



## The Effect of Tire Non-Uniformity on Engine Power Loss

Sayyad Nasiri<sup>1\*</sup>, Hossein Rahimi Asiabaraki<sup>2</sup>

<sup>1</sup>Faculty Member, Center for Engineering Skills, Sharif University of Technology, Tehran, Iran.

<sup>2</sup>Faculty Member, Department of Mechanical Engineering, Technical and Vocational University (TVU), Tehran, Iran.

### ARTICLE INFO

**Received:** 08.04.2021

**Revised:** 09.10.2021

**Accepted:** 09.13.2021

**Keyword:**

Tire  
Non-uniformity  
Imbalance  
Power loss  
Engine

**\*Corresponding Author:**

Sayyad Nasiri  
**Email:** [nasiri@sharif.edu](mailto:nasiri@sharif.edu)

### ABSTRACT

An ideal tire should be completely uniform in geometric dimension, mass distribution and stiffness coefficient. Under such conditions, the tire would rotate without any unwanted and harmful vibrations and/or force alterations delivered to the vehicle body as it moves. However, the ideal conditions are only theoretically possible and cannot be the case in actual conditions. Accordingly, a tire has some non-uniformities in actual conditions. This paper aims to study the lost energy of a non-uniform tire of a passenger car. To achieve this, the vertical force on the tire, which is due to initial loading and also each case of non-uniformity, was analytically calculated. Then, the equations were simulated in MATLAB software package. This was followed by comparing the frictional force between the tire and ground to the engine force to calculate the power loss. Finally, the value of power loss as a result of all kinds of tire non-uniformity was evaluated.





## تأثیر ناهمسانی تایر بر میزان هدررفت توان تولیدی موتور

صیاد نصیری<sup>\*۱</sup>، حسین رحیمی آسیابریکی<sup>۲</sup>

۱- عضو هیات علمی، مرکز آموزش مهارت‌های مهندسی، دانشگاه صنعتی شریف، تهران، ایران.

۲- عضو هیات علمی، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فنی و حرفه‌ای، تهران، ایران.

چکیده	اطلاعات مقاله
در حالت ایده‌آل باید تایر از نظر ابعاد هندسی، ضریب فنری (سختی) و توزیع جرم، کاملاً همسان باشد. در این شرایط، هنگام حرکت خودرو، تایر بدون اعمال هیچ‌گونه نیرو و ارتعاشات اضافه و مضر به حرکت دورانی خود ادامه خواهد داد اما فرضیه حالت ایده‌آل فقط در شرایط تئوری امکان‌پذیر است و هیچ‌گاه در عمل قابل دستیابی نخواهد بود؛ بنابراین در عمل، تایر همواره دارای مقداری از انواع ناهمسانی‌های مختلف می‌باشد. این پژوهش به بررسی هدررفت انرژی یک تایر ناهمسان می‌پردازد. برای این منظور، ابتدا با استفاده از روش‌های تحلیلی، میزان نیروهای عمودی خالص اعمال‌شده به چرخ که ناشی از ناهمسانی و بارگذاری اولیه می‌باشد، استخراج گردید. سپس مدل‌سازی موردنظر در نرم‌افزار متلب صورت پذیرفت. پس از آن، نیروی اصطکاک بین تایر و زمین محاسبه شد و با نیروی محرک موتور مقایسه شد تا میزان هدررفت انرژی بین تایر و زمین استخراج گردد. در نهایت میزان توان تلف‌شده به دلیل وجود ناهمسانی تایر بررسی و ارزیابی شد.	دریافت مقاله: ۱۴۰۰/۰۵/۱۳ بازنگری مقاله: ۱۴۰۰/۰۶/۱۹ پذیرش مقاله: ۱۴۰۰/۰۶/۲۲
	کلید واژگان: تایر ناهمسانی نابالانسی اتلاف توان موتور
	*نویسنده مسئول: صیاد نصیری پست الکترونیکی: <a href="mailto:nasiri@sharif.edu">nasiri@sharif.edu</a>



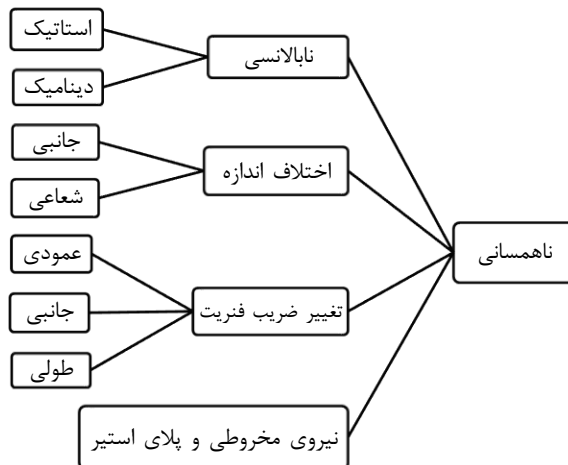
## مقدمه

تایر به‌عنوان فصل مشترک خودرو و زمین، نقشی حیاتی در پایداری خودرو و راحتی سرنشین دارد. افزون بر این، تایر نقطه مشترک سیستم‌های انتقال قدرت، ترمز، تعلیق، فرمان و بدنه خودرو می‌باشد و نیروهای طولی، جانبی و عمودی خودرو از طریق تایر به زمین منتقل می‌شود [۱]. تایر خودرو باید وظایف ضروری زیر را تأمین کند [۲]:

- تولید و بهبود نیروهای طولی در حالت شتابگیری و ترمزگیری
  - تولید و بهبود نیروهای جانبی در هنگام مانور به‌منظور افزایش پایداری جهتی خودرو
  - تحمل نیروهای عمودی
  - جذب برخی ناهمواری‌های جاده به‌منظور افزایش راحتی سرنشین
  - ایجاد ضریب اصطکاک بالا در تمام شرایط رانندگی و جاده
- در صورتی که تایر کاملاً همسان باشد، هنگام دوران، ارتعاشاتی به سیستم تعلیق وارد نمی‌کند اما در عمل این‌گونه نیست. در مرحله تولید تایر و در طول زمان استفاده از آن، ناهمسانی به یکی از اشکال زیر در تایر ایجاد می‌شود [۳]:

- تغییر اندازه
- تغییر جرم
- تغییر ضریب فنریت

هریک از عوامل فوق سبب تولید نیرو و گشتاورهای مزاحم در تایر و اعمال آن‌ها به سیستم‌های تعلیق، ترمز، فرمان و بدنه خودرو می‌شود. تایر ناهمسان به‌طور معمول ارتعاشاتی تولید خواهد کرد که به‌تدریج و با افزایش سرعت خودرو بیشتر می‌شود. سرعتی که در آن، ارتعاشات آشکار می‌شود، بسته به اندازه و وزن چرخ و تایرها، اندازه و وزن خودرو، حساسیت سیستم فرمان و تعلیق و میزان ناهمسانی، متفاوت خواهد بود. ارتعاشات ناشی از ناهمسانی تایر معمولاً در سرعت ۶۵ تا ۸۰ کیلومتر بر ساعت شروع می‌شود و شدت آن همراه با افزایش سرعت، بیشتر می‌گردد. شناخته‌شده‌ترین نوع ناهمسانی تایر نتیجه عدم توزیع یکنواخت جرم در محیط تایر است. برای مثال مادامی که آج لاستیک ساییده می‌شود، توزیع جرم روی محیط تایر، بالانس مجموعه چرخ و تایر را تغییر می‌دهد. در حالت کلی می‌توان انواع ناهمسانی را مطابق شکل ۱ دسته‌بندی کرد.



شکل ۱. انواع ناهمسانی

میزان ارتعاشات خودرو که بیانگر راحتی خودرو نیز می‌باشد توسط عوامل مختلفی از جمله ناهمواری‌های جاده، ارتعاشات موتور، ارتعاشات سیستم انتقال قدرت و مجموعه چرخ و تایر به وجود می‌آید. بالانس چرخ‌ها با به حداقل رساندن لرزش و پرش تایر، سواری نرم‌تری را فراهم می‌کند. این امر به بهبود کنترل کشش و فرمان کمک می‌کند و عمر تایر را افزایش می‌دهد [۴]. پژوهش‌های فراوانی انجام شده است که به بررسی عوامل تأثیرگذار بر راحتی یک خودرو می‌پردازد. علاوه بر آن، تحقیقات زیادی نیز در زمینه ارتعاشات ناشی از ناهمسانی تایر انجام گرفته است که عامل راحتی خودرو تنها یکی از موارد تأثیر آن است. برای مثال، مامبرتی<sup>۱</sup> تأثیر ناهمواری‌های جاده و ناهمسانی‌های تایر بر ارتعاشات سیستم تعلیق، غربیلک فرمان و بدنه خودرو را در قالب آزمون جاده و تست آزمایشگاهی اندازه‌گیری کرده است [۵]. سانگ<sup>۲</sup> و همکارانش به بررسی ارتعاشات غربیلک فرمان یک خودروی سواری در اثر ناهمسانی تایر پرداخته‌اند [۶]. کیم<sup>۳</sup> و همکارانش ارتعاشات غربیلک فرمان خودرو را در حالت‌های ناهمسانی تعدمی ایجاد شده در شرایط مختلف به صورت تجربی اندازه‌گیری کرده‌اند [۷].

همچنین تایر تأثیر قابل توجهی بر مصرف سوخت و انرژی خودرو دارد و حدود ۲۰ تا ۲۵ درصد از تقاضای انرژی خودرو در چرخه‌های رانندگی شناخته شده را به خود اختصاص می‌دهد [۸]. ضمن اینکه در سال‌های گذشته، قوانین مختلفی در راستای محدود کردن مصرف انرژی و انتشار دی‌اکسیدکربن خودروها وضع شده است و این موضوع سبب شده که بهبود مصرف انرژی خودروها از جنبه‌های مختلف اهمیت پیدا کند. از این رو، پژوهش‌های متعددی به مطالعه تأثیر تایر بر بهره‌وری انرژی خودروها پرداخته‌اند. برای مثال، باراند<sup>۴</sup> و بوکار<sup>۵</sup> تأثیر استفاده از تایرهای با مقاومت غلتهشی پایین در خودروهای سواری را بررسی و بهبود انتشار دی‌اکسیدکربن را به میزان ۳ گرم بر کیلومتر گزارش کرده‌اند [۹]. استفاده از فناوری‌های نوین کنترل فشار باد تایر هم در این راستا مطرح بوده است و حدود ۲ درصد بهبود در مراجع [۱۰] و [۱۱] حاصل شده است.

با وجود اینکه در اغلب مقالات، مقاومت غلتهشی به تنهایی عامل اتلاف انرژی در نظر گرفته می‌شود پژوهش‌های اخیر نشان می‌دهند که لغزش تایر نیز منجر به اتلاف توان و انرژی می‌شود و لحاظ کردن این عامل باعث افزایش دقت محاسبات می‌شود. سینا و همکاران در سال ۲۰۱۵ برخی آزمایش‌های واقعی روی چرخ‌های محرک و متحرک خودرو که مجهز به تایر ایده‌آل هستند و تأثیر ناهمسانی در آن‌ها لحاظ نشده است را با تغییر در پارامترهای میزان فشار باد تایر و شیب جاده انجام دادند و تأثیر پارامترهای فوق به انضمام میزان لغزش طولی بین تایر و زمین را بر میزان هدررفت انرژی و آلاینده‌ها بررسی کردند و به این نتیجه رسیدند که میزان هدررفت انرژی در چرخ‌های محرک و به خصوص در نیروهای محرک زیاد قابل ملاحظه‌تر از نیروی ناشی از مقاومت غلتهشی تایر می‌باشد [۱۲]. سینا و همکاران در سال ۲۰۱۸ توان اتلافی ناشی از لغزش را معرفی کردند [۱۳] و در مقالات دیگر، تأثیر توان اتلافی لغزش تایر بر عملکرد خودرو بررسی شده است [۱۴-۱۶].

در این تحقیق، انرژی اتلافی یک تایر ناهمسان مطالعه می‌شود. برای این منظور، با استفاده از روش‌های تحلیلی محاسبه نیروی عمودی و گشتاورهای ناشی از ناهمسانی، نمودارهای مربوط به هریک برای جرم‌های مختلف ناهمسانی و در سرعت‌های مختلف رسم شده‌اند. سپس با استفاده از نیروی عمودی محاسبه‌شده، نیروی اصطکاک طولی محاسبه شد و در نهایت نیروی اصطکاک طولی برای یک تایر ناهمسان، با نیروی محرکه موتور و حداکثر شتاب قابل دست‌یابی برای خودرو مقایسه شده‌اند تا میزان هدررفت توان تولیدی موتور استحصال گردد.

<sup>1</sup> Mambretti

<sup>2</sup> Song

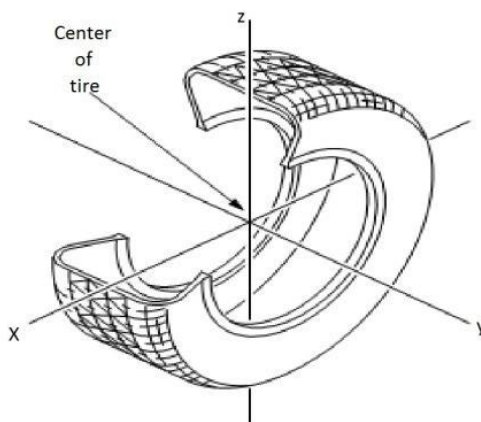
<sup>3</sup> Kim

<sup>4</sup> Barrant

<sup>5</sup> Bokar

## مدل‌سازی ناهمسانی تایر

سیستم مختصات در نظر گرفته‌شده برای تایر در شکل ۲ نشان داده شده است. در این بخش، مواردی از ناهمسانی تایر که بر نیروی طولی یا عمودی تأثیرگذار است به همراه روابط آن‌ها بررسی می‌شود. جدول ۱ پارامترهای استفاده‌شده در این پژوهش را نشان می‌دهد.

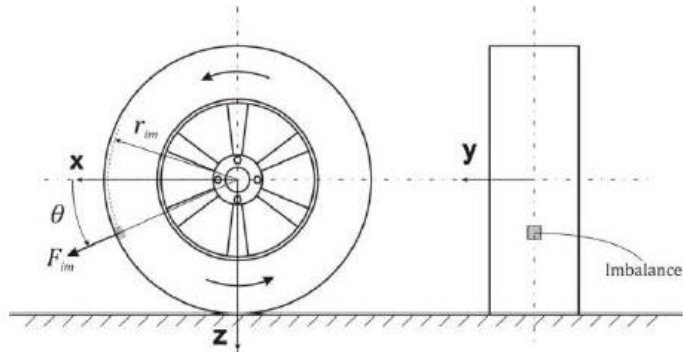


شکل ۲. سیستم مختصات تایر

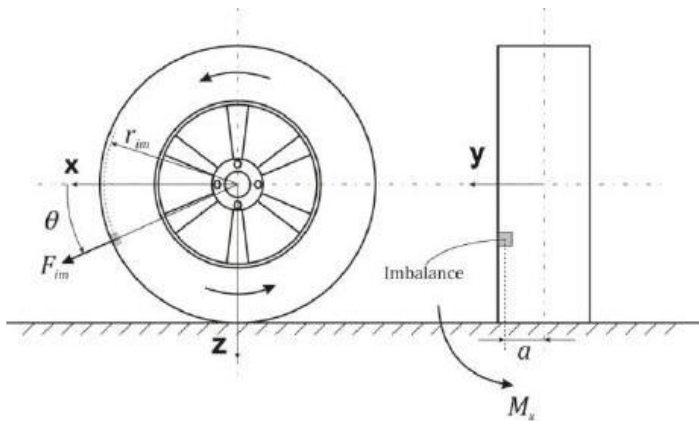
جدول ۱. پارامترهای مورد استفاده در این پژوهش

مقدار	توضیح	پارامتر	ردیف
2500 N	نیروی عمودی اولیه	$F_{z_i}$	۱
20-40-60-80 gr	جرم نامیزانی استاتیک، دینامیک یا قسمت ضربه‌خورده	$m_{im}$	۲
12 kg	جرم چرخ	$m_w$	۳
5 mm	مقدار خروج از مرکز در حالت هارمونیک مرتبه اول	$e$	۴
معادل سرعت 80، 100 و 120 کیلومتر بر ساعت	سرعت زاویه‌ای چرخ	$\omega_w$	۵
5%	درصد تغییر ضریب فنریت	$\zeta$	۶
2 deg	انحراف جانبی چرخ	$b$	۷
16.08 kN.m	ضریب فنریت میانگین تایر	$K_{T,ave}$	۸
165 mm	موقعیت عرضی نامیزانی استاتیک، دینامیک یا قسمت ضربه‌خورده	$a$	۹
272 mm	شعاع چرخ	$R$	۱۰
272 mm	موقعیت شعاعی نامیزانی استاتیک، دینامیک یا قسمت ضربه‌خورده	$r_{im}$	۱۱
16.08 kN/m	ضریب فنریت فنرهای جلو	$K_f$	۱۲
0-360 deg	زاویه دوران چرخ	$\theta$	۱۳
s	زمان	$t$	۱۴

مطابق شکل ۳ توزیع جرم غیریکنواخت حول محور دوران تایر، نابالانسی استاتیک نامیده می‌شود. نیروی حاصل از این نوع نابالانسی در صفحه چرخ در حال دوران، تولید شده و در جهت شعاع تایر می‌باشد. نابالانسی استاتیک ممکن است در مرحله ساخت تایر یا هنگام استفاده از تایر ایجاد شود. با توجه به شکل ۴ وجود جرم نامتقارن بر تایر در راستای محور عرضی یا محور دوران تایر، نابالانسی دینامیک نامیده می‌شود. این مورد به دلیل هندسه نادرست سیستم‌های تعلیق و فرمان که ناشی از زاویه بیش‌ازحد کمبر، تنظیم نبودن فاصله عرضی بین چرخ‌ها، برخورد شدید تایر به لبه‌های تیز مانند جدول حاشیه خیابان، اضافه‌وزن خودرو، فشار باد کم تایر نسبت به مقدار مجاز و ساییده‌شدن بیش‌ازحد تایر بر اثر رانندگی سریع در پیچ‌ها ایجاد می‌شود.



شکل ۳. نابالانسی استاتیک



شکل ۴. نابالانسی دینامیک

نیروی حاصل از نابالانسی استاتیک از رابطه ۱ حاصل می‌شود.

$$F = m_{im} r_{im} \omega_w^2 \quad (1)$$

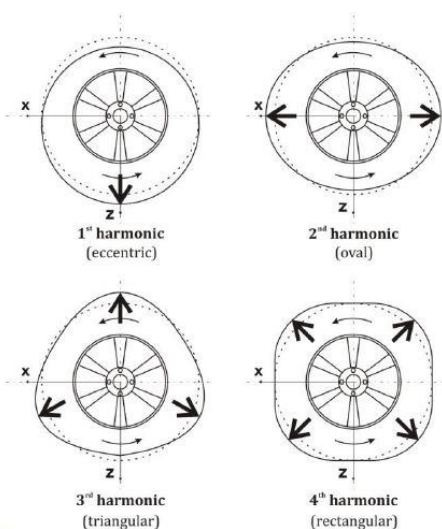
با توجه به متناوب بودن نیروی حاصل از نابالانسی، رابطه نهایی به صورت روابط ۲ و ۳ خواهد بود. این رابطه، تأثیر نابالانسی استاتیک بر نیروی عمودی و طولی تایر را نشان می‌دهد.

$$F_x = m_{im} r_{im} \omega_w^2 \cos(\theta) \quad (۲)$$

$$F_z = m_{im} r_{im} \omega_w^2 \sin(\theta) \quad (۳)$$

تغییر نیروی عمودی و طولی در اثر نابالانسی دینامیک مشابه حالت استاتیک است. علاوه بر این، در صورت وجود نابالانسی دینامیک، به علت انطباق نداشتن مرکز نابالانسی و مرکز تایر، علاوه بر تغییرات نیرو، گشتاور وارد بر مرکز چرخ نیز دچار تغییر خواهد شد اما از آنجایی که تمرکز این مقاله بر تغییرات نیرو است، از بیان روابط تغییر گشتاور اجتناب می‌شود. خوانندگان می‌توانند برای اطلاعات بیشتر به مراجع [۱۷] و [۱۸] مراجعه کنند. اگر فرض کنیم که کج شدن رینگ در اثر ضربه، نوعی نامیزانی دینامیک است می‌توان با محاسبه جرم و مختصات مرکز جرم قسمت کج شده، با استفاده از رابطه مربوط به نامیزانی دینامیک، نیرو و گشتاور را در این حالت محاسبه کرد.

هرگونه اختلاف اندازه در شعاع آزاد تایر را اختلاف اندازه شعاعی گویند. شعاع تایر در حالتی که هیچ بار و وزنی به آن اعمال نمی‌شود، شعاع آزاد تایر نامیده می‌شود. در صورتی که تایری مطابق شکل ۵ خارج از مرکز باشد، هم در جهت طولی و هم در جهت عمودی نیرو اعمال خواهد کرد. در این حالت علاوه بر نیروی ناشی از خارج از مرکز بودن، مرکز تایر دائماً در حال تغییر مکان عمودی است که این موضوع نیز به دلیل اعمال به سیستم تعلیق و فنر خودرو، منتهی به تغییر نیروی عمودی خواهد شد. در اختلاف اندازه شعاعی هارمونیک مرتبه دوم و بالاتر تایر با محور خود هم‌مرکز است. لذا تنها نیروی ایجادشده حاصل از جابه‌جایی مرکز چرخ و تایر است که در راستای عمودی اعمال می‌شود.



شکل ۵. اختلاف اندازه شعاعی

در این حالت نیروهای وارد بر تایر به صورت زیر محاسبه خواهند شد. پارامترهای استفاده‌شده در روابط زیر و مقدار آن‌ها در جدول ۱ آورده شده است.

$$F = F_{ecc} + F_{dis} \quad (۴)$$

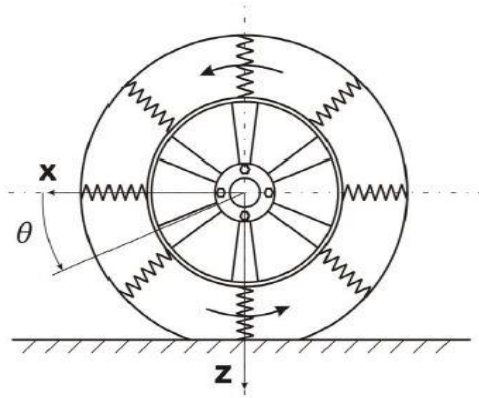
$$F_{ecc} = m_w e \omega_w^2 \quad (۵)$$

$$F_{dis} = K_f \Delta z \quad (۶)$$

$$F_x = m_{im} r_{im} \omega_w^2 \cos(\theta) \quad (۷)$$

$$F_z = m_{im} r_{im} \omega_w^2 \sin(\theta) + K_f \Delta z \sin(\theta) \quad (۸)$$

تغییر ضریب فنریت در راستای جانبی و طولی در مقایسه با راستای عمودی کمتر است. در این پژوهش نیز به بررسی اثر تغییر ضریب فنریت در راستای عمودی پرداخته شده است. می‌توان تایر را مطابق شکل ۶ با استفاده از تعداد زیادی فنر مدل‌سازی کرد. هنگامی که تایر تحت وزن خودرو قرار می‌گیرد، در آن مقداری فشردگی ایجاد می‌شود. اگر ضریب فنریت فنرهای شعاعی یکسان نباشد، این فشردگی نیز متغیر است؛ یعنی تایر در یک دور چرخش، فشردگی یکسانی ندارد و مقداری حرکت عمودی خواهد داشت؛ بنابراین نیروی حاصل از جابه‌جایی به صورت متناوب به مرکز چرخ و تایر اعمال می‌شود.



شکل ۶. فنریت شعاعی تایر

می‌توان تغییرات ضریب فنریت را بر حسب درصد یعنی  $\zeta$  بیان کرد؛ بنابراین حداکثر و حداقل ضریب فنریت از روابط ۹ و ۱۰ به دست می‌آید.

$$K_{T,max} = (1 + \zeta) K_{T,ave} \quad (۹)$$

$$K_{T,min} = (1 - \zeta) K_{T,ave} \quad (۱۰)$$

بنابراین خواهیم داشت:

$$F_{dis} = K_f (S_{max} - S_{min}) \quad (۱۱)$$

$$S_{\max} = \frac{F_z}{K_{T,\min}} \quad (12)$$

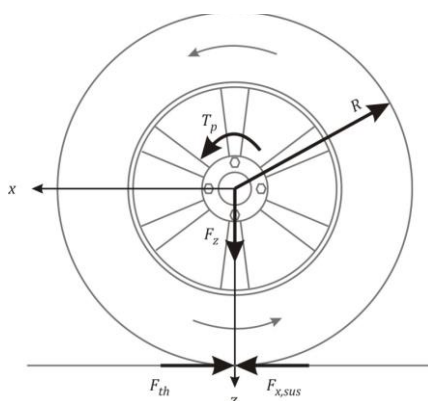
$$S_{\min} = \frac{F_z}{K_{T,\max}} \quad (13)$$

$$F_z = K_f \left( \frac{F_z}{K_{T,\min}} - \frac{F_z}{K_{T,\max}} \right) \sin\theta = K_f \frac{F_z}{K_{T,\text{ave}}} \left( \frac{2\zeta}{1-\zeta^2} \right) \sin\theta \quad (14)$$

روابط به دست آمده را می توان به فرم ماتریسی خلاصه کرد. رابطه ۱۵ روابط تحلیلی انواع ناهمسانی را به صورت ماتریسی نشان می دهد. همچنین در این رابطه فرض شده است که همه انواع ناهمسانی در یک نقطه قرار گرفته اند.

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_z \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} F_{x_i} & \cos\theta & \cos\theta & 0 \\ F_{z_i} & \sin\theta & \sin\theta & K_f \sin\theta \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 \\ \sum (m_{im} r_{im} \omega_w^2)_i \\ m_w e \omega_w^2 \\ e + \frac{F_z}{K_{T,\text{ave}}} \left( \frac{2\zeta}{1-\zeta^2} \right) \end{bmatrix} \quad (15)$$

در این مرحله با استفاده از روابط تحلیلی، نیروی عمودی و گشتاور ایجاد شده روی تایر در نرم افزار متلب مدل شده اند و نمودارهای نیرو و گشتاور برای جرم های ۲۰، ۴۰، ۶۰ و ۸۰ گرم نابالانسی در سرعت های ۸۰، ۱۰۰ و ۱۲۰ کیلومتر بر ساعت و در جهت های متفاوت ترسیم شد. همچنین فرض شده است که وزن خودرو ۱۰۰۰۰ نیوتن است؛ بنابراین نیروی اولیه ای به میزان ۲۵۰۰ نیوتن به هر چرخ وارد می شود. در مرحله بعد، با استفاده از نیروی عمودی محاسبه شده در راستای عمودی، نیروی اصطکاک طولی محاسبه شده است. دینامیک تایر در شکل ۷ نشان داده شده است.



شکل ۷. دینامیک تایر

با توجه به رابطه ۱۶ گشتاور حاصل از این نیرو محاسبه شده است.

$$F_{x,sus} = \mu \cdot F_z \Rightarrow T_R = R \times F_{x,sus} \quad (16)$$

سپس با استفاده از رابطه ۱۷ این گشتاور با گشتاور محرکه وارد شده به چرخ از سوی موتور مقایسه شده و شتاب زاویه‌ای تایر یعنی  $\alpha$ ، به دست آمده است. در نهایت با استفاده از رابطه ۱۸ می‌توان شتاب خطی تایر ناهمسان در نظر گرفته شده را محاسبه کرد. بیشترین گشتاور محرکه موتور در خودروی در نظر گرفته شده برابر ۱۰۳ نیوتون متر می‌باشد که در ۲۵۰۰ دور بر دقیقه حاصل می‌شود. با در نظر گرفتن نسبت تبدیل دنده ۲ در گیربکس، این حالت در سرعت حدود ۳۰ کیلومتر بر ساعت اتفاق می‌افتد. پارامترهای استفاده شده در رابطه ۱۷ در جدول ۲ آمده است.

$$T_{tot} = \frac{1}{2} \eta \cdot T_p \cdot N_t \cdot N_f - R \times \mu \cdot F_z = I \cdot \alpha \quad (17)$$

$$R \cdot \alpha = a_x \quad (18)$$

جدول ۲. پارامترهای در نظر گرفته شده برای خودرو

مقدار	توضیح	پارامتر	ردیف
51.5 N	بیشترین گشتاور محرکه موتور اعمال شده به هر چرخ	$T_p$	۱
0.9	بازده موتور	$\eta$	۲
1.944	نسبت تبدیل گیربکس	$N_t$	۳
4.777	نسبت تبدیل دیفرانسیل	$N_f$	۴
0.6	ضریب اصطکاک تایر و زمین	$\mu$	۵
1425 mm	فاصله مرکز جرم خودرو تا محور عقب	$c$	۶
2345 mm	فاصله بین محور جلو و عقب خودرو	$L$	۷

در نهایت به منظور دستیابی به میزان لغزش و هدررفت توان در یک تایر ناهمسان، شتاب خطی به دست آمده از رابطه ۱۸، با حداکثر شتاب قابل دستیابی برای یک تایر ایده‌آل مقایسه شده است. رابطه ۱۹ حداکثر شتاب قابل دستیابی برای یک تایر ایده‌آل را بیان می‌کند. در این رابطه،  $L$  برابر با فاصله بین محور جلو و عقب خودرو و  $c$  فاصله مرکز جرم خودرو تا محور عقب (محور محرک خودروی در نظر گرفته شده) می‌باشد.

$$a_{max} = \mu \cdot g \cdot \frac{c}{L} \quad (19)$$

بنابراین اگر شتاب خطی به دست آمده برای تایر ناهمسان از حداکثر شتاب قابل دستیابی بیشتر باشد، لغزش اتفاق می‌افتد. در این حالت، با توجه به رابطه ۱۷ و تبدیل گشتاور به نیرو می‌توان افت نیروی محرکه موتور در چرخ را از رابطه ۲۰ محاسبه کرد. شایان ذکر است که محاسبه میزان توان تلف شده بین تایر و زمین را می‌توان از طریق محاسبه لغزش طولی بین تایر و زمین محاسبه کرد و این مهم مستلزم اندازه‌گیری سرعت خطی خودرو و مقایسه آن با سرعت محیطی تایر می‌باشد که موضوع اندازه‌گیری سرعت خطی خودرو مقوله‌ای بسیار پیچیده می‌باشد که بعضاً به منظور کاهش هزینه‌های مرتبط با این موضوع از روش‌هایی برای تخمین سرعت خطی خودرو استفاده شده است [۱۹]. با

توجه به بروز انواع ناهمسانی‌ها در تایر که طبیعتاً در هر دور از تایر، تأثیر این نوع ناهمسانی‌ها بر نیروی عمودی اعمالی به تایر در نقاط مختلف و به صورت ترکیبی قابل مشاهده می‌باشد و عنایت به این موضوع که در این پژوهش، تغییر نیروی عمودی وارد بر تایر به‌عنوان منشأ این نوع لغزش طولی بین تایر و جاده در نظر گرفته شده است؛ از این رو پارامتر لغزش طولی بین تایر و زمین مجهول می‌باشد و به همین دلیل از الگوی شتاب خطی تایر و شتاب مرجع قابل تحمل تایر استفاده شده است. در صورتی که شتاب خطی تایر ناهمسان از حداکثر شتاب قابل تحمل تایر کمتر باشد، لغزش اتفاق نمی‌افتد و افت نیرو وجود ندارد. از طرفی با توجه به رابطه ۲۰ می‌توان میزان اتلاف نیروی طولی بین تایر و جاده را محاسبه کرد.

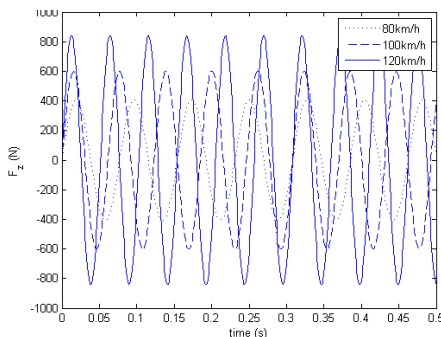
$$\Delta F = \frac{1}{2} \eta \cdot T_p \cdot N_t \cdot N_f - \mu \cdot F_z - m \cdot a_x \quad (20)$$

با ضرب نیرو در سرعت خطی می‌توان توان را محاسبه کرد؛ بنابراین با ضرب مقدار افت نیروی طولی بین تایر و زمین محاسبه‌شده در رابطه ۲۰ و سرعت خطی تایر، می‌توان به معیاری برای میزان توان اتلافی در یک تایر ناهمسان دست یافت.

$$P_{loss} = \Delta F \cdot V = \Delta F \cdot R \cdot \omega \quad (21)$$

## نتایج و بحث

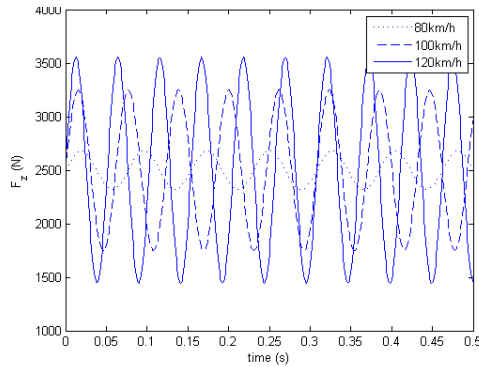
نیروی عمودی حاصل از ناهمسانی‌های مختلف که از رابطه ۱۵ قابل محاسبه است، برای جرم‌های متفاوت نابالانسی و در سرعت‌های مختلف رسم شده است. شکل ۸ تغییرات نیروی عمودی حاصل از جرم نابالانسی ۴۰ گرم در سرعت‌های ۸۰، ۱۰۰ و ۱۲۰ کیلومتر بر ساعت را نشان می‌دهد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، با افزایش سرعت، دامنه تغییرات نیروی عمودی حاصل از ناهمسانی‌ها افزایش یافته است.



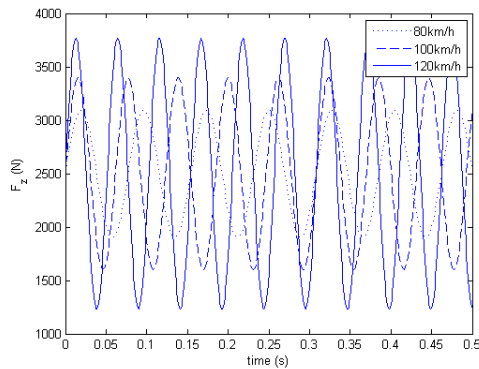
شکل ۸. نیروی عمودی بدون در نظر گرفتن نیروی اولیه برای جرم نابالانسی ۴۰ گرم برای سرعت‌های مختلف

در شکل‌های ۹ و ۱۰ تغییرات نیروی عمودی تایر ناهمسان با جرم‌های نابالانسی ۶۰ و ۸۰ گرم، در سرعت‌های مختلف نشان داده شده است. با مقایسه نمودارهای رسم‌شده، مشاهده می‌شود که افزایش جرم نابالانسی، باعث

افزایش دامنه‌ی تغییرات نیروی عمودی روی چرخ می‌شود. در این نمودارها نیروی اولیه ۲۵۰۰ نیوتون روی چرخ قرار داده شده است.

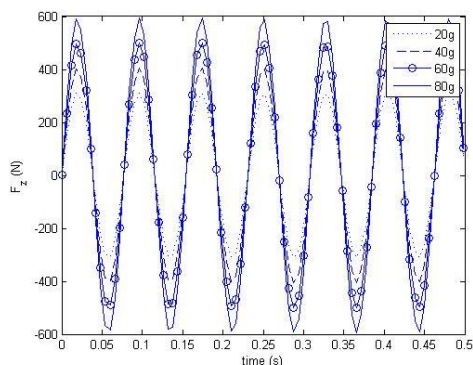


شکل ۹. نیروی عمودی با در نظر گرفتن نیروی اولیه برای جرم نابالانسی ۶۰ گرم برای سرعت‌های مختلف



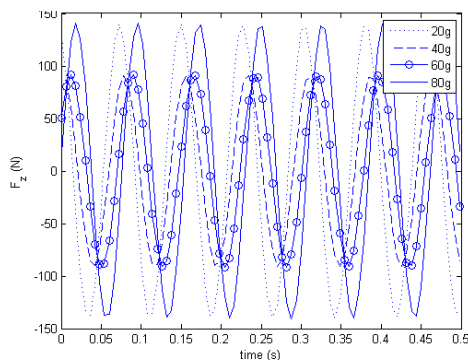
شکل ۱۰. نیروی عمودی با در نظر گرفتن نیروی اولیه برای جرم نابالانسی ۸۰ گرم برای سرعت‌های مختلف

شکل ۱۱ نشان می‌دهد که در یک سرعت مشخص، افزایش جرم نابالانسی باعث افزایش نیروی عمودی در یک تایر ناهمسان می‌شود. در این شکل، به علت یکسان بودن سرعت در حالات مختلف و قرار گرفتن همه انواع ناهمسانی در یک نقطه، نمودارهای رسم‌شده هم‌فاز هستند که سبب افزایش دامنه تغییرات نیروی عمودی می‌شود.



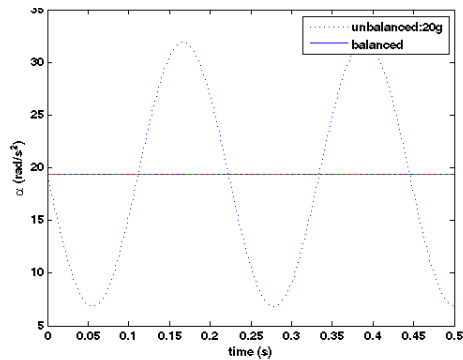
شکل ۱۱. نیروی عمودی بدون در نظر گرفتن نیروی اولیه برای سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت برای جرم‌های نابالانسی مختلف

در شکل ۱۲، نیروی عمودی تایلر ناهمسان در سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت، برای جرم‌های مختلف نابالانسی و با جهت‌گیری‌های مختلف رسم شده است. در این حالت هریک از انواع ناهمسانی در موقعیت‌های مختلفی روی تایلر قرار داده شده‌اند. این موقعیت‌ها به‌طور تصادفی انتخاب شده‌اند. با توجه به این‌که در عمل نیز موقعیت قرارگیری ناهمسانی‌ها متفاوت است، این حالت به واقعیت نزدیک‌تر است. با مقایسه شکل ۱۱ و ۱۲ می‌توان دریافت که قرارگیری ناهمسانی‌ها در نقاط مختلف تایلر، باعث کاهش بزرگی نیروی عمودی روی تایلر شده است؛ زیرا اثر یک ناهمسانی در طول زمان می‌تواند توسط ناهمسانی دیگر تضعیف یا تقویت شود.

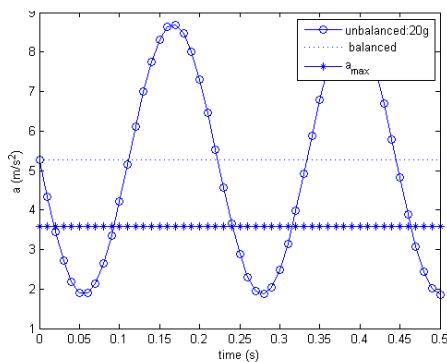


شکل ۱۲. نیروی عمودی بدون در نظر گرفتن نیروی اولیه برای سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت برای جرم‌های نابالانسی مختلف و ناهمسانی‌های با جهت‌گیری‌های مختلف

شکل‌های ۱۳ و ۱۴ شتاب زاویه‌ای و خطی اعمال‌شده به تایلر همسان و تایلر ناهمسان که در رابطه ۱۷ و ۱۸ محاسبه شد را نشان می‌دهد. بیشینه گشتاور محرکه موتور در دور موتور ۲۵۰۰ دور بر دقیقه و نسبت تبدیل دنده ۲ در گیربکس فرض شده است. در این حالت سرعت اتومبیل حدود ۳۰ کیلومتر بر ساعت است.

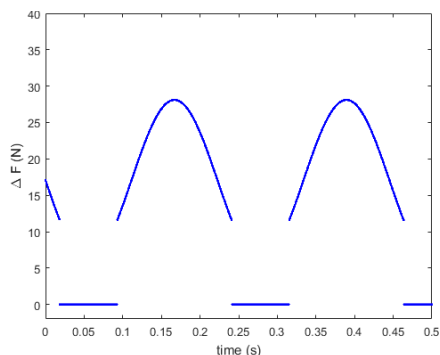


شکل ۱۳. شتاب زاویه‌ای تایر همسان و تایر ناهمسان برای ۲۰ گرم نابالانسی



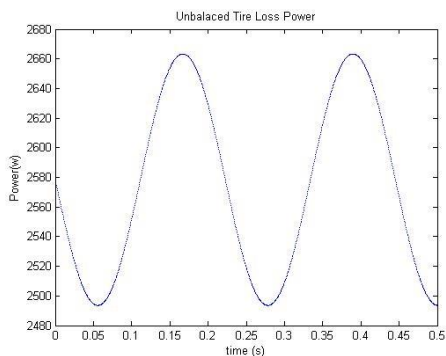
شکل ۱۴. شتاب خطی تایر همسان و تایر ناهمسان و مقایسه آن‌ها با بیشینه شتاب خطی قابل دستیابی برای ۲۰ گرم نابالانسی

در شکل ۱۴ شتاب خطی تایر ناهمسان با بیشینه شتاب قابل دستیابی برای یک تایر ایده‌آل مقایسه شده است. مشاهده می‌شود که در برخی از بازه‌های زمانی، شتاب خطی تایر از حداکثر شتاب بیشتر شده است؛ بنابراین در این بازه‌ها لغزش اتفاق می‌افتد و افت نیرو مشاهده می‌شود. شکل ۱۵ افت نیروی حاصل از لغزش تایر را در سرعت حدود ۳۰ کیلومتر بر ساعت نشان می‌دهد. با مقایسه شتاب خطی تایر با حداکثر شتاب قابل دستیابی نمودار افت نیرو در زمان‌های مختلف رسم شده است. دلیل ناپیوستگی نمودار افت نیرو این است که در بعضی از بازه‌های زمانی شتاب خطی تایر از بیشینه شتاب کمتر است یا به عبارتی افت نیروی حاصل از لغزش صفر است. برای محاسبه مقدار افت نیرو از رابطه ۲۰ استفاده شده است.

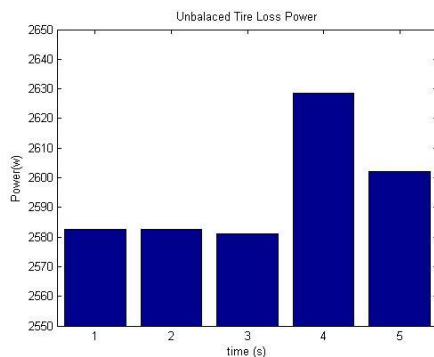


شکل ۱۵. افت نیرو نسبت به زمان

در نهایت، شکل‌های ۱۶ و ۱۷ توان اتلافی در تایر با همه انواع ناهمسانی و تایر با یک نوع ناهمسانی را برای دور موتور و نسبت تبدیل در نظر گرفته شده نشان می‌دهند. برای محاسبه توان اتلافی از رابطه ۲۱ استفاده شده است. مشاهده می‌شود که بخشی از توان تولیدی موتور، در اثر ناهمسان بودن تایر تلف شده است.



شکل ۱۶. توان اتلافی در تایر با همه انواع ناهمسانی



شکل ۱۷. توان اتلافی بر اثر ناهمسانی‌های مختلف ۱- استاتیک ۲- دینامیک ۳- کجی رینگ در اثر ضربه ۴- هارمونیک نوع اول ۵- تغییر ضریب فنریت

## نتیجه گیری

وجود انواع مختلف ناهمسانی در تایر خودرو موجب بروز مشکلات مختلف اعم از کاهش راحتی سرنشین، کاهش پایداری خودرو، افزایش مصرف سوخت، افزایش آلاینده‌گی، کاهش طول عمر قطعات خودرو و غیره می‌شود. در این پژوهش ضمن بررسی انواع ناهمسانی‌های تایر، به روش تحلیلی روابط حاکم بر انواع ناهمسانی‌ها استخراج گردید. سپس مدل‌سازی روابط موردنظر در نرم‌افزار متلب انجام شد. با انجام شبیه‌سازی در شرایط مختلف میزان هدررفت توان تولیدی موتور خودرو در اثر ناهمسانی تایر بررسی گردید. نتایج این پژوهش نشان می‌دهد که وجود ناهمسانی در تایر خودرو باعث هدررفت بخشی از توان تولیدی موتور خودرو می‌گردد.

## References

- [1] Wong, J. Y. (2008). *Theory of ground vehicles* (4th ed.). John Wiley & Sons. <https://www.wiley.com/en-us/Theory+of+Ground+Vehicles%2C+4th+Edition-p-9780470170380>
- [2] Gillespie, T. D. (2021). *Fundamentals of vehicle dynamics* (2nd ed.). SAE International. <https://www.sae.org/publications/books/content/r-506/>
- [3] Reimpell, J., Stoll, H., & Betzler, J. W. (2001). *The automotive chassis: engineering principles* (2nd ed.). Butterworth-Heinemann. <https://www.elsevier.com/books/the-automotive-chassis-engineering-principles/reimpell/978-0-7506-5054-0>
- [4] Nasiri, S., Sina, N., & Eslami, A. (2015). Multi-objective optimisation of McPherson strut suspension mechanism kinematics using random search method. *Indian journal of science and technology*, 8(16), 10. <https://doi.org/10.17485/ijst/2015/v8i16/62548>
- [5] Mambretti, F. N. (1989, June 14-16). *Road and tyre non-uniformities: Simulation of their effects inside a vehicle*. 2nd International Conference on New Developments in Powertrain and Chassis Engineering, Strasbourg, France. [https://jglobal.jst.go.jp/detail?JGLOBAL\\_ID=200902057981930111](https://jglobal.jst.go.jp/detail?JGLOBAL_ID=200902057981930111)
- [6] Song, S. K., Pak, C. H., Hong, S. C., Oh, J. W., Kim, J. H., & Kim, C. S. (1993, November 15-19). *Vibration analysis of the steering wheel of a passenger car due to the tire nonuniformity*. Seventh International Pacific Conference On Automotive Engineering, Phoenix, Arizona. <https://www.sae.org/publications/technical-papers/content/931918/>
- [7] Kim, K.-W., Park, J.-B., & Lee, S.-J. (2005, May 16-19). *Tire mass imbalance, rolling phase difference, non-uniformity induced force difference, and inflation pressure change effects on steering wheel vibration*. SAE 2005 Noise and Vibration Conference and Exhibition, Traverse City, Michigan. <https://doi.org/10.4271/2005-01-2317>
- [8] Sina, N., Hayeri Yazdi, M. R., & Esfahanian, V. (2021). Investigation of Vehicle Energy Demand considering the Modified Tire Power Loss. *Amirkabir Journal of Mechanical Engineering*, 53(6), 11-11. <https://doi.org/10.22060/mej.2021.18333.6802>
- [9] Barrant, J., & Bokar, J. (2008). Reducing tire rolling resistance to save fuel and lower emissions. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 1(1), 9-17. <https://doi.org/10.4271/2008-01-0154>
- [10] d'Ambrosio, S., & Vitolo, R. (2019). Potential impact of active tire pressure management on fuel consumption reduction in passenger vehicles. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 233(4), 961-975. <https://doi.org/10.1177/0954407018756776>
- [11] Sina, N., Hairi Yazdi, M. R., & Esfahanian, V. (2020). A novel method to improve vehicle energy efficiency: Minimization of tire power loss. *Proceedings of the*

- Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 234(4), 1153-1166. <https://doi.org/10.1177/0954407019861241>
- [12] Sina, N., Nasiri, S., & Karkhaneh, V. (2015). Effects of resistive loads and tire inflation pressure on tire power losses and CO2 emissions in real-world conditions. *Applied Energy*, 157, 974-983. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.04.010>
- [13] Sina, N., Esfahanian, V., Hairi Yazdi, M. R., & Azadi, S. (2018). Introducing the modified tire power loss and resistant force regarding longitudinal slip. *SAE International Journal of Passenger Cars-Mechanical Systems*, 11(2), 167-176. <https://doi.org/10.4271/06-11-02-0014>
- [14] D'ambrosio, S., De Mattei, E., Vitolo, R., & Amati, N. (2021). Automatic adjustment of tire inflation pressure through an intelligent CTIS: Effects on the vehicle lateral dynamic behavior. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering*, 235(14), 3487-3508. <https://doi.org/10.1177/09544070211014292>
- [15] Sina, N., Hairi Yazdi, M. R., & Esfahanian, V. (2021). Modified Dynamic Model for Longitudinal Motion of Ground Vehicles. *International Journal of Automotive and Mechanical Engineering*, 18(1), 8550-8562. <https://doi.org/10.15282/ijame.18.1.2021.14.0649>
- [16] Torinsson, J., Jonasson, M., Yang, D., & Jacobson, B. (2020). Energy reduction by power loss minimisation through wheel torque allocation in electric vehicles: a simulation-based approach. *Vehicle System Dynamics*, 1-24. <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1858121>
- [17] Nasiri, S., Sina, N., & Rezaei Dasht Arjaneh, J. (2012). Analytical Modeling and Simulation of Tire Non-uniformities. *Iranian Rubber Magazine*, 16(65), 38. <https://www.magiran.com/paper/1018524?lang=en>
- [18] Sina, N., & Nasiri, S. (2014, February 25-26). *Excitation Behavior of Tire and Wheel Assembly Faults in Shape of Non-uniformity in a Vehicle*. 8th Condition Monitoring and Fault Diagnosis Conference, Tehran, Iran. [https://www.researchgate.net/publication/339181103\\_Excitation\\_Behavior\\_of\\_Tire\\_and\\_Wheel\\_Assembly\\_Faults\\_in\\_Shape\\_of\\_Non-uniformity\\_in\\_a\\_Vehicle](https://www.researchgate.net/publication/339181103_Excitation_Behavior_of_Tire_and_Wheel_Assembly_Faults_in_Shape_of_Non-uniformity_in_a_Vehicle)
- [19] Moaveni, B., Khosravi Roqaye Abad, M., & Nasiri, S. (2015). Vehicle longitudinal velocity estimation during the braking process using unknown input Kalman filter. *Vehicle System Dynamics*, 53(10), 1373-1392. <https://doi.org/10.1080/00423114.2015.1038279>