ISME

شبيه‌سازي جامع ديناميكي غيرخطي دسته موتورهاي هيدروليكي

انوشيروان فرشيديان فر[۱]
دانشيار

حامد يزداني نژاد[۲]
كارشناس ارشد

اين مقاله با ارائه مدل ارتعاشي غيرخطي و جامع از دسته موتورهاي هيدروليكي سعي بر ارائه مدل رياضي كاملي جهت پيش‌بيني صحيح رفتار سيستم دارد. مدل رياضي سيستم، مدلي غيرخطي بر مبناي پارامترهاي متمركز تعريف‌شده مي‌باشد. بدين منظور ابتدا معادله كوپله مومنتوم جامع سيستم استخراج شده است. جهت استخراج معادلات مومنتوم از معادلات حاكم بر سيال و از مفاهيم مكانيك محيط پيوسته استفاده شده و مكانيزم سوييچينگ دي‌كاپلر نيز با استفاده از تابع نمايي آركتانژانت در مدل وارد شده است. در ادامه، با روش انتگرال‌گيري عددي، پاسخ زماني سيستم در فركانسها و دامنه‌هاي تحريك استاندارد بررسي شده است. مدل توانايي توجيه رفتار غيرخطي دسته موتورهاي هيدروليكي را در فركانسهاي زياد تحريك، داراست. همچنين علاوه بر نواحي غيرخطي شناخته شده, ناحيه ارتعاشي ديگري نيز شناسايي شده است كه منجر به غيرخطي شدن رفتار سيستم مي‌شود. نتايج حاضر اصلاح ارزشمندي بر مدلهاي موجود با بكارگيري كامل پارامترهاي غيرخطي و معادله مومنتوم جامع سيستم مي‌باشد و رفتار غيرخطي پيش-بيني‌شده با نتايج آزمايشگاهي تطابق بيشتري دارد.

واژه هاي راهنما: مدلسازي غيرخطي, دسته موتور هيدروليكي, پاسخ فركانسي, تابع انتقال

۱- مقدمه

امروزه جهت بهبود عملكرد ارتعاشي خودرو از نسل جديدي از دسته موتورها به نام دسته موتورهاي هيدروليكي جهت كاهش ارتعاشات نامطلوب وارد بر سرنشين (ناشي از ناميزاني موتور و ناهمواري جاده) استفاده مي‌شود. تغييرپذيري مشخصه هاي ارتعاشي سيستم در دامنه و فركانسهاي تحريك متفاوت وارد بر موتور خودرو، عامل اصلي محبوبيت اين دسته موتورهاي خودتنظيم مي‌باشد. تعيين چگونگي تغيير مشخصه‌هاي سيستم دسته موتور هيدروليكي مستلزم تعيين پاسخ گذراي سيستم و نحوه تغييرات سختي، دمپينگ و لختي اجزاء منعطف سيستم شامل لاستيك، محفظه‌ها و سيال ميان محافظ نسبت به زمان مي باشد.

---

[۱] نويسنده مسئول، دانشيار، دانشكده مهندسي مكانيک، دانشگاه فردوسي مشهد Farshid@un.ac.ir

[۲] دانشجوي دكتري، دانشكده مهندسي مكانيک، دانشگاه فردوسي مشهد

خودروسازان متوجه دو نوع كلي ارتعاشات نامطلوب وارد بر اتومبيل شده‌اند. اولين منبع، خروج از مركزي موتور مي‌باشد و شامل فركانسهاي ۲۵ تا ۲۰۰ هرتز با دامنه تحريک کمتر از ۰/۳ ميليمتر مي باشد [۱]. دومين منبع تحريک از ورودي هاي ناشي از ناهمواريهاي جاده و گشتاور موتور در شتابگيري هاي ناگهاني نتيجه مي شود. پستي و بلندي و موانع جاده، نوعي اغتشاش را از طريق سيستم تعليق به بدنه موتور اعمال مي كند، در حالي كه شتابگيري هاي شديد باعث اعمال گشتاور زيادي به موتور و درنتيجه اثر آن بر دسته موتورها مي شود. فرکانس تحريک اين منبع زير ۳۰ هرتز و دامنه آن بالاي ۰/۳ ميليمتر مي باشد [۱]. به طور كل مي توان شرايط اعمالي بار را از ديدگاه نويز و ارتعاشات به دو دسته تقسيم كرد:

۱. شرايطي كه طي آن ارتعاشاتي با فركانس كم و دامنه ارتعاشي زياد به موتور اعمال مي شود و معمولا شرايط جاده، شتابگيري سريع، ترمزهاي ناگهاني و تعويض دنده از جمله عوامل ايجاد اين نوع مي باشند.
۲. ارتعاشات ثانويه كه در حين روشن بودن ماشين همواره بر موتور اعمال مي شوند، ارتعاشاتي با مقادير فركانسي زياد و دامنه بسيار كم مي باشند. ميزان خروج از مركزي موتور مهمترين عامل ايجاد اين نوع مي باشد.

درنتيجه اتومبيل به منظور رفع آسيبهاي ناشي از دو نوع ارتعاش فوق نياز به دو نوع دسته موتور، با عملكرد متفاوت دارد: يكي با سختي و ميرايي زياد براي ارتعاش نوع اول كه به نام جاذب شوك (shock absorber) شناخته مي‌شود و ديگري با سختي و ميرايي كم براي نوع دوم كه به نام جداساز ارتعاشي (Isolator) ناميده مي‌شود. پس مشخصه‌هاي يک دسته موتور ايده‌آل بستگي به شرايط دامنه و فركانس تحريک دارد. يک دسته موتور لاستيكي (معمولي) با مشخصه هاي خطي نمي‌تواند دو هدف فوق را ارضا كند. مي‌توان چنين استنباط نمود كه يک دسته موتور ايده‌آل سيستمي است كه داراي ميرايي و سختي غيرخطي وابسته به شرايط دامنه و فركانس تحريک باشد. درنتيجه سختي ديناميكي يک دسته موتور ايده‌آل بايستي تا حدودي از نمودار شكل ۱ تبعيت كند[۱]. همانطور كه ديده مي‌شود در فركانسهاي كم نياز به دمپينگ زيادي به منظور جلوگيري از bounce خودرو (نوعي حركت عمودي ناگهاني در راستاي محور كف تا سقف خودرو) و حفظ پايداري راندن مي‌باشد. به همين ترتيب در فركانسهاي زياد براي جداسازي ارتعاشي مطلوب نياز به دمپينگ كم مي‌باشد تا به موتور لطمه اي وارد نشود. دسته موتور هيدروليكي چنين شرايطي را براي ايده آل سازي يک دسته موتور فراهم مي سازد.

پيش‌بيني رفتار اين سيستم در بازه فركانس و دامنه تحريک استاندارد به دليل عملكرد غيرخطي آن از اهميت بسياري برخوردار است و تاكنون مطالعات متعددي در اين زمينه صورت گرفته است. مطالعه و طراحي يك سيستم جامع جهت جداسازي ارتعاشي موتور در بازه گسترده‌اي از فركانس و دامنه تحريك توسط Brach و Haddow [۱] انجام شده‌است.

Kim و Singh [۲] در يك تحقيق جامع، پارامترهاي وابسته به زمان را در دسته موتور هيدروليكي شناسايي و معرفي كرده‌اند. آنها همچنين مدلي از اين سيستمها را با قابليت تغييرپذيري و كنترل اجزاء، بعنوان دسته موتورهاي گذرا و انطباق‌پذير پيشنهاد نموده‌اند.

Golnaraghi و Nakhaie [۳] در يک مطالعه عددي نشان داده‌اند که يک مدل غيرخطي ساده، تا حد خوبي مشخصات سوييچينگ دي‌کاپلر را نشان مي‌دهد. اما اين مرجع از پيش‌بيني دقيق رفتار دي‌کاپلر ناتوان است.

آزمايشات Geisberger و همکارانش [٤] بر روي يک سيستم نمونه نشان مي‌دهد که در فرکانسهاي بالا رفتار دسته موتور هيدروليکي به شدت غيرخطي مي‌گردد که با نتايج تئوري آنها در فرکانسهاي زياد تطابق چنداني ندارد. آنها معادلات مومنتوم سيال ميان دي‌کاپلر و باريکه اينرسي را با فرض يك منفذي بودن سيستم در دو حالت تحريك با دامنه کم و زياد، تشکيل داده‌اند و بنابراين مدل آنها، بمنظور توجيه رفتار همزمان اجزاء، نامناسب مي باشد. آنها در نتايج خود اشاره نموده‌اند که مدل تشکيل شده، توانايي توصيف رفتار غيرخطي مدل خطي را در فرکانس هاي بالاي ۲۵۰ هرتز دارا نمي‌باشد. آنها سوييچينگ دي-کاپلر را دليل بر اين امر دانسته‌اند.

Adiguna و همکارانش [۵] نيز در تحقيقات اخير خود، پاسخ گذراي يک دسته موتور هيدروليکي را به دو روش تحليلي و آزمايشگاهي بررسي نموده و رفتار دقيق مکانيزم سوييچينگ دي‌کاپلر را توجيه نموده-اند. نتايج تحليلي آنها مطابقت بسيار زيادي با نتايج عملکردي دسته موتور هيدروليکي دارد. آنها در مقاله خود به بررسي پاسخ فرکانسي تحريك نپرداخته‌اند، ولي توانسته‌اند با روش تحليلي انجام شده، حوزه رفتار غيرخطي عملکرد سيستم خطي را در فرکانس‌هاي بالا اثبات کنند.

نمونه بسيار مناسب و قابل قبولي از تحليل همه جانبه اجزاء يک دسته موتور هيدروليکي را مي توان در مطالعات Shangguan و Lu [٦] مشاهده نمود. آنها با اعمال روش اجزاء محدود بر روي محافظ سيال, منافذ دي‌کاپلر و باريکه اينرسي و همچنين لاستيک فوقاني, شرايط ستاپ آزمايشگاهي Geisberger و همکارانش [٤] را بصورت مجازي در نرم افزار ADINA شبيه سازي نموده اند. نتايج ايشان مطابقت خوبي با نتايج آزمايشگاهي در حوزه خطي عملکرد دسته موتور هيدروليکي دارد.

فرشيديان‌فر و يزداني‌نژاد [۷] نيز با مدلسازي غيرخطي پارامترهاي سيستم، پاسخ ديناميکي را با دو معادله مومنتوم غيرهمزمان دو منفذ، در شرايط مختلف تحريك استخراج نموده‌اند. معادلات مومنتوم در مقاله ايشان نيز مشابه با مطالعات مرجع [٤] در دو تحريک ارتعاشي متفاوت, بصورت دي‌کوپله درنظرگرفته شده است.

در اين مقاله با مدلسازي دقيق پارامترهاي غيرخطي يك سيستم نمونه با توجه به مکانيزم سوييچينگ دي‌کاپلر و با همزمان‌کردن معادلات مومنتوم دي‌کاپلر و باريکه اينرسي، برخلاف مدل Geisberger و همکارانش [٤] به شبيه‌سازي رفتار آن در يک کد يکپارچه ANSYS/MATLAB/Simulink پرداخته و پاسخ ديناميکي سيستم را در بازه وسيعي از دامنه و فرکانس تحريك استخراج مي نماييم. معادلات مکانيك محيط پيوسته حاکم بر سيال داخل دو منفذ اعمال شده است [۸]. با يافتن تابع انتقال همزمان سيستم خطي، پاسخ فرکانسي در محدوده وسيعي از فرکانس و دامنه تحريك بررسي خواهد شد. پارامترهاي غيرخطي، از نتايج آزمايشگاهي بدست آمده و براي يافتن سختي مختلط ارتعاشي جزء لاستيکي فوقاني از تحليل هايپرالاستيک ANSYS استفاده شده است.

۲- دسته موتور هیدروليكي، تعاريف

دسته موتور هيدروليكي از دو بخش كلي تشكيل شده است؛ بخش لاستيكي اصلي و بخش هيدروليكي كه رفتار ديناميكي مطلوب را حين عملكرد سيستم ايجاد مي‌كند. شكل (۲) اجزاء يك سيستم نمونه را نشان مي‌دهد. بخش هيدروليكي شامل دو محفظه پر از سيال مي‌باشد. اين سيال مي تواند مخلوطي از ضديخ با اتيلن گليكول (Ethylene glycol) باشد. نكته مهم در انتخاب سيال, تراكم‌ناپذيري, عدم واكنش شيميايي با اجزاء لاستيكي, فلزي و چسباننده‌ها و نقطه جوش و فشار كاويتاسيون بالا مي‌باشد. قسمت تحتاني محفظه پاييني از یک ورق لاستيكي قابل انعطاف تشكيل شده است كه هنگام اعمال نيرو به آن منعطف شده و عملكرد یک منبع باز و بسته شونده را به محفظه پاييني مي دهد. محفظه بالايي از زير خود به وسيله صفحه جداكننده فولادي متشكل از دو كانال عبوري مسدود مي شود. اين صفحه به پايه دسته موتور فيكس مي شود. دو محفظه از طريق دو كانال به نامهاي باريكه اينرسي[1] و دي كاپلر[2] با هم ارتباط دارند. گاهي به باريكه اينرسي، كانال دمپينگ[3] نيز گفته مي شود. دي‌كاپلر یک ديسک لاستيكي صلب مي باشد كه در محل خود معلق است و مي تواند آزادانه در بازه حركتي خود (بسته به شرايط اعمالي) نوسان كند. اگر یک دسته موتور تنها داراي باريكه اينرسي باشد دمپينگ بسيار زيادي را در فركانسهاي پايين (دامنه تحریک زياد) به سيستم اعمال مي‌كند، اما در فركانسهاي زياد (دامنه تحریک كم) درست مانند دسته موتورهاي الاستومري دچار مشكل مي‌شود و سختي زيادي را وارد سيستم مي‌كند كه در فركانس بالا نامطلوب مي‌باشد[۱]. براي رفع اين مشكل از دي‌كاپلر استفاده مي‌شود. دي‌كاپلر رفتار دسته موتور را وابسته به دامنه تحریک مي‌كند. اين ديسک كوچک كه مانند یک پيستون شناور عمل مي‌كند در دامنه‌هاي تحریک كم به جريان سيال اجازه عبور ميان محفظه‌ها را مي‌دهد كه در نتيجه در اين شرايط دسته موتور هيدروليكي تا حدود زيادي مشابه دسته موتورهاي لاستيكي عمل مي‌كند. زيرا مقاومت سيال در رفتار سيستم دخيل نشده و تنها جزء اصلي عملكردي, لاستیک اصلي مي‌باشد. اين امر باعث رفتار ديناميكي دسته موتور با ضريب دمپينگ كم مي‌شود كه خصوصيات جداسازي ارتعاشي مطلوبي را در شرايط تحریک با فركانسهاي بالا (دامنه كم) سبب مي‌شود. دامنه تحریک زياد باعث اشباع عملكرد دي‌كاپلر شده، كانال آن را بسته و سيال را به سوي باريكه اينرسي هدايت مي‌كند. مقاومت بسيار زياد كانال در برابر عبور جريان سيال مشخصه‌هاي ديناميكي سيستم را افزايش مي‌دهد. براي بدست آوردن رفتار دقيق دسته موتور هيدروليكي در تمامي بازه هاي فركانسي تحریک بايستي تمامي اجزاي آن را به درستي مدل نمود.

در تحريك با دامنه كم و فركانس بالا سيال از دي‌كاپلر عبور مي‌كند و به دليل مقاومت ناچيز دي‌كاپلر در برابر عبور آن، سيستم تبديل به يك دسته موتور معمولي مي‌شود. در تحريكات با دامنه زياد، دي‌كاپلر به بدنه چسبيده و سيال از باريكه اينرسي كه مقاومت بالاتري دارد عبور مي‌كند. اين بدين معناست كه در فركانس كم و دامنه تحريك بالا، سختي ارتعاشي دسته‌موتور افزايش مي يابد. Geisberger و همكارانش [٤]، بررسي كاملي از نحوه عملكرد سيستم ارائه كرده‌اند.

---

[1] Inertia Track
[2] Decoupler
[3] Damping channel

۳- مدلسازي دسته موتور

شکل (۳) مدل پارامتري متمرکز یک دسته موتور هيدروليکي مجهز به دي‌کاپلر و باريکه اينرسي را نشان مي‌دهد. در اين مدل k_r خصوصيات سختي سازه اي اصلي و b_r دمپينگ اصلي مربوط به لاستيک اصلي مي باشد. لاستيک فوقاني مانند یک پيستون عمل مي کند که با سطح موثر پمپاژ A_P، سيال را ميان محفظه ها پمپ مي کند. سومين پارامتر، انعطاف پذيري حجمي[1] سيستم، C_1، مي باشد که سختي ساختاري لاستيکي را وارد سيستم مي‌کند. باريکه اينرسي کانال طويلي ميان محفظه هاست که I_i (اينرسي جرمي سيال داخل کانال که باعث اعمال لختي ديناميکي به سيستم مي شود) و R_i (مقاومت کانال در برابر عبور سيال) به عنوان پارامترهاي متمرکز[2] معرف اين جزء عمل ميکنند.

مسير ديگر عبور سيال، ميان محفظه هاي بالايي و پاييني و از طريق دي کاپلر است. اين منفذ را مي توان مانند هر کانال عبور سيالي با پارامترهاي خطي و متمرکز I_d و R_d معرفي نمود. توجه شود که در مرحله اول مدلسازي، شناخت صحيح عملکرد سيستم مورد نظر مي‌باشد و به همين دليل در ابتدا اين پارامترها خطي فرض شده‌اند. محفظه پاييني نيز بيش از هر چيز یک انعطاف‌پذيري حجمي را وارد عملکرد ديناميکي سيستم دسته موتور هيدروليکي مي‌کند که مي‌توان در ابتدا آن را با پارامتر متمرکز C_2 معرفي نمود. با استفاده از پارامترهاي معرفي شده متمرکز سيستم، مدل شماتيک فوق به یک مدل رياضي خطي با پارامترهاي متمرکز تبديل مي‌شود. متغيرهاي سيستم شامل ورودي تحريک موتور $X(t)$ و حرکت پايه مانت (شاسي) $X_T(t)$ مي‌باشند. همچنين فشار محفظه‌هاي بالايي $P_1(t)$ و پاييني $P_2(t)$ درنظر گرفته شده است. نيروي انتقالي سيستم از سوي موتور به بدنه با $F_T(t)$ نمايش داده مي شود. دبي حجمي عبوري از منفذ دي کاپلر را با $Q_d(t)$ و دبي حجمي عبوري از باريکه اينرسي را با $Q_i(t)$ نمايش مي دهيم. حال به استخراج معادلات مدل رياضي سيستم بدون درنظر گرفتن فرضهاي غيرخطي پارامتریک مي پردازيم.

معادلات حاکم بر مدل فوق شامل معادلات پيوستگي محفظه بالايي و پاييني و معادله مومنتوم کوپله دو منفذ دي‌کاپلر و باريکه اينرسي است که به ترتيب در روابط (۱) تا (۳) آمده است.

$$C_1 \dot{P}_1 = A_p(\dot{X} - \dot{X}_T) - Q_i - Q_d \tag{۱}$$

$$C_2 \dot{P}_2 = Q_i + Q_d \tag{۲}$$

$$P_1 - P_2 = I_d \dot{Q}_d + (R_d + R_d'|Q_d| + R_{add})Q_d + I_i\dot{Q}_i + (R_i + R_i'|Q_i|)Q_i \tag{۳}$$

متغيرهاي حالت عبارتند از: P_1 (فشار محفظه بالايي)، P_2 (فشار محفظه پاييني)، Q_i (دبي سيال باريکه اينرسي) و Q_d (دبي سيال دي‌کاپلر). در معادله (۳) مقاومت ناحيه آرام جريان (مقاومت خطي) باريکه اينرسي R_i و مقاومت ناحيه مغشوش (توربولانس) جريان (مقاومت غيرخطي) با R'_i نشان داده شده است, به همين ترتيب مقاومت بخش خطي و غيرخطي دي‌کاپلر نيز, به ترتيب با R_d و R'_d نشان داده شده است. جهت لحاظ مقاومت سوييچينگ دي‌کاپلرکه وابسته به سطح مقطع و دامنه تحريك است، مقاومت R_{add} ا به معادله (۳) اضافه شده است. معادله مومنتوم با در نظرگرفتن عملکرد همزمان منفذ باريکه اينرسي و دي

[1] Volumetric Compliance
[2] Lumped Parameter

كاپلر به عنوان حجم كنترل تشكيل شده است. تعداد متغيرهاي رفتاري سيستم همان چهار پارامتر P_1, P_2, Q_i, Q_d مي باشد و تعداد معادلات به دليل كوپل شدن معادلات مومنتوم دو منفذ به سه معادله كاهش پيدا كرده است. براي تشكيل معادلات فضاي حالت بايستي از عملكرد داخلي منافذ، معادله رفتاري مستقل ديگري را استخراج كرد.

معادله نيروي انتقالي، بعنوان پاسخ ديناميكي مدل بصورت معادله (٤) تعريف مي‌گردد كه A_{d_fnc} ، رابطه سطح مقطع غيرخطي دي‌كاپلر [٤]، نيز بدان افزوده شده است.

$$F_T = k_r X + b_r \dot{X} + (A_p - A_{d\_fnc})(P_1 - P_2) + A_p P_2 + A_d (R_d + R_d' |Q_d|) Q_d \quad (٤)$$

سطح مقطع دي‌كاپلر علاوه بر موقعيت دي‌كاپلر, به اختلاف فشار دو سمت آن نيز بستگي دارد.

٤- مدلسازي جريان سيال دي‌كاپلر و باريكه اينرسي

شكل (٤) مدل رياضي هر دو منفذ را نشان مي‌دهد. همانطور كه در شكل ديده مي شود، ديواره داخلي دي-كاپلر و باريكه, با يك ديواره تخت با جريان عبوري آرام مدلسازي شده است. بمنظور يافتن معادله جريان عبوري سيال از دي‌كاپلر و باريكه اينرسي, حجم كنترل با فرضيات زير درنظر گرفته مي‌شود:

١. مقطع دايروي.
٢. سطح ديواره تخت و صاف با مقطع يكنواخت در ضخامت.
٣. ضخامت دي كاپلر ثابت با پروفيل تخت.
٤. سيال نيوتني, تراكم‌ناپذير و لزج.
٥. جريان آرام در ضخامت.
٦. عدم وابستگي خواص سيال به تغييرات حرارتي ناشي از اصطكاك جداره.

فرضهاي اساسي جهت استخراج معادله هدف با شناسايي و طبقه‌بندي نوع جريان سيال عبوري از دو منفذ به ترتيب زير قابل ارائه مي‌باشد :

١. اولين فرض بديهي اينست كه جريان آرام داخل هر دو منفذ، يك جريان غيرآزاد و اجباري است. جرياني كه درنتيجه اختلاف فشار ميان دو محفظه بالايي و پاييني ايجاد شده است و جهت آن با توجه به تغيير علامت اين اختلاف فشار تغيير مي‌كند.

٢. تغيير پروفيل دي‌كاپلر, تاثيري بر اختلاف فشار ميان محفظه‌ها ($P_1 - P_2$) ندارد. اما نكته قابل توجه اين است كه اين تغيير پروفيل، گراديان فشار ($\partial P/\partial X$) را تحت تاثير قرار داده كه درنتيجه آن، گراديان سرعت داخل منفذ و همانطور كه خواهيم ديد دبي جريان داخلي را تحت تاثير قرار مي‌دهد. واضح است كه اگر در يك پروفيل تخت $\partial P/\partial X$ خطي گردد، پروفيل محدب يا مقعر شرايط اين گراديان را غيرخطي مي‌سازد. اين عدم تاثير بدين دليل است كه اختلاف فشار تنها به شرايط ارتعاشي سيستم، انعطاف پذيري محفظه فوقاني و سختي ديناميكي لاستيك بستگي دارد. وابستگي مقاومت منفذ دي‌كاپلر به پروفيل بديهي است.

٣. جريان عبوري (Q_i و Q_d) از يك سو وابسته به گراديان فشار داخلي ($\partial P/\partial X$) و از سويي ديگر به تغييرات خارجي فشار ($P_1 - P_2$) وابسته مي باشند.

٤. نيروي انتقالي همانطور كه انتظار مي‌رود به اختلاف فشار خارجي و نيز به جريان عبوري از دي‌كاپلر و باريكه اينرسي وابسته است. اولويت وابستگي تابع نيرو به مقاومت دي‌كاپلر و باريكه اينرسي مي‌باشد كه جريان عبوري را تحت تاثير قرار مي‌دهد.

٥. به دليل تغيير ناگهاني پروفيل در ابتدا و انتهاي هر دو منفذ، فشار سيال دچار افت مي‌شود. از اين افت در معادلات صرفنظر شده است.

٦. نكته ديگر، حركت خطي جداره دي‌كاپلر مي‌باشد. در پروفيل نوع تخت اين حركت تاثيري بر Q_d يا Q_i ندارد چون گراديان فشار ثابت است و درنتيجه سرعت متوسط سيال نسبت به X ثابت مي‌باشد. اگر پروفيل تخت نباشد، به دليل ثابت ماندن جداره ديگر، حركت دي‌كاپلر باعث تغيير متناوب گراديان فشار شده و معادلات حوزه زماني را دچار تغيير مي‌كند. اين امر باعث غيرخطي شدن رفتار سيستم مي‌گردد. وابستگي سرعت متوسط سيال در نوع پروفيل تخت بيش از موقعيت به سرعت جداره دي‌كاپلر (dX/dt) وابسته مي‌باشد. بديهي است كه سرعت دي‌كاپلر نسبت به زمان متغير است.

۵- معادلات پايه سيال نيوتني تراكم ناپذير عبوري از دي‌كاپلر

در اين بخش با توجه به مفاهيم مكانيك محيط پيوسته [۸] و نيز با صرفنظر كردن از مكانيزم سوييچينگ به استخراج معادلات مي‌پردازيم. با توجه به شكل (۳-الف) ميدان سرعت دوبعدي جريان آرام سيال واقع در حجم كنترل دي‌كاپلر عبارتست از :

$$v_i = \begin{Bmatrix} v_x \\ v_y \\ v_z \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} v_x(X,Y) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{۵}$$

بدين ترتيب معادله پيوستگي براي حجم كنترل مورد نظر عبارتست از:

$$\dot{\rho} + \rho v_{i,i} = 0 \tag{٦}$$

به طوريكه

$$\dot{\rho} = \frac{\partial \rho}{\partial t} + v_i \rho_{,i} \tag{۷}$$

و با توجه به فرض تراكم ناپذيري و شرايط تعادل سيال خواهيم داشت:

$$\dot{\rho} = 0 \tag{۸}$$

درنتيجه معادله پيوستگي بصورت زير ساده مي‌شود :

$$v_{i,i} = \frac{\partial v_x}{\partial X} + \frac{\partial v_y}{\partial Y} + \frac{\partial v_z}{\partial Z} = 0 \tag{۹}$$

در نهايت با توجه به شرايط مرزي تعريف شده ميدان سرعت، معادله پيوستگي به شكل نهايي ذيل ساده مي‌شود:

$$\frac{\partial v_x}{\partial X} = 0 \tag{۱۰}$$

درنتيجه ميدان سرعت بصورت زير خواهد شد:

$$v_i = \begin{Bmatrix} v_x(Y) \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (۱۱)$$

از طرفي مي‌دانيم كه تانسور پويش-سرعت براي سيال تراكم ناپذير بصورت زير است :

$$D_{ij} = \frac{1}{2}(v_{i,j} + v_{j,i}) \quad (۱۲)$$

با مرتب نمودن تانسور فوق بصورت يك ماتريس ۳×۳ و درنظرگرفتن ميدان سرعت نتيجه زير حاصل مي-شود:

$$D = \begin{bmatrix} 0 & \frac{1}{2}\frac{\partial v_x}{\partial Y} & 0 \\ \frac{1}{2}\frac{\partial v_x}{\partial Y} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (۱۳)$$

براي سيال تراكم ناپذير $D_{kk} = 0$. معادله بنيادي يك سيال نيوتني لزج تراكم‌پذير بصورت كلي زير نوشته مي-شود :

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + \lambda\delta_{ij}D_{kk} + 2\mu D_{ij} \quad (۱٤)$$

كه در اين معادله، δ_{ij} تابع دلتاي كرانكر، σ_{ij} تنش داخلي سيال، P فشار داخلي سيال، μ لزجت سيال نيوتني, λ ضريب چسبندگي و D تانسور پويش-سرعت مي باشد. با لحاظ نمودن سيال تراكم‌ناپذير $D_{kk} = 0$, تانسور مرتبه دوم تنش داخلي سيال تراكم‌ناپذير بدست مي آيد:

$$\sigma_{ij} = -P\delta_{ij} + 2\mu D_{ij} = \begin{bmatrix} -3P & \mu\frac{\partial v_x}{\partial Y} & 0 \\ \mu\frac{\partial v_x}{\partial Y} & -3P & 0 \\ 0 & 0 & -3P \end{bmatrix} \quad (۱۵)$$

همانطور كه انتظار مي‌رفت تانسور تنش، يك تانسور مرتبه دو با ماتريس متقارن مي‌باشد. براي رسيدن به معادله ديفرانسيل حركت سيال، از معادله كلي حركت استفاده مي كنيم :

$$\sigma_{ij,j} + \rho b_i = \rho\left(v_{i,t} + v_j v_{i,j}\right) \quad (۱٦)$$

در اين معادله b_i بردار نيروهاي حجمي خارجي اعم از نيروهاي الكترومغناطيس و يا نيروي ثقلي حاصل از وزن سيال داخل حجم كنترل مي باشد. براي ساده سازي بيشتر فرض مي‌شود كه نيروي وزن تنها نيروي حجمي اعمالي در معادله حركت سيال داخل حجم كنترل مي‌باشد :

$$b_i = (g,0,0) \quad (۱۷)$$

با اعمال معادله حركت بر تانسور تنش، سه معادله ديفرانسيل غيربديهي بصورت زير بدست مي‌آيند:

$$-3\frac{\partial P}{\partial X} + \mu\frac{\partial^2 v_x}{\partial Y^2} + \rho g = \rho v_{x,t} \quad (۱۸)$$

$$\mu\frac{\partial^2 v_x}{\partial Y^2} - 3\frac{\partial P}{\partial Y} = 0 \quad (۱۹)$$

$$\frac{\partial P}{\partial Z} = 0 \quad (۲۰)$$

با صرفنظر از معادله (۲۰) و فرض حوزه دوبعدي دامنه حل دو معادله باقيمانده, ميتوان نتيجه گرفت كه براي حل معادله فوق در صفحه دوبعدي (X,Y) و در حوزه زماني t ، نياز به چهار شرط مرزي سرعت و فشار جريان (جريان اجباري نه آزاد) و يك شرط اوليه ميباشد. شرايط تعريف شده بايستي رفتار سيستم را در مرزهاي حركتي آن بدرستي توجيه كنند. چهار شرط مرزي براي تابع سرعت $v = v(X,Y,t)$ و تابع فشار $P = P(X,Y,t)$ عبارتند از:

شرط مرزي سرعت :

$$v(X,0,t) = 0 \tag{۲۱}$$

$$v(X,a,t) = \dot{X}_d(t) \tag{۲۲}$$

شرط مرزي فشار :

$$P(0,Y,t) = P_1 \tag{۲۳}$$

$$P(t_d,Y,t) = P_2 \tag{۲٤}$$

و شرط اوليه بصورت :

$$v(X,Y,0) = v_0 \tag{۲۵}$$

با فرض يكنواخت بودن توزيع فشار در يك مقطع، توزيع فشار مستقل از امتداد Y است، لذا $\partial P/\partial Y = 0$. بدين ترتيب معادلات (۱۸) تا (۲۰) به دو معادله ذيل ساده خواهند شد:

$$-3\frac{\partial P}{\partial X} + \rho g = \rho v_{x,t} \tag{۲٦}$$

$$\frac{\partial^2 v}{\partial Y^2} = 0 \tag{۲۷}$$

با توجه به دو معادله فوق تنها دو شرط مرزي سرعتي، يك شرط مرزي فشار و يك شرط اوليه جهت حل معادلات, اعمال ميشوند.

دقت شود كه dX_d/dt وابسته به X نميباشد و تنها به تغييرات فشار دو محفظه و اثر چسبندگي سيال وابسته است. درنتيجه dX_d/dt يك پارامتر مستقل از پارامترهاي جريان منفذ ميباشد و اين پروفيل سرعت جريان داخلي است كه وابسته به dX_d/dt ميباشد. با اعمال شرايط مرزي سرعت به معادله درجه دوم, معادله (۲۷), ميدان سرعت برابر است با:

$$v_x(Y,t) = \frac{Y}{a}\dot{X}_d(t) \tag{۲۸}$$

و مشتق زماني سرعت برابر است با :

$$\frac{\partial v_x(Y,t)}{\partial t} = \frac{Y}{a}\ddot{X}_d(t) \tag{۲۹}$$

با قراردادن معادله (۲۹) در (۲٦) خواهيم داشت :

$$-3\frac{\partial P(x,t)}{\partial X} + \rho g = \rho\frac{Y}{a}\ddot{X}_d(t) \tag{۳۰}$$

حال بدون لحاظ وابستگي زماني معادلات و با اعمال شرايط مرزي فشار ميدان تغييـرات فشـار بصـورت زيـر بدست ميآيد. نكته در اينجاست كه نمي توان شرط مرزي دوم, يعني فشار محفظه پـاييني, را اعمـال نمـود. چون اين شرط خود تابع شرط مرزي اول و تغييرات زماني $P_1(t)$ مي باشد.

$$P(X,t)=\frac{1}{3}\rho gX-\rho\frac{Y}{3a}\ddot{X}_d(t).X+P_1(t) \qquad (۳۱)$$

دبي جريان عبوري از دي‌كاپلر برابر خواهد بود با :

$$Q_d(t)=\frac{\pi D_{av.d}}{a}\dot{X}_d(t)\int_{y=0}^{y=a}ydy \Rightarrow$$

$$Q_d(t)=\frac{a\pi D_d}{2}\dot{X}_d(t) \qquad (۳۲)$$

در اين رابطه D_d قطر متوسط ديسك و فضاي خالي دي‌كاپلر مي‌باشد. اين معادله برتري بيشتري نسبت به معادلات ديگر جريان دي‌كاپلر دارد. از معادله (۳۲) مي‌توان دريافت كه از يك سو تمامي خواص حركتي جريان داخلي, وابسته به تغييرات زماني حركت ديسك و تغييرات پروفيل ضخامت آن بوده و از طرفي اين معادله, ارتباط مستقيمي ميان مكانيزم سوييچينگ و حركت ديسك برقرار مي‌كند. دقت شود كه در اين رابطه عدم وابستگي دبي جريان به تغيير خواص در مسير ضخامت دي‌كاپلر، نتيجه فرض تخت بودن پروفيل ضخامت مي‌باشد كه باعث حذف معادلات دو بعدي آن در محاسبه دبي جريان شده است. از سوي ديگر جهت جريان، هم علامت با جهت سرعت دي‌كاپلر خواهد بود.

٦- معادلات پايه سيال نيوتني تراكم ناپذير عبوري از باريكه اينرسي

با توجه به مدل ارائه شده از باريكه اينرسي در شكل (٤؛ب) فرضهاي مدلسازي جريان داخلي باريكه به شرح زير مي‌باشد:

۱. مقطع دايروي ثابت در طول.
۲. تراكم‌ناپذيري و جريان آرام سيال.
۳. عدم وابستگي خواص سيال به تغييرات حرارتي ناشي از اصطكاك جداره‌ها.
۴. صرفنظر از شيب مارپيچ باريكه اينرسي در دسته موتور هيدروليكي (تقريب با یک لوله افقي).

ميدان سرعت داخل باريكه اينرسي را مي توان بصورت زير مرتب نمود:

$$v_i=\begin{Bmatrix}v_x\\v_y\\v_z\end{Bmatrix}=\begin{Bmatrix}v_x(r,\theta,t)\\0\\0\end{Bmatrix} \qquad (۳۳)$$

با فرض تراكم‌ناپذيري, سرعت فقط وابسته به تغييرات r و t خواهد بود. حل هگن-پواسل[1] براي توزيع سرعت يك جريان آرام و تراكم‌ناپذير لوله‌ها مطابق زير است:

$$v_x(r,t)=-\frac{R_i^2-r^2}{4\mu}\frac{\partial}{\partial x}\left(P+\gamma h\right) \qquad (۳٤)$$

با فرض افقي بودن باريكه اينرسي و صرفنظر از زاويه مارپيچ آن داريم:

[1] Hegen-Poisealle

$$\partial h / \partial x = 0 \quad (۳۵)$$

حال مي‌توان دبي عبوري از باريكه را با رابطه زير بدست آورد :

$$Q_i = \int_{r=0}^{r=R_i} -\left(\frac{R_i^2 - r^2}{4\mu}\right)\left(\frac{\partial P(x,t)}{\partial X}\right)(2\pi r dr) = -\frac{\pi R_i^4}{8\mu}\frac{\partial P(x,t)}{\partial X} \quad (۳۶)$$

به دليل زياد بودن طول باريكه نسبت به سطح مقطع آن و يكنواختي توزيع جريان مي‌توان معادله (۳۶) را با تقريب بسيار خوبي با فشار متوسط ساده‌سازي نمود. معادله ساده شده جريان باريكه برابر خواهد بود با :

$$Q_i = -\frac{\pi R_i^4}{8\mu}\frac{P_2(t) - P_1(t)}{l_i} \quad (۳۷)$$

از طريق فشار وابسته به زمان است و همانطور كه در معادله فوق ديده مي‌شود علامت منفي در رابطه Q_i دبي به خوبي معرف جهت جريان، با توجه به تفاضل دو فشار، خواهد بود. دقت شود كه با جايگزيني توزيع سرعت در معادله حركت جريان نيز مي‌توان توزيع فشار را بدست آورد كه نظير تقريب فشار متوسط خواهد بود:

$$-3\frac{\partial P}{\partial X} = \rho\left(-\frac{R_i^2 - r^2}{4\mu}\right)\frac{\partial^2 P}{\partial X\,\partial t} \quad (۳۸)$$

كه معادله ديفرانسيل فوق با تغيير متغير $\partial P / \partial X = \eta$ تبديل به يك معادله ديفرانسيل خطي مرتبه اول خواهد شد.

۷- استخراج ضرايب هايپرالاستيک توابع پتانسيل انرژي كرنشي از نتايج تست آزمايشگاهي

با يافتن روابط حاكم بر سيال عبوري از دو منفذ بايستي خواص ارتعاشي لاستيک فوقاني را قبل از مدلسازي مجموعه كامل هيدرومانت استخراج نمود.

مقايسه نتايج تستهاي تجربي با پيش‌بيني هاي نظري مبتني بر تئوري آماري گوسي, نشاندهنده وجود اختلافاتي بين روابط پيش‌بيني شده و روابط واقعي تنش-كرنش است. براي دستيابي به فرمول جامع رياضي كه بتواند رفتار لاستيک را در همه اشكال كرنش بدرستي پيش‌بيني كند, بايستي از مفاهيم مكانيک محيط پيوسته استفاده نمود. اين روش مبتني بر فرضيات رياضي محض است و توجيه فيزيكي و مولكولي نتايج حاصله از اين روش, بهيچ وجه مورد توجه نمي‌باشد. در همين راستا فرمهاي گوناگوني براي تشريح رفتار لاستيک پيشنهاد شده است. تمامي مدلهاي موردنظر به نحوي به تعريف دقيق تابع پتانسيل انرژي كرنشي (W) براي كلي‌ترين شكل كرنش همگن مي‌پردازند. با اعمال روش Least-square به مقادير تنش-كرنش مي‌توان ضرايب مربوط به توابع پتانسيل انرژي كرنشي را بدست آورد.

در اين مقاله بمنظور استخراج مدل مطلوب معرف رفتار لاستيک, از ماژول گنجانده شده در نرم‌افزار ANSYS استفاده شده است. توسط اين ماژول مدلهاي متعددي از لاستيک موردنظر استخراج شده است.

نتايج تست تنش-كرنش مربوط به لاستيک فوقاني مربوط به يک هيدرومانت نمونه استخراج شده است كه در شكل(۵) آمده است. نتايج را مي توان به درستي با يک منحني ميانياب چندجمله‌اي درجه ۴ تقريب زد. پس از انجام تستهاي آزمايشگاهي و اعمال روش Least-square بر روي نتايج, ضرايب مدلهاي مختلف

قابل استخراج است. جدول ۱ ضرايب مختلف مدلهاي لاستيک را که از نـرم‌افـزار ANSYS اسـتخراج شـده است, نشان مي‌دهد. مهمترين مسئله, انتخاب مدل متناسب با شرايط بارگذاري و مناسب به شـکل لاسـتيک مي‌باشد.

مدل Mooney-Rivlin بعنوان يکي از جامعترين و گوياترين مدلهاي معرف رفتار لاستيک شناخته شده است. اين مدل نيز مانند ساير مدلها بر روي نامتغيرهاي کرنش I_1, I_2, I_3 تعريف مي‌شود. فرض ايزوتروپ بودن لاستيک منجر به اين نتيجه مي‌شود که تابع چگالي انرژي کرنشي الزاما بايد نسبت به سه نسبت تغيير طول اصلي $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ متقارن باشد. درنتيجه نامتغيرهاي تنش بصورت زير بدست مي‌آيند:

$$\begin{aligned} I_1 &= \lambda_1^2 + \lambda_2^2 + \lambda_3^2 \\ I_2 &= \lambda_1^2\lambda_2^2 + \lambda_2^2\lambda_3^2 + \lambda_1^2\lambda_3^2 \\ I_3 &= \lambda_1^2\lambda_2^2\lambda_3^2 \end{aligned} \tag{۳۹}$$

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$ (نسبت تغيير شکلهاي اصلي) مقادير ويـژه تانسـور تغييرشـکل کوشـي-گـرين (C_{ij}) هسـتند و درصورتي وجود دارند که

$$\det\left\lfloor C_{ij} - \lambda_p^2 \delta_{ij} \right\rfloor = 0 \tag{۴۰}$$

پتانسيل انرژي کرنشي در مدل Mooney-Rivlin بصورت زير نوشته مي‌شود[٦]:

$$\begin{aligned} W &= C_{10}(I_1-3) + C_{01}(I_2-3) + C_{20}(I_1-3)^2 \\ &+ C_{11}(I_1-3)(I_2-3) + C_{02}(I_2-3)^2 + C_{30}(I_2-3)^2 \\ &+ C_{21}(I_1-3)^2(I_2-3) + C_{12}(I_1-3)(I_2-3)^2 + C_{03}(I_2-3)^3 + \frac{1}{d}(J-1)^2 \end{aligned} \tag{٤١}$$

که $C_{10}, C_{01}, C_{20}, C_{11}, C_{02}, C_{30}, C_{21}, C_{12}, C_{03}, d$ ثابتهاي ماده مي‌باشـند. مـدول برشـي اوليـه بـا رابطه $\mu = 2(C_{10} + C_{01})$ تعريف مي‌شود.

در اين مقاله از مدل Mooney-Rivlin دو پارامتري بـراي مدلسـازي رفتـار لاسـتيک در ANSYS استفاده شده است. بمنظور محاسبه ثابتهاي ماده از داده‌هاي آزمايشگاهي تستهاي زيـر بـر روي نمونـه‌هـاي استاندارد صورت گرفت.

۱. تست کشش و فشار يکسان تک محوره
۲. تست کشش و فشار يکسان دومحوره
۳. تست کشش و فشار يکسان صفحه

شکل (۵) نتايج تست کشش - فشار را نشان مي‌دهد. نمونـه تسـت کشـش داراي ابعـاد اسـتاندارد ۴×۲×۲۰ ميليمتر و قرص تست فشار به قطر ۳۶ و ضخامت ۱۸ ميليمتر تهيه گرديد. با توجـه بـه ضـرايب مـدل فـوق, آناليز عددي لاستيک فوقاني ميسر مي‌باشد.

۸- استخراج مشخصه هاي ديناميکي لاستيک به روش اجزاء محدود در نرم‌افزار ANSYS

در مدلسازي خطي، متغيرهاي k_r و b_r نشاندهنده سختي و ميرايي محفظه بالايي بوده و پارامترهايي مرتبط با لاستيک اصلي دسته موتور مي‌باشند. در اکثر مراجع و مقالات بررسي شده [۱]، اين متغيرها با استفاده از

مدل ويت[1] جهت لاستيک مدل مي‌شوند. طبق اين مدل مشخصه هاي ارتعاشي لاستيک نسبت به شرايط دامنه و فرکانس تحريک، ثابت و بي‌تغيير فرض مي‌شوند. اما Geisberger و همکارانش نشان دادند که رفتار اين پارامترها در حوزه فرکانس کاملا به دامنه حالت پايدار و فرکانس تحريک و پيش بار وابسته بوده، به گونه‌اي که سختي و ميرايي غيرخطي اين سيستمها را مي‌توان بصورت زير بيان نمود [٤]:

$$k_r = k_r\,(\omega, X, F_P) \quad (٤٢)$$

$$b_r = b_r\,(\omega, X, F_P) \quad (٤٣)$$

که در آن ω فرکانس نوسانات، X دامنه و F_P پيش بار مي‌باشد. لاستيک اصلي شامل سه سختي در راستاي محورهاي فضا مي باشد.

$$k^*_v = k_v(1+\eta_v i) \quad (٤٤)$$

$$k^*_b = k_b(1+\eta_b i) \quad (٤٥)$$

$$k^*_h = k_h(1+\eta_h i) \quad (٤٦)$$

سختي اول سختي عمودي لاستيک مي‌باشد؛ سختي دوم با نام سختي Bulge ناميده مي‌شود. اين سختي، همانطور که از نامش پيداست، خصوصيات انعطاف‌پذيري لاستيک اصلي دسته موتور را نشان مي‌دهد که محفظه سيال را در بر مي گيرد و در پارامتر انعطاف‌پذيري حجمي نقش مهمي را ايفا مي‌کند. سختي افقي در شرايطي دخيل است که نيروي وارده در راستاي افقي اعمال گردد. علت مختلط بودن سختي لاستيک به دليل تاخير زماني پاسخ آن به نيروي تحريک مي‌باشد که يکي از خواص ذاتي الاستومرها مي‌باشد. اين تاخير زماني به نام loss factor خوانده مي‌شود و با پارامترهاي η_v، η_b و η_h نشان داده مي‌شود.

براي محاسبه سختي‌هاي استاتيکي لاستيک اصلي از تحليل هايپرالاستيک با تقارن محوري[2] در ANSYS استفاده شده است. مشخصات لاستيک استفاده شده در جدول ۲ آمده است.

پس از انجام تحليل استاتيکي و ديناميکي (آناليز هارمونيک) بر روي نمونه مقادير سختي ارتعاشي و Loss Factor مطابق با جدول ۳ بدست آمده است. مدل Mooney-Rivlin جهت معرفي رفتار لاستيک موردنظر به درستي اعمال شده است. شکل (٦) نمونه‌اي از تحليل تنشي متقارن محوري لاستيک فوقاني را نشان مي‌دهد.

۹- شبيه‌سازي ديناميکي

پس از تحليل هايپرالاستيک به روش اجزاء محدود و يافتن مشخصه‌هاي ارتعاشي لاستيک فوقاني, مي‌توان به مدلسازي ديناميکي رفتار سيستم دسته موتور هيدروليکي پرداخت. مدل تهيه شده در Simulink در شکل (۷) نشان داده شده است. در اين مدل غيرخطي (شامل پارامترهاي غيرخطي سيستم) معادله کوپله مومنتوم جهت اعمال رفتار همزمان دو منفذ گنجانده شده است (معادله ۳). از اين رو امکان بررسي کامل

[1] Voigt
[2] Axisymmetric

رفتار سیستم در مقادير مختلفي از فركانس و دامنه تحريک ميسر مي‌باشد. به عبارت ديگر نيـاز بـه تفكيـک مدل سيستم در استانداردهاي تحريكات ارتعاشي مختلف نمي‌باشد.

مقادير پارامترهاي مربوط به مقاومت دي‌كـاپلر و باريكـه اينرسـي $(R_i\ ,\ R_d)$, انعطـاف‌پـذيري حجمـي محافظ بالا و پايين $(C_1\ ,\ C_2)$ و سطح موثر پمپاژ (A_P) از نتايج چهار ستاپ آزمايشگاهي مربوط بـه مرجـع [٤] جايگزين شده است. براي مقداردهي مشخصه‌هاي k_r و b_r از نتايج تحليـل هايپرالاسـتيک بخـش قبلـي استفاده شده است. از نشتي موجود در منفذ دي‌كاپلر صرفنظر شده است؛ همچنين مكانيزم سوييچينگ دي-كاپلر كه در قسمت بالا و راست شكل (۷) مشهود است, مي تواند توسط رابطه نمايي آركتانژانت به طريق زير مدلسازي گردد [۴]:

$$A_{d\_fnc}=\frac{1}{\pi}A_d\left(\frac{\pi}{2}-\arctan\left(\frac{\left(2/\pi\right)X_d\arctan\left(\left(P_1-P_2\right)/P_0-X_{d\_\max}\right)}{X_1}\right)\right) \qquad (۴۷)$$

رابطه فوق نمايانگر تابعيت اصلي سطح مقطع عبوري سيال دي‌كاپلر به موقعيت دي‌كـاپلر (X_d) در محـدوده حركت آن $(\pm\ X_{d\_max})$ مي‌باشد. شكل (۸) تقريبي از اين تابعيت را نشان مي‌دهد. ثابتهاي اين معادله يعنـي P_0 و X_1 براي نرماليزه كردن تابع و كنترل شكل تابع سوييچينگ اعمال شده است.

۱۰- پاسخ زماني سيستم غيرخطي به تحريكهاي استاندارد

با توجه به مقادير پارامترهاي غيرخطي حاصل از نتايج آزمايشگاهي [٤] و محاسبه سختي ارتعاشي لاستيك از تحليل هايپرالاستيک در ANSYS، معادلات (۱), (۲), (۳), (۳۲) و (۳۷) در Simulink شبيه‌سازي گرديد (شكل ۷). همچنين مكانيزم سوييچينگ دي‌كاپلر (معادله ٤٧) جهت تكميل معادلات فوق و بسط معادلات پيوسته زماني به رفتارهاي ناپيوسته سيستم به مدل افزوده شد. در ادامه پاسخ ديناميكي مدل به دو تحريك ارتعاشي استاندارد با دامنه 0.1mm و 2mm در بازه‌هاي فركانسي 0 تا 50 هرتز (فركانس كم)، 50 تا 250 هرتز (فركانس متوسط) و 250 تا 500 هرتز (فركانس بالا) مورد بررسي قرار خواهد گرفت.

شكل (۹) جريان عبوري از دي كاپلر و باريكه اينرسي در دامنه تحريك 0.1mm و فركانس 50Hz را نشان مي‌دهد. اين نوع تحريک مي‌تواند نوعي تحريک با دامنه كم و فركانس زياد محسوب گردد. همانطور كه انتظار مي‌رود در اين دامنه تحريک بايستي دي‌كاپلر باز باشد. مكانيزم سوييچينگ ناچيزي، كه با صفر شدن جريان عبوري از آن همراه است در شكل (۹؛الف) مشهود است. بدين ترتيب بيشتر جريان تمايل به عبور از اين منفذ دارد تا از باريكه اينرسي. در اينصورت نيروي انتقالي به بدنه به مقادير پاييني تنزل مي‌يابد (شكل ۹؛ج). همانطور كه در شكل (۹؛ج) ديده مي‌شود ماكزيمم نيروي انتقالي شبه سينوسي حدود ۱۵ كيلوگرم مي‌باشد. در مقايسه با ديگر نتايج خواهيم ديد كه مي‌توان سيستم دسته موتور را در اين حالت نرم[1] ناميد. با دقت بيشتري به شكلهاي (۹؛الف) و (۹؛ب) مي‌توان دريافت كه در مواقعي كه سوييچينگ رخ مي‌دهد $(Q_d = 0)$ جريان عبوري از باريكه اينرسي به مقادير مثبت يا منفي پيک خود مي‌رسد. معكوس اين رخداد نيز در

[1] Soft

مواقعي كه جريان عبوري از دي‌كاپلر در بيشترين مقدار خود قرار دارد, ديده مي‌شود. در اين مواقع جريان باريكه كاهش مي‌يابد. اين نسبت معكوس ميآن مقادير نيروي انتقالي و سوييچينگ نيز وجود دارد.
نكته ديگري كه مي توان از شكل (۹؛الف) دريافت اين است كه با وجود اينكه فركانس تحريک ۵۰ هرتز مي-باشد, اما سوييچينگ دي‌كاپلر با فركانس تقريبي ۲۰ هرتز رخ مي‌دهد, درحالي كه نيروي انتقالي با همان ۵۰ هرتز نوسان خواهد كرد.

نتايج بيشتر نشان مي‌دهند كه در دامنه تحريك 0.1mm با افزايش فركانس، سوييچينگ كمتر رخ مي‌دهد و افزايش فشار محفظه فوقاني، كه به سخت شدن سيستم مي‌انجامد، اتفاق نمي‌افتد. اين بمعني كاهش نيروي انتقالي دردامنه كم و فركانس زياد مي‌باشد. در اين حالت جريان عبوري از باريكه ناچيز است و بيشتر جريان از دي‌كاپلر مي‌گذرد.

شكل (۱۰) پاسخ زماني سيستم را در دامنه تحريک 2mm و فركانس 6Hz نشان مي‌دهد. اين تحريک را مي‌توان در دسته تحريكاتي با دامنه زياد و فركانس كم بشمار آورد. در اين تحريک بر ميزان رخداد سوييچينگ به شدت افزوده شده است به طوري كه مي‌توان فرض نمود تقريبا در بيشتر زمان عملكرد سيستم, دي‌كاپلر بسته است (شكل ۱۰؛الف) و تنها مواقع بسيار نادري دي‌كاپلر از نشيمنگاه خود جدا مي-شود. همانطور كه انتظار مي‌رود بيشتر جريان عبوري از باريكه اينرسي خواهد بود. جريان باريكه اينرسي (شكل ۱۰؛ب) نسبت به نتايج تحريک قبل (شكل ۹؛ب) سه برابر شده است. اما اين بدين معني نيست كه مجموع جريانهاي هر دو منفذ در تحريک قبل بايستي در اين تحريک از باريكه عبور كنند. مقاومت باريكه اينرسي زياد است و بدين ترتيب فشار محفظه فوقاني افزايش مي‌يابد. شكل (۱۰؛ج) تاثير اين افزايش فشار را در نيروي انتقالي به بدنه نشان مي‌دهد. نيروي انتقالي در اين نوع تحريک چهار برابر قبلي است (شكل ۱۰؛ج). بنابراين سختي ارتعاشي سيستم در اين حالت افزايش مي‌يابد. از شكل (۱) پيداست كه يک دسته موتور ايده‌آل بايستي در فركانسهاي پايين (دامنه تحريک زياد) از سختي بيشتري برخوردار باشد. با توجه به نتايج شكلهاي (۹) و (۱۰) و با استناد به شكل (۱) مي‌توان دريافت كه دسته موتور هيدروليكي در تحريكات استاندارد مذكور بطور مطلوبي رفتار مي‌كند.

۱۱- پاسخ زماني سيستم غيرخطي به تحريكهاي غيراستاندارد

غير از تحريكات استاندارد ارتعاشي كه در بخش قبل ذكر گرديد, امكان اعمال تحريكات ديگري نيز به دسته موتور وجود دارد. همانطور كه در بخش قبلي مورد بررسي قرار گرفت, مدل غيرخطي موجود توانايي توجيه رفتار مطلوب سيستم را در دو نوع تحريک استاندارد داراست. به بيان ديگر در تحريكات نوع اول (دامنه كم و فركانس زياد) انتظار مي رود كه سيستم نرم عمل كند و بالعكس در تحريكات نوع دوم (دامنه زياد و فركانس كم) سيستم بايستي سخت شود كه خصوصيات مطلوب دسته موتورهاي ايده‌آل مي‌باشد (شكل ۱). در اين بخش دو نوع بارز از نوع تحريكات غيراستاندارد مورد بررسي قرار گرفته است و پاسخ زماني سيستم استخراج شده است.

شكل (۱۱) جريان عبوري از دي‌كاپلر و باريكه اينرسي را به همراه نيروي انتقالي به بدنه در دامنه تحريك 2mm و فركانس 50Hz نشان مي‌دهد. با توجه به شكل (۱۱؛الف) همانند ارتعاشاتي با دامنه

تحریک زیاد (شکل ۱۰؛الف), با وجود فرکانس بالاي تحریک, سوییچینگ زیادي توسط دي‌کاپلر به سیستم اعمال مي‌شود. اما نکته قابل توجه در شکل (۱۱؛ج) این است که نیروي انتقالي به شدت افزایش یافته است, بطوري که به ماکزیمم مقدار ۳۰۰ کیلوگرم مي‌رسد. با مقایسه این نیرو با شکل (۱۰؛ج) در نوع فرکانس پایین مي‌توان پي برد که به دلیل افزایش رخداد سوییچینگ در فرکانسهاي بالاتر, با افزایش فرکانس, نیروي انتقالي افزایش خواهد یافت. این بمعني افزایش سختي سیستم در قبال افزایش فرکانس در تحریکاتي با دامنه بالاست که نامطلوب مي‌باشد. مقاومت زیاد باریکه اینرسي در برابر عبور جریان سیال، باعث افزایش فشار محفظه فوقاني و درنتیجه افزایش نیروي انتقالي تا 3000N مي‌شود.

تحریکات ارتعاشي دیگري که باعث رفتار نامطلوب سیستم مي‌شود, تحریکاتي با فرکانسهاي بسیار زیاد هستند. همانطور که در شکل (۱۲؛ج) نشان داده شده است با وجود دامنه تحریک بسیار کم, نیروي زیادي در مقایسه با فرکانسهاي پایینتر (شکل ۹؛ج) به بدنه منتقل مي‌شود. سوییچینگ دي‌کاپلر نمي‌تواند دلیل این افزایش نیرو باشد. همانطور که از شکل (۱۲؛الف) پیداست, سوییچینگ در این فرکانس رخ نمي‌دهد. پس با خطي فرض نمودن خواص لاستیک, مي‌توان خواص سیال را عامل اصلي این رفتار غیرخطي به حساب آورد.
این رفتار شبیه‌سازي شده مشابه رفتار واقعي دسته موتورهاي هیدرولیکي در فرکانسهاي بسیار بالاي تحریک است که در شرایط واقعي مطابق با نتایج آزمایشگاهي اتفاق مي‌افتد. بمنظور مقایسه مي‌توان به نتایج آزمایشگاهي مرجع [۲] اشاره نمود. همانطور که از شکل (۱۳؛الف) پیداست در فرکانس هاي بالاي ۱۰۰ هرتز (در یک دسته موتور نمونه) بر میزان سختي سیستم افزوده خواهد شد. Kim و Singh [۲] این افزایش ناگهاني سختي سیستم را ناشي از دینامیک غیرخطي سیال مي‌دانند. آنها براي اثبات تاثیر دینامیک سیال با انجام یک سري آزمایشات نشان دادند که با افزایش سطح مقطع دي‌کاپلر در فرکانسهاي بسیار زیاد تنها نمودار سختي به سمت فرکانسهاي بالاتر شیفت پیدا مي‌کند, اما الگوي تغییرات سختي ثابت باقي مي‌ماند (شکل ۱۳؛ب). بنابراین مدل شبیه‌سازي شده با درنظرگرفتن همزماني عملکرد دو منفذ, توانایي توجیه رفتار غیرخطي سیستم را در فرکانسهاي بسیار بالا نیز داراست.

درنتیجه مطالعات آزمایشگاهي مرجع [۲] و نتایج شبیه‌سازي شکل (۱۲) پاسخ غیرخطي و نامطلوب یک دسته موتور هیدرولیکي به فرکانسهاي بسیار زیاد که به افزایش سختي و نیروي انتقالي مي‌انجامد, به دلیل دینامیک سیال داخل محفظه ها و منافذ مي‌باشد. بنابراین سوییچینگ دي‌کاپلر نبایستي جزو عوامل اصلي تاثیرگذار در ایجاد این رفتار باشد. درنتیجه چنین رخدادي بایستي در سیستمهاي بدون دي‌کاپلر تک منفذي (تنها با باریکه اینرسي) نیز رخ دهد. بمنظور اثبات وجود این رخداد در دسته موتورهاي بدون دي-کاپلر, آزمایشي در بازه فرکانسي گسترده‌اي از حوزه عملکرد یک سیستم دسته موتور صورت گرفته است که در ادامه به توضیح این موضوع خواهیم پرداخت.

۱۲- نتایج آزمایشگاهي پاسخ فرکانسي یک دسته موتور هیدرولیکي بدون دي‌کاپلر

همانطور که در بخش قبل از نتایج آزمایشگاهي مرجع [۲] و نتایج شبیه‌سازي (پاسخ زماني) یک دسته موتور هیدرولیکي جامع استنباط گردید, دینامیک سیال تاثیر اصلي را بر غیرخطي شدن رفتار سیستم در فرکانسهاي بسیار زیاد مي‌گذارد و سوییچینگ دي‌کاپلر در ایجاد این پدیده بي‌تاثیر مي‌باشد، لذا این پدیده

بايستي در ساير انواع هيدرومانتها نيز ديده شود. يک سري تستهاي فرکانسي بر روي هيدرومانت نمونه شکل (۱۴) براي نشان دادن اثر ديناميک سيال در فرکانسهاي بسيار زياد و دخيل نبودن دي‌كاپلر در اين امر انجام گرفت. همانطور که از شکل مشخص است اين هيدرومانت تنها شامل باريکه اينرسي مي‌شود (شکل ۱۴؛ب).
بمنظور بهينه نمودن طرح بـا دو هـدف سـختي ارتعاشـي لاسـتيک فوقـاني و انتقـال ناحيـه غيرخطـي بـه فرکانسهاي بالاتر, تغييراتي در شکل اجزاء و همچنين جنس صورت گرفته است. پس از هر تغيير طرح پاسـخ فرکانسي دسته موتور در راستاي بارگذاري اسـتخراج گرديـده اسـت. تسـتها توسـط دسـتگاه تسـت MTS 831.5 انجام گرفته‌اند (شکل ۱۵). ماکزيمم بار دستگاه تست ۱۰ کيلونيـوتن و مـاکزيمم فرکـانس اعمـالي ۱۰۰۰ هرتز مي‌باشد. بارگذاري بسيار دقيق توسط يونيت سرووهيدروليک صورت گرفته است و بمنظور حذف اثرات لختي سيستم تست (شامل جرم پيستون, قطعه, فيکسـچر و لودسـلها) در فرکانسـهاي بيشـتر از ۲۰۰ هرتز, دستگاه مجهز به Accelerometer Compensator مي‌باشد. از دو نوع Strain-gage loadcell و Piezoelectric load washer براي اندازه‌گيري نيرو استفاده شده است.

شکل (۱۶) سختي ديناميکي را در دامنه تحريک ۰/۰۵ ميليمتر و در اولين طرح نشان مي‌دهد. پيش‌بـار (وزن موتور) ۷۲۵ نيوتن مي‌باشد. اثر نامطلوب ديناميک سيال در فرکانسهاي بالاي ۳۶۰ هرتز به وضوح ديده مي‌شود. شيب مثبت موجود در تغييرات سختي در بازه فرکانسي ۳۵ تا ۳۶۰ هرتز مربـوط بـه مشخصـه‌هـاي لاستيک مي‌شود. اثر ديناميک سيال (بيشتر از ۳۶۰ هرتز) بسيار شبيه به نتايج آزمايشـگاهي شـکل (۱۳؛ب) مي‌باشد. همانطور که در شکل (۱۶) و نيز (۱۷) ديده مي‌شود اثر ديناميکي سيال قابل حـذف نمـي‌باشـد. در پاسخ فرکانسي طرح دوم که در شکل (۱۷) آمده است سعي بر آن بوده است که از سختي ديناميکي سيستم در فرکانسهاي بسيار بالا کاسته شود. بهبود دوم تا حدودي از تغييرات رو بـه افـزايش ايـن ناحيـه غيرخطـي کاسته است. اما قادر به حذف کامل اين عملکرد نامطلوب نمي باشد.

با توجه به شناسايي اثر ديناميک غيرخطي سيال در نتايج تستهاي شکل (۱۶) و (۱۷) مي تـوان علـت افزايش غيرقابل پيش‌بيني مقادير نيرو را در شکل (۱۲؛ج) توضيح داد. اثري از سوييچينگ دي‌كاپلر در نتايج پاسخ زماني جريان عبوري دي‌كاپلر در شکل (۱۲؛الف) ديده نمي‌شود. بنابراين افزايش نيـروي انتقـالي ديـده شده به دليل اثر ديناميکي سيال مي‌باشد که در اينجا با مقاومت افـزوده توربـولانس سـيال (R'_d , R'_i) وارد معادلات (۳) و (۴) شده است و از لحاظ کيفي با نتايج هيدرومانتهاي دومنفذي (شکل ۱۳) و هيـدرومانتهاي تک‌منفذي (شکل ۱۶ و ۱۷) مطابقت دارد. بنابراين مدل شبيه‌سازي شده با درنظرگـرفتن همزمـاني عملکـرد دو منفذ, توانايي توجيه رفتار غيرخطي سيستم را در فرکانسهاي بسيار بالا نيز داراست.
اثر کاهش ناگهاني مقادير سختي در ناحيه غيرخطي بالاي ۳۶۰ هرتز در نتايج تستهاي شکل (۱۶) و (۱۷) به درستي بيانگر فرکانس طبيعي سيستم سيال ($f_{K_{\min}}$) مي باشد که در آزمايشات Kim و Singh [۲] به آن اشاره شده است (شکل ۱۳؛ب). شکل (۱۸) يکي از تغييرات ايجاد شده در طراحي اجزاء فلزي تشکيل-دهنده باريکه اينرسي را نشان مي‌دهد. در طرح دوم همانطور که ديده مي‌شود, طول باريکه اينرسي با ثابت ماندن سطح مقطع آن کاهش يافته و مقاومت باريکه اينرسي در اين طرح نسبت به طرح اول کاهش يافته است (طول باريکه نصف شده است).

۱۳- نتيجه‌گيري

در اين مقاله ضمن معرفي پارامترهاي غيرخطي دسته موتورهاي هيدروليكي, مدل شبيه‌سازي شده جامعي بر اساس پارامترهاي متمركز سيستم و با درنظرگرفتن كوپلينگ معادلات مومنتوم مربوط به عملكرد همزمان منافذ باريكه اينرسي و دي‌كاپلر ارائه شد. نتايج حاصل از اين مدل تطابق بيشتري با عملكرد واقعي دسته‌موتور هيدروليكي و نتايج آزمايشگاهي دارد. جهت مدلسازي جريان سيال دي‌كاپلر و باريكه اينرسي از مفاهيم مكانيک محيطهاي پيوسته استفاده شد. پاسخ زماني سيستم غيرخطي دسته‌موتور هيدروليكي به تحريكهاي استاندارد و غيراستاندارد به كمک شبيه‌سازي معادلات در محيط MATLAB-Simulink ارائه گرديد. با اعمال رابطه سطح دي‌كاپلر و مقاومت سوييچينگ در مدل, به خوبي عملكرد صحيح سيستم و مكانيزم سوييچينگ دي‌كاپلر قابل رويت مي‌باشد, بگونه‌اي كه در دامنه تحريک كم (۰/۱ ميليمتر) و فركانس نسبتا بالا (۵۰ هرتز) نيروي كمي (۱۵۰ نيوتن) به پايه منتقل شد (تحريک استاندارد) و با افزايش دامنه تحريک (۲ ميليمتر) و در فركانس پايين (۶ هرتز) سوييچينگ دي‌كاپلر عمل كرده, بيشتر سيال از باريكه اينرسي عبور كرده و سيستم نرم كار مي‌كند. اما در دامنه تحريک بالا (۲ ميليمتر) و فركانس نسبتا بالا (۶۰ هرتز) سوييچينگ زيادي توسط دي‌كاپلر به سيستم اعمال شده (تحريک غيراستاندارد) و سيستم را سخت‌تر مي‌كند كه باعث افزايش قابل توجه نيروي انتقالي (۳۰۰۰ نيوتن) مي‌شود. در اين حالت سيستم عملكرد نامطلوبي دارد. اين نتايج به خوبي با نتايج آزمايشگاهي مطابقت داشته, لذا مدل حاضر را مي‌توان اصلاح ارزشمندي بر مدلهاي غيرخطي قبلي درنظرگرفت.

مراجع

[1] Brach, R. M., and Haddow, A., "On The Dynamic Response of Hydraulic Engine Mounts", SAE Technical Paper Series 931321, pp. 463-474, (1993).

[2] Kim, G., and Singh, R., "A Study of Passive and Adaptive Hydraulic Engine Mount Systems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 179, pp. 427-453, (1995).

[3] Golnaraghi, M. F., and Nakhaie, R., "Development and Analysis of A Simplified Nonlinear Model of a Hydraulic Engine Mount", Journal of Vibration and Control, Vol. 7, pp. 495-526, (2001).

[4] Geisberger, A., Khajepour, A., and Golnaraghi, M. F., "Non-linear Modeling of Hydraulic Engine Mounts: Theory and Experiment", Journal of Sound and Vibration, Vol. 249, pp. 371-397, (2002).

[5] Adiguna, H., Tiwari, M., Singh, R., and Hovat, D., "Transient Response of a Hydraulic Engine Mount", Journal of Sound and Vibration, Vol. 268, pp. 217-248, (2003).

[6] Shangguan, W. B., and Lu, Z. H., "Modeling of a Hydraulic Engine Mount with Fluid–Structure Interaction Finite Element Analysis", Journal of Sound and Vibration, Vol. 275, pp. 193-221, (2004).

[۷] فرشیدیان فـر، انوشـیروان، "حامـد یزدانـي نـژاد، مدلسـازي غیرخطـي دسـته موتورهـاي هیـدرولیکي،" سیزدهمین کنفرانس سالانه (بین‌المللي) مهندسـي مکانیـک، اصـفهان، دانشـگاه صـنعتي اصـفهان، ۱۳۸٤.

[۸] میس جورج، میس توماس، "مکانیک محیط پیوسته براي مهندسین،" راستگو، عباس، انتشـارات دانشـگاه تهران، چاپ اول، ۱۳۷۸.

فهرست نمادهاي انگلیسي

A : سطح مقطع موثر، m^2

b : میرایي ارتعاشي لاستیک اصلي، $N/(m.s)$

C : انعطاف‌پذیري حجمي، $m^4.s^2/kg$

D : قطر متوسط، m

F : نیرو، N

g : شتاب جاذبه, m/s^2

h : متغیر ارتفاع, m

I : اینرسي, kg/m^4

k : سختي ارتعاشي لاستیک اصلي, N/m

P : فشار, Pa

Q : دبي, m^3/s

R : مقاومت در برابر عبور سیال, $N.s/m^5$

t : زمان, s

v : سرعت جریان, m/s

X : متغیر مادي در راستاي جریان

Y : متغیر مادي در راستاي عمود بر جریان

فهرست نمادهاي یوناني

ρ : چگالي، kg/m^3

زیرنویس

1 : محفظه بالایي

2 : محفظه پاییني

d : دي‌کاپلر

i : باریکه اینرسي

r : لاستیک اصلي

جدولها

جدول ۱- ضرايب توابع پتانسيل انرژي كرنشي

Ogden (3rd order)	Neo-Hookean	Arruda-Boyce
$\mu_1 = 27.698$ $\alpha_1 = 53.786$ $\mu_2 = \mu_3 = \mu_1$ $\alpha_2 = \alpha_3 = \alpha_1$ $d_1 = d_2 = d_3 = 0$	$\mu = 811320.633$ $d = 0$	$\mu = 1.11327$ $\lambda_L = -0.184$ $d = 0$
Gent	**Blatz-Ko**	**Mooney-Rivlin (2 parameter)**
$\mu = 811356.017$ $J_m = -7148.15$ $d = 0$	$\mu = 646882.97$	$C_{10} = 552e6$ $C_{01} = 138e6$

جدول ۲- خواص لاستيک استفاده شده در تحليل مدل در نرم افزار ANSYS

E (Mpa)	Poisson ratio	C_{10} (Mpa)	C_{01} (Mpa)	Density (kg/m3)	Shear modulus (kgf/cm2)	Element type
۷۰۰۰	۰/٤۹۷	۵۵۲	۱۳۸	۱۲۲۰	۱۰	PLANE182 (2D-8Node)

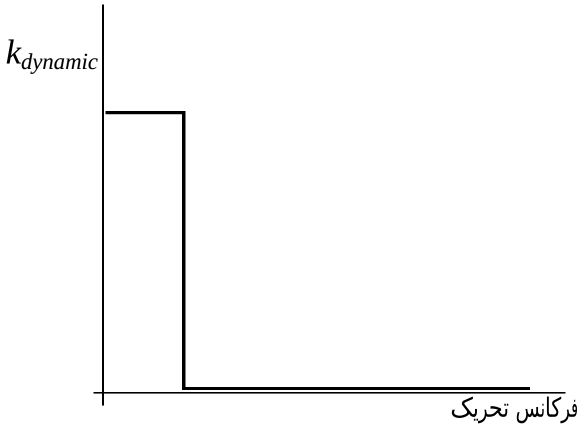
جدول ۳- مقادير سختي مختلط حاصل از تحليل هارمونيک

Loss Factor	سختي استاتيكي (N/m)	نوع سختي
۰/۰۷۷	۳۹۳۰۰۰	سختي مختلط عمودي
۰/۰۵۰	۱۱٦۰۰۰	سختي مختلط افقي
۰/۱۸۳	۱۱۰۰۰۰	سختي مختلط bulge

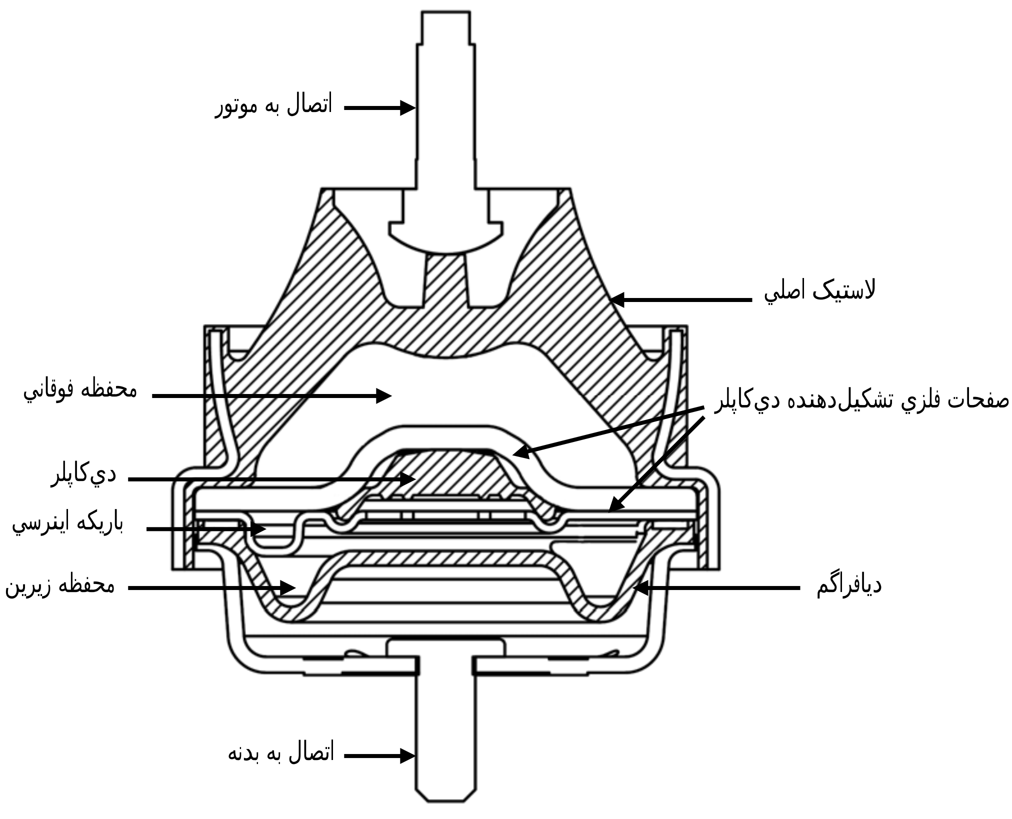
جدول ۴- مقادير پارامترهاي مشخصه یک دسته موتور هيدروليكي نمونه [۴]

$K_r = 225(N/mm)$	$R_i = 10.5\times10^{-5}(kg.mm^4/s)$	$C_1 = 3.0\times10^{4}(mm^5/N)$
$b_r = 0.1\times10^{3}(kg/s)$	$R_i' = 0.0$	$C_2 = 2.6\times10^{6}(mm^5/N)$
$A_p = 2500(mm^2)$	$R_d = 11.7\times10^{-6}(kg.mm^4/s)$	$I_i = 3.8\times10^{-6}(kg/mm^4)$
$A_d = 660(mm^2)$	$R_d' = 0.0$	$I_d = 7.5\times10^{-8}(kg/mm^4)$

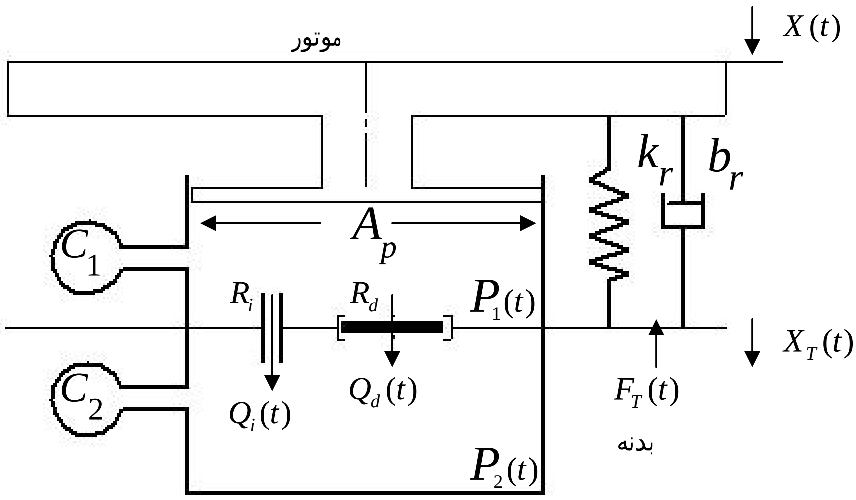
شکلها



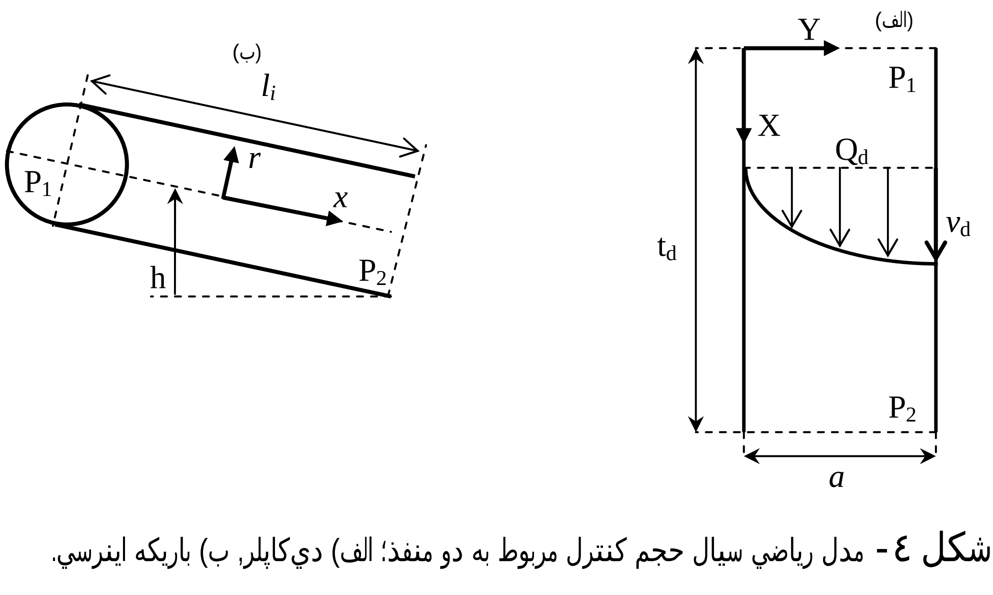
شکل ۱- مشخصه دینامیکي یک دسته موتور ایده آل



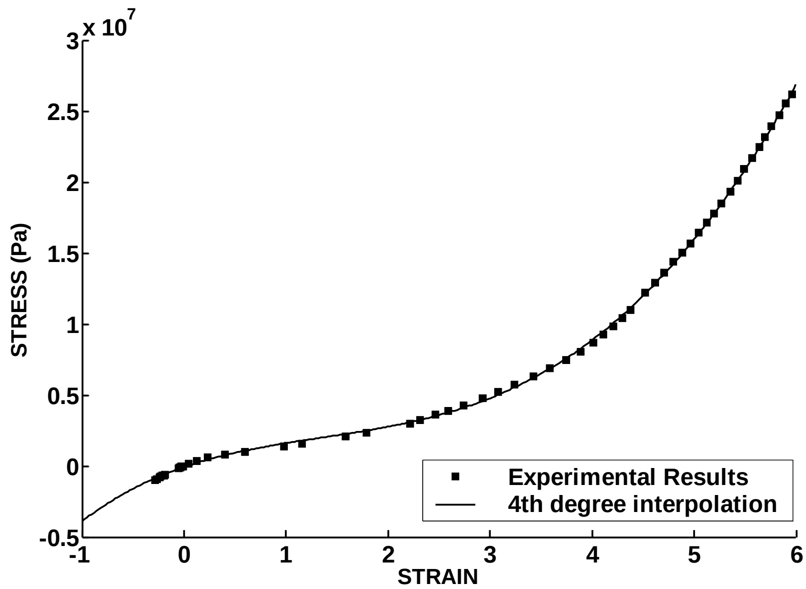
شکل۲- اجزاء کلي یك دسته موتور هیدرولیکي



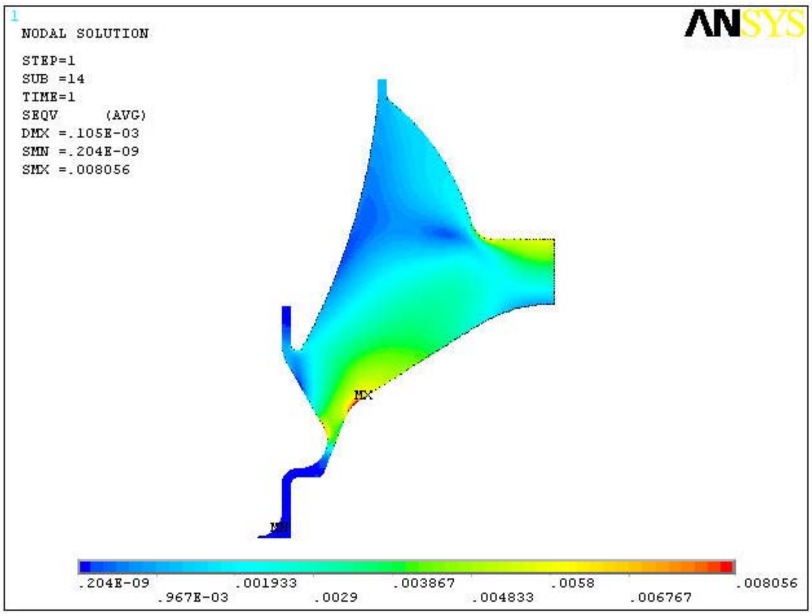
شکل ۳- مدل پارامتري متمرکز مربوط به یک دسته موتور هیدرولیکي نمونه



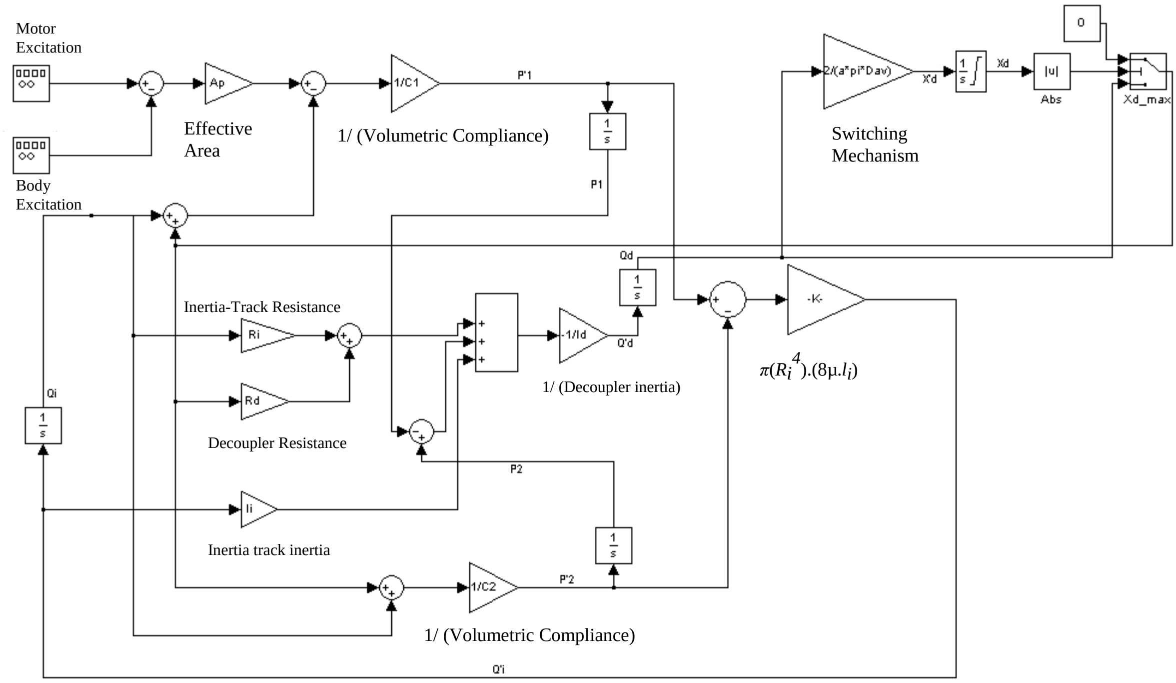
شکل ٤- مدل رياضي سيال حجم کنترل مربوط به دو منفذ؛ الف) ديکاپلر, ب) باريکه اينرسي.



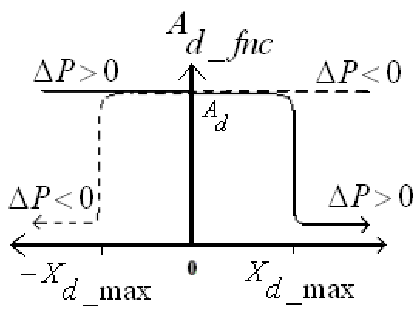
شکل ۵- نتایج تست کشش-فشار بر روي نمونه هاي استاندارد لاستیک فوقاني هیدرومانت



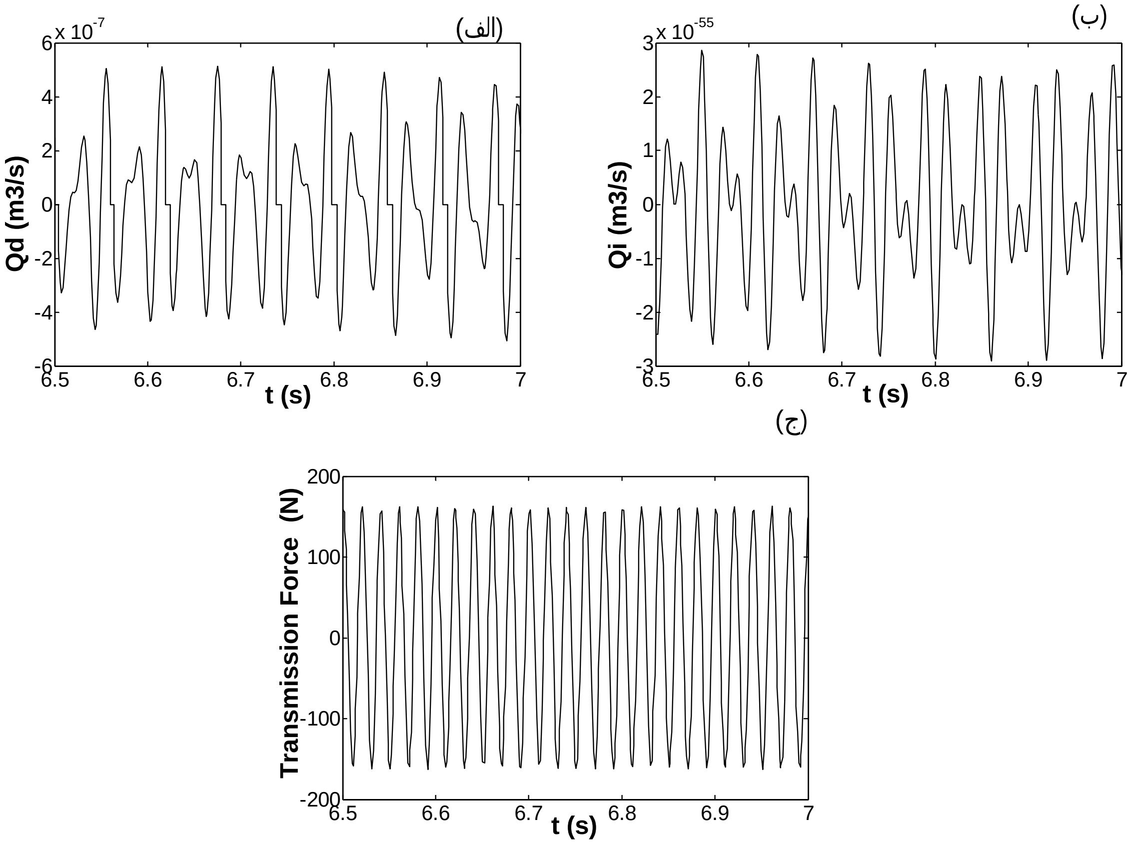
شکل ٦- تنش فن میزز حاصل از بار عمودي ۶۵۰ نیوتن (آنالیز متقارن محوري)



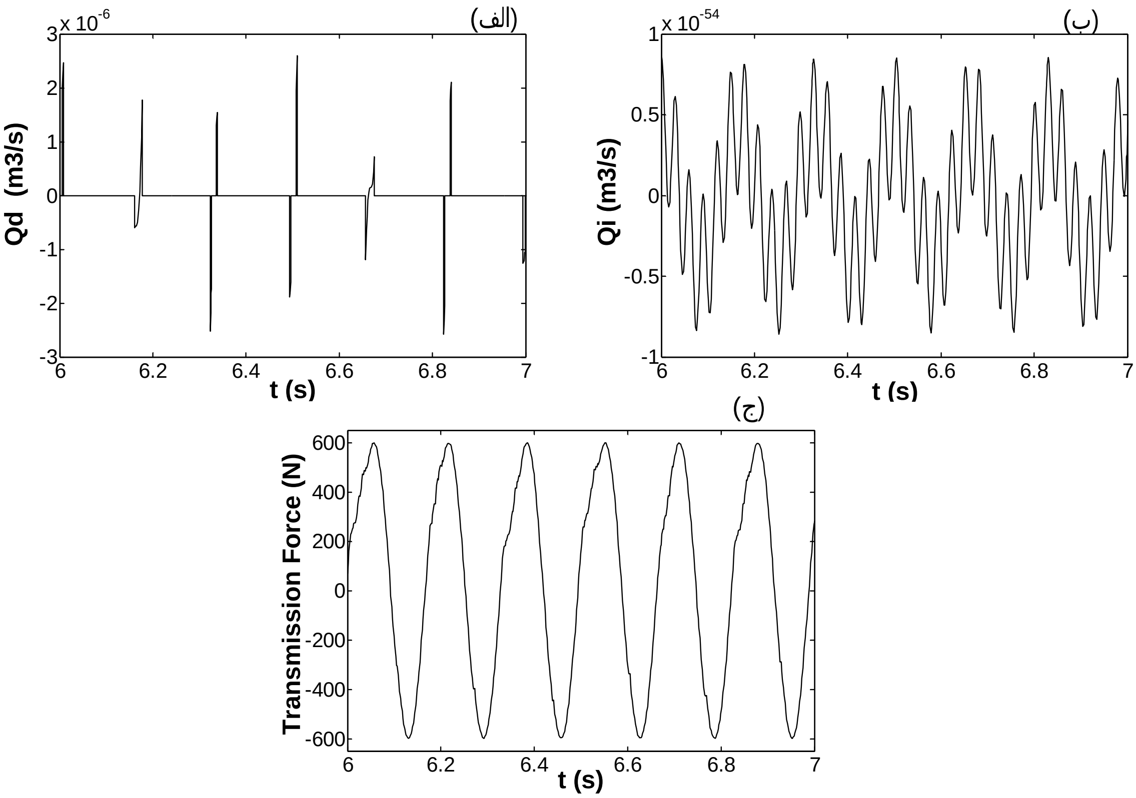
شکل ۷- مدل دینامیکي شبیه‌سازي شده در Simulink شامل پارامترهاي غیرخطي, معادلات پیوستگي, مومنتوم و معادلات حاکم سیال



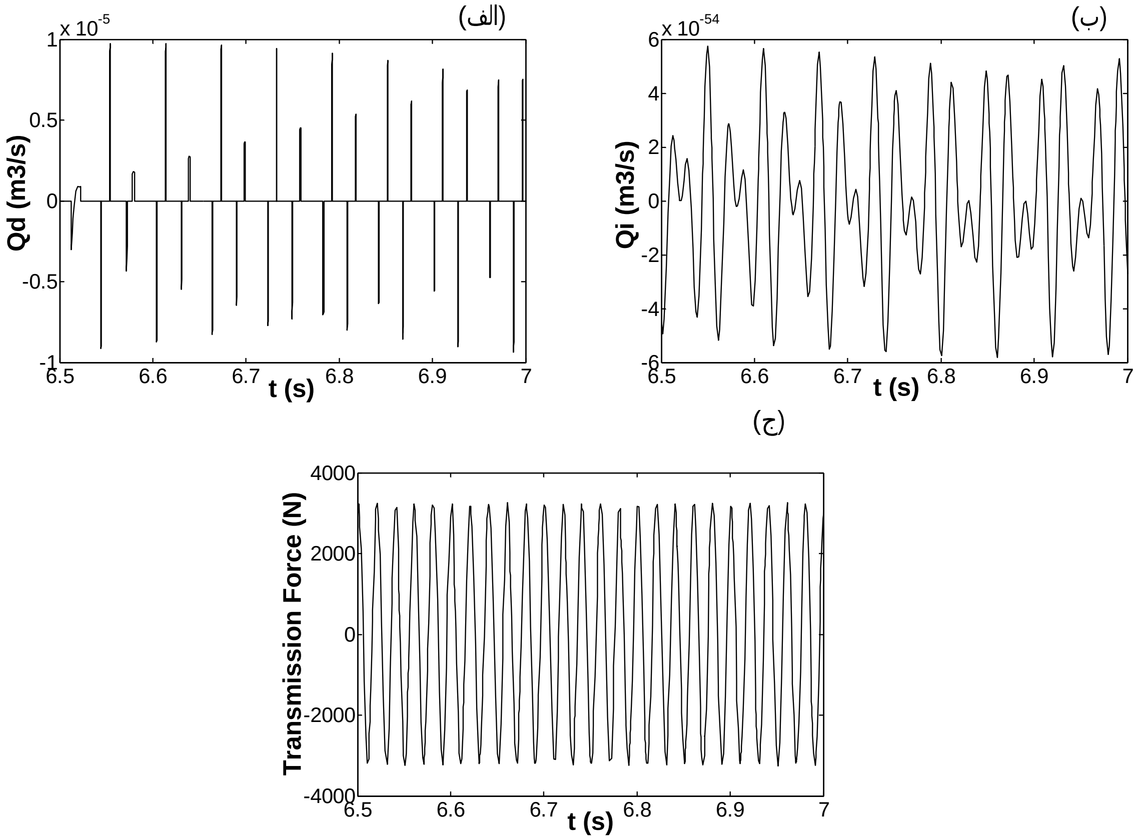
شکل ۸- نمودار تابع A_{d_fnc}



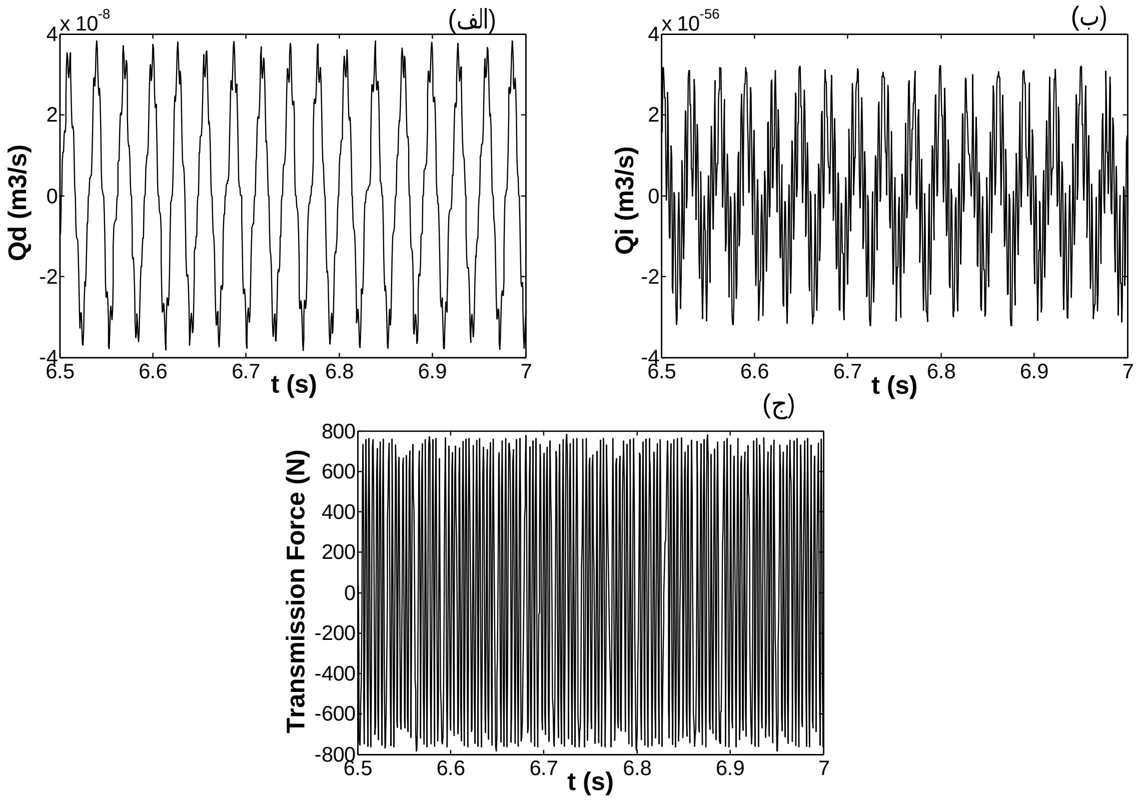
شکل ۹- تحريك با دامنه 0.1 mm و فركانس 50 Hz : الف) جريان عبوري از دي‌كاپلر، ب) جريان عبوري از باريكه اينرسي، ج) نيروي انتقالي.



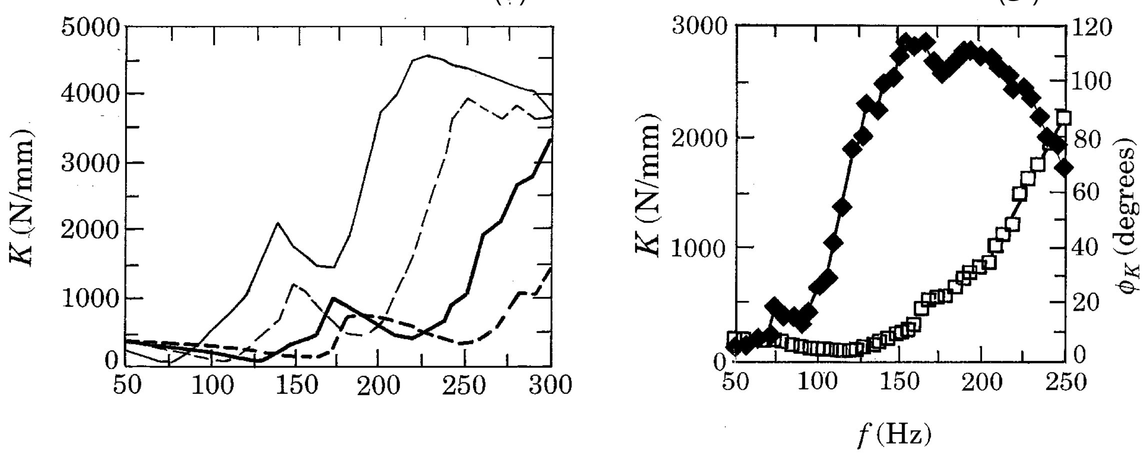
شکل ۱۰- تحريك با دامنه 2 mm و فركانس 6 Hz : الف) جريان عبوري از دي‌كاپلر، ب) جريان عبوري از باريكه اينرسي، ج) نيروي انتقالي.



شکل ۱۱- تحريك با دامنه 2 mm و فركانس 50 Hz : الف) جريان عبوري از ديكاپلر، ب) جريان عبوري از باريكه اينرسي، ج) نيروي انتقالي.

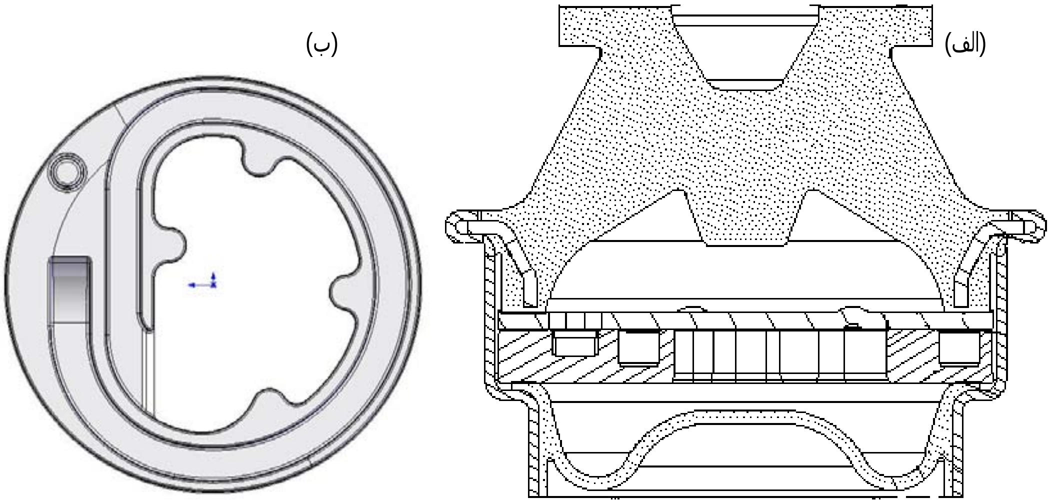


شکل ۱۲- تحريك با دامنه 0.1 mm و فركانس 250 Hz : الف) جريان عبوري از ديكاپلر، ب) جريان عبوري از باريكه اينرسي، ج) نيروي انتقالي



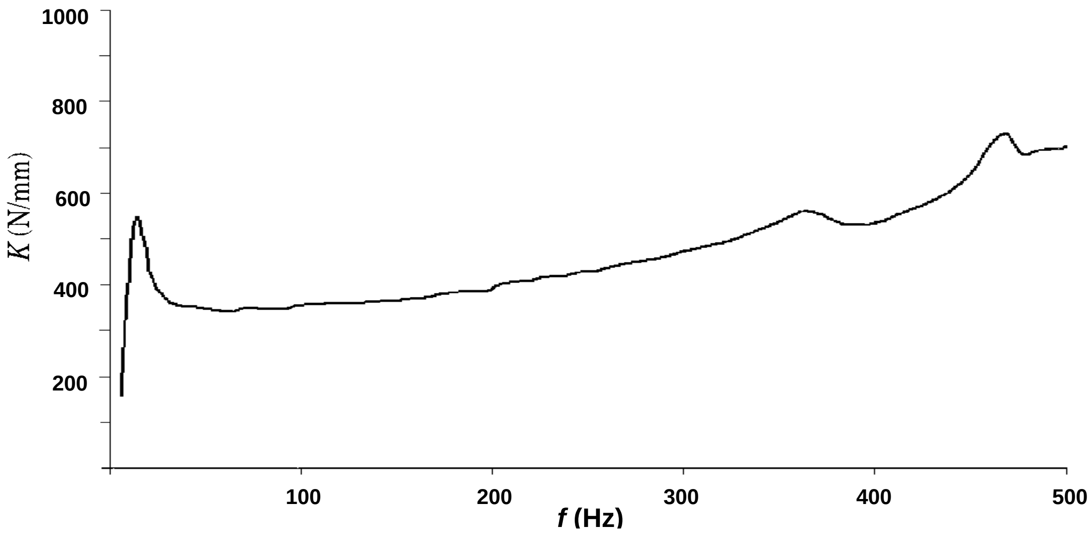
شکل ۱۳- تاثير ديناميک سيال بر رفتار غيرخطي سيستم [۲]: الف) افزايش ناگهاني سختي ديناميکي سيستم در فرکانسهاي بسيار زياد، ب) شيفت نمودار سختي ديناميکي و مينيمم سختي در نتيجه افزايش سطح مقطع دي‌کاپلر.

—— d_0 = 20 mm , ---- d_0 = ۳0 mm , —— d_0 = ٤0 mm , – – – d_0 = ٥0 mm

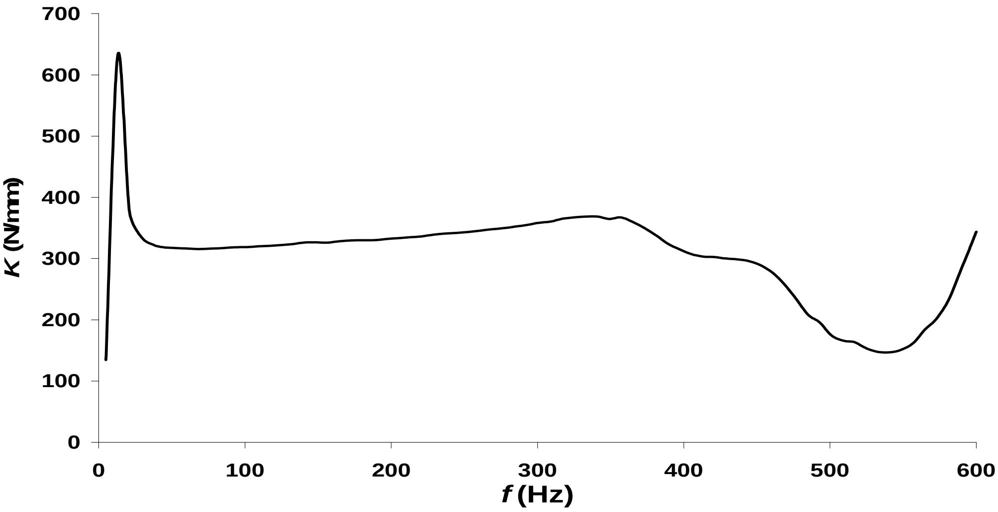


شکل ۱۴- الف) هيدرومانت تک منفذي شامل باريکه اينرسي؛ ب) صفحه فلزي تشکيل‌دهنده باريکه اينرسي

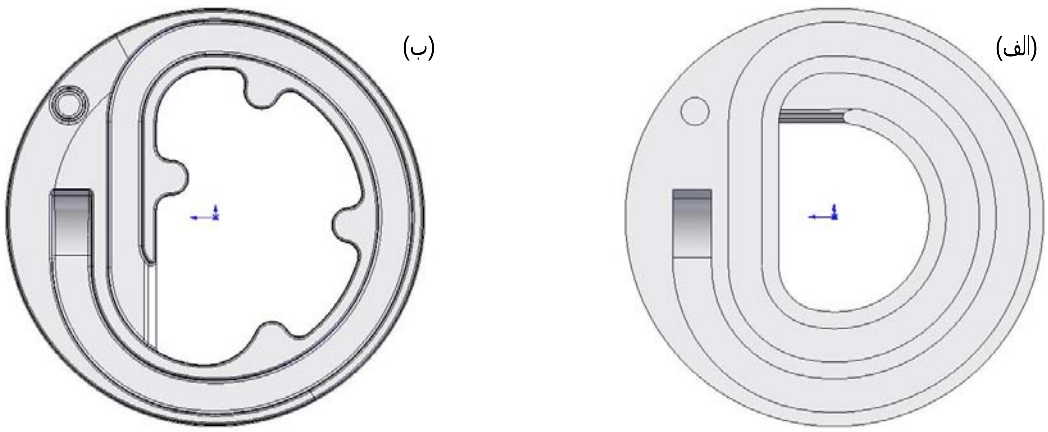
شکل ۱۵- دستگاه تست فرکانسي MTS 831.5



شکل ۱۶- تاثير ديناميک سيال بر افزايش ناگهاني سختي ديناميکي سيستم در فرکانسهاي بسيار زياد (طرح اول)



شکل ۱۷- تاثير ديناميک سيال بر افزايش ناگهاني سختي ديناميکي سيستم در فرکانسهاي بسيار زياد (طرح دوم)



شکل ۱۸- تغيير مقاومت باريکه اينرسي و اثر آن بر بهبود طرح دوم در نتايج شکل (۱۷)؛ الف) طرح اول باريکه با طول بلند؛ ب) طرح دوم باريکه با طول کوتاهتر

Abstract

This paper focuses on the development of a complete non-linear model of a hydraulic engine mount. The model is capable of capturing both the low- and high-frequency behavior of hydraulic mounts. The results presented here provide a significant improvement over existing models by considering all non-linear aspects of a hydraulic engine mount. Current laboratory findings have been used to evaluate nonlinear parameters and hyper-elastic modeling in ANSYS has been used to find complex stiffness. Also switching mechanism of decoupler has been applied. The comprehensive transfer function of linear system has been obtained, by a simultaneous defining of state parameters, scalar output variable and state space matrices. Results indicate two zones of unsatisfactory in system behavior which correspond to the real system performance and experimental data.

The measured responses of the mounts to loading at various frequencies and amplitudes are compared to the predictions of the mathematical model. The comparisons generally show a very good agreement, which corroborate the non-linear model of the mount. It is felt that this work will help engineers in reducing mount design time, by providing insight into the effects of various parameters within the mount.