



Investigating the Influence of Dynamic Parameter Variation on Vehicle Handling and Steerability Using a Simplified and a High-fidelity Model

Naser Sina^{1*}, Muhammad Mozayanzadeh², Arash Mohamadi³

¹PhD, School of Mechanical Engineering, College of Engineering, University of Tehran, Tehran, Iran.

²B.Sc., Administration of Education, Semnan, Iran.

³Assistant Professor, School of Mechanical Engineering, Shahid Rajaei University, Tehran, Iran.

ARTICLE INFO

Article Type:

Original Research

Received: 01.21.2023

Revised: 04.08.2023

Accepted: 05.29.2023

Keyword:

Vehicle Dynamics

Handling

Mass Variation

Moment of Inertia

Gravity Center

*Corresponding Author:

Naser Sina

Email: sina@ut.ac.ir

ABSTRACT

Vehicle stability and handling are among the topics investigated widely in automotive industry. Vehicle lateral dynamic behavior plays a pivotal role in vehicle stability and handling. The present study aimed to investigate how and to what extent the lateral dynamic response of the vehicle is affected by variation of the parameters. To this end, firstly, the dynamic response of the vehicle to the steering angle was simulated by means of lateral dynamics equations of motion. Then, in two different maneuvers, as the affecting parameters were changed, the dynamic response of the vehicle was evaluated. In the current research, variation of vehicle mass, moment of inertia, and gravity center were considered. In addition, investigations using two models, 2 degree-of-freedom bicycle model and a high-fidelity model proposed in Carsim software package, were performed in order to identify how the model selection affected the outcome. Results indicated that in one of the maneuvers, vehicle response evidently changed by varying the parameters whereas in the other maneuver, no significant changes were observed.



EXTENDED ABSTRACT

Introduction

Several factors affect the vehicle lateral dynamics, each of which can change the vehicle performance in terms of steerability and stability by changing the vehicle dynamic behaviour. Recognizing these factors and the manner that they affect the vehicle dynamic behaviour can improve the attitude and understanding of the vehicle lateral dynamics, and therefore it is important from different points of view. In this context, some studies have analysed the dynamic response of the car and investigated the stability and controllability of the car. In this paper, two different manoeuvres were chosen in such a way that one manoeuvre expressed the steady state cornering and the other expressed the transient cornering. The influence of varying the dynamic parameters such as vehicle mass, moment of inertia and centre of gravity location on the vehicle dynamic response was studied. For this purpose, in addition to the simulation of the 2DOF bicycle model in MATLAB software, the model was also implemented in Carsim software package, and the results were compared. Carsim software package is a complete and comprehensive package for vehicle simulation and the model's degrees of freedom are far greater than that of the bicycle model with 2 DOFs. Therefore, the effect of changing the parameters in the simple model and the complex model, which is close to reality, were also explored in this study.

Methodology

2-DOF bicycle model is shown in Figure 1 and the equations of motion are given by Eq. (1) and Eq. (2).

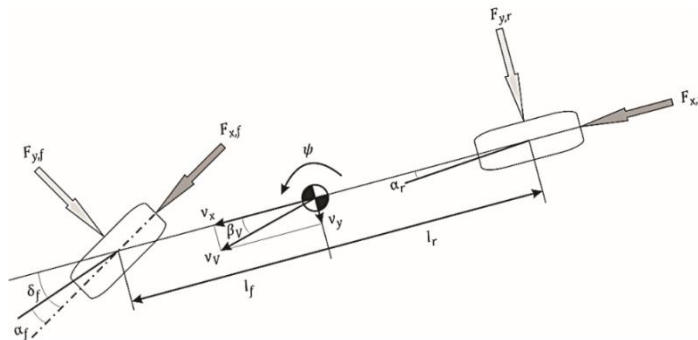


Figure 1. 2DOF bicycle model.

$$m\dot{v}_y + \left[mv_x + \frac{2l_f C_{\alpha,f} - 2l_r C_{\alpha,r}}{v_x} \right] \dot{\psi} + \left[\frac{2C_{\alpha,f} + 2C_{\alpha,r}}{v_x} \right] v_y = 2C_{\alpha,f} \delta_f \quad (1)$$

$$I_z \ddot{\psi} + \left[\frac{2l_f^2 C_{\alpha,f} + 2l_r^2 C_{\alpha,r}}{v_x} \right] \dot{\psi} + \left[\frac{2l_f C_{\alpha,f} - 2l_r C_{\alpha,r}}{v_x} \right] v_y = 2l_f C_{\alpha,f} \delta_f \quad (2)$$

For simulation, the bicycle model was prepared in MATLAB software and then Carsim software package was utilized to validate the MATLAB model. Thus, in the same manoeuvre, the dynamic response of the MATLAB model was compared to the response of the Carsim model. This response included lateral acceleration, yaw rate, lateral acceleration gain and yaw rate gain, which were used to analyse the dynamic behaviour of the car. Lateral acceleration gain and yaw rate gain are the lateral acceleration and yaw rate per steering angle, respectively. Eq. (3) and Eq. (4) represent lateral acceleration gain and yaw rate gain, respectively:

$$G_{acc} = \frac{a_y}{\delta_f} \quad (3)$$

$$G_{yaw} = \frac{\dot{\psi}}{\delta_f} \quad (4)$$

Results and discussion

Simulation results were presented for two different manoeuvres. The selection of these manoeuvres was based on the fact that it can reflect the dynamic response of the vehicle under different conditions. Therefore, in the first manoeuvre, the vehicle was subjected to a fixed steering angle and the vehicle dynamic response was evaluated by varying the parameters. In addition, this manoeuvre can be considered as an evaluation of lateral dynamics in steady state because the derivative of yaw rate with respect to time can be ignored, except in transient mode. Unlike the first manoeuvre, in the second manoeuvre, by simulating a double lane change manoeuvre, the objective was to evaluate the vehicle transient response. This was because in this case, the steering wheel angle was changing continuously and the changes in yaw rate are significant and thus cannot be ignored.

In the first manoeuvre, a fixed steering angle was considered which represented a constant radius turn.

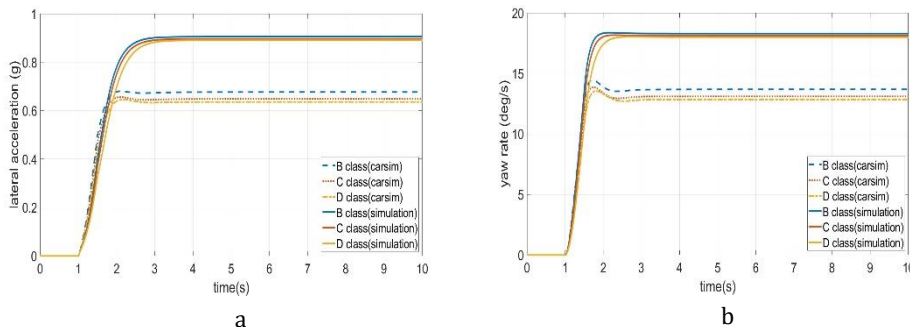


Figure 2. Influence of vehicle mass and moment of inertia change in the first manoeuvre. a: lateral acceleration, and b: yaw rate.

In the second manoeuvre, the steering wheel angle was adjusted by the driver in order to follow the double lane change. It should be noted that the profile of the steering angle changes over time by changing the parameters, and it is not the case that the same steering

angle profile is used in all simulation conditions. The effect of varying the vehicle mass and moment of inertia is shown in Figure 3 which indicates that the vehicle lateral acceleration and yaw rate do not change significantly. Similar results were also observed by varying the location of the centre of gravity. The main reason for this was due to essence of the double lane change manoeuvre as in this manoeuvre, the goal was to follow a specific path. Therefore, the variation of the parameters did not lead to a significant change in the dynamic response.

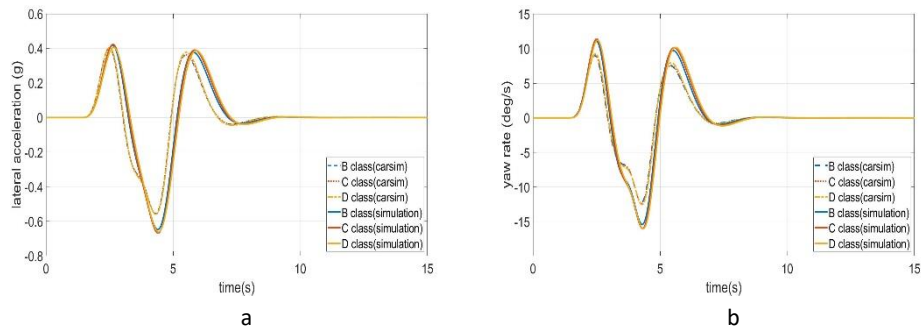


Figure 3. Influence of vehicle mass and moment of inertia change in the second manoeuvre. a: lateral acceleration and b: yaw rate.

Conclusion

In the current study, the effect of varying some parameters on vehicle steering during two different manoeuvres were investigated. For this purpose, two different models were investigated: one model being the simple bicycle model of the vehicle with two degrees of freedom and the other being the complete and complex model of the vehicle in Carsim software package. Based on the results, the degree and effect of changing the parameters were similar in both models. In the fixed steering angle manoeuvre, the increase of mass and moment of inertia resulted in the decrease of lateral acceleration and yaw rate, while the change of these parameters in the second manoeuvre did not result in significant changes. In addition, moving the vehicle centre of gravity towards the rear axle caused the lateral acceleration and yaw rate to increase in the first manoeuvre.

مطالعه تأثیر تغییر پارامترهای دینامیکی خودرو بر هندلینگ و فرمان‌پذیری با استفاده از مدل ساده و کامل خودرو

ناصر سینا*^۱، محمد مزین‌زاده^۲، آرش محمدی^۳

- ۱- دانش‌آموخته دکتری تخصصی، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشکدگان فنی دانشگاه تهران، تهران، ایران.
- ۲- دانش‌آموخته کارشناسی، اداره کل آموزش و پرورش استان سمنان، سمنان، ایران.
- ۳- استادیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه شهید رجایی، تهران، ایران.

چکیده

اطلاعات مقاله

امروزه بحث پایداری و فرمان‌پذیری خودرو از مسائل مهمی است که در صنعت خودرو مورد بررسی و تحقیق قرار می‌گیرد. در این میان، رفتار دینامیک جانبی خودرو نقش به‌سزایی در پایداری و فرمان‌پذیری خودرو ایفا می‌کند. هدف از این مقاله، بررسی میزان و نحوه تأثیرگذاری عوامل مختلف بر رفتار دینامیک جانبی خودرو است. برای این منظور، ابتدا به کمک روابط دینامیک جانبی خودرو، پاسخ دینامیکی نسبت به ورودی فرمان شبیه‌سازی شده است. سپس در دو مانور متفاوت، با تغییر پارامترهای مؤثر بر دینامیک جانبی خودرو، تغییر رفتار دینامیکی خودرو ارزیابی شده است. در این مطالعه، تغییر پارامترهای جرم، ممان اینرسی و مرکز جرم خودرو پوشش داده شده است. همچنین این بررسی بر روی دو مدل مختلف صورت گرفته است؛ مدل دو درجه آزادی دوچرخه‌ای خودرو و مدل کامل و پیچیده نرم‌افزار کارسیم تا بدین ترتیب تأثیر انتخاب مدل نیز بر نحوه و میزان تغییر پاسخ دینامیکی خودرو مورد بررسی قرار گرفته باشد. نتایج نشان می‌دهد که در یکی از مانورها پاسخ دینامیکی خودرو به صورت مشهود تغییر می‌کند، در حالی که در مانور دیگر تغییرات مشهودی ملاحظه نمی‌شود.

نوع مقاله: مقاله پژوهشی

دریافت مقاله: ۱۴۰۱/۱۱/۰۱

بازنگری مقاله: ۱۴۰۲/۰۱/۱۹

پذیرش مقاله: ۱۴۰۲/۰۳/۰۸

کلید واژگان:

دینامیک خودرو
خوش‌فرمانی
تغییر جرم
ممان اینرسی
مرکز جرم

*نویسنده مسئول: ناصر سینا
پست الکترونیکی: sina@ut.ac.ir

مقدمه

عوامل متعددی بر دینامیک جانبی خودرو مؤثر است که هر یک می‌تواند با تغییر رفتار دینامیکی خودرو، عملکرد خودرو را از لحاظ فرمان‌پذیری و پایداری دستخوش تغییر کند. آشنایی با این عوامل و نحوه اثرگذاری آنها بر رفتار دینامیکی خودرو، می‌تواند کمک شایانی به بهبود نگرش و فهم دینامیک جانبی خودرو نموده و بنابراین از دیدگاه‌های مختلف حائز اهمیت است. در این زمینه، برخی مطالعات به تحلیل پاسخ دینامیکی خودرو و بررسی پایداری و فرمان‌پذیری خودرو پرداخته‌اند. به عنوان مثال، مشهدی و رستمی [۱] پایداری یک خودروی دوگانه‌سوز را بررسی نموده و آن را با خودروی بنزینی مشابه مقایسه کرده‌اند. نتایج شبیه‌سازی نرم‌افزاری نشان می‌دهد که با دوگانه‌سوز شدن خودرو و تغییر وزن اعمالی به محورها، پایداری جهتی خودرو کاهش می‌یابد. نصیری و همکاران [۲] به بررسی تأثیر فشار باد تایر بر فرمان‌پذیری خودرو پرداخته و نتایج در سرعت‌های مختلف با فرض انتقال بار جانبی و بدون آن در نرم‌افزار متلب شبیه‌سازی شده است. بر اساس نتایج، نشان داده شده است که فرمان‌پذیری خودرو از هر دو عامل فشار باد تایر و انتقال بار جانبی متأثر است و به خصوص در سرعت‌های بالا این تأثیر غیر قابل چشم‌پوشی است.

در مرجع [۳]، آزادی و سینا با تحلیل حساسیت دینامیک جانبی خودرو نسبت به پارامترهای دارای عدم قطعیت، به این نتیجه رسیده‌اند که حساسیت دینامیک جانبی به تغییر سختی جانبی تایر بیشتر از دیگر پارامترهای مورد بررسی (شامل جرم و ممان اینرسی خودرو) است. از این جهت، تخمین سختی جانبی تایر یکی از موضوع‌های پر اهمیت در زمینه شناسایی برخط پارامترها [۴؛ ۵] و یا طراحی سیستم‌های کنترل پایداری جهتی خودرو است [۶]. در همین راستا، تحقیقات تئوری و تجربی متعددی برای مدل‌سازی و اندازه‌گیری تغییر سختی جانبی تایر در شرایط مختلف انجام گرفته است. به عنوان مثال در مرجع [۷] اندازه‌گیری سختی جانبی تایر بر روی سطوح خشک و خیس با سرعت‌های مختلف انجام گرفته است تا بدین ترتیب پدیده آب‌پیمایش^۱ در نتایج منعکس شده باشد.

شناخت تأثیر تغییر پارامترها بر رفتار دینامیکی خودرو از دیدگاه کنترلی نیز جالب توجه است. در این زمینه، یک کنترلر قانون مینا برای تغییر فشار باد تایر در مرجع [۲] ارائه شده است و نتایج این پژوهش که در محیط نرم‌افزاری شبیه‌سازی شده است نشان می‌دهد که فشار باد تایر نقش تعیین‌کننده‌ای در پایداری خودرو و لغزش چرخ‌ها داشته و با کنترل پیوسته آن می‌توان پایداری خودرو را با اثربخشی مناسب حفظ کرد. در تحقیقاتی مشابه نشان داده شده است که فشار باد تایر بر عملکرد ترمزی خودرو [۸]، هندلینگ و دینامیک جانبی [۹] و مصرف سوخت [۱۰؛ ۱۱] تأثیرگذار است. تایر، یکی از اجزای تأثیرگذار در دینامیک خودرو است و در نتیجه پارامترهای عملکردی آن نیز بر دینامیک خودرو تأثیرگذار است. علاوه بر فشار باد تایر، تأثیر تغییرات نیروهای اعمالی بر تایر [۱۲]، سرعت حرکتی تایر [۱۳]، ناهمسانی تایر [۱۴]، و لغزش تایر [۱۵؛ ۱۶] بر عملکرد خودرو مطالعه شده است. سیستم تعلیق نیز یکی از اجزای مهم در خودرو است که دینامیک آن را تحت تأثیر قرار داده و با کنترل مناسب آن می‌توان هندلینگ خودرو را بهبود داد [۱۷]. همچنین با کنترل بهینه توزیع گشتاور بین چرخ‌ها در خلال یک مانور جانبی مشاهده شده است که امکان بهبود مصرف انرژی تا ۵٪ قابل حصول است [۱۸]. به عنوان جمع‌بندی، در پژوهش‌های پیشین نشان داده شده است که تغییرات پارامترهای مختلف بر عملکرد خودرو تأثیر دارد. با این حال، با وجود پارامترهای متعدد تأثیرگذار و سناریوهای مختلف در مورد چگونگی انتخاب تغییر پارامترها، که این تغییر می‌تواند به صورت جداگانه برای هر پارامتر و یا ترکیب تغییرات پارامترها با هم باشد، همچنان مسیر برای کاوش بیشتر و تدقیق نتایج به دست آمده در پژوهش‌های پیشین باز است.

بنابراین، در این مقاله با انتخاب دو مانور مختلف، به گونه‌ای که یک مانور بیانگر فرمان‌پذیری در حالت پایا و دیگری فرمان‌پذیری در حالت گذرا باشد، میزان و نحوه تأثیر پاسخ دینامیکی خودرو از تغییر پارامترهای جرم، ممان اینرسی و محل مرکز ثقل مطالعه شده است. برای این منظور، علاوه بر شبیه‌سازی مدل دوچرخه‌ای خودرو در نرم‌افزار متلب، مدل

¹ Aquaplanning

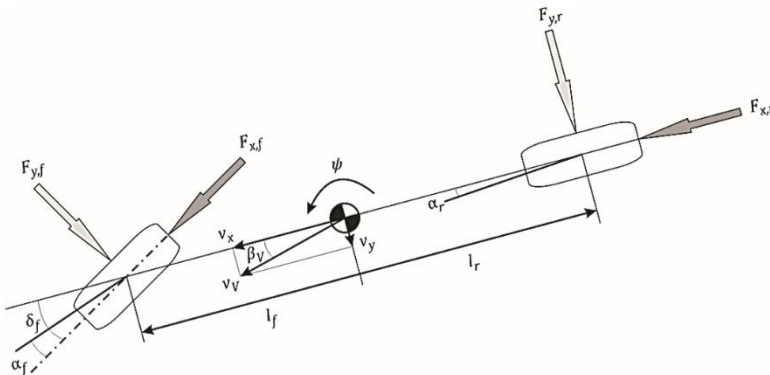
در نرم‌افزار کارسیم نیز اجرا شده و نتایج با هم مقایسه شده است. بسته نرم‌افزاری کارسیم، یک بسته کامل و جامع برای شبیه‌سازی خودرو است که درجات آزادی آن به مراتب بیشتر از مدل دوچرخه‌ای دارای دو درجه آزادی است و از این جهت میزان و تأثیر تغییر پارامترها در مدل ساده و مدل پیچیده و نزدیک به واقعیت نیز در مقاله کاوش شده است.

مدل‌سازی دینامیکی

مدل دوچرخه‌ای خودرو و نیروهای وارد بر آن در شکل ۱ نمایش داده شده است و مشاهده می‌شود که مدل، دارای سه درجه آزادی شامل دو حرکت انتقالی در راستای طولی و جانبی و یک حرکت دورانی حول محور عمودی است. با توجه به این که دستگاه مختصات، متصل به خودرو در نظر گرفته شده است، شتاب طولی و جانبی از رابطه‌های ۱ و ۲ محاسبه می‌شود [۶].

$$a_x = \dot{v}_x - \dot{\psi}v_y \quad (1)$$

$$a_y = \dot{v}_y - \dot{\psi}v_x \quad (2)$$



شکل ۱. مدل دوچرخه‌ای خودرو.

با به کار گیری قانون دوم نیوتن و همچنین با فرض این که نیرو و شتاب طولی صفر باشد، می‌توان معادلات حرکت را استخراج نمود. همچنین باید در نظر داشت که نیروی جانبی تابعی از زاویه لغزش جانبی تایلر است و می‌توان رابطه بین آنها را به صورت تابعی خطی مطابق رابطه ۳ در نظر گرفته گرفت. زاویه لغزش جانبی عبارت است از زاویه مابین راستای تایلر و بردار سرعت تایلر؛ بنابراین با اعمال سینماتیک تایلر، می‌توان زاویه لغزش جانبی را به صورت رابطه ۴ و ۵ برای محور جلو و عقب بیان کرد.

$$F_y = C_\alpha \alpha \quad (3)$$

$$\alpha_f = \delta_f - \frac{\dot{\psi}l_f + v_y}{v_x} \quad (4)$$

$$\alpha_r = \frac{\dot{\psi}l_r - v_y}{v_x} \quad (5)$$

با جایگذاری رابطه‌های ۳ الی ۵ در معادلات تعادل، معادلات حرکت به صورت رابطه ۶ و ۷ به دست می‌آید [۴].

$$m\dot{v}_y + \left[mv_x + \frac{2l_f C_{\alpha,f} - 2l_r C_{\alpha,r}}{v_x} \right] \dot{\psi} + \left[\frac{2C_{\alpha,f} + 2C_{\alpha,r}}{v_x} \right] v_y = 2C_{\alpha,f} \delta_f \quad (6)$$

$$I_z \ddot{\psi} + \left[\frac{2l_f^2 C_{\alpha,f} + 2l_r^2 C_{\alpha,r}}{v_x} \right] \dot{\psi} + \left[\frac{2l_f C_{\alpha,f} - 2l_r C_{\alpha,r}}{v_x} \right] v_y = 2l_f C_{\alpha,f} \delta_f \quad (7)$$

مدل دوچرخه‌ای خودرو با وجود ساده‌سازی‌های انجام شده، یکی از مدل‌های پرکاربرد در طراحی سیستم‌های کنترلی خودرو می‌باشد، زیرا که به دلیل سادگی، هزینه محاسباتی پایینی داشته و در عین حال در روش‌های کنترل به‌روز مانند کنترل مقاوم نیز دارای کاربرد می‌باشد. قضیه‌ای که باید در این میان در نظر داشت، اینست که با وجود اختلافاتی که بین مدل دوچرخه‌ای ساده و مدل‌های پیچیده چندین درجه آزادی وجود دارد، مدل دوچرخه‌ای بایستی اعتبار و صحت مورد نیاز برای آن کاربرد را داشته باشد.

برای شبیه‌سازی، مدل دوچرخه‌ای خودرو در نرم‌افزار متلب^۱ آماده شده و سپس از نرم‌افزار کارسیم^۲ به منظور صحنه‌گذاری آن، استفاده شده است. بدین ترتیب که در مانورهای یکسان، پاسخ دینامیکی مدل آماده شده در نرم‌افزار متلب با پاسخ نرم‌افزار کارسیم مقایسه شده است. این پاسخ شامل شتاب جانبی، سرعت چرخشی، بهره شتاب جانبی^۳ و بهره سرعت چرخشی^۴ می‌باشد که با بررسی آنها به تحلیل رفتار دینامیکی خودرو پرداخته می‌شود. بهره شتاب جانبی و بهره سرعت چرخشی به ترتیب عبارتند از شتاب جانبی و سرعت چرخشی به ازای زاویه فرمان و از رابطه ۸ و ۹ به دست می‌آیند [۱۹]:

$$G_{acc} = \frac{a_y}{\delta_f} \quad (8)$$

$$G_{yaw} = \frac{\dot{\psi}}{\delta_f} \quad (9)$$

نکته‌ای که بایستی مورد توجه قرار گیرد اینست که در نرم‌افزار متلب، ورودی مدل، زاویه فرمان است. حال آن‌که در نرم‌افزار کارسیم، زاویه فرمان برای طی کردن یک مسیر از پیش تعیین شده در حال تغییر است و از این جهت پروفیل زاویه فرمان خودرو، از نرم افزار کارسیم به نرم افزار متلب منتقل شده است تا بتواند شرایط یکسانی برای مدل متلب رقم زده شود. مانورهای مورد مطالعه در این مقاله، شامل قرارگیری خودرو در پیچی با شعاع ثابت (مانور اول) و تغییر مسیر دوگانه^۵ (مانور دوم) می‌باشد. مشخصات دینامیکی خودروی کلاس C مورد مطالعه نیز در جدول (۱) قابل مشاهده است.

¹ MATLAB

² CARSIM®

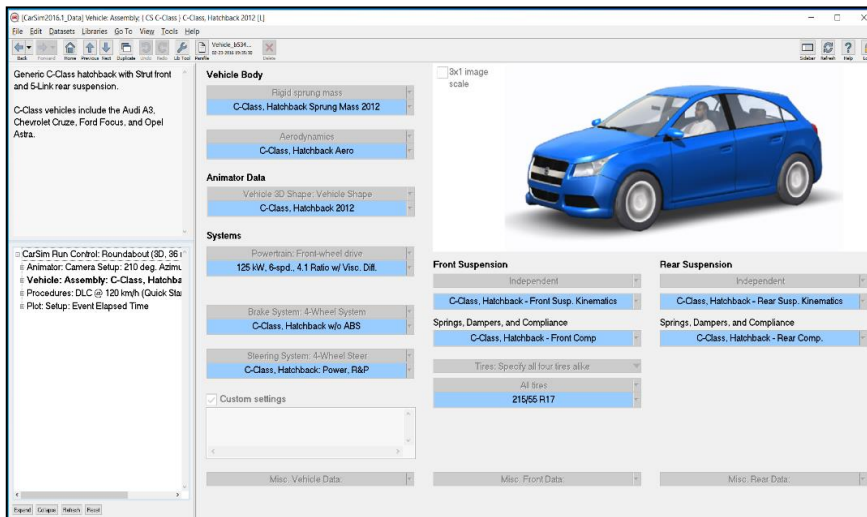
³ Lateral acceleration gain

⁴ Yaw rate gain

⁵ Double lane change

جدول ۱. مشخصات دینامیکی خودرو

مقدار	مشخصه
۱۴۱۲ kg	جرم کل (m)
۱۵۳۶.۷ kgm ^۲	ممان اینرسی (I_z)
۱.۰۱۵ m	فاصله مرکز ثقل تا محور جلو (l_f)
۱.۸۹۵ m	فاصله مرکز ثقل تا محور عقب (l_r)
۴۰۹۱۰ N/rad	سختی جانبی تایر جلو ($C_{\alpha f}$)
۲۳۳۲۰ N/rad	سختی جانبی تایر عقب ($C_{\alpha r}$)



شکل ۲. تصویری از خودروی کلاس C در نرم افزار کارسیم.

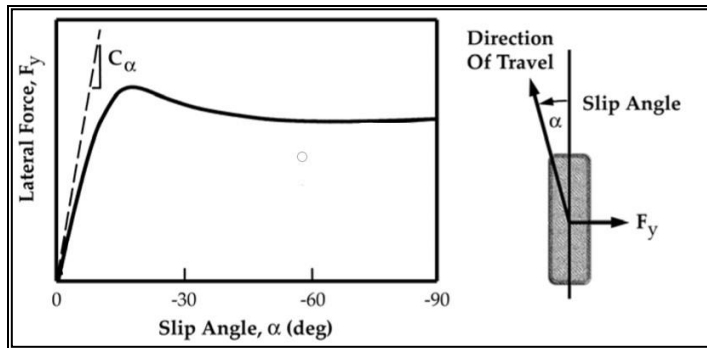
در شکل ۲، نمایی از صفحه رابط کاربری نرم افزار کارسیم نمایش داده شده است. با انتخاب هر زیربخش، مثلاً جرم فنربندی شده، قوای محرکه، ترمز، تایر و ... مشخصات آن قابل مشاهده و تغییر خواهد بود. بنابراین پس از انجام تنظیمات مربوط به پارامترهای خودرو در هر زیربخش، می توان با انتخاب یک مانور دینامیکی دلخواه از صفحه اصلی نرم افزار، نتایج شبیه سازی را در قالب نمودار و یا انیمیشن مشاهده نمود. برای محاسبه سختی جانبی تایرها طبق روابط (۱۰) و (۱۱) خواهیم داشت [۵]:

$$F_y = C_{\alpha} \alpha \quad (10)$$

$$C_{\alpha} = -\frac{\partial F_y}{\partial \alpha} \Big|_{\alpha = 0} \quad (11)$$

که در روابط بالا α زاویه لغزش جانبی تایر، C_{α} سختی جانبی تایر و F_y نیز نیروی جانبی وارد بر تایر است. در شکل (۳) نمودار نیروی جانبی بر حسب زاویه لغزش جانبی برای تایر چرخان رسم شده است. همان طور در شکل مشخص است، می توان با کمی اغماض برای زوایای لغزش کمتر از ۶ درجه، رابطه (۱۰) را خطی فرض نمود [۱۶].

نتیجه، برای محاسبه سختی جانبی در شبیه‌سازی نیز ابتدا با استفاده از وزن خودرو و فاصله مرکز ثقل تا محور جلو و عقب، بار عمودی وارد بر هر چرخ محاسبه شده و سپس به کمک جدول موجود در نرم‌افزار کارسیم - که در آن نیروی جانبی بر حسب زاویه لغزش برای بارهای عمودی مختلف محاسبه شده است - نیروی جانبی وارد بر هر چرخ به ازای زاویه لغزش جانبی ۶ درجه با میانمایی خطی به دست می‌آید. پس از آن، برای به دست آوردن سختی جانبی، شیب خط بین دو نقطه مبدأ و زاویه ۶ درجه محاسبه شده است. بررسی‌ها نشان می‌دهند که خطی‌سازی نیروی جانبی تأیر با این روش، خطای کمتری نسبت به مشتق‌گیری در زاویه صفر داشته و پاسخ دینامیکی خودرو مطابقت بیشتری با نرم‌افزار کارسیم خواهد داشت.



شکل ۳. نمودار نیروی جانبی تأیر بر حسب زاویه لغزش جانبی [۱۶].

سناریوی تغییر پارامترها

برای بررسی رفتار دینامیکی خودرو، پارامترهای جرم، ممان اینرسی و محل مرکز ثقل تغییر یافته و نحوه تأثیرگذاری آن بر رفتار دینامیکی خودرو مورد تحلیل قرار می‌گیرد. در این بخش، سناریوی تغییر پارامترهای مذکور توضیح داده شده است.

جرم و ممان اینرسی

از آنجا که جرم و ممان اینرسی ارتباط نزدیک و درهم تنیده‌ای با هم دارند، اثر تغییرات این دو پارامتر بر پاسخ دینامیکی خودرو با هم مورد بررسی قرار می‌گیرد. برای این منظور، علاوه بر جرم و ممان اینرسی خودرویی که به صورت پیش‌فرض در شبیه‌سازی استفاده شده است، جرم و ممان اینرسی مربوط به یک کلاس خودرویی بالاتر و پایین‌تر، یعنی یک خودروی کلاس D و یک خودروی کلاس B نیز مطابق با جدول (۲)، در شبیه‌سازی‌ها مورد استفاده قرار گرفته است. لازم به ذکر است که تغییر سختی جانبی تأیر ناشی از تغییر جرم نیز محاسبه گردیده و در نتایج شبیه‌سازی انعکاس داده شده است.

جدول ۲. جرم و ممان اینرسی خودروهای کلاس‌های مختلف.

کلاس خودرو	جرم (kg)	ممان اینرسی (kgm ²)
B class	۱۱۴۰	۱۰۲۰
C class	۱۴۱۲	۱۵۳۶.۷
D class	۱۵۳۰	۲۳۱۵.۳

محل مرکز ثقل

در خودروی پیش فرض، همانند اغلب خودروهای سواری متداول، مرکز ثقل به سمت جلوی خودرو متمایل است. با به بیان دیگر، وزن اعمالی به محور جلو بیشتر از محور عقب است. برای بررسی تغییر محل مرکز ثقل، سناریوی تغییر این گونه طراحی شده است که ضمن ثابت بودن ارتفاع، مرکز ثقل به سمت عقب خودرو جابجا شود، تا جایی که مرکز ثقل در وسط دو محور قرار گیرد؛ که در این حالت وزن اعمالی به محور جلو و عقب کاملاً یکسان است. بدین ترتیب، سه حالت A، B و C مطابق جدول ۳ معرفی می‌شود که حالت A مربوط به خودروی پیش فرض است، در حالت C مرکز ثقل در وسط دو محور قرار گرفته است و حالت B هم بین دو حالت مذکور در نظر گرفته شده است.

جدول ۳. فاصله مرکز ثقل تا محور جلو و عقب برای حالت‌های سه گانه.

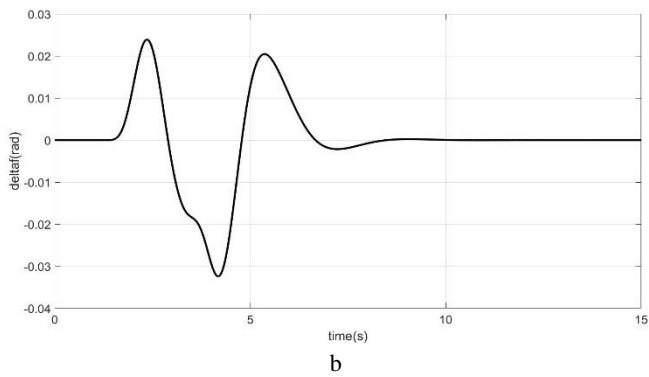
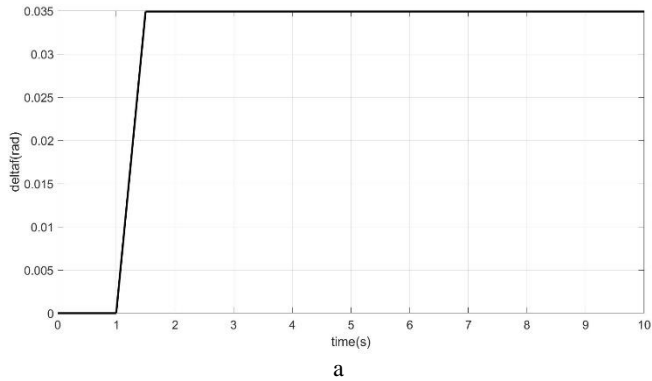
حالت	فاصله مرکز ثقل تا محور جلو (m)	فاصله مرکز ثقل تا محور عقب (m)
A state	۱.۰۱۵	۱.۸۹۵
B state	۱.۱۶۴	۱.۷۴۶
C state	۱.۴۵۵	۱.۴۵۵

بحث و نتایج

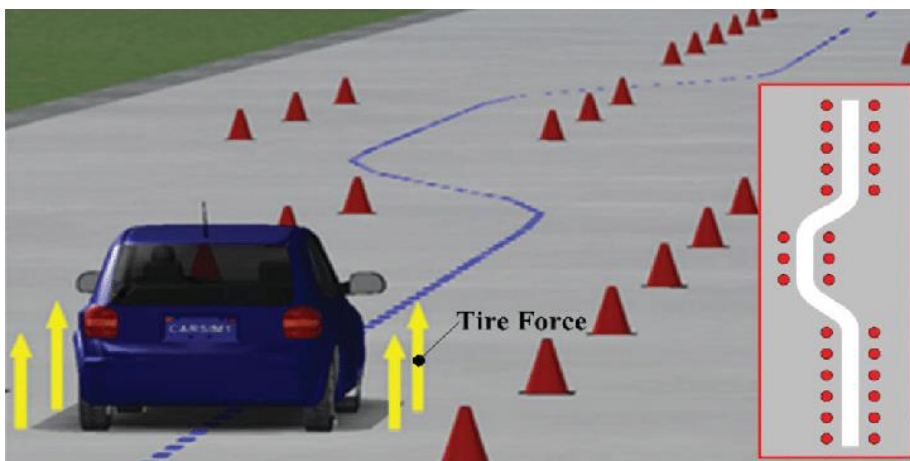
نتایج شبیه‌سازی برای دو مانور متفاوت ارائه می‌شود. انتخاب این مانورها بر این اساس بوده است که بتواند انعکاس دهنده پاسخ دینامیکی خودرو در شرایط مختلف باشد. از این جهت، مانور اول اعمال ورودی فرمان ثابت به خودرو در نظر گرفته شده است که این مانور از جمله تست‌های پایه‌ای دینامیک جانبی خودرو به حساب می‌آید و بیانگر قرارگیری خودرو در یک پیچ با شعاع ثابت می‌باشد. ضمن آن که این مانور را می‌توان ارزیابی دینامیک جانبی در حالت پایا^۱ قلمداد کرد زیرا که تغییرات سرعت چرخشی نسبت به زمان (به جز در حالت گذار) قابل چشم‌پوشی است. مطالعه رفتار دینامیک جانبی خودرو در حالت پایا از جهت‌های مختلف حائز اهمیت می‌باشد از جمله این که این امکان را فراهم می‌آورد که بررسی پارامترهایی همچون ضریب کم‌فرمانی، سرعت مشخصه و سرعت بحرانی انجام پذیرد [۱۶]. پروفیل زاویه فرمان در این مانور، در شکل ۴ نمایش داده شده است و بدین ترتیب در این مانور، پاسخ دینامیکی خودرو با تغییر پارامترهای مختلف نسبت به یک ورودی یکسان ارزیابی می‌گردد.

بر خلاف مانور اول، در مانور دوم با شبیه‌سازی یک مانور تغییر مسیر دو گانه، هدف ارزیابی پاسخ گذرای خودرو است؛ زیرا که در این حالت زاویه فرمان دائماً در حال تغییر است و تغییرات سرعت چرخشی قابل ملاحظه و غیر قابل چشم‌پوشی است. در عمل این مانور زمانی برای خودرو رخ می‌دهد که راننده تمایل داشته باشد از منعی عبور کند. بدین ترتیب، مطابق با شکل ۴، یک‌بار فرمان را در جهت مثبت چرخانده تا وارد خط (لاین) جدید شود. پس از آن، راننده فرمان را در جهت عکس می‌چرخاند تا خودرو دوباره به خط (لاین) قبلی برگردد و در انتها نیز برای صاف کردن راستای خودرو و حرکت در مسیر مستقیم، فرمان در جهت مثبت چرخانده می‌شود. همان‌گونه که در شکل ۵ تصویر شده است، در این آزمون، هدف طی نمودن یک مسیر مشخص می‌باشد که برای تحقق آن، زاویه فرمان با تغییر پارامترها، دستخوش تغییر می‌شود و از این جهت با مانور اول که زاویه فرمان در همه شرایط یکسان بود، متفاوت است.

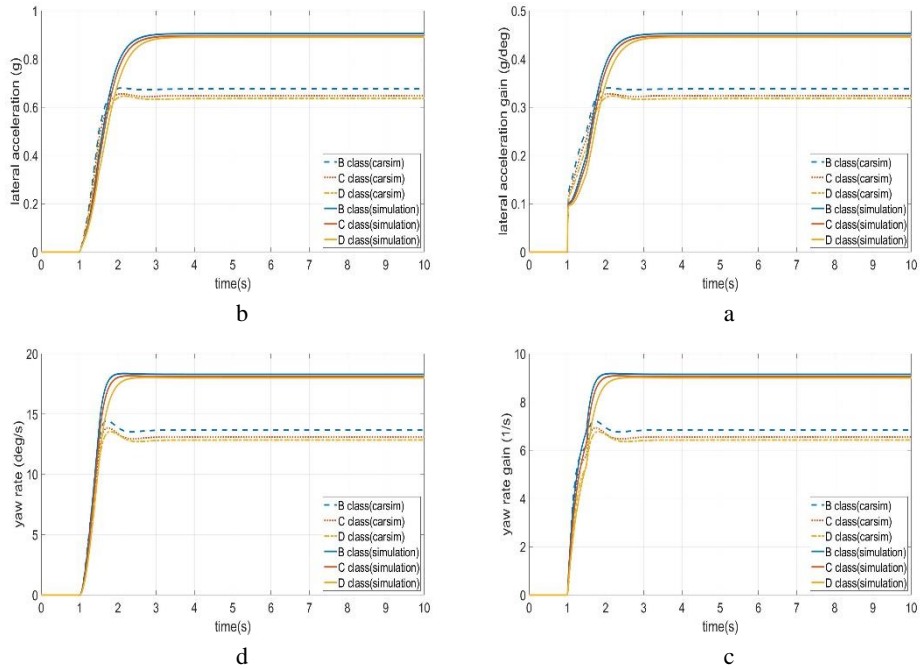
¹ Steade-state cornering



شکل ۴. نمودار زاویه فرمان در مانورها؛ a مانور اول، b مانور دوم.



شکل ۵. آزمون تغییر مسیر دوگانه.



شکل ۶. اثر تغییر جرم و ممان اینرسی در مانور اول. a: بهره شتاب جانبی، b: شتاب جانبی، c: بهره تغییرات سرعت زاویه‌ای، d: تغییرات سرعت زاویه‌ای.

همان‌طور که مشاهده می‌شود، بین نتایج حاصل از شبیه‌سازی و خروجی نرم‌افزار کارسیم یک اختلاف ۲۰ الی ۳۰ درصدی وجود دارد. این اختلاف ریشه در عوامل زیر دارد:

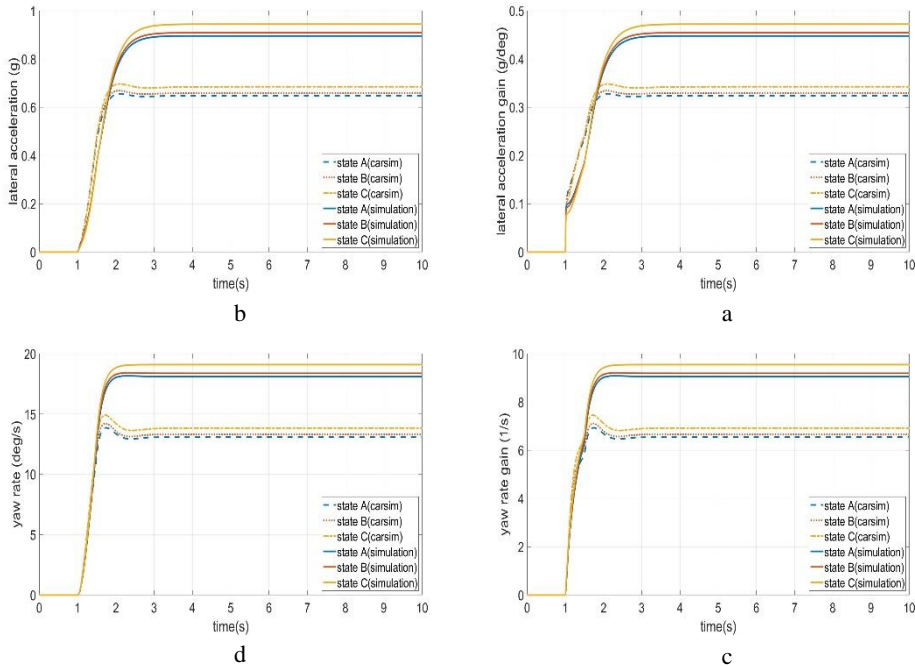
۱- درجات آزادی مدل شبیه‌سازی شده در متلب محدود است و این در حالی است که در بسته نرم‌افزاری کارسیم، تعداد درجات آزادی خودرو بسیار بیشتر بوده تا بدین ترتیب با نتایج واقعی مطابقت بیشتری داشته باشد. در نتیجه صرف‌نظر از برخی درجات آزادی دارای اهمیت کمتر در دینامیک جانبی، اختلافی بین نتایج شبیه‌سازی به وجود می‌آید.

۲- فرض وابستگی خطی نیروی جانبی تایر و زاویه لغزش

۳- برخی فرضیات ساده‌سازی دیگر از جمله مساوی بودن زاویه فرمان چرخ داخل و خارج پیچ و غیره مطابق با شکل ۶، با وجود این که زاویه فرمان از لحظه ۱ الی ۱/۵ ثانیه در حال تغییر است ولی تغییرات شتاب جانبی از لحظه ۱ ثانیه شروع می‌شود و تا حدود لحظه ۲/۵ ثانیه ادامه می‌یابد و از لحظه ۲/۵ ثانیه به بعد مقدار شتاب جانبی و تغییرات سرعت‌زاویه‌ای ثابت می‌ماند. با افزایش جرم و ممان اینرسی شتاب جانبی و سرعت زاویه‌ای کاهش می‌یابد. مشاهده می‌شود که خودروی سبک‌تر که دارای جرم و ممان اینرسی کمتری است، در مانور چابک‌تر بود و سریع‌تر به شتاب جانبی و سرعت چرخشی حالت پایدار می‌رسد.

تأثیر محل مرکز ثقل در شکل ۷ نمایش داده شده است و همان‌گونه که مشاهده می‌شود، با انتقال مرکز ثقل به سمت عقب خودرو، از وضعیت A تا C، مقدار شتاب جانبی و تغییرات سرعت زاویه‌ای افزایش یافته است و این افزایش در هر دو مدل متلب و کارسیم مشاهده می‌شود. با توجه به این که زاویه فرمان در شرایط مختلف ثابت است، افزایش

شتاب جانبی و سرعت چرخشی منجر به افزایش بهره آنها نیز شده است. خودرویی که شتاب جانبی و سرعت چرخشی بیشتری داشته باشد، در مانورها چابک‌تر بوده و با فرمان‌پذیری بیشتر، سریع‌تر در مسیر دلخواه راننده قرار می‌گیرد. از این جهت، این گونه می‌توان بیان نمود که با انتقال مرکز جرم به سمت عقب خودرو، فرمان‌پذیری خودرو بیشتر می‌شود و ضریب کم‌فرمانی کاهش می‌یابد. با توجه به این که ضریب کم‌فرمانی تابعی از اختلاف وزن محور جلو و عقب است، این تحلیل از این دیدگاه نیز مورد تأیید قرار می‌گیرد.

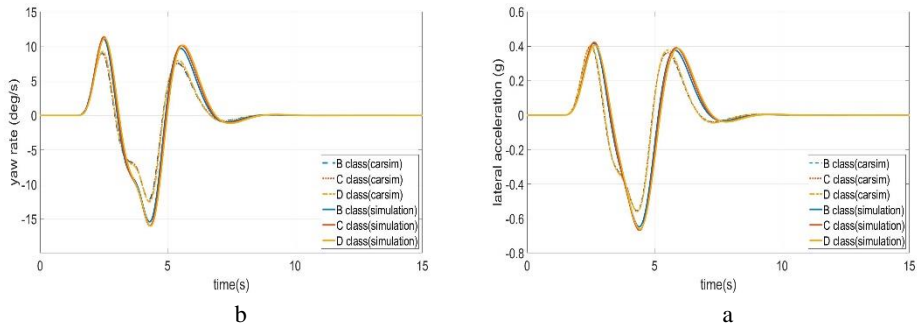


شکل ۷. اثر تغییر مرکز ثقل در مانور اول. a: بهره شتاب جانبی، b: شتاب جانبی، c: بهره تغییرات سرعت زاویه‌ای، d: تغییرات سرعت زاویه‌ای.

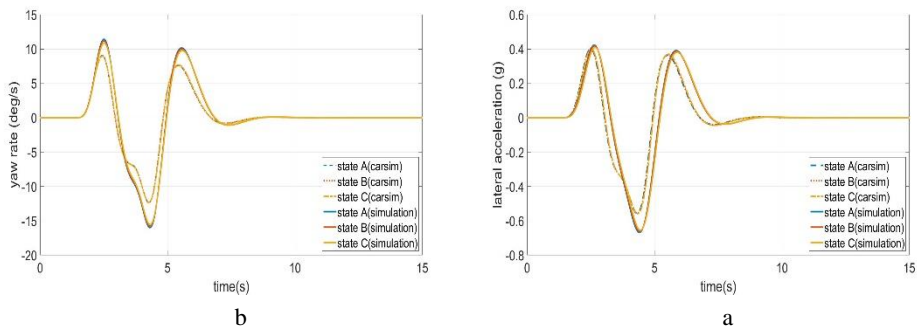
در مانور دوم، زاویه فرمان برای دنبال کردن تغییر مسیر دوگانه توسط راننده تنظیم می‌شود که یک نمونه از آن در شکل ۴ نمایش داده شده است. ولی بایستی توجه شود که پروفیل زاویه فرمان نسبت به زمان با تغییر پارامترها، دستخوش تغییر می‌شود و این گونه نیست که یک پروفیل زاویه فرمان در تمام شرایط شیب‌سازی به کار رفته باشد. همچنین نتایج نمایش داده شده شامل شتاب جانبی و سرعت چرخشی خودرو هستند زیرا که در این مانور و با تغییر زاویه فرمان، مطابق با رابطه ۸ و ۹، بهره شتاب جانبی و بهره سرعت چرخشی می‌تواند بی‌نهایت و تعریف نشده باشند. از این جهت، این پارامترها معمولاً در مطالعه فرمان‌پذیری پایا مورد بررسی قرار می‌گیرند.

تأثیر تغییر جرم و ممان اینرسی در شکل ۸ نمایش داده شده است و ملاحظه می‌شود که شتاب جانبی و سرعت چرخشی خودرو تغییر محسوسی نداشته‌اند. این قضیه در مورد تأثیر محل مرکز ثقل خودرو که در شکل ۹ نمایش داده شده است نیز مشاهده می‌شود. دلیل اصلی این موضوع به مانور تغییر مسیر دوگانه بر می‌گردد، چرا که در این مانور هدف دنبال کردن یک مسیر خاص برای تحقق تغییر مسیر توسط خودرو می‌باشد و راننده با اعمال زاویه فرمان مناسب،

بایستی خودرو را در مسیر دلخواه حرکت دهد. بنابراین تغییر پارامترهایی همچون جرم و ممان اینرسی خودرو، تأثیر خود را بر پاسخ دینامیکی کمتر نشان می‌دهند. با توجه به نتایج ارائه شده در مانور اول، می‌دانیم که خودروی سبک‌تر و یا خودرویی که مرکز ثقل آن به سمت عقب خودرو باشد، چابک‌تر است و این قضیه در مانور دوم نیز صادق است و هرچند که در نمودار شتاب جانبی و سرعت چرخشی نمود ندارد، اما در زاویه فرمان اعمالی توسط راننده نمود پیدا می‌کند. بدین صورت که با کاهش جرم و ممان اینرسی خودرو و یا با انتقال مرکز جرم به سمت عقب خودرو، برای طی کردن مانور تغییر مسیر دوگانه، زاویه کمتری به فرمان اعمال می‌شود.



شکل ۸. اثر تغییر جرم و ممان اینرسی در مانور دوم. a: شتاب جانبی، b: تغییرات سرعت زاویه‌ای.



شکل ۹. اثر تغییر مرکز ثقل در مانور دوم. a: شتاب جانبی، b: تغییرات سرعت زاویه‌ای.

نتیجه‌گیری

در مطالعه حاضر، تأثیر تغییر برخی پارامترها بر فرمان‌پذیری خودرو در خلال دو مانور مختلف بررسی شد. برای این منظور، دو مدل مختلف مورد بررسی قرار گرفت که یک مدل، مدل ساده دوچرخه‌ای خودرو دارای دو درجه آزادی و مدل دیگر، مدل کامل و پیچیده خودرو در نرم‌افزار کارسیم است. بر اساس نتایج، میزان و نحوه تأثیرگذاری تغییر پارامترها در هر دو مدل مشابه است. در مانور زاویه فرمان ثابت، با افزایش جرم و ممان اینرسی، شتاب جانبی و سرعت چرخشی کاهش پیدا می‌کند و این در حالی است که تغییر این پارامترها در مانور دوم تغییرات قابل توجهی را رقم نمی‌زند. همچنین جابجایی مرکز ثقل خودرو به سمت محور عقب باعث می‌شود که شتاب جانبی و سرعت چرخشی در مانور اول

افزایش یابند. به صورت کلی مشاهده شد که خوردوی با جرم و ممان اینرسی کمتر و خودرویی که مرکز ثقل آن به سمت عقب خودرو بیشتر متمایل باشد، در مانورها چابک تر بوده و فرمان پذیری بهتری داشته و در عین حال ضریب کم فرمانی کمتری دارد.

فهرست علائم

علائم انگلیسی	علائم یونانی	علائم انگلیسی	علائم یونانی
a_x	شتاب طولی، m/s^2	α	زاویه لغزش جانبی، rad
a_y	شتاب جانبی، m/s^2	δ_f	زاویه فرمان، rad
C_a	سختی جانبی تایر، N/rad	$\dot{\delta}$	سرعت چرخشی، rad/s
F_x	نیروی طولی، N		
F_y	نیروی جانبی، N		
G_{acc}	بهره شتاب جانبی، g/deg		
G_{yaw}	بهره سرعت چرخشی، 1/s		
I_z	ممان اینرسی، kgm^2		
l_f	فاصله مرکز ثقل تا محور جلو، m		
l_r	فاصله مرکز ثقل تا محور عقب، m		
m	جرم خودرو، kg		
v_x	سرعت طولی، m/s		
v_y	سرعت جانبی، m/s		

References

- [1] Mashhadi, B., & Rostami, R. (2008, May 13). *Comparison of the dynamic behavior of a dual-fuel passenger car with a base gasoline car*. 16th International Conference of Iranian Society of Mechanical Engineers, Tehran, Iran. <https://civilica.com/doc/40986/>
- [2] Nasiri, S., Sina, N., Khanaki, A., & Farkhondeh, H. (2014). Influence of Tire Inflation Pressure on Vehicle Steerability. *Iranian Rubber Magazine*, 18(74), 15. <https://www.magiran.com/paper/1349315>
- [3] Azadi, S., & Sina, N. (2015). Sensitivity Analysis of Vehicle Directional Stability and Dynamic Response Simulation in case of Tire and Road Friction Changing. *Iranian Rubber Magazine*, 20(79), 5. <https://www.magiran.com/paper/1477480>
- [4] Bevly, D. M., Ryu, J., & Gerdes, J. C. (2006). Integrating INS Sensors With GPS Measurements for Continuous Estimation of Vehicle Sideslip, Roll, and Tire Cornering Stiffness. *Institute of Electrical and Electronics Engineers Transactions on Intelligent Transportation Systems*, 7(4), 483-493. <https://doi.org/10.1109/TITS.2006.883110>
- [5] Lundquist, C., & Schön, T. B. (2009). Recursive Identification of Cornering Stiffness Parameters for an Enhanced Single Track Model. *International Federation of Automatic Control Proceedings Volumes*, 42(10), 1726-1731. <https://doi.org/10.3182/20090706-3-FR-2004.00287>
- [6] Sina, N., & Azadi, S. (2015, May 12-14). *Real-time Estimation of Tire Cornering Stiffness using Recursive Least Squares Method*. 23rd International Conference of Iranian Society of Mechanical Engineers, Tehran, Iran.

- [7] Salaani, M. K., Heydinger, G. J., & Grygier, P. A. (2006). Measurement and Modeling of Tire Forces on a Low Coefficient Surface. *Society of Automotive Engineers Transactions*, 115, 392-399. <https://doi.org/10.4271/2006-01-0559>
- [8] Ajami, M., Jannat, H., & Masih-Tehrani, M. (2020). The Effect of Tire Pressure Changes on Braking Efficiency and Necessity of Adjusting Tire Pressure Before Braking Test at Vehicle Technical Inspection Centers. *Automotive Science and Engineering*, 10(4), 3446-3456. <https://doi.org/10.22068/ase.2020.486>
- [9] Xu, N., Zhou, J., Li, X., & Li, F. (2021). Analysis of the Effect of Inflation Pressure on Vehicle Handling and Stability under Combined Slip Conditions Based on the UniTire Model. *Society of Automotive Engineers International Journal of Vehicle Dynamics, Stability, and NVH*, 5(3), 259-277. <https://doi.org/10.4271/10-05-03-0018>
- [10] D'Ambrosio, S., Vitolo, R., Salamone, N., & Oliva, E. (2018). Active Tire Pressure Control (ATPC) for Passenger Cars: Design, Performance, and Analysis of the Potential Fuel Economy Improvement. *Society of Automotive Engineers International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 11(5), 321-339. <https://doi.org/10.4271/2018-01-1340>
- [11] 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>
- [12] Sina, N., Esfahanian, V., & Yazdi, M. R. H. (2018). Introducing the Modified Tire Power Loss and Resistant Force Regarding Longitudinal Slip. *Society of Automotive Engineers International Journal of Passenger Cars - Mechanical Systems*, 11(2), 167-176. <https://doi.org/10.4271/06-11-02-0014>
- [13] Shafaei, S. M., & Mousazadeh, H. (2023). Motion energy perspective of tracked locomotion system of autonomous tractor-trailer robot. *Energy*, 264(4), 126520. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126520>
- [14] Nasiri, S., Rahimi Asiabaraki, H., & Arefian, M. (2022). Designing and Comparing the Performance of Rule-Based and Sliding Mode Controllers of Automotive Hydraulic Anti-Lock Braking System. *Karafan Quarterly Scientific Journal*, 19(3), 115-140. <https://doi.org/10.48301/kssa.2022.350886.2197>
- [15] Sina, N., Yazdi, M. R. H., & 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>
- [16] Sina, N., Yazdi, M. R. H., & 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>
- [17] Chen, G., Jiang, Y., Tang, Y., & Xu, X. (2023). Pitch stability control of variable wheelbase 6WID unmanned ground vehicle considering tire slip energy loss and energy-saving suspension control. *Energy*, 264, 126262. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.126262>
- [18] Torinsson, J., Jonasson, M., Yang, D., & Jacobson, B. (2022). Energy reduction by power loss minimisation through wheel torque allocation in electric vehicles: a simulation-based approach. *Vehicle System Dynamics*, 60(5), 1488-1511. <https://doi.org/10.1080/00423114.2020.1858121>
- [19] Gillespie, T. (1992). *Fundamentals of vehicle dynamics*. Society of Automotive Engineers international. <https://www.sae.org/publications/books/content/r-114/>