

شناسایی مدل نیروی تایر بر پایه داده‌های دستگاه آزمایش مقیاس شده جدید به منظور طراحی کنترل کننده‌ی غیر خطی لغزش طولی

سجاد آقاسی زاده شعراباف، مهدی میرزایی*

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند، آذربایجان شرقی، ایران

تاریخچه داوری:

دریافت: ۲۲ اسفند ۱۳۹۵

بازنگری: ۳۰ تیر ۱۳۹۶

پذیرش: ۱۵ شهریور ۱۳۹۶

ارائه آنلاین: ۲۳ شهریور ۱۳۹۶

کلمات کلیدی:

شناسایی
نیروهای اصطکاکی
لغزش طولی
روش کمترین مربعات غیرخطی
ترمز ضد قفل

چکیده: در این مقاله به شناسایی مدل‌های مناسبی از نیروهای اصطکاک طولی تایر به صورت آزمایشگاهی پرداخته می‌شود. بدین منظور یک وسیله آزمایشگاهی در مقیاس کوچک ساخته شده که در آن یک چرخ کوچک با یک دیسک دوار سنگین درگیر است و نیروهای اصطکاکی بین چرخ و دیسک برحسب لغزش اندازه‌گیری می‌شوند. در شناسایی مدل‌ها، از سرعت زاویه‌ای، لغزش و نیروی عمودی به عنوان ورودی و از نیروهای طولی که توسط سنسورها اندازه‌گیری می‌شوند به عنوان خروجی استفاده می‌شود. داده‌های تجربی مورد نیاز برای شناسایی به وسیله سنسورهای نیرو و جابه‌جایی زاویه‌ای جمع‌آوری شده و پارامترهای مربوط به مدل نیروها با روش حداقل مربعات غیرخطی محاسبه می‌شوند. مدل‌های شناسایی شده با داده‌های آزمایشگاهی دیگری که در شناسایی استفاده نشده‌اند، ارزیابی می‌شوند. نتایج نشان می‌دهد که مدل‌های شناسایی شده، خروجی دستگاه را بخوبی ردیابی می‌کند که در این میان، به ترتیب مدل‌های مبتنی بر مدل‌های داگوف، فیالا و شبه‌خطی کمترین میزان خطا را دارند. به عنوان یک نتیجه‌ی کاربردی، دینامیک غیرخطی دستگاه که شامل مدل نیروی شناسایی شده، مشخصات ابعادی و گشتاورهای ترمزی در مکانیزم واقعی است، شبیه‌سازی شده و در ادامه عملکرد سیستم ترمز ضدقفل با طراحی یک کنترل کننده‌ی غیرخطی مبتنی بر مدل مذکور بررسی می‌شود.

۱- مقدمه

امروزه یکی از مهم‌ترین اهداف سازندگان خودرو ارتقای راحتی سرنشینان و ایمنی سفر است. غیر از نیروهای آیرودینامیکی و نیروهای ثقلی، عمده نیروها و گشتاورهای مؤثر در حرکت خودروی زمینی از طریق تماس تایر چرخان با زمین تولید می‌شوند. از این رو درک مشخصات اساسی تعامل بین تایر چرخان و زمین، نقش اصلی را در مطالعه خصوصیات عملکرد، راحتی سفر و خوش‌فرمانی خودروهای زمینی ایفا می‌کند.

برای تحلیل ساختار و مطالعه نیروهای تایر از مدل‌های مختلف ریاضی استفاده می‌شود. مدل داگوف^۱، مدل جادویی و مدل فیالا^۲ به همراه برخی مدل‌های خطی از جمله مدل‌هایی هستند که جهت تحلیل نیروهای تایر استفاده می‌شود. این مدل‌ها توانایی خوبی در تحلیل نیروهای تایر دارند. در بین این مدل‌ها، مدل جادویی علی‌رغم دقت خوب دارای ضرایب و پارامترهای زیادی است که نیاز به امکانات آزمایشگاهی وسیع‌تری می‌باشد. مدل‌های دیگری از نیروهای تایر در پژوهش‌های دیگر مورد بررسی قرار گرفته است. در برخی مقالات از مدل نیرویی یونی-تایر^۳ استفاده شده است [۱].

این مدل که جهت کاربردهای کنترلی ارائه شده است، تعداد پارامترهای کمتری را داشته و از دقت بالایی در تخمین نیروهای طولی و جانبی تایر برخوردار است.

در یک پایان‌نامه دکترای کونگ [۲] که در سال ۲۰۱۳ انجام شده است، تمرکز اصلی بر روی توسعه یک دستگاه تست تایر با مقیاس کاهش یافته است که می‌تواند برای تعیین سفتی طولی و سفتی عرضی یک وسیله نقلیه با مقیاس ۱:۵ به کار رود. مدل نیروی تایر به کار رفته در این دستگاه آزمایش مدل داگوف می‌باشد. دستگاه تست دارای مکانیزم ساده‌ای می‌باشد که در آن از موتور DC و یک غلتک برای شبیه‌سازی جاده و یک موتور پله‌ای برای فراهم آوردن زاویه فرمان چرخ و از یک ترمز پرونی^۴ استفاده شده است. از مهمترین نواقص دستگاه ذکر شده این است که در آن امکان تغییر نیروی قائم وارد بر تایر در حین کار وجود ندارد و بنابراین داده‌های شناسایی نمی‌تواند در حوزه نیروی عمودی غنی باشد. از طرفی تایر استفاده شده در این دستگاه دارای نرمی و انعطاف زیادی نیست و عملاً از یک تایر توپر برای کاراستفاده شده است که این امر تشابه بین تایر مقیاس شده و تایر خودرو واقعی را تحت الشعاع قرار می‌دهد. سومین اشکال این دستگاه در استفاده از دینامومتر به جای دیسک با اینرسی معادل است. در این روش، تغییر سرعت دیسک (جاده) به صورت کنترل شده اعمال می‌شود.

- 1 Dugoff
- 2 Fiala
- 3 Uni-tire

نویسنده عهده‌دار مکاتبات: mirzaei@sut.ac.ir

به دست آوردن این ضرایب روش کمترین مربعات (L-S) است که نیازمند حدس‌های اولیه دقیقی می‌باشد و الگوریتم‌های زیادی مانند نیوتن، گرادیان کاهشی، شبکه‌های عصبی و... برای این روش به کار می‌رود. حساسیت پارامترها، داده‌های نویزدار، تعداد نقاط، روش آزمایش به کار رفته و ... از جمله مواردی هستند که بر روی ضرایب فرمول جادویی تأثیر دارند. این مقاله پیامدهایی را که در به دست آوردن این ضرایب با الگوریتم‌های متفاوتی با آن روبرو می‌شود، برجسته می‌سازد. نتیجه کلیدی و مهم این مقاله این است که الگوریتم‌های مختلف ضرایب مختلفی را برای شرایط مشابه نتیجه می‌دهند. در واقع طبیعت داده‌های ورودی و نوع الگوریتم در مورد مجموعه ضرایب مدل تصمیم می‌گیرد. تان و همکاران [۱۱] به دلیل غیرخطی بودن شدید مدل نیروبی LuGre و مشکل بودن شناسایی پارامترهای آن، یک روش دو مرحله‌ای برای شناسایی پارامترهای این مدل تأثیر بر اساس الگوریتم ژنتیک ارائه کردند. در گام اول چهار پارامتر اصطکاکی از طریق کنترل PD تخمین زده شده‌اند. در گام بعدی دو پارامتر دینامیکی از طریق یک کنترل PID به دست آمده است. در این دو گام، الگوریتم ژنتیک برای کمینه کردن خطاهای شناسایی به کار رفته است. در پژوهش کانوداس و لی [۱۲] مجموعه جدیدی از مدل‌هایی که رفتار دینامیکی نیروهای اصطکاکی را در بر می‌گیرد، آورده شده است. این مدل‌ها به مدل‌های دینامیکی تأیر معروف هستند و رفتار تأیر را بر اساس سطح تماس تشریح می‌کند که این تماس می‌تواند نقطه‌ای، خطی یا صفحه‌ای باشد. البته این نوع از مدل‌ها نیاز به سنسورهای سنجش سطح تماس و ثبت همزمان داده‌ها توسط دستگاه داده‌برداری می‌باشد.

در یک برگه اطلاعات فنی در سال ۲۰۱۶ [۱۳]، سعی شده تا مدل تغییر یافته‌ای با دقت بسیار زیاد بر پایه داده‌های آزمایشگاهی ارائه شود. در این مدل سعی شده تا کمترین تعداد پارامتر در مدل به کار گرفته شود. در مقالات جدید دیگری نیز همچنان به ایده تعیین پارامترهای مدل تأیر پرداخته می‌شود و این موضوع به عنوان یکی از مباحث روز صنعت خودرو مطرح است [۱۴-۱۶]. در این مراجع، روش‌های مختلف و جدید و گاهی دستگاه‌های آزمایش جدید برای شناسایی نیروها استفاده شده است.

در تمامی مطالعات صورت گرفته که در بالا مرور گردید، سعی شده تا برای یک تأیر مشخص مدل ریاضی مناسب تعریف شود و به مقایسه مدل‌های مختلف کمتر پرداخته شده است. ضمن این که مدل‌های نیروبی شناسایی شده در طراحی و شبیه‌سازی سیستم‌های کنترل خودرو استفاده نشده است. در مطالعه حاضر، برای دستگاه آزمایشگاهی ساخته شده در مقیاس کوچک، مدل‌های ریاضی مختلف برای نیروهای تأیر از بین مدل‌های متداول انتخاب و پارامترهای آن‌ها با استفاده از داده‌های تجربی شناسایی می‌شوند. دستگاه آزمایشگاهی مذکور، با هدف شبیه‌سازی دینامیکی عملکرد ترمز در حالت‌های با و بدون سیستم کنترلی (سیستم ترمز ضدقفل) با ایده‌ای نوآورانه و با بیشتری سطح تطبیق با نمونه واقعی ساخته شده است. در این دستگاه امکان سنجش نیروی طولی، همزمان با تغییر نیروی قائم بر اساس یک تأیر با مقیاس کوچک ولی با شرایط و مشخصات تأیرهای بزرگ

روناپی و ویثیا [۳] یک مدل اصطکاکی نیروبی برای تخمین نیروهای تأیر در دستگاه با مقیاس ۱:۱۰ در شرایط رانش ارائه دادند که با خطی‌سازی این مدل و کاهش مرتبه، به یک مدل خطی قابل استفاده برای کاربردهای کنترل رسیدند. از دیگر ویژگی‌های این تحقیق، مقایسه جامع نتایج برای تأیر واقعی و تأیر با مقیاس آزمایشگاهی است که با توجه به مقایسه انجام‌شده، نتایج تطابق خوبی با مدل تأیر واقعی خودرو دارد. گو و دنگ [۴] در سال ۲۰۰۸ مدل نیروبی تأیر با نام یونی-تأیر را بر روی یک شبیه‌سازی در مقیاس واقعی به کار بردند. در این تحقیق، یک مدل با مرتبه پایین و یک مدل با مرتبه بالا تشریح شد و در انتها نتایج حاصل از شبیه‌سازی و نتایج مدل نیروبی یونی-تأیر مقایسه و بحث گردید. در کار دیگری گاراتیو بیتانتی [۵] مسأله تخمین پارامترهای ناشناخته مدل پژو یا همان مدل جادویی را از طریق اندازه‌گیری رفتار خودرو بررسی کردند. گوستافسون [۶] یک روش برای تخمین اصطکاک تأیر-جاده در طی رانندگی عادی تنها با کاربرد لغزش چرخ به کار برد. در این تحقیق، رابطه فیزیکی بین پارامترها و نیروی اصطکاکی بیشینه از داده‌های میدانی حاصل از خودروی ولوو ۸۵۰ جی‌ال‌تی که به عنوان خودروی تست می‌باشد، تعیین می‌شد. مهم‌ترین مشکل این روش حساسیت به نوع تأیر و شرایط می‌باشد و بهتر است قبل از پیاده‌سازی و انجام تست موضوع خود کالیبراسیون^۲ به دقت بررسی شود. وسلی و گریمز [۷] یک دید کلی و اساسی از داده‌های آزمایش تأیر ارائه کردند و سپس تکنیکی برای استخراج پارامترهای تأیر مورد نیاز برای به کار بردن در مدل‌سازی و شبیه‌سازی کامپیوتری ارائه کردند. در انتهای مقاله، نویسنده پیشنهاد می‌کند که کار بررسی و مطالعه روی استخراج مقادیر بیشینه اصطکاک برای اصطکاک لغزشی انجام شود.

کسالتر و همکاران [۸] در سال ۲۰۱۴ ویژگی‌های گذرا و پایای تأیر موتور سیکلت در حضور تغییرات فشار باد تأیر از کم تا زیاد مورد بررسی قرار دادند. آزمایش‌ها بر روی یک ماشین دیسکی چرخان ویژه انجام شده است. سه مجموعه از تأیرها مورد بررسی قرار گرفته و بعد از بحث و تحلیل نتایج آزمایشگاهی با مدل جادویی مطابقت داده شده است. وابستگی ضرایب فرمول جادویی به فشار باد چرخ تحلیل گردیده و منحنی‌های میان‌یابی ارائه شده است. در مقاله دیگری لاگنر و همکاران [۹] در سال ۲۰۱۴، به خاطر پیشرفت‌هایی که در تکنیک‌های شبیه‌سازی وسیله نقلیه انجام شد، مدل‌سازی تأیر اهمیت به خصوصی پیدا کرد، بنابراین نه تنها بخاطر نتایج کمی قابل اطمینان بلکه همچنین توسعه محدوده فرکانس بالا و امکان محاسبه ساختار سطح جاده کوچک‌تر از سطح تأیر مورد توجه قرار دادند. آلاگاپان و همکاران [۱۰] در سال ۲۰۱۴ الگوریتم‌های مختلفی که برای استخراج ضرایب مدل فرمول جادویی به کار رفته است را با یکدیگر مقایسه کردند. به دلیل طبیعت غیرخطی و تعداد زیاد ضرایب مدل نیروبی جادویی، به دست آوردن این ضرایب کار سراسر و راحتی نیست، یکی از تکنیک‌های

1 Pacejka
2 Self-calibration

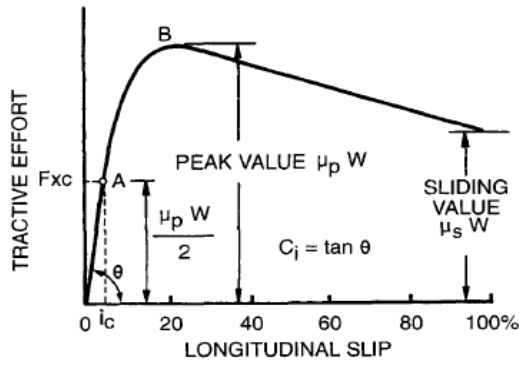


Fig. 1. Traction force vs longitudinal slip [17]
 شکل ۱: نمودار نیرو بر حسب لغزش [۱۷]

در ابتدا گشتاور چرخ و نیروی طولی با لغزش رابطه خطی دارند زیرا لغزش در بدو امر عمدتاً به علت تغییر فرم الاستیک آج تایر می‌باشد، این حالت با ناحیه OA در شکل ۱ نشان داده شده است. در لغزش پایین رابطه تقریباً خطی است و نیروهای طولی را می‌توان به صورت معادله زیر بیان کرد [۱۷]:

$$F_x = C_i \lambda \quad (2)$$

$$C_i = \tan \theta = \left. \frac{\partial F_x}{\partial \lambda} \right|_{\lambda=0} \quad (3)$$

که C_i سفتی طولی می‌باشد. در لغزش بالاتر رابطه بین نیرو و لغزش به شدت غیرخطی می‌شود که با ناحیه AB در منحنی شکل ۱ نشان داده شده است و تابع متناظر با این ناحیه نیز تابع پیچیده‌ای می‌باشد که در بخش مدل‌ها بیشتر توضیح داده شده است.

لغزش بیش از این حد موجب بروز شرایط ناپایدار خواهد شد، به طوری که نیروی طولی از مقدار ماکزیمم $\mu_p W$ سریعاً کاهش پیدا کرده و به مقدار خالص $\mu_s W$ می‌رسد. که W بار قائم وارد بر تایر، μ_p و μ_s به ترتیب چسبندگی جاده‌ای در حدهای ماکزیمم و لغزشی را معرفی می‌کنند. مقادیر متوسط ضریب جذب ماکزیمم و لغزش روی سطوح مختلف در جدول ۱ آمده است.

Table 1. The peak and sliding values of friction coefficient on various surface [17]

جدول ۱: مقادیر متوسط ضریب جذب ماکزیمم و لغزش روی سطوح مختلف [۱۷]

مقدار ماکزیمم μ_p	مقدار لغزشی μ_s	نوع سطح
۰/۸-۰/۹	۰/۷۵	آسفالت و بتن (خشک)
۰/۵-۰/۷	۰/۴۵-۰/۶	آسفالت (خیس)
۰/۸	۰/۷	بتن (خیس)
۰/۶	۰/۵۵	شن
۰/۸۶	۰/۶۵	جاده خاکی (خشک)
۰/۵۵	۰/۴-۰/۵	جاده خاکی (خیس)
۰/۲	۰/۱۵	برفی
۰/۱	۰/۰۷	یخ

دیده شده است. همچنین برای بار مقابل ترمزگیری دقیقاً مشابه یک خودرو واقعی از اینرسی استفاده شده است، در حالی که در کارهای مشابه اکثراً از دینامومترهای الکتریکی برای بارگذاری مجازی استفاده شده است. بنابراین شناسایی مدل نیروی اصطکاکی آن برای طراحی کنترل کننده‌های مبتنی بر مدل بسیار مناسب است. در مطالعات پیشین مانند مرجع [۲۲] از روش‌های کنترلی استفاده می‌شود که بر اساس رفتار عمل می‌کنند و به دینامیک مدل کاری ندارند. در این مطالعه ضمن تشریح مشخصات دستگاه جدید، مدل نیروهای مختلف برای آن شناسایی و با یکدیگر مقایسه می‌شوند. در نهایت از بین مدل‌های شناسایی شده یک مدل مناسب‌تر انتخاب و بر مبنای آن یک قانون کنترل غیرخطی با استفاده از ایده‌ی پیش‌بین برای جلوگیری از قفل شدن چرخ طراحی می‌شود. عملکرد کنترل کننده‌ی مبتنی بر مدل شناسایی شده به صورت نظری در نرم افزار سیمولینک متلب شبیه‌سازی می‌شود. بر این اساس، شرایط قفل شدن چرخ در حالت ترمزگیری شدید و جلوگیری از این پدیده با اعمال کنترل کننده بررسی خواهد شد. بدین ترتیب عملکرد مدل غیرخطی شناسایی شده برای نیروهای تایر در حالت‌های فوق قابل ارزیابی می‌باشد. این مطالعه می‌تواند پایه و مرجع تجربی مناسب برای مطالعات بسیاری در آینده باشد که به بررسی و کنترل دینامیک طولی خودرو می‌پردازند.

۲- مدل‌سازی نیروهای تایر

در این بخش ابتدا رفتار نیروهای تایر تشریح شده و سپس مدل‌های رایج برای نیروهای تایر که پارامترهای آن‌ها بر اساس دستگاه آزمایش موجود شناسایی خواهد شد می‌پردازیم.

۲-۱- رفتار نیروهای تایر

وقتی یک گشتاور محرک یا ترمزی بر تایر اعمال گردد، نیروی رانشی و یا ترمزی در سطح تماس تایر با زمین ایجاد می‌گردد. آج‌های تایر در جلو و داخل سطح تماس فشرده می‌شوند. به طور همزمان، تغییر فرم برشی در دیواره کناری هم ایجاد می‌گردد. چون قبل از ورود به ناحیه تماس آج‌ها فشرده می‌شوند، مسافت پیموده شده تایر تحت گشتاور محرک کمتر از مسافت مربوط به حالت غلتش آزاد خواهد بود. این پدیده به لغزش طولی معروف است که برای حالت ترمزی نیز به صورت عکس اتفاق می‌افتد. لغزش طولی چرخ محرک خودرو وقتی گشتاور ترمزی بر آن اعمال می‌گردد به صورت زیر معرفی می‌شود [۱۷]:

$$\lambda = \left(1 - \frac{r\omega}{V}\right) = \left(1 - \frac{r_e}{r}\right) \quad (1)$$

که در این رابطه V معرف سرعت مرکز چرخ، ω سرعت زاویه‌ای آن، r شعاع غلتش در حالت غلتش آزاد و r_e شعاع غلتش مؤثر تایر می‌باشد.

در شرایط دائمی، نیروی طولی ایجاد شده در تایر، متناسب با گشتاور اعمالی بوده و لغزش هم به صورت تابعی از نیروی طولی است. به طور کلی،

$$\begin{cases} \mu = \mu_o - \lambda(\mu_o - \mu_s) \\ \lambda^* = \frac{\mu F_z}{2C_i} \end{cases} \quad (5)$$

۲-۲-۲ مدل شبه خطی

در این مدل که در مرجع [۱۹] به آن اشاره شده است، نیروی طولی تایر با نیروی عمودی رابطه خطی دارد و رابطه لغزش با نیروی نرمال به صورت یک تابع غیر خطی می‌باشد. معادله این مدل به صورت معادله زیر می‌باشد:

$$\begin{cases} F_x = \mu(\lambda) F_z \\ \mu(\lambda) = \frac{2\mu_p \lambda_p \lambda}{\lambda^2 + \lambda_p^2} \end{cases} \quad (6)$$

که μ_p ضریب اصطکاک و λ_p نسبت لغزش هنگامی که ماکزیمم اصطکاک اتفاق می‌افتد.

۲-۲-۳ مدل داگوف

در مدل داگوف، نیروهای طولی F_x و نیروهای عرضی F_y در شرایط لغزش ترکیبی به صورت معادلات زیر می‌باشند [۱۷]:

$$F_x = C_i \frac{\lambda}{1-\lambda} f(s) \quad (7)$$

$$F_y = C_\alpha \frac{\tan(\alpha)}{1-\lambda} f(s) \quad (8)$$

$$S = \frac{\mu F_z (1-\lambda) \left(1 - \varepsilon_r V \sqrt{\lambda^2 + \tan(\alpha)^2}\right)}{2 \left[(C_i \lambda)^2 + (C_\alpha \tan(\alpha))^2 \right]^{\frac{1}{2}}} \quad (9)$$

$$\begin{cases} f(s) = (2-s)s & \text{if } s < 1 \\ f(s) = 1 & \text{if } s > 1 \end{cases} \quad (10)$$

$f(s)$ یک تابع وزنی است که ضریب اصطکاک را مطابق با بار عمودی F_z و پارامترهای لغزش پیشنهاد می‌کند. در روابط فوق، ضریب کاهش چسبندگی است. ضرایب C_i و C_α به ترتیب سفتی طولی و جانبی تایر را نشان می‌دهد. α لغزش جانبی و λ لغزش طولی و μ ضریب اصطکاک تایر و جاده است.

۳- معرفی دستگاه آزمایش

دستگاه آزمایش که توسط نویسندگان این مقاله طراحی و ساخته شده است، از یک دیسک با ممان اینرسی بالا به عنوان اینرسی معادل جرم خودرو و یک تایر آجدار لاستیکی بادی کوچک به عنوان تایر وسیله نقلیه استفاده شده است و ترمز به کار رفته از نوع پرونی می‌باشد. همچنین از یک قاب جهت سوار شدن کل مجموعه استفاده شده است. این دستگاه به سنسورهایی برای سنجش نیروی طولی و قائم، زاویه دورانی تایر و دیسک مجهز شده است. این قابلیت، امکان سنجش و همچنین تغییر نیروی قائم را فراهم می‌کند که یکی از مزیت‌های این دستگاه نسبت به نمونه‌های مشابه

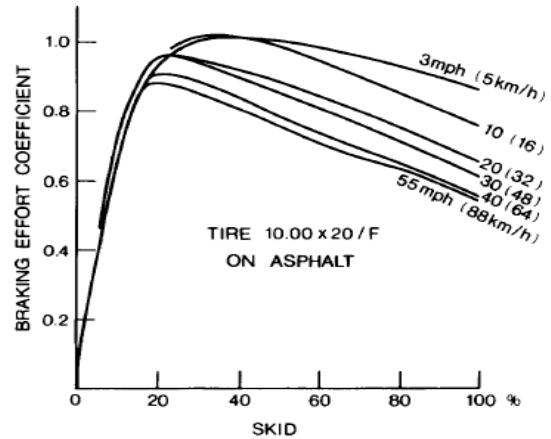


Fig. 2. The effect of speed on the characteristics of braking force and slip [17]

شکل ۲: تأثیر سرعت بر روی مشخصات ضریب نیروی ترمزی- لغزش [۱۷]

سرعت و بار قائم بیش از سایر پارامترها روی رفتار نیروی تایر تأثیر دارند. شکل ۲ تأثیر سرعت بر روی مشخصات ضریب نیروی ترمزی- سرخوردگی در مورد تایر در سطح آسفالت خشک را نشان می‌دهد. چنانچه در شکل ۲ دیده می‌شود تأثیر سرعت در عملکرد رانشی و ترمزگیری قابل تأمل است.

۲-۲- معرفی مدل‌های نیروی تایر

در هر سیستم با توجه به اهداف تحلیل سیستم می‌توان از مدل‌های مختلفی با سطح پیچیدگی‌های مختلف استفاده کرد. انتخاب مدل و روش شناسایی با توجه به نوع سیستم صورت می‌گیرد. در این مقاله مدل‌های فیالا، شبه خطی و داگوف به واسطه‌ی دقت بالا، سادگی ساختار و پارامترهای محدود استفاده شده در مدل، برای شناسایی مورد استفاده قرار می‌گیرند. مدل‌های دیگر مثل مدل فرمول جادویی هر چند دقت بالایی دارند اما به دلیل پارامترهای زیاد و وابستگی به متغیرهای مختلف، نیاز به تست‌ها و داده‌های بسیار زیاد دارد که برای دستگاه آزمایشگاهی موجود در این مقاله، برای شناسایی مورد استفاده قرار نگرفته است. در ادامه، ابتدا روابط حاکم بر سه مدل فیالا، داگوف و شبه خطی معرفی می‌شوند و سپس این مدل‌ها با داده‌های آزمایشگاهی شناسایی می‌شوند.

۲-۲-۱- مدل فیالا

در مدل فیالا توزیع فشار نرمال روی مستطیل تماس به صورت سهموی فرض شده است و ضریب اصطکاک استاتیکی (اصطکاک در لغزش صفر) همراه با ضریب اصطکاک دینامیکی (اصطکاک در لغزش کامل) برای تعریف اصطکاک خطی، به کار می‌رود [۱۸]. در مدل فیالا رابطه نیروی طولی به صورت معادله (۴) است:

$$f(x) = \begin{cases} C_i \lambda & \text{if } |\lambda| \leq \lambda^* \\ \text{sgn}(\lambda) \left\{ \mu F_z - \frac{(\mu F_z)^2}{4C_i |\lambda|} \right\} & \text{if } |\lambda| > \lambda^* \end{cases} \quad (4)$$

که روابط μ و λ^* به صورت زیر است:

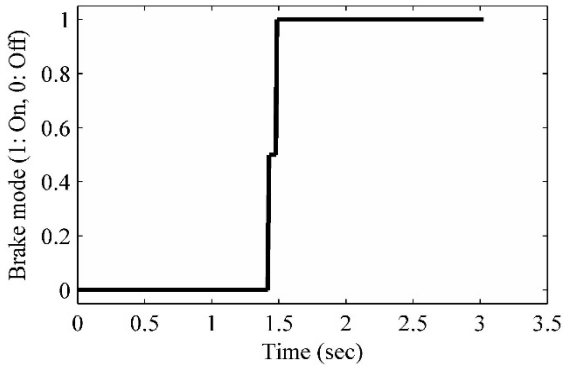


Fig. 4. Applied braking input
شکل ۴: ورودی ترمزی اعمال شده

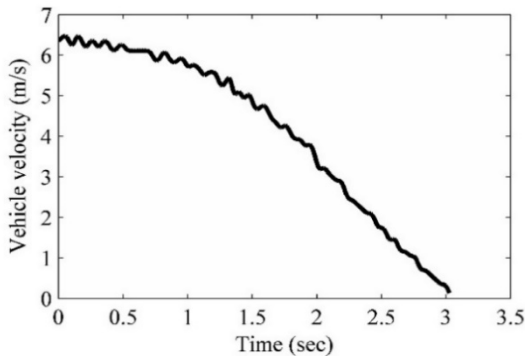


Fig. 5. Vehicle velocity during braking
شکل ۵: سرعت خودرو در اثر ورودی ترمز

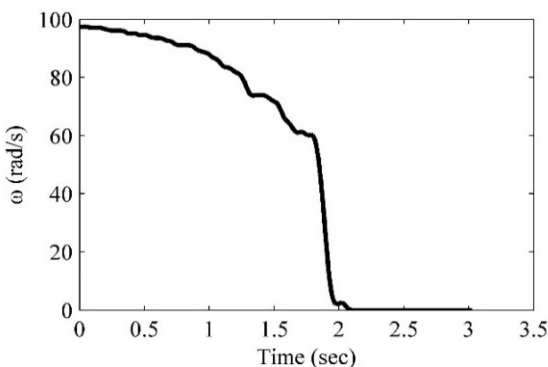


Fig. 6. Tire rotational speed during braking
شکل ۶: سرعت زاویه‌ای تایر در اثر ورودی ترمزی

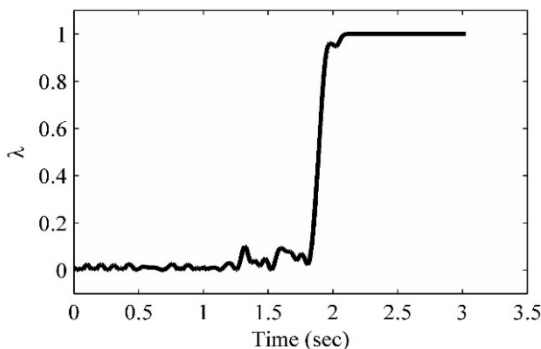


Fig. 7. Tire slip during braking
شکل ۷: لغزش تایر در اثر ورودی ترمزی

به شمار می‌رود. همچنین برای تأمین نیروی قائم تماسی بین تایر و دیسک در بالای بازوی فوقانی وزنه‌های فلزی که نماینده وزن یک چهارم خودرو است به کار گرفته شده است. در شکل ۳ دستگاه آزمایش، نمایش داده شده است. تمایز ویژه این دستگاه با نمونه‌های مشابه از چند جهت قابل توجه است. اول اینکه در این دستگاه از تایری با قطر ۶۱ میلی‌متر و عرض ۱۸ میلی‌متر استفاده شده که قابل انعطاف بوده و دارای آجهایی مشابه تایرهای خودرو است. از این‌رو همان‌طور که در نتایج نهایی نشان داده شده است می‌توان انتظار داشت که رفتار تایر با مقیاس ۱۰ برابر کوچکتر از تایرهای مرسوم، تشابه عملکردی مناسبی با تایر خودروهای سواری داشته باشد. از سوی دیگر، در این دستگاه بر خلاف بسیاری از دستگاه‌های استفاده شده در مراجع [۲ و ۴] از دینامومترهای رایج برای ایجاد بار مجازی مقابل تایر استفاده نشده است و دینامیک طولی خودرو با تبدیل به یک دینامیک دورانی معادل، برای بارگذاری در مقابل نیروهای تایر، به کار گرفته شده است.

۳-۱- آنالیز ابعادی:

برای آنالیز ابعادی دستگاه آزمایش شده، دو پارامتر زمان و همچنین نسبت قطر تایر به فاصله توقف ثابت در نظر گرفته شده‌اند و نسبت تبدیل و مقیاس در طراحی دستگاه، عدد ۱/۱۰ فرض شده است. از این رو و با انجام محاسبات مربوط به سرعت خودرو، سرعت دورانی تایر در خودرو و دستگاه مقیاس شده ثابت می‌ماند. همچنین مطابق آنچه گفته شد، ابعاد تایر در دستگاه در هر سه جهت ۱۰ برابر کوچک‌تر انتخاب شده است که با فرض ثابت بودن چگالی، به جرمی ۱۰۰۰ برابر کمتر منجر می‌شود. بنابراین با معادل سازی انرژی حرکت طولی طبق رابطه زیر، اینرسی مورد نیاز برای دیسک استخراج خواهد شد.

$$E = \frac{1}{2}mv^2 \equiv \frac{1}{2}I\omega^2 \quad (11)$$

طبق توضیحاتی که داده شد، در رابطه فوق، جرم معادل ۱/۱۰۰۰ جرم یک چهارم خودرو و سرعت طولی در مدل معادل ۱/۱۰ سرعت طولی خودرو در نظر گرفته می‌شود.



Fig. 3. Test rig
شکل ۳: دستگاه آزمایش استفاده شده

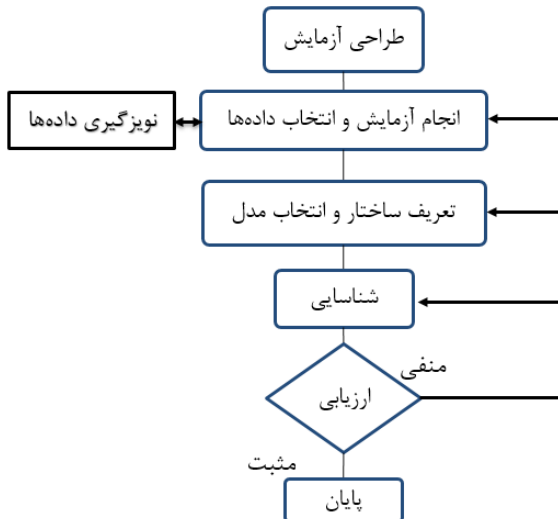


Fig. 10. Identification chart
شکل ۱۰: فلوجارت مراحل شناسایی [۲۱]

مدل‌سازی است که با استفاده از نتایج حاصل از یک آزمایش تجربی انجام می‌شود [۲۱].

مدل‌سازی یک سیستم به سه صورت انجام می‌شود: مدل آزمایشگاهی، مدل ذهنی و زبانی و مدل ریاضی که متداول‌ترین نوع مدل‌سازی می‌باشد و بیانگر یک رابطه ریاضی بین ورودی و خروجی سیستم است که معمولاً با یک معادله دیفرانسیل بیان می‌شود. مدل‌سازی ریاضی به سه دسته تقسیم می‌شود: مدل‌سازی جعبه سفید^۱، مدل‌سازی جعبه سیاه^۲ و مدل‌سازی جعبه خاکستری^۳. در این مقاله از روش مدل‌سازی جعبه خاکستری برای مدل‌سازی زیر سیستم تأیر از مجموعه سیستم ترمز خودرو، استفاده شده است که در این روش ساختار مدل با استفاده از قوانین فیزیکی و یا مدل‌های رفتاری رایج به دست می‌آید، ولی به جای به دست آوردن مقادیر تک‌تک پارامترها از طریق آزمایش، از سیگنال‌های ورودی و خروجی نمونه‌برداری کرده و سعی می‌شود با استفاده از این داده‌ها مقادیر پارامترها تخمین زده شود. بنابراین در این روش ساختار مدل با استفاده از قوانین حاکم بر سیستم (مدل‌سازی جعبه سفید) و مقادیر پارامترهای مدل با استفاده از ورودی و خروجی‌های سیستم (مدل‌سازی جعبه سیاه) به دست می‌آید. به همین علت به این نوع مدل‌سازی، مدل‌سازی جعبه خاکستری یا ترکیبی نیز گفته می‌شود. به طور کلی شناسایی هر مجموعه با روند معرفی شده در فلوجارت نمایش داده شده در شکل ۱۰ انجام می‌پذیرد.

با این روش علاوه بر تخمین نیروهای تماسی تأیر و جاده و همچنین ضریب اصطکاک، به صورت کلی معادله رفتاری نیروی طولی تأیر استخراج می‌گردد. برای این کار از دستگاه آزمایش استفاده شده است که شامل تأیر و یک دیسک با اینرسی بالاست که در تماس با یکدیگر هستند. دیسک به

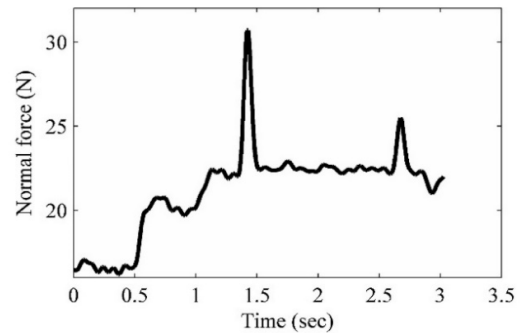


Fig. 8. Normal force during braking

شکل ۸: نیروی عمودی در زمان ترمزگیری

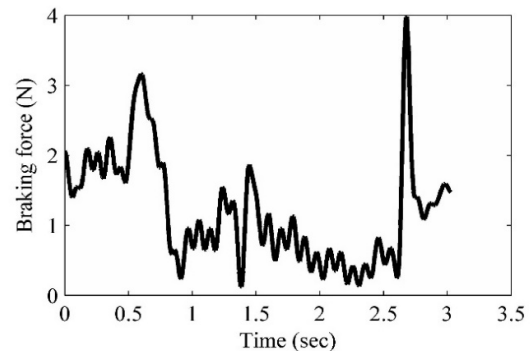


Fig. 9. Braking force during braking

شکل ۹: نیروی ترمزی در زمان ترمزگیری

۳-۲- راه اندازه‌ی و داده‌های اولیه:

برای راه اندازه‌ی دستگاه، پس از تنظیم درایور، موتور دستگاه روشن شده و در تماس نزدیک با دیسک قرار می‌گیرد و پس از رساندن سرعت دورانی دیسک به مقدار مطلوب موتور از دیسک جدا می‌شود و برای مدت ۳ ثانیه داده‌برداری از سنسورهای دستگاه انجام می‌گیرد.

به عنوان نمونه ورودی ترمزی مطابق شکل ۴ اعمال می‌شود، نتایج سرعت خطی و سرعت زاویه‌ای تأیر بر حسب زمان و لغزش طولی تأیر و نیروی عمودی و نیروی طولی تأیر به ترتیب در شکل‌های ۴ تا ۹ برای یک بار داده‌برداری نمایش داده می‌شود. لغزش طولی نمایش داده شده در شکل ۷ از اعمال رابطه (۱) بر روی خروجی‌های سرعت خودرو (شکل ۵) و سرعت زاویه‌ای تأیر (شکل ۶) به دست آمده است. این یک مانور ترمزگیری شدید است که در ادامه و به عنوان نمونه شبیه‌سازی شده است.

۴- شناسایی سیستم آزمایشگاهی

به صورت کلی، هدف از مدل‌سازی یافتن روابط ریاضی بین ورودی‌ها و خروجی‌های یک سیستم است. یعنی اگر سیگنالی مشابه سیگنال ورودی سیستم به مدل اعمال گردد خطای خروجی‌های سیستم اصلی و مدل شبیه‌سازی شده کمینه باشد. برای مدل‌سازی یک سیستم روش‌های مختلف وجود دارد که می‌تواند با استفاده از نتایج تجربی حاصل از آزمایش و یا قوانین فیزیکی حاکم بر سیستم صورت گیرد. شناسایی سیستم یک روش خاص از

1 White-box modeling
2 Black-box modeling
3 Gray-box modeling

به روش شناسایی حداقل مربعات غیرخطی به دست می‌آیند. ورودی دستگاه گشتاور ترمزی و خروجی‌های دستگاه، سرعت‌های زاویه‌ای تایر و دیسک، لغزش طولی و نیروهای تایر هستند که در شکل ۱۲ نشان داده شده است. از این مدل در انتها، برای بررسی مدل شناسایی شده استفاده خواهد شد. یکی از روش‌های شناسایی تکراری، روش حداقل مربعات غیرخطی است که از مهم‌ترین روش‌های شناسایی به شمار می‌رود. در این روش این واقعیت همواره در نظر گرفته می‌شود که تمامی اطلاعات اندازه‌گیری با خطا و نویز همراه است. در روش حداقل مربعات هدف اصلی این است که پارامترها به گونه‌ای تخمین زده شوند که مجموع مربعات خطای حاصل از مقایسه خروجی مدل و خروجی اندازه‌گیری شده از دستگاه آزمایش برای همه نمونه‌های داده (i) و همبندطور همه تکرارهای (k) حداقل ممکن گردد. روش حداقل مربعات غیرخطی از بین روش‌های موجود در شناسایی، به دلیل سرعت بالا در پاسخ‌دهی، قابلیت شناسایی با داده‌های آغشته به نویز، توانایی بسیار بالا در شناسایی جعبه خاکستری و الگوریتم قابل پیاده‌سازی برای مدل غیرخطی انتخاب شده است.

برای شناسایی سیستم تعلیق مورد نظر، ابتدا پارامترهای سیستم تعلیق که همان ضریب فنریت تایر، میرایی تایر و ضرایب مرتبه ۱، ۲ و ۳ از جابه‌جایی فنر و مرتبه ۱ و ۲ از سرعت اعمال شده به میراکننده تعلیق است به ترتیب به صورت بردار θ_k برای تکرار k ام طبق رابطه (۳) تعریف می‌شود:

$$\begin{aligned} \theta_{k_Dugoff} &= [C_i \quad \mu \quad \varepsilon_r]^T \\ \theta_{k_Fiala} &= [C_i \quad \mu_0 \quad \mu_s]^T \\ \theta_{k_Semi-linear} &= [\lambda_p \quad \mu_0]^T \end{aligned} \quad (14)$$

حال با فرض θ اولیه، θ های تکرار بعد در یک روش تکراری به گونه‌ای به دست می‌آید که خطای همه خروجی‌های دستگاه آزمایش و خروجی‌های مدل شناسایی شده (مدلی که از θ آن مرحله به دست آمده) در همه زمان‌های نمونه‌برداری به حداقل ممکن برسد. در این روش بردار خطای خروجی‌های اندازه‌گیری شده برای داده نمونه‌ی i ام به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$e_i = ([F_x(k)] - [\hat{F}_x(k)])^2 \quad (15)$$

در این مقاله θ از روش تکراری لونبرگ-مارکارد۲ استخراج می‌شود. در این روش مشابه سایر روش‌های شناسایی تکراری، مقادیر θ در هر مرحله با داشتن θ تکرار قبل محاسبه می‌شود. بنابراین، پارامترهای سیستم شناسایی شده طبق رابطه‌ی (۱۶)، بر اساس تابع برداری خطا و اطلاعات تکرار قبل بروز شده و بهینه می‌شوند.

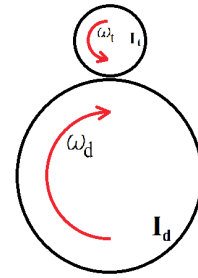


Fig. 11. Schematic of test rig
شکل ۱۱: شماتیک دستگاه آزمایش

منظور شبیه‌سازی دینامیک طولی خودرو در تماس با تایر قرار می‌گیرد و با عمل ترمزگیری، انرژی جنبشی آن همانند انرژی جنبشی خودرو کاسته شده تا به سرعت صفر برسد. بنابراین سرعت دورانی دیسک طبق رابطه ($V = r_d \omega_d$) بیانگر سرعت طولی خودرو می‌باشد. بدین ترتیب تعریف بیان شده برای لغزش در رابطه (۱) به شکل زیر بازنویسی می‌گردد:

$$\lambda = \left(1 - \frac{r_t \omega_t}{r_d \omega_d} \right) \quad (12)$$

نمای شماتیک این دستگاه مطابق شکل ۱۱ خواهد بود.

برای هر یک از جرم‌های شکل فوق، طبق قانون دوم نیوتن یک معادله دینامیکی نوشته می‌شود. ترکیب این معادلات با رابطه (۱۲) منجر به ساده‌سازی روابط به شکل معادلات زیر می‌شود:

$$\begin{aligned} \dot{\lambda} &= -\frac{1}{r_d \omega_d} \left(\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{r_t^2 F_x}{I_t} \right) + \left(\frac{r_t}{r_d I_t \omega_d} \right) T_b \\ \dot{\omega}_d &= -\frac{F_x}{r_d m_t} \end{aligned} \quad (13)$$

در معادلات (۱۳) جرم معادل یک چهارم خودرو m_t و شعاع دیسک r_d ، ممان اینرسی تایر I_t و گشتاور T_b نامگذاری شده و از مشخصات دستگاه برداشت می‌شود. همچنین نیروی طولی F_x و سرعت زاویه‌ای ω_d توسط سنسورها و پارامترهای مدل نیرویی که شامل (r_t, μ, C_i) برای مدل داگوف و (μ_s, μ_0, C_i) برای مدل فیالا و (μ_p, μ_p) برای مدل شبه‌خطی نیروهای تایر

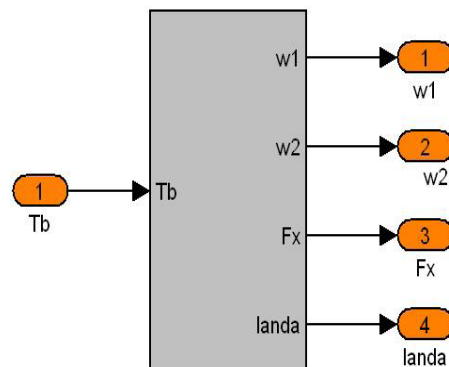


Fig. 12. Inputs and outputs of test rig
شکل ۱۲: ورودی و خروجی‌های دستگاه

- 1 . Iteration
- 2 . Levenberg-Marquardt

مدل شناسایی شده پارامترهای مدل ریاضی نیروهای تایر شناسایی می‌شود. تابع هزینه که شامل خروجی دستگاه آزمایش و مدل شناسایی شده است، به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\min \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N e_k^2 = \min \frac{1}{2} \sum_{k=1}^N ([F_x(k)] - [\hat{F}_x(k)])^2 \quad (17)$$

۵- نتایج آزمایشگاهی:

به منظور شناسایی هر چه بهتر پارامترهای مدل‌های تایر، باید از یک ورودی غنی که همه محدوده عملکردی تایر را به خوبی پوشش دهد استفاده کرد. بنابراین سعی شده است که یک سیگنال ترمزی خاموش و روشن مطابق شکل ۱۳ استفاده شود که نتیجه آن لغزش متغیری در محدوده ۰ تا ۱، مطابق شکل ۱۴ خواهد بود.

همانطور که از مقایسه شکل‌های ۴ و ۵ و همچنین دو شکل ۱۳ و ۱۴ بر می‌آید، با ترمزگیری شدید، لغزش طولی به سمت یک پیش می‌رود و با آزاد شدن ترمز، لغزش کاهش می‌یابد. البته این افزایش و کاهش به دلیل وجود تأخیر در سیستم‌های مدار فرمان و همچنین عملگرهای با تأخیر، در میزان لغزش خودنمایی می‌کند. میزان این تأخیر با دقت در شکل‌های ۴ و ۵ قابل محاسبه است. این تأخیر در سایر مطالعات صورت گرفته [۲۲] نیز اتفاق افتاده و منحصر به این دستگاه نمی‌باشد. اما با توجه به این که ورودی

$$\theta_k = \theta_{k-1} - (J^T J + \alpha I)^{-1} \cdot J^T e_k \quad (16)$$

در این رابطه k نشانگر شمارنده تکرار و I یک ماتریس واحد می‌باشد. α مقداری دلخواه و تعیین کننده دقت بهینه‌سازی و سرعت همگرایی در بازه تغییرات پارامترهای مورد نظر می‌باشد. J ماتریس ژاکوبین خطای یک تکرار با N سطر (تعداد زمان‌های نمونه برداری شده) و P ستون (تعداد پارامترهای شناسایی شده) است و با رابطه‌ی زیر تعریف می‌شود.

$$J = \begin{bmatrix} \frac{\partial e_1}{\partial \theta_1} & \frac{\partial e_1}{\partial \theta_2} & \dots & \frac{\partial e_1}{\partial \theta_p} \\ \frac{\partial e_2}{\partial \theta_1} & \frac{\partial e_2}{\partial \theta_2} & \dots & \frac{\partial e_2}{\partial \theta_p} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\partial e_N}{\partial \theta_1} & \frac{\partial e_N}{\partial \theta_2} & \dots & \frac{\partial e_N}{\partial \theta_p} \end{bmatrix}, \frac{\partial e_k}{\partial \theta} = \begin{bmatrix} \frac{\partial e_k}{\partial \theta_1} \\ \frac{\partial e_k}{\partial \theta_2} \\ \vdots \\ \frac{\partial e_k}{\partial \theta_p} \end{bmatrix}, \underline{e} = \begin{bmatrix} e_1 \\ e_2 \\ \vdots \\ e_N \end{bmatrix} \quad (17)$$

با کمیته کردن تابع خطا که در رابطه (۱۷) بر اساس مجموع مربعات خطای خروجی‌های قابل اندازه‌گیری که شامل ۴ خروجی دستگاه آزمایش و مدل شناسایی شده است، پارامترهای مدل یک چهارم غیرخطی در هر مرحله از تکرار به دست می‌آیند. در این روش شناسایی با کمیته کردن خطای خروجی دستگاه آزمایش و

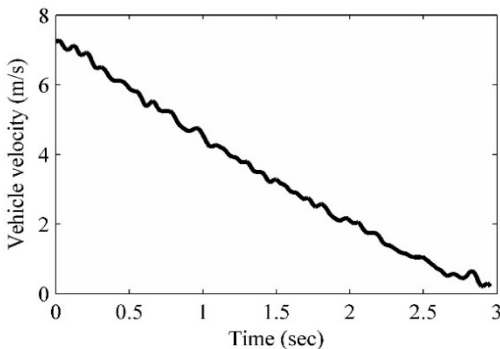


Fig. 15. Vehicle velocity in the test period

شکل ۱۵: مقادیر داده‌ها برای سرعت طولی برای یک بار داده برداری

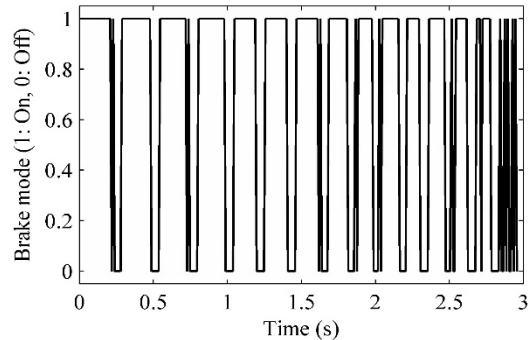


Fig. 13. Braking performance (1: braking & 0: release)

شکل ۱۳: عملکرد ترمز (۱: ترمز درگیر و ۰: ترمز آزاد)

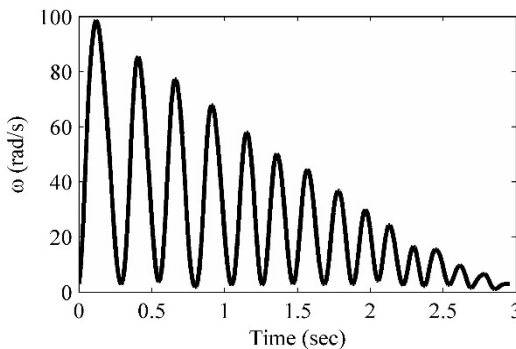


Fig. 16. Rotational speed in the test period

شکل ۱۶: مقادیر داده‌ها برای سرعت زاویه‌ای برای یک بار داده برداری

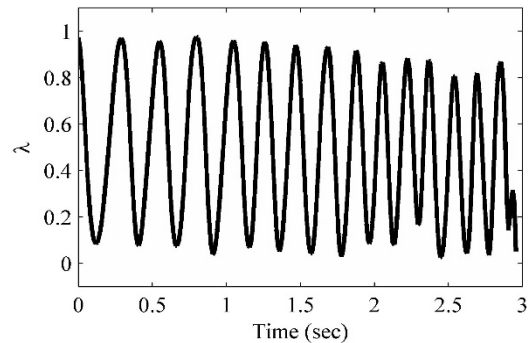


Fig. 14. Slip value during braking

شکل ۱۴: مقادیر لغزش همزمان با عملکرد ترمز

جدول ۳: پارامترهای مدل فیلا شناسایی شده و مقادیر اولیه
Table 3. Initial and identified values of Fiala model parameters

۱۹,۰۰۷۸	C_i	سفتی طولی تایر
۶۰۰	C_{i0}	
۰,۳۷۵۸	μ_o	ضریب استاتیکی
۰,۵	μ_{o0}	
۰,۰۷۹۳	μ_s	ضریب لغزشی
۰,۳	μ_{s0}	

جدول ۴: پارامترهای مدل شبه خطی شناسایی شده و مقادیر اولیه
Table 4. Initial and identified values of Semi-Linear model parameters

۰,۱۲۷	μ_p	ضریب اصطکاک
۰,۲	μ_{p0}	
۰,۶۰۲۵	λ_p	نسبت لغزشی
۰,۴	λ_{p0}	

نمونه برداری^۱ یک صدم ثانیه است.

همان طور که گفته شد، به منظور غنی سازی و پوشش بازه عملکرد سیگنال ورودی، در نیروی قائم، مطابق شکل ۱۷، نوساناتی در محدوده زمانی ۱/۷ تا ۲/۵ ثانیه ایجاد شده است. با مقایسه دو شکل ۱۷ و ۱۸، رابطه بین نیروی قائم و طولی به وضوح نمایان می گردد. به شکلی که در حالت کلی با افزایش نیروی قائم، نیروی طولی نیز افزایش می یابد. با کمینه کردن تابع هزینه ی تعریف شده برای هر کدام از مدل های مورد نظر، پارامترهای شناسایی شده مدل ریاضی به صورت جدول ۲، جدول ۳ و جدول ۴ آورده شده است. در این جدول مقادیر اولیه هر کدام از پارامترهای شناسایی شده، آورده شده اند.

جدول ۵: مقایسه باقیمانده خطای مدل های نیرویی مختلف
Table 5. Comparison of residual values for various Identified models

مدل نیرویی تایر	باقیمانده خطا (N ²) (e)
داگوف	۴۸۰
فیلا	۵۱۴
خطی	۵۴۱

در شکل های ۱۹، ۲۰ و ۲۱ مقایسه نتایج حاصل از خروجی دستگاه آزمایش و مدل شناسایی شده با استفاده از داده های شناسایی آورده شده است که تطابق خوبی را تقریباً در تمامی زمان ها نشان می دهد. با این وجود، عدم تطابق لحظه ای نیروی طولی اندازه گیری شده با مدل شناسایی شده مثلاً در ثانیه ۲/۵ و منفی شدن آن، به خطای اندازه گیری و نویز داده ها مربوط می شود. با توجه به این که نیروی قائم که به صورت اغتشاش در این لحظه وارد شده، مقدار مثبت بوده است، بنابراین نیروی طولی حاصل از مدل

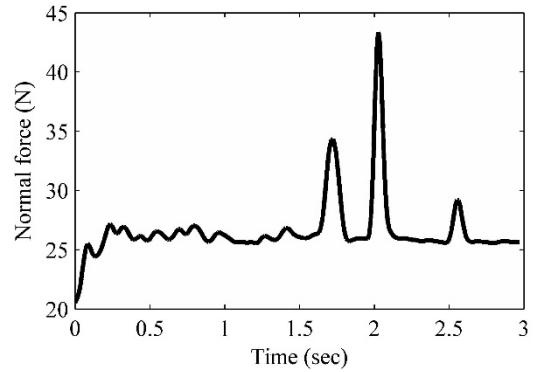


Fig. 17. Normal force in the test period

شکل ۱۷: مقادیر داده ها برای بار عمودی برای یک بار داده برداری

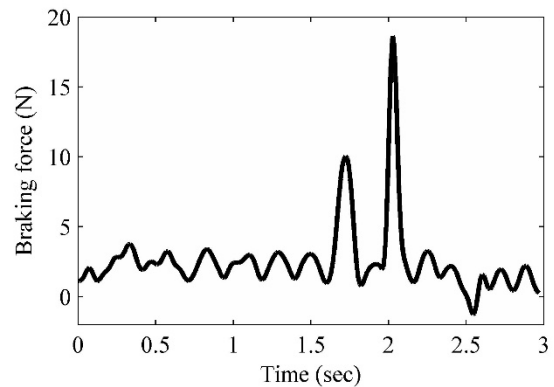


Fig. 18. Braking force in the test period

شکل ۱۸: مقادیر داده ها برای نیروی طولی تایر برای یک بار داده برداری

ترمزی سیستم خود مستقیماً در فرایند شناسایی استفاده نمی شود و مدل نیرویی تایر صرفاً ارتباط بین خروجی های سیستم شامل نیروی طولی، نیروی قائم و لغزش تایر است که همگی در یک زمان و بدون تأخیر نسبت به هم ثبت می شوند، بنابراین تأخیر در عملکرد ترمزی، تأخیری بر مدل شناسایی شده ندارد.

جدول ۲: پارامترهای مدل داگوف شناسایی شده و مقادیر اولیه
Table 2. Initial and identified values of Dugoff model parameters

۳۹,۴۳۷۸	C_i	سفتی طولی تایر
۸۰۰	C_{i0}	
۰,۳۲۷۱	μ	ضریب اصطکاک
۰,۴	μ_0	
۰,۰۲	ε_r	فاکتور چسبندگی جاده
۰,۴	ε_{r0}	

در شکل ۱۵ تا ۱۸ به ترتیب نمودارهای سرعت خودرو، سرعت زاویه ای تایر، نیروی عمودی، نیروی ترمزی تایر برای یک مرتبه داده برداری که به عنوان داده های تجربی مورد نیاز برای شناسایی نیروهای تایر به کار رفته است، آورده شده است. بازه زمانی نمونه برداری از صفر تا سه ثانیه با زمان

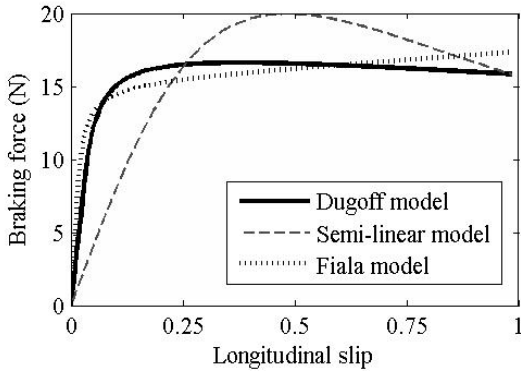


Fig. 22. Braking force vs longitudinal slip in three identified models

شکل ۲۲: نیروی تایر برای بار عمودی و سرعت ثابت به ازای پارامترهای شناسایی شده برای سه مدل داگوف، فیالا و شبه خطی

با توجه به جدول فوق و نمودارها، در شناسایی به صورت جعبه خاکستری مدل داگوف نتایج بهتری نسبت به دو مدل دیگر با استفاده از داده‌های آزمایشگاهی یکسان نشان می‌دهد. برای پارامترهای به دست آمده، خروجی مدل داگوف برای بار عمودی ثابت $F_z = 25 \text{ N}$ به عنوان نمونه در شکل ۲۲ رسم شده است.

از تشابه رفتاری مدل به دست آمده با شکل ۱ می‌توان نتیجه گرفت که رفتار مشابه این دو مدل در مطالعات آینده کمک شایانی به محققانی خواهد کرد که از این مدل تجربی تایر استفاده خواهند نمود.

۶- کاربرد مدل نیروی شناسایی شده

همان طور که در ابتدای مقاله به آن اشاره شد، یکی از مهمترین کاربردهای شناسایی رفتار نیرویی تایر، استفاده از آن در مدل‌های دینامیک طولی خودرو است. بدین منظور مدل داگوف به عنوان مدل منتخب این مقاله در یک مدل شبیه ساز ترمز ضد قفل، با استفاده از یک کنترل کننده غیرخطی، در مقایسه با سیستم ترمز عادی و بدون کنترل مقایسه خواهد شد. به این منظور از روش کنترل بهینه با استفاده از ایده پیش‌بین که قبلاً توسط نویسندگان این مقاله طراحی شده است [۲۳] برای کنترل دینامیک ترمزگیری، استفاده خواهد شد.

معادلات دینامیکی سیستم که در معادله (۱۳) بیان شده، بستر طراحی کنترل کننده غیرخطی در نظر گرفته شده است. در این سیستم کنترلی، گشتاور ترمزی به عنوان ورودی کنترلی است و لغزش طولی، متغیر کنترلی است که سعی می‌شود تا در مقدار مرجع مفروضی ($\lambda_d = 0.15$) به منظور جلوگیری از قفل شدن تایر و ایجاد بیشینه نیروی ترمزی کنترل شود. معادله در فرم فضای حالت به شکل ساده شده‌ی زیر قابل بازنویسی است.

$$\begin{aligned} \dot{x}_1 &= f_1 + f_2 T_b \\ \dot{x}_2 &= f_3 \end{aligned} \quad (18)$$

که در آن

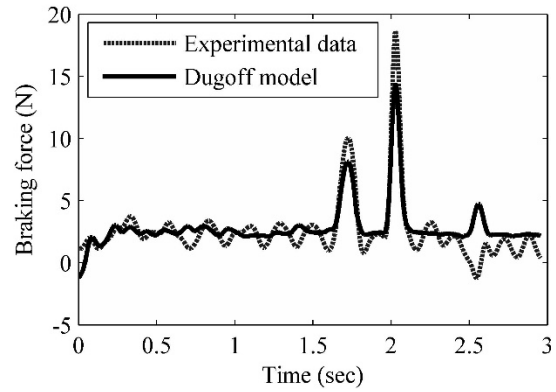


Fig. 19. Identified braking force in Dugoff model

شکل ۱۹: نیروی طولی تایر در شناسایی مدل غیرخطی داگوف

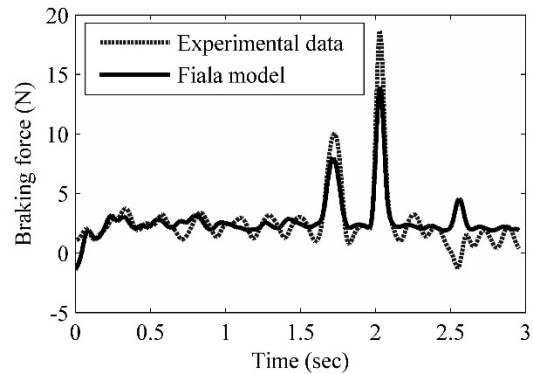


Fig. 20. Identified braking force in Fiala model

شکل ۲۰: نیروی طولی تایر در شناسایی مدل غیرخطی فیالا

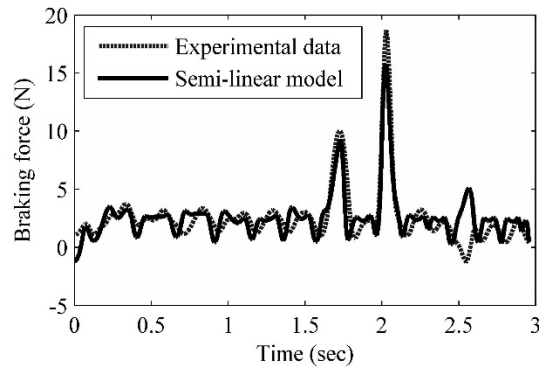


Fig. 21. Identified braking force in Semi-Linear model

شکل ۲۱: نیروی طولی تایر در شناسایی مدل شبه خطی

شناسایی شده نیز مقدار مثبت و درستی محاسبه شده است. اما نیروی طولی اندازه‌گیری شده در این لحظه به اشتباه منفی ثبت گردیده است. این ثبت اشتباه لحظه‌ای نیروی طولی که دلایل فنی مختلفی می‌تواند داشته باشد در حضور دیگر داده‌ها، تاثیری در مدل شناسایی شده نداشته است؛ بطوریکه مدل شناسایی شده به درستی از نیروی قائم تبعیت کرده است.

میزان باقی‌مانده^۱ خطای نهایی که در حقیقت باقی مانده خطای رابطه (۱۷) می‌باشد، برای سه مدل نیرویی در جدول ۵ آورده شده است.

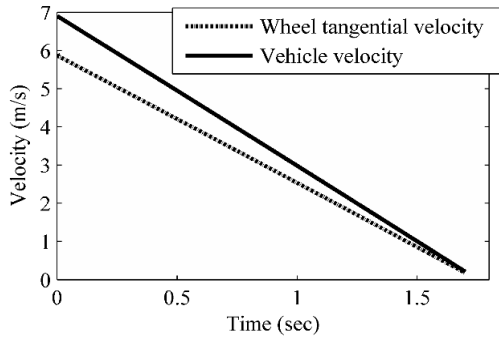


Fig. 23. Reduction of vehicle and tire speeds in the controlled mode
شکل ۲۳: روند کاهش سرعت خودرو و تایر در حالت کنترل

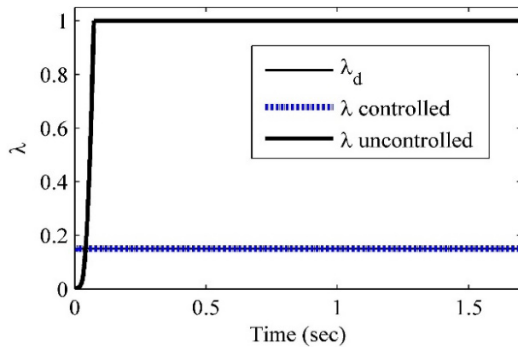


Fig. 24. Controlled and uncontrolled slip in comparison with reference slip

شکل ۲۴: لغزش ایجاد شده در تایر در دو حالت بدون کنترل و با کنترل در مقایسه با مقدار مرجع ثابت

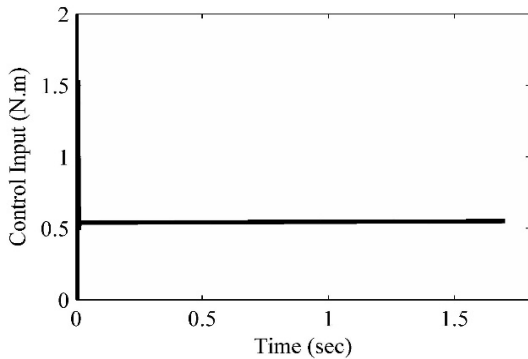


Fig. 25. Braking torque in controlled mode

شکل ۲۵: گشتاور ترمزی اعمال شده در حالت کنترل شده ترمز

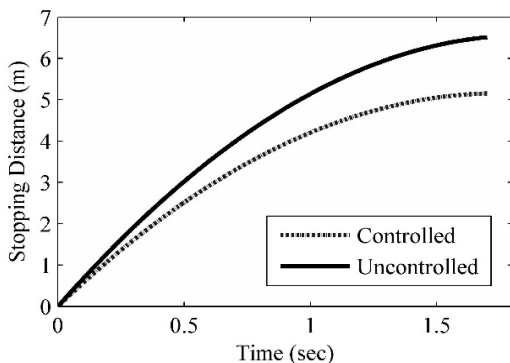


Fig. 26. Stopping distance

شکل ۲۶: فاصله توقف در دو حالت ترمز عادی و کنترل شده

$$f_1 = -\frac{1}{r_d x_2} \left(\frac{F_x}{m_t} (1 - \lambda) + \frac{r_t^2 F_x}{I_t} \right)$$

$$f_2 = \left(\frac{r_t}{r_d I_t x_2} \right) \quad (19)$$

$$f_3 = -\frac{F_x}{r_d m_t}$$

در این روش کنترلی، با استفاده از معادلات سیستم و تعریف تابع هدف، پیش‌بینی لغزش در بازه زمانی $t+h$ انجام می‌پذیرد. برای این منظور در ابتدا تابع هدف به شکل زیر تعریف می‌شود.

$$J = \frac{1}{2} \rho_1 e^2 (t+h) + \frac{1}{2} \rho_2 T_b^2 \quad (20)$$

خطای استفاده شده در رابطه (۲۰) از به صورت زیر می‌باشد:

$$e(t+h) = \lambda(t+h) - \lambda_d \quad (21)$$

در روابط فوق، $\lambda(t+h)$ لغزش پیش‌بینی شده در بازه زمانی $t+h$ است که بر اساس بسط سری تیلور مطابق زیر نوشته می‌شود.

$$\lambda(t+h) = \lambda(t) + h \dot{\lambda}(t) \quad (22)$$

با جایگذاری معادله (۱۳) در رابطه (۲۲) داریم

$$\lambda(t+h) = \lambda(t) + h \left[f_1(\lambda, V) + \frac{r_t}{V I_t} T_b \right] \quad (23)$$

ورودی کنترلی، T_b ، با اعمال شرط بهینه‌سازی بر تابع هزینه معرفی شده در رابطه (۲۰) طبق رابطه زیر اعمال می‌شود.

$$\frac{\partial J}{\partial T_b} = 0 \quad (24)$$

که نتیجه آن به شکل زیر خواهد بود

$$T_b(t) = a \left[\rho_1 b \left\{ e + h \left(f_1 - \dot{\lambda}_d \right) \right\} \right] \quad (25)$$

که در آن

$$a = -\frac{1}{\rho_1 b^2 + \rho_2}, \quad b = \frac{h r_t}{V I_t} \quad (26)$$

نتیجه شبیه‌سازی کنترل کننده طراحی شده در شکل ۲۳ تا ۲۶ آمده است که به ترتیب نمایان‌گر، روند کاهش سرعت تایر و خودرو، لغزش ایجاد شده در دو حالت ترمز معمولی و کنترل شده، گشتاور ترمزی اعمال شده و فاصله توقف در دو حالت ترمز عادی و کنترل شده می‌باشد. این شبیه‌سازی با استفاده از پارامترهای دستگاه آزمایشگاهی استفاده شده در این مقاله انجام شده و برای پارامترهای تایر از مدل شبیه‌ساز داگوف که در نتیجه کار این مقاله شناسایی گردید، استفاده شده است.

Proceedings Volumes, 42(10) (2009) 1304-1309.

- [6] F. Gustafsson, Slip-based tire-road friction estimation, *Automatica*, 33(6) (1997) 1087-1099.
- [7] W. Grimes, J. Balasa, E. Hunter, T. Vadnais, Extracting Tire Modal Parameters from Test Data SAE *Technical Paper*, 2006-01-1399 (2006).
- [8] V. Cossalter, A. Doria, E. Giolo, L. Taraborrelli, M. Massaro, Identification of the characteristics of motorcycle and scooter tyres in the presence of large variations in inflation pressure, *Vehicle System Dynamics*, 52(10) (2014) 1333-1354.
- [9] P. Lugner, H. Pacejka, M. Plöchl, Recent advances in tyre models and testing procedures, *Vehicle System Dynamics*, 43(6-7) (2005) 413-426.
- [10] A. Alagappan, K. Rao, R. Kumar, A comparison of various algorithms to extract Magic Formula tyre model coefficients for vehicle dynamics simulations, *Vehicle System Dynamics*, 53(2) (2015) 154-178.
- [11] D. Tan, Y. Wang, L. Zhang, Research on the parameter identification of LuGre tire model based on genetic algorithms, in: *International Conference on Intelligent Systems and Knowledge Engineering*, Atlantis Press, 2007.
- [12] C. Canudas-de-Wit, P. Tsiotras, E. Velenis, M. Basset, G. Gissinger, Dynamic friction models for road/tire longitudinal interaction, *Vehicle System Dynamics*, 39(3) (2003) 189-226.
- [13] K. Guo, L. Ren, A unified semi-empirical tire model with higher accuracy and less parameters, *SAE transactions*, (1999) 1513-1520.
- [14] A. Farhat, D. Koenig, D. Hernandez-Alcantara, R. Morales-Menendez, Tire force estimation using a proportional integral observer, *Journal of Physics: Conference Series* 783(1) (2017) 1-11.
- [15] E. Sabbioni, R. Bao, F. Cheli, D. Tarsitano, A particle filter approach for identifying tire model parameters from full-scale experimental tests, *Journal of Mechanical Design*, 139(2) (2017) 1-7.
- [16] Y.H. Liu, T. Li, Y.Y. Yang, X. Ji, J. Wu, Estimation of tire-road friction coefficient based on combined APF-IEKF and iteration algorithm, *Mechanical Systems and Signal Processing*, 88 (2017) 25-35.
- [17] J.Y. Wong, *Theory of ground vehicles*, John Wiley & Sons, New York, 2008.
- [18] E. Fiala, *Lateral forces on rolling pneumatic tires*, Zeitschrift VDI 96(29) (1954) 973-979.
- [19] S. Kuntanapreeda, Estimation of Longitudinal Tire Force Using Nonlinearity Observer, *Open Journal of Applied Sciences*, 3(2) (2013) 41-46.

نتایج نشان می‌دهد که طبق انتظار در زمان ترمزگیری شدید، ترمز عادی با بهره‌گیری از مدل تایر شناسایی باعث قفل شدن سریع تایر می‌شود در حالی که کنترل کننده طراحی شده مبتنی بر مدل تایر شناسایی شده، لغزش طولی را در مقدار تعریف شده (۰/۱۵) کنترل نموده است. همچنین به دلیل ثابت بودن تقریبی پارامترهای دخیل در مدل تایر، گشتاور کنترلی ترمز در حالت کنترل شده، نسبتاً مقداری ثابت می‌ماند. نتیجه نهایی و مهم کنترل لغزش از منظر ایمنی خودرو نیز که با مسافت توقف بیان می‌شود، حکایت از کاهش مناسبی در فاصله توقف خودرو دارد که باعث افزایش ایمنی خودرو خواهد شد.

۷- جمع‌بندی

در این مقاله، از یک دستگاه شبیه‌ساز ترمز در مقیاس کوچک ساخته و استفاده شد. این دستگاه با داشتن تایری مشابه تایرهای واقعی با ابعاد کوچک‌تر، قابلیت تغییر نیروی قائم و اندازه‌گیری همزمان نیروی طولی و قائم را دارد. همچنین از یک دیسک اینرسی برای ایجاد بار مقابل ترمز استفاده شده است و نیاز به دینامومتر برای ایجاد بار مجازی را حذف کرده است. با توجه به نیاز محققان به وجود مدل‌های تجربی برای رفتار تایر، در این مقاله سه مدل بررسی شد که از بین این مدل‌ها، سه مدل داگوف، فیالا و شبه‌خطی قابلیت شناسایی تو سط مجموعه مورد استفاده را داشتند. بنابراین این مدل‌ها با روش حداقل مربعات و با تکنیک شناسایی جعبه خاکستری، شناسایی شدند.

پس از شناسایی مدل‌ها، عملکرد آن‌ها از نظر باقیمانده خطای شناسایی مورد مقایسه قرار گرفت که در نتیجه آن، مدل داگوف رفتار تایر موجود را دقیق‌تر مدل می‌نمود. در انتها نیز یک فرآیند کنترلی بر پایه مدل شناسایی شده طراحی گردید و نتایج شبیه‌سازی ارائه شد.

منابع

- [1] K. Guo, D. Lu, S. Chen, W. Lin, X. Lu, The UniTire model: a nonlinear and non-steady-state tyre model for vehicle dynamics simulation, *Vehicle system dynamics*, 43(1) (2005) 341-358.
- [2] W. Kong, Design and Fabrication of A Reduced Scale Tire Test Machine, *University Tecnical Malaysia Melaka*, 2013.
- [3] R. Chaichaowarata, W. Wannasuphprasit, Tire test for drifting dynamics of a scaled vehicle, *Journal of Research and Applications in Mechanical Engineering*, 1(3) (2013) 33-39.
- [4] K. Guo, D. Lu, UniTire: unified tire model for vehicle dynamic simulation, *Vehicle System Dynamics*, 45(S1) (2007) 79-99.
- [5] S. Garatti, S. Bittanti, Parameter estimation in the Pacejka's tyre model through the TS method, *IFAC*

- braking system, in: *6th International Symposium on Intelligent Systems and Informatics, IEEE*, Subotica, Serbia, 2008, pp. 1-6.
- [23] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems, *Control Engineering Practice*, 18(8) (2010) 918-926.
- [20] J. Svendenius, *Tire modeling and friction estimation*, Lund University, Sweden, 2007.
- [21] M. Karari, *System Identification*, *Amirkabir University of Technology Publication*, Tehran, 2014.
- [22] M. Radac, R. Precup, S. Preitl, J. Tar, E. Petriu, Linear and fuzzy control solutions for a laboratory anti-lock

برای ارجاع به این مقاله از عبارت زیر استفاده کنید:

Please cite this article using:

S. Aghasizade-Shaarbaf, M. Mirzaei, Identification of tire force model using experimental data of a new scaled test rig for design of nonlinear slip controller, *Amirkabir J. Mech. Eng.*, 51(1) (2018) 187-200.

DOI: 10.22060/mej.2017.12653.5387



