



# آنالیز ارتعاشی-آکوستیکی مدل المان محدود کوپل شده رینگ و تایر با حفره سیال آکوستیکی

امیر کریمیان<sup>1</sup>، سلمان ابراهیمی نژاد<sup>2\*</sup>

1- دانشجوی کارشناسی ارشد، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

2- استادیار، مهندسی خودرو، دانشگاه علم و صنعت ایران، تهران

\* تهران، صندوق پستی 16846-13114، ebrahiminejad@iust.ac.ir

## اطلاعات مقاله

مقاله پژوهشی کامل

دریافت: 15 آذر 1395

پذیرش: 19 اسفند 1395

ارائه در سایت: 09 اردیبهشت 1396

کلید واژگان:

سرو صدای تایر

آنالیز ارتعاشی-آکوستیکی

مدل المان محدود

رزونانس آکوستیکی

تویب چرخ

## چکیده

مشخصه‌های ارتعاشی و نویزی خودرو نقش اساسی در آسایش سرنشینان ایفا می‌کنند. صداهای ناشی از تماس تایر با جاده یکی از منابع اصلی سروصدا در خودروهای سواری است که در اثر چرخیدن تایر خودرو بر سطوح ناهموار به وجود می‌آید. با توجه به اهمیت تحریکات وارده از طریق ساختار آج به حفره سیال و انتقال نویز و ارتعاشات آن به رینگ، در این مقاله به آنالیز ارتعاشی-آکوستیکی مدل کوپل ساختار تایر، رینگ و حفره سیال آکوستیکی پرداخته شده است. به منظور ایجاد مدل کوپل شده عددی با روش المان محدود ابتدا به مدل‌سازی تایر (با در نظر گرفتن آج و دو دیواره جانبی آن) و رینگ فولادی پرداخته شده است. سپس بر روی مدل‌های ایجاد شده آنالیز مودال انجام شده تا به کمک آن بتوان فرکانس و شکل مودهای مربوط به رزونانس ساختاری و آکوستیکی را پیدا کرد. در ادامه با استفاده از کوپل کردن محیط هارمونیک، مودال و استاتیکی و به کمک افزونه آکوستیکی، به آنالیز آکوستیکی مدل کوپل شده تایر و رینگ با حفره سیال برای محاسبه فشار آکوستیکی، تراز فشار صوتی، پاسخ‌های هارمونیک از جمله نیروهای تویب چرخ و نمودارهای وابسته به فرکانس سیستم پرداخته می‌شود. در نهایت، با کمک مدل ارائه شده به بررسی پارامترهای موثر بر سطح نویز تایر پرداخته می‌شود.

## Vibro-acoustic analysis of tire and rim finite element model coupled with fluid acoustic cavity

Amir Karimyan, Salman Ebrahimi-Nejad\*

School of Automotive Engineering, Iran University of Science and Technology, Tehran, Iran

\* P.O.B. 1684613114, Tehran, Iran, ebrahiminejad@iust.ac.ir

### ARTICLE INFORMATION

Original Research Paper  
Received 05 December 2016  
Accepted 09 March 2017  
Available Online 29 April 2017

#### Keywords:

Tire Noise  
Vibro-Acoustic Analysis  
Finite Element Model  
Acoustic Resonance  
Spindle Forces

### ABSTRACT

Vehicle vibration and noise characteristics play a major role in ride comfort. Noise of tire in contact with the road is one of the main sources of noise in passenger cars, caused by the rolling of tire on uneven surfaces. Excitation is done through tread structure to fluid cavity and noise and vibrations transmission to the rims are of particular importance. In this paper, vibration analysis of coupled acoustic model of tire, rim and fluid acoustic cavity is performed. For this purpose, a coupled numerical finite element model is used. First, tire modeling has been addressed, taking into account the tread and two side walls and steel wheel rim. Then modal analysis has been performed to identify the structural and acoustic resonance frequencies and mode shapes. Then, using the harmonic environment coupled with static and modal analyses, acoustically coupled models of tire, rim and cavity are used to calculate the acoustic pressure of the fluid cavity and sound pressure level, and the harmonic frequency response of the wheel hub system including the forces of wheel hub is discussed. According to the presented model, the parameters affecting tire noise levels are discussed.

### 1- مقدمه

گونگون کارکرد ثابت هستند، اما صدای ایجاد شده توسط برخی از این منابع مانند موتور، اگزوز و سیستم انتقال قدرت به دور موتور بستگی دارند و برخی دیگر مانند صدای تایرها و نویز آیرودینامیک بدنه به سرعت خودرو بستگی دارند.

مشخصه‌های ارتعاشی و نویزی خودرو نقش اساسی در آسایش سرنشینان ایفا می‌کنند به همین دلیل یکی از پارامترهای مهم در تصمیم‌گیری برای خرید خودرو می‌باشند. پژوهش‌های پیشین در زمینه ارتعاشات و نویز خودرو، به بررسی پدیده‌هایی مانند کیفیت صدا، نویز سیستم انتقال قدرت، نویز تایر-

آلودگی صوتی وسایل نقلیه در سطح شهرها و جاده‌ها در زمره آلودگی‌های صوتی از منابع متحرک می‌باشند. این نوع آلودگی در مناطق شهری و توسعه یافته به صورت مستقیم با زندگی انسان در ارتباط است و می‌تواند باعث ایجاد اثرات مضر از جمله کاهش شنوایی، اختلال در مکالمات و اختلال در رفاه فیزیکی و روحی افراد شود. خودرو شامل منابع مختلف تولید سر و صدا از جمله موتور، سیستم انتقال قدرت، اگزوز، تایر، ترمز و برخورد هوا با بدنه می‌باشد [1]. اگر چه میزان صدای تولید شده در برخی از این منابع در شرایط

Please cite this article using:

A. Karimyan, S. Ebrahimi-Nejad, Vibro-acoustic analysis of tire and rim finite element model coupled with fluid acoustic cavity, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 381-392, 2017 (in Persian)

برای ارجاع به این مقاله از عبارت ذیل استفاده نمایید:

A. Karimyan, S. Ebrahimi-Nejad, Vibro-acoustic analysis of tire and rim finite element model coupled with fluid acoustic cavity, *Modares Mechanical Engineering*, Vol. 17, No. 4, pp. 381-392, 2017 (in Persian)

جاده، نویز باد و نویزهای مربوط به مکانیزم ترمز خودرو پرداخته‌اند [2]. یکی از عوامل مهم در نویز تایر، رزونانس حفره سیال تایر می‌باشد که باعث ایجاد ارتعاشات و انتقال نویز به داخل کابین خودرو می‌شود. از این رو پرداختن به فرکانس‌های رزونانس حفره و ارتباط آن با فرکانس‌های ساختاری تایر و رینگ چرخ از اهمیت بسزایی برخوردار است. ساکاتا و همکاران [3] به مطالعه رزونانس حفره تایر، براساس مود رزونانس آکوستیکی داخل حفره تایر پرداخته و به یک فرمول‌بندی برای ارتباط بین فرکانس و سرعت متوسط صوت و محیط متوسط دور تایر رسیده‌اند. جسوپ و بولتون [4] مطالعاتی بر روی پروفیل‌های حفره تایر و اثر آن بر نیروی محرک نامطلوب ایجاد شده بر روی توپی چرخ که به داخل خودرو منتقل می‌شود انجام داده‌اند. همچنین سکاووز و همکاران [5] به بررسی اثر رزونانس چرخ بر نویز حفره آکوستیکی تایر پرداختند و نشان دادند که اثر کوپل رزونانس آکوستیکی و رزونانس ساختاری تایر عامل افزایش سطح نویز منتقل شده به داخل کابین خودرو می‌باشد. ساکاتا و همکاران [4] و همچنین یامائوچی و همکاران [6] پی بردند که تایری که در تماس با زمین تغییر شکل پیدا می‌کند در بازه فرکانسی 0 تا 300 دارای دو مود آکوستیکی می‌باشد. این در حالی است که تایر بدون بارگذاری که تغییر شکل پیدا نکرده است در این بازه تنها دارای یک شکل مود آکوستیکی می‌باشد. گوند و همکاران [7] به این نتیجه رسیدند که تغییرات فرکانس برای تایر بارگذاری شده نسبت به تایر بدون بار به این صورت می‌باشد که فرکانس شکل مود افقی کاهش و فرکانس شکل مود عمودی افزایش پیدا می‌کند. همچنین یامائوچی و همکاران [6] نشان دادند که نمودار رزونانس حفره تایر برای حالت بارگذاری شده و بدون بارگذاری با هم متفاوت هستند به این صورت که در حالتی که بارگذاری ناشی از ورودی جاده بر روی تایر وجود دارد نمودار پاسخ فرکانسی شامل دو قله می‌باشد این درحالی است که در شرایط بدون بارگذاری تعداد این قله‌ها به یک عدد کاهش پیدا می‌کند. تامسون [8] مدل ریاضی مبتنی بر آکوستیک موج صفحه ای برای حفره تایر ارائه داد. مولسیانی و همکاران [9] به بررسی رزونانس کوپل شده ساختار تایر با حفر تایر با ارائه یک مدل تحلیلی کوپل ساختار تایر با سیال آکوستیکی پرداخته‌اند. آنها معتقد بودند که علت ریشه‌ای نویز تایر، رزونانس کوپل شده حفره تایر با سازه تایر می‌باشد. مولسیانی [10] معتقد است مدل ارائه شده توسط وی ابزاری است که می‌تواند برای بررسی کوپل فیزیکی بین حفره آکوستیکی تایر و ساختار تایر بدون استفاده از روش المان محدود استفاده شود. هدف اصلی وی بدست آوردن اثرات رزونانس حفره تایر بر دینامیک تایر و نیروی های توپی چرخ بود. از آن‌جا که رزونانس حفره تایر در حال حرکت (که توسط نیروهای جاده تحریک می‌شود) می‌تواند در محدوده فرکانس 190 تا 250 هرتز اتفاق بیافتد، مشخصه‌های رزونانس را می‌توان با بازسازی شرایط در آزمایشگاه‌ها و یا با استفاده از آزمون مودال با تحریک نقطه‌ای، آزمون رها کردن و آزمون تحریک آکوستیکی به‌دست آورد.

یامائوچی و آکیوشی [6] پیشنهاد تغییر طراحی چرخ برای کاهش اثر رزونانس حفره تایر را دادند. آن‌ها پیشنهاد کردند که رزونانس حفره مربوط به اثراتی است که می‌تواند با استفاده از رینگ با مقطع بیضوی شکل بهبود یابد. این ایده این فرضیه استوار بود که تغییر جهت و فرکانس تحریک در هنگام حرکت باعث حذف رزونانس حفره با محدوده فرکانسی دلخواه می‌شود. فرناندز [1] در سال 2006 به بررسی انواع مختلف مواد جاذب صوتی برای کاهش تراز فشار صوت (SPL) در رزونانس حفره تایر پرداخت. او نشان داد که قرار دادن این مواد در مکان‌های مشخص و با ضخامت 30 تا 40 میلیمتر

در داخل حفره تایر می‌تواند باعث کاهش سطح فشار صوت به میزان بیش از 11 دسی‌بل شود. او همچنین معتقد بود که قرار دادن پشم آکوستیکی<sup>1</sup> موثرترین ایده برای کاهش تشدید رزونانس حفره تایر است. البته، این درحالی است که به‌کار بردن و تست این قبیل مواد در داخل حفره تایر به دلیل محدودیت فضا، با مشکلاتی روبه‌رو می‌باشد.

همچنین محمد و همکاران [11] به بررسی رزونانس کوپل حفره تایر و مقابله با آن با اضافه کردن یک لایه مواد فوم در داخل حفره تایر پرداختند و نشان دادند که با اضافه کردن این لایه، اثر رزونانس کاهش پیدا می‌کند. همچنین این محققان در پژوهشی دیگر [12] به بررسی رزونانس حفره تایر با ارائه یک مدل المان محدود برای بررسی اثر رزونانس حفره و کاهش این فرکانس با اضافه کردن لایه پلی اتیلن بر روی رینگ و داخل تایر پرداخته‌اند. ابراهیمی نژاد و کریمیان [13] در پژوهشی به بررسی ارتعاشات شعاعی آج تایر براساس مدل استوانه جدار نازک با تکیه‌گاه ساده جهت محاسبه فرکانس‌های رزونانس و شکل موده‌های مربوط به آن‌ها پرداخته‌اند. در مدل ارائه شده که درک ساده‌ای از تایر و رینگ را ارائه می‌دهد، از یک استوانه جدار نازک الاستیک به عنوان آج تایر و همچنین صفحه حلقوی شکل صلب به‌عنوان دیواره‌های تایر و یک صفحه استوانه‌ای شکل صلب برای منظور کردن اثر رینگ چرخ استفاده شده است. این مدل با صلب در نظر گرفتن رینگ چرخ، اثر رینگ را در کوپل شدن فرکانس رزونانس ساختاری آن نادیده گرفته است. مقاله حاضر، به بررسی ارتعاشات و نویز تایر، براساس ارتعاشات شعاعی آج آن که ناشی از رزونانس حفره سیال آکوستیکی می‌باشد می‌پردازد. برای رسیدن به این هدف، به ارائه یک مدل کوپله از ساختار تایر و رینگ با حفره سیال پرداخته می‌شود. مدل ارائه شده به خوبی می‌تواند اثرات رزونانس ساختاری-آکوستیکی ناشی از ارتباط رینگ چرخ (غیرصلب با خواص فیزیکی واقعی) با سیال آکوستیکی و تایر را نشان دهد. نتایج مربوط به ارتعاشات و نویز مدل ارائه شده درک فیزیکی خوبی از رزونانس حفره سیال آکوستیکی از ورودی سطح جاده تا انتقال به توپی چرخ را ارائه می‌دهد. بدین منظور در ابتدا با استفاده از نرم‌افزار متلب به بررسی رزونانس حفره سیال براساس مدل های تحلیل ارائه شده برای چرخ مورد نظر پرداخته می‌شود. در ادامه به کوپل کردن مدل المان محدود تایر و رینگ با حفره سیال آکوستیکی پرداخته می‌شود. پارامترهای تراز فشار صوتی حفره سیال آکوستیکی، نیروها و گشتاورهای مخرب ناشی از رزونانس حفره سیال آکوستیکی و همچنین تغییر شکل دینامیکی تحت رزونانس حفره سیال توسط مدل ارائه شده با استفاده از نرم افزار انسیس و به کمک افزونه آکوستیکی بررسی خواهد شد.

## 2- مدل سازی

این بخش به مدل‌سازی تایر، رینگ و حفره هوای بین تایر و رینگ می‌پردازد. برای این کار از نرم افزار سالیدورکس استفاده می‌شود و مدل‌های ایجاد شده به نرم‌افزار انسیس انتقال داده می‌شود. سپس به کمک نرم‌افزار انسیس و متلب به آنالیز مودال و هارمونیک تایر، رینگ و حفره آکوستیکی برای بدست آوردن فرکانس های طبیعی و شکل موده‌های مربوطه به دو روش المان محدود و تحلیلی پرداخته می‌شود. همچنین با ایجاد یک مدل کوپله که در آن تعامل ساختار تایر و رینگ با حفره سیال آکوستیکی مدنظر گرفته شده به بررسی اثر فشار آکوستیکی حفره سیال آکوستیکی و فرکانس رزونانس سیستم پرداخته می‌شود.



Fig. 3 Rim geometry in SolidWorks

شکل 3 مدل رینگ ایجاد شده با نرم افزار سالیدورکس

جدول 2 نوع و خواص مواد بکار برده شده در تایر، رینگ و آج

Table 2 Type of materials and properties used in tire, rim and tread

Damping ratio	Density (kg/m <sup>3</sup> )	Poisson's ratio	Young's modulus (MPa)	Specifications material	
0.01	1200	0.45	261	ایزوتروپیک	آج تایر
0	7850	0.4	2.1e+5	ایزوتروپیک	رینگ
0	1200	0.49	481	ایزوتروپیک	تایر

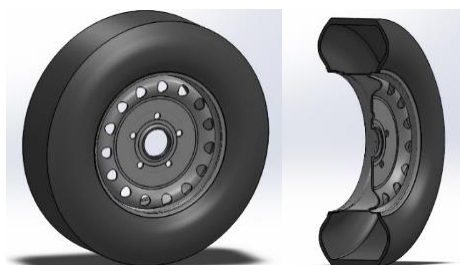


Fig. 4 Tire and rim assembly in SolidWorks

شکل 4 مدل اسمبل شده تایر و رینگ در نرم افزار سالیدورکس

جذب صدا از مرز مواد در نظر گرفت. با فرض این که سیال مورد استفاده در حفره همگن، غیرلزج، ایزوتروپیک و تراکم پذیر باشد، می توان نشان داد که میدان صوتی داخل تایر، معادله موج را ارضا می کند که  $\varphi$  پتانسیل سرعت آکوستیک می باشد.

$$\nabla^2 \varphi - \left(\frac{1}{c^2}\right) \frac{\partial^2 \varphi}{\partial t^2} = 0 \quad (1)$$

با تبدیل فوریه از رابطه (1)، معادله هلمهولتز ایجاد می شود.

$$\nabla^2 \varphi - \zeta^2 \varphi = 0 \quad (2)$$

که  $\zeta = \omega/c$  و  $\zeta$  عدد موج،  $c$  سرعت صوت و  $\omega$  فرکانس می باشد که واحد آن رادیان بر ثانیه است. معادله هلمهولتز در مختصات استوانه به صورت زیر نوشته می شود.

$$\frac{\partial^2 \varphi}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \varphi}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 \varphi}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 \varphi}{\partial x^2} + \zeta^2 \varphi = 0 \quad (3)$$

که در آن، مختصات  $r, \theta, x$ ، به ترتیب در جهت شعاعی، محیطی و عرضی حلقه می باشند [8].

### 2-2-1- فرکانس رزونانس

با فرض  $\varphi(r, \theta, x) = R(r)\theta(\theta)X(x)$ ، داریم:

$$\frac{R''}{R} + \frac{R'}{rR} + \frac{\varphi''}{r^2\varphi} + \frac{X''}{X} + \zeta^2 = 0 \quad (4)$$

رابطه (4) منجر به دستگاه سه معادله دیفرانسیلی مرتبط با جهت های عرضی، شعاعی و محیطی می شود. با فرض  $X''/X + \zeta^2 = K^2$  و ضرب همه ترم ها در  $r^2$ ،  $r^2 R''/R + rR'/R + \varphi''/\varphi + K^2 r^2 = 0$ ،  $r^2$

### 2-1- تایر و رینگ

برای مدل سازی تایر از یک مدل ساده با اجزای آج تایر و دیواره های جانبی آن استفاده می شود که برای این کار از نرم افزار سالیدورکس استفاده می شود. در "شکل 1" مشخصات هندسه یک چرخ که شامل تایر و رینگ می باشد، نشان داده شده است. در این تحقیق از تایر با سایز 205/65/R15 و رینگ فولادی استفاده می شود که پارامترهای هندسی آن ها در جدول 1 نشان داده شده است [12].

"شکل های 2 و 3" هندسه تایر و رینگ مدل شده در نرم افزار سالیدورکس را نشان می دهد.

خواص مواد مورد استفاده شده در تایر، رینگ و آج تایر در جدول 2 نشان داده شده است [15,12].

مدل اسمبل شده تایر و رینگ در نرم افزار سالیدورکس در "شکل 4" نشان داده شده است.

### 2-2- حفره آکوستیکی تایر

دیواره داخلی مدل تایر را می توان به عنوان یک سطح بازتاب صلب بدون

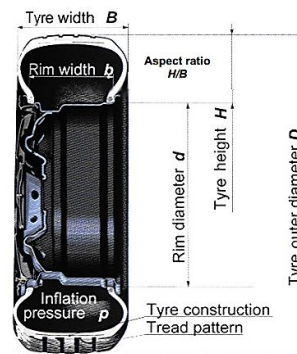


Fig. 1 Schematics of tire and rim geometry [10]

شکل 1 شماتیک هندسه تایر و رینگ [10]

جدول 1 پارامترهای هندسی تایر و رینگ

Table 1 Geometric parameters of tire and rim

مقدار (mm)	پارامتر
381	قطر داخلی تایر
647.5	قطر خارجی تایر
205	عرض تایر
133.25	ارتفاع تایر
381	قطر رینگ
182	عرض آج
15	ضخامت آج
165.1	عرض رینگ

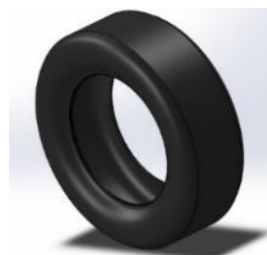


Fig. 2 Tire geometry in SolidWorks

شکل 2 مدل تایر ایجاد شده با نرم افزار سالیدورکس

جدول 3 خواص هندسی، فیزیکی و آکوستیکی حفره هوا

اندازه	کمیت
3.8886e-002 (m <sup>3</sup> )	Volume
0.046642 (kg)	Mass
1.21 (kg m <sup>-3</sup> )	Mass Density
344 (m sec <sup>-1</sup> )	Sound Speed
2E-05 (Pa)	Reference Pressure
101325 (Pa)	Reference Static Pressure
0.21986 (m)	Length X
0.62365 (m)	Length Y
0.62365 (m)	Length Z

### 3-2- مدل کوپله کامل تایر، رینگ و حفره آکوستیکی

#### 1-3-2- مدل هندسی کوپل شده

در "شکل 7" هندسه مدل کوپل شده سیال آکوستیکی، تایر و رینگ فولادی ایجاد شده در نرم افزار سالدورکس نشان داده شده است. پس از مدل سازی در نرم افزار سالدورکس همه اجزا سیستم چرخ بیان شده به داخل نرم افزار انسیس منتقل شده و در محیط هندسه انسیس<sup>1</sup>، مدل کوپله حفره هوا، رینگ و تایر ایجاد می شود.

#### 2-3-2- معادلات کلی آکوستیک

شبهه سازی آکوستیکی، بررسی خواص تولید و انتشار صوت برای مدل کوپل شده دارای تعامل ساختاری- سیال آکوستیکی (FSI) را میسر می سازد. برای این کار می توان از آنالیزهای محیط های مودال و هارمونیک نرم افزار انسیس به کمک افزونه آکوستیکی استفاده کرد. در این تحلیل ها سیال مورد نظر تراکم پذیر فرض شده است و سرعت میانگین جریان آن صفر در نظر گرفته شده است. آنالیز آکوستیکی معمولاً شامل مدل سازی پدیده های آکوستیکی مانند یک سیال آکوستیکی در ارتباط با یک یا چند سازه می باشد. آنالیز تعامل ساختاری-آکوستیکی کوپل شده براساس معادله دینامیکی سازه ای، همراه با معادلات ناویر استوکس خطی شده از مومنتم سیال (حرکت سیال) و معادله پیوستگی می باشد.

برای آنالیز یک پدیده آکوستیکی محض (بدون تعامل ساختاری) جهت بررسی آکوستیک مدل های سیال، از معادله ماتریسی دینامیک المان محدود زیر استفاده می شود. محاسبه کانتورهای فشار آکوستیکی حفره هوای بین تایر و رینگ براساس رابطه (9) صورت می گیرد:

$$[M_F]\{\ddot{P}_e\} + [C_F]\{\dot{P}_e\} + [K_F]\{P_e\} = \{f_F\} \quad (9)$$

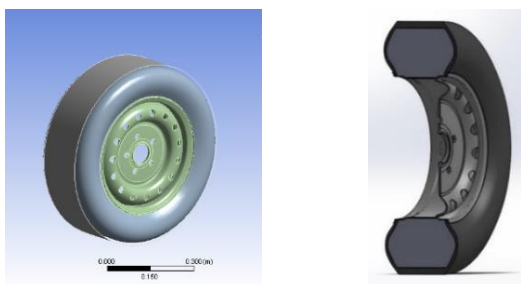


Fig. 7 Coupled model of cavity, tire and rim

شکل 7 مدل کوپل حفره هوا، تایر و رینگ

رابطه به معادله دیفرانسیل سوم ساده می شود:

$$r^2 R'' + rR' + (K^2 r^2 - m^2)R = 0 \quad (5)$$

حل عمومی رابطه (5) به صورت زیر می باشد:

$$R(r) = A_m J_m(kr) + B_m Y_m(kr) \quad (6)$$

که  $J_m$  و  $Y_m$  تابع بسل نوع اول و دوم و از مرتبه  $m$  می باشند. مشتق رابطه (6) نسبت به  $r$  برابر است با:

$$R'(r) = A_m J'_m(kr) + B_m Y'_m(kr) \quad (7)$$

با پیاده سازی شرایط مرزی صلب  $R'(a) = 0$  و  $R'(b) = 0$  و حل همزمان هر دو معادله داریم:

$$J'_m(K_{mn} a)Y'_m(K_{mn} b) - J'_m(K_{mn} b)Y'_m(K_{mn} a) = 0 \quad (8)$$

که  $a$  شعاع خارجی،  $b$  شعاع داخلی تایر،  $J_m$  تابع بسل نوع اول و  $Y_m$  تابع بسل نوع دوم می باشد. چهار فرکانس رزونانس اول حفره تایر در بخش نتایج نشان داده شده است. در "شکل 5" مدل ساده حفره استوانه ای نشان داده شده است.

#### 2-2- مدل سازی حفره آکوستیکی

برای حالتی که  $a=0.306$  متر،  $b=0.179$  متر  $L_T = 0.21$  متر و سرعت صوت 343 متر بر ثانیه باشد، رابطه (8) حل شده و  $K_1, K_2, K_3, K_4$  برای حالت  $m=0$  و  $n=1,2,3$  محاسبه می گردند. همچنین فرکانس های رزونانس آکوستیکی حفره از طریق رابطه  $k = \omega/c$  به دست می آیند. در بخش نتایج، پاسخ مدل تحلیل نشان داده شده و با نتایج به دست آمده از روش اجزا محدود مقایسه شده اند. در "شکل 5" مدل حفره سیال بین تایر و رینگ در نرم افزار انسیس ورکبنچ نشان داده شده است که مشخصات ابعادی و خصوصیات مواد مربوط به آن در جدول 3 ارائه شده است.

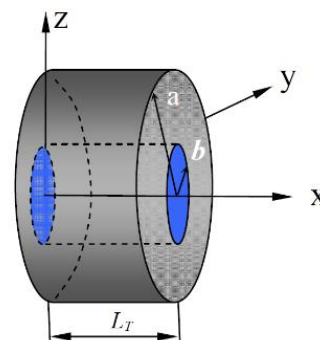


Fig. 5 Finite cylindrical cavity model

شکل 5 مدل حفره استوانه ای محدود

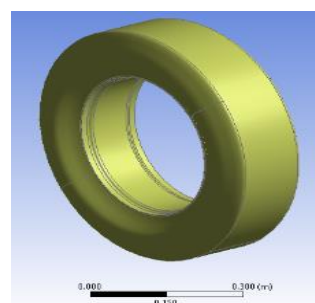


Fig. 6 An air cavity acoustic model using ANSYS

شکل 6 مدل حفره هوای آکوستیکی در نرم افزار انسیس

مدل کوپل شده مش زده شده در نرم افزار انسیس نشان داده شده است. سیستم در کل شامل 257824 گره و 136603 المان می باشد.

### 3-شرایط اولیه و بارگذاری آنالیز مودال و هارمونیک

برای انجام آنالیز پس از مش بندی مطلوب مسئله، شرایط مرزی و بارگذاری متناسب با مسئله انجام گردید. برای این کار در ابتدا هر یک از سیستم ها به صورت مجزا مش زنی شده و طبق شرایط مرزی مربوطه فرکانس طبیعی و شکل مدهای آن بدست آمد. در ادامه به شرایط مرزی هر یک از سیستم ها اشاره می شود.

#### 3-1- سیستم تایر و رینگ

برای آنالیز مودال سیستم رینگ و تایر بدون مدل سازی هوای حفره از شرایط بارگذاری فشاری در سطح داخلی تایر و سطح خارجی تایر استفاده شده است. همچنین برای شرایط مرزی این سیستم نیز از شرایط مرزی آنالیز مودال رینگ استفاده می شود. در "شکل 11" شرایط مرزی و بارگذاری مدل رینگ و تایر برای آنالیزهای استاتیکی، مودال و هارمونیک نشان داده شده است.

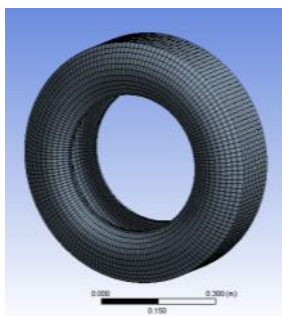


Fig. 8 Mesh of tire structural model

شکل 8 مدل تایر مش زده شده



Fig. 9 Mesh of acoustic cavity model

شکل 9 مدل حفره آکوستیکی مش زده شده

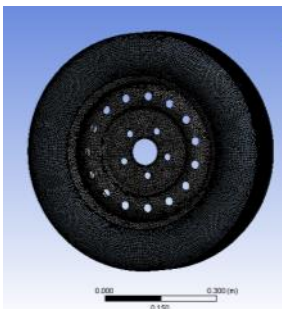


Fig. 10 The mesh generation of coupled tire, rim and fluid cavity model

شکل 10 مدل کوپل شده تایر، رینگ و حفره سیال مش زده شده

که  $[M_F]$ ،  $[K_F]$  و  $[C_F]$  به ترتیب ماتریس های جرم، سختی و میرایی می باشند و  $\{f_F\}$  بردار تحریک خارجی در سیال آکوستیکی می باشد [15]. در این مقاله به دلیل ارتباط داشتن حفره آکوستیکی با ساختار تایر و رینگ از مسئله تعامل ساختاری-آکوستیکی براساس حل معادله ماتریسی زیر استفاده می شود:

$$\begin{bmatrix} [M_S] & 0 \\ \bar{\rho}_0 [R]^T & [M_F] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [C_S] & 0 \\ 0 & [C_F] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_S] & -[R] \\ 0 & [K_F] \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{u_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ f_F \end{Bmatrix} \quad (10)$$

که  $[M_S]$ ،  $[C_S]$ ،  $[K_S]$  به ترتیب ماتریس های جرم، میرایی و سختی مربوط به مدل ساختاری و  $\{f_s\}$  بردار نیروی خارجی در سازه می باشد.  $[R]$  نیز ماتریس کوپل شده است که نشان دهنده شرایط کوپلینگ بر ناحیه تماس سیال آکوستیکی و سازه می باشد که در این جا به تماس حفره هوا با رینگ و همچنین با تایر مرتبط می شود [15].

#### 3-3-2- تعامل ساختاربا سیال آکوستیکی (FSI)

تعامل ساختار با سیال را می توان به سه بخش تعامل ساختاری-سیال آکوستیکی کوپل شده با معادله ماتریس نامتقارن، تعامل ساختاری-سیال آکوستیکی کوپل شده با معادله ماتریس متقارن برای آنالیز هارمونیک و تعامل ساختاری- سیال آکوستیکی کوپل شده با معادله ماتریسی متقارن برای آنالیز مودال بدون اتلاف تقسیم کرد. برای آنالیز مودال سیستم از رابطه زیر که مربوط به تعامل ساختاری-آکوستیکی برای آنالیز مودال بدون اتلاف می باشد، استفاده می شود:

$$-\omega^2 \begin{bmatrix} M_S & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \bar{\rho}_0 K_F \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_e\} \\ \{P_e\} \\ \{\varphi_e\} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} K_S & -R & 0 \\ -R^T & -\frac{1}{\bar{\rho}_0} M_F - \frac{1}{\bar{\rho}_0} S_F & K_F \\ 0 & K_F^T & 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \{U_e\} \\ \{P_e\} \\ \{\varphi_e\} \end{Bmatrix} = 0 \quad (11)$$

که  $\rho_0$  میانگین چگالی سیال،  $\{U_e\}$  بردار جابه جایی گره ها،  $\{P_e\}$  بردار فشار آکوستیکی و  $\{\varphi_e\}$  نیز بردار پتانسیل سرعت می باشد.

همچنین برای آنالیز هارمونیک جهت محاسبه پاسخ سیستم کوپل شده از رابطه زیر که مربوط به ماتریس متقارن کوپل شده برای آنالیز مودال می باشد، استفاده می شود که در آن  $\omega = 2\pi f$  و  $f$  فرکانس نوسانات فشار می باشد [16]:

$$(-\omega^2 \begin{bmatrix} [M_S] & 0 \\ 0 & -\frac{[M_F]}{\bar{\rho}_0} - \frac{[S_F]}{\bar{\rho}} \end{bmatrix} + j\omega \begin{bmatrix} [C_S] & -[R] \\ -[R]^T & -\frac{[C_F]}{\bar{\rho}_0} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} [K_S] & 0 \\ 0 & -\frac{[K_F]}{\bar{\rho}_0} \end{bmatrix}) \begin{Bmatrix} \{U_e\} \\ \{P_e\} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} f_s \\ jf_F \\ \omega \bar{\rho}_0 \end{Bmatrix} \quad (12)$$

#### 4-3-2- المان بندی

در این مقاله از المان FLUID220 که دارای 20 گره که در آن هر گره شامل 4 درجه آزادی به صورت، جابجایی در سه راستای x، y و z و فشار آکوستیکی که دارای رفتار درجه دوم می باشند، استفاده شده است. از این المان برای آنالیزهای کوپله سیال آکوستیکی-ساختاری و همچنین آنالیزهای آکوستیکی محض استفاده می شود [16].

در "شکل 8"، "شکل 9" و "شکل 10" سیستم تایر، حفره آکوستیکی و

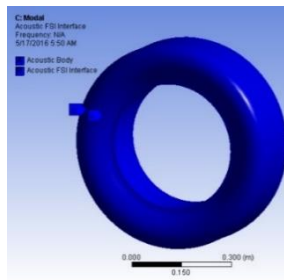


Fig. 13 Interface of acoustic fluid and tire and rim structure

شکل 13 فصل مشترک سیال آکوستیکی و ساختار تایر و رینگ

جدول 4 مشخصات سیال آکوستیکی

Table 4 Acoustic fluid characteristics

اندازه	پارامتر
1.2041 (kg m <sup>-3</sup> )	Mass Density
343.24 (m sec <sup>-1</sup> )	Sound Speed
2E-05 (Pa)	Reference Pressure
101325 (Pa)	Reference Static Pressure

برای آنالیز هارمونیک سیستم کوپل شده تایر، رینگ و حفره آکوستیکی از شرایط مرزی آنالیز مودال استفاده می‌شود. برای این کار تحلیل مودال پیش تنش با تحلیل هارمونیک، مطابق "شکل 14" کوپل شده‌اند. برای تحریک مدل از نیروی نقطه‌ای هارمونیک مطابق "شکل 15" استفاده شده است که در آن بردار نیرو برابر است با  $\{f_u, f_v, f_w\}^T$  و مولفه‌های آن برابر است با

$$f_u = f_v = 0$$

$$f_w = F \times \delta(\theta - \theta_0) \times \delta(x - x_f) \times e^{i\omega t} \quad (13)$$

هدف از این آنالیز به دست آوردن پاسخ‌های هارمونیک مدل کوپله در محدوده فرکانسی 0 تا 400 هرتز می‌باشد [10]. از جمله این نتایج، فشار آکوستیکی، تغییر شکل تایر، کانتورهای تراز فشار و نمودار تراز فشار صوت برحسب فرکانس می‌باشد. برای به دست آوردن تراز صوت داخل حفره آکوستیکی از میکروفن در داخل حفره تایر استفاده شده است.

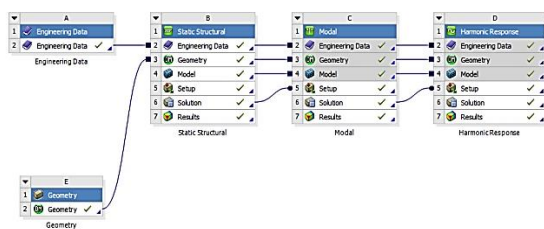


Fig. 14 Coupling harmonic analysis with static and modal analyses

شکل 14 کوپل کردن آنالیز هارمونیک با آنالیزهای استاتیکی و مودال

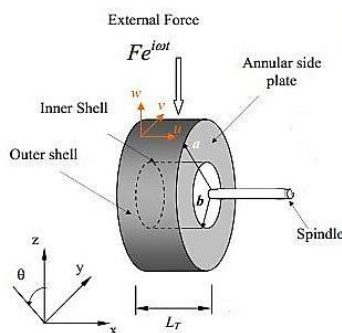


Fig. 15 Simplified model of the tire and acoustic cavity [9]

شکل 15 مدل ساده تایر و حفره آکوستیکی [9]

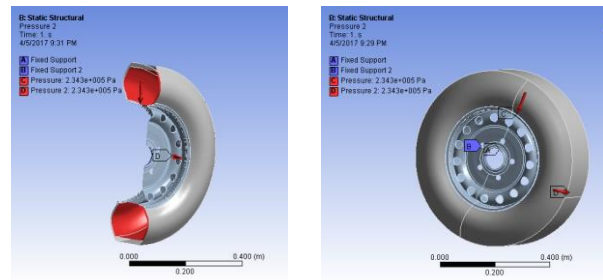


Fig. 11 Rim and tire loading and boundary conditions in modal and static analysis

شکل 11 شرایط مرزی و بارگذاری آنالیز مودال و استاتیکی رینگ و تایر

برای آنالیز ارتعاش اجباری تایر و رینگ و همچنین مدل کوپل شده تایر، رینگ و حفره سیال آکوستیکی از آنالیز مودال پیش تنش استفاده شده است. برای این کار با کوپل کردن محیط استاتیکی با محیط مودال یک آنالیز ارتعاش اجباری شامل بارگذاری‌ها انجام شد. در ابتدا یک آنالیز استاتیکی بر روی تایر براساس شرایط مرزی ثابت کردن گره‌های تماسی رینگ با تایر و بارگذاری فشاری در سطح داخلی تایر که ناشی از فشار حفره هوا (32psi) انجام و سپس آنالیز مودال پیش تنش صورت می‌گیرد که خروجی این کار شامل تغییر شکل‌های دینامیکی در فرکانس‌های کاری تایر می‌باشد. در "شکل 12" آنالیز ارتعاشی پیش تنش تایر که ناشی از کوپل کردن آنالیز استاتیکی با آنالیز مودال می‌باشد نشان داده شده است.

برای تماس بین تایر و رینگ از تماس جدایی ناپذیر<sup>1</sup> استفاده شده است که باعث می‌شود تایر و رینگ در سطحی که به هم متصلند داخل هم فرو نروند و از همدیگر نیز جدا نشوند و فقط لغزش کوچکی بین آن‌ها وجود داشته باشد.

### 3-2- سیستم تایر، رینگ و حفره آکوستیکی

برای آنالیز مودال سیستم کوپل تایر، رینگ و حفره هوای آکوستیکی از شرایط مرزی اعمال شده در آنالیز مودال رینگ و همچنین تماس جدایی ناپذیر بین تایر و رینگ استفاده می‌شود. در این مدل به جای استفاده از بارگذاری فشاری وارد بر تایر و رینگ از بارگذاری سیال آکوستیکی بین تایر و رینگ استفاده می‌شود.

در "شکل 13" سیال آکوستیکی و فصل مشترک تماس سیال آکوستیکی با ساختار تایر و رینگ نشان داده شده است. همچنین مشخصات این تماس در جدول 4 بیان شده است.

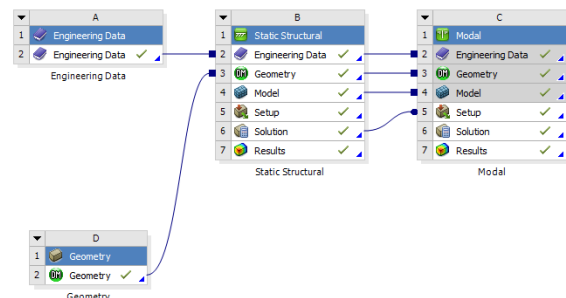


Fig. 12 Static environment coupled with modal environment for pre-stress modal analysis of tire model

شکل 12 کوپل کردن محیط استاتیکی با محیط مودال برای آنالیز مودال پیش تنش تایر

<sup>1</sup> No Separation

4- نتایج

4-1- مدل تایر و رینگ

در این بخش نتایج حاصل از آنالیز مودال مدل تایر و رینگ با روش المان محدود بیان می‌شود. نتایج مربوط به آنالیز مودال المان محدود تایر رادیال با سایز 205/65/15 در "شکل 16" نشان داده شده است. همچنین در جدول 5 نیز هشت فرکانس طبیعی اول تایر نشان داده شده است. همان‌طور که در "شکل 16" نشان داده شده است شکل موده‌های ششم و هفتم با مقادیر 220 و 221 هرتز به فرکانس رزونانی حفره که مقدار آن 226 هرتز است نزدیک می‌باشد که این مسئله می‌تواند منجر به کوپل شدن این فرکانس‌ها شده و باعث تولید نویز نامطلوبی شود. تغییر فاصله بین فرکانس‌های تایر و حفره آکوستیکی باعث حذف اثر مسئله کوپلینگ خواهد شد.

4-2- مدل تایر همراه با رینگ

در این بخش نتایج حاصل از آنالیز مودال مدل اسمبل شده تایر و رینگ با روش المان محدود در جدول 5 نشان داده شده است. همچنین هشت شکل مود اول این سیستم نیز در "شکل 20" نشان داده شده است. با استفاده از این مدل در جدول 6 اثر تغییرات فشار سیال آکوستیکی بر فرکانس‌های طبیعی تایر و رینگ بررسی شده است. همان‌طور که این جدول مشخص است، اثر فشار سیال بر فرکانس مدل بسیار ناچیز می‌باشد به‌طوری‌که با افزایش فشار به میزان 60 کیلو پاسکال (8.7 psi)، کمتر از 0.3

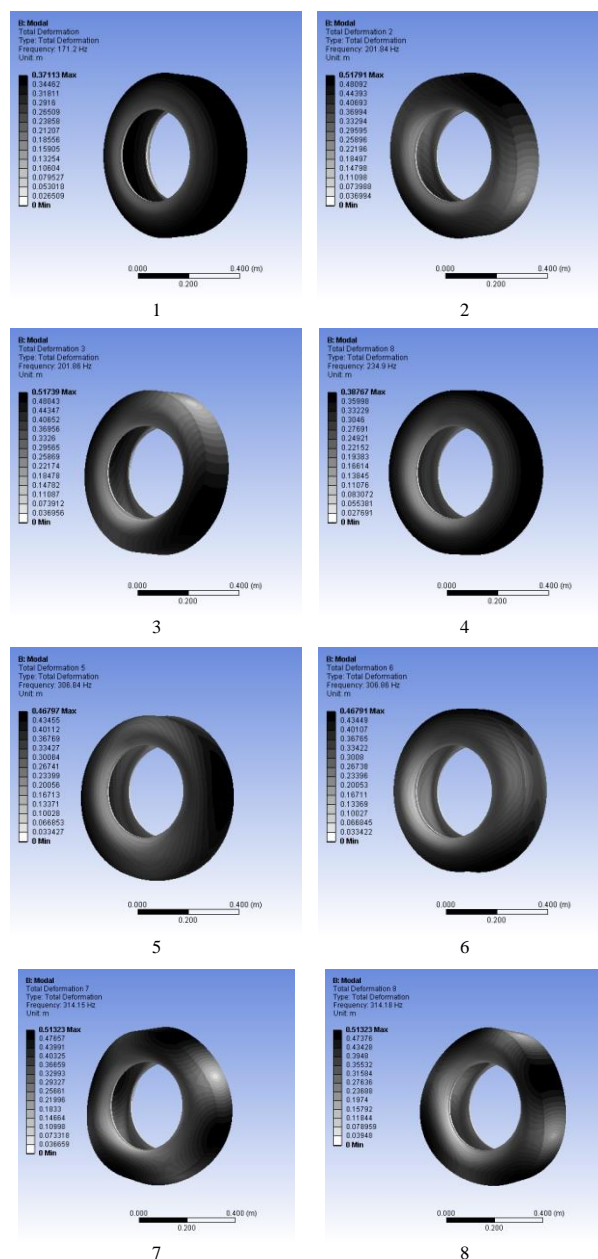


Fig. 16 The first eight natural frequencies and modes of tire model

شکل 16 موده‌های هشت فرکانس طبیعی اول مدل تایر

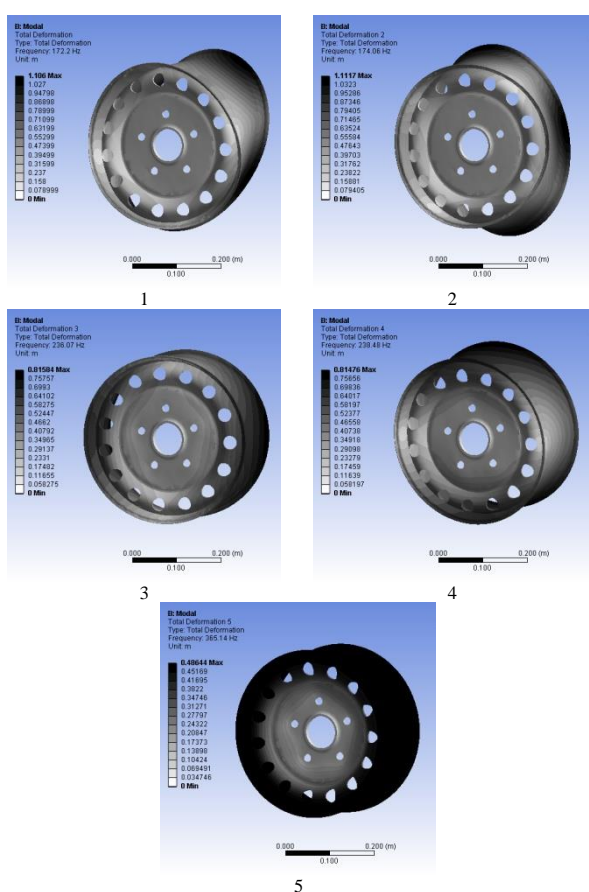


Fig. 17 The first five natural frequencies and modes of rim model

شکل 17 شکل موده‌های هشت فرکانس طبیعی اول مدل تایر

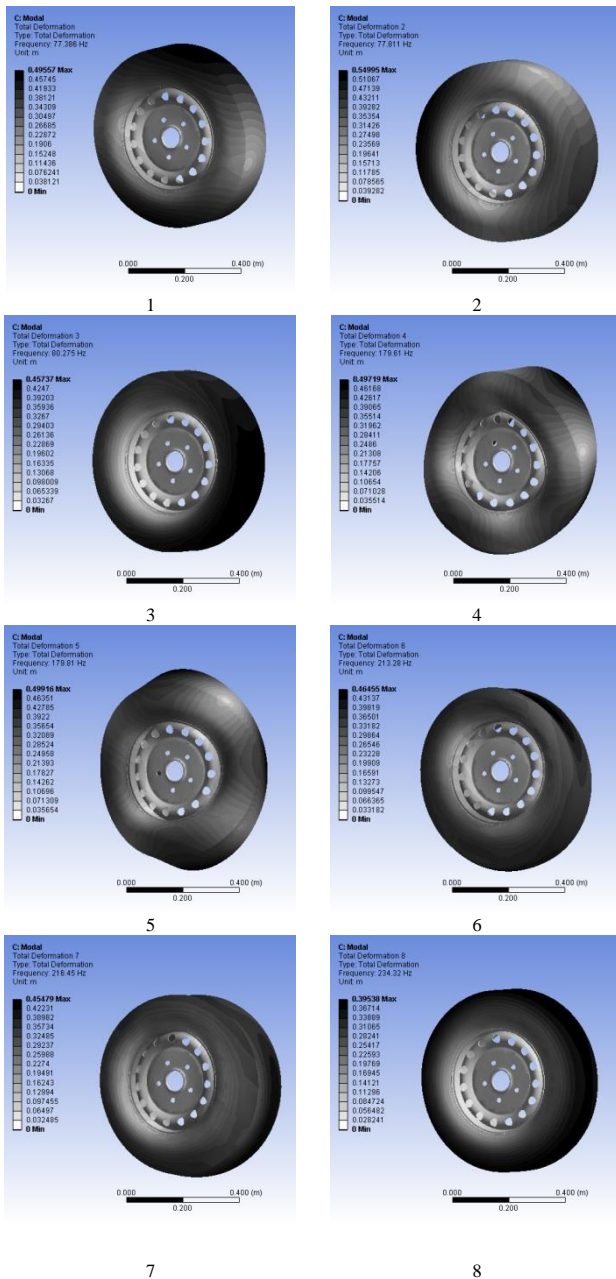


Fig. 20 The first eight natural frequencies and modes of tire and rim model

شکل 20 شکل مدهای هشت فرکانس طبیعی اول مدل تایر و رینگ

جدول 6 تغییرات فرکانس مدل تایر و رینگ به ازای تغییرات فشار

Table 6 Frequency changes due to various inflation pressures for tire and rim model

180 [kPa] [26.1 psi]	200 [kPa] [29 psi]	220 [kPa] [31.9 psi]	240 [kPa] [34.8 psi]	Pressure
77.151	77.238	77.325	77.411	1
77.524	77.636	77.74	77.839	2
79.261	79.632	80.006	80.382	3
179.33	179.43	179.54	179.64	4
179.54	179.64	179.74	179.84	5
212.19	212.59	212.99	213.39	6
215.41	215.8	216.18	216.56	7
234.27	234.29	234.31	234.33	8
250.83	251.39	251.95	252.51	9
252.76	253.32	253.87	254.42	10

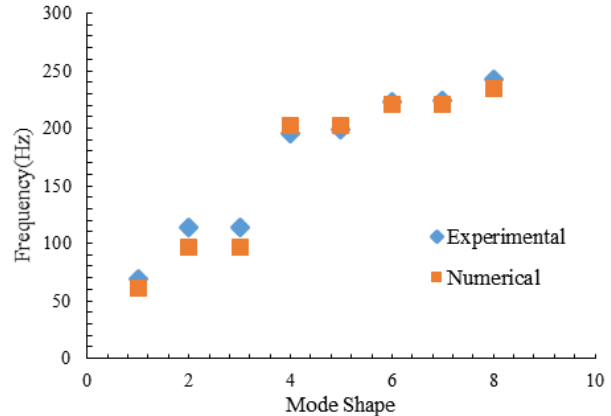


Fig. 18 Comparison of numerical results with the experimental results of Re. [12] for the first eight frequencies tire model

شکل 18 مقایسه نتایج تجربی و عددی برای هشت فرکانس اول تایر

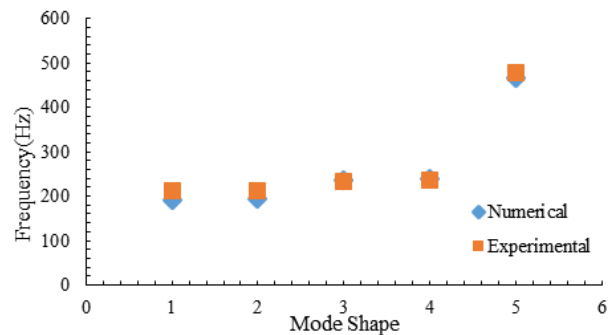


Fig. 19 Comparison of numerical results with the experimental results of Re. [12] for the first five frequencies rim model

شکل 19 مقایسه نتایج تجربی و عددی برای پنج فرکانس اول رینگ

جدول 5 ده فرکانس طبیعی اول مدل تایر و رینگ

Table 5 The first ten natural frequencies of the tire and rim model

Frequency [Hz]	Mode
77.386	1
77.811	2
80.275	3
179.61	4
179.81	5
213.28	6
216.45	7
234.32	8
252.35	9
254.26	10.

هرتز به مقدار فرکانس طبیعی اول مدل افزوده می‌شود که این مقدار در مقایسه با مقادیر فرکانس‌های مدل، بسیار ناچیز می‌باشد.

### 3-4- مدل حفرة آکوستیکی

نتایج آنالیز مودال جهت به‌دست آوردن فرکانس طبیعی و کانتورهای فشار حفرة آکوستیکی با روش المان محدود و با استفاده از نرم‌افزار انسیس در جدول 7 و "شکل 17" نشان داده شده است.



جدول 7 شش فرکانس طبیعی اول حفره سیال آکوستیکی

Frequency [Hz]	Mode
1.5357e-005	1
227.43	2
227.43	3
453.49	4
453.49	5
676.94	6

جدول 9 ده فرکانس طبیعی اول مدل تایر، رینگ و حفره سیال

Frequency [Hz]	Mode
79.473	1
80.127	2
84.349	3
189.09	4
190.19	5
212.21	6.
214.11	7
231.25	8
231.84	9
234.49	10

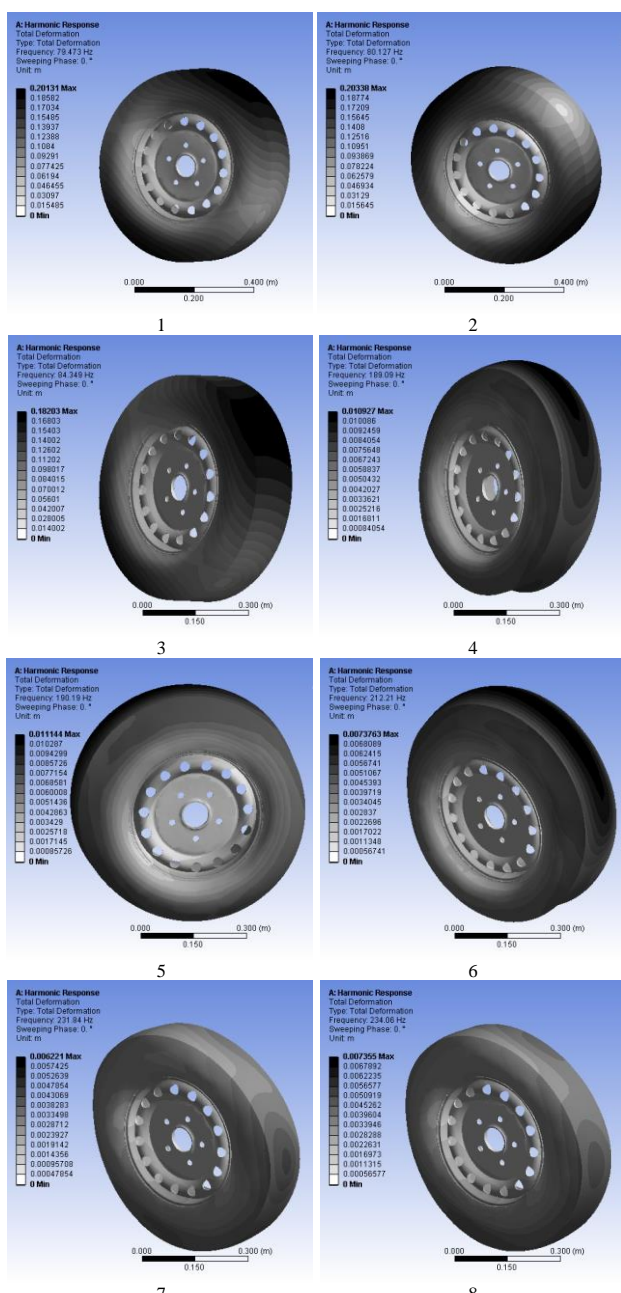


Fig. 22 The first eight natural frequencies and mode shapes of tire, rim and fluid cavity model

شکل 22 شکل مود هشت فرکانس طبیعی اول مدل تایر، رینگ و حفره سیال

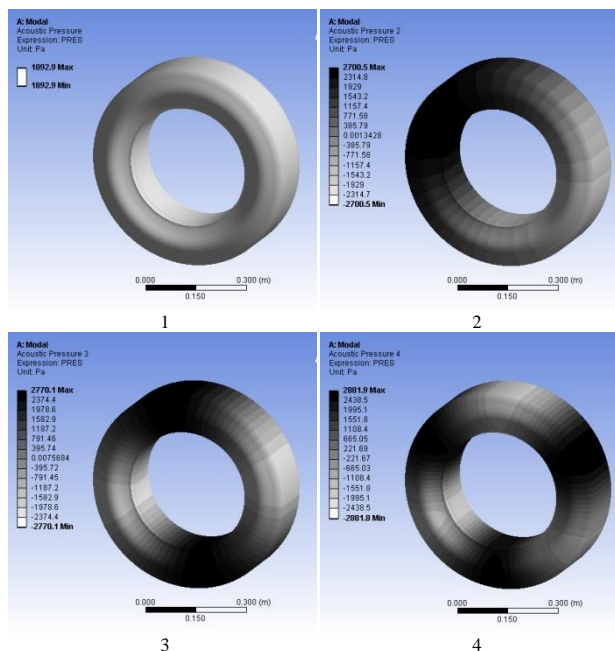


Fig. 21 The first four natural frequency of acoustic cavity model

شکل 21 چهار شکل مود اول حفره سیال آکوستیکی

همچنین نتایج حل معادله بسل (رابطه 8)) با استفاده از نرم افزار متلب به ازای  $K$  های مختلف در جدول (8) نشان داده شده است. این نتایج در مقایسه با نتایج مدل المان محدود دارای خطای قابل قبولی می باشند. لازم به ذکر است اختلاف بین این مقادیر به علت تخمین مدل تحلیلی می باشد.

#### 4-4- مدل تایر، رینگ و حفره آکوستیکی

نتایج آنالیز مودال جهت به دست آوردن فرکانس طبیعی و شکل مود سیستم کوپل شده تایر، رینگ و حفره آکوستیکی با استفاده از روش المان محدود و به کمک نرم افزار انسیس در جدول 9 نشان داده شده است. مقایسه شکل مودهای مدل رینگ و تایر ("شکل 20") و مدل کوپل رینگ و تایر و حفره آکوستیکی ("شکل 22") نشان دهنده تطابق قابل قبولی می باشد.

جدول 8 نتایج رابطه بسل به ازای  $K$  های مختلف

$K_{mn}$	$f_{Bessel}$ (Hz)	Error(%)
4.18	228.16	0.3
8.10	443.92	2.1
12.01	655.94	3.1

"شکل 25" و "شکل 26" به ترتیب دامنه تغییر شکل مدل کوپل شده ساختار تایر، رینگ و حفره سیال آکوستیکی در راستای عمود بر سطح جاده (راستای z) و همچنین در راستای عرض تایر (راستای y) را نشان می‌دهند. همان‌طور که در شکل‌ها مشخص است بیشترین تغییر شکل در محدوده فرکانسی بین 210 تا 220 هرتز اتفاق می‌افتد.

همچنین نتایج تراز فشار صوت حفره سیال برحسب فرکانس در "شکل 27" نشان داده شده است. همان‌طور که در شکل مشخص است قله نمودار در نزدیکی فرکانس حفره سیال می‌باشد و مقدار آن حدوداً برابر با 70 دسی بل می‌باشد.

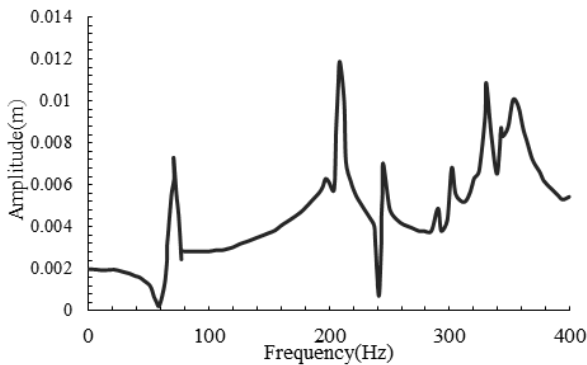


Fig. 25 Variation of y-direction displacement amplitude for coupled tire, rim and cavity model in terms of frequency

شکل 25 دامنه تغییر شکل مدل کوپل شده تایر، رینگ و حفره در راستای y برحسب فرکانس

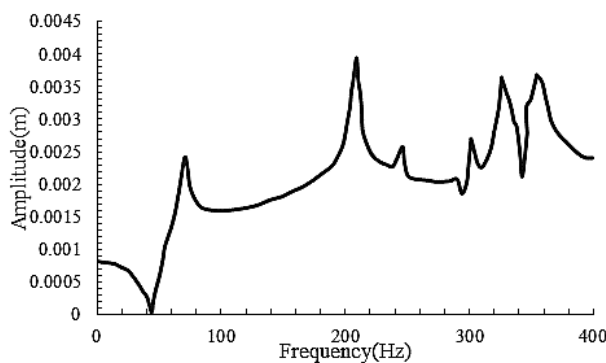


Fig. 26 Variation of z-direction displacement amplitude for coupled tire, rim and cavity model in terms of frequency

شکل 26 دامنه تغییر شکل مدل کوپل شده تایر، رینگ و حفره در راستای z برحسب فرکانس

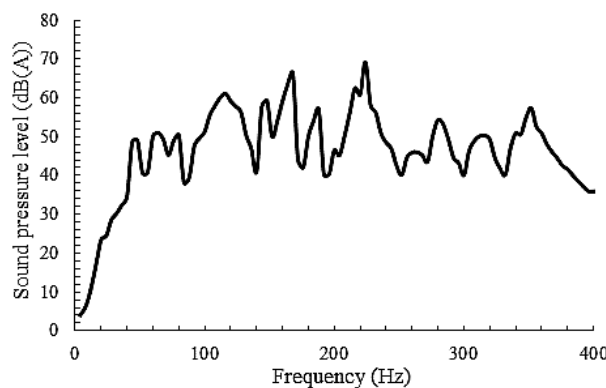


Fig. 27 Variations of sound pressure level (SPL) with frequency

شکل 27 نمودار تراز فشار صوت برحسب فرکانس حفره سیال مدل کوپله

در "شکل 23" نتایج آنالیز مودال مدل ساختاری تایر و رینگ با مدل ساختاری-آکوستیکی تایر، رینگ و حفره سیال با هم مقایسه شده‌اند. همان‌طور که مشخص است نتایج این دو مدل از لحاظ فرکانسی و شکل مودی شباهت خوبی با هم دارند.

نتایج کوپل شده آنالیز هارمونیک ساختاری-آکوستیکی ساختار تایر و رینگ با حفره سیال در "شکل 24" نشان داده شده است. نتایج محاسبه شده بیانگر فشار آکوستیکی (1) در هر گره و المان حفره سیال آکوستیکی، همچنین تراز فشار صوتی در مدل سیال (2) و تغییرشکل ساختار تایر (3) نشان داده شده است. همچنین در قسمت (4) "شکل 24" کانتورهای تنش معادل (وون مایسز) در ساختار تایر و رینگ نشان داده شده است.

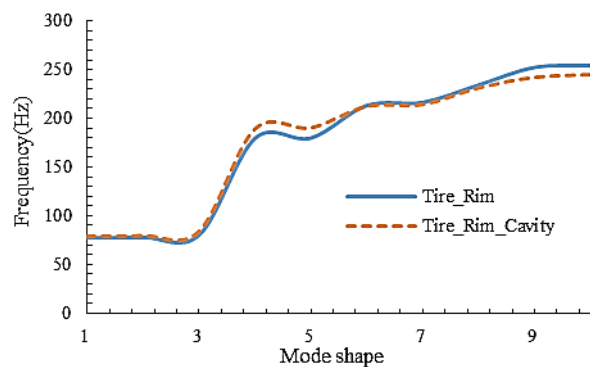


Fig. 23 Comparison of the results of modal analysis for tire and rim model compared with tire, rim and acoustic fluid cavity model

شکل 23 مقایسه نتایج آنالیز مودال مدل تایر و رینگ با مدل تایر، رینگ و حفره سیال آکوستیکی

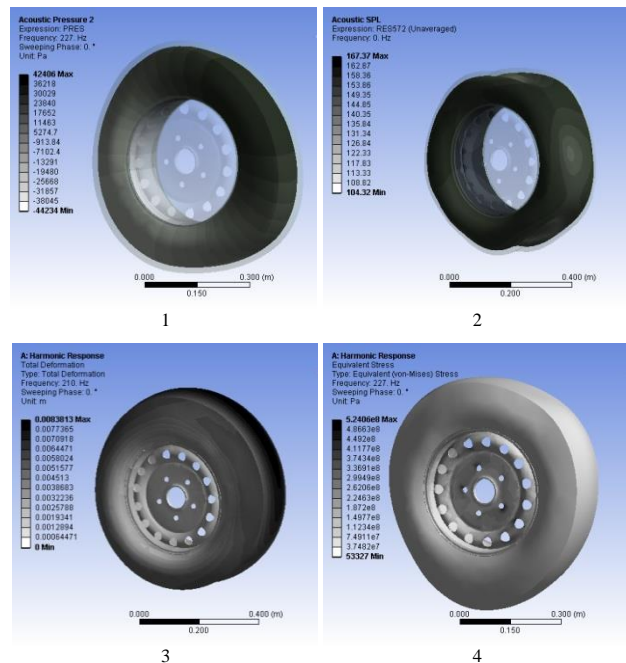


Fig. 24 The results of coupled tire, rim and fluid cavity: 1) acoustic fluid cavity pressure 2) weighted sound pressure level of the fluid 3) the overall deformation of tire and rim 4) Equivalent stress on tire and rim

شکل 24 نتایج مدل کوپل شده تایر، رینگ و حفره سیال: (1) فشار آکوستیکی حفره سیال (2) تراز فشار صوتی وزنی سیال (3) تغییر شکل کلی تایر و رینگ (4) تنش معادل در تایر و رینگ

مودال تایر و رینگ به نزدیکی فرکانس‌های این اجزا با فرکانس رزونانس حفره سیال آکوستیکی اشاره دارد. طوری که مود 6 و 7 (221 هرتز) تایر که همان موده‌های پیچشی اول و همچنین مود 8 (224 هرتز) که مود شعاعی متمرکز می‌باشد دارای فرکانس‌های نزدیک به فرکانس رزونانس حفره سیال آکوستیکی که 227 هرتز می‌باشد که حاکی از امکان رزونانس ساختاری - آکوستیکی ما بین آن دو می‌باشد. از طرفی دیگر رینگ چرخ در موده‌های 3 و 4 خود که همان موده‌های پیچشی یک طرفه می‌باشند دارای فرکانس 236 هرتز می‌باشد و در این موده‌های امکان رزونانس ساختاری\_آکوستیکی با سیال آکوستیکی وجود دارد. این موضوع براساس نتایج مودال مربوط به تایر و رینگ همراه با حفره سیال نیز مشهود می‌باشد. به طوری که مود 7 و 8 مدل در "شکل 22" دارای فرکانس 234 هرتز می‌باشد و شکل مود مربوط به آن‌ها ترکیبی از شکل موده‌های ذکر شده ی تایر و رینگ با شکل مود دوم حفره سیال که دارای فرکانس 227 هرتز می‌باشد ("شکل 21" (2)). در نزدیکی فرکانس رزونانس (230 هرتز) ساختاری\_آکوستیکی یک نیروی مخرب در راستای عمود بر سطح جاده به تویی چرخ وارد می‌شود که در "شکل 28" نشان داده شده است. نیروهای مخرب ناشی از رزونانس ساختاری\_آکوستیکی از طریق سیستم تعلیق، شاسی و بدنه خودرو به داخل کابین خودرو منتقل می‌شود. فاصله گرفتن فرکانس تایر و رینگ از فرکانس رزونانس حفره سیال یکی از راه‌های حذف نویز تایر است که با استفاده از این مدل می‌توان به بررسی روش‌های کاهش نویز با استفاده از تغییر طراحی تایر یا رینگ و یا افزودن مواد مصنوعی در داخل حفره سیال پرداخت و یا اثر پارامترهای مختلف مثل خواص سیال و ساختار رینگ و تایر را بر نویز مطالعه نمود. همچنین استفاده از این مدل می‌تواند برای بهینه سازی مسیر انتقال نویز به داخل کابین نیز در آینده راهگشا باشد که می‌تواند پژوهش‌های آینده مورد مطالعه قرار بگیرد.

#### 6- فهرست علائم

$a$	شعاع خارجی تایر (m)
$b$	شعاع داخلی تایر (m)
$c$	سرعت ( $\text{ms}^{-1}$ )
$E$	مدول الاستیسیته (MPa)
$f$	فرکانس نوسانات فشار (Hz)
$f_u$	نیرو در راستای محوری (N)
$f_v$	نیرو در راستای مماسی (N)
$f_w$	نیرو در راستای شعاعی (N)
$F$	نیروی واحد (N)
$J_m$	تابع بسل نوع اول
$p_e$	فشار ( $\text{kgm}^{-1}\text{s}^{-2}$ )
$t$	زمان (s)
$U_e$	جابجایی (m)
$Y_m$	تابع بسل نوع دوم

#### علائم یونانی

$\rho$	چگالی ( $\text{kgm}^{-3}$ )
$\zeta$	عدد موج
$\varphi$	پتانیل سرعت (Nm)
$H$	نسبت میرایی
$\nu$	ضریب پواسون

در "شکل 28" و در "شکل 29" به ترتیب نیرو در راستای z و گشتاور وارد بر تویی چرخ در راستای x مدل المان محدود کوپل تایر و رینگ با حفره سیال آکوستیکی با مدل تجربی پارک و همکاران [17] مقایسه شده است.

همان طور که در تصاویر مشخص است، بیشترین مقدار نیرو در راستای z در محدوده فرکانس رزونانس حفره سیال آکوستیکی (227 هرتز) اتفاق افتاده است. همچنین مدل کوپله المان محدود تطابق خوبی با نتایج تجربی پارک و همکاران [17] دارد. از این نتایج می‌توان برای مسائل نویز ساختاری منتقل شده به داخل کابین از طریق تویی چرخ ناشی از نویز رزونانس حفره آکوستیکی استفاده کرد.

#### 5- نتیجه گیری

نویز تایر به عنوان یکی از منابع تولید کننده نویز در خودرو از اهمیت بسزایی برخوردار می‌باشد. استفاده از مدلی که بتواند اثر سیال آکوستیکی را با ساختار تایر و رینگ به صورت همزمان و دو طرفه (ارتباط سیال با سازه و بالعکس) نشان دهد از اهمیت قابل ملاحظه‌ای برخوردار است. استفاده از مدل کوپل شده ساختار تایر و رینگ با حفره سیال آکوستیکی ضمن تسهیل مطالعه فرکانس‌های طبیعی و شکل موده‌های ارتعاشی چرخ و تایر و دور کردن فرکانس‌های طبیعی اجزا از یکدیگر، درک فیزیکی خوبی نسبت به مکانیزم نویز تایر ارائه می‌دهد. نتایج مدل ارائه شده تطبیق خوبی با نتایج تجربی مدل هم در حوضه مودال و هم در حوضه آکوستیک دارد. نتایج مربوط به آنالیز

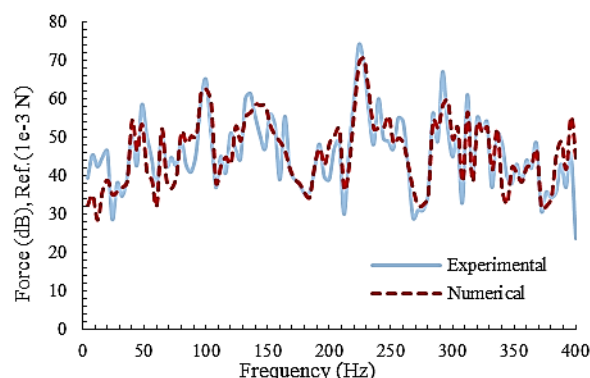


Fig. 28 Comparison of experimental (Ref. [17]) and numerical results of z-component forces acting on the wheel hub

شکل 28 مقایسه نمودار نیرو در راستای z وارد بر تویی چرخ در مدل تجربی با نتایج عددی

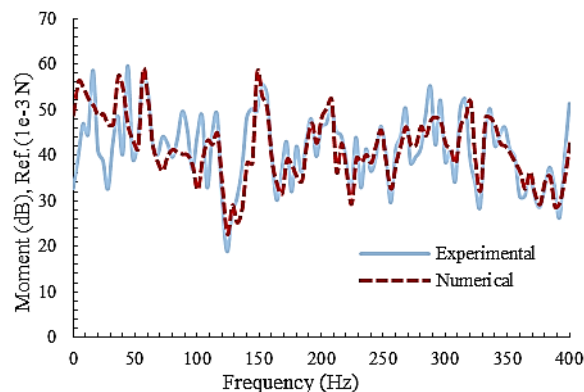


Fig. 29 Comparison of results of the x-axis torque acting on the wheel hub in the numerical model and experimental results [17]

شکل 29 مقایسه نمودار گشتاور در راستای x وارد بر تویی چرخ در مدل عددی با نتایج تجربی [17]

- [8] J.K. Thompson, Plane wave resonance in the air cavity as a vehicle interior noise source, *Tire Science and Technology*, Vol. 23, No. 1, pp. 2-10, 1995.
- [9] L.R. Molisani, R.A. Burdisso, D. Tsihlas, A coupled tire structure/acoustic cavity model, *International Journal of Solids and Structures*, Vol. 40, No. 19, pp. 5125-5138, 2003.
- [10] L. A. Molisani, *Coupled Tire Structure-Acoustic Cavity Model*, Ph.D. Thesis, Virginia Polytechnic Institute & State University, Virginia, USA, 2004.
- [11] Z. Mohamed, X. Wang, A study of tyre cavity resonance and noise reduction using inner trim, *Mechanical Systems and Signal Processing*, Vol. 50, No. 1, pp. 498-509, 2015.
- [12] X. Wang, Z. Mohamed, H. Ren, X. Liang, H. Shu, A study of tire, cavity and rim coupling resonance induced noise, *International Journal of Vehicle Noise and Vibration*, Vol. 10, No. 2, pp. 25-50, 2014.
- [13] S. Ebrahimi-Nejad, A. Karimyan, Vibration Analysis of Tire Treadband, *Journal of Automotive and Applied Mechanics*, Vol. 4, No. 1, pp. 10-14, 2016.
- [14] N. Chanpong, Z. Mohamed, H. Wei, S. Watkins, X. Wang, A study of tire cavity resonance and its mitigation using modal analysis method, *Internoise*, Canberra, Australia, pp. 1-11, 2014.
- [15] Z. Mohamed, L. Egab, X. Wang, Tyre Cavity Coupling Resonance and Countermeasures, *Applied Mechanics and Materials*, Vol. 471, No. 1, pp. 3-8, 2013.
- [16] <http://www.ansys.com>.
- [17] J. Park, G. Perry, J. Joe, N. Archie, J. Van Loon, Operational spindle load estimation methodology for road NVH applications, Noise and Vibration Conference and Exposition, *Traverse*, United states, 2001-01-1606, April 30- May 3, 2001.

 $\omega$  فرکانس ( $\text{rads}^{-1}$ )

زیرنویس‌ها

S ساختاری

F آکوستیکی

Bessel تابع بسل

## 7- مراجع

- [1] E.T. Fernandez, *The Influence of Tyre Air Cavities on Vehicle Acoustics*, Ph.D. Thesis, Royal Institute of Technology University, Stockholm, Sweden, 2006.
- [2] Z. Mohamed, X. Wang, R. Jazar, Structural-acoustic coupling study of tire-cavity resonance, *Journal of Vibration and Control*, Vol. 22, No. 2, pp. 513-529, 2016.
- [3] T. Sakata, H. Morimura, H. Ide, Effects of tire cavity resonance on vehicle road noise, *Tire Science and Technology*, Vol. 18, No. 2, pp. 68-79, 1990.
- [4] A.M. Jessop, J. S. Bolton, Tire surface vibration and sound radiation resulting from the tire cavity mode, *Tire Science and Technology*, Vol. 39, No. 4, pp. 245-255, 2011.
- [5] R.W. Scavuzzo, L. T. Charek, P.M. Sandy, G.D. Shteinhaus, Influence of wheel resonance on tire acoustic cavity noise, *Society of Automotive Engineers Technical Paper*, Vol. 1, 940533, 1994.
- [6] H. Yamauchi, Y. Akiyoshi, Theoretical analysis of tire acoustic cavity noise and proposal of improvement technique, *Society of Automotive Engineers of Japan*, Vol. 23, No. 4, pp. 89-94, 2002.
- [7] R. Gunda, S. Gau, C. Dohrmann, Analytical model of tire cavity resonance and coupled tire/cavity modal model, *Tire Science and Technology*, Vol. 28, No. 1, pp. 33-49, 2000.