



دانشگاه صنعتی امیرکبیر  
(پلی تکنیک تهران)

دوره ۴۸، شماره ۴، زمستان ۱۳۹۵، صفحه ۳۴۷ تا ۳۵۴  
Vol. 48, No. 4, Winter 2017, pp. 347-354



نشریه علمی پژوهشی امیرکبیر - مهندسی مکانیک  
AmirKabir Journal of Science & Research  
Mechanical Engineering  
ASJR-ME

## مدل سازی غیرخطی و آنالیز حساسیت دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق

عماد پیلتن<sup>۱</sup>، رضا تیکنی<sup>۲\*</sup>

۱- دانشجوی کارشناسی ارشد، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

۲- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی اصفهان

(دریافت: ۱۳۹۴/۴/۲۱ پذیرش: ۱۳۹۴/۸/۱۳)

### چکیده

دسته‌موتور هیدرولیکی مکانیزمی واسط بین موتور و شاسی بوده و کارکرد اصلی آن کاهش میزان ارتعاشات منتقل شده از موتور به شاسی است. در این مقاله ابتدا با استخراج معادلات فضای حالت به کمک روش باندگراف، مدل‌سازی خطی دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق ارائه شده است. در ادامه با لحاظ کردن پارامترهای غیرخطی در معادلات حاکم بر سیستم، شبیه‌سازی در حوزه‌ی زمان و سپس با بهره‌گیری از روش واریانس، شبیه‌سازی در حوزه‌ی فرکانس برای مدل غیرخطی این دسته‌موتور هیدرولیکی صورت گرفته است و نتایج حاصل با مدل خطی مقایسه شده‌اند. این مقایسه نشان می‌دهد که قابلیت جداسازی ارتعاشات دسته‌موتور هیدرولیکی با در نظر گرفتن پارامترهای غیرخطی، کمتر از زمانی است که مدل‌سازی به صورت خطی انجام شود. در انتها با ارائه تحلیل حساسیت، میزان تأثیر هر یک از پارامترها بر رفتار دینامیکی این دسته‌موتور هیدرولیکی بحث شده و در نهایت نشان داده شده است که قطر مسیر اینرسی خارجی و داخلی به ترتیب بیشترین تأثیر را بر موقعیت فرکانس‌های فاق اول و دوم دارند.

### کلمات کلیدی:

جداسازی ارتعاشات، دسته‌موتور هیدرولیکی، مدل‌سازی غیرخطی، سختی دینامیکی، فرکانس فاق.

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

Piltan, E., Tikani, R., 2017. "Nonlinear Modeling and Sensitivity Analysis of a Double-Notch Hydraulic Engine Mount". *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 48(4), pp. 347-354.

نویسنده مسئول و عهده‌دار مکاتبات: Email: r\_tikani@cc.iut.ac.ir



## ۱- مقدمه

دسته‌موتورها مکانیزم‌هایی هستند که به‌منظور جداسازی ارتعاشات<sup>۱</sup> موتور و بدنه به‌کار می‌روند. ارائه‌ی طرح‌های جدید و بهینه‌سازی آنها یکی از موضوعات روز در این زمینه است.

دسته‌موتورهای هیدرولیکی<sup>۲</sup> نوع تکامل‌یافته‌ی دسته‌موتورهای الاستومری هستند که در یک محدوده‌ی فرکانسی مشخص می‌توانند عملکردی نرم‌تر از لاستیک خود داشته باشند و در کاهش انتقال ارتعاشات مؤثرتر عمل کنند [۱]. مطالعات و تحقیقات تجربی متعددی برتری دسته‌موتورهای هیدرولیکی بر دسته‌موتورهای الاستومری را نشان داده‌اند [۲ و ۳]. یک دسته‌موتور هیدرولیکی ساده شامل دو محفظه‌ی سیال است که از طریق یک مجرا موسوم به مسیر اینرسی<sup>۳</sup> به یکدیگر مرتبط می‌شوند. دسته‌موتورهای هیدرولیکی به لحاظ شرایط کنترل به سه دسته‌ی غیرفعال<sup>۴</sup>، شبه‌فعال<sup>۵</sup> و فعال<sup>۶</sup> تقسیم می‌شوند [۴]. دسته‌موتورهای هیدرولیکی فعال و شبه‌فعال، با داشتن قابلیت تغییر پارامترها در حین کار، تطبیق‌پذیری خوبی با شرایط کاری متنوع دارند. برای نمونه می‌توان به طرح ارائه‌شده توسط وانگ و همکاران اشاره نمود [۵]. طرح آن‌ها یک دسته‌موتور هیدرولیکی شبه‌فعال با قابلیت تغییر همزمان مقدار سطح مقطع و طول مسیر اینرسی است و به‌این‌ترتیب فرکانس فاق در گستره‌ی وسیعی قابل تغییر و تطبیق با فرکانس تحریک واردشده بر دسته‌موتور است.

یکی از موارد پراهمیت به‌کارگیری دسته‌موتورهای هیدرولیکی در صنایع هوایی است. بیشترین میزان ارتعاشات ناشی از نابالانسی یک موتور توربوفن در دو فرکانس، یکی فرکانس سرعت پایین و دیگری فرکانس سرعت بالای نابالانسی شافت موتور رخ می‌دهد [۶]. بنابراین با به‌کارگیری دسته‌موتوری که در دو فرکانس مذکور دارای بیشترین نرمی ممکن باشد، می‌توان میزان انتقال ارتعاشات را به حداقل رساند. دسته‌موتور هیدرولیکی مورد اشاره در این مقاله دارای چنین قابلیت‌ی است. این دسته‌موتور هیدرولیکی با ایجاد کمترین سختی دینامیکی<sup>۷</sup> (نسبت نیروی انتقال‌یافته بر جابجایی وارده به دسته‌موتور) در دو فرکانس مشخص موسوم به فرکانس فاق<sup>۸</sup>، امکان جداسازی ارتعاشات موتور توربوفن و بدنه را در هر دو فرکانس نابالانسی محور موتور به صورت همزمان فراهم می‌کند. از جمله طرح‌های دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق می‌توان به طرح ارائه‌شده توسط وحدتی اشاره نمود [۷]. در این طرح به‌جای دو محفظه‌ی سیال که در دسته‌موتورهای هیدرولیکی ساده مشاهده می‌شود، سه محفظه‌ی سیال (به‌شکل سری) و دو مسیر اینرسی وجود دارد. در محفظه‌ی سیال میانی یک جزء لاستیکی با طرح

ویژه‌ای قرار دارد که سختی حجمی محفظه‌ی میانی را تأمین می‌کند. این سختی حجمی با تنظیم فشار پشت آن قابل تغییر است. محل فرکانس‌های فاق با تنظیم پارامترهای طراحی مانند قطر مسیر اینرسی یا سختی حجمی محفظه‌های سیال قابل تغییر است. تیکنی و همکاران نیز طراحی جدیدی از دسته‌موتور هیدرولیکی موتورهای توربوفن با دو فرکانس فاق را با استفاده از مدل‌سازی خطی ارائه نموده‌اند [۸]. در این طرح چهار محفظه‌ی سیال مشتمل بر دو محفظه‌ی خارجی و دو محفظه‌ی داخلی وجود دارد (شکل ۱). محفظه‌های داخلی قابلیت نگهداری سیالی متفاوت با سیال محفظه‌های خارجی را دارند. آن‌ها نشان داده‌اند که با استفاده از سیالی با لزجت بالا به‌عنوان سیال داخلی، می‌توان به مقدار زیادی سختی دینامیکی در فرکانس قله<sup>۹</sup> (سختی دینامیکی دسته‌موتور در فرکانس قله حداکثر می‌شود) را کاهش داد و در نهایت به یک دسته‌موتور هیدرولیکی با تنها یک فرکانس فاق و بدون فرکانس قله دست یافت.

اصولاً برای ارائه و معرفی یک طرح جدید از دسته‌موتورهای هیدرولیکی مدل‌سازی خطی کفایت می‌کند ولی برای پیش‌بینی واقعی‌تر و دقیق‌تر رفتار دینامیکی سیستم و مطابقت بیشتر نتایج شبیه‌سازی با نتایج حاصل از آزمون‌های تجربی، ناچار به استفاده از مدل‌سازی غیرخطی هستیم. پارامترهای غیرخطی لحاظ‌شده در اکثر مطالعات، مربوط به مواردی همچون جداساز<sup>۱۰</sup>، سختی حجمی، حرکت سیال و مواردی از این دست است که اغلب به کمک آزمایش تعیین شده‌اند [۹]. در این تحقیق با انجام مدل‌سازی غیرخطی بر روی دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق ارائه‌شده توسط تیکنی و همکاران [۸] شبیه‌سازی دقیق‌تری از رفتار دینامیکی این دسته‌موتور در قیاس با تحقیقات پیشین ارائه شده است.

در این مقاله ابتدا با استخراج معادلات فضای حالت، مدل‌سازی خطی دسته‌موتور ارائه شده است. سپس با اعمال پارامترهای غیرخطی در معادلات حاکم بر سیستم و انجام مدل‌سازی غیرخطی، به مقایسه‌ی رفتار دینامیکی مدل خطی و مدل غیرخطی پرداخته شده است. در ادامه با انجام تحلیل حساسیت<sup>۱۱</sup> و ارائه‌ی نتایج حاصل از آن، میزان و چگونگی تأثیر هر یک از پارامترهای دسته‌موتور بر عملکرد آن مورد بررسی قرار گرفته است. در نهایت، نتایج حاصل از انجام این تحقیق جمع‌بندی شده است.

## ۲- مدل‌سازی دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق

در شکل ۱ نمای برش خورده‌ی دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق و در شکل ۲ مدل باندگراف<sup>۱۲</sup> آن نشان داده شده است. مدل باندگراف روشی گرافیکی برای بیان سیستم‌های دینامیکی است که حوزه‌های مختلف انرژی را به یکدیگر مرتبط می‌سازد. در مدل باندگراف، هر باند نشان‌دهنده جریان انرژی بین متغیرها است.

- 1 Vibration Isolation
- 2 Hydraulic Engine Mount
- 3 Inertia Track
- 4 Passive
- 5 Semi-Active
- 6 Active
- 7 Dynamic Stiffness
- 8 Notch Frequency

9 Peak Frequency

10 Decoupler

11 Sensitivity Analysis

12 Bond Graph

$$\dot{P}_{16} = A_i \frac{q_6}{C_6} + \frac{q_{12}}{C_{12}} - R_{17} \frac{P_{16}}{I_{16}} - \frac{q_{18}}{C_{18}} - A_{pi} \frac{q_{21}}{C_{21}} \quad (6)$$

$$\dot{q}_{18} = \frac{P_{16}}{I_{16}} \quad (7)$$

$$\dot{q}_{21} = A_{pi} \frac{P_{16}}{I_{16}} - \frac{P_{23}}{I_{23}} \quad (8)$$

$$\dot{P}_{23} = \frac{q_{21}}{C_{21}} - R_{25} \frac{P_{23}}{I_{23}} - \frac{q_{24}}{C_{24}} \quad (9)$$

$$\dot{q}_{24} = \frac{P_{23}}{I_{23}} \quad (10)$$

$$F_T = \frac{q_2}{C_2} + R_3 V_{in} + A_{po} \frac{q_6}{C_6} + \frac{q_{12}}{C_{12}} \quad (11)$$

شبیه‌سازی رفتار دینامیکی دسته‌موتور بر اساس معادلات فوق و پارامترهای ارائه‌شده در جدول ۱ در نرم‌افزار متلب<sup>۱</sup> انجام شده است.

جدول ۱: پارامترهای استفاده شده در شبیه‌سازی

$A_{po}$	$4546/0.2 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
$A_{pi}$	$1366/87 \times 10^{-6} \text{ m}^2$
$A_i$	$0.0013 \text{ m}^2$
$I_{fo}$	$1/4362 \times 10^{-6} \text{ N s}^2/\text{m}^5$
$I_{fi}$	$1/8863 \times 10^{-6} \text{ N s}^2/\text{m}^5$
$R_{fo}$	$6/8938 \times 10^{-5} \text{ N s}/\text{m}^5$
$R_{fi}$	$1/7982 \times 10^{-5} \text{ N s}/\text{m}^5$
$K_{ro}$	$2857910 \text{ N}/\text{m}$
$K_{ri}$	$328264 \text{ N}/\text{m}$
$B_{ro}$	$3798 \text{ N s}/\text{m}$
$B_{ri}$	$1.2 \text{ N s}/\text{m}$
$K_{vto}$	$1/18.2 \times 10^{-11} \text{ N}/\text{m}^5$
$K_{vbo}$	$1/18.2 \times 10^{-9} \text{ N}/\text{m}^5$
$K_{vti}$	$1/8372 \times 10^{-11} \text{ N}/\text{m}^5$
$K_{vbi}$	$1/8372 \times 10^{-9} \text{ N}/\text{m}^5$
$M$	$0.5 \text{ Kg}$
$K$	$1000 \text{ N}/\text{m}$
$L_o$	$0.1 \text{ m}$
$L_i$	$0.25 \text{ m}$
$D_o$	$0.1 \text{ m}$
$D_i$	$0.15 \text{ m}$

$A_{po}$ : سطح مقطع مؤثر لاستیک خارجی

$A_{pi}$ : سطح مقطع مؤثر لاستیک داخلی

$A_i$ : سطح مقطع فوقانی لاستیک داخلی

$I_{fo}$ : اینرسی سیال در مسیر اینرسی خارجی،  $I_8$

$I_{fi}$ : اینرسی سیال در مسیر اینرسی داخلی،  $I_{23}$

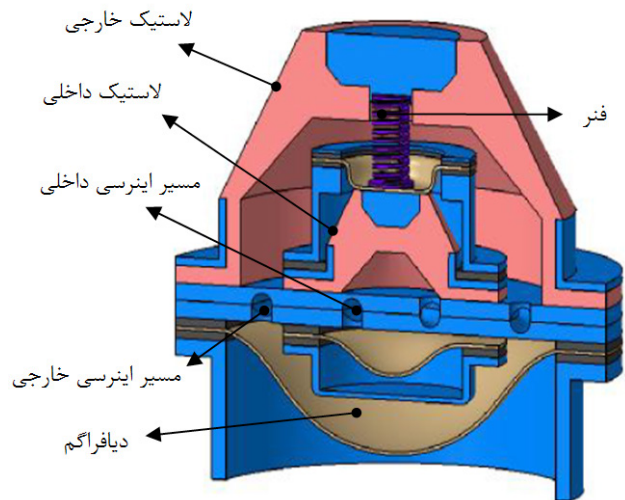
$R_{fo}$ : مقاومت مسیر اینرسی خارجی در برابر جریان سیال،  $R_9$

$R_{fi}$ : مقاومت مسیر اینرسی خارجی در برابر جریان سیال،  $R_{25}$

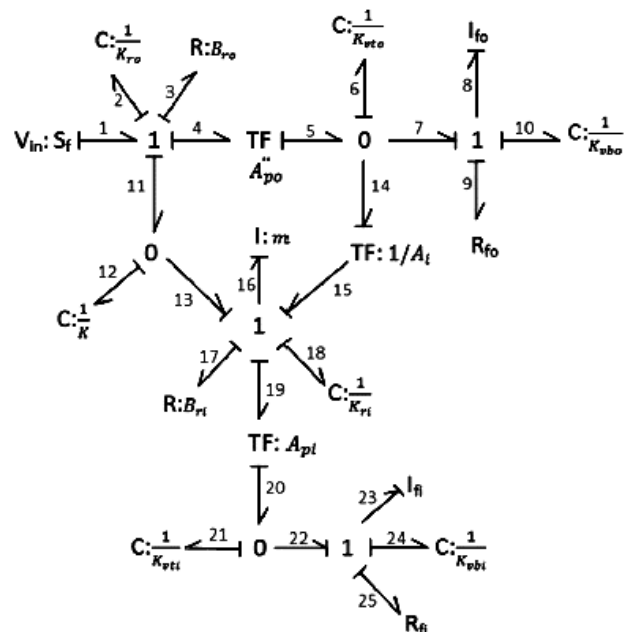
$K_{ro}$ : سختی محوری لاستیک خارجی، ( $C_2=1/K_{ro}$ )

$K_{ri}$ : سختی محوری لاستیک داخلی، ( $C_{18}=1/K_{ri}$ )

1 Matlab



شکل ۱: دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق [۸]



شکل ۲: باندگراف دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق [۸]

## ۲-۱- مدل‌سازی خطی

با بهره‌گیری از مدل باندگراف ارائه‌شده در شکل ۲، معادلات فضای حالت و نیروی انتقال‌یافته به دسته‌موتور به صورت زیر استخراج می‌شوند. در مرجع [۱۰] نحوه استخراج معادلات از مدل باندگراف به طور کامل شرح داده شده است.

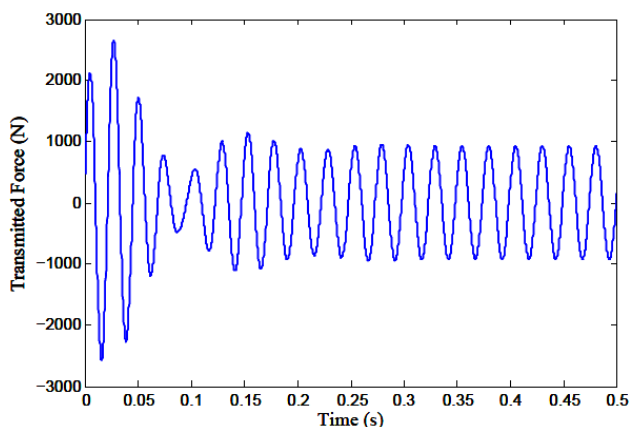
$$\dot{q}_2 = V_{in} \quad (1)$$

$$\dot{q}_6 = A_{po} V_{in} - \frac{P_8}{I_8} - A_i \frac{P_{16}}{I_{16}} \quad (2)$$

$$\dot{P}_8 = \frac{q_6}{C_6} - R_9 \frac{P_8}{I_8} - \frac{q_{10}}{C_{10}} \quad (3)$$

$$\dot{q}_{10} = \frac{P_8}{I_8} \quad (4)$$

$$\dot{q}_{12} = V_{in} - \frac{P_{16}}{I_{16}} \quad (5)$$



شکل ۳: نیروی انتقال یافته در فرکانس ۳۹/۷ هرتز

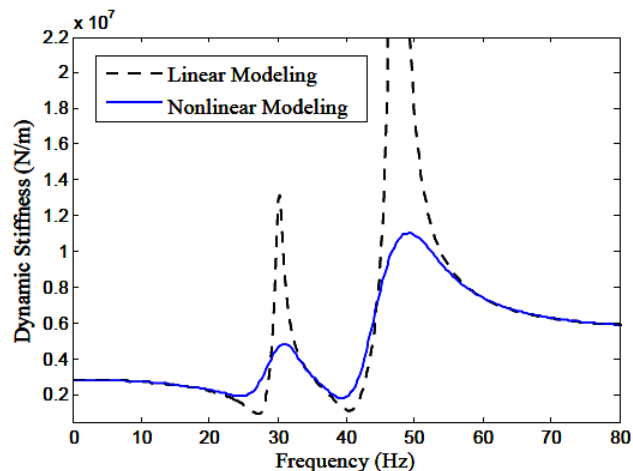
در ادامه با بهره‌گیری از روش واریانس<sup>۲</sup>، پاسخ فرکانسی استخراج شده است. بر اساس این روش سختی دینامیکی ( $K^*$ ) در یک فرکانس خاص از رابطه‌ی (۱۷) به دست می‌آید [۱۴]:

$$K^*(\omega) = \frac{\int_0^T (F(t))^2 dt}{\int_0^T (X(t))^2 dt} \quad (17)$$

در رابطه‌ی (۱۷)،  $F$  نیروی انتقال یافته است که با استفاده از رابطه‌ی (۱۱) به دست می‌آید و  $X$  جابجایی اعمالی به دسته‌موتور است. در این تحقیق ارتعاشات وارد شده بر دسته‌موتور به صورت سینوسی با دامنه‌ی ۰/۵ میلی‌متر فرض شده است.

$$X = 5 * 10^{-4} \sin(\omega t) \quad (18)$$

در شکل ۴، منحنی سختی دینامیکی حاصل از مدل‌سازی غیرخطی با مدل‌سازی خطی مقایسه شده است. این نمودارها از حل معادلات در حوزه زمان با روش رانگ‌کوتای مرتبه چهار و تبدیل به حوزه فرکانس با استفاده از رابطه (۱۷)، به کمک نرم‌افزار متلب به دست آمده است.



شکل ۴: منحنی سختی دینامیکی در مدل‌سازی خطی و غیرخطی

شکل ۴ نشان می‌دهد که با لحاظ کردن پارامترهای غیرخطی در مدل‌سازی، مقدار ارتفاع قله‌ها و عمق فاق‌ها و نیز فرکانس‌های فاق

- $B_{r0}$ : ضریب میرایی لاستیک خارجی،  $R_3$
- $B_{r1}$ : ضریب میرایی لاستیک داخلی،  $R_{17}$
- $K_{v10}$ : سختی حجمی محفظه خارجی بالایی، ( $C_6=1/K_{v10}$ )
- $K_{vbo}$ : سختی حجمی محفظه خارجی پایینی، ( $C_{10}=1/K_{vbo}$ )
- $K_{v11}$ : سختی حجمی محفظه داخلی بالایی، ( $C_{21}=1/K_{v11}$ )
- $K_{vbi}$ : سختی حجمی محفظه داخلی پایینی، ( $C_{24}=1/K_{vbi}$ )
- $M$ : جرم فلز بالای دسته‌موتور داخلی،  $I_{16}$
- $K$ : سختی فنر بین دو لاستیک اصلی، ( $C_{12}=1/K$ )
- $L_o$ : طول مسیر اینرسی خارجی
- $L_i$ : طول مسیر اینرسی داخلی
- $D_o$ : قطر مسیر اینرسی خارجی
- $D_i$ : قطر مسیر اینرسی داخلی

اینرسی سیال در مسیر اینرسی ( $I_f$ ) و مقاومت مسیر اینرسی در برابر جریان سیال ( $R_f$ ) از روابط زیر محاسبه شده‌اند [۱۱ و ۱۲]:

$$I_f = \frac{4\rho L}{3A} \quad (12)$$

$$R_f = \frac{128\mu L}{\pi D^4} \quad (13)$$

## ۲-۲- مدل‌سازی غیرخطی

برای انجام مدل‌سازی غیرخطی باید ضرایب افت هد ناشی از هندسه‌ی مسیر اینرسی در قالب پارامتری با عنوان مقاومت غیرخطی مسیر اینرسی در برابر جریان سیال ( $R'_f$ ) در معادلات سیستم لحاظ شوند [۱۲].

$$R'_f = \frac{\rho}{2A^2} \sum K \quad (14)$$

$K$ : مجموع ضرایب افت هد (در این مقاله مجموع ضرایب افت هد در هر یک از مسیرهای اینرسی با توجه به ابعاد و هندسه‌ی مسیر و بر اساس نمودارهای طراحی [۱۳]، برابر ۱ منظور شده‌اند).

بر این اساس معادلات (۳) و (۹) به صورت زیر بازنویسی می‌شوند:

$$\dot{P}_8 = \frac{q_6}{C_6} - R_9 \frac{P_8}{I_8} - \frac{q_{10}}{C_{10}} - R_{26} \frac{P_8}{I_8} \left| \frac{P_8}{I_8} \right| \quad (15)$$

$$\dot{P}_{23} = \frac{q_{21}}{C_{21}} - R_{25} \frac{P_{23}}{I_{23}} - \frac{q_{24}}{C_{24}} - R_{27} \frac{P_{23}}{I_{23}} \left| \frac{P_{23}}{I_{23}} \right| \quad (16)$$

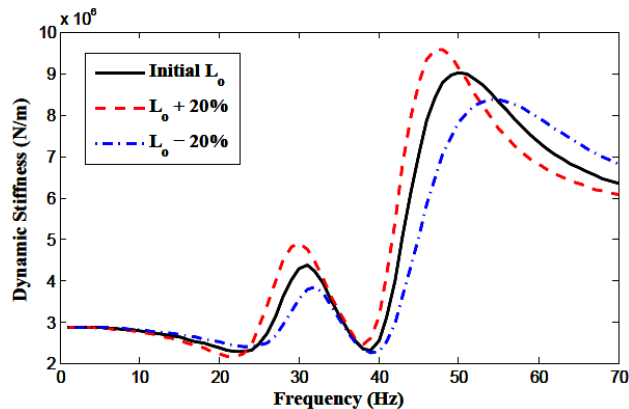
با اعمال تغییرات مذکور و با استفاده از پارامترهای ارائه‌شده در جدول ۱، ابتدا معادلات به کمک روش رانگ‌کوتای مرتبه چهار در نرم‌افزار متلب در حوزه‌ی زمان حل شده‌اند. به عنوان نمونه نیروی انتقال یافته به ساسی هنگام اعمال جابجایی با دامنه‌ی ۰/۵ میلی‌متر در فرکانس ۳۹/۷ هرتز (فرکانس فاق دوم) در شکل ۳ نشان داده شده است.

لاستیک و چگالی سیال بر رفتار دینامیکی دسته‌موتور پرداخته شده است.

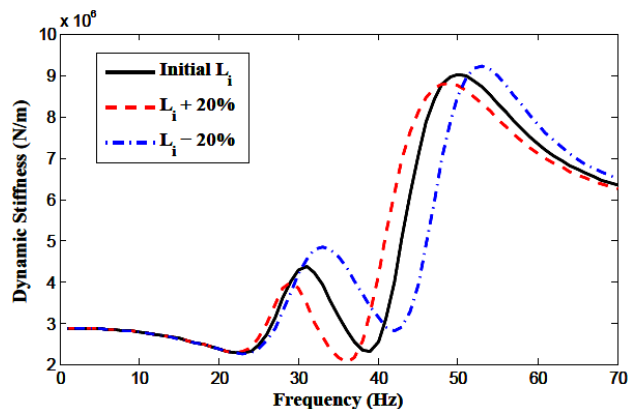
### ۳-۱- مسیر اینرسی

تأثیر طول مسیرهای اینرسی خارجی و داخلی در شکل‌های ۷ و ۸ نشان داده شده است.

همان‌گونه که از این شکل‌ها مشخص است، افزایش طول مسیر اینرسی خارجی تأثیر اندکی بر موقعیت فرکانس‌های فاق دارد. اما میزان سختی دینامیکی در قله‌ها با افزایش این کمیت افزایش می‌یابد. طول مسیر اینرسی داخلی، فرکانس فاق دوم را تحت تأثیر قرار داده است در حالی که تأثیر چندانی بر عمق سختی دینامیکی در فرکانس فاق اول ندارد. تحلیل کمی تغییرات این پارامترها در جدول ۲ آمده است.



شکل ۷: تأثیر طول مسیر اینرسی خارجی بر سختی دینامیکی



شکل ۸: تأثیر طول مسیر اینرسی داخلی بر سختی دینامیکی

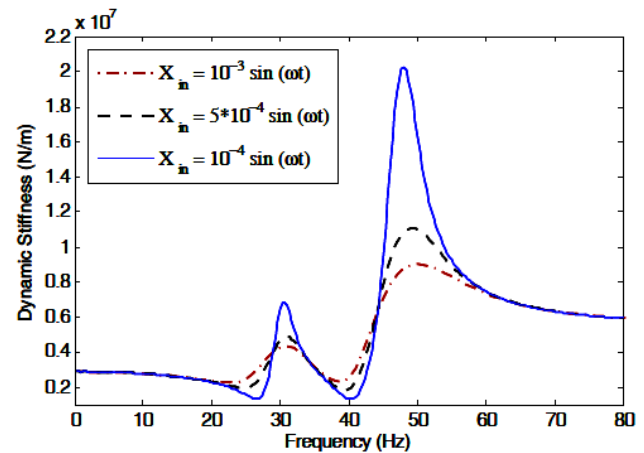
تأثیر قطر سطح مقطع هر یک از مسیرهای اینرسی بر منحنی سختی دینامیکی در شکل‌های ۹ و ۱۰ نشان داده شده است.

موقعیت فرکانس فاق اول به شدت به قطر مسیر اینرسی خارجی وابسته است در حالی که فرکانس فاق دوم به قطر مسیر اینرسی داخلی بستگی زیادی دارد.

کاهش می‌یابند.

طبق منحنی سختی دینامیکی به دست آمده از مدل‌سازی غیرخطی، فرکانس‌های فاق در نقاط  $24/6$  و  $39/7$  هرتز واقع شده‌اند و مقدار سختی دینامیکی در فرکانس فاق دوم  $10^6 \times 1/86$  نیوتن بر متر است.

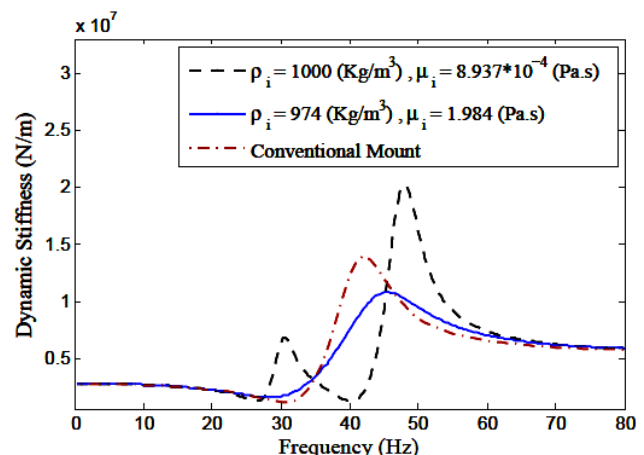
وابستگی رفتار دینامیکی دسته‌موتور به دامنه‌ی جابجایی اعمالی به آن در شکل ۵ نشان داده شده است.



شکل ۵: تأثیر جابجایی ورودی بر منحنی سختی دینامیکی

شکل ۵ نشان می‌دهد که در مدل‌سازی غیرخطی، با کاهش دامنه‌ی جابجایی اعمالی، رفتار دینامیکی دسته‌موتور به رفتار دینامیکی آن در مدل‌سازی خطی نزدیک می‌شود.

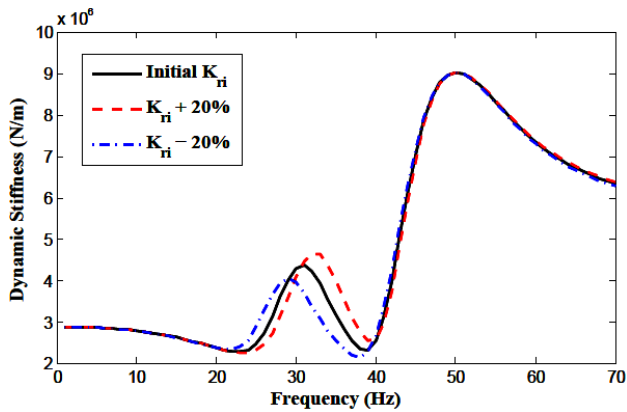
با به‌کارگیری یک سیال با لزجت بالا در محفظه‌ی داخلی، قابلیت کاهش ارتفاع قله‌ها (و حتی حذف قله‌ها) در شکل ۶ نشان داده شده است.



شکل ۶: اثر افزایش ویسکوزیته‌ی سیال داخلی بر سختی دینامیکی

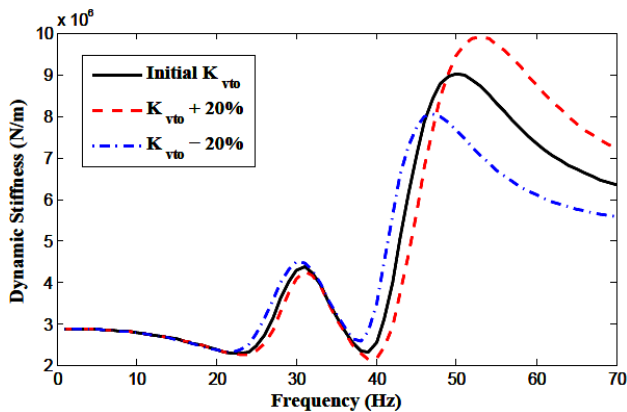
### ۳-۲- آنالیز حساسیت

با انجام آنالیز حساسیت می‌توان میزان تأثیرگذاری هر یک از پارامترها بر سختی دینامیکی و موقعیت فرکانس‌های فاق و قله را بررسی نمود. این امر کمک می‌کند تا با انتخاب مقادیر مناسب برای پارامترها، فرکانس‌های فاق در محل‌های مورد نظر، منطبق بر فرکانس ارتعاشات ورودی باشد. در ادامه به بررسی تأثیر پارامترهای هندسی مسیر اینرسی، ویژگی‌های

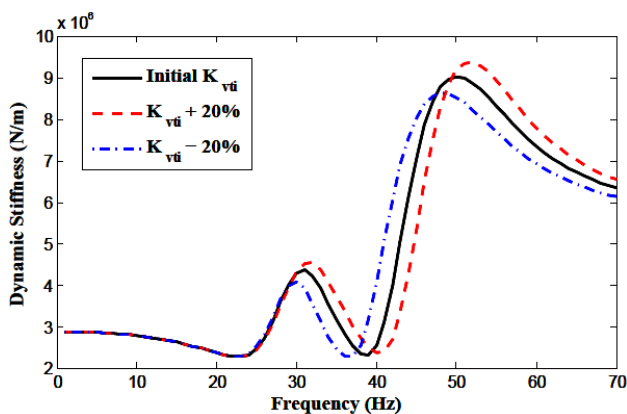


شکل ۱۲: تأثیر سختی محوری لاستیک داخلی بر سختی دینامیکی

افزایش سختی سختی حجمی لاستیک خارجی باعث افزایش سختی دینامیکی در فرکانس قله دوم و کاهش سختی دینامیکی در فرکانس فاق دوم می‌شود. ضمن آنکه تغییرات سختی حجمی لاستیک داخلی، تغییرات موقعیت فرکانس فاق دوم و سختی دینامیکی در قله دوم را به همراه دارد.



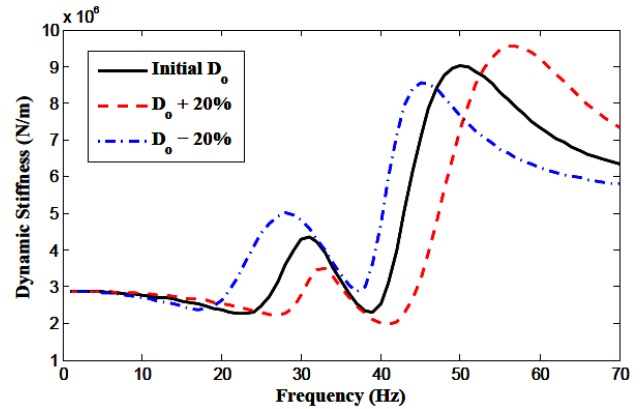
شکل ۱۳: تأثیر سختی حجمی لاستیک خارجی بر سختی دینامیکی



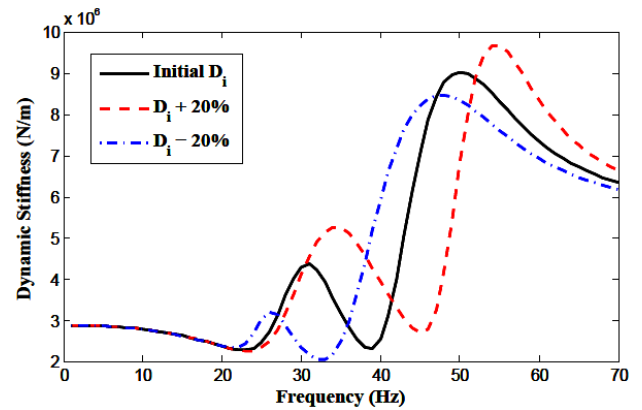
شکل ۱۴: تأثیر سختی حجمی لاستیک داخلی بر سختی دینامیکی

### ۳-۳- چگالی سیال

شکل‌های ۱۵ و ۱۶ تأثیر چگالی سیال محفظه خارجی و سیال محفظه داخلی بر منحنی سختی دینامیکی را نشان می‌دهند. چگالی سیال در محفظه خارجی موقعیت فرکانس‌های فاق و قله و



شکل ۹: تأثیر قطر مسیر اینرسی خارجی بر سختی دینامیکی



شکل ۱۰: تأثیر قطر مسیر اینرسی داخلی بر سختی دینامیکی

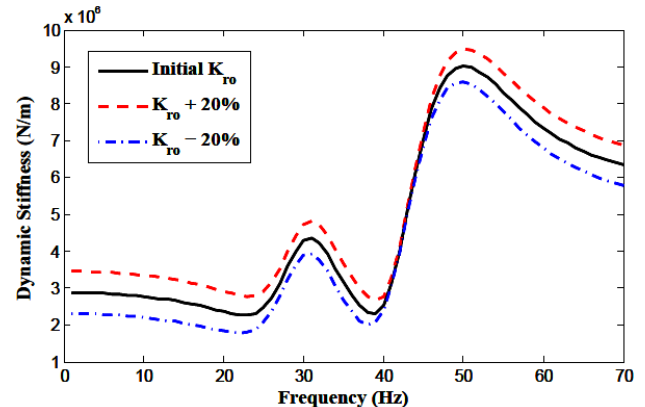
### ۳-۲- ویژگی‌های لاستیک

شکل‌های ۱۱ و ۱۲ تأثیر مقدار سختی محوری هر یک از لاستیک‌های خارجی و داخلی را بر منحنی سختی دینامیکی نشان می‌دهند.

سختی لاستیک خارجی، تأثیر مستقیم بر اندازه سختی دینامیکی در بازه وسیعی از فرکانس‌ها شامل فرکانس‌های فاق و قله دارد.

افزایش سختی لاستیک داخلی، افزایش سختی دینامیکی در فرکانس قله اول و فرکانس فاق دوم را به همراه دارد.

شکل‌های ۱۳ و ۱۴ تأثیر سختی حجمی هر یک از لاستیک‌های خارجی و داخلی را بر منحنی سختی دینامیکی نشان می‌دهند.



شکل ۱۱: تأثیر سختی محوری لاستیک خارجی بر سختی دینامیکی

پارامتر	$f_{NI}$	$f_{N2}$	$K_{NI}^*$	$K_{N2}^*$
$K_{vii} + 20\%$	0 %	+2/6 %	0 %	+2 %
$\rho_o + 20\%$	-8/7 %	-2/6 %	-1/8 %	+8 %
$\rho_i + 20\%$	-4/3 %	-7/7 %	+0/7 %	-9/2 %

$f_{NI}$ : فرکانس فاق اول

$f_{N2}$ : فرکانس فاق دوم

$K_{NI}^*$ : سختی دینامیکی در فرکانس فاق اول

$K_{N2}^*$ : سختی دینامیکی در فرکانس فاق دوم

با مشاهده و تحلیل جدول ۲، می‌توان دریافت که مؤثرترین پارامتر در تعیین موقعیت فرکانس فاق اول، قطر مسیر اینرسی خارجی و مؤثرترین پارامتر در تعیین موقعیت فرکانس فاق دوم، قطر مسیر اینرسی داخلی است. از جمله نتایج مهم دیگر می‌توان به تأثیر پارامترها بر روی مقدار سختی دینامیکی در هر یک از فرکانس‌های فاق اشاره نمود. به‌عنوان مثال افزایش طول مسیر اینرسی خارجی هرچند باعث کاهش سختی دینامیکی و افزایش قابلیت جداسازی ارتعاشات در فرکانس فاق اول می‌شود، اما از سوی دیگر موجب افزایش سختی دینامیکی و در واقع کاهش قابلیت جداسازی ارتعاشات در فرکانس فاق دوم می‌شود.

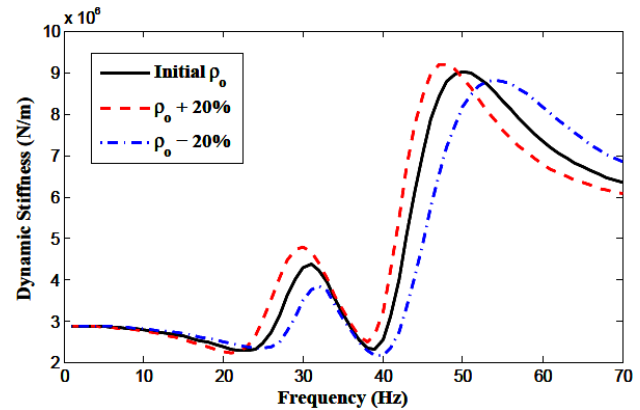
#### ۴- نتیجه‌گیری

در این مقاله با استفاده از مدل باندگراف، معادلات حاکم بر دسته‌موتور هیدرولیکی با دو فرکانس فاق استخراج شد. سپس با لحاظ کردن عوامل غیرخطی و بازنویسی معادلات، مدل‌سازی غیرخطی دسته‌موتور ارائه شد. مقایسه‌ی نتایج نشان داد در مدل غیرخطی مقدار سختی دینامیکی در فرکانس‌های قله به میزان قابل‌ملاحظه‌ای کاهش می‌یابد. اما از سوی دیگر مقدار این کمیت در فرکانس‌های فاق افزایش می‌یابد. این بدان معناست که قابلیت جداسازی ارتعاشات دسته‌موتور هیدرولیکی کمتر از میزانی است که مدل‌سازی خطی نشان می‌دهد. در ادامه نشان داده شد بر خلاف مدل خطی، مدل غیرخطی وابستگی محسوس نسبت به جابجایی‌های عملی به دسته‌موتور دارد، به‌نحوی که با کاهش دامنه‌ی جابجایی‌های عملی به دسته‌موتور، رفتار دینامیکی دسته‌موتور به رفتار دینامیکی آن در مدل‌سازی خطی نزدیک می‌شود. در نهایت با انجام آنالیز حساسیت، تأثیر پارامترهای طراحی بر رفتار دینامیکی دسته‌موتور نشان داده شد و با تحلیل نتایج، قطر مسیر اینرسی خارجی و داخلی به‌عنوان مؤثرترین پارامترها بر موقعیت فرکانس‌های فاق تعیین شد.

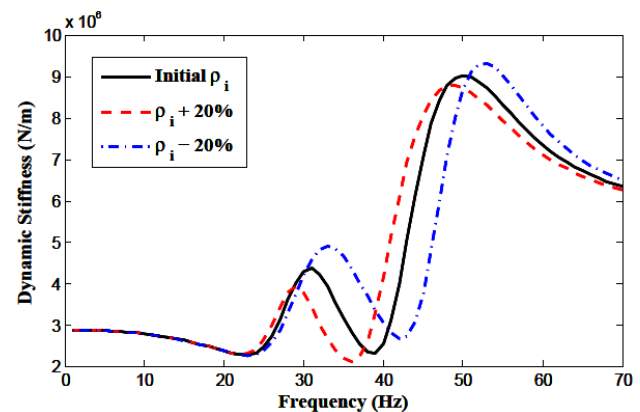
#### ۵- مراجع

- [1] Barbetti, M.R.S.; Barbosa, R.S., 2006. "Comparative Study between Hydraulic and Elastomeric mount, both applied for automotive engine mount system", *SAE Technical Paper Series*, 2006, No. 2006-01-2608.
- [2] Flower, W.C., 1985. "Understanding Hydraulic Mounts

سختی دینامیکی در آنها را تحت تأثیر خود گذاشته است. این در حالی است که چگالی سیال در محفظه داخلی تأثیر چندانی بر موقعیت فرکانس فاق اول و اندازه سختی دینامیکی در آن ندارد.



شکل ۱۵: تأثیر چگالی سیال خارجی بر سختی دینامیکی



شکل ۱۶: تأثیر چگالی سیال داخلی بر سختی دینامیکی

با توجه به اهمیت موقعیت فرکانس‌های فاق اول و دوم و همچنین میزان سختی دینامیکی در هر یک از این پارامترها، نتایج نمودارها در قالب جدول ۲ برای افزایش ۲۰ درصدی در هر پارامتر آورده شده است. گفتنی است، منفی شدن درصد تغییرات در مقادیر فرکانس و سختی دینامیکی نشان‌دهنده کاهش این مقادیر نسبت به مقدار پایه بدون اعمال افزایش ۲۰ درصدی به هر پارامتر است.

جدول ۲: نتایج حاصل از آنالیز حساسیت

پارامتر	$f_{NI}$	$f_{N2}$	$K_{NI}^*$	$K_{N2}^*$
$L_o + 20\%$	-4/3 %	-2/6 %	-5/1 %	+6/7 %
$L_i + 20\%$	-4/3 %	-7/7 %	+0/7 %	-11/1 %
$D_o + 20\%$	+17/4 %	+5/1 %	-1/6 %	-14/6 %
$D_i + 20\%$	0 %	+15/4 %	-1/2 %	+16/1 %
$K_{ro} + 20\%$	0 %	0 %	+22/4 %	+14/9 %
$K_{ri} + 20\%$	+4/3 %	0 %	-1/5 %	+9/5 %
$K_{vto} + 20\%$	0 %	0 %	-1/2 %	-7/3 %

- the peak frequency”, *Journal of Vibration and Control*, 17, No. 11, pp. 1644-1656.
- [9] Adiguna, H.; et al., 2003. “Transient response of a hydraulic engine mount”, *Journal of Sound and Vibration*, 268, No. 2, pp. 217-248.
- [10] Borutzky, W., 2011. “*Bond Graph Modelling of Engineering Systems*”. New York: Springer.
- [11] Kim, G.; Singh, R., 1995. “A Study Of Passive And Adaptive Hydraulic Engine Mount Systems With Emphasis On Non-Linear Characteristics”, *Journal of Sound and Vibration*, 179, No. 3, pp. 439.
- [12] Doebelin, E.O., 1998. “*System Dynamics: Modeling, Analysis, Simulation, Design*”, New York: Marcel Dekker.
- [13] White, F.M., 2002. “*Fluid mechanics*”, Fourth Edition, McGraw-Hill, Inc..
- [14] Savaresi, S.M.; Spelta, C., 2006. “Mixed Sky-Hook and ADD: Approaching the Filtering Limits of a Semi-Active Suspension”, *Journal of Dynamic System, Measurement, and Control*, 129, No. 4, pp. 382-392.
- for Improved Vehicle Noise”, *SAE Technical Paper Series*, 850975.
- [3] Fengyan, Y.; Meizhi, X., 2012. “Objective evaluation of engine mounting isolation”, *2012 AASRI Conference on Modeling, Identification and Control*, 3, pp. 49-53.
- [4] Marzbani, H.; Jazar, R.; Fard, M., 2014. “Hydraulic engine mounts: a survey”, *Journal of Vibration and Control*, 20, No. 10, pp.1439-1463.
- [5] Wang, M.; Yao, G.; Zhao, J; Qin, M., 2014. “A novel design of semi-active hydraulic mount with wide-band tunable notch frequency”, *Journal of Sound and Vibration*, 333, No. 8, pp. 2196-2211.
- [6] DePriest, J., 2000. “Aircraft Engine Attachment and Vibration Control”, *SAE Technical Paper*, 2000-01-1708.
- [7] Vahdati, N., 2005. “Double-notch single-pumper fluid mounts”, *Journal of Sound and Vibration*, 285, No. 3, pp. 697-710.
- [8] Tikani, R.; Vahdati, N.; Ziaei-Rad, S.; Esfahanian, M., 2011. “A new hydraulic engine mount design without