

ماهنامه علمى پژوهشى

ے م**کانیک مدر**س

mme.modares.ac.ir

# ارائه یک مدل مفهومی برای تحلیل رفتار دینامیکی سرشاسی خودرو در مرحله اولیه طراحي

امىد زرگر<sup>1</sup>، ابوالفضىل معصىومى<sup>2\*</sup>، محمد رضيا آشورى<sup>3</sup>

1 - دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران 2- دانشیار، مهندسی مکانیک، دانشگاه تهران، تهران 3 - دانشيار، مهندسی مکانيک، دانشگاه سمنان، سمنان \* تهران، صندوق يستى amasomi@ut.ac.ir ،11155-4563

چکیدہ	اطلاعات مقاله
امروزه در صنعت خودرو سازی از محاسبات مهندسی به کمک رایانه (CAE) برای بهبود عملکرد نویز و ارتعاشات خودرو استفاده بسیار زیادی میشود. پیچیدگی بسیار زیاد بدنه خودرو، باعث میگردد مدلهای محاسبات مهندسی به کمک رایانه بسیار پیچیده شده و این امر بهینهسازی مدل پیشرفته را بسیار دشوار مینماید. مدلسازی مفهومی میتواند جایگزین بسیار مناسبی جهت پوشش دادن به محدودیتهای ذکر شده باشد.	مقاله پژوهشی کامل دریافت: 28 شهریور 1394 پذیرش: 01 آبان 1394 ارائه در سایت: 09 آذر 1394
با کمک مدل مفهومی میتوان خصوصیات دینامیکی سازه خودرو شامل فرکانسهای طبیعی و شکل مودها را در مرحله اولیه طراحی و با حجم محاسبات بسیار کم مورد مطالعه قرار داد. بدین منظور یک مدل مفهومی توسعه داده شده برای سازه سرشاسی مدنظر ارائه شد. مدل مفهومی	<i>کلید واژگان:</i> مدلسازی مفہومی
توسعه داده شده با استفاده از تیرهای معادل برای اعضاء تیرمانند در سازه و پنلهای اصلی، ساخته شده است. همچنین قابلیت اطمینان مدل ساخته شده به کمک نتایج تحلیل دینامیکی مدل المان محدود پیشرفته و همچنین آزمایشهای تجربی مورد ارزیابی قرار گرفت. دو معیار	مدل پیشرفته فرکانس طبیعی و شکل مود
مقایسهای فرکانسهای طبیعی و شکل مودهای متناظر برای اعتبارسنجی استفاده شده است. نتایج حاصله حاکی از همبستگی نتایج مدلسازی و آزمایش تجربی در محدوده فرکانسهای پایین دارد. نتایج بدست آمده نشان میدهد که مدلسازی مفهومی توسعه داده شده در این پژوهش اینایی دسیار قوی و موثر درای شناساد و مدورد و شخصات دینامیک اصل سانه خود و در میجاه امایه طباح و میاشد	آنالیز تجربی بهبود مشخصات دینامیکی

# A concept model for the dynamical analysis of vehicle wheelhouse in the early stage of design

# Omid Zargar, Abolfazl Masoumi<sup>\*</sup>, Mohammad Reza Ashoori

School of Mechanical Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran Department of Mechanical Engineering, University of Semnan, Semnan, Iran \* P.O.B. 11155-4563, Tehran, Iran, amasomi@ut.ac.ir

#### **ARTICLE INFORMATION**

كانبك

Original Research Paper Received 19 September 2015 Accepted 23 October 2015 Available Online 30 November 2015

Keywords: Concept Model Advanced Model Natural Frequency and Mode Shape **Experimental Analysis** Enhance NVH Performa

ABSTRACT

Nowadays the Computer Aided Engineering (CAE) technique is widely used for improving Noise Vibration Harshness (NVH) performance of vehicles. High complexities in the Body In White (BIW) of vehicles lead the developed CAE models to become complex by which the optimization process will become very hard. Concept modeling could be a suitable replacement to overcome the mentioned limitations. Dynamic characteristics such as natural frequencies and mode shapes could be studied in the early phase of design with very low amount of calculations with the concept model. For this purpose, a developed concept model has been presented for the wheelhouse. The developed concept model uses approximated equivalent beam elements to model the beam like and panels of the structures. Also, the experimental test and numerical model have been utilized for the validation of the developed concept model. Two criteria of natural frequencies and corresponding mode shapes have been considered as the measure of validation. The results showed good correlation with corresponding advanced CAE models as well as experimental tests in low frequency range. The results showed that the developed concept model in this research is a powerful and effective tool to enhance and optimize the NVH performance of the vehicle in the early stage of design.

تنها به چارچوب کلی و ابعاد اولیه محصول اتکاء میشود. مدل سازی المان	
محدود به روش اول، در مرحله اولیه طراحی چندان کاربردی نیست، زیرا	(
اطلاعات مربوط به هندسه دقیق و جزء گرای خودرو در دسترس نمیباشد و	4
محدودیت موجود امکان بهره گیری از روش فوق را با مشکل مواجه میسازد.	
بنابراین جهت پیشبینی و بهبود عملکرد NVH خودرو در مراحل ابتدایی	

به طور کلی می توان مدل سازی المان محدود خودرو را به دو دسته کلی
تقسیم نمود. در دسته اول که مدل پیشرفته CAE خوانده می شود، توجه به
هندسه دقیق و جزء گرای تمامی قسمتهای تشکیل دهنده خودرو بسیار
مهم است، در حالیکه در دسته دوم که مدلسازی مفهومی نامیده میشود،

1- مقدمه

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید: Please cite this article using: O. Zargar, A. Masoumi, M. R. Ashoori, A concept model for the dynamical analysis of vehicle wheelhouse in the early stage of design, Modares Mechanical Engineering, Vol. 15, No. 12, pp. 279-286, 2015 (in Persian)

طراحی خودرو، زمانی که هدفهای قابل تحصیل برای مدل جدید مشخص شده ولى هنوز دانش و اطلاعات لازم براى نيل به آن در دسترس نمى باشد، استفاده از روش مدلسازی مفهومی مد نظر قرار می گیرد. مدلسازی مفهومی ابزار مناسبی برای استفاده در طراحی اولیه و بهینهسازی سازههای اصلی خودرو می باشد. با استفاده از این ابزار می توان در مراحل اولیه طراحی رفتار خودرو را در حوزههای نویز و ارتعاشات و همچنین تصادف پیشبینی و نسبت به ارائه تغییرات احتمالی اقدام کرد. از آنجایی که طراحی خودروهای جدید عمدتا بر پایه تغییرات بر روی مدلهای قبلی صورت می گیرد، مدلسازی مفهومی بر پایه مدل قبلی بیشتر مورد توجه است. در این روش که مدل المان محدود جزءگرای خودرو وجود دارد، بهبود چندین فاکتور عملکردی در مدل جديد خودرو هدف طراحي بعدي است.

با توجه به اهمیت این روش، توسعه علمی و اساسی مدلسازی مفهومی همچنان در حال بررسی است. عطاپور فرد [1] مدلسازی مفهومی تنها به کمک المانهای یکبعدی را ارائه کرده است. این مدل تنها بر اساس هندسه مدل واقعی پایه گذاری شده و خصوصیات سطح مقطع المان های یک بعدی با آزمون وخطا تعیینشده است. شایانذکر است که در مدل مذکور تنها اجزاء اصلی بدنه خودرو که چارچوب اصلی سازه بدنه را تشکیل میدهند، در مدل مفهومی وجود دارد و اثرات دیگر اجزاء سازه نظیر پنلهای سقف و کف در این اجزاء منظور نشده است.

سانگ و دونالد [2] نیز مدلسازی مفهومی تنها به کمک المانهای یک بعدی را مورد مطالعه قرار دادهاند. در مدل ارائه شده آنها علاوه بر اجزاء اصلی تشکیلدهنده چارچوب کلی سازه بدنه، از اجزاء کمکی برای در نظر گرفتن اثرات پنلهای کف و سقف استفاده شده است. همچنین اتصالات به کمک فنرهای معادل با سختی اتصالات در موقعیتهای محلی شبیهسازی شدهاند. لی و همکاران [3] به بررسی اثر سختی اتصالات در ارتعاشات خودرو پرداخته و روشی برای تصحیح مدل میلهای تنها ارائه کردند. آنها با در نظر گرفتن و محاسبه ضرایب تصحیح برای مدل میلهای با استفاده از روش پاسخ سطح، به کاهش سختی آن پرداختند تا همبسته با مدل واقعی شود. لانگ [4] روشی را ارائه داد که معیارهای عملکردی<sup>1</sup> خودرو جدید را با دستهای از متغیرهای طراحی (اتصالات) ارتباط میداد که در واقع هندسه و استایل مدل جدید با این متغیرها تعیین می شد. این روش شامل فرآیند دو مرحلهای است که در مرحله اول سختی و جرم اتصالات خودرو برای مجموعههایی که هندسه مدل در آن مشخص است (مدلهای ساخته شده قبلی)، به دست آمده و در مرحله دوم به انتخاب بهترین و ممکن ترین حالت از ترکیب حالتها به منظور ارضاء معیارهای عملکردی و استایل خودرو جدید پرداخته می شد. مش مورفینگ<sup>2</sup> روش دیگری است که برای توسعه مدل جدید بر مبنای مدل قبلی به کاربرده می شود. هنگامی که استایل و معیارهای عملکردی مدل جدید تعريف مي شوند، مي توان با استفاده از مش مورفينگ مدل المان محدود جزء-

استفاده از المانهای یکبعدی معادل و اتصالات مدل اصلی را پیشنهاد کردهاند. روش ارائه شده بر پایه اطلاعات مدل اصلی و پیشرفته است، به طوری که با محاسبه مرکز هندسی و خصوصیات سطح مقطع اجزاء تیر مانند حول آن، سطح مقطع معادل استانداردی جهت محاسبه ویژگیهای سطح مقطع المانهای یکبعدی معادل تعریف می گردد. همچنین با استفاده از روش فشردهسازی استاتیکی اتصالات مدل اصلی به عنوان رابط بین اجزاء یک بعدی در برخی از موقعیتها در مدل مفهومی استفاده میشوند. موندو و همکاران [8] در ادامه تحقیقات پیشین جهت در نظر گرفتن اثر پنلهای موجود در بدنه استفاده از اجزاء دوبعدی با مش بندی بزرگ و ساده در کنار اجزاء یکبعدی و اتصالات معادل را مورد توجه قرارداد. در روش مذکور اجزاء پوستهای به کمک تکنیک مش مورفینگ متناظر در مدل اصلی سادهسازی شده و در مدل مفهومی مورد استفاده قرار می گیرند.

در مورد سازه سرشاسی و ارتعاشات وارد بر قسمتهای مختلف خودرو نیز تحقیقاتی صورت گرفته که در ادامه به آن اشاره می شود. پینگ ژو و همکاران [9] با استفاده از روش بهینهسازی قوی ریل جلویی خودرو را بهمنظور کاهش وزن خودرو در نظر گرفتند. در این مطالعه روش پاسخ سطح با روش طراحی تجربی برای بهدست آوردن توابع تخمینی کوپل گردید. در این روش بهینهسازی، تغییرات متغیرهای طراحی و پارامترهای دلخواه، بر اساس تغییرات تابع هدف و قیدهای طراحی به توابع عملکردی منتقل می شود. با استفاده از این روش بهینهسازی، وزن خودرو به مقدار قابل توجهی کاهش یافت. پس از آن لی و فنگ [10] فرایند بهینهسازی قالب نرم برای محفظه چرخ جلویی خودرو طبق شبیهسازی خودکار را انجام داد. با استفاده از نتایج حل عددی نقایص موجود در قالب محفظه چرخ شناسایی شدند. طبق نتایج شبیهسازی قالب دوباره تغییر داده شد و بهینهسازی و شبیهسازی مجدد روی آن انجام گرفت. یولیانگ شی، پینگ ژو و همکاران [11] بهمنظور کاهش وزن خودروی سواری روش فاصله جوشی تیلور را روی ریل جلویی خودرو در نظر گرفتند. آنها این روش را بهمنظور کاهش سه عامل استحکام، سختی خمشی و پیچشی برای رسیدن به وزن کمینه خودرو و برای جلوگیری از کاهش بیش از حد ضخامت بخشهای مختلف ریل جلویی خودرو در نظر گرفتند. درواقع در این روش دو یا تعداد بیشتری ورق با نقطهجوش به هم متصل می شوند. در واقع هدف از اعمال این روش هزینه ساخت کم تر، وزن کمتر و رسیدن به ویژگیهای بهتر ورقها طی فرایند فرم دهی است. گوندگدو [12] از الگوریتم ژنتیک برای بهینهسازی مدل ربع خودرو چهار درجه آزادی شامل سازه شاسی، صندلی و سیستم تعلیق، استفاده نمود تا به کمک آن بهترین عملکرد را برای ترکیبی از پارامترهای مؤثر در ارتعاش انتقال یافته، تحصیل نماید. نتایج بهینهسازی مدل مذکور از دیدگاه یاسخ ضربه و پاسخ فرکانسی با سیستمهای معمول مورد استفاده مقایسه شد و نتایج نشان داد که با به کار گیری این روش می توان عملکرد بهتری برای

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.12.1.9 ]

خودرو ازنظر راحتی سرنشین و کاهش ارتعاشات متصور بود. لی کوانبو و وی
[13] فرایند تصادف و تأثیر آن روی ریل جلویی را روی خودروی سواری با
استفاده از نرمافزار ال اس دینا <sup>3</sup> شبیهسازی نمود. در این مطالعه، مقادیر
جذب انرژی قبل و بعد از تصادف با یکدیگر مقایسه شدهاند. آنگلو و همکاران
[14]تأثیر المانهای موجود در محفظه چرخ جلویی مدل ربع خودرو روی
ایرودینامیک آن را در نظر گرفتند. درواقع آنها این مطالعه را بهمنظور
شناسایی بارهای آیرودینامیکی تولید شده توسط این اجزاء و تأثیر آنها روی

گرای قبلی، به جابجایی گرههای مدل با در نظر گرفتن عدم تغییر ارتباط بین المانهای مختلف پرداخت. سپس بررسی خصوصیات مدل جدید و پیشبینی نقاط ضعف احتمالی امکان پذیر خواهد شد و لذا می توان در تولید دادههای مدل رایانهای جدید برای رفع آنها اقدامات پیشگیرانه انجام داد [5]. مشکل اصلی در این روش، عدم تکرارپذیری و سرعت در تغییرات است و به همین دلیل کاربرد زیادی در مطالعه چندین انتخاب احتمالی ندارد. داندرز و همکاران [6] و همچنین موندو و همکاران [7] روش مدلسازی مفهومی با

3- LS-DYNA

1- Performance Targets

2- Mesh Morphing



دینامیک جریان اطراف چرخ با استفاده از شبیه سازیهای رایانهای انجام دادند.

در تحقیق حاضر، یک روش جدید بر مبنای اصلاح مدل مفهومی پیشنهاد شده توسط موندو ارائه و سپس برای تحلیل رفتار سازه سرشاسی یک خودرو مورد استفاده قرار گرفته است. به منظور نشان دادن مؤثر بودن اصلاحات صورت گرفته، با استفاده از آزمونهای آنالیز مودال تجربی و آنالیز عددی ویژگیهای دینامیکی سرشاسی خودرو مورد نظر تعیین و با نتایج حاصل از مدل مفهومی مقایسه شده است.

# 2- آزمایش تجربی

هدف اصلی در تحلیل دینامیک سازهها به روش آنالیز مودال، یافتن فرکانس-های رزونانس و شکل مودهای مرتبط میباشد. با داشتن نتایج این تحلیل میتوان چگونگی رفتار اساسی سازه را در مقابل بارهای دینامیکی مورد ارزیابی قرارداد. در آنالیز مودال تجربی نیز شناسایی پارامترهای مودال سیستم تحت آزمایش نظیر فرکانسهای طبیعی، میرایی مودال و شکل مودها مد نظر است. این هدف با تحریک سازه، اندازه گیری پاسخ سازه در نقاط مشخص به تحریک ورودی و پس پردازش اطلاعات ارتعاشی اندازه گیری شده صورت می پذیرد. بهمنظور انجام آزمون مودال تجربی و مقایسه مستقیم نتایج مدل مفهومی و مدل پیشرفته با آن، سازه سرشاسی خودرو سواری تهیه شد و آزمون مودال روی آن صورت پذیرفت و دادههای اندازه گیری با نتایج تحلیلی مقایسه شد.

همواره برای آزمایش مودال، تعیین شرایط مرزی موضوعی مهم است. در صورتی که هدف از انجام آزمایش مقایسه نتایج تجربی با شبیهسازی المان محدود باشد، شرایط مرزی آزاد\_آزاد بر دیگر شرایط مرزی ارجحیت دارد. شرط مرزی آزاد\_آزاد بدین معنی است که سازه تحت تست هیچ ارتباطی با محيط اطراف ندارد و معلق در فضا مي باشد، اما اين امر در واقعيت غير ممكن است، معمولا برای ایجاد شرط مرزی آزاد\_آزاد در آزمایشهای مودال سازه روی بالشتکهای هوا یا بالشتکهای مخصوص قرار می گیرد و یا اینکه توسط کشهای بسیار نرم الاستیک از مکانی محکم آویزان می گردد. لذا سازه مطابق با شكل 1 با سه طناب كاملا الاستيك از سقف آويزان گرديد. در معلق نمودن سازه سرشاسی سعی بر آن بود که کف سازه تقریبا موازی سطح زمین باشد. همچنین طول طنابها به نحوی تنظیم گردید که پس از تحمل وزن سرشاسی در حالت آویزان، همچنان خاصیت الاستیک خود را داشته باشند و تا حد امکان شرایط آزاد را تداعی کنند. زیرا در اثر چرخشهای زیاد سازه احتمال به وجود آمدن خطاهای زیاد در آزمایش وجود داشت که این وضعیت به نحوی لازم بود کنترل شود. در مرحله دوم تجهیزات آزمایشگاه جهت انجام آزمون آماده شد و شرایط لازم برای انجام آزمون مودال فراهم گشت. در آزمون مودال سرشاسی از لرزاننده برای تحریک و شتاب سنج یک جهته برای اندازهگیری استفاده شد. بهمنظور پردازش اطلاعات دادهبرداری شده، از نرم-افزار پالس استفاده شد. استفاده از پنجرههای هنینگ<sup>1</sup>، میانگین گیری خطی به تعداد 100 بار و تعیین فرکانس نمونهبرداری از تنظیمات به کاربرده شده در این آزمون بود. آزمون مودال انجامشده با استفاده از روش لرزاننده ثابت<sup>2</sup> انجام گرفت. ترانسدیوسر نیرو در قسمت میانی سازه تیری شکل پایینی با استفاده از  $^{3}$ چسب ثابت شد. لازم به ذکر است لرزاننده و سازه توسط یک استرینگر

پلاستیکی به هم وصل شدهاند. به این جهت پلاستیکی انتخاب شده است که در صورت اعمال بار اضافی بشکند و به لرزاننده آسیب نرسد. از طرفی استرینگر مورداستفاده برخلاف جنس فلزی آن به علت انعطاف پذیری زیاد در طول آزمایش کمی حرکت داشت و به همین دلیل خطای کمی در نتایج آزمایش وارد نمود. علاوه بر این سازه مربوطه دارای سطوح نسبتا پیچیده با وایای مختلفی بود که به دست آوردن شکل مود سازه در تمامی جهتها به علت نبود پایه مناسب برای نصب حس گر شتاب سنج 3 جهته امکان پذیر نبود. لذا با نصب شتاب سنج تک جهته در صفحات عمود بر لرزاننده و ثابت نگهداشتن ترانسدیوسر نیرو در نقطه اولیه، سعی بر این شد که شکل مود اول سازه و شکل مودهای ایجاد شده در صفحه عمود بر لرزاننده و فرکانس های

با انجام آزمون مودال تجربی سرشاسی نمودارهای تابع پاسخ فرکانسی<sup>4</sup> با ورودی لرزاننده در یک نقطه ثابت و خروجی شتاب سنج در نقاط مختلف حاصل میشود که نمایشگر یک سطر از ماتریس تابع پاسخ فرکانسی می-باشند. برای به دست آوردن فرکانسهای طبیعی میتوان نقاط بیشینه در نمودار را شناسایی نمود. همچنین شکل مودهای هر سازه به سادگی از روی دامنههای رزونانس نمودارهای تابع پاسخ فرکانسی قابل استخراج هستند که نمونه ای از آن در شکل 2 دیده میشود. در واقع با انتخاب یکی از فرکانس-های طبیعی، دامنه شتاب کلیه نمودارهای تابع پاسخ فرکانسی در آن فرکانس با فاز صحیح به عنوان عنصر بردار ویژه درجه آزادی مربوطه تعریف میشود و



Fig. 1 Set up of test

**شکل 1** چیدمان آزمایش



**Fig. 2** The Chart of frequency response function measured at one of the point of the structure

**شکل 2** نمودار تابع پاسخ فرکانسی در یکی از نقاط اندازهگیری شده روی سازه

4- Frequency Response Function(FRF)

1- Haning

2- Fixed shaker

3- Stringer

مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1394، دورہ 15، شمارہ 12

281

با استفاده از بردار ویژه یک فرکانس طبیعی، شکل مود آن نمایش داده می-شود. در انتها این نکته باید ذکر شود که به علت اینکه شرایط معلق سازی رسیدن به شرایط پایدار سازه باز با کمی حرکت همراه بود و همچنین سازه قطعه به گونهای بود که در هر مرحله از آزمایش با وجود صبر کردن برای نیز به صورت شرایط آزاد-آزاد معلق گردیده بود، یک فرکانس کوچک که میتواند بیانگر مد صلب سازه یا نویز ایجاد شده از شرایط آزمایش باشد ایجاد میشود که این فرکانس به عنوان فرکانس مطلوب مد نظر قرار نمی گیرد.

### 3- آناليز عددى

برای تحلیل از نرمافزار هایپرمش و نسترن استفاده شده است. در تمامی تحلیلهای انجام گرفته جنس ماده از نوع فولاد با مشخصات موجود در جدول 1 استفاده شده است. همچنین جرم اولیه سازه برابر 10.61 کیلو گرم است.

پس از آن مدل موردنظر مشبندی میشود که برای این کار از اجزاء پوسته<sup>1</sup> استفاده شده است. برای مشزنی نیز از مشی به اندازه 8 میلیمتر از نوع ترکیبی مثلثی<sup>2</sup> و چهار گوشه<sup>3</sup> استفادهشده است که در نرمافزار نسترن به صورت PSHELL تعریف می شود. سازه مشبندی شده در شکل 3 مشاهده می شود.

در مرحله بعد قیود اتصالات قطعات مشخص می شود. اتصالات در اینجا از نوع نقطه جوش و بخش هایی از آن به صورت خط جوش (جوش (Co<sub>2</sub>) بوده که در نرمافزار نسترن به ترتیب از المان BBE 3 و المان RBE 2 برای نمایش آن ها استفاده می شود. در سازه سرشاسی مد نظر تعداد نقاط جوش و خطوط جوش به ترتیب برابر 249 و 23 می باشد که نمونه ای از سازه همراه با اتصالات جوشی آن در شکل 4 نشان داده شده است. معمولا در هر مدل المان محدود برای تحلیل دینامیکی سازه، مسئله -ای با چندین هزار درجه آزادی وجود دارد که تنها چندین فرکانس طبیعی ابتدایی و شکل مودهای متناظر آنها مورد نیاز و مطالعه هستند. روش های جل تکراری نظیر روش حل لانکزس بسیار مؤثر در این موارد هستند و یکی از روش های حل پرکاربرد مورد استفاده در نرمافزار نسترن نیز همین روش

#### 4- مدلسازی مفهومی

به منظور مدلسازی مفهومی سازه سرشاسی در ابتدا نیاز است که ترکیب بندی لازم برای مشخص نمودن چار چوب کلی سازه سرشاسی خودرو تعریف شده و بر مبنای آن مدل مفهومی توسعه داده شود. به عبارت دیگر، در این چار چوب باید اجزاء اصلی تحمل کننده بار سازه، نحوه اتصال آن ها و

**جدول 1** خصوصیات جنس ماده استفادهشده برای اجزاء فلزی مدلهای مفهومی المان محدود



Fig. 3 A view of meshing structure



**Fig. 4** A view of the points and welding lines of structure شکل **4** نمایی از نقاط و خطوط جوش سازه

پنلهای مؤثر در شکل مودهای اساسی مشخص شده باشند. در این پژوهش مدل مفهومی ساخته شده برای سازه سرشاسی با استفاده از اجزاء یک بعدی برای اجزاء تیر مانند سازه و پنلهای موجود کامل گردیده است. ارتباط بین برخی از پنلهای معادلسازی شده با اجزاء تیر شکل مجاور نیز با استفاده از اجزاء صلب صورت پذیرفته است. در مدل رایانهای سطوح خارجی و تقویت کنندههای داخلی این اعضاء با استفاده اجزاء دو بعدی پوستهای مدل میشود و همانند مدل فیزیکی در نقاط متناظر توسط اجزاء جوش به یکدیگر اتصال داده میشوند که این امر سبب افزایش حجم محاسبات در مرحله تعلیل مدل می گردد؛ لذا بهمنظور کاهش حجم محاسبات در مرحله تغییرات سریع موردنیاز در مدل سازی مفهومی اصلاح شده پیشنهادی، اجزاء یکبعدی تیر معادلی بهجای آنها جایگزین می گردد. در این پژوهش از اجزاء تیر از نوع CBAR در نرمافزار نسترن [15]، جهت مدلسازی اجزاء تیر مانند سازه سرشاسی استفاده است.

ذکر این نکته ضروری است که اجزاء یکبعدی مدل مفهومی سازه سرشاسی، نباید تنها کشش و فشار را تحمل کنند (اعضای دونیرویی)، بلکه با توجه به نقش اجزای متناظر با آنها در سازه سرشاسی نیاز است که قابلیت تحمل پیچش و خمش را نیز داشته باشند. المانهای تیر CBAR به کمک ویژگیهای سطح مقطع خود تعریف می شوند.

با توجه به وجود داشتن اکثر مقاطع مورد نیازدر کتابخانه نرمافزار هایپرمش، فرآیند مدلسازی مفهومی سازه سرشاسی بدون مشکل انجام شده

[ DOR: 20.1001.1.10275940.1394.15.12.1.9 ]

است. در مورد مقاطعی که دارای سطح مقطع نسبتا دلخواه میباشند، سعی
شده است با تکیهبر فرایند سعی و خطا و برحسب تجربه سادهترین سطح
مقطع استاندارد نزدیک به مقطع اصلی انتخاب شود. برای مثال برای معادل-
سازی ریل سرشاسی مطابق شکل 5 عمل شده است. همچنین بهمنظور ایجاد
عضو تیر معادل توجه به چند مورد ضروری است، اولا با توجه به متغیر بودن
سطح مقطع در طول هر عضو تیر مانند، بهتر است برای هر بخش عضو معادل
آن بهصورت جداگانه تعریف گردد، ثانیا اثرات ناشی از غیریکنواختی این
اعضاء در مدل واقعی و وجود سوراخها و نقطهجوشهای روی آن باید مورد

**Table 1** The characteristics of the material used for the metal components conceptual finite element models

خواص مادہ	سيستم متريك	سيستم هايپرمش
مدول يانگ (E)	210GPa(N/M <sup>2</sup> )	2.1 <i>e</i> 8 mN/mm <sup>2</sup>
ضريب پواسون <b>(Nu)</b>	0.3	0.3
چگالی (۵)	78000kg/M	kg/mm7.8 <i>e</i> -6

1-	Shell
2-	Trias

-

3- Quads



**Fig. 5** A concept model for the front rail (a) before simplification (b) after simplification

شکل 5 مدل مفهومی ریل سرشاسی (الف) قبل از سادهسازی (ب) بعد از سادهسازی توجه قرار گیرند. روش انتخابی برای در نظر گرفتن این اثرات، کاهش ضخامت اضلاع مقطع بوده است و استفاده از اعضاء تیر با سطح مقطع کوچک بوده است. این عمل طی یک فرایند تکراری و آزمون و خطا انجام می گیرد.

برای معادلسازی پنلها ابتدا چارچوب آنها به علت سختی<sup>1</sup> بیشتر با تیرهایی با سادهترین سطح مقطع و با همان ضخامت پنل معادلسازی می-شود. در مرحله بعد در نواحی شامل شکستگی در پنلها تیرهایی قرار می-گیرد به گونهای که شکل مودهای حاصل از فرایند تحلیلی به خوبی نشان داده شود. در مرحله نهایی برای پنلهایی که چارچوب آنها دارای ناپیوستگی در بخشهایی از پنل است، از اعضاء تیر با سطح مقطع کوچکتر برای رسیدن به سختی کمتر استفاده می شود. نهایتا به منظور ارتباط این پنلها با تیرهای معادل مجاور از اجزاء صلب، SBE2 در نسترن [15]، استفاده شده است. استفاده گردید، به گونهای که ابتدا با توجه به سطح مقطعهایی که نسبت به آنها اطمینان کامل وجود داشت، نظیر ریل جلویی سرشاسی یک مدل اولیه آیزها اطمینان کامل وجود داشت، نظیر ریل جلویی سرشاسی یک مدل اولیه موابها شده بودند و همچنین تغییر ضخامت المانها سعی بر آن بود که جوابها به مدل اصلی نزدیک شود. در نهایت برای همگرایی دقیق از یک

مدل مفهومی سرشاسی ایجادشده با استفاده از 321 جزء یکبعدی تیر معادل با خواص سطح مقطع استاندارد برای اجزاء تیر مانند و پنلهای موجود سادهسازی شد. خلاصه اطلاعات مربوط به مدل المان محدود پیشرفته و مدل مفهومی سرشاسی در جداول 2 و 3 آورده شده است. مدل مفهومی سرشاسی

**جدول 2** اطلاعات مدل المان محدود پيشرفته

Table 2 The information about finite element advanced model

تعداد	اطلاعات مدل پيشرفته
22629	المان دوبعدى پوستەاي
272	المان جوش
10.6 kg	وزن
1.20Min	زمان حل

جدول 3 اطلاعات مدل المان محدود مفهومي

**Table 3** The information about finite element concept model

تعداد	اطلاعات مدل مفهومي
321	المان يکبعدی تير
27	المان صلب
33	جرم متمركز
10.7 kg	ونن
6sec	زمان حل



**Fig. 6** The final concept model of wheelhouse شکل 6 مدل مفهومی نهایی سرشاسی

$$\Delta \% = \left| \frac{(\omega_c - \omega_a)}{\omega_a} \right| \times 100 \tag{1}$$

با عبور از مرحله اول مقایسه دینامیکی، حال نیاز است که شباهت شکل مودها در فرکانسهای طبیعی متناظر موردتحقیق قرار گیرد. برای این کار از معیار MAC استفاده می شود. مزیت معیار MAC در این است که این روش بر پایه مجموع مربعات اختلاف بردارهای ویژه است و میتواند نشان دهد که چقدر شکل مودها با یکدیگر تطابق دارند که از طریق محاسبه رابطه (2) حاصل گردیده و پس از محاسبه، عددی بین صفر و یک را نشان میدهد. در مورد دو شکل مود کاملا مشابه، عدد حاصله یک خواهد بود و نتیجه نشان میدهد که دو بردار ویژه وابسته خطی میباشند. از طرفی درصورتی که عدد صفر حاصل گردد، نتیجه نشاندهنده مستقل خطی بودن بردارهای ویژه یا بهعبارتدیگر تعامد مودهای طبیعی است. در رابطه (2)  $arphi_i$  بردارهای ویژه شکل مودی است که میخواهد با دیگری یعنی $arphi_i$ مقایسه گردد. همچنین بالانویس T معرف ترانهاده بردار ویژه است [16]  $MAC_{ij} = \frac{((\varphi_i)^{\mathrm{T}}(\varphi_j))^2}{((\varphi_i)^{\mathrm{T}}(\varphi_i)(\varphi_j)^{\mathrm{T}}(\varphi_j))}$ (2) از آنجایی که در مرحله اولیه طراحی و در صنعت خودروسازی، تمرکز روی فرکانس.های پائین میباشد، نیاز است که مدل مفهومی در این محدوده

فركانسي بتواند نتايج را بخوبي پيش بيني نمايد. لذا مقايسه مدل مفهومي و

نتایج آزمایش تجربی در فرکانسهای پائین و زیر 100هرتز مورد توجه قرار

نهایی نیز در شکل 6 آورده شده است.

5- **نتايج** 

جهت مقایسه و اعتبار سنجی مدل المان محدود پیشرفته ابتدا مقایسهفرکانسهای طبیعی دو مدل انجام می شود. از آنجایی که عددهای خام مربوط به فرکانسهای طبیعی دو مدل نمی تواند نمایش مناسبی از اختلاف واقعی دو مدل ارائه دهد، لذا به منظور داشتن مقایسه ریاضی و قابل استناد در صد خطای بین دو مدل طبق رابطه (1) محاسبه می گردد.

1- Stiffness

مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1394، دورہ 15، شمارہ 12

283

گرفته است. از طرفی در این سازه خاص، فرکانس های بالاتر از 100 هرتز به شدت دارای شکل مودهای محلی بوده که از شکل مودهای اصلی سازه فاصله بسیار زیادی داشته و بحث در مورد آنها نیاز نمی باشد. نتایج حاصل از دو مرحله در جدول 4 آورده شده است. از نتایج می توان نتیجه گرفت که معیار MAC نتايج قابل قبولي براي 4 مود اول ارائه داده است. علت كاهش معيار MAC با افزایش فرکانس را میتوان بدینصورت بیان کرد که با افزایش فرکانس و ظهور مودهای محلی و ترکیبی، دقت پیش بینی مدل سازی کاهش می یابد. از طرفی با توجه به ماهیت مودهای 2 و 3 که بیشتر نشان دهنده پیچش نشیمنگاه کمکفنر می باشند، داده های اندازه گیری غالبی در شکل مودهای مذکور وجود ندارد. این عامل باعث می شود به علت نویز و خطای موجود در اندازه گیری که قابل مقایسه با اندازههای پاسخ اکثر نقاط داده-برداری در این مودها هستند و همچنین محل نصب شتاب سنجها و نوع آنها که قبلا هم به آن اشارهشده بود خطای معیار شباهت مودها افزایش یابد. بااین حال مشخص است که نتایج حاصله در مورد مود اول و چهارم نسبتا دقیق بوده که ماهیت آنها به ترتیب بیانگر پیچش ریل جلویی سازه و پیچش کل سازه است و می توان به نوعی آن ها را جزء شکل مودهای اصلی سازه به حساب آورد. علت تفاوت فركانس طبيعي اول مدل تحليلي با نتايج تجربي مربوط به نحوه مدلسازی نقطه جوشها میباشد. شکل مود اول سازه مربوط به پیچش نوک ریل جلویی است که توسط تعدادی نقطه جوش به ریل اصلی وصل شده است. عدم در اختیار بودن اطلاعات دقیق از محل نقطه جوشها و تعداد آنها با توجه به سازه اصلی در آن ناحیه می تواند باعث کاهش فرکانس شود. همچنین جرم ناحیه اتصالی در صورت بیشتر بودن نقاط جوش در سازه مدل شده نسبت به سازه اصلی میتواند باعث کمتر شدن فرکانس اول تحليلي از تجربي شود.

پسازاین مرحله باید صحه گذاری نتایج مدل مفهومی انجام شود. از آنجایی که در مراحل اولیه طراحی، تمرکز بر روی فرکانسهای پائین است، نیاز است که مدل مفهومی نیز در این محدوده فرکانسی بتواند نتایج را بهخوبی پیشبینی نماید. در جدول 5 نتایج حاصله از مدل پیشرفته و مدل-سازی مفهومی آورده شده است و معیارهای درصد خطای مقادیر ویژه آنها مقایسه شده است. با توجه به نتایج جدول 5، مشخص است که مدل مفهومی در مقایسه با مدل پیشرفته، بسیار دقیق در مورد فرکانسهای طبیعی رفتار مینماید. در واقع خطای مطلق کمتر از 4% بیانگر نتایج کاملا ایدهآل در حوزه مقایسه مقادیر ویژه است؛ لذا مدلهای مفهومی ساخته شده به خوبی معیار مقایسه ای پایه در حوزه دینامیک را ارضاء نموده و میتواند در معیاری سخت تر مورد آزمون قرار گیرد. برای مقایسه بردارهای ویژه در این مرحله و برای راحتی کار کافی است شکل مودهای دو تحلیل پیشرفته و مفهومی در کنار یکدیگر قرار داده شده و به صورت بصری اختلافهای موجود در آنها

**جدول 5** مقایسه ویژگیهای دینامیکی حاصل از مدل پیشرفته و مدل تجربی برای 4 مود اول

**Table 5** Comparison of dynamic properties for advanced model

 and conceptual model for the 4 first mode

∆%	فركانس طبيعي مدل مفهومي	فرکانس طبیعی مدل پیشرفته
1.2	23.6	23
0.5	42.4	42.2
3.4	55.4	53.5
2.5	75	73.1

شناسایی شود. نتایج حاصل از 4 مود اول در شکل 7 نشان داده شده است. با توجه به اشکال نشان داده شده، کاملا مشخص است که نتایج مدل پیشرفته و مدل مفهومی از تطابق بسیار خوبی برخوردار بوده و میتوان از مدل مفهومی ارائه شده درمرحله طراحی بهره برد.

## 6- جمع بندی نتایج

دقت فراوان مدل مفهومی ارائه شده در این تحقیق پتانسیل داشتن ضمانت کافی جهت پیشبینی و بهینه سازی ارتعاشات خودرو را در بازه فرکانسی پائین تضمین کرده است. نتایج حاصل از مدل سازی مفهومی سرشاسی خودرو در مقایسه با مدل پیشرفته محاسبات مهندسی و آزمون تجربی آن در حوزه فرکانسی 100-0 هرتز، نمایانگر دقت نسبتا قابل قبول روش مذکور در خصوص اختلاف فرکانسهای طبیعی (%  $> \Delta$ ) و نتایج قابل اطمینان در مورد دقت مشابهت شکل مودها (5.0 < MAC) برای چهار شکل مود ابتدایی سازه سرشاسی خودرو بود.

با توجه به دقت و قابلیت کاربرد روش مدلسازی مفهومی توسعه داده شده، این روش مدلسازی می تواند یک راهکار اساسی در NVH -CAE در مرحله طراحی مفهومی خودرو باشد. این روش پیشنهادی به طراح اجازه می-دهد نتایج حاصل از تغییرات در طراحی را بسیار سریع و بدون نیاز به طراحی جزئیات و مدلسازی اجزاء محدود ملاحظه نماید. بنابراین با استفاده از روش ارائه شده بررسی و تحلیل عملکرد خودرو در حوزه نویز و ارتعاشات در مرحله طراحی مفهومی قابل بررسی خواهد بود. طراح پس از کسب اطمینان از عملکرد طرح پیشنهادی در حوزه نویز و ارتعاشات به طراحی جزئیات اقدام خواهد نمود.

> 7 **- فهرست علائم** E مدول یانگ (Nm<sup>-2</sup>) Nu ضریب پواسون

> > علائم يونانى

چگالی (kgm <sup>-3</sup> )	ρ	مدل تجربی برای 4	از مدل پیشرفته و	بژگیهای دینامیکی حاصل	<b>جدول 4</b> مقايسه و
بردار ویژه شکل مودی	arphi				مود اول
فركانس طبيعي (Hz)	ω	<b>Table 4</b> Comparison of dynamic properties for advanced modeand experimental model for the 4 first mode			
	بالانويسها _	MAC	∧ <b>0/</b> _	فركانس طبيعي أزمون	فركانس طبيعي
ترانهاده بردار ويژه	т	MAC	Δ /0	تجربى	مدل پیشرفته
	زيرنويسها	0.98	2.1	23.8	23
مقدار اوليه فركانس طبيعي	а	0.76	8.5	38.6	42.2
مقدار ثانوره فركانس طيب	C	0.82	6.5	50	53.5
همار فلوید تر فلس عبینی		0.81	3.8	76	73.1

مهندسی مکانیک مدرس، اسفند 1394، دورہ 15، شمارہ 12

on 2024-05-02







(پ)



(ت)





(الف)

رح)

(چ)

**Fig. 7** Comparison of the first four modes of advanced model and concept model (a) the first mode shape of concept model (b) the first mode shape of advanced model (c) the second mode shape of concept model (d) the second mode shape of advanced model (e) the third mode shape of concept model (f) the third mode shape of advanced model (g) the forth mode shape of concept model (h) the forth mode shape of advanced model

شکل7 مقایسه چهار شکل مود اول مدل پیشرفته و مدل مفهومی (الف) شکل مود اول مدل مفهومی (ب) شکل مود اول مدل پیشرفته (پ) شکل مود دوم مدل مفهومی (ت) شکل مود دوم مدل پیشرفته (ث) شکل مود سوم مدل مفهومی (ج) شکل مود سوم مدل پیشرفته (چ) شکل مود چهارم مدل مفهومی (ح) شکل مود چهارم مدل پیشرفته

285

8- مراجع

and panels, *Proceedings of the*  $3^{rd}$  WSEAS International Conference on Finite Difference, Finite Elements, Finite volume & Boundary Elements pp. 20-22, 2010.

- [9] P. Zhu, Y. Zhang, G. Chen, Metamodel-based lightweight design of an automotive front-body structure using robust optimization, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: *Journal of Automobile Engineering*, Vol. 223, No. 9, pp. 1133-1147, 2009.
- [10] L. Feng, Process Optimization of Soft Die for Front Wheelhouse Based on Autoform Simulation [J], *Hot Working Technology*, Vol. 21, pp. 40, 2012.
- [11] Y. Shi, P. Zhu, L. Shen, Z. Lin, Lightweight design of automotive front side rails with TWB concept, *Thin-walled structures*, Vol. 45, No. 1, pp. 8-14, 2007.
- [12] O. Gündoğdu, Optimal seat and suspension design for a quarter car with driver model using genetic algorithms, *International Journal of Industrial Ergonomics*, Vol. 37, No. 4, pp. 327-332, 2007.
- [13] G. Wei, L. Quanbo, Simulation Study on Crashworthiness of Car's Front Rail Based on LS-DYNA [J], *Journal of Hubei Automotive Industries Institute*, Vol. 2, pp. 1-7, 2010.
- [14] E. Angelo, G. Angelo, P. H. D. G. Santos, D. A. de Andrade, Numerical Study of the Influence of Elements inside the Wheelhouse on the Passenger Vehicle Aerodynamic, *Open Journal of Fluid Dynamics*, Vol. 5, No. 02, pp. 199, 2015.
- [15] M. Nastran, Quick reference guide, MSC. SOFTWARE, Vol. 1, pp. 11-15, 2004.
- [16] D. J. Ewins, *Modal testing: theory, practice and application*, Research Studies Press, Ltd., 2000.

[1] M. Fard, Structural dynamics characterization of the vehicle seat for NVH performance analysis, *SAE paper*, Vol.501, pp. 2011, 2011.

- [2] S. H. Sung, D. J. Nefske, Assessment of a vehicle concept finiteelement model for predicting structural vibration, SAE Technical Paper, No. 2001-01-1402, pp. 2001, 2001.
- [3] S. Lee, J. Park, H. Yim, Numerical approximation of vehicle joint stiffness by using response surface method, *International journal of automotive technology*, Vol. 3, No. 3, pp. 117-122, 2002.
- [4] L. Long, *Design-oriented translators for automotive joints*, PhD Thesis, Virginia Polytechnic Institute and State University, Virginia, 1998.
- [5] H. Van der Auweraer, T. Van Langenhove, M. Brughmans, I. Bosmans, N. Masri, S. Donders, Application of mesh morphing technology in the concept phase of vehicle development, *International journal of vehicle design*, Vol. 43, No. 1-4, pp. 281-305, 2007.
- [6] S. Donders, Y. Takahashi, R. Hadjit, T. Van Langenhove, M. Brughmans, B. Van Genechten, W. Desmet, A reduced beam and joint concept modeling approach to optimize global vehicle body dynamics, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 45, No. 6, pp. 439-455, 2009.
- [7] D. Mundo, R. Hadjit, S. Donders, M. Brughmans, P. Mas, W. Desmet, Simplified modelling of joints and beam-like structures for BIW optimization in a concept phase of the vehicle design process, *Finite Elements in Analysis and Design*, Vol. 45, No. 6, pp. 456-462, 2009.
- [8] D. Mundo, S. Donders, R. Hadjit, G. Stigliano, P. Mas, H. Van der Auweraer, Concept modelling of automotive beams, joints

