

بررسی تحلیلی پایداری خودرو در ترمزگیری

افسانه ابوالحسنی
کارشناس ارشد

منصور کبگانیان
دانشیار

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

چکیده

در مقاله حاضر مدل سه درجه آزادی مانوری خودرو جهت بررسی پایداری سیستم مورد مطالعه قرار می‌گیرد. مانور در نظر گرفته شده حرکت خودرو در مسیر مستقیم در شرایط ترمزگیری می‌باشد. معادلات حرکت خودرو برای شرایط قفل شدن چرخ‌های جلو استخراج گردیده و سپس با استفاده از قضیه شرط کافی همواری ماتریس اینرسی و اعمال تغییر متغیرهای مناسب در معادلات، پایداری نمائی سیستم به صورت تحلیلی اثبات می‌گردد. با استفاده از نتیجه این قضیه تاثیر تغییر پارامترهای مختلف سیستم در پایداری بررسی می‌شود. مدل ارائه شده به روش عددی نیز شبیه‌سازی شده و نتایج حاصله از بررسی تحلیلی در زمینه پایداری و تاثیر پارامترهای مختلف خودرو در آن، با این شیوه صحه‌گذاری می‌گردد.

کلمات کلیدی

خودرو، پایداری، آنالیز تحلیلی، مانورپذیری، ترمزگیری

Analytical Analysis of Vehicle Stability in Braking

M. Kabganiyan
Associate Professor

A. Abolhasani
M. S.

Department of Mechanical Engineering,
Amirkabir University of Technology

Abstract

The present work deals with the study of stability of a vehicle model during a straight path maneuver with braking. The vehicle is represented as three degree of freedom system (longitudinal, lateral and yaw degrees of freedom). After extracting the model's differential equation in front wheel lock condition, sufficient condition for smoothness of system inertial matrix is used to prove exponential stability of vehicle in braking. Sensitivity analysis is performed by the aid of mentioned lemma. the results of analytical analysis are validated by a numerical model.

Key words

Vehicle, Stability, Analytical Analysis, Handling, braking

آنالیز فرمانپذیری و پایداری مانوری خودرو به دلیل تاثیر مستقیم در ایمنی، از دیرباز بخش‌های مهم بررسی دینامیک خودرو در تحقیقات مختلف علمی را تشکیل داده‌اند. جهت حصول این مهم ادواتی نظیر سیستم کنترل گشتاور شتابگیری ۱ و ترمزگیری ۲ در خودرو تعبیه گردیده است. از سوی دیگر مدل‌های کنترلی پیچیده‌ای برای کنترل لغزش چرخ در هنگام شتابگیری [۱] و ترمزگیری [۲] جهت استفاده کارآ از سیستم‌های فوق و برقراری پایداری خودرو ارائه گردیده است.

از جمله کارهای تحقیقاتی صورت پذیرفته در زمینه پایداری خودرو می‌توان به بررسی پایداری جهتی خودرو با استفاده از مدل خطی تایر [۳]، آنالیز پایداری خودرو با یک تایر لاستیکی از روش تابع لیاپانوف [۴]، بررسی دینامیک جانبی خودرو بر اساس دینامیک غیر خطی تایر [۵] اشاره نمود. در تمامی این تحقیقات بررسی پایداری به صورت تحلیلی و برای شرایط سرعت طولی ثابت خودرو صورت پذیرفته است. از سایر تحقیقات صورت پذیرفته در این زمینه می‌توان بررسی رفتار اتفاقی نیروهای ترمزی بین تایر و زمین و تاثیر آن بر پایداری خودرو [۶] و بررسی پایداری خودرو در مانور دورزنی همراه با اعمال ترمز [۷]، را نام برد. بخش اعظم کارهای تحقیقاتی که به روش تحلیلی در زمینه پایداری جهتی خودرو صورت پذیرفته، در شرایط حرکت خودرو با سرعت خطی ثابت (عدم وجود شرایط ترمزگیری) بوده است. روش مورد استفاده در مقالات با موضوع بررسی پایداری خودرو حین ترمزگیری، به صورت آزمایشگاهی و تجربی بوده است.

این مقاله اولین کار تحقیقاتی تحلیلی در زمینه بررسی پایداری خودرو در شرایط ترمزگیری می‌باشد. سیستم حاصله در این تحلیل یک دستگاه معادلات خطی و غیرآتونوموس می‌باشد که با روش تحلیلی استفاده از خصوصیات مقادیر ویژه ماتریس اینرسی، پایداری آن بررسی گردیده است. در بررسی رفتار سیستم‌های غیرآتونوموس هیچ قضیه و قانون مشخص مدون شده‌ای وجود نداشته و این خود درصد سختی و پیچیدگی کار را آشکار می‌سازد.

از جمله بزرگترین مزیت‌های بررسی تحلیلی یک سیستم، قابلیت اطمینان بالای آن و امکان استخراج نتایج سودمند صنعتی می‌باشد. از سوی دیگر روش تحلیلی دارای پیچیدگیهای ریاضی خاصی است که لزوم استفاده از مدل‌های تا حد امکان ساده را آشکار می‌سازد. البته در مدل در نظر گرفته شده باید تمامی بخش‌های تاثیر گذار سیستم را لحاظ نمود.

۱- مدل مانوری خودرو

جهت بررسی سیستم، از یک مدل خودرو سه درجه آزادی بهره گرفته شده است. در این مدل، یک خودرو چهار چرخ با سه درجه آزادی سرعت خطی طولی، سرعت خطی جانبی و سرعت زاویه‌ای یاو در نظر گرفته شده است [۸]. جرم خودرو نیز یک جرم متمرکز در مرکز جرم در نظر گرفته شده است، شکل (۱).

فرضیات اولیه:

- خودرو به صورت جسم صلب مدل شده است.
- خودرو دارای تقارن طولی است.
- سیستم تعلیق در بررسی تحلیل مدل نشده است.
- ورودی فرمان فقط به چرخهای جلو اعمال شده و زاویه فرمان چرخ‌های چپ و راست یکسان فرض گردیده است.

زوایای لغزش چرخها:

با توجه به شکل (۱) برای زاویه لغزش مربوط به هر چرخ رابطه ذیل برقرار می‌باشد.

$$\alpha_i = \arctan\left(\frac{V_x + \dot{\Psi}x_i}{V_x - \dot{\Psi}y_i}\right) - \delta_i \quad (1)$$

۲-۱ معادلات کلی حاکم بر سیستم

$$M(\dot{V}_x - \dot{\Psi}V_y) = \sum_{vi} F_{xi} \cos(\delta_i) - \sum_{vi} F_{yi} \sin(\delta_i) \quad (2)$$

$$M(\dot{V}_y + \dot{\Psi}V_x) = \sum_{\forall i} F_{x_i} \sin(\delta_i) + \sum_{\forall i} F_{y_i} \cos(\delta_i) \quad (3)$$

$$J_z \ddot{\Psi} = \sum_{\forall i} F_{x_i} \sin(\delta_i)x_i + \sum_{\forall i} F_{y_i} \cos(\delta_i)x_i - \sum_{\forall i} F_{x_i} \cos(\delta_i)y_i + \sum_{\forall i} F_{y_i} \sin(\delta_i)y_i + \sum_{\forall i} M_{z_i} \quad (4)$$

جهت خلاصه‌سازی از علامت مجموع برای عبارات نیروها بهره گرفته شده که منظور مجموع نیروهای اعمالی بر چهار چرخ خودرو می‌باشد. در بررسی رفتار مانوری خودرو معمولاً سرعت خطی طولی خودرو به صورت تابع مشخصی از زمان، در بیشتر موارد به صورت تابعی مستقل از زمان، فرض می‌گردد. در این بررسی نیز از این فرض بهره گرفته شده و سرعت خطی طولی به صورت تابع خطی از زمان که معادل با وضعیت شتاب ترمزی ثابت می‌باشد، در نظر گرفته شده است. نیروی ترمزی مورد نیاز برای تولید این پروفیل سرعت به عنوان مجهول منظور گردیده است. با توجه به اندک بودن تاثیر نیروی جانبی در تغییر نیروی طولی ترمزی، از این تاثیر صرف‌نظر گردیده است.

با در نظر گرفتن فرضیات فوق و نیز حذف ترم حاصلضرب $V_y \dot{\Psi}$ در معادله (۲) به دلیل ناچیز بودن، نیروهای ترمزی مورد نظر از رابطه ذیل استخراج می‌گردد.

$$\sum_{\forall i} F_{x_i} = M\dot{V}_{x_d}(t) \quad (5)$$

بدین ترتیب خصوصیات مانوری خودرو تنها با در نظر گرفتن دو معادله (۳) و (۴) قابل بررسی می‌باشد. در واقع مدل در نظر گرفته شده تبدیل به یک مدل دو درجه آزادی می‌گردد. وجود ترم‌های غیر خطی در معادلات، بررسی تحلیلی پایداری سیستم را بسیار دشوار و در بعضی موارد ناممکن می‌سازد. از این رو در این مرحله با اعمال برخی تقریبات در پاره‌های متغیرها، سیستم معادلات خطی می‌گردد.

۱-۲- خطی سازی معادلات

- زوایای لغزش

با توجه به کم بودن عرض خودرو و بالا بودن میزان سرعت خطی طولی آن، رابطه (۱) به صورت ذیل بازنویسی می‌گردد.

$$\alpha_i \approx \frac{V_y + \dot{\Psi}x_i}{V_x} - \delta_i \quad (6)$$

- نیروهای جانبی

با توجه به مدل خطی تاپیر، نیروی جانبی معادل با حاصلضرب سختی جانبی تاپیر در زاویه لغزش منظور می‌گردد.

$$F_{y_i} = -C_i \alpha_i \quad (7)$$

این رابطه برای هر محور در نظر گرفته شده است. از این رو سختی جانبی مربوط به مجموع دو تاپیر می‌باشد. لازم به ذکر است در هر محور مجموع نیروهای کمبر ۳ صفر می‌باشد. در این مدل رول در نظر گرفته نشده است. از این رو تاثیر انتقال نیروی جانبی نیز مشاهده نگردیده و به تبع آن تغییرات سختی جانبی تاپیر بر اساس تغییر نیروی عمودی نیز حذف گردیده است [۸].

۲- بررسی پایداری سیستم

بررسی پایداری سیستمها در دو قالب پایداری استاتیکی و دینامیکی صورت می‌پذیرد. یک سیستم دارای پایداری استاتیکی

حول نقطه سکون خود می‌باشد اگر بعد از قطع اعمال نیروی اغتشاش، به وضعیت سکون قبلی خود بازگردد. اگر نحوه حرکت سیستم در جهت رسیدن به وضعیت تعادل ذکر شده حداقل به صورت ۴ جانبی باشد، سیستم دارای تعادل دینامیکی نیز می‌باشد. این حرکت سیستم به سوی نقطه تعادل می‌تواند بدون نوسان ۵ و یا با ارتعاشات میرا صورت پذیرد. اگر برخلاف این شرایط بعد از اعمال اغتشاش و قطع آن سیستم به نقطه تعادل قبلی بازگشت ننماید، سیستم ناپایدار می‌باشد. این ناپایداری معمولاً به صورت نوسانات واگرا صورت می‌پذیرد. اگر چنانچه در سیستمی نوسانات نامیرا بروز نماید، به طور مثال یک سیستم جرم و فنر نامیرا، سیستم دارای پایداری دینامیکی خنثی می‌باشد [۸].

اگر ماهیت سیستم دینامیکی مورد بررسی خطی باشد بحث پایداری مربوط به تمامی محدوده‌ای است که متغیرهای حالت سیستم تعریف گردیده‌اند. چنانچه سیستم غیرخطی باشد پایداری به صورت محلی برای انحرافات کوچک متغیرهای فوق حول نقاط مختلف تعادل در فضای حالت بررسی می‌گردد. مدل خطی خودروی موتوری در نظر گرفته شده، یک مدل مناسب برای بررسی رفتار سیستم به صورت محلی می‌باشد.

در مدل خطی دو درجه آزادی متغیرهای حالت مورد بررسی سیستم، سرعت خطی جانبی (V_y) و سرعت دورانی $(\dot{\Psi})$ می‌باشد. طبق تعاریف ذکر شده، یک خودروی موتوری پایدار می‌باشد اگر هنگام حرکت با مقادیر (V_{y0}) و $(\dot{\Psi}_0)$ از متغیرهای حالت فوق، بعد از اعمال یک اغتشاش جزئی عبارت ذیل برقرار گردد.

$$\lim_{t \rightarrow \infty} V_y(t) = V_{y0} \quad \& \quad \lim_{t \rightarrow \infty} \dot{\Psi}(t) = \dot{\Psi}_0 \quad (۸)$$

لازم به ذکر است که رسیدن به وضعیت تعادل اولیه سیستم، دستیابی به مسیر قبلی حرکت خودرو نمی‌باشد. بعد از وارد آمدن اغتشاش، خودرو به هیچ عنوان نمی‌تواند به مسیر قبلی حرکت خود بازگردد. این امر مستلزم تصحیح مسیر حرکت توسط راننده و یا استفاده از یک سیستم کنترلی اتوماتیک جهت اعمال ورودی فرمان می‌باشد [۸].

۲-۱- آنالیز ساده پایداری خودرو حین ترمزگیری

خودرو حین ترمزگیری، در صورت قفل شدن چرخ‌های عقب، پیش از چرخهای جلو دچار ناپایداری می‌گردد. در اکثر اوقات این ناپایداری باعث چرخش خودرو حول محور عمودی (یاو) می‌گردد. این سرعت دورانی و به تبع آن زاویه دوران حاصله، تابعی از سرعت طولی خودرو، ضریب اصطکاک تایر و جاده، ممان اینرسی یاو و ابعاد وسیله نقلیه می‌باشد. در شکل‌های (۳) یک خودرو با شرایط قفل شدگی چرخهای جلو و عقب (نمایش نیروی جانبی صفر در چرخ قفل شده) حین ترمزگیری نمایش داده شده است.

در صورت فرض چرخش چرخهای جلو در شرایط بدون لغزش و قفل شدن چرخهای عقب، شکل (۱-۳)، هرگونه اغتشاش جانبی در اثر عواملی چون شیب جاده، باد جانبی و یا عدم توازن نیروهای ترمزی چرخهای چپ و راست، باعث ایجاد نیروی جانبی (F_y) می‌گردد. نیروی منتهجه از نیروی دالامبری اینرسی حاصل از ترمزگیری وسیله نقلیه و نیروی جانبی وارده، بر مرکز جرم و در راستای زاویه لغزش (α_v) اعمال می‌گردد. این زاویه لغزش، زاویه بین محور طولی خودرو و راستای تمایل سرعت مرکز جرم خودرو می‌باشد. در اثر اعمال نیروی اغتشاش جانبی، در تایرها نیروی جانبی تولید می‌گردد. البته این نیروی جانبی فقط در چرخهای جلو که به شرایط لغزش نرسیده‌اند دارای میزان قابل توجه می‌باشد. طبق شکل (۲) میزان این نیروی جانبی در چرخهای قفل شده بسیار ناچیز می‌باشد. نیروی جانبی ایجاد شده در چرخهای جلو باعث اعمال گشتاور ناپایدار کننده $(F_y \Psi L)$ حول مرکز جرم وسیله نقلیه و افزایش زاویه لغزش خودرو و در نهایت ناپایداری حرکت خودرو در مسیر مستقیم می‌گردد.

در حالت معکوس یعنی شرایط قفل شدگی چرخهای جلو و عدم حصول شرایط لغزش برای چرخهای عقب، شکل (۲-۳)، گشتاور $F_y(1-\Psi)L$ باعث ایجاد تمایل چرخش محور طولی خودرو به سمت راستای حرکت مرکز جرم گردیده و باعث کاهش زاویه لغزش اولیه سیستم می‌گردد. بدین ترتیب در نهایت باعث پایداری حرکت خودرو در مسیر مستقیم می‌گردد [۹].

۲-۲- استخراج معادلات خطی حاکم بر حرکت جانبی خودرو با فرض قفل شدگی چرخهای جلو

جهت بررسی پایداری خودرو حین ترمزگیری در شرایط مختلف قفل شدگی چرخهای وسیله نقلیه، معادلات مربوط به دو درجه آزادی حرکت جانبی خودرو اعم از سرعت خطی جانبی و سرعت دورانی یا مورد بررسی قرار گرفته است. با اعمال شرایط اولیه غیر صفر به عنوان اغتشاش جزئی، پایداری جواب معادلات حول نقطه سکون تحقیق گردیده است. فرضیات قفل شدگی چرخها به شرح ذیل می باشد:

- قفل شدگی چرخهای جلو با در نظر گرفتن نیروی جانبی صفر، یعنی بررسی در بدترین شرایط سیستم، صورت پذیرفته است.
- میزان اغتشاش وارده محدود بوده و لغزش جانبی برای چرخ قفل نشده رخ نخواهد داد.
- روابط زیر معادلات مربوط به شرایط قفل شدگی چرخهای جلو خودرو می باشند [۹].

$$I_z \ddot{\Psi} = I_r C_r \frac{V_y - I_r \dot{\Psi}}{V_x} \quad (9)$$

$$M(\dot{V}_y + \dot{\Psi} V_x) = C_r \frac{V_y - I_r \dot{\Psi}}{V_x} \quad (10)$$

$$V_x = -at + V_0 \quad 0 \leq t < V_0/a \quad (11)$$

معادلات (۹) و (۱۰) معادلات مربوط به حرکت جانبی خودرو بوده که چنانچه ملاحظه می گردد این معادلات غیر خطی می باشند.

معادله (۱۱) بیانگر سرعت خطی خودرو بوده که دارای شتاب کاهشی طولی ثابت می باشد. با این فرض سیستم غیر خطی و اتونوموس γ

$$\dot{X} = f(X) \quad (12)$$

تبدیل به سیستم خطی و غیر اتونوموس λ

$$\dot{X} = A(t)X \quad (13)$$

گردیده است. با این عمل می توان از پاره ای قضایای موجود جهت بررسی سیستم بهره گرفت. در بررسی پایداری سیستمهای خطی و غیر اتونوموس هیچ یک از روشهای استاندارد ارائه شده در مورد سیستمهای خطی و نامتغیر با زمان (Linear Time Invariant) از جمله بررسی ساده مقادیر ویژه سیستم، قابل استفاده نمی باشد [۸]. از این رو در بررسی پایداری اینگونه سیستمها اکثراً از روش مستقیم لیاپونوف بهره گرفته می شود. یکی از دلایل اهمیت بررسی سیستم خطی و غیر اتونوموس امکان استخراج نتایج پایداری محلی سیستم غیر خطی و غیر اتونوموس معادل آن می باشد.

تعداد زیادی تئوریهای خاص برای تعیین پایداری سیستمهای خطی و غیر اتونوموس موجود می باشد که هر یک قابل استفاده برای دسته ای ویژه از سیستمها می باشد. یکی از نتایج حاصله از این گونه تئوریها به شرح ذیل می باشد.

۲-۳- قضیه شرط کافی همواری ماتریس $A(t)$

برای سیستم خطی $\dot{X} = A(t)X$ اگر در تمام زمانهای t بزرگتر از صفر مقادیر ویژه ماتریس $A(t)$ دارای قسمت حقیقی منفی باشند:

$$\exists \alpha > 0, \forall i, \forall t \geq 0 \text{ \& } \lambda_i[A(t)] \leq -\alpha \quad (14)$$

و ماتریس $A(t)$ کراندار بوده و نیز انتگرال حاصلضرب ترانهاده ماتریس در ماتریس مذکور موجود و محدود باشد.

$$\int_0^{\infty} \underline{A}^t(t) \underline{A}(t) dt < \infty \quad (15)$$

می‌توان نتیجه گرفت سیستم به صورت کلی ۱۰ و نمائی پایدار می‌باشد [۱۰]. لازم به ذکر است که این شرط یک شرط کافی بوده و تنها در صورت برقراری آن می‌توان نتیجه‌ای در زمینه پایداری سیستم استخراج نمود.

در صورت نقض آن هیچ گونه نتیجه‌ای در مورد عدم پایداری سیستم قابل حصول نمی‌باشد. در این قسمت فرم ماتریسی معادلات حرکت جانبی خودرو به صورت زیر ارائه می‌گردد:

$$\dot{\underline{X}}(t) = \underline{A}(t) \underline{X}(t) \quad 0 < t \leq V_0/a$$

$$\underline{A}(t) = \begin{bmatrix} \frac{-C_r}{M \times Y} & \frac{C_r \times l_r - Y}{M \times Y} \\ \frac{C_r \times l_r}{I_z \times Y} & \frac{-C_r \times l_r^2}{I_z \times Y} \end{bmatrix} \quad (16)$$

$$Y = (-a \times t + V_0)$$

چنانچه مشاهده می‌گردد ماتریس $A(t)$ ارائه شده در معادله (۱۶) در بازه معرفی شده برای زمان کراندار نمی‌باشد. این ماتریس در مرز بالای زمان بی‌نهایت می‌شود. با اعمال دو مرتبه تغییر متغیر این ماتریس در تمام بازه معرفی شده محدود می‌گردد.

۲-۴- تغییر متغیر اول

با اعمال تغییر متغیر اول ماتریس مزبور اصلاح گردیده و در زمان بی‌نهایت به سمت صفر میل می‌نماید.

$$\frac{1}{-at + V_0} = u \quad \Rightarrow \quad t = \frac{V_0 u - 1}{au} \quad (17)$$

جهت بازنویسی معادلات حرکت بر اساس متغیر جدید، عمل دیفرانسیل‌گیری صورت پذیرفته است.

$$dt = \frac{du}{au^2}$$

$$\frac{d\underline{X}}{du} = \frac{1}{au^2} \times \frac{d\underline{X}}{dt} \quad (18)$$

$$\frac{d\underline{X}(u)}{du} = \frac{1}{au^2} \underline{A}(u) \underline{X}(u) \text{ \& } \frac{1}{b} \leq u < +\infty$$

با انجام این تبدیل تنها سیستم در فضای واقعه ۱۰ در راستای بردار زمان فشرده گردیده است.

۲-۵- تغییر متغیر دوم

این تغییر متغیر جهت دستیابی به بازه عملکرد صفر تا بی‌نهایت برای متغیر زمان صورت پذیرفته است.

$$u - \frac{1}{V_0} = \tilde{t} \quad (19)$$

با انجام این تبدیل تنها در متغیر سیستم یک جابجائی صورت پذیرفته است.

$$du = d\tilde{t} \quad \& \quad 0 \leq \tilde{t} < +\infty \quad (20)$$
$$\frac{dX(\tilde{t})}{d\tilde{t}} = \underline{A}(\tilde{t})X(\tilde{t})$$

۲-۶- استخراج مقادیر ویژه

در ادامه مقادیر ویژه ماتریس $A(t)$ محاسبه گردیده است. پس از ساده‌سازی خواهیم داشت:

$$\lambda_1, \lambda_2 = \frac{-1}{2a(\tilde{t} + 1/V_0)} \left(s \pm \sqrt{s^2 - 4 \frac{C_r \times I_r}{I_z \times a(\tilde{t} + 1/V_0)^2}} \right) \quad (21)$$
$$s = \left(\frac{C_r}{M} + \frac{C_r \times I_r^2}{I_z} \right)$$

با بررسی عبارت حاصله مقادیر ویژه ماتریس مزبور حاوی متغیر زمان بوده و دارای دو حالت زیر می‌باشند: با بررسی عبارت حاصله مقادیر ویژه ماتریس مزبور حاوی متغیر زمان بوده و دارای دو حالت زیر می‌باشند:

- مقادیر ویژه حقیقی منفی

- مقادیر ویژه مختلط با قسمت حقیقی منفی

محاسبه انتگرال حاصلضرب ماتریس A و ترانهاده A صورت پذیرفته و خواهیم داشت:

$$\Rightarrow W = \int_0^{\infty} \underline{A}'(\tilde{t}) \underline{A}(\tilde{t}) d\tilde{t} < \infty \quad (22)$$

چنانچه نشان داده شد، سیستم تمام شرایط همواری را دارا بوده و میتوان نتیجه پایداری نمائی و کلی آن را نتیجه گرفت. سیستم معادلات بررسی شده مربوط به یک خودرو موتوری دو درجه آزادی می‌باشد. معادلات سیستم در مانور ترمزگیری و در شرایط قفل شدگی چرخ‌های جلو استخراج گردیده است. با ارضاء شرایط قضیه همواری نمایی اشاره شده می‌توان پایداری حرکت سیستم در شرایط مانوری ذکر شده را نتیجه گرفت. در ادامه سیستم معادلات با نرم افزار متلب ۱۱ شبیه‌سازی شده و آنالیز حساسیت تغییر پارامترهای سیستم و تاثیر آن بر پایداری سیستم مطالعه گردیده است.

۳- نتایج شبیه‌سازی سیستم

در این مرحله مدل ساده خودرو با دو درجه آزادی قید شده، شبیه‌سازی گردیده است. نتایج شبیه‌سازی تغییرات سرعت جانبی خودرو و سرعت زاویه‌ای یو پس از اعمال اغتشاش به صورت سرعت اولیه غیر صفر برای دو مقدار مختلف در شکل (۴) آورده شده است. تاثیر نیروی جانبی در سیستم به طور کیفی مشابه با اثر مستهلک کننده ویسکوز ساده می‌باشد که نتیجه آن ایجاد یک منحنی هارمونیک با دامنه کاهشی است.

۳-۱- بررسی تاثیر پارامترهای مختلف بر پایداری سیستم

در این بخش مقادیر ویژه ماتریس اینرسی مورد بررسی قرار گرفته و تاثیر تغییرات پارامترهای مختلف آن در میزان پایداری سیستم بررسی گردیده است.

- بررسی تغییر سختی جانبی تایر عقب (C_r)

بخش حقیقی مقادیر ویژه دارای علامت منفی بوده (۲۱) و با افزایش سختی جانبی تایر این مقدار منفی افزایش یافته و همگرایی سریعتری برای سیستم پیش‌بینی می‌گردد، شکل (۵).

این نتیجه کاملاً منطبق با فیزیک مسئله می‌باشد. نیروی جانبی تولید شده در تایر عقب متناسب با سختی جانبی تایر بوده که با افزایش این ضریب نیروی مزبور نیز افزایش یافته و خودرو سریعتر پایدار می‌گردد.

- بررسی تغییر فاصله مرکز جرم خودرو تا محور عقب (l_r)

با توجه به منفی بودن بخش حقیقی مقادیر ویژه (۲۱)، افزایش فاصله مرکز جرم کل خودرو تا محور عقب این مقدار منفی را افزایش داده و همگرایی سریعتری برای سیستم پیش‌بینی می‌گردد، شکل (۵).

افزایش این فاصله در خودرو باعث افزایش خاصیت زیر فرمانی آن و پایداریتر شدن سیستم می‌گردد.

- بررسی تغییر جرم (M) و ممان اینرسی کل خودرو (I_z)

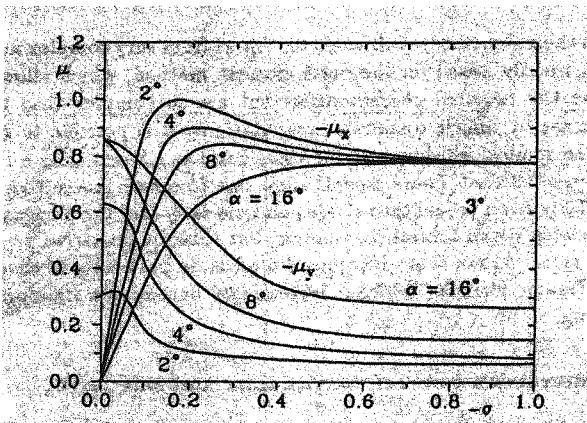
با افزایش جرم و ممان اینرسی خودرو بخش حقیقی منفی مقادیر ویژه (۲۲) کاهش می‌یابد. بدین ترتیب تاثیر منفی این افزایش در کاهش سرعت همگرایی جواب سیستم در پاسخ به اغتشاشات وارده مشاهده می‌گردد، شکل (۶).

۴- نتیجه گیری

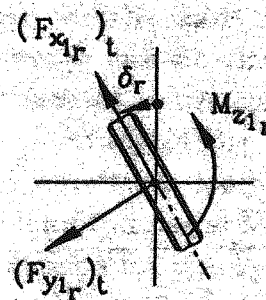
نتایج حاصله از تاثیر تغییر پارامترهای خودرو بر پایداری آن همگی منطبق بر اطلاعات استخراج شده از نتایج بررسی تحلیلی سیستم می‌باشد. در اینجا ارزش و اهمیت بررسی تحلیلی یک سیستم بدون حل کامل و شبیه‌سازی آن آشکار می‌گردد. در بسیاری سیستم‌ها می‌توان با بررسی تحلیلی معادلات تشکیل دهنده سیستم به اطلاعات مفیدی از آن دست یافت. - افزایش خاصیت زیر فرمانی خودرو به عبارت دیگر افزایش فاصله مرکز جرم خودرو تا محور چرخ عقب باعث مقاوم تر شدن خودرو در برابر اغتشاشات جانبی و افزایش نرخ پایداری سیستم می‌گردد.

- کاهش جرم و ممان اینرسی بدنه خودرو باعث مقاوم تر شدن خودرو طی مانور ترمزگیری در برابر اغتشاشات جانبی می‌شود. بدین ترتیب در نرخ همگرایی متغییرات سیستم تسریع صورت گرفته و سیستم در مقابل اغتشاشات پایداریتر می‌گردد.

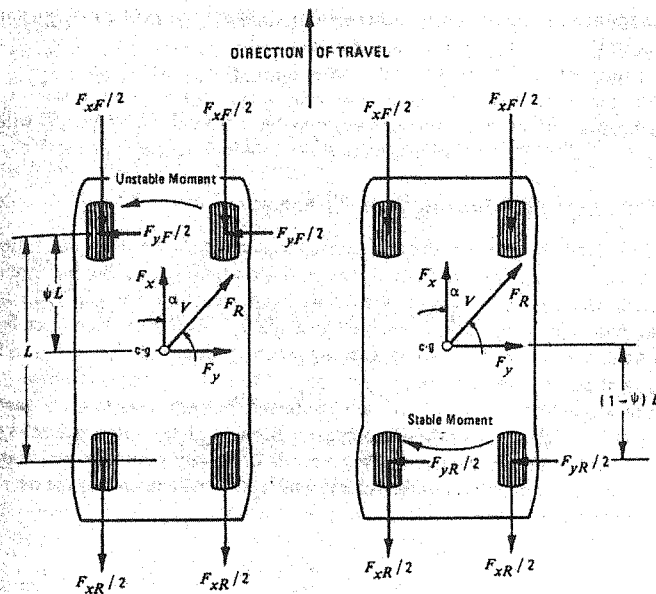
- افزایش سختی جانبی تایر باعث افزایش نیروی جانبی ایجاد شده بین تایر و زمین گردیده در نهایت گشتاور متعادل کننده را افزایش داده و در نهایت پایداری سیستم بیشتر می‌شود.



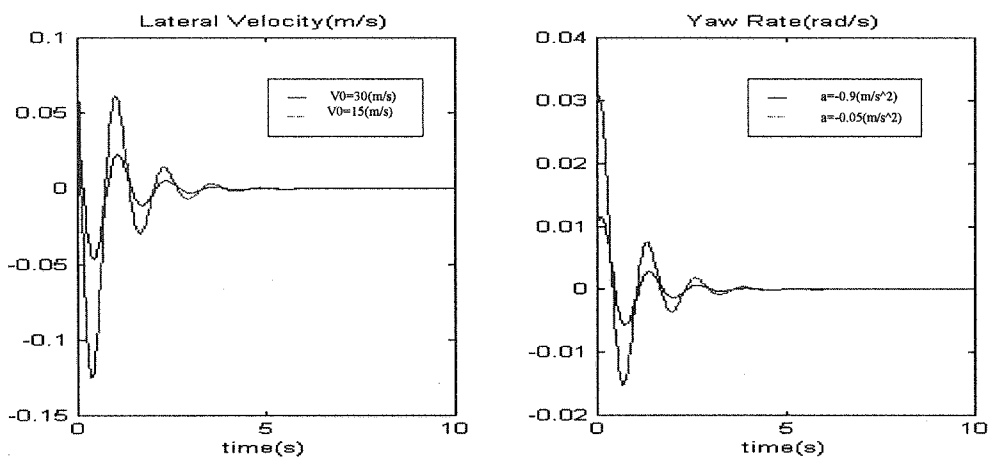
شکل (۲) ضریب نیروهای طولی و جانبی خودرو بر حسب لغزش طولی برای زاوای لغزش مختلف [۸].



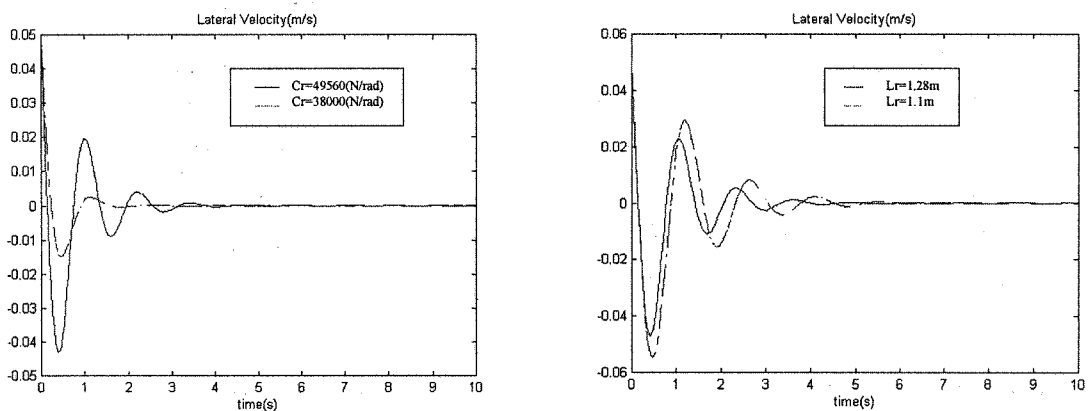
شکل (۱) نیروهای صفحه‌ای بین تایر و جاده با فرمان خوری چرخ‌های جلو [۸].



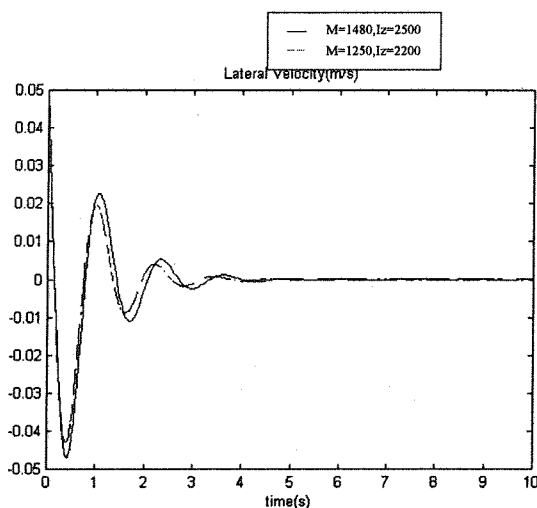
(۳-۱) قفل شدگی چرخ‌های عقب. (۳-۲) قفل شدگی چرخ‌های
 شکل (۳) نمایش خودرو در وضعیت‌های مختلف قفل شدگی چرخ‌ها [۹].



شکل (۴) شبیه‌سازی تغییرات سرعت جانبی خودرو و سرعت زاویه‌ای یاو پس از اعمال اغتشاش به صورت سرعت اولیه غیر صفر برای دو مقدار مختلف.



شکل (۵) تغییرات سرعت جانبی خودرو و سرعت زاویه‌ای یاو برای مقادیر مختلف سختی جانبی تایر و موقعیت مرکز جرم خودرو.



شکل (۶) تغییرات سرعت جانبی خودرو برای مقادیر جرم و ممان اینرسی مختلف بدنه خودرو.

فهرست علائم و اختصارات

\tilde{r}	تغییر متغیر دوم	C_r	سختی جانبی تایر
$\dot{\psi}$	سرعت یاو	l_r	فاصله مرکز جرم تا مرکز چرخ عقب
V_y	سرعت جانبی	M	جرم کل خودرو
a	شتاب کند شونده	V_x	سرعت خطی خودرو
V_0	سرعت اولیه	σ	ضریب لغزش طولی
X	متغیر حالت سیستم	μ	ضریب اصطکاک
		u	تغییر متغیر اول

زیر نویس ها

1-traction control system
2-anti-lock brake system
3-camber
4-Asymptotically
5- monotonically
6-autonomous

7-non-autonomous
8-Lyapuniov's direct method-autonomous
9-global
10- event space
11-Matlab

مراجع

- [1] Kabganian, M. and Kazemi, R., A New Strategy for Traction Control in Turning via Engine Modeling," IEEE Transactions on Vehicular Technology, Vol. 50, No. 6, 2001, pp.1540-1548.
- [2] Kazemi, R. and Kabganian, M. and Modir Zaare, M. R., A New Sliding Mode Controller for Four-Wheel Anti-Lock Braking System, SAE, 2000.
- [3] Kane, T. R. and Man, G. K., The Importance of Slip Law Nonlinearity in the Theory of Steady Turning of Automobiles, Mechanics Research Communication, 4(5), 1977, pp.315-320.
- [4] Sachs, H. K. and Chou, C. C., On the Stability in the Sense of Liapunov of a Rubber Tire, Vehicle," Transaction of ASME, 1976, pp. 180-185.
- [5] Qiuzhen Q. and Yanzhu L., On the Dynamics of Vehicles Based on Nonlinear Characteristic of Tire, Vehicle System Dynamics, 34(2000), pp. 131-141.
- [6] Lenasi J. and Dannon G. and Zezelj S., Lateral Stability of Braking Vehicle on the Friction Limit, Vehicle System Dynamics, 28 (1998), pp 711-716.
- [7] Qu Q. and Liu Y., On Lateral Dynamics of Vehicle Based on Nonlinear Characteristics of Tires, Vehicle System Dynamics, 34 (2000), pp 131-141.
- [8] Giancarlo Genta., Motor Vehicle Dynamics, World Scientific Publishing Co., 1999.
- [9] Rudolf Limpert, Brake Design and Safety, Society of Automotive Engineers, Inc., 1999.
- [10] Jean-Jacques E. Slotine and Weiping Li, Applied Nonlinear Control, Prentice-Hall Inc., 1991.