و روش‌های پیشرفته ساخت پرداخته است. بات و همکاران [۳] امکان جایگزینی فولاد با مواد کامپوزیتی در فنرهای مارپیچی را برای دستیابی به سختی بیشتر و کاهش وزن بررسی کرده‌اند که باعث بهبود کارایی سیستم می‌شود. پانکاج و همکاران [۴] با استفاده از روش المان

محدود<sup>۱</sup> عملکرد فنرهای فشاری مارپیچی با مواد و ابعاد مختلف را برای بهینه‌سازی عملکرد تحلیل کرده و نتایج را با ابزارهای آماری و مدل‌سازی سه‌بعدی مقایسه کرده‌اند. جین و همکاران [۵] نیز به تحلیل فنرهای مارپیچی در سیستم‌های تعلیق با استفاده از FEM پرداخته و تأکید کردند که جایگزینی مواد می‌تواند مشخصات تنش و تغییر شکل را بهبود بخشد. ایشان عملکرد کششی فنرهای مارپیچی چاپ سه‌بعدی را از طریق روش‌های تجربی و عددی بررسی کرده و اهمیت اثرات غیرخطی هندسی را بررسی کردند. همچنین در این پژوهش از الگوریتم بهینه‌سازی چندهدفه برای افزایش سختی کششی و کاهش وزن با در نظر گرفتن چهار پارامتر کلیدی هندسی استفاده شد. در طراحی سیستم‌های تعلیق مدرن، کنترل تنش پسماند ایجاد شده در فنرها ضروری است، زیرا تنش‌های پسماند ناشی از فرآیند شکل‌دهی فنرپیچی می‌تواند موجب تغییرات ابعادی، کاهش مقاومت به خوردگی، و افزایش خطر شکست ترد در بارگذاری سیکلی شوند. در این راستا گردویی و همکاران [۶] فرآیند شکل‌دهی فنر سیستم تعلیق پژو 206SD را با نرم‌افزار آباکوس مدل‌سازی و تأثیر پارامترهایی چون اصطکاک، سرعت دورانی غلتک‌ها، و موقعیت نگه‌دارنده فنر بر توزیع تنش پسماند را بررسی کردند. نتایج نشان داد کاهش اصطکاک، افزایش فاصله نگه‌دارنده، و سرعت دورانی بالاتر غلتک‌ها، تنش پسماند را کاهش می‌دهند، که اثر سرعت دورانی از بقیه عوامل محسوس‌تر است و به توسعه دستگاه‌های پیشرفته‌تر کمک می‌کند. ژو و همکاران [۷] مدل کارآمد فنر مارپیچ را برای تحلیل دینامیکی سیستم‌های چندجسمی انعطاف‌پذیر پیشنهاد کردند. این مدل با استفاده از متغیرهایی نظیر شعاع مارپیچ، زوایای آزیموت، مختصات ارتفاع و زوایای پیچش در هر گره، طراحی شده است. تابع شکلی ویژه برای کاهش خطای مدل و تطابق با معادلات منحنی‌های مارپیچ توسعه یافته و روش هموارسازی مدل برای بهبود کارایی محاسباتی به کار گرفته شد. این رویکرد با کاهش درجات آزادی و خطای مدل، امکان طراحی پارامتریک و محاسبات سریع سختی دینامیکی فنر را فراهم می‌کند. پرادان و همکاران [۸] در پژوهشی به بررسی رفتار مکانیکی فنر مارپیچ سیستم تعلیق خودرو با استفاده از رویکردهای تحلیلی و شبیه‌سازی عددی پرداخته‌اند. نتایج تحلیلی و شبیه‌سازی با داده‌های نظری استاندارد مقایسه شده و مطالعه همگرایی مش نیز انجام گرفته است. این پژوهش بر اصل اتلاف نیرو (تبدیل نیرو به گرما) تأکید دارد که به بهبود تماس تایر با جاده و جذب شوک‌های بزرگ کمک می‌کند. یتگین و همکاران [۹] در پژوهشی به تحلیل شکست زود هنگام فنر فشاری مارپیچ با شاخص فنر پایین<sup>۲</sup> پرداخته‌اند. این مطالعه عوامل ایجاد ترک زودرس را بررسی کرده و تأثیر شرایط انتهایی، برخورد بین حلقه‌ها، و ناهمگونی گام‌ها را بر افزایش تنش تحلیل کرده است. اندازه‌گیری‌های دقیق هندسی با استفاده از CMM انجام شد و ویژگی‌های متالورژیکی شامل ترکیب، سختی، و میکروساختار ماده بررسی گردید. تحلیل‌های تحلیلی و عددی با مدل المان محدود در آباکوس نشان داد که شرایط انتهایی باعث افزایش تنش می‌شود. این پژوهش عوامل پاسخ غیرخطی فنر را با آزمایش‌های تجربی مقایسه کرده است. گونزالس-کابرو و همکاران [۱۰] با استفاده از چارچوب نظری مسئله گرینهل برای میله‌های الاستیک، فرمول جدیدی برای تعیین بار بحرانی پیچشی و زاویه دوران ایجاد کرده‌اند. این فرمول از طریق آزمایش‌های تجربی و شبیه‌سازی‌های FEM در نرم‌افزار آباکوس بررسی شده و دقت آن با خطای نسبی کمتر از ۱۰٪ تأیید شده است. همچنین، تأثیر پیش بارگذاری و پیش کشیدگی بر افزایش مقاومت فنر در برابر ناپایداری تشریح شده است. کادت و پاردس [۱۱] الگوریتمی بهینه‌سازی ارائه کردند که با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌های ساخت و متغیرهای مواد، ابعاد بهینه فنر را محاسبه می‌کند. این الگوریتم به ویژه برای فنرهای با انتهای بسته و غیر صاف طراحی شده و عملکرد مکانیکی واقعی آن‌ها را که از فرمول‌های استاندارد انحراف دارد، بهبود می‌بخشد. نتایج نشان می‌دهد که این روش نسبت به نرم‌افزارهای رایج، پایداری و دقت بالاتری در تعیین ابعاد فنر دارد. بای و همکاران [۱۲] با استفاده از روش‌های تجربی، شبیه‌سازی عددی و مدل‌سازی تحلیلی، عملکرد کششی فنرهای مارپیچ چاپ سه‌بعدی را بررسی کردند. این تحقیق نشان داد مدل لو بیشترین دقت را در پیش‌بینی عملکرد کششی نشان داد. این پژوهش همچنین با به‌کارگیری الگوریتم بهینه‌سازی ازدحام ذرات چندهدفه (MOPSO)، بهینه‌سازی سفتی کششی و کاهش وزن را با در نظر گرفتن اثرات هندسی غیرخطی و چهار پارامتر هندسی کلیدی ارائه کرد. اسلام و همکاران [۱۳] با بهره‌گیری از تحلیل اجزای محدود، عملکرد مکانیکی فنرهای مارپیچ ساخته شده از چهار ماده مختلف (فولاد کربنی بالا، تیتانیوم، مس بریلیم، و آلیاژ نیکل-کبالت-کروم) را ارزیابی کردند. نتایج نشان داد که فنرهای آلیاژی نیکل-کبالت-کروم کمترین تغییر شکل و تنش معادل را دارند، اما فولاد کربنی بالا به دلیل وزن کمتر و مقاومت بالاتر، به عنوان گزینه بهینه معرفی شد.

<sup>1</sup> Finite Element Method (FEM)

<sup>2</sup> Low Spring Index

در طراحی سیستم تعلیق، مدلسازی دقیق عملکرد فنر لول بویژه در شرایطی که احتمال رفتار غیرخطی از هندسه یا جنس ماده وجود داشته باشد؛ از اهمیت ویژه برخوردار است. در این شرایط با تحلیل شبه‌استاتیکی یک سیکل بارگذاری، سفتی فنر و همچنین خطی یا غیر خطی بودن رفتار آن مورد بررسی دقیق قرار می‌گیرد. از سوی دیگر در طراحی فرایند ساخت و تولید فنرهای لول، تخمین رفتار فنر در فشرده شدن تا طول بسته و احتمال ورود آن به ناحیه تغییر شکل مومسان در حین فرایند اصلاح طول مورد توجه مهندسی فرایند قرار دارد. در این راستا در پژوهش حاضر بررسی عملکرد فنر سیستم تعلیق تحت بارگذاری شبه‌استاتیکی، برای بررسی مؤلفه‌های شبیه‌سازی المان محدود مانند نوع المان بر دقت مدلسازی در مقایسه با روش تجربی و تحلیل تئوری در دستور کار قرار گرفته است. همچنین ضمن استخراج معادلات حاکم بر فنر مارپیچ فشاری به روش انرژی و تئوری کاستیلیانو، نتایج تئوری با ارزیابی رایانه‌ای مقایسه شده است. نوآوری شاخص این مقاله، ارائه یک پژوهش جمعیتی از روش‌های تحلیلی، عددی و تجربی برای عملکرد شبه‌استاتیکی این نوع از فنر و مقایسه نتایج سه روش مذکور است. همچنین بررسی اثر نوع المان انتخاب شده در دقت نتایج حل اجزای محدود از دیگر نقاط شاخص این پژوهش به شمار می‌آید.

## ۲- تئوری طراحی فنر

در شکل ۲-الف برای فنری به قطر متوسط  $D = 2R$  و قطر مفتول  $d = 2r$ ، که با نیروی فشاری  $F$  فشرده می‌شود، نیرو و گشتاور داخلی در یک مقطع دلخواه شامل نیروی برشی  $V = F$  و گشتاور پیچشی  $T = FR$  به صورت طرح‌واره نمایش داده شده است. مطابق شکل ۲-ب توزیع تنش برشی ایجاد شده در مقطع از جمع آثار نیروی برشی  $\tau_V$  و گشتاور پیچشی  $\tau_T$  به دست خواهد بود. مقادیر تنش برشی بیشینه به ترتیب در روابط ۱ و ۲ ارائه شده است [۱۴]:

$$\tau_V = \frac{F}{A} = \frac{4F}{\pi d^2} \quad (1)$$

$$\tau_T = \frac{T r}{J} = \frac{8FD}{\pi d^3} \quad (2)$$

تنش برشی بیشینه کل در سطح داخلی فنر از حاصل جمع این دو به صورت رابطه ۳ محاسبه خواهد شد:

$$\tau_{\max} = \frac{F}{A} + \frac{T r}{J} = \frac{4F}{\pi d^2} + \frac{8FD}{\pi d^3} = \frac{8FD}{\pi d^3} \left(1 + \frac{d}{2D}\right) \quad (3)$$

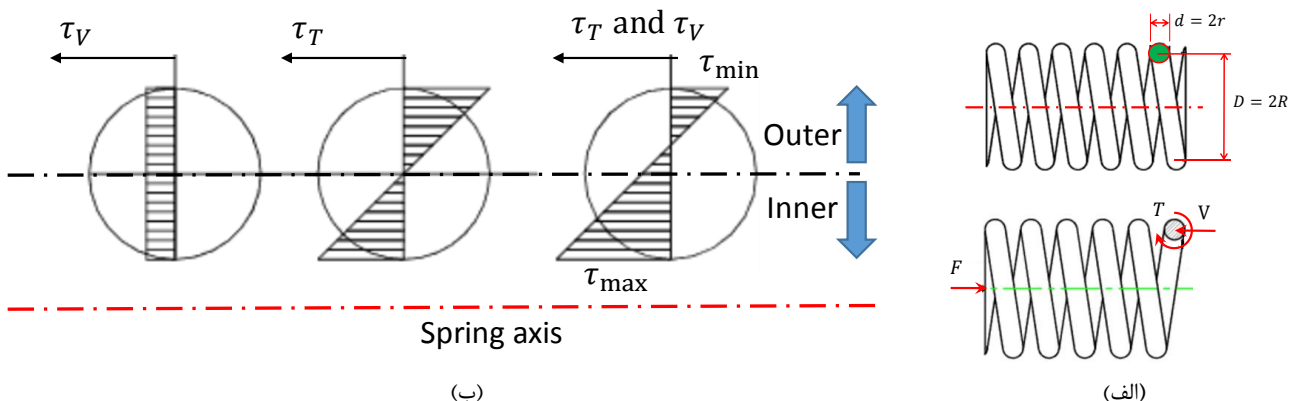
اگر شاخص فنر<sup>۱</sup> به صورت  $C = \frac{D}{d}$  تعریف شود، می‌توان تنش بیشینه را با تعریف متغیر  $k_d = \frac{C+0.5}{C}$  به صورت رابطه ۴ نوشت:

$$\tau_{\max} = \frac{8FDk_d}{\pi d^3} \quad (4)$$

البته به علت انحنای موجود در شکل فنر، تنش واقعی در سطح داخلی با یک ضریب تصحیح مطابق رابطه ۶ اصلاح می‌شود:

$$k = \frac{C + 0.5}{C - 0.75} \quad (5)$$

$$\tau_{\max} = \frac{8FDk}{\pi d^3} \quad (6)$$



شکل ۲ الف) طرح‌واره ابعاد فنر، نیروها و گشتاورهای داخلی، ب) توزیع تنش برشی در مقطع فنر فشاری

<sup>1</sup> Spring Index

انرژی کرنشی ذخیره شده در فنر حاصل از دو نوع بار داخلی برشی و پیچشی در رابطه ۷ ارائه شده است:

$$U = \frac{T^2 L}{2GJ} + \frac{F^2 L}{2GA} \quad (7)$$

با جایگزینی  $L = \pi DN$  که در آن  $N$  تعداد حلقه فعال فنر است، می‌توان نوشت:

$$U = \frac{4F^2 D^2 N}{Gd^4} + \frac{2F^2 DN}{Gd^2} \quad (8)$$

با فرض خطی بودن رفتار فنر، به کمک تئوری کاستیلیانو می‌توان تغییر طول فنر را به صورت رابطه ۹ و ۱۰ محاسبه کرد:

$$s = \frac{\partial U}{\partial F} = \frac{FD^3 N}{Gd^4} + \frac{4FDN}{Gd^2} \quad (9)$$

$$s = \frac{8FC^3 N}{Gd} \left(1 + \frac{0.5}{C^2}\right) \quad (10)$$

همچنین ضریب سختی فنر به صورت رابطه ۱۱ خواهد بود:

$$K_s = \frac{F}{s} = \frac{Gd}{8C^3 N} \left(\frac{C^2}{C^2 + 0.5}\right) = \frac{Gd^4}{8D^3 N} \left(\frac{C^2}{C^2 + 0.5}\right) \quad (11)$$

در فنرهایی با شاخص  $C$  بزرگ، می‌توان با فرض  $\frac{C^2}{C^2 + 0.5} = 1$  رابطه ۱۱ را به صورت رابطه ۱۳ ساده کرد:

$$s = \frac{8FC^3 N}{Gd} = \frac{8FD^3 N}{Gd^4} \quad (12)$$

$$K_s = \frac{F}{s} = \frac{Gd}{8C^3 N} = \frac{Gd^4}{8D^3 N} \quad (13)$$

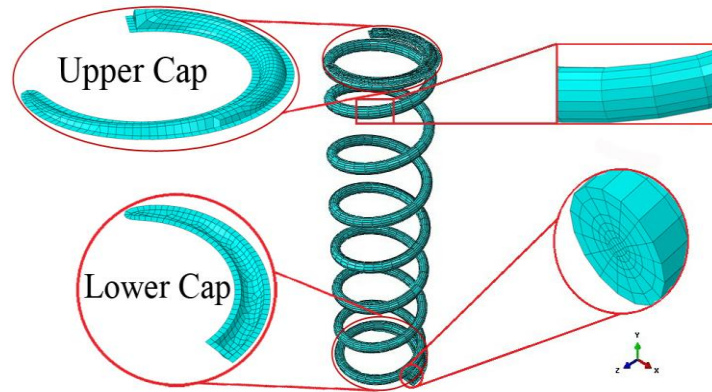
### ۳- مواد و روش تحقیق

ماده اولیه مورد استفاده برای تولید فنر سیستم تعلیق مطابق استاندارد EN10270-P2، فولادی با مدول الاستیک  $E=206$  GPa و مدول برشی  $G=79.5$  GPa است. مشخصات ابعادی فنر محصول در جدول ۱ ارائه شده است. جهت چرخش حلقه‌های فنر راست‌گرد بوده و انتهای فنر از یک طرف بسته و سمت دیگر باز است.

در روش تحلیلی مدل سه‌بعدی رایانه‌ای از فنر و تکیه‌گاه‌های آن مطابق مشخصات هندسی آن در نرم‌افزار کتیا شبیه‌سازی شد. استفاده از نرم‌افزار تجاری آباکوس در طراحی و تحلیل قطعات مهندسی و فرایندهای ساخت در سال‌های اخیر مورد توجه جدی محققین قرار گرفته است [۱۵، ۱۶]. در این پژوهش نیز از این نرم‌افزار برای شبیه‌سازی تغییر شکل الاستیک-پلاستیک فنر به روش المان محدود استفاده شد. مدل‌های ساخته شده از فنر و تکیه‌گاه‌ها در محیط این نرم‌افزار فراخوانی شد. فنر به صورت تغییر شکل‌پذیر توپر با المان‌های شش‌وجهی ۸ گره‌ای خطی (Hex) و المان چهاروجهی هرمی (Tet) با تکنیک انتگرال کاهش‌یافته مش بندی و تکیه‌گاه‌ها به صورت پوسته‌ای صلب گسسته مدل‌سازی شد. شکل ۳ مدل المان محدود آماده شده در محیط این نرم‌افزار را نشان می‌دهد. از حل گر استاندارد برای تحلیل استفاده شد. با اعمال قید Encastre بر روی نقطه مرجع کپ پایین همه درجات آزادی آن مقید شد. کلیه درجات آزادی کپ بالا به جز جابجایی راستای محوری مقید شد. با اعمال جابجایی محوری ۲۳۰ میلی‌متر با سرعت ثابت ۱۲۰ میلی‌متر بر ثانیه، فنر تا طول نزدیک به بسته فشرده می‌شود. مدل اصطکاکی کولمب بین قطعه فنر و کپ‌های بالا و پایین تعریف شد.

جدول ۱ مشخصات هندسی فنر

مقدار	نوع مشخصه
۳۷۰	طول آزاد ( $L_0$ ), mm
۹۷/۷۶	طول بسته ( $L_s$ ), mm
۱۰/۴	قطر مفتول ( $d$ ), mm
۱۰۶	قطر خارجی ( $D_o$ ), mm
۸/۴	تعداد کل حلقه ( $N_t$ )
۶/۸	تعداد حلقه فعال ( $N_a$ )



شکل ۳ مدل اجزای محدود فنر و تکیه‌گاه‌ها در محیط نرم‌افزار Abaqus

ستاپ تجربی آزمون فشردن فنر شامل دستگاه IST-LT4 مستقر در شرکت فنرلول ایران مجهز به نیروسنج و حسگر جابجایی است که پس از بستن تکیه‌گاه‌ها، با دستور ارسالی تا طول مشخص فنر جمع شده و نیرو و جابجایی اندازه‌گیری می‌شود (شکل ۴).

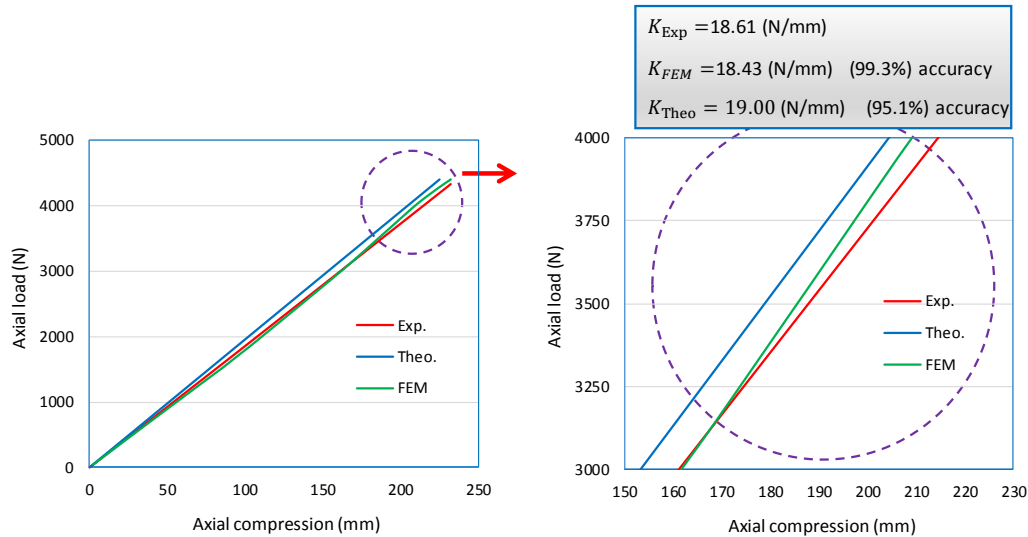


شکل ۴ ستاپ آزمون فنر سیستم تعلیق، دستگاه IST-LT4 مستقر در آزمایشگاه کنترل کیفیت شرکت فنرلول ایران، مجهز به نیروسنج و حسگر تغییر طول

#### ۴- نتایج و بحث

از حل تئوری می‌توان نتایج زیر را برای فنر سیستم تعلیق ارائه کرد که شاخص فنر برابر  $C = \frac{95.6}{10.4} = 9.19$  بوده و ضریب سختی فنر از حل تحلیلی برابر ۱۹ N/mm خواهد بود که منحنی نیرو-جابجایی فنر در شکل ۵ نمایش داده شده است. علت اصلی پایین‌تر بودن دقت حل روش تئوری، به فرضیات ساده‌کننده حاکم بر تحلیل شامل صرف‌نظر کردن از تغییرات ابعادی فنر در حین فشردن، صرف‌نظر از ترم ممان خمشی در تابع انرژی داخلی، صرف‌نظر از تغییر شکل‌های ناخواسته لهیدگی به‌ویژه در حلقه‌های غیرفعال و صرف‌نظر از اعوجاج<sup>۱</sup> مقاطع مرتبط است که در تحلیل FEM مرتفع می‌شود. از سوی دیگر نرم‌افزار آباکوس اثرات غیرخطی هندسی، تماس اصطکاکی بین فنر و تکیه‌گاه‌ها، و توزیع تنش‌های پیچیده‌تر را به‌خوبی مدل‌سازی می‌کند. این امر منجر به پیش‌بینی دقیق‌تر تنش‌ها و جابجایی‌ها شده است. مدل اصطکاکی کولمب در FEM بین فنر و تکیه‌گاه‌ها تعریف شده است، که در تحلیل تئوری نادیده گرفته می‌شود. این اصطکاک می‌تواند بر رفتار جابجایی و توزیع تنش تأثیر بگذارد.

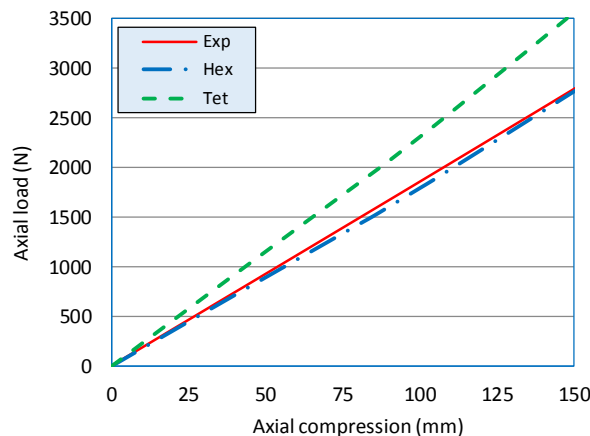
<sup>۱</sup> Warping



شکل ۵ منحنی نیرو-جابجایی فنر سیستم تعلیق (مقایسه سه روش عددی، تحلیلی و تجربی)

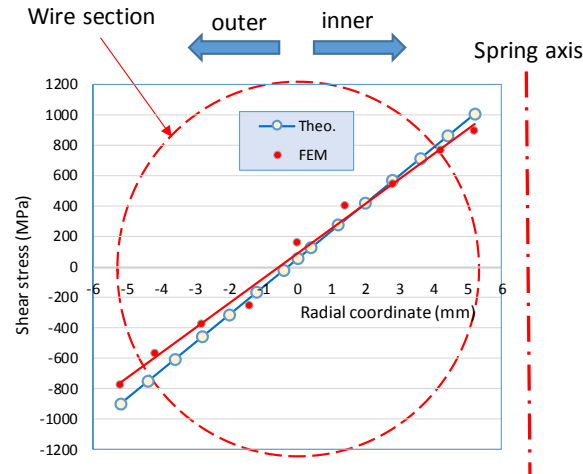
برای بررسی اثر نوع المان مورد استفاده، دو نوع المان شش‌وجهی و هرمی مورد مقایسه قرار گرفت که نتیجه آن بر روی منحنی نیرو-جابجایی در شکل ۶ نمایش داده شده است. مطابق شکل استفاده از المان شش‌وجهی منجر به نتایج دقیق‌تر نسبت به المان هرمی خواهد شد. در واقع المان‌های شش‌وجهی به دلیل شکل منظم‌تر، توانایی بهتری در مدل‌سازی توزیع تنش و تغییر شکل‌های پیچیده به‌ویژه در هندسه‌های مارپیچی مانند فنر دارند. از سوی دیگر المان‌های هرمی به دلیل شکل مثلثی در نواحی با انحنای زیاد (مانند مفتول فنر) دقت کمتری دارند و ممکن است به اعوجاج عددی<sup>۱</sup> منجر شوند.

در شکل ۷ توزیع تنش ایجاد شده در مقطع فنر حاصل از تحلیل المان محدود و حل تحلیلی ارائه شده است. تنش بیشینه که حاصل جمع تنش برشی و پیچشی است در لایه داخلی فنر برای حل تحلیلی و شبیه‌سازی به ترتیب برابر ۱۰۰۴ و ۸۹۴ مگاپاسکال است. توزیع تنش فون-میسز در مراحل مختلف از فرایند در شکل ۸ نمایش داده شده است. مطابق شکل بیشترین تنش در سطح داخلی فنر ایجاد شده است که در پایان مرحله فشار فنر در جابجایی ۲۳۰ میلی‌متر به میزان ۱۵۹۷ مگاپاسکال می‌رسد. همچنین تنش در حلقه‌های فعال یکنواخت است و در حلقه‌های غیرفعال دو سر فنر تنش به حداقل خود می‌رسد. حلقه‌های فعال (۶/۸ حلقه) به دلیل تحمل بار اصلی، تنش یکنواختی را تجربه می‌کنند. در مقابل، حلقه‌های غیرفعال (در تماس با تکیه‌گاه‌ها) به دلیل قیدهای تماسی و کاهش تغییر شکل، تنش کمتری خواهند داشت. این رفتار در FEM به دلیل مدل‌سازی دقیق شرایط مرزی و تماس بهتر پیش‌بینی شد.

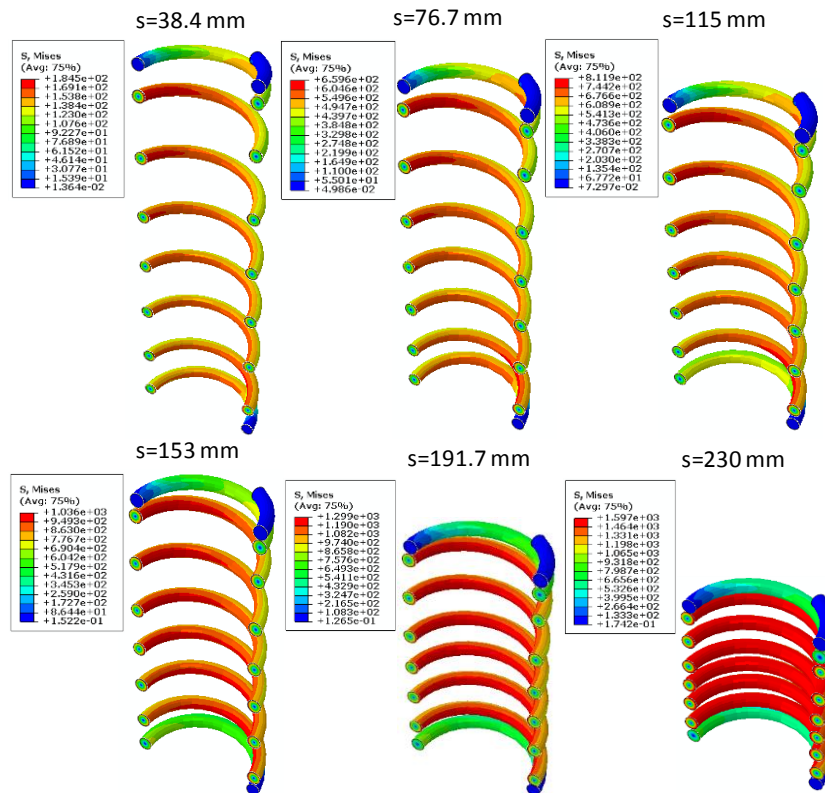


شکل ۶ تأثیر نوع مش بر منحنی نیرو-جابجایی حاصل از FEM

<sup>۱</sup> Numerical Distortion



شکل ۷ توزیع تنش برشی در مقطع فنر سیستم تعلیق، از حل تحلیلی و شبیه‌سازی FEM



شکل ۸ مراحل تغییر شکل به همراه توزیع تنش مؤثر فون-میسز (بر حسب MPa) در فنر سیستم تعلیق

## ۵- نتیجه‌گیری

در این پژوهش، رفتار مکانیکی فنر مارپیچ سیستم تعلیق مک‌فرسون تحت بارگذاری شبه‌استاتیکی با استفاده از سه رویکرد تحلیلی، عددی (المان محدود) و تجربی به صورت جامع مورد ارزیابی قرار گرفت. تحلیل تئوری مبتنی بر قضیه کاستیلیانو با استخراج تابع انرژی داخلی فنر (ناشی از نیروی برشی و گشتاور پیچشی) توانست جابجایی و ضریب سختی فنر را با دقت قابل قبول ۱/۹۵٪ پیش‌بینی کند. با این حال، محدودیت‌های این روش، از جمله فرضیات ساده‌سازی نظیر نادیده گرفتن تغییرات ابعادی فنر در حین فشردن، ممان خمشی، و اثرات لهدگی در حلقه‌های غیرفعال، منجر به انحراف جزئی در پیش‌بینی‌ها شد. در مقابل، مدل‌سازی FEM با استفاده از نرم‌افزار آباکوس و بهره‌گیری از المان‌های سه‌بعدی، دقت بسیار بالایی (۳/۹۹٪) در پیش‌بینی رفتار مکانیکی فنر نشان داد. این برتری به دلیل توانایی FEM در مدل‌سازی دقیق اثرات غیرخطی هندسی، تماس اصطکاکی بین فنر و تکیه‌گاه‌ها، و توزیع واقعی‌تر تنش‌ها و

تغییر شکل‌ها بود. مقایسه دو نوع المان شش‌وجهی و هرمی نشان داد که المان‌های شش‌وجهی به دلیل ساختار منظم‌تر و پایداری عددی بالاتر، نتایج دقیق‌تری در شبیه‌سازی منحنی نیرو-جابجایی و توزیع تنش ارائه می‌دهند. آزمون تجربی انجام‌شده با دستگاه IST-LT4، مجهز به نیروسنج و حسگر جابجایی، داده‌های قابل‌اعتمادی تولید کرد که تطابق بسیار خوبی با نتایج FEM و تحلیل تئوری داشت. این تطابق، قابلیت اطمینان هر سه رویکرد را تأیید کرد و نشان داد که ترکیب این روش‌ها می‌تواند به درک جامعی از رفتار مکانیکی فنر منجر شود. توزیع تنش فون‌میسز حاصل از FEM نشان داد که تنش بیشینه (۱۵۹۷ مگاپاسکال در جابجایی ۲۳۰ میلی‌متر) در سطح داخلی فنر رخ می‌دهد، درحالی‌که حلقه‌های غیرفعال در دو سر فنر تنش‌های کمتری را تجربه می‌کنند. این توزیع ناهمگن تنش، اهمیت مدل‌سازی دقیق شرایط مرزی و تماس را در طراحی فنرها برجسته می‌کند.

## References

- [1] Halderman JD, Mitchell CD. Automotive steering, suspension, and alignment: Pearson/Prentice Hall; 2008.
- [2] Sharp RS, Crolla DA. Road vehicle suspension system design-a review. *Vehicle system dynamics*. 1987 Jan 1;16(3):167-92.
- [3] Bhatt A, Devani A, Zalavadiya P. Design analysis of helical spring of suspension system. *International Journal of Engineering Development and Research*. 2016 Jul;4(3):244-56. doi: [10.1063/1.4990233](https://doi.org/10.1063/1.4990233)
- [4] Pankaj S, Rushikesh A, Sanket W, Viraj J, Kaushal P. Design and analysis of helical compression spring used in suspension system by finite element analysis method. *Int. Res. J. Eng. Technol*. 2017;4(4):2959-69.
- [5] Jain A, Misra S, Jindal A, Lakhian P. Structural analysis of compression helical spring used in suspension system. In *AIP Conference Proceedings 2017 Jul 19 (Vol. 1859, No. 1, p. 020080)*. AIP Publishing LLC.
- [6] Gharbi Afshar H GM, Ali Nejad J. Optimization of Effective Parameters in Residual Stress of the Spring Coiling Process for the Suspension Spring of Peugeot 206SD. In: *Proceedings of the 21st Annual International Conference on Mechanical Engineering*; 2013. [In Persian]
- [7] Zhuo Y, Zha X, Li F. A High-Efficiency Helical Spring Structure Model for Dynamic Analysis of Flexible Multi-body Systems. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*. 2025 Mar;13(3):204. doi: [10.1007/s42417-025-01773-1](https://doi.org/10.1007/s42417-025-01773-1)
- [8] Pradhan TR, Sunil DA, Shrivastava A. Static Structural Analysis of Suspension System. *J. Mater. Eng*. 2024 Jan;2(1):28-34. doi: [10.61552/JME.2024.01.003](https://doi.org/10.61552/JME.2024.01.003)
- [9] Yetgin A, Karakaş A, Acar B, Özslan E. Failure analysis of a helical compression spring with relatively low spring index. *Engineering Failure Analysis*. 2024 Nov 1;165:108798. doi: [10.1016/j.engfailanal.2024.108798](https://doi.org/10.1016/j.engfailanal.2024.108798)
- [10] González-Cabrero J, Font H, Cavas F, Paredes M. Buckling analysis of a helical extension spring under combined loading. *Thin-Walled Structures*. 2024 Jul 1;200:111914. doi: [10.1016/j.tws.2024.111914](https://doi.org/10.1016/j.tws.2024.111914)
- [11] Cadet G, Paredes M. Optimized dimensioning of helical compression springs. *European Journal of Mechanics-A/Solids*. 2024 Sep 1;107:105385. doi: [10.1016/j.euromechsol.2024.105385](https://doi.org/10.1016/j.euromechsol.2024.105385)
- [12] Bai JB, Li SL, Fantuzzi N, Liu TW. Tensile performance of 3D-printed helical springs. *Mechanics of Advanced Materials and Structures*. 2024 Nov 19;31(30):13097-109. doi: [10.1080/15376494.2024.2332479](https://doi.org/10.1080/15376494.2024.2332479)
- [13] Islam T, Uddin MW, Uddin R. Finite element analysis of motorcycle suspension system stability using different materials. *Journal of Engineering Research*. 2025 Jun 1;13(2):1230-40. doi: [10.1016/j.jer.2024.01.02](https://doi.org/10.1016/j.jer.2024.01.02)
- [14] Kobelev V. *Fundamentals of Springs Mechanics*. Springer; 2024 Jul 3.
- [15] Jalil A, Bani Mostafa Arab N, Naderi M, Dadgar Asl Y. Analysis of the effect of the hot stamping process on mechanical properties of 7075 aluminum alloy sheet. *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*. 2023 Jul 23;10(5):68-78. doi: [10.22034/ijme.2023.424240.1872](https://doi.org/10.22034/ijme.2023.424240.1872) [In Persian]
- [16] Shamshiri M, Panahizadeh V, DadgarAsl Y. Numerical and experimental investigation of the effect of local heating on the reduction of the spring back defect in the flexible roll forming process. *Iranian Journal of Manufacturing Engineering*. 2022 Nov 22;9(9):35-44. doi: [10.22034/ijme.2023.389451.1759](https://doi.org/10.22034/ijme.2023.389451.1759) [In Persian]