



بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور برای بهبود رفتار ارتعاشی موتور EF7

محمدعلی پرگو^۱، بهروز مشهدی^۲، امیرحسین کاکایی^{۳*}

^۱ دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، porgoo.ma95@gmail.com

^۲ دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، b_mashhadi@iust.ac.ir

^۳ دانشکده مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران، ایران، kakae_ah@iust.ac.ir

* نویسنده مسئول

اطلاعات مقاله

تاریخچه مقاله:

دریافت: ۲۰ خرداد ۱۳۹۸

پذیرش: ۳ مهر ۱۳۹۸

کلیدواژه‌ها:

بهینه‌سازی

دسته‌موتور

عملکرد نوفه-ارتعاشات- لرزش موتور

بسامد طبیعی

جداسازی مودهای ارتعاشی

چکیده

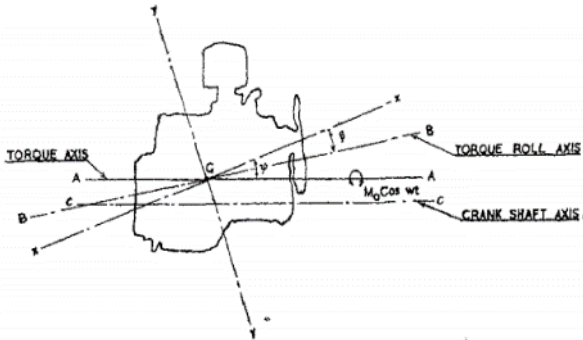
بهبود و بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور یکی از روش‌های بهبود عملکرد نوفه- ارتعاشات- لرزش موتور یا به اختصار NVH خودرو به‌شمار می‌رود. در این تحقیق هدف یافتن ضرایب سختی بهینه برای هرکدام از دسته‌موتورها در سه جهت X, Y, Z می‌باشد. به‌طوریکه بسامدهای طبیعی سامانه ثابت مانده و از بسامدهای تحریک دور بمانند تا سامانه دچار پدیده تشدید نشود. همچنین با استفاده از تئوری جداسازی مودهای ارتعاشی به‌وسیله ماتریس انرژی جنبشی به بهینه‌سازی پرداخته شد. موتور و جعبه‌دنده به‌صورت یک مدل صلب ۶ درجه آزادی، و دسته‌موتورها به‌صورت مدل کلونین- وویت مدل‌سازی شدند. برای بهینه‌سازی از الگوریتم ژنتیک در نرم‌افزار متلب استفاده گردید. با ابداع روشی معکوس و با استفاده از بسامدهای طبیعی پیشنهادی، اقدام به محاسبه محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها گردید. با استفاده از این روش نسبت به روش‌های مرسوم برای تعیین محدوده ضرایب سختی در الگوریتم بهینه‌سازی، نتایج نشان می‌دهد محدوده بسامد طبیعی به‌میزان ۱۷,۲ درصد، جداسازی مودهای سامانه به‌میزان ۷ درصد و در بعضی از مودها به‌میزان ۱۴ درصد و تابع هدف به‌میزان ۷,۵ درصد بهبود یافته‌اند. با استفاده از این روش و استفاده از ضرایب سختی بهینه‌شده، جداسازی مودهای سامانه نسبت به حالت غیربهینه به‌میزان ۵۴ درصد بهبود یافته است.



تمامی حقوق برای انجمن علمی موتور ایران محفوظ است.

۱- مقدمه

مدل دینامیکی شش درجه آزادی برای موتور EF7 بر روی دسته-موتورهای آن پرداخته و اعتبار مدل را با آزمون‌های تجربی ارزیابی کردند. نتایج نشان داد که شبیه‌سازی دارای دقت قابل قبولی است. فراوانی حالت درجا^۴ در سیکل‌های کاری خودروهای سواری و نزدیک بودن بسامدهای تحریک این حالت به بسامدهای طبیعی موتور، باعث توجه بیشتر محققین به این قسمت شده است. تاناک و همکاران [۴] از جمله محققینی بودند که بر روی کاهش ارتعاشات حالت درجای خودروهای سنگین تحقیق کردند. نتیجه تحقیق آن‌ها تعیین نیروهای ارتعاشاتی موتور و اهمیت بررسی حالت درجای موتور بود.



شکل ۱: محورهای اصلی و محور اعمال گشتاور پیچشی در موتور [۱]

ناصری و همکاران [۵] به مدل‌سازی و بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور در یک مدل شش درجه آزادی پرداخته‌اند. آن‌ها با استفاده از تغییر موقعیت و میزان سختی دسته‌موتورها براساس جداسازی مود TRA به بهینه‌سازی سامانه پرداخته‌اند. به طوریکه باید جهت TRA حداقل با یکی از مودهای سامانه همراستا شود، که این نشأت گرفته از قرار گرفتن دسته‌موتورها بر روی محور TRA می‌باشد. نتایج نشان می‌دهد که با استفاده از این پیکربندی رفتار ارتعاشی سامانه بهبود پیدا می‌کند. کائول و همکاران [۶] با استفاده از دینامیک سازه‌ای متشکل از مجموعه موتور، شاسی، دسته‌موتور و اتصال‌های آن اقدام به توسعه یک مدل ریاضی نمودند. در مدل‌های ۶ درجه آزادی و صلب این محققین، سختی دسته‌موتور به همراه موقعیت و جهت آن به عنوان پارامترهای طراحی انتخاب شده بودند. پس از مدل‌سازی برای دو حالت بارگذاری مختلف، بررسی صحت مدل با استفاده از داده‌های تجربی نیز صورت گرفت. اسفندیاری و همکاران [۷] با استفاده از روش بهینه‌سازی به روش وراثت به جداسازی حالت‌های ارتعاشی موتور به وسیله ماتریس توزیع انرژی جنبشی مودها حول محور TRA پرداخته‌اند. با مقایسه نمودارهای پاسخ بسامدی حالت‌های معمول و بهینه نشان می‌دهد که با به کارگیری سختی‌های به دست آمده از بهینه‌سازی، ارتعاشات موتور کاهش می‌یابد. با توجه به موارد ذکر شده، در تحقیق حاضر به بهینه‌سازی دسته‌موتور با هدف بهبود در عملکرد ارتعاشاتی موتور با استفاده از تئوری‌های

بهبود سامانه دسته‌موتور و نحوه اتصال موتور به شاسی و بدنه خودرو یکی از عواملی است که می‌تواند در عملکرد نوفه- ارتعاشات- لرزش یا به اختصار (NVH)^۱ خودرو تأثیر زیادی داشته باشد. پیشینه طراحی بهینه دسته‌موتور در خودروهای سواری به اواسط قرن بیستم بر می‌گردد و تاکنون تحقیقات زیادی برای بهبود نحوه اتصال موتور به شاسی انجام شده است. محورهای اصلی این تحقیقات به یافتن ضرایب سختی، موقعیت و جهت اتصال دسته‌موتور خلاصه می‌شود. استراتژی‌های نصب دسته‌موتور از جمله تعداد آن و نحوه اتصال آن نیز از جمله مواردی است که توسط محققان بسیاری مورد بررسی قرار گرفته است.

یکی از مهم‌ترین مفاهیمی که در دهه ۶۰ میلادی معرفی گردید و به عنوان یک اصل مهم در طراحی دسته‌موتور شناخته می‌شود، مفهوم محور گشتاور غلشی^۲ یا TRA می‌باشد که توسط راو و همکارانش در سال ۱۹۶۲ تشریح شد [۱]. چرخش میل‌لنگ با سرعت زاویه‌ای مشخص موجب ایجاد یک گشتاور پیچشی یا Roll در موتور می‌گردد. اما برخلاف تصور این گشتاور به محور عبوری از میل‌لنگ اعمال نشده و محور آن با تأثیر گرفتن از اینرسی‌های دورانی به محور TRA تبدیل می‌شود. از آنجایی که محورهای اصلی موتور از مرکز جرم آن عبور کرده و در راستای میل‌لنگ نیستند، گشتاور پیچشی میل‌لنگ نیز حول آن نخواهد بود و حول محور TRA وارد خواهد شد که در شکل ۱ نشان داده شده است. نتیجه‌ای که از مطالعه راو و همکارانش به دست می‌آید را می‌توان به این صورت بیان داشت که اگر نقاط اتصال دسته‌موتور به شاسی بر روی محور TRA قرار گیرند، جداسازی ارتعاشات هر مود بسامدی به طور کامل به دست خواهد آمد و موتور تنها در یک مود ارتعاشی نوسان خواهد کرد، و همچنین دسته‌موتورها در معرض کمترین بار دینامیکی خواهند بود.

با افزایش شناخت از ماهیت نیروهای نامتوازن تولید شده در موتور، برخی از محققین اقدام به توسعه مفهومی به نام استراتژی جداسازی مودهای ارتعاشی^۳ نمودند. در واقع هدف از این چنین مطالعاتی بررسی و شناخت نحوه ارتعاشات در موتور و تنظیم نقاط اتصال و ضرایب سختی دسته‌موتور به گونه‌ای است که رفتار ارتعاشاتی سامانه در جهت افزایش عملکرد NVH خودرو بهینه باشد.

از مطالعات انجام شده در زمینه‌ی تبیین استراتژی‌های جداسازی ارتعاشات در موتور می‌توان به مطالعه ساچدوا و هادی [۲] اشاره نمود که به بررسی تأثیر استراتژی جداسازی مودها بر روی پارامترهای مهم در عملکرد خودرو مثل شتاب عمودی حس شده توسط راننده پرداختند. معمولاً از مدل دینامیکی ۶ درجه آزادی برای تحلیل دینامیکی موتور و دسته‌موتورها استفاده شده است. فخاری و همکاران [۳] به شبیه‌سازی

^۳ Mode Decoupling Strategies

^۴ Idle RPM

^۱ Noise Vibration and Harshness

^۲ Torque Roll Axis

ماتریس متقارن (3*3) از اینرسی‌های بلوک موتور (m_θ) در جهات مختلف در نظر گرفته می‌شود [۱۴، ۱۵].

$$M_p = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_{xx} & I_{xy} & I_{xz} \\ 0 & 0 & 0 & I_{xy} & I_{yy} & I_{yz} \\ 0 & 0 & 0 & I_{xz} & I_{yz} & I_{zz} \end{bmatrix} \quad (1)$$

۲-۲- ماتریس سختی

سختی دسته‌موتورها به صورت معادله (۲) محاسبه می‌شود [۱۵، ۱۶]،

$$K_p = \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} k_{mi} & k_{mi} E_{mi} \\ E_{mi}^T k_{mi} & E_{mi}^T k_{mi} E_{mi} \end{bmatrix} \quad (2)$$

منظور از n تعداد دسته‌موتور، و T به معنی بردار ترانسپوز می‌باشد. برای به دست آوردن سختی کل باید هر تعداد دسته‌موتور که در مجموعه وجود دارد، سختی آن‌ها از فرمول فوق به دست آید، و همه با هم جمع شوند.

سختی دسته‌موتور تابعی از سختی استاتیکی دسته‌موتورها در سه جهت X, Y, Z ، موقعیت و جهت نصب آن‌هاست.

سختی استاتیکی هر دسته‌موتور در جهات مختلف به صورت معادله (۳) تعریف می‌گردد [۱۵]،

$$k_i = \begin{bmatrix} k_{xx} & 0 & 0 \\ 0 & k_{yy} & 0 \\ 0 & 0 & k_{zz} \end{bmatrix} \quad (3)$$

هر دسته‌موتور دارای سه زاویه با راستاهای X, Y, Z می‌باشد و به وسیله این زوایا ماتریس دوران^۵ تشکیل خواهد شد، در واقع تأثیر جهت نصب دسته‌موتورها در این ماتریس خواهد بود [۱۵، ۱۷].

$$[\theta_{mi}] = \begin{bmatrix} \cos \phi \cos \theta + \sin \phi \sin \theta \sin \varphi & \cos \phi \sin \theta & \cos \theta \sin \phi \sin \varphi - \cos \phi \sin \theta \\ \cos \phi \sin \theta \sin \varphi - \cos \theta \sin \phi & \cos \phi \cos \theta & \cos \theta \cos \phi \sin \varphi + \sin \theta \sin \phi \\ \cos \phi \sin \theta & -\sin \phi & \cos \theta \cos \phi \end{bmatrix} \quad (4)$$

سپس سختی هر دسته‌موتور برای استفاده در فرمول (۲) به صورت معادله فرمول (۵) تعریف می‌شود،

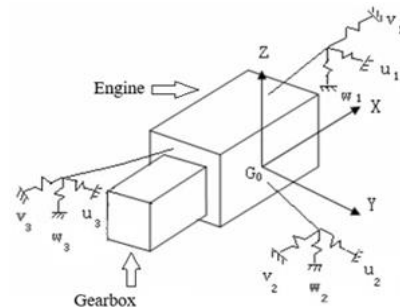
$$k_{mi} = \theta_{mi} k_i \theta_{mi}^T \quad (5)$$

جداسازی بسامدهای طبیعی از بسامدهای تحریک و جداسازی مودهای ارتعاشی سامانه از طریق توزیع انرژی جنبشی در سامانه مختصات TRA پرداخته شده است. در این مقاله روشی جدید به منظور تعیین محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها در الگوریتم بهینه‌سازی ارائه می‌گردد. از جمله مزایای این روش کنترل بسامدهای طبیعی موتور روی یک محدوده مشخص و بیشتر کردن فضای جستجو برای متغیرهای بهینه‌سازیست. همچنین با استفاده از این روش و محدودیت بسامد طبیعی و تابع هدف مناسب، و با ثابت در نظر گرفتن موقعیت و جهت نصب دسته‌موتورها، به دنبال این خواهیم بود که از موتور ملی در یک محصولی مانند خودرو سمند، در یک محصول دیگری مانند خودرو دناپلاس استفاده کرد، و ضرایب سختی برای هر کدام از دسته‌موتورها را بهبود داد.

۲- مدل‌سازی

در مواردی که بررسی اثر تحریک جاده بر رفتار دینامیکی موتور مد نظر نباشد، استفاده از مدل شش درجه آزادی موتور برای ارزیابی رفتار دینامیکی و ارتعاشی موتور کافی است [۸-۱۲].

در شکل ۲ مدل بلوک صلب شش درجه آزادی قوای محرکه و مدل الاستومر کلونین-وویت به صورت سختی در سه جهت (u, v, w) برای طراحی دسته‌موتورها دیده می‌شود.



شکل ۲: مدل دینامیکی ۶ درجه آزادی برای قوای محرکه و دسته‌موتورها [۱۳]

در این مدل، بلوک صلب موتور و جعبه‌دنده دارای مشخصات جرم و اینرسی در جهات مختلف و سختی دسته‌موتورها در جهات (u, v, w) به صورت k_{xx}, k_{yy}, k_{zz} معرفی می‌گردند. مبداء سامانه مختصات در مرکز جرم موتور و جعبه‌دنده در نظر گرفته خواهد شد. همچنین موقعیت و جهت نصب دسته‌موتورها دارای اهمیت خواهد بود.

۲-۱- ماتریس جرم و ممان اینرسی

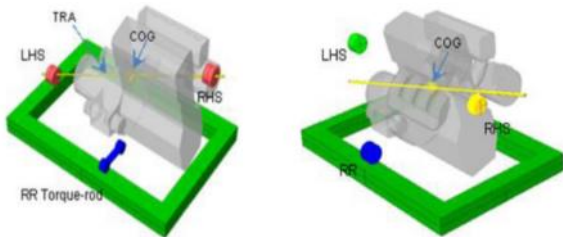
ماتریس جرم و ممان اینرسی (M_p)، از یک ماتریس (6*6) که متشکل از: یک ماتریس قطری (3*3) از جرم بلوک موتور (m_i) و یک

^۵ rotational matrix

شده موتور، شامل؛ احتراق، نیروها و گشتاورهای تولید شده در اثر حرکت قطعات رفت و برگشتی داخل موتور است.

اگر نقاط اتصال دسته موتور به شاسی بر روی محور TRA قرار گیرند، جداسازی ارتعاشات در هر مود بسامدی به طور کامل ایجاد خواهد شد و در هر راستا موتور تنها در یک مود ارتعاشی نوسان خواهد کرد [۵، ۱]. طبق این تئوری اگر بتوان تعداد بیشتری از دسته‌موتورها را روی این محور نصب کرد ارتعاشات کمتری حاصل خواهد شد و عملکرد NVH برای موتور بهتر خواهد بود.

یکی از تحقیقات قابل توجه انجام شده در این زمینه را می‌توان مربوط به مطالعه شیتال و همکاران [۲۱] دانست. هدف این محققین مقایسه عملکرد ارتعاشاتی دو چیدمان مختلف از دسته‌موتور براساس محور TRA بود که در شکل ۳ نشان داده شده‌اند. در سامانه وزنی از سه دسته‌موتور خارج از محور TRA استفاده شده است، و در سامانه پاندولی حرکت‌های پیچشی مجموعه موتور به وسیله Torque-rod گرفته می‌شود و همچنین در این حالت دسته‌موتورهای بالا و پایین بر روی محور TRA قرار می‌گیرد. نتایج از عملکرد بهتر سامانه پاندولی نسبت به سامانه وزنی حکایت دارد.



شکل ۳: طرح‌واره سامانه وزنی (راست) و سامانه پاندولی (چپ) [۲۱]

مطالعه انجام شده توسط شیتال و همکارانش برای شرکت سوزوکی یک نتیجه مهم در بر داشت که آن را می‌توان تأثیر بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور بر روی پارامترهای عملکردی خودرو به غیر از پارامترهای NVH دانست. که در نتیجه آن علاوه بر بهبود عملکرد ارتعاشاتی موتور، مصرف سوخت در حالت کارکرد درجای موتور نیز بهبود خواهد یافت. علت این موضوع امکان پایین آوردن دور موتور آرام در این سامانه، بدون اختلال در عملکرد NVH و کاهش وزن موتور است. در واقع استفاده از سامانه پاندولی بجای سامانه وزنی امکان کاهش وزن سامانه را فراهم می‌آورد، و با استفاده از موقعیت دسته‌موتورها بر روی محور TRA امکان کاهش دور موتور آرام به وسیله کاهش بسامدهای طبیعی موتور فراهم می‌شود. که بدین وسیله امکان استفاده از استراتژی کاهش شدید اندازه موتور^۶ یعنی استفاده از موتورهای با تعداد استوانه کمتر (موتورهای سه استوانه) فراهم می‌شود، که در پی آن با کاهش مصرف سوخت نیز همراه خواهد بود.

• مختصات TRA

موقعیت دسته‌موتورها به صورت معادله (۶) تعریف می‌گردد [۱۷، ۱۸]،

$$E_{mi} = \begin{bmatrix} 0 & (r_z - r_{z_COG}) & -(r_y - r_{y_COG}) \\ -(r_z - r_{z_COG}) & 0 & (r_x - r_{x_COG}) \\ (r_y - r_{y_COG}) & -(r_x - r_{x_COG}) & 0 \end{bmatrix} \quad (6)$$

این ماتریس، فاصله بین موقعیت نصب هر دسته‌موتور تا مرکز جرم موتور را نشان می‌دهد.

۳-۲- بسامدهای طبیعی و هم‌لرزش

بسامدهای طبیعی یک سامانه را با جستجوی پاسخی هماهنگ برای لرزش‌های آزاد و نامیرا می‌یابند. معادله لرزش آزاد و نامیرای (۷) را در نظر بگیرید [۱۹، ۲۰]،

$$[M]\{\ddot{x}\} + [K]\{x\} = 0 \xrightarrow{\text{Answer}} [K - \omega^2 M]\{\phi\} = 0 \quad (7)$$

برای آنکه دستگاه همگن معادله (۷) پاسخی جز صفر برای پاسخ $\{\phi\}$ داشته باشد، باید دترمینان ضریب‌های معادله (۸) صفر گردد،

$$\det(K_p - \omega^2 M_p) = 0 \quad (8)$$

یافتن ثابتی چون ω و برداری چون $\{\phi\}$ را که در معادله (۷) بگنجد، مسأله اندازه ویژه می‌نامند. بردارهای $\{\phi\}$ را، بردار ویژه یا هم‌لرزش^۷ و ثابت‌های ω را اندازه ویژه یا بسامد طبیعی می‌گویند.

باز کردن دترمینان معادله (۸) به معادله‌ای جبری از توان n برای ω (بسامد طبیعی) می‌انجامد (معادله ۹)،

$$\omega^{2n} - \alpha_1 \omega^{2(n-1)} + \dots - \alpha_{n-1} \omega^2 + \alpha_n = 0 \quad (9)$$

در معادله (۹) منظور از n تعداد درجات آزادی سامانه و α ضرایب ثابت هستند. بنابراین یک دستگاه با n درجه آزادی، n بسامد طبیعی و برای هر بسامد یک بردار هم‌لرزش خواهد داشت.

۴-۲- نقش محور گشتاور غلتشی در طراحی دسته‌موتور

دو مبحث پیرامون تئوری محور گشتاور غلتشی یا TRA وجود دارد؛ محور TRA و مختصات TRA.

• محور TRA

گشتاور سر میل لنگ با تأثیر گرفتن از اینرسی‌های موتور از راستای میل‌لنگ خارج شده و تحت محوری با عنوان محور TRA قرار می‌گیرد و از مرکز جرم موتور عبور می‌کند. حال این محور منبع ارتعاشات تولید

^۶ Extremely Downsizing Strategy

^۷ Mode Shape

انرژی جنبشی مودها تابعی از ماتریس جرم $[M]$ و بردارهای ویژه (ϕ_{ni}) می‌باشد، که خود بردارهای ویژه تابعی از ماتریس‌های جرم و سختی است. همچنین این معادله به تعداد درجه‌های آزادی (n) و تعداد مودهای سامانه (i) وابسته است.

در این جداسازی تلاش می‌شود بیشترین درصد انرژی جنبشی در هر مود به یک درجه آزادی اختصاص یابد. ایده‌آل این است که ۱۰۰ درصد انرژی در هر مود به یک درجه آزادی اختصاص یابد و انرژی مابقی درجات آزادی در آن مود صفر شود [۲۵].

۶-۲- صحنه گذاری

در این بخش سعی شده است با ارائه یک مثال، صحت برنامه‌های نوشته شده تأیید شوند. نتایج به‌دست آمده از اجرای برنامه نوشته شده نشان می‌دهد که پاسخ‌های محاسبه شده مطابقت خوبی با مقادیر بسامد طبیعی و ماتریس انرژی جنبشی موجود در مقالات مرجع دارد. این مثال مربوط به یک سامانه سه نقطه‌ای با سه دسته‌موتور از مرجع [۲۶] می‌باشد. اطلاعات مربوط به سختی‌ها، موقعیت‌ها و اجرام و ممان اینرسی-های این مثال در جداول ۴ و ۵ ارائه شده است.

جدول ۴: مشخصات دسته‌موتورها

دسته- موتور	سختی (N/mm) k_{xx}, k_{yy}, k_{zz}	موقعیت (mm) X, Y, Z
۱	(۱۷۰ ۷۵ ۱۲۰)	(۱۱۴, ۱۷) ۳۰,۶۲ ۷۷,۰۳
۲	(۷۵ ۱۴۰ ۱۵۵)	(۴۳۰ ۴۱۱,۶) -۲۰۵,۳۲
۳	(۱۳۰ ۹۰ ۱۴۰)	(۲۹۵,۷) -۳۷۲,۸ -۱۵۲

جدول ۵: مشخصات جرم، اینرسی و موقعیت مرکز جرم موتور

جرم	مقدار مشخصه (kg)
m	۱۰۹,۲۲
موقعیت مرکز جرم	مقدار مشخصه (mm)
X, Y, Z	(۲۲۲,۰۵) ۳۶,۰۱ -۱۶۱,۰۶
اینرسی‌ها	مقدار مشخصه (kg.m ²)
I_{xx}	۵,۷۰۸
I_{yy}	۳,۱۴۸
I_{zz}	۴,۳۹۹
I_{xy}	۰,۴۳۷
I_{xz}	۰,۲۴۷
I_{yz}	-۰,۸۸۷

در ادامه جدول ۶ نتایج بیشینه مقادیر ماتریس انرژی و بسامد طبیعی کد و مرجع [۲۶] را نشان می‌دهد.

وقتی اینرسی‌های موتور روی گشتاور خروجی سر میل‌لنگ اثر می‌گذارد و محور TRA تشکیل می‌شود، سامانه مختصات به سامانه مختصات TRA منتقل می‌گردد. این انتقال به‌وسیله ماتریس انتقال TRA صورت می‌گیرد. این ماتریس به‌صورت معادله (۱۰) تعریف می‌گردد [۱۵، ۱۸]،

$$\theta_{TRA} = \begin{bmatrix} \cos \theta \cos \phi + \sin \phi \sin \theta \sin \varphi & \cos \varphi \sin \phi & \cos \theta \sin \phi \sin \varphi - \cos \phi \sin \theta \\ \cos \phi \sin \theta \sin \varphi - \cos \theta \sin \phi & \cos \varphi \cos \phi & \cos \theta \cos \phi \sin \varphi + \sin \theta \sin \phi \\ \cos \varphi \sin \theta & -\sin \varphi & \cos \theta \cos \varphi \end{bmatrix} \quad (10)$$

سه زاویه (θ, ϕ, φ) از بردار جهت محور TRA به‌صورت معادله (۱۱) به‌دست خواهند آمد [۱۵، ۱۸، ۲۲]،

$$q_{TRA} = a.m_{\theta}^{-1}.[1 \ 0 \ 0]^T \quad (11)$$

که در آن، m_{θ} ماتریس اینرسی‌های موتور و a بردار نرمالایز ستون اول از ماتریس اینرسی‌های موتور است.

بردار $[x \ y \ z]^T = [1 \ 0 \ 0]^T$ نشان دهنده بردار اعمال تحریک گشتاور واحد به سامانه است. یک گشتاور واحد در جهت (x) که جهت محور میل‌لنگ می‌باشد.

ماتریس‌های جرم و سختی جدید در مختصات TRA به‌صورت معادلات (۱۲) و (۱۳) تشکیل می‌شوند [۲۲]،

$$[M_{TRA}] = \begin{bmatrix} \theta_{TRA} [m_t] \theta_{TRA}^T & 0 \\ 0 & \theta_{TRA} [m_{\theta}] \theta_{TRA}^T \end{bmatrix} \quad (12)$$

$$[K_{TRA}] = \sum_{i=1}^n \begin{bmatrix} \theta_{TRA} k_{mi} \theta_{TRA}^T & \theta_{TRA} k_{mi} E_{mi} \theta_{TRA}^T \\ \theta_{TRA} E_{mi}^T k_{mi} \theta_{TRA}^T & \theta_{TRA} E_{mi}^T k_{mi} E_{mi} \theta_{TRA}^T \end{bmatrix} \quad (13)$$

۵-۲- جداسازی مودهای سامانه

برای مشخص شدن درصد جدایش مودها از همدیگر، باید میزان درصد توزیع انرژی جنبشی مودها را محاسبه کرد، در واقع ماتریس مودال به ماتریس دیگری به‌نام "ماتریس انرژی جنبشی مودها" تبدیل می‌شود، که بیانگر درصد مشارکت آن درجه آزادی در مود مورد نظر می‌باشد. توزیع انرژی جنبشی مودها برای یک سامانه شش درجه آزادی به صورت معادله (۱۴) تعریف می‌گردد [۲۳، ۲۴]،

$$E(n, i) = \frac{\frac{1}{2} \omega_i^2 \phi_{ni} \sum_{L=1}^6 m_{nL} \phi_{Li}}{\frac{1}{2} \omega_i^2 \{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i} = \frac{\phi_{ni} \sum_{L=1}^6 m_{nL} \phi_{Li}}{\{\phi\}_i^T [M] \{\phi\}_i} \quad (14)$$

جدول ۲: مشخصات جرم و اینرسی موتور EF7

جرم	مقدار مشخصه (kg)
m	۲۰۴,۰۱۵
اینرسی‌ها	مقدار مشخصه (kg.m^2)
I_{xx}	۶,۸۴
I_{yy}	۱۲,۵
I_{zz}	۱۰,۵
I_{xy}	-۱,۰۵
I_{xz}	۱,۹۶
I_{yz}	-۰,۲۶۱

جدول ۳: بسامدهای طبیعی مجموعه موتور EF7 برحسب هرترز

f_1	f_2	f_3	f_4	f_5	f_6
۶,۸۸	۷,۶۲	۸,۹۶	۱۱,۸	۱۳,۱۴	۱۵,۴۵

۳-۱- حل مسئله برای موتور EF7

ابتدا با استفاده از اطلاعات موتور EF7 که در جداول ۱ و ۲ قابل مشاهده است، بسامدهای طبیعی و ماتریس انرژی جنبشی مودهای سامانه به دست خواهند آمد.

به دلیل انتخاب یک سامانه شش درجه آزادی، ماتریس‌های جرم و سختی هرکدام به صورت یک ماتریس شش در شش به دست می‌آیند. بعد از حل معادله فرمول (۸) شش بسامد طبیعی برای موتور EF7 به دست می‌آید، سپس با استفاده از معادله فرمول (۱۳) ماتریس انرژی جنبشی مودهای سامانه برای این موتور حاصل خواهد شد (جدول ۷).

جدول ۷: بسامدهای طبیعی و ماتریس توزیع انرژی جنبشی مودها در

حالت غیر بهینه برای موتور EF7

مودها	۱	۲	۳	۴	۵	۶
بسامد طبیعی (هرتز)	۶,۸۸	۷,۶۲	۸,۹	۱۱,۸	۱۳,۱۴	۱۵,۴۵
	ماتریس انرژی (%)					
X	۰,۰۱	۰,۶۷	۱۱,۳	۲۸	۵۹,۷	۰,۲۱
Y	۰,۳۲	۰,۱۲	۰,۱۸	۰,۸۵	۲,۰۷	۹۶,۴
Z	۳,۱۱	۱,۷۵	۱۱,۲	۴۴,۲	۳۶,۳	۳,۲۶
Roll	۶۳,۴	۲,۱۹	۱۴,۵	۱۴	۰,۷۳	۰,۰۵
Pitch	۰	۸۰,۸	۱۸,۶	۰,۲۷	۰,۲۲	۰,۰۲
Yaw	۲۸,۲	۱۴,۴	۴۴	۱۲,۵	۰,۸۹	۰

در واقع هدف اصلی این است که، ضرایب سختی برای هرکدام از دسته- موتورها در سه جهت X, Y, Z به گونه‌ای انتخاب شوند که، علی‌رغم ثابت ماندن بسامدهای طبیعی موتور EF7، جداسازی ماتریس انرژی جنبشی مودها بهبود یابد، به طوری که در هر مود درصد بالاتری به یک درجه آزادی اتخاذ پیدا کند.

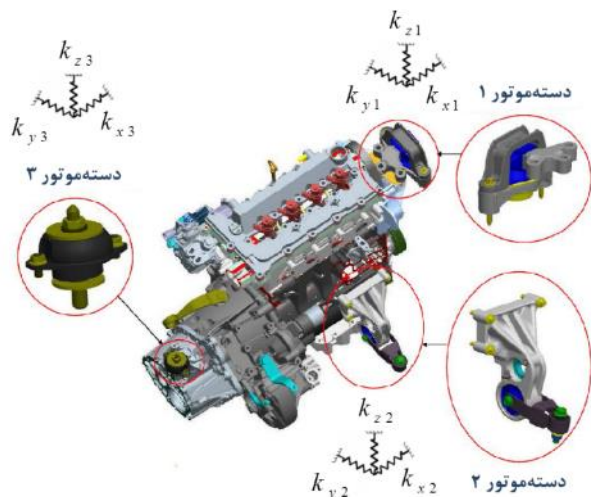
جدول ۶: بیشینه مقادیر ماتریس انرژی و بسامد طبیعی کد و مرجع [۲۶]

مودها	۱	۲	۳	۴	۵	۶
بسامد طبیعی نتایج کد (هرتز)	۷,۹۱	۸,۱۹	۹,۰۷	۱۱,۳۱	۱۵,۵۲	۱۵,۶
بسامد طبیعی نتایج مقاله (هرتز)	۷,۹	۸,۲	۹,۱	۱۱,۳	۱۵,۵	۱۵,۶
خطا (%)	۰,۱۲	۰,۱۲	۰,۳۳	۰,۰۸	۰,۱۳	۰
بیشینه انرژی نتایج کد (%)	۸۴,۲۶	۴۹,۲۹	۹۰,۳۳	۴۶,۰۵	۴۸,۰۸	۸۷,۰۳
بیشینه انرژی نتایج مقاله (%)	۸۴	۴۹	۹۰	۴۶	۴۸	۸۷
خطا (%)	۰,۳۱	۰,۵۸	۰,۳۶	۰,۱۱	۰,۱۶	۰,۰۳

۳- شبیه‌سازی

لرزش و وزن مجموعه موتور EF7 به وسیله سه دسته‌موتور مهار می‌شود. جانمایی سه دسته‌موتور در شکل ۴ قابل مشاهده است. هر یک از دسته‌موتورها در سه جهت با ضرایب سختی k_{xx}, k_{yy}, k_{zz} شبیه‌سازی می‌شوند.

مشخصات سختی، جهت و موقعیت نصب دسته‌موتورها برای موتور EF7 در جدول ۱ قابل مشاهده است. همچنین مشخصات جرم و اینرسی موتور و بسامدهای طبیعی این موتور به ترتیب در جداول ۲ و ۳ آورده شده است. بسامد های ارائه شده در جدول ۳ با لحاظ سختی‌های دسته-موتورها است و ارتباطی به بسامدهای free-free موتور ندارد.



شکل ۴: طرح‌واره قرارگیری دسته‌موتورها در موتور EF7

جدول ۱: مشخصات اولیه و غیربهینه دسته‌موتورهای EF7

دسته- موتور	سختی (N/mm)	موقعیت (mm)	جهت
	k_{xx}, k_{yy}, k_{zz}	X, Y, Z	θ, ϕ, φ
۱	(۸۵ ۱۹۰ ۱۲۰)	(-۴۰۵ -۲۰ ۱۸۷)	(۰ ۰ ۰)
۲	(۲۶۱,۹ ۲۳۳,۳ ۹۲,۵)	(-۲۵۲ ۲۱۶ -۱۳۳)	(۰ ۰ ۰)
۳	(۳۱۳ ۲۲۵ ۲۲۰)	(۴۵۲ ۵۹ ۵۰)	(۰ ۰ ۰)

بدست آمده از این روش برای ضرایب سختی، اگر در معادله (۸) قرار بگیرند همگی بسامدهای طبیعی جدول (۳) را نتیجه خواهند داد، ولی جداسازی انرژی جنبشی مودها برای این ضرایب با اهداف مسئله همخوانی نخواهد داشت، و هرکدام از دسته‌جواب‌های جدول (۸) یک ماتریس انرژی جنبشی منحصربه‌فرد خواهند داشت. به همین منظور، باید محدوده‌ای از این دسته جواب‌ها در الگوریتم بهینه‌سازی تعریف شود، تا علاوه بر رعایت محدودیت بسامد طبیعی، به بهینه‌ترین حالت برای تابع هدف برسد. مراحل این روش به صورت گام به گام در شکل ۵ قابل مشاهده است.

با توجه به جدول (۸) که ضرایب سختی با استفاده از بسامدهای طبیعی مجاز بدست آمده‌اند، به کمترین و بیشترین ضریب بدست آمده یک درصدی کم و اضافه کرده، و به همین ترتیب محدوده ضرایب سختی تشکیل خواهد شد.

۴- بهینه‌سازی

هدف از بهینه‌سازی، به‌دست آوردن ضرایب سختی دسته‌موتورهاست. تمامی دسته‌جواب‌های به‌دست آمده در جدول ۸ بسامدهای طبیعی موتور EF7 را ارضاء می‌کنند ولی هرکدام از آن‌ها دارای یک ماتریس انرژی جنبشی منحصر به‌فرد هستند. بنابراین باید از این محدوده ضرایب سختی که از جدول ۸ استخراج می‌گردند در الگوریتم بهینه‌سازی به عنوان یک قید استفاده کرد و به دنبال بهترین جداسازی مودها بود.

در واقع بسامد طبیعی در مسئله بهینه‌سازی دسته‌موتور یک محدودیت است، که این محدودیت در بخش به‌دست آوردن محدوده ضرایب سختی دسته‌موتورها اعمال شده است، و محدوده‌ای برای ضرایب سختی به‌دست آمده‌اند، که در این محدوده ضرایب سختی، بسامدهای طبیعی رعایت می‌شوند. البته به دلیل اهمیت رعایت این محدودیت، بسامدهای طبیعی با استفاده از یک ضریب فاکتور وزنی، درون تابع هدف قرار می‌گیرند تا این محدودیت ارضاء گردد.

در مرحله دوم باید ضرایبی برای این ضرایب سختی انتخاب شوند که، حداکثر جداسازی مودها به‌وسیله ماتریس جداسازی انرژی جنبشی در قالب تابع هدف به‌دست آید. در نهایت ضرایبی از ضرایب سختی که این محدودیت و هدف را ارضاء کنند بهینه‌ترین ضرایب سختی برای دسته‌موتورهای EF7 معرفی خواهند شد.

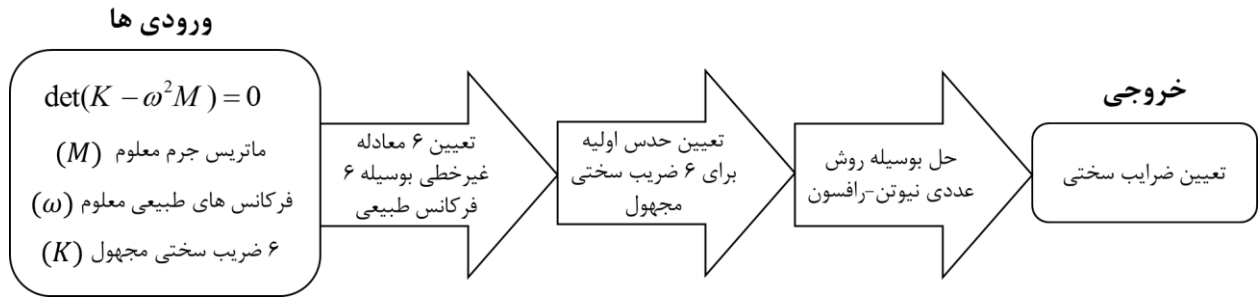
در واقع هدف این بوده است که موتور EF7 با همان بسامدهای طبیعی و مشخصات اینرسی از خودرو سمنند، در خودرو دنایلاس استفاده شود، و علت ثابت در نظر گرفتن بسامدهای طبیعی در این مسئله به عنوان یک محدودیت، این موضوع می‌باشد.

در مرحله بعد با استفاده از بسامدهای طبیعی پیشنهادی که در جدول ۳ ارائه شده است، محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها به-دست می‌آیند. سپس این محدوده برای ضرایب سختی در الگوریتم بهینه‌سازی استفاده خواهند شد تا بهترین جداسازی مودها به‌دست آید. در روش مرسوم محدوده مجاز برای متغیرهای بهینه‌سازی یک مقدار بالاتر و پایین‌تر از مقدار اولیه‌شان انتخاب می‌گردند. به‌عنوان مثال اسفندیاری و همکاران [۷] به محاسبه مقادیر مناسب برای ضرایب سختی دسته‌موتورهای موتور ملی به‌منظور بهبود رفتار دینامیکی و ارتعاشی آن پرداخته‌اند. آن‌ها برای تعیین محدوده ضرایب سختی دسته-موتورها به‌عنوان متغیرهای بهینه‌سازی، سی درصد بزرگتر و سی درصد کوچکتر از مقدار موجودشان را در نظر گرفته‌اند.

از جمله ایرادات این روش این است که، در صورت عدم قیدگذاری برای بسامدهای طبیعی در مسئله بهینه‌سازی، ممکن است در این محدوده از ضرایب سختی بسامدهای طبیعی مجاز رعایت نشوند. همچنین با اتخاذ روشی که در این تحقیق بیان می‌گردد این احتمال وجود دارد که محدوده مجاز برای بعضی از ضرایب سختی بیشتر از ± 30 درصد مقدار اولیه‌شان باشد، با استفاده از این روش فضای جستجوی بزرگتری برای تابع هدف در الگوریتم بهینه‌سازی فراهم خواهد شد.

به‌منظور تعیین محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها، با در اختیار داشتن شش بسامد طبیعی و با اعمال هرکدام از آن‌ها در معادله (۸)، شش معادله غیرخطی به‌دست خواهد آمد و در واقع یک دستگاه معادلات غیرخطی با مجهولات ضرایب سختی تشکیل خواهد شد. به-دلیل وجود شش معادله غیرخطی، باید شش مجهول در مسئله وجود داشته باشد. بنابراین سه ضریب از ۹ ضریب سختی دسته‌موتورها به صورت یک عدد ثابت و همان مقادیر اولیه و غیربهینه جدول (۱) به مسئله داده می‌شود. سه ضریبی که در هر حدس اولیه به صورت ثابت و با مقدار فعلی‌اش از جدول (۱) استفاده می‌گردد، در جدول (۸) به-صورت تیره دیده می‌شود.

برای حل دستگاه معادلات غیرخطی از روش نیوتن-رافسون استفاده گردید. در این روش عددی باید ابتدا برای ضرایب مجهول یک حدس اولیه انتخاب گردد. با هر حدس اولیه صحیح یک دسته جواب صحیح برای ضرایب سختی بدست خواهد آمد. هر کدام از دسته‌جواب‌های



شکل ۵: روش تعیین محدوده‌های مجاز برای ضرایب سختی‌ها

جدول ۸: حدس‌های اولیه و دسته‌جواب‌های گرفته شده از حل روش نیوتن-رافسون برای ضرایب سختی برای موتور EF7

ردیف	k_{x1}	k_{y1}	k_{z1}	k_{x2}	k_{y2}	k_{z2}	k_{x3}	k_{y3}	k_{z3}	Iter
حدس اولیه ۱	۵۰	۱۵۰	۸۵	۹۲.۴۹۰	۱۷۵	۲۶۱.۹۰۵	۲۲۰	۱۹۵	۲۲۰	-
دسته جواب ۱	۹۳.۱۶۰۹	۱۸۱.۷۹۴۵	۱۱۴.۸۶۰۵	۹۲.۴۹۰	۲۹۸.۱۸۲۴	۲۶۱.۹۰۵	۳۱۰.۴۰۹۴	۱۸۹.۱۰۱۸	۲۲۰	۲۴
حدس اولیه ۲	۶۰	۱۹۰	۱۴۵	۹۲.۴۹۰	۲۱۰	۳۰۰	۱۵۰	۱۹۰	۲۲۰	-
دسته جواب ۲	۱۴۹.۸۲۵۵	۱۹۰	۱۱۳.۰۳۲۲	۹۲.۴۹۰	۳۱۴.۵۸۷۱	۲۳۲.۴۶	۲۵۳.۵۰۳۲	۱۸۲.۵۵۸۲	۲۲۰	۴۷
حدس اولیه ۳	۵۰	۱۹۰	۱۸۰	۳۰۰	۲۳۳.۳۳۳	۱۰۰	۳۱۳	۲۰۰	۹۰	-
دسته جواب ۳	۷۸.۷۴۹۴	۱۹۰	۱۱۹.۲۰۵۶	۹۹.۴۴۷۱	۲۳۳.۳۳۳	۲۳۵.۹۸	۳۱۳	۲۲۵.۶۴۸۹	۲۳۴.۷۶	۵۵۵
حدس اولیه ۴	۲۰۰	۱۹۰	۱۲۰	۱۰۰	۲۳۳.۳۳۳	۳۰۰	۱۵۰	۲۵۰	۱۲۰	-
دسته جواب ۴	۸۸.۶۷۳۶	۱۹۰	۱۲۰	۹۵.۶۳۱۸	۲۳۳.۳۳۳	۲۵۵.۳۶	۳۰۶.۱۸۵۱	۲۲۵.۱۵۷۰	۲۲۲.۴۴	۱۳
حدس اولیه ۵	۲۰۰	۱۹۰	۱۲۰	۴۰۰	۲۳۳.۳۳۳	۱۵۰	۲۵۰	۱۰۰	۲۰۰	-
دسته جواب ۵	۱۱۳.۹۷۸۱	۱۹۰	۱۲۰	۱۷.۹۱۰۰	۲۳۳.۳۳۳	۳۲۴.۴۱	۳۷۰.۹۴۳۷	۲۲۳.۸۵۸	۲۰۵.۴۴	۱۱۳
حدس اولیه ۶	۸۵	۱۹۰	۱۰۰	۱۵۰	۲۳۳.۳۳۳	۸۰	۲۰۰	۳۰۰	۲۵۰	-
دسته جواب ۶	۸۵	۱۹۰	۱۱۹.۰۸۰۵	۳۳.۰۵۲۳	۲۳۳.۳۳۳	۳۱۷.۴۷	۳۷۶.۳۲۰۰	۲۲۳.۹۰۰۴	۲۰۹.۵۷۵	۱۲۲
حدس اولیه ۷	۸۵	۲۰۰	۱۰۰	۳۰۰	۲۵۰	۲۶۱.۹۰۵	۳۱۳	۱۲۰	۳۵۰	-
دسته جواب ۷	۸۵	۱۹۰.۰۰۴۳	۱۲۰.۰۰۰۸	۹۲.۴۸۸۹	۲۳۳.۳۲۵	۲۶۱.۹۰۵	۳۱۳	۲۲۵.۰۰۱۴	۲۱۹.۹۹۹	۶۷
حدس اولیه ۸	۸۵	۳۲۰	۱۰۰	۲۰۰	۱۴۰	۲۶۱.۹۰۵	۳۱۳	۳۰۰	۴۰۰	-
دسته جواب ۸	۸۵	۱۹۴.۴۳۶۹	۱۱۰.۰۵۱۱	۱۰۰.۱۰۰۱	۲۹۳.۹۳۱۸	۲۶۱.۹۰۵	۳۱۳	۱۸۵.۸۴۳۰	۲۱۵.۶۴۵	۴۴۲
حدس اولیه ۹	۸۵	۱۰۰	۱۵۰	۳۰۰	۲۳۳.۳۳۳	۲۰۰	۱۵۰	۲۲۵	۱۶۰	-
دسته جواب ۹	۸۵	۱۹۰.۶۱۷۴	۱۱۹.۳۳۱۶	۱۰۰.۶۰۲۱	۲۳۳.۳۳۳	۲۴۰.۰۶۹	۳۰۵.۴۲۹۴	۲۲۵	۲۳۰.۹۵۵	۱۶

یک جمعیت اولیه به صورت تصادفی یا اکتشافی فراهم آورده می‌شود. هر مرحله تکاملی یک نسل نامیده می‌شود. برای شکل‌گیری یک جمعیت جدید (نسل بعدی) افراد بر مبنای میزان شایستگی‌شان انتخاب می‌شوند. روال انتخاب با استفاده از عملگرهای الهام گرفته شده از طبیعت از جمله تلفیق^۸ و جهش^۹ انجام می‌شود. شرط پایان تکرار این الگوریتم با توجه به تعداد نسل‌ها، محدودیت زمانی، رکود نسلی، رکود زمانی و یا میزان شایستگی مطلوب تعیین می‌گردد. فرآیند الگوریتم بهینه‌سازی مسئله دسته‌موتور در شکل ۶ قابل مشاهده است.

۱-۴- الگوریتم بهینه‌سازی

برای انجام بهینه‌سازی در این پژوهش از الگوریتم ژنتیک استفاده شده است. الگوریتم‌های ژنتیک یکی از اعضای خانواده مدل‌های محاسباتی الهام گرفته شده از روند تکامل است. این الگوریتم سرآمد روش‌های تکاملی می‌باشد. عموماً از الگوریتم ژنتیک در مورد مسائلی استفاده می‌شود که فضای جستجوی آن‌ها بسیار بزرگ بوده و روش‌های جستجوی معمول در مورد آن‌ها کاربردی ندارند. مانند مسائلی که تابع هدف در آن‌ها ناپیوسته، غیرقابل تشخیص، اتفاقی و یا به شدت غیرخطی است. یک الگوریتم ژنتیک بدین صورت عمل می‌کند؛ ابتدا

^۹ Mutation

^۸ Crossover

۲-۴- مراحل بهینه‌سازی

به‌طور کلی الگوریتم بهینه‌سازی از مراحل زیر تشکیل می‌شود،

۱. به‌وسیله مشخصات ماتریس جرم و اینرسی‌های موتور و بسامد-های طبیعی، شش معادله غیرخطی با شش مجهول از ضرایب سختی به‌دست می‌آید.
۲. به‌وسیله روش عددی نیوتن-رافسون شش معادله غیرخطی حل می‌گردد و با اعمال چند حدس اولیه، دسته جواب‌های مختلف و قابل قبول برای ضرایب سختی به‌دست خواهند آمد.
۳. تعیین محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها به عنوان محدودیت متغیرهای بهینه‌سازی.
۴. تعیین تابع هدف.
۵. الگوریتم ژنتیک با تولید یک جمعیت آغازین تصادفی کار خود را آغاز می‌کند.
۶. الگوریتم در ادامه یک ترتیب از جمعیت‌های جدید را ایجاد می‌نماید (منظور تولید نسل‌ها می‌باشد). در هر گام، الگوریتم از افراد موجود در نسل حاضر برای تولید نسل بعدی استفاده می‌کند.
۷. الگوریتم زمانی متوقف می‌شود که مینیمم‌ترین حالت ممکن برای تابع هدف به‌دست آید، یا به عبارت دیگر یکی از شرایط توقف الگوریتم محقق شود؛ که می‌تواند حداکثر تعداد نسل، محدودیت زمان، محدودیت مقدار شایستگی، رکود نسلی و رکود زمانی باشد.
۸. ضرایب بهینه برای سختی دسته‌موتورها به‌دست خواهند آمد.

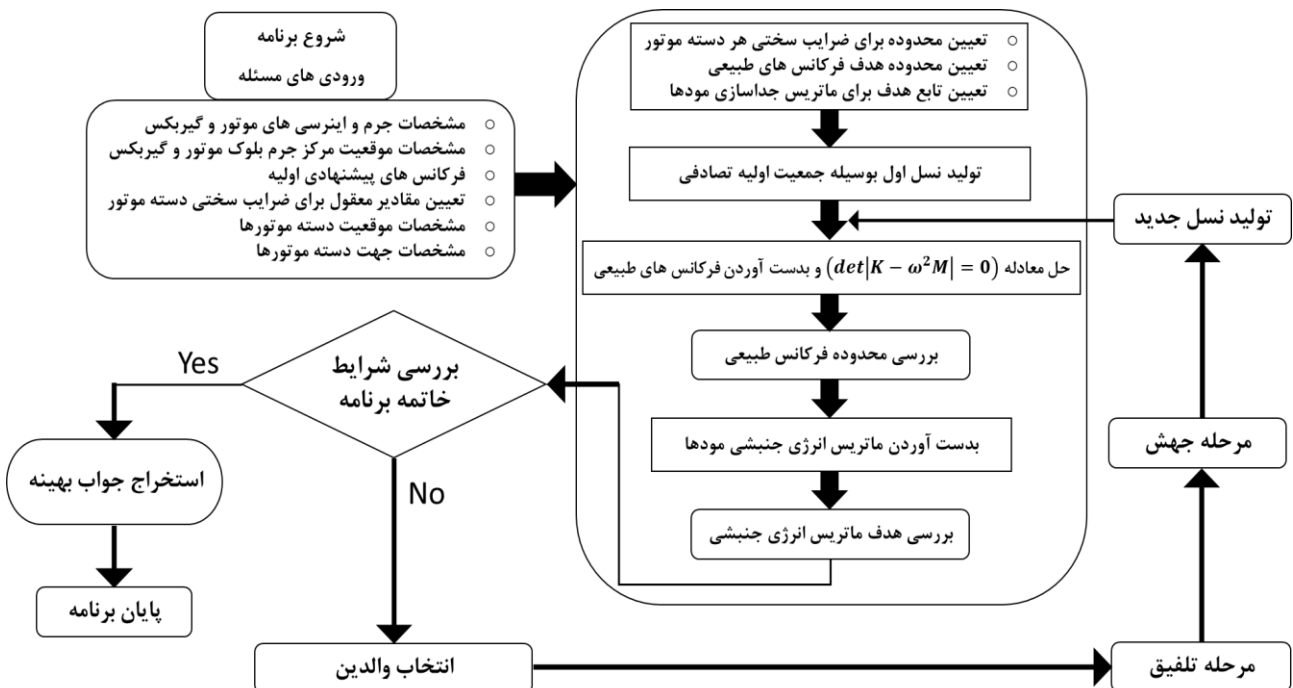
۳-۴- تابع هدف

تابع هدف به‌صورت معادله فرمول (۱۵) تعریف می‌گردد،

$$\begin{aligned} \text{Min}[H(x)] &= \sum_{i=1}^6 g_i(x) + \alpha \sum_{i=1}^6 f_i(x) \\ g_i(x) &= 1 - \text{Max}[E(n, i)] \\ f_i(x) &= (f_j - f_k)^2 \end{aligned} \quad (15)$$

در این مسئله بهینه‌سازی، $[H(x)]$ تابع هدف اصلی مسئله است. $g_i(x)$ تابع هدف انرژی جنبشی مودهای سامانه [۲۷] و $f_i(x)$ تابع هدف بسامدهای طبیعی است. منظور از $E(n, i)$ عضوهای مختلف ماتریس انرژی جنبشی مودها، f_j بسامدهای طبیعی پیشنهادی از طرف طراح (مقادیر جدول ۳)، و f_k بسامدهای به‌دست آمده در الگوریتم بهینه‌سازی می‌باشد.

α ضریب فاکتور وزنی برای تابع هدف بسامد طبیعی است. در یک تحلیل، مقادیر (0, 0.1, 0.2, 0.4) برای این ضریب در نظر گرفته شد و مسئله بهینه‌سازی حل گردید و مقادیر تابع هدف اصلی، تابع هدف بسامد و انرژی جنبشی مودها مورد بررسی قرار گرفت. با توجه به جدول (۹) در نهایت با در نظر گرفتن مواردی همچون؛ زمان همگرا شدن مسئله به‌وسیله شاخص تعداد تولید نسل ایجاد شده و مقادیر به‌دست آمده برای توابع هدف اصلی و ماتریس جداسازی مودها و بسامد طبیعی، ضریب ۰.۲ برای ضریب α انتخاب گردید.



شکل ۶: الگوریتم بهینه‌سازی به‌وسیله GA

حالت غیربهبینه با استفاده از ضرایب سختی غیربهبینه یا ضرایب سختی اولیه دسته‌موتورهای EF7 به دست آمده‌اند. در قسمت بعد به ارائه و مقایسه نتایج و درصد بهبودی نتایج برای تابع هدف اصلی، تابع هدف بسامد و تابع هدف انرژی جنبشی به وسیله ضرایب سختی بهینه شده با بهره‌گیری از محدوده ضرایب سختی که در این تحقیق از آن‌ها استفاده شد (جدول ۱۱) و محدوده ضرایب سختی که معمولاً استفاده می‌گردد پرداخته خواهد شد.

جدول ۱۱: محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها برای موتور EF7 با احتساب ± 30 درصد مقادیر به دست آمده برای حدس-های اولیه در جدول (۸) برحسب N/mm

دسته‌موتور ۱	k_{x1}	k_{y1}	k_{z1}
حد پایین	۵۹	۱۲۷	۷۷
حد بالا	۱۹۵	۲۵۳	۱۵۶
دسته‌موتور ۲	k_{x2}	k_{y2}	k_{z2}
حد پایین	۱۲	۱۶۰	۱۶۳
حد بالا	۱۳۱	۴۱۰	۴۲۲
دسته‌موتور ۳	k_{x3}	k_{y3}	k_{z3}
حد پایین	۱۷۷	۱۲۷	۱۴۳
حد بالا	۴۹۰	۲۹۴	۳۰۶

در جدول (۱۲) ضرایب سختی بهینه و غیربهبینه برای دسته‌موتورها ارائه شده است.

جدول ۱۲: ضرایب سختی بهینه و غیربهبینه دسته‌موتورها برای موتور EF7 برحسب N/mm

دسته‌موتور ۱	k_{x1}	k_{y1}	k_{z1}
غیر بهینه	۸۵	۱۹۰	۱۲۰
بهبینه	۱۷۷٫۶	۲۱۱٫۷	۱۳۶٫۷
دسته‌موتور ۲	k_{x2}	k_{y2}	k_{z2}
غیر بهینه	۹۲٫۵	۲۳۳٫۳	۲۶۱٫۹
بهبینه	۲۳٫۲	۳۷۴٫۰۴	۱۳۰٫۰۵
دسته‌موتور ۳	k_{x3}	k_{y3}	k_{z3}
غیر بهینه	۳۱۳	۲۲۵	۲۲۰
بهبینه	۲۱۸٫۸	۱۸۵٫۰۵	۲۳۸٫۸

با استفاده از نتایج به دست آمده از حالت بهینه برای ضرایب سختی دسته‌موتورها، نتایج بسامدهای طبیعی و ماتریس انرژی جنبشی مودها در جدول (۱۳) قابل مشاهده است.

جدول ۹: تأثیر ضریب α در توابع هدف

ضرایب α	تعداد نسل تولید شده	مقدار تابع هدف اصلی	مقدار تابع هدف جداسازی مودها	مقدار تابع هدف بسامد
۰	۱۰۸۹	۰٫۶۷۳۷	۰٫۶۷۳۷	۲٫۹۵۲۳
۰٫۱	۳۰۸	۰٫۷۳۸۴	۰٫۷۱۱۱	۰٫۲۷۳۷
۰٫۲	۴۹۲	۰٫۷۶۰۲	۰٫۷۲۲۳	۰٫۱۸۹۴
۰٫۴	۴۴۱	۰٫۷۹۲۳	۰٫۷۳۷۲	۰٫۱۴۰۱

۴-۴- متغیرهای طراحی

در این مسئله بهینه‌سازی، ضرایب سختی دسته‌موتورها در سه جهت (X, Y, Z) به عنوان متغیرهای طراحی در نظر گرفته شد. در جدول (۱۰) این متغیرهای طراحی قابل مشاهده است.

جدول ۱۰: متغیرهای طراحی برای دسته‌موتورها

دسته‌موتور ۱	دسته‌موتور ۲	دسته‌موتور ۳
k_{x1}, k_{y1}, k_{z1}	k_{x2}, k_{y2}, k_{z2}	k_{x3}, k_{y3}, k_{z3}

۴-۵- محدودیت‌ها

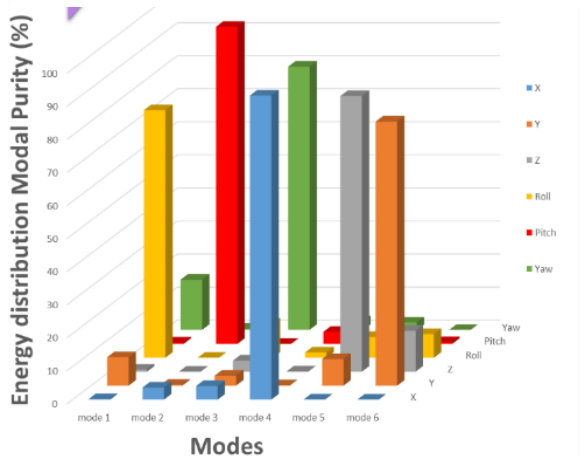
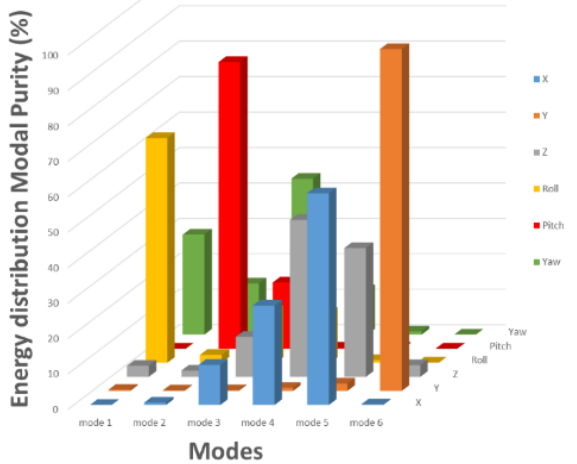
در این مسئله دو محدودیت برای بهینه‌سازی وجود دارد. محدودیت اول بسامد طبیعی و محدودیت دوم محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورهاست. در الگوریتم بهینه‌سازی باید ضرایب برای ضرایب سختی انتخاب شوند که این ضرایب سختی، بسامدهای طبیعی را باید در یک محدوده مشخص مطابق با آنچه در جدول (۳) معرفی شده‌اند قرار دهد و این به عنوان محدودیت اول مسئله می‌باشد.

محدوده ضرایب سختی دسته‌موتورها به عنوان محدودیت دوم، با استفاده از جدول (۸) تعیین می‌گردند. برای تعیین محدوده مجاز ضرایب سختی دسته‌موتورها برای موتور EF7، با توجه به نتایج به دست آمده در جدول (۸)، از بیشترین و کمترین ضریب به دست آمده برای هر ضریب سختی، به میزان ± 30 درصد به مقدار بیشترین و کمترین ضریب، اضافه و کم کرده، و بدین ترتیب محدوده این ضرایب برای استفاده در الگوریتم بهینه‌سازی تشکیل می‌گردد (جدول ۱۱).

۵- بحث بر روی نتایج

در این بخش ابتدا ضرایب سختی دسته‌موتورها در حالت بهینه (نتایج حاصل از بهینه‌سازی) و غیربهبینه ارائه خواهد شد. منظور از ضرایب سختی غیربهبینه، ضرایب سختی اولیه دسته‌موتورهای EF7 می‌باشد، مطابق با آنچه که در جدول ۱ ارائه شده است. سپس با استفاده از ضرایب سختی بهینه شده بسامدهای طبیعی و ماتریس انرژی جنبشی مودها به دست آمده و با حالت غیربهبینه‌ای که در جدول ۷ ارائه شده است مقایسه می‌گردد. بسامدهای طبیعی و ماتریس انرژی جنبشی در

بهینه‌شده در الگوریتم بهینه‌سازی با بهره‌گیری از؛ محدوده ضرایب سختی که در این تحقیق از آن‌ها استفاده شد (جدول ۱۱) و همچنین محدوده ضرایب سختی که اسفندیاری و همکاران در مرجع شماره [۷] از آن استفاده کردند، به دست آمده‌اند. در واقع نتیجه‌گیری در جدول (۱۵) با توابع هدف و قیود یکسان، با بهره‌گیری از محدوده‌های متفاوت برای متغیرهای بهینه‌سازی انجام گرفته است. محدوده‌ای که اسفندیاری و همکاران برای ضرایب سختی موتور ملی انتخاب کردند بدین صورت است که، به میزان ± 30 درصد به مقدار اولیه این ضرایب (مقادیر سختی جدول ۱) اضافه و کم کرده‌اند و محدوده متغیرهای طراحی را در الگوریتم بهینه‌سازی تشکیل داده‌اند.



شکل ۷: درصد جداسازی انرژی جنبشی مودها با استفاده از ضرایب سختی غیربهینه و بهینه برای موتور EF7 (بالا: اولیه، پایین: بهینه شده)

از نتایج به دست آمده در جدول (۱۵) می‌توان نتیجه گرفت که با استفاده از محدوده ضرایب سختی که در این پژوهش به آن اشاره شد، به عنوان یک محدودیت در الگوریتم بهینه‌سازی، می‌تواند توابع هدف به خصوص تابع هدف بسامد را بهبود بخشد. در بهینه‌سازی صورت گرفته برای دسته‌موتورهای EF7 با اطلاعات ورودی همین مسئله توسط اسفندیاری و همکاران در مرجع شماره [۷]، درصد جداسازی انرژی جنبشی در راستای Roll که از اهمیت بالایی برخوردار است بعد از بهینه‌سازی

جدول ۱۳: بسامدهای طبیعی و ماتریس توزیع انرژی جنبشی مودها

مودها	۱	۲	۳	۴	۵	۶
بسامد طبیعی (هرتز)	۶,۸۵	۷,۲۱	۹,۰۲	۱۱,۷۱	۱۳,۱۴	۱۵,۶۹
ماتریس انرژی (%)						
X	۰,۱۹	۳,۶۳	۴,۱۱	۹۲	۰,۰۳	۰
Y	۸,۶۱	۰,۲۷	۳	۰,۱۱	۸,۰۵	۷۹,۹
Z	۰,۶۶	۰,۰۶	۳,۳۶	۰,۱۰	۸۳,۴	۱۲,۴
Roll	۷۴,۹	-۰,۲	۱۰,۳	۱,۶	۶,۲۹	۷,۱۶
Pitch	۰,۴۲	۹۵,۹	-۰,۴	۳,۶۳	۰	۰,۵۴
Yaw	۱۵,۲	۰,۳۷	۷۹,۶	۲,۵۳	۲,۲۵	۰

در جدول (۱۴) بسامدهای طبیعی و ماتریس توزیع انرژی جنبشی مودها در حالت بهینه و غیربهینه و میزان اختلافات و درصد بهبودها ارائه شده است، جداسازی مودها در حالت بهینه و غیربهینه در شکل ۷ قابل مشاهده است.

جدول ۱۴: بسامدهای طبیعی و بهینه مقادیر ماتریس توزیع انرژی جنبشی مودها در حالت بهینه و غیربهینه برای موتور EF7

مودها	۱	۲	۳	۴	۵	۶
بسامد طبیعی مجاز (هرتز)	۶,۸۸	۷,۶۲	۸,۹۶	۱۱,۸	۱۳,۱	۱۵,۴۵
بسامد طبیعی بهینه (هرتز)	۶,۸۵	۷,۲۱	۹,۰۲	۱۱,۷۱	۱۳,۱	۱۵,۶۹
اختلاف (هرتز)	۰,۰۳	۰,۴۱	۰,۰۶	۰,۰۹	۰	۰,۲۴
بیشینه انرژی غیربهینه (%)	۶۳,۴	۸۰,۸	۴۴	۴۴,۲	۵۹,۷	۹۶,۴
بیشینه انرژی بهینه (%)	۷۴,۹	۹۵,۹	۷۹,۶	۹۲	۸۳,۴	۷۹,۹
درصد بهبودی	۱۵,۴	۱۵,۷	۴۴,۷	۵۱,۹	۲۸,۴	-۱۷

همانطور که در جدول (۱۴) مشاهده می‌گردد، بسامدهای طبیعی به دست آمده از حالت بهینه با بسامدهای طبیعی مجاز برای موتور EF7 مطابقت خوبی دارد، بنابراین شرط ثابت ماندن بسامدهای طبیعی ارضاء شده است. همچنین جداسازی مودهای سامانه به وسیله ماتریس توزیع انرژی جنبشی با استفاده از ضرایب سختی بهینه‌شده، در پنج مود از شش مود بهبود یافته است و تنها در یک مود بهبود صورت نگرفته است. تابع هدف اصلی ($H(x)$) در حالت بهینه به میزان ۵۴ درصد نسبت به حالت غیربهینه بهبود یافته است.

در جدول ۱۵ مقادیر تابع هدف اصلی ($H(x)$)، تابع هدف بسامد ($f_i(x)$) و تابع هدف انرژی جنبشی ($g_i(x)$) به وسیله ضرایب سختی

I_{mi}	اینرسی‌های موتور در جهات مختلف، $kg.m^2$
M_p	ماتریس جرم سامانه چند درجه آزادی
K_p	ماتریس سختی سامانه چند درجه آزادی
k_{mi}	ماتریس سختی هر دسته‌موتور
E_{mi}	ماتریس موقعیت دسته‌موتور نسبت به مرکز جرم موتور
k_i	ضرایب سختی هر دسته‌موتور، N/m
θ_{mi}	ماتریس دوران یا ماتریس انتقال
r	بردار موقعیت دسته‌موتور، m
r_{CG}	بردار موقعیت مرکز جرم موتور
ω	اندازه ویژه یا بسامد طبیعی
ϕ_i	بردار ویژه یا هم‌لرزنما
θ_{TRA}	ماتریس انتقال TRA
q_{TRA}	بردار جهت محور TRA
M_{TRA}	ماتریس جرم در مختصات TRA
K_{TRA}	ماتریس سختی در مختصات TRA
E	ماتریس انرژی جنبشی
$\{\phi\}_i$	ستون i ام از ماتریس بردارهای ویژه
ϕ_{ni}	عضوهای مختلف از ماتریس بردارهای ویژه
m_{nL}	عضوهای مختلف از ماتریس جرم
f	بسامد طبیعی، Hz
$H(x)$	تابع هدف اصلی
$g_i(x)$	تابع هدف جداسازی انرژی جنبشی مودها
$f_i(x)$	تابع هدف بسامد طبیعی

مراجع و منابع

- [1] K.N. GUPTA, M.K. RAO, TORQUE ROLL AXIS AND ITS INFLUENCE ON AUTOMOTIVE ENGINE MOUNTINGS, Journal of the Indian Institute of Science, 44 (1962) 104.
- [2] D.S. Sachdeva, R. Hadi, Effect of engine mounting strategy on vehicle NVH, SAE technical paper, 2003.
- [3] V. Fakhari, A.R. Ohadi Hamedani, Dynamic modeling of national engine on mounts together with experimental validation, The Journal of Engine Research, 33 (2014) 31-41.
- [4] T. Tanak, M. Iwahara, T. Sakai, The Optimization of Engine Vibration Reduction by Simulation Analysis, SAE Technical Paper, 1996.
- [5] R. Naseri, A. Ohadi, V. Fakhari, H.A. Talebi, Optimal characteristics determination of engine mounting system using TRA mode decoupling with emphasis on frequency responses, Journal of Theoretical and Applied Vibration and Acoustics, 3 (2017) 111-126.

به‌میزان ۷۱٫۴ درصد اعلام شده است، در این تحقیق با استفاده از روش‌های به‌کار گرفته شده، جداسازی در همین راستا بعد از بهینه‌سازی به ۷۴٫۹ درصد بهبود یافته است.

جدول ۱۵: مقادیر توابع هدف اصلی، بسامد و انرژی جنبشی با استفاده از محدوده ضرایب سختی مختلف در الگوریتم بهینه‌سازی

محدوده ضرایب سختی	مقدار تابع هدف اصلی	مقدار تابع هدف جداسازی مودها	مقدار تابع هدف بسامد
استفاده از محدوده ضرایب سختی در این تحقیق (جدول ۱۱)	۰٫۹۹	۰٫۹۴	۰٫۲۴
استفاده از محدوده ضرایب سختی در مرجع شماره [۷]	۱٫۰۷	۱٫۰۱	۰٫۲۹
درصد بهبود	۷٫۵	۷	۱۷٫۲

۶- نتیجه‌گیری

با توجه به اهمیت طراحی و بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور بر روی ارتعاش انتقال داده شده از موتور به سرنشینان خودرو، در این تحقیق با بهره‌گیری از روش‌های جداسازی بسامدهای طبیعی از بسامدهای تحریک و جداسازی مودهای ارتعاشی سامانه از طریق توزیع انرژی جنبشی در سامانه مختصات TRA، به بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور بر روی موتور EF7 پرداخته شد. موتور و جعبه‌دنده به‌صورت یک مدل صلب ۶ درجه آزادی و دسته‌موتورها به‌صورت یک سامانه سه‌نقطه‌ای با سه دسته‌موتور به شکل مدل کلون-وویت مدل‌سازی شدند. نتایج بهینه‌سازی به‌صورت ضرایب سختی برای هرکدام از دسته‌موتورها در سه جهت (x, y, z) ارائه گردید. از الگوریتم ژنتیک برای بهینه‌سازی سامانه دسته‌موتور استفاده شد. تابع هدف مناسبی معرفی گردید، بسامد-های طبیعی و محدوده ضرایب سختی به‌عنوان محدودیت‌های مسئله و ضرایب سختی دسته‌موتورها به‌عنوان متغیرهای طراحی معرفی شدند. روش نوینی با استفاده از روش عددی نیوتن-رافسون برای تعیین محدوده مجاز برای ضرایب سختی دسته‌موتورها به‌منظور استفاده در الگوریتم بهینه‌سازی به‌عنوان یک محدودیت ارائه گردید. نتایج نشان می‌دهد با استفاده از ضرایب سختی بهینه‌شده برای دسته‌موتورها، جداسازی مودهای سامانه بهبود یافته‌اند، که منجر به بهبود رفتار ارتعاشی موتور، حرکات کمتر موتور و راحتی سرنشینان خودرو می‌شود.

فهرست علائم

m	جرم، kg
m_t	ماتریس قطری جرم
m_θ	ماتریس متقارن اینرسی‌های موتور

- [17] J. Y. Park, R. Singh, Effect of non-proportional damping on the torque roll axis decoupling of an engine mounting system, *Journal of Sound and Vibration*, 313 (2008) 841-857.
- [18] J.-F. Hu, R. Singh, Improved torque roll axis decoupling axiom for a powertrain mounting system in the presence of a compliant base, *Journal of Sound and Vibration*, 331 (2012) 1498-1518.
- [19] S.S. Rao, F.F. Yap, *Mechanical vibrations*, Prentice hall Upper Saddle River 2011.
- [20] S.B. R. Nakhaee, M. Kazemi, *vibration Mechanical of Learning Easy and Quick*, DOI (1993).
- [21] P. Shital, C. Ghosh, H. Talwar, A. Gosain, P.S. Dayal, A study of engine mount optimisation of three-cylinder engine through multi-body dynamic simulation and its verification by vehicle measurement, *SAE Technical Paper*, 2015.
- [22] J.-Y. Park, R. Singh, Effect of engine mount damping on the torque roll axis decoupling, *SAE Technical Paper*, 2007.
- [23] G.R. Parker, T.L. Rose, J.J. Brown, Kinetic energy calculation as an aid to instrumentation location in modal testing, *Proceedings of the MSC World Users Conference*, Los Angeles, 1990.
- [24] M. Wamsler, T. Rose, Advanced mode shape identification method for automotive application via modal kinetic energy plots assisted by numerous printed outputs, *MSC Americas Users' Conference*, 1998, pp. 1-17.
- [25] F.H. Lei, N. Sun, W.L. Tang, The Sensitivity Analysis of Engine Mounting System's Inertial Parameters Based on the Orthogonal Test, *Advanced Materials Research*, Trans Tech Publ, 2011, pp. 440-445.
- [26] S. Chen, Q. Wei, J. Huang, G. Yin, Z. Li, An equivalent model for modal analysis of engine mounting system, *2nd International Conference on Electronic & Mechanical Engineering and Information Technology*, Atlantis Press, 2012, pp. 1128-1132.
- [27] L.-F. Zheng, T. Wang, G.-X. Li, Vibration and noise analysis of heavy-duty trucks based on powertrain lightweighting, *Journal of Vibroengineering*, 19 (2017) 4573-4590.
- [6] S. Kaul, A.K. Dhingra, T.G. Hunter, Frame Flexibility Effects on Engine Mount Optimization for Vibration Isolation in Motorcycles, *Journal of Vibration and Acoustics*, 129 (2007) 590-600.
- [7] H. Esfandiyari, V. Fakhari, A. Shooshtari, Complete and partial vibration mode decoupling of national engine about torque roll axis, *The Journal of Engine Research*, 40 (2015) 3-12.
- [8] R.M. Brach, *Automotive Powerplant Isolation Strategies*, SAE International, 1997.
- [9] V.V. Kadam, N.S. Kulkarni, Modelling & analysis of engine mount system for vibration reduction, *International journal of Latest Trends in Engineering & Technology*, 7 (2016).
- [10] M. Qatu, M. Sirafi, F. Johns, Robustness of powertrain mount system for noise, vibration and harshness at idle, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 216 (2002) 805-810.
- [11] R.L. Straw, *The Development of Isolation Mounts*, SAE International, 1984.
- [12] M. Sirafi, M. Qatu, *Accurate Modeling for the Powertrain and Subframe Modes*, SAE International, 2003.
- [13] Y. Jin, J. Zhang, X. Guan, Theoretical calculation and experimental analysis of the rigid body modes of powertrain mounting system, *WSEAS Transactions on Applied and Theoretical Mechanics*, 8 (2013) 193-201.
- [14] T. Jeong, R. Singh, Analytical methods of decoupling the automotive engine torque roll axis, *Journal of Sound and Vibration*, 234 (2000) 85-114.
- [15] J. Liette, J.T. Dreyer, R. Singh, Critical examination of isolation system design paradigms for a coupled powertrain and frame: Partial torque roll axis decoupling methods given practical constraints, *Journal of Sound and Vibration*, 333 (2014) 7089-7108.
- [16] W.-B. Shangguan, X.-A. Liu, Z.-P. Lv, S.J.M.S. Rakheja, S. Processing, Design method of automotive powertrain mounting system based on vibration and noise limitations of vehicle level, 76 (2016) 677-695.



Powertrain mounting system optimization to improve vibration behavior of EF7 engine

M. A. Porgoo¹, B. Mashadi², A. H. Kakaee^{3*}

¹ School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, porgoo.ma95@gmail.com

² School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, b_mashhadi@iust.ac.ir

³ School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran, kakaee_ah@iust.ac.ir

*Corresponding Author

ARTICLE INFO

Article history:

Received: 10 June 2019

Accepted: 25 September 2019

Keywords:

Optimization

Powertrain mounting system

NVH

Natural frequency

Decoupling vibration modes

ABSTRACT

Improvement and optimization of the Powertrain mounting system are one of the ways to improve the performance NVH cars. The study aims to find the optimal stiffness coefficients for each mount in three directions. The natural frequencies of the system remain steady and stay away from the excitation frequencies, so that the system does not a resonance. It was also, using the decoupling vibration mode theory the kinetic energy matrix was optimized. Powertrain as a rigid model with 6 degrees of freedom, and the engine mounts in the Kelvin-Voight model. To optimize the genetic algorithm in MATLAB software was used. By inventing a reverse method, using the proposed natural frequencies, we calculated the allowable range for the stiffness coefficients. Using this method compared to the conventional methods for determining the range of stiffness in the optimization algorithm, the results show that the natural frequency range is 17.2%, system decoupling modes 7% and in some of the modes 14%, objective function 7.5% improved. By using this method and using optimized stiffness coefficients, the decoupling of system modes 54% relative to non-optimal state improved.

