



پیش بینی رفتار یک دسته موتور هیدرولیکی در ایزوله کردن تحریک شوک با مدل سازی اجزا محدود سه بعدی برهم کنش سازه - سیال

کمال جهانی^{1*}، مسعود دهناد²

1- استادیار، مهندسی هوافضا، دانشگاه تبریز، تبریز
2- کارشناسی ارشد، سیستم محرکه خودرو، دانشگاه تبریز، تبریز
* تبریز، صندوق پستی 51665-315، ka_jahani@tabrizu.ac.ir

چکیده

اطلاعات مقاله

یک دسته موتور هیدرولیکی سازه خودرو را از ارتعاشات سیستم تولید و انتقال قدرت خودرو ایزوله کرده و از حرکات زیادی این سیستم در اثر تحریک شوک جلوگیری می کند. در این مقاله، سفتی دینامیکی یک دسته موتور هیدرولیکی در بازه فرکانسی پایین (بازه فرکانسی تحریک شوک) با استفاده از تست مودال و مدل سازی اجزا محدود سه بعدی و از طریق روش تکرار و به روز رسانی مدل، پیش بینی می شود. مدل سازی انجام گرفته شامل خواص غیر خطی مواد الاستومری، برهم کنش سازه و سیال و فرکانس های تشدید خود دسته موتور است. برای مدل سازی برهم کنش سیال و سازه از تکنیک مش - مرفینگ استفاده شده است. نتایج بدست آمده نشان می دهد که روش به کار برده شده به خوبی می تواند نحوه ایزوله کردن شوک توسط دسته موتور را پیش بینی کند.

مقاله پژوهشی کامل
دریافت: 19 شهریور 1392
پذیرش: 18 مهر 1392
ارائه در سایت: 10 خرداد 1393
کلید واژگان:

دسته موتور هیدرولیکی
ایزوله کردن شوک
مدل سازی اجزا محدود
برهم کنش سازه و سیال
به روز رسانی مدل

Predicting the shock isolation behavior of a hydraulic engine mount by 3D finite element modeling of fluid-structure-interaction

Kamal Jahani^{1*}, Masoud Dehnad²

1- Aerospace Engineering, University of Tabriz, Tabriz, Iran
2- University of Tabriz, Tabriz, Iran
*P.O.B. 51665-315 Tabriz, Iran, ka_jahani@tabrizu.ac.ir

ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper
Received 10 September 2013
Accepted 10 October 2013
Available Online 31 May 2014

Keywords:

Hydraulic Engine Mount
Shock Isolation
Finite Element Modeling
Fluid-Structure-Interaction
Model Updating

ABSTRACT

Hydraulic engine mounts isolate the structure of the vehicle from power train vibrations and also prevent excess motions of the powertrain due to shock excitations. In this paper, dynamic stiffness of a hydraulic engine mount in low frequency range (shock frequency range) is predicted using modal test data and three-dimensional finite element model through an iterative model updating procedure. The implemented model encompasses elastomeric material's nonlinearity, fluid-structure-interaction and internal resonances of mount. Mesh morphing technique is used to model the fluid-structure-interaction. The results showed that the introduced procedure can successfully predict the shock isolation behavior of the hydraulic engine mount.

1- مقدمه

یک سیستم تعلیق قوای محرکه خودرو معمولاً دارای سه وظیفه مشخص است: تحمل کردن وزن موتور خودرو، ایزوله کردن سازه خودرو از ارتعاشات سیستم تولید و انتقال قدرت خودرو و جلوگیری کردن از حرکات زیادی این سیستم در اثر تحریک شوک. روشن و خاموش شدن موتور، تعویض دنده، ترمزگیری، دور زدن، دست اندازهای جاده و فشردن ناگهانی پدال گاز خودرو سبب افزایش بار شوک بر دسته موتورها می شود. برای ایزوله کردن شوک، دسته موتور باید سفتی و میراکنندگی زیادی داشته باشد تا حرکات موتور را

جذب کند [1]. فرکانس تحریک شوک زیر 30 هرتز بوده [۲،۳] و بزرگی دامنه این تحریکات بیشتر از 0/3 میلی متر است [۳،۴]. دسته موتور هیدرولیکی با خواص تابع دامنه و فرکانس خود می تواند در برابر ارتعاشات فرکانس بالا سفتی و میراکنندگی کم و در برابر تحریکات شوک سفتی و میراکنندگی زیاد داشته باشد. بنابراین امروزه در بیشتر خودروهای سواری، حداقل یکی از دسته موتورهای بکار رفته بر روی محور دورانی موتور از نوع هیدرولیکی است. یک دسته موتور هیدرولیکی در مقایسه با دسته موتور الاستومری تا 30 درصد بیشتر تحریک شوک را کاهش می دهد [5].

Please cite this article using:

K. Jahani, M. Dehnad, Predicting the shock isolation behavior of a hydraulic engine mount by 3D finite element modeling of fluid-structure-interaction, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 14, No. 4, pp. 122-128, 2014 (In Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

تست‌های تجربی تنش - کرنش بدست می‌آیند که عبارتند از: کشش و فشار تک محوره، کشش و فشار دو محوره، کشش صفحه‌ای و تغییر شکل حجمی [20].

در فرآیند مورد استفاده در این تحقیق، برای خواص لاستیک (ماده الاستومری) نیاز به یک حدس اولیه است. بدین‌منظور با در نظر گرفتن خواص خطی نزدیک به واقعیت برای لاستیک، تست‌های تنش - کرنش در نرم افزار اجزا محدود شبیه‌سازی شده و با استفاده از نتایج آن ثابت‌های مدل ماده لاستیکی به‌دست می‌آید. همان‌طور که در بخش 5 توضیح داده خواهد شد، این خواص طی یک فرآیند تکرار، تصحیح خواهند شد. همچنین چون ثابت‌های تعریف مدل مونی - ریولین ملموس نیست، از مدول الاستیسیته معادل خطی برای بیان خواص لاستیک استفاده خواهد شد.

2-2- مدل‌سازی برهم‌کنش سازه و سیال

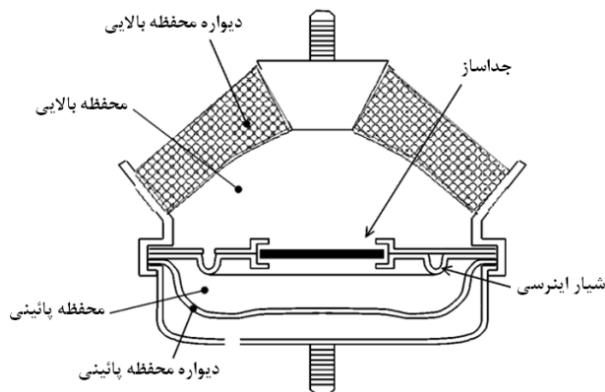
با استفاده از تکنیک مش - مرفینگ⁴ می‌توان برهم‌کنش سازه و سیال را مدل‌سازی کرد. روش کار بدین‌گونه است که پس از مدل‌سازی دو محیط سازه و سیال، محیط سازه بر اساس نیروهای وارده خارجی تغییر شکل می‌دهد. سپس بر اساس همین تغییر شکل بوجود آمده، المان‌های محیط سیال جابه‌جا می‌شوند. محیط سازه‌ای بار دیگر و براساس نیروهای خارجی وارده و فشار ناشی از محیط سیال تغییر شکل داده و المان‌های محیط سیال نیز جابه‌جا می‌شوند. این روند تا رسیدن به مقدار خطای مشخص ادامه می‌یابد. در شکل 2 جابه‌جاشدن المان‌های محیط سیال براساس تغییر شکل محیط سازه دیده می‌شود.

2-3- مشخصات مدل اجزا محدود

دسته موتور هیدرولیکی مورد بررسی و مدل اجزا محدود آن در شکل 3 نشان داده شده‌اند. بازه فرکانسی مورد بررسی در این کار کمتر از 30 هرتز بوده و چون اولین فرکانس طبیعی بخش‌های مهارکننده⁵ و پایه⁶ به‌ترتیب 1000 و 2700 هرتز است، برای کاهش حجم مدل، این دو بخش حذف می‌شوند. مدل اجزا محدود محیط سازه (شکل 4) شامل 73642 المان شش وجهی و 11016 المان چهار وجهی است. سازه از سه ماده لاستیک، فولاد و آلایژ آلومینیوم با خواص مندرج در جدول 1 تشکیل شده است. مدل اجزا محدود محیط سیال که شامل 68118 المان تراکم‌ناپذیر، نیز در شکل 4 نشان داده شده است. خواص به‌کار برده شده برای سیال عبارتند از چگالی kg m^{-3} 1200 و ویسکوزیته Ns m^{-1} 0.02.

4- تست مودال دسته موتور هیدرولیکی

برای بررسی رفتار دسته موتور در ایزوله کردن تحریک شوک و همچنین صحه‌گذاری بر مدل اجزا محدود ارائه شده، چندین تست مودال بر دسته موتور هیدرولیکی انجام گرفته و تابع پاسخ فرکانسی حساب می‌شود. نمایی از زنجیره تست در شکل 5 دیده می‌شود. دسته موتور هیدرولیکی به یک صفحه فولادی پیچ شده که خود به لرزاننده متصل است. برای شبیه‌سازی وزن موتور بر روی دسته موتور هیدرولیکی چندین وزنه مختلف بر صفحه فولادی دیگری که به دسته موتور متصل است، قرار می‌گیرد. این وزنه‌ها علاوه بر ایجاد اثر پیش بار و افزایش جرم روی دسته موتور، سبب حرکت براکت در اثر حرکت لرزاننده و پایه می‌شود.



شکل 1 بخش‌های اصلی یک دسته موتور هیدرولیکی

بخش‌های اصلی یک دسته موتور هیدرولیکی همان‌گونه که در شکل 1 دیده می‌شوند، عبارتند از: محفظه بالایی، محفظه پایینی، جداکننده و شیر اینترسی. دیواره محفظه‌های بالایی و پایینی از جنس لاستیک بوده و دیواره محفظه بالایی به اندازه کافی ضخیم است تا به‌عنوان یک دسته موتور الاستومری عمل کند. ولی دیواره محفظه پایینی نازک بوده به‌گونه‌ای که کمترین مقاومت را در برابر تغییر شکل از خود نشان می‌دهد. در دو محفظه سیالی وجود دارد که ترکیبی از اتیلن گلیکول و آب است که جداکننده و شیر اینترسی نیز کانال‌هایی برای جریان یافتن سیال بین دو محفظه است.

روش‌های عددی و تحلیلی مختلفی برای مدل‌سازی دسته موتور هیدرولیکی در دو دهه اخیر بکار برده شده است. این مدل‌سازی‌ها به‌صورت خطی، شبه‌خطی و غیرخطی بوده و خصیصه‌های مشترک بین بیشتر آن‌ها تک‌بعدی بودن آن‌ها است [3، 4-16]. در سال‌های اخیر با توسعه کامپیوتری و نرم‌افزاری، مدل‌سازی اجزا محدود دسته موتورهای هیدرولیکی بیشتر مورد توجه قرار گرفته است. این روش مدل‌سازی به‌صورت دو یا سه‌بعدی بوده و معمولاً برای شبیه‌سازی رفتار دسته موتور با یک مدل تحلیلی ترکیب می‌شود [15-18].

در این مقاله نحوه ایزوله کردن تحریک شوک توسط یک دسته موتور هیدرولیکی با استفاده از مدل‌سازی اجزا محدود سه‌بعدی، به‌روزرسانی مدل با استفاده از تست‌های مودال و با در نظر گرفتن خواص غیرخطی مواد الاستومری و برهم‌کنش سازه و سیال و در یک فرآیند تکرار بررسی می‌شود.

2- مدل‌سازی دسته موتور هیدرولیکی مورد بررسی

مدل‌سازی دسته موتور هیدرولیکی شامل دو بخش عمده است: مدل‌سازی مواد الاستومری و مدل‌سازی برهم‌کنش سازه و سیال که در ادامه توضیح داده می‌شوند.

1-2- مدل‌سازی مواد الاستومری

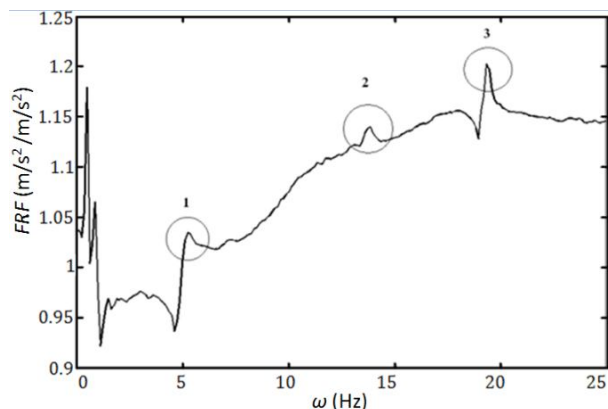
مدل‌های مختلفی برای مواد الاستومری ایزوتروپیک براساس تعریف تابع انرژی کرنشی آن‌ها ارائه شده است که برای نمونه می‌توان به مدل‌های مونی - ریولین¹ و اگدن² [19] اشاره کرد. تابع انرژی کرنشی در مدل مونی - ریولین که در این مقاله مورد استفاده قرار گرفته است، به‌صورت رابطه (1) تعریف می‌شود.

$$W = c_{10}(\bar{I}_1 - 3) + c_{01}(\bar{I}_2 - 3) + \frac{1}{d}(J - 1)^2 \quad (1)$$

در این رابطه $\bar{I}_1$ ، $\bar{I}_2$ و J کشش‌های اصلی بهبود یافته³، c_{01} و c_{10} ثابت‌های مدل ماده و d متغیر تراکم‌ناپذیری ماده است. این ثابت‌ها معمولاً با استفاده از

4- Mesh morphing
5- Restrictor
6- Base

1- Mooney-rivlin
2- Ogden
3- Improved principle stretches



شکل 6 تابع پاسخ فرکانسی تست دسته موتور هیدرولیکی با وزنه چهارم

جدول 2 مقادیر فرکانس‌های طبیعی استخراجی با وزنه‌های مختلف

مقدار وزنه (kg)	اولین فرکانس طبیعی (Hz)	دومین فرکانس طبیعی (Hz)	سومین فرکانس طبیعی (Hz)
2/4	7/5	21	-
4/8	6/5	18	-
7/7	5/5	15	28/5
10/1	5	14	19/5
17/8	4	12	16
27/8	3/5	10/5	13

تابع پاسخ فرکانسی (FRF) تا فرکانس (ω) 25 هرتز و با تفکیک‌پذیری 0/125 هرتز حساب می‌شود. برای نمونه در شکل 6 تابع پاسخ فرکانسی دسته موتور هیدرولیکی با وزنه چهارم دیده می‌شود که در آن سه فرکانس طبیعی مشخص شده است. فرکانس‌های طبیعی بدست آمده با شش وزنه در جدول 2 لیست شده‌اند. برای سه وزنه اول تنها دو فرکانس طبیعی در محدوده مورد بررسی وجود دارد.

5- آنالیز مدل اجزا محدود

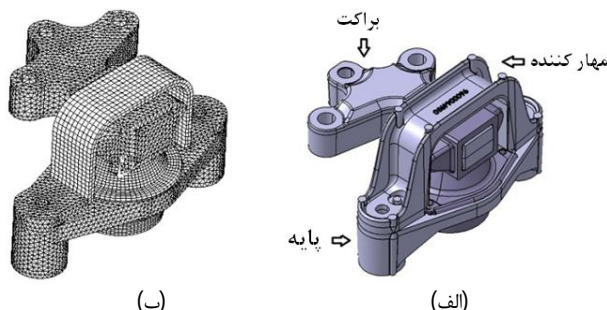
تکنیک مورد استفاده برای مدل‌سازی برهم‌کنش سیال و سازه (مش-مرفینگ)، مدل اجزا محدود را تنها برای آنالیز استاتیکی محدود می‌کند؛ در حالی که برای محاسبه تابع پاسخ فرکانسی باید بر مدل، آنالیز گذرا انجام گیرد. به همین دلیل از شیوه‌ای غیرمستقیم برای این منظور استفاده می‌شود. شیار اینرسی در برابر تحریک شوک، سبب ایجاد ویسکوزیته زیادی می‌شود؛ در نتیجه در مقایسه با دسته موتوری بدون شیار اینرسی (سیال)، حرکت دسته موتور هیدرولیکی کندتر شده و دامنه جابه‌جایی آن نیز کاهش می‌یابد. پس چنان‌چه این دو متغیر (کند شدن حرکت و کاهش یافتن دامنه جابه‌جایی) معلوم باشد، می‌توان پاسخ گذرای دسته موتور هیدرولیکی را با استفاده از پاسخ گذرای دسته موتور بدون شیار اینرسی (سیال) بدست آورد. در این‌جا ابتدا پاسخ گذرای دسته موتور بدون سیال را بدست آورده و سپس با استفاده از مقادیر حساب شده برای کند شدن حرکت و کاهش یافتن دامنه جابه‌جایی، پاسخ گذرای دسته موتور هیدرولیکی نیز بدست می‌آید.

4-1- پاسخ گذرای دسته موتور بدون سیال

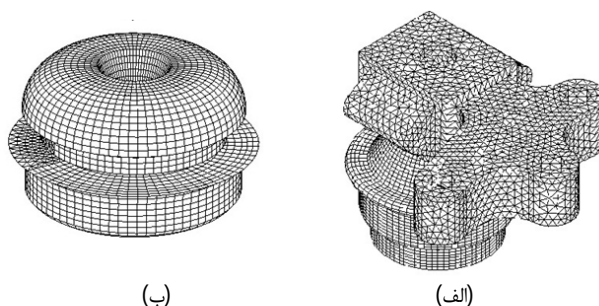
برای کم کردن حجم مدل اجزا محدود و زمان آنالیز گذرای غیرخطی، وزنه روی دسته موتور با چندین جرم متمرکز که بر دسته موتور هیدرولیکی متصل است، شبیه‌سازی می‌شود. برای آنالیز گذرا، نیروی ضربه واحد به محل‌های اتصال وزنه با دسته موتور وارد شده و شرایط مرزی منطبق با



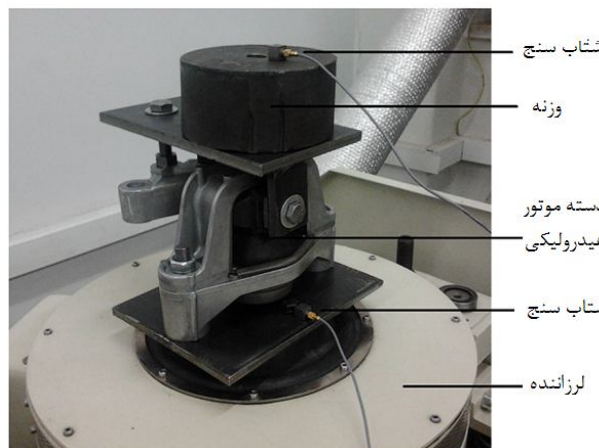
شکل 2 جابه‌جا شدن المان‌های محیط سیال بر اساس تغییر شکل محیط سازه



شکل 3 الف) دسته موتور هیدرولیکی مورد بررسی ب) مدل اجزا محدود



شکل 4 الف) مدل محیط سازه ب) مدل محیط سیال

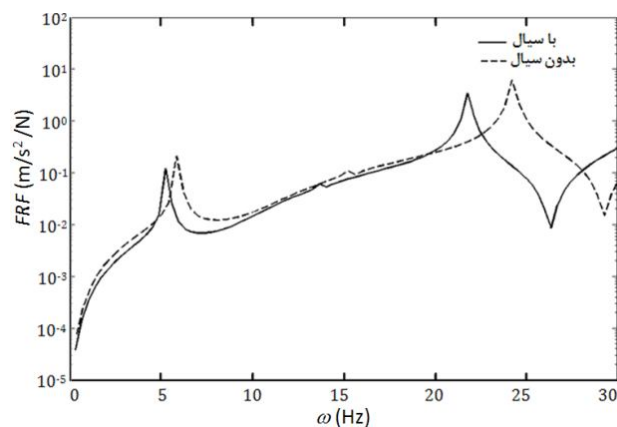


شکل 5 زنجیره تست مودال

جدول 1 خواص مکانیکی مواد به کار رفته در ساختار دسته موتور هیدرولیکی

ماده	مدول الاستیسیته (MPa)	نسبت پواسن	چگالی (kg/m3)
الاستومر	1~10	0/42	1150
آلیاژ فولاد	200000	0/3	7800
آلیاژ آلومینیوم	70000	0/33	2700

شش وزنه مختلف مورد استفاده در تست عبارتند از: $weight1=2.4$ kg, $weight2=4.8$ kg, $weight3=7.7$ kg, $weight4=10.1$ kg, $weight5=17.8$ kg و $weight6=27.8$ kg. تحریک لرزاننده و پاسخ دسته موتور در جهت عمودی توسط دو شتاب سنج ثبت می‌شود.



شکل 9 تابع پاسخ فرکانسی مدل اجزا محدود با وزنه چهارم

همان‌گونه که در شکل 9 دیده می‌شود، توابع پاسخ فرکانسی دو مدل با سیال و بدون آن شبیه یکدیگر بوده و تنها محل فرکانس‌های طبیعی سیستم (پیک‌ها) مطابق انتظار در مدل با سیال پیشتر بوده و از شدت آن‌ها نیز کاسته شده است.

5- بررسی نحوه ایزوله کردن شوک

در این بخش مشخصات دینامیکی دسته موتور هیدرولیکی از راه دستیابی به مقدار مدول الاستیسیته معادل (E) لاستیک بررسی می‌شود. به همین دلیل تابع هدفی به صورت رابطه (3) تعریف می‌شود که هدف، به صفر رساندن این تابع است.

$$\Delta f = |f_{exp} - f_{fem}| \quad (3)$$

در این رابطه f_{exp} فرکانس طبیعی تجربی و f_{fem} فرکانس طبیعی مدل اجزا محدود است.

5-1- حدس اولیه

برای حدس اولیه مقدار مدول الاستیسیته معادل لاستیک، روند انجام گرفته در بخش 4 برای هر شش وزنه با پنج مقدار مختلف مدول الاستیسیته معادل انجام می‌یابد. مقادیر مدول الاستیسیته معادل انتخابی شامل 1، 2/5، 5/7 و 10 مگاپاسکال بوده و در هر مورد فرکانس‌های طبیعی مشخص شده، استخراج می‌شود.

جهت اطمینان از این‌که هر سری از فرکانس‌های طبیعی استخراجی دارای یک شکل مود است، آنالیز مودال برای هر وزنه و هر مدول الاستیسیته معادل انجام گرفته و شکل مود برای هشت نقطه نشان داده شده در شکل 10 به دست می‌آید. سپس معیار اطمینان مودال برای هر سری از فرکانس‌های طبیعی از رابطه (4) محاسبه می‌شود (در این رابطه a و b دو بردار مودال است).

$$MAC = \frac{|a \cdot b|}{|a| \times |b|} \quad (4)$$

کمترین مقدار حساب شده از رابطه (4) در این کار پژوهشی برابر 0/99 است. که نشان می‌دهد هر سری از فرکانس‌های طبیعی دارای یک شکل مود است. در مرحله بعد یک منحنی بر مقادیر فرکانس‌های طبیعی برای هر شکل مود و هر وزنه برازش می‌شود. در شکل 11 منحنی برازش شده برای دو وزنه چهارم و ششم نشان داده شده است.

5-2- مقادیر دقیق

فرآیند رسیدن به مقدار دقیق مدول الاستیسیته معادل لاستیک در فلوچارت

شرایط تست بر دسته موتور اعمال می‌شود. آنالیز دارای 500 پله زمانی 0/005 ثانیه‌ای است. گره انتخاب شده برای داده برداری بر برکت تعیین شده و در شکل 7 پاسخ به صورت جابه‌جایی (d) بر حسب زمان (t) در این نقطه با وزنه چهارم نشان داده شده است.

4-2- مقادیر کند شدن حرکت و کاهش یافتن دامنه جابه‌جایی

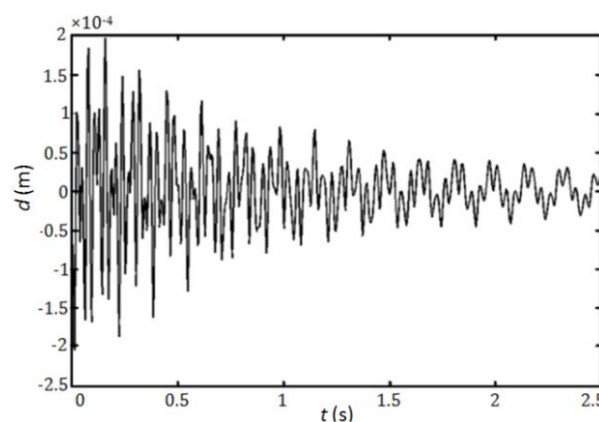
برای یافتن این مقادیر، چندین آنالیز استاتیکی در بازه گسترده تغییر شکل برای هر وزنه و بر روی دو مدل اجزا محدود با سیال و بدون آن انجام می‌شود. از مقایسه مقدار تغییر شکل برای دو مدل تحت شرایط بارگذاری یکسان، نسبت کاهش دامنه جابه‌جایی به دست می‌آید. همچنین با داشتن میانگین سرعت سیال در شیار اینرسی (v) و مقدار تغییر حجم محفظه بالایی (ΔV)، می‌توان زمان لازم برای جریان یافتن سیال از محفظه بالایی به محفظه پایینی را که در حقیقت همان زمان کند شدن حرکت است، از رابطه (2) محاسبه کرد.

$$t = \frac{\Delta V}{A \times v} \quad (2)$$

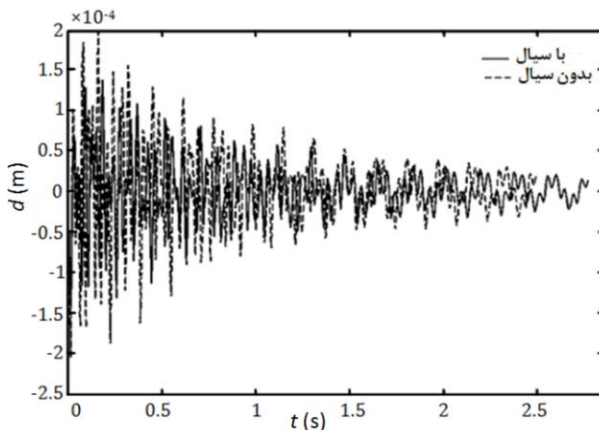
در نهایت براساس پاسخ گذرای مدل اجزا محدود بدون سیال، هر پیک این پاسخ به نسبتی کاهش یافته و به جلو شیفت داده می‌شود تا پاسخ گذرای مدل با سیال بدست آید. در شکل 8 این فرآیند بر پاسخ نشان داده شده در شکل 7 دیده می‌شود.

4-3- محاسبه تابع پاسخ فرکانسی

تابع پاسخ فرکانسی مدل اجزا محدود با انجام تبدیل فوری بر داده‌های زمانی آنالیز محاسبه می‌شود.

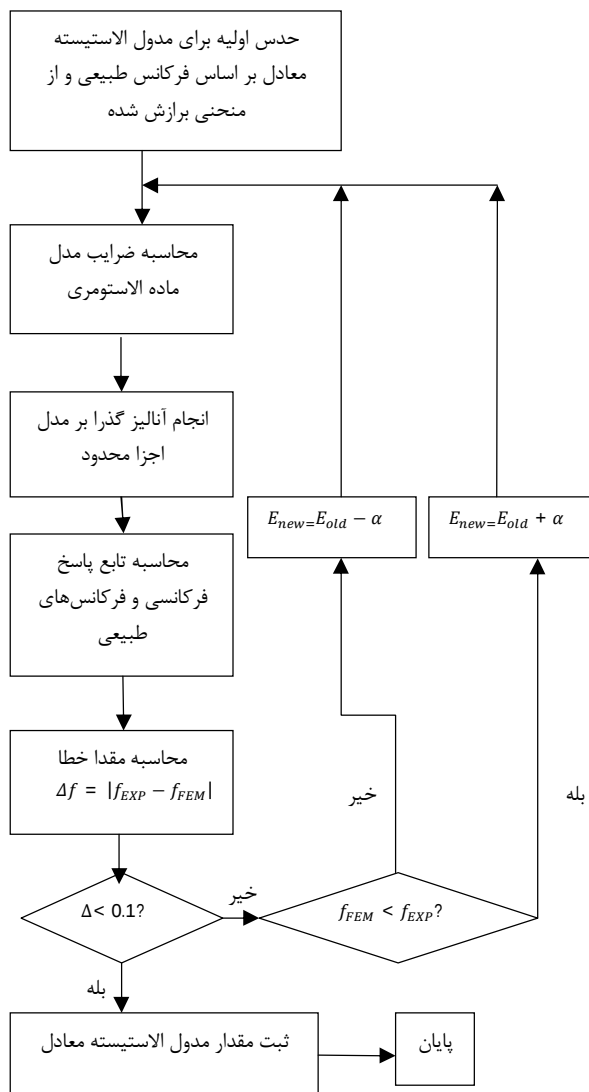


شکل 7 پاسخ گذرای مدل اجزا محدود بدون سیال با وزنه چهارم



شکل 8 پاسخ گذرای مدل اجزا محدود با سیال با وزنه چهارم

نیرو - تغییر مکان در هر فرکانس محاسبه می‌شود (شکل 16).

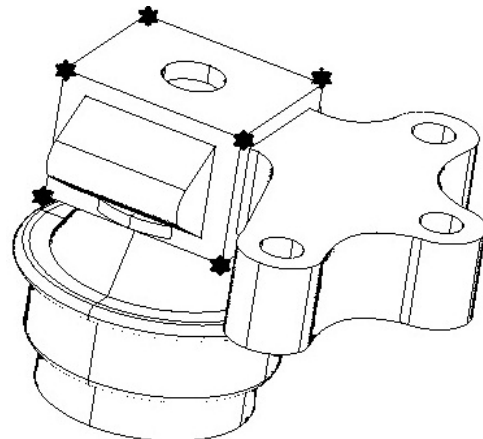


شکل 12 روش تکرار کردن برای محاسبه مقادیر دقیق مدول الاستیسته معادل

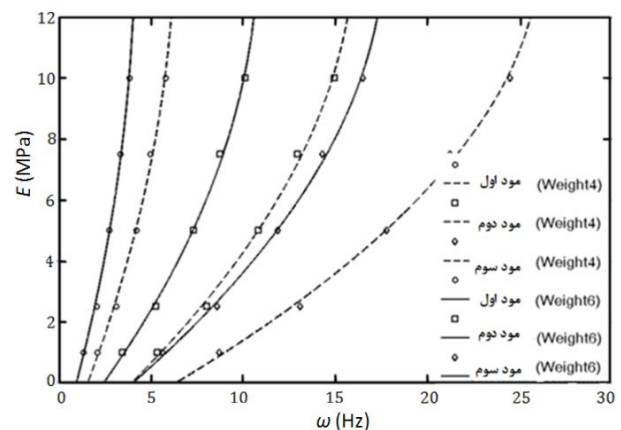
جدول 3 مقادیر نهایی مدول الاستیسته معادل لاستیک

مقدار وزنه (kg)	فرکانس طبیعی (Hz)	مدول الاستیسته معادل (MPa)
2/4	7/5	5
	21	6/4
4/8	6/5	6/6
	18	7/9
	5/5	6/9
7/7	15	8
	28/5	12
	5	7/2
10/1	14	8/6
	19/5	6/1
	4	7/1
17/8	12	10
	16	6/2
	3/5	8/1
27/8	10/5	11/6
	13	6

شکل 12 دیده می‌شود. در گام نخست، مقدار حدس اولیه برای مدول الاستیسته معادل برای تمامی مقادیر لیست شده در جدول 2، از منحنی‌های برازش شده به‌دست می‌آید. از این مقادیر برای یافتن ثابت‌های مدل ماده مونی - ریولین براساس بخش 1-2 استفاده می‌شود. سپس مطابق آن‌چه در بخش 4 توضیح داده شد، فرکانس‌های طبیعی مدل اجزا محدود استخراج می‌شود. در گام بعدی، مقادیر فرکانس‌های طبیعی استخراجی با مقادیر معادل خود که از تست‌های مدول به‌دست آمده‌اند، مقایسه شده و براساس مقدار خطای موجود، حدس نخستین برای مدول الاستیسته معادل لاستیک تصحیح شده و این فرآیند تا رسیدن به مقدار خطای مشخص تکرار می‌شود.



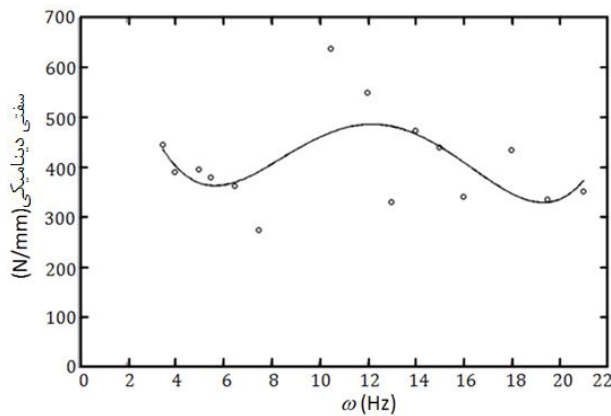
شکل 10 گره‌های انتخابی برای بدست آوردن شکل مود



شکل 11 منحنی‌های برازش شده بر مدول‌های الاستیسته معادل در مدهای مختلف برای وزنه‌های چهارم و ششم

3-5- نتایج

مقادیر نهایی و دقیق برای مدول الاستیسته معادل لاستیک در جدول 3 لیست شده‌اند. این نتایج را می‌توان در سه حالت مورد بررسی قرار داد. در روش اول مقادیر به‌دست آمده مدول الاستیسته معادل به تفکیک هر وزنه با هم رسم می‌شوند. مانند آن‌چه در شکل 13 دیده می‌شود. در روش دوم مقادیر به‌دست آمده برای مدول الاستیسته معادل به تفکیک هر شکل مود با هم رسم می‌شوند (شکل 14). همچنین با استفاده از همه نتایج یک منحنی برای نحوه تغییرات مدول الاستیسته معادل برازش شده که در شکل 15 نشان داده شده است. در نهایت سفتی دینامیکی دسته موتور هیدرولیکی با اعمال مقادیر ثوابت ماده مونی - ریولین به‌دست آمده از فرآیند تکرار (که معادل مدول الاستیسته آن‌ها در شکل 15 ارائه شده است) بر روی مدل اجزا محدود و استخراج منحنی

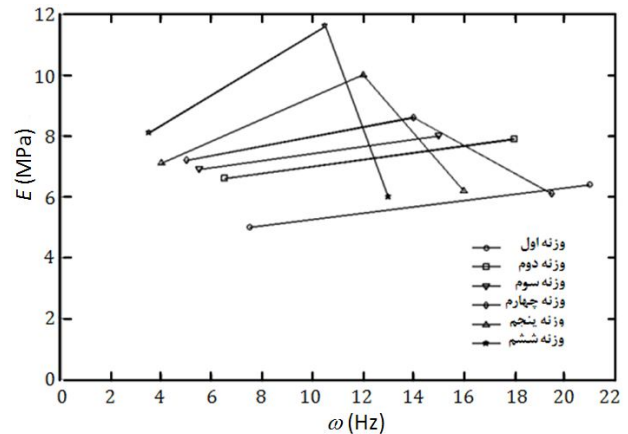


شکل 16 سفتی دینامیکی پیش‌بینی‌شده برای دسته موتور هیدرولیکی در فرکانس‌های پایین

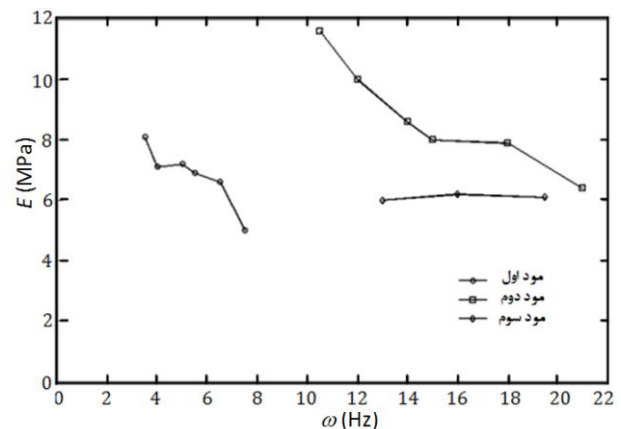
نتایج به‌دست آمده را می‌توان در سه حالت مورد بررسی قرار داد: (1) ترسیم مقادیر به‌دست آمده مدول الاستیسیته معادل به تفکیک هر وزنه، (2) ترسیم مقادیر به‌دست آمده برای مدول الاستیسیته معادل به تفکیک هر شکل‌مود، (3) برازش یک منحنی برای نحوه تغییرات مدول الاستیسیته معادل با استفاده از همه مقادیر. با بررسی نتایج می‌توان به این نتیجه رسید که سفتی دینامیکی دسته موتور هیدرولیکی در بازه فرکانسی پایین دارای یک مقدار پیک بوده که در برابر جابه‌جایی‌های بسیار ناشی از تحریکات شوک مقاومت می‌کند. روش معرفی شده در این مقاله عمومی بوده و می‌توان آن را در سایر سازه‌های لاستیکی شامل برهم‌کنش سازه و سیال مورد استفاده قرار داد.

7- مراجع

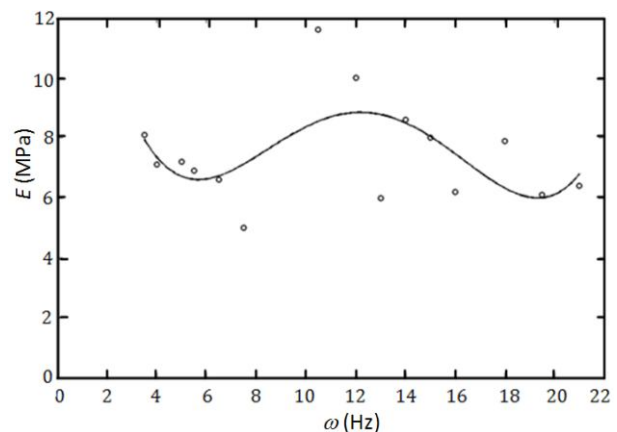
- [1] Y. Yu, N.G. Naganathan, R.V. Dukkipati, A literature review of automotive vehicle engine mounting systems, *Mechanism and Machine Theory*, Vol. 36, No. 1, pp. 123-142, 2001.
- [2] R. Singh, Dynamic design of automotive systems engine mounts and structural joints, *Sadhana* Vol. 25, No. 3, pp. 319-330, 2000.
- [3] Geisberger, A. Khajepour, F. Golnaraghi, Nonlinear modeling of hydraulic mounts: theory and experiment, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 249, No. 2, pp. 371-397, 2002.
- [4] Y.K. Ahn, J.D. Song, B.S. Yang, K.W. Ahn, S. Morishita, Optimal design of nonlinear hydraulic engine mount, *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 19, No. 3, pp. 768-777, 2005.
- [5] K. Kadomatsu, Hydraulic engine mount for shock isolation at acceleration on the FWD cars, *SAE*, No. 891138, 1989.
- [6] R. Singh, G. Kim, P.V. Ravindra, Linear analysis of automotive hydro mechanical mount with emphasis on decoupler characteristics, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 158, No. 2, pp. 219-243, 1992.
- [7] J.E. Colgate, C.T. Chang, Y.C. Chiou, W.K. Liu, L.M. Keer, Modeling of a hydraulic engine mount focusing on response to sinusoidal and composite excitations, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 184, No. 3, pp. 503-528, 1995.
- [8] J. Christopherson, G.N. Jazar, Dynamic behavior comparison of passive hydraulic engine mounts; part 1: mathematical analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 290, pp. 1040-1070, 2006.
- [9] S. He, R. Singh, Discontinuous compliance nonlinearities in the hydraulic engine mount, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 307, No. 3, pp. 545-563, 2007.
- [10] R. Fan, Z. Lu, Fixed points on the nonlinear dynamic properties of hydraulic engine mounts and parameter identification method: experiment and theory, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 305, No. 4, pp. 703-727, 2007.
- [11] Y. Zhang, W.B. Shangguan, Q. Feng, Comparison study of three diverse passive hydraulic engine mounts, *Proceedings of the IEEE IEEM*, Hong Kong, China, pp. 1785-1789, 2009.
- [12] Z. Yunxia, F. Zuhua, Simulation of dynamic characteristic for passive hydraulic mount, *Proceedings of Fifth International Conference on Natural Computation*, Tianjian, China, Vol. 6, pp. 428-432, 2009.



شکل 13 مقادیر مدول الاستیسیته معادل به تفکیک هر وزنه



شکل 14 مقادیر برای مدول الاستیسیته معادل به تفکیک هر شکل‌مود



شکل 15 منحنی برازش شده برای نحوه تغییرات مدول الاستیسیته معادل بر حسب فرکانس

6- نتیجه‌گیری

در این مقاله برای پیش‌بینی رفتار دسته موتور هیدرولیکی در ایزوله کردن تحریک شوک (سفتی دینامیکی در بازه فرکانسی پایین) روش جدیدی که شامل یک فرآیند تکرار بوده، با استفاده از مدل‌سازی اجزا محدود سه‌بعدی و انجام تست‌های مودال تجربی ارائه شد. برای مدل‌سازی برهم‌کنش سیال و سازه از تکنیک مش-مرفینگ و برای مدل‌سازی ماده الاستومری (لاستیک) از مدل مونی-ریولین استفاده شد. در روش ارائه شده، نیازی به یافتن مقادیر دقیق تعریف مدل ماده با استفاده از تست‌های تجربی تنش-کرنش نبوده و فقط نیاز به یک حدس اولیه معقول است.

- [17] J. Christopherson, G.N. Jazar, Dynamic behavior comparison of passive hydraulic engine mounts; part 2: Finite element analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 290, pp. 1071-1090, 2006.
- [18] L.R. Wang, Z.H. Lu, I. Hagiwara, Integration of experiment and hydrostatic fluid structure finite element analysis into dynamic characteristic prediction of a hydraulically damped rubber mount, *International Journal of Automotive Technology*, Vol. 11, No. 2, pp. 245-255, 2010.
- [19] L.R.G. Treloar, *The physics of rubber elasticity*, 3rd ed., Oxford University Press, Oxford 2005.
- [20] International Organization for Standardization ISO 23529, *Rubber - General procedures for preparing and conditioning test pieces for physical test methods*, 2010.
- [13] J.Y. Yoon, R. Singh, Indirect measurement of dynamic force transmitted by a nonlinear hydraulic mount under sinusoidal excitation with focus on super-harmonics, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 329, pp. 5249-5272, 2010.
- [14] L.R. Wang, Z.H. Lu, I. Hagiwara, Analytical analysis approach to nonlinear dynamic characteristics of hydraulically damped rubber mount for vehicle engine, *Nonlinear Dynamics*, Vol. 61, No. 1, pp. 251-264, 2010.
- [15] W.B. Shangguan, Z.H. Lu, Modeling of a hydraulic engine mounts with fluid-structure interaction finite element analysis, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 275, No. 1-2, pp. 193-221, 2004.
- [16] Y.Q. Zhang, W.B. Shangguan, A novel approach for lower frequency performance design of hydraulic engine mounts, *Computers and Structures*, Vol. 84, No. 8-9, pp. 572-584, 2006.