



## بهبود دینامیک خودرو به روش کنترل مقاوم توسعه داده شده

مسعود گوهری منش<sup>۱</sup> و علی اکبر اکبری<sup>۲\*</sup>

<sup>۱</sup> دانشجوی دکتری، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

<sup>۲</sup> دانشیار، گروه مهندسی مکانیک، دانشگاه فردوسی مشهد، مشهد، ایران

تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۱۲/۱۶؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۵/۰۳/۰۱؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۵/۰۶/۲۸

### چکیده

در این مقاله، بهبود پایداری خودرو بر اساس ترمزهای تفاضلی و با استفاده از یک منطق کنترل مقاوم توسعه داده شده، مورد توجه قرار گرفته است. سیستم ترمزی خودرو، در صورتی که به صورت تفاضلی عمل نماید، می‌تواند به واسطه لختی خودرو در حال حرکت، گشتاورهای قابل توجهی را تولید کند و در شرایط اضطراری مؤثر واقع گردد؛ لذا طراحی سیستم کنترلی به دو سطح بالا برای تولید گشتاور مورد نیاز و سطح پایین، جهت اختصاص گشتاورهای ترمزی به هر چرخ شکل می‌گیرد. در سطح بالا، طراحی کنترل‌کننده توسط تئوری فیدبک کمی توسعه داده شده صورت می‌پذیرد. مبانی این کنترل‌کننده، طوری است که با استفاده از مدل خطی خودرو، تمامی عدم قطعیت‌های موجود را مورد مطالعه قرار داده، سپس با استفاده از روش تاگوچی، تأثیرگذارترین پارامترها تعیین می‌شوند و پس از آن به وسیله یک پیش‌فیلتر و جبران‌ساز، کنترل مدل غیر خطی انجام می‌گیرد. پس از تولید گشتاور تصحیح، گشتاورهای ترمزی توسط یک سری قوانین ساده تولید و به خودرو معرفی می‌شوند. جهت شبیه‌سازی جامع دینامیک خودرو، از نرم‌افزار کارسیم استفاده شده است. برای تصریح عملکرد مناسب کنترل مقاوم، یک مانور موج سینوسی برای جاده با اصطکاک پایین نیز در نظر گرفته می‌شود تا کارا بودن بودن منطق مورد استفاده، نشان داده شود.

**کلمات کلیدی:** کنترل پایداری خودرو؛ تئوری فیدبک کمی توسعه داده شده؛ ترمز تفاضلی؛ گشتاور ترمزی؛ عدم قطعیت.

## Vehicle Dynamics Improvement Using Developed Robust Controller

M. Goharimanesh<sup>1</sup>, A. A. Akbari<sup>2,\*</sup>

<sup>1</sup> Ph.D. Student, Mech. Eng., Ferdowsi Univ., Mashhad, Iran.

<sup>2</sup> Assoc. Prof., Mech. Eng., Ferdowsi Univ., Mashhad, Iran.

### Abstract

In this paper, robust control and improvement of vehicle dynamic and stability is considered. Direct yaw control as a means of corrective moment generating could be effective during vehicle maneuvers. Due to the differential brake forces, a corrective moment is generated at the center of gravity of vehicle to be effective in emergency conditions. The control system is designed to produce the corrective torque required in top-level and the brake torque of each wheel in low-level controller. The corrective moment is designed by developed quantitative feedback theory as a robust controller method. This robust controller considers the vehicle system uncertainties existed by change of center of gravity, road conditions, tire inflation pressure and many reasons. The uncertainties firstly considered by a statistical method named Taguchi to find the most effective parameters in the model. Base of the linear model derived from nonlinear vehicle dynamics, all the uncertainties studied by a pre-filter and compensator control and then applied in comprehensive nonlinear model. Moreover, the brake torque is generated by a set of simple rules. A double lane change maneuver with the low friction road is employed to show the robust performance of the controller.

**Keywords:** Vehicle Stability Control; Developed Quantitative Feedback Theory; Differential Braking; Braking Torque; Uncertainty.

## ۱- مقدمه

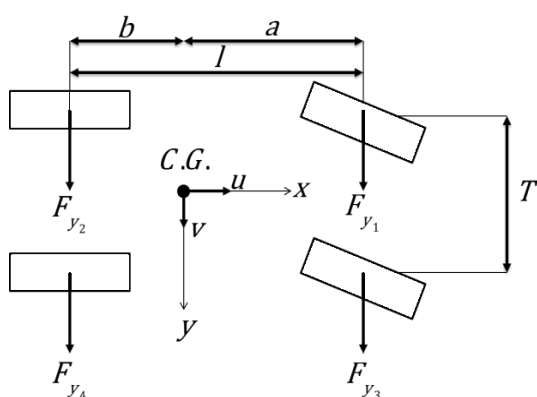
پس از ارائه ترمزهای ضد قفل برای خودرو، اولین وسیله‌ای که می‌توانست در کنترل دینامیک خودرو به کار آید، ارائه ترمزهای تفاضلی بود که می‌توانست به منظور رسیدن به گشتاور دلخواه در حرکت خودرو مورد استفاده قرار بگیرد. راه‌حل‌های زیادی چه از نظر منطق‌های کنترلی و چه از طرق دیگری چون، دیفرانسیل فعال و غیره برای کنترل پایداری خودرو ارائه شده است. شیباهاتا و همکاران [۱]، کنترل پایداری خودرو را به صورت مستقیم ارائه داده‌اند. همچنین آبه [۲]، تأثیر این پدیده را بر روی ایمنی فعال به صورت گسترده‌ای بررسی کرد. پس از ارائه مفهومی این پدیده، زانتن [۳]، به صورت عملی این سیستم را روی ترمز پیاده‌سازی کرد. ناگائی [۴]، با ترکیب ترمزهای تفاضلی و فرمان فعال عقب، این مفهوم را توسعه داد. منطق‌های کنترلی زیادی نظیر، فازی [۵-۷]، مد لغزشی [۸] و بهینه [۹، ۱۰] در این راستا به کار گرفته شده است. ارائه منطق تئوری فیدبک، کمی نیز به عنوان یک کنترل‌کننده مقاوم در روی یک سری از مانورهای محدود و صرفاً به صورت گشتاور تصحیح ارائه شد [۱۱].

تئوری فیدبک کمی، صرف نظر از مدل‌های غیرخطی، تنها با خطی سازی مدل، یک سری عدم قطعیت موجود را مطرح می‌سازد، سپس با یک الگوریتم کاملاً مشخص، کنترل‌کننده طراحی می‌شود. این تئوری توسط هورویتس در ۱۹۸۲ معرفی شد [۱۲]. شاید اولین کاربرد این تئوری را کلو، هورویتس و هوپیس در ۱۹۸۶ روی ارابه فرود یک هواپیما، مطرح کردند [۱۳]. ساز و کار این الگوریتم در مورد سیستم‌های چند متغیره را هوپیس در ۱۹۸۷ بررسی کرد [۱۴]. در ۱۹۸۸، هورویتس به همراه وانگ، بررسی این کنترل‌کننده را روی خودروهای ریلی انجام داد [۱۵]. هامیلتون در سال بعد، ۱۹۸۹ همراه هورویتس، کنترل‌کننده دیجیتال تئوری فیدبک کمی را روی خودروهای بدون راننده پیاده کرد [۱۶]. تولید باندهای مقاوم و همچنین طراحی کنترل‌کننده در این روش، کار طاقت‌فرسایی است و به همین منظور، کایت و یانیف در ۱۹۹۳ طرحی را ارائه کردند تا با استفاده از یک محیط کاری با رایانه این طراحی راحت‌تر انجام بگیرد [۱۷]. در سال ۱۹۹۴، برقسانی، کایت و یانیف، اولین جعبه‌ابزار خور

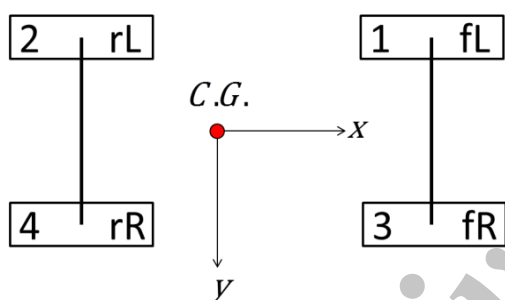
را در محیط مطلب جهت استفاده از کاربران معرفی کردند [۱۸]. در همان سال ناتاراج نیز، جعبه‌ابزاری جداگانه را به همین منظور ارائه کرد [۱۹]. نوردگرن و همکاران، فرمولاسیون جدیدی را برای تئوری فیدبک کمی به منظور استفاده نکردن از الگوهای فرکانسی اولیه طرح‌ریزی کردند [۲۰]. در ۱۹۹۷، هندرسون به کمک هس، روش تقریبی جهت طراحی به این روش را معرفی کرد [۲۱]. ۱۹۹۸، چن و همکارانش، از الگوریتم ژنتیک به وسیله رایانه جهت طراحی بهبود یافته شده استفاده کردند [۲۲]. در سال‌های اخیر، بیشتر به کاربردهای این تئوری پرداخته شده است. در زمینه خودرو، اسلیکر [۲۳]، تامسون روی کنترل کلاچ [۲۴]، لیبرزون روی تعلیق خودروهای سبک [۲۵]، راجاپاکسی روی تعلیق خودروهای سنگین [۲۶]، کنترل سیستم تعلیق نیمه فعال توسط زاپاتیرو انجام گرفت [۲۷]. ژانگ و همکاران، روی کنترل فرمان فعال، فعالیت کردند [۲۸]. اخیراً، ارتباطی میان سیستم‌هایی با مرتبه دیفرانسیلی کسری در کارهای منگ و ناتاراج منتشر شده است که توانسته قابلیت‌های این تئوری را افزون‌تر نماید [۲۹]. آخرین دستاورد این تئوری را در سال ۲۰۱۲ شاید بتوان از آن پرفسور گارسیا سازن دانست که جعبه‌ابزار جدیدی را معرفی نمودند [۳۰].

در این مقاله، کنترل‌کننده در دولا به طراحی می‌شود. در لایه بالا، ابتدا کنترل‌کننده با تئوری فیدبک کمی توسعه داده شده برای تولید گشتاور تصحیح شده قرار می‌گیرد. در طراحی کنترل‌کننده به روش تئوری فیدبک، کمی بایستی متغیرهایی را مشخص کرد که در مدل خطی قرار دارند و عدم قطعیت‌های آن را به هریک نسبت داد. چنانچه تعداد متغیرها بالا و سطوح تغییر آن‌ها زیاد باشند، طراحی کنترل‌کننده به دلیل حجم محاسبات مختل می‌شود. در این حالت، بهتر است که متغیرهایی که تأثیرگذارترین هستند، در طراحی شرکت داشته باشند. در این مقاله، با استفاده از یک روش آماری ابتدا تأثیرگذارترین متغیرها شناسایی و سپس در مرحله بعد، مورد توجه قرار می‌گیرند تا طراحی کنترل‌کننده به صورت قابل قبولی صورت پذیرد. بعد از آن در لایه پایین، با توجه به یک سری قوانین، گشتاور ترمزی هر چرخ محاسبه و به سیستم شبیه‌ساز منتقل می‌شود. جهت شبیه‌سازی مدل خودرو از نرم‌افزار

برای مشخص کردن راست و یا چپ بودن تایلر استفاده شده است.



شکل ۱- مشخصات هندسی خودرو



شکل ۲- نشانه‌گذاری تایرها

معادلات دینامیک خودرو با چهار رابطه زیر مشخص می‌شوند. معادلات (۱-۴) به ترتیب، حرکات طولی، عرضی، چرخشی و غلت خودرو را بیان می‌کنند.

$$\sum_{i=1}^4 F_{xi} - mg \sin(\alpha) - \frac{1}{2} \rho A_r C_d u^2 = m a_x \quad (1)$$

$$\sum_{i=1}^4 F_{yi} = m a_y = m a_{yu} + m_s h' \ddot{\phi} \quad (2)$$

$$\frac{T}{2} (F_{x1} + F_{x2}) - \frac{T}{2} (F_{x3} + F_{x4}) = I_{zz} \dot{r} \quad (3)$$

$$m_s g h' \sin(\phi) - K_t \phi - C_t \dot{\phi} = I_{xx} \ddot{\phi} + m_s h' a_{yu} \quad (4)$$

به دلیل فرمان گرفتن هرکدام از چرخ‌های جلو، نیروهای طولی و عرضی با احتساب زاویه فرمان به صورت شکل ۳ بیان می‌شوند.

کارسیم، به عنوان یکی از کاراترین نرم‌افزارهای شبیه‌ساز دینامیک خودرو استفاده شده است. در پایان، کنترل‌کننده روی یک خودرو با مانور موج سینوسی به کار گرفته شده است. بر این اساس، اجزای مقاله به صورت زیر طبقه‌بندی می‌شوند. ابتدا، معادلات دینامیکی حاکم بر خودرو و مدل‌سازی آن در محیط کارسیم صورت گرفته است. در بخش سوم، طراحی کنترل‌کننده لایه بالا که توسط تئوری فیدبک کمی صورت می‌گیرد، در هشت گام توضیح داده شده است. در بخش چهارم، طراحی کنترل‌کننده لایه پایین تشریح شده است. شبیه‌سازی و پیاده‌سازی کنترل‌کننده در محیط نرم‌افزار نیز، در بخش پنجم توضیح داده شده است و در پایان، نتیجه‌گیری در بخش ششم آورده شده است.

## ۲- مدل‌سازی خودرو

### ۱-۲- معادلات دینامیک خودرو

مدل خودرو، برای شبیه‌سازی حرکت آن مورد نیاز است. از این رو لازم است مدل، توانایی نشان دادن خواص اصلی حرکت خودرو را داشته باشد. با توجه به تجربیات حاصل از کارهای زیادی که در زمینه مدل‌سازی حرکت خودرو انجام شده است، یک مدل مناسب برای خودرو باید شامل، عوامل غیرخطی و حداقل دارای درجات آزادی حرکت صفحه‌ای و رول<sup>۱</sup> باشد. معمولاً در اکثر مطالعات صورت گرفته از مدل جامع دینامیک خودرو با ۸ درجه آزادی استفاده شده است [۳۱]. این مدل، دارای درجات آزادی شامل: سرعت طولی خودرو، سرعت عرضی خودرو، سرعت دورانی گردش، زاویه رول و ۴ درجه آزادی مربوط به سرعت دورانی هر چرخ است. شکل ۱، مدل خودرو را در حالتی نشان می‌دهد که دو درجه آزادی دارد. برخی از پارامترهای هندسی خودرو از دید بالا ترسیم شده‌اند.

نشانه هر کدام از تایرها در شکل ۲، قابل رؤیت است. شماره تایرها به ترتیب عدد، برای جلو سمت چپ، عقب سمت چپ، جلو سمت راست و عقب سمت چپ می‌باشند. برای نشانه‌گذاری حرفی آن، از حرف کوچک f و r برای نشان دادن قسمت جلو و عقب و از حرف بزرگ R و L،

<sup>۱</sup> Roll

$$\alpha_3 = \delta_{T3} - tg^{-1}((v+ar)/(u-\frac{1}{2}Tr)) \quad (12)$$

$$\alpha_4 = \delta_{T4} - tg^{-1}((v-br)/(u-\frac{1}{2}Tr)) \quad (13)$$

در بخش بعدی جهت طراحی کنترل‌کننده از مدل خطی استفاده می‌شود که به مدل دوچرخه نیز شهرت دارد. این مدل، اولین بار توسط ریکرت و شانک [۳۲] مطرح گردید. در این معادله خطی، می‌توان دو فرمان جلو و عقب و همچنین گشتاور تصحیح شونده را به‌عنوان ورودی‌های سیستم انتخاب کرد. معادله (۱۴)، حالت دیفرانسیلی این مدل به همراه متغیرهای حالت و ورودی‌های آن را نشان می‌دهد.

$$\dot{x} = Ax + BM_c + E\delta_f + F\delta_r \quad (14)$$

که در آن،  $x=(v,r)^T$  است و ماتریس‌های  $A$ ،  $B$ ،  $E$  و  $F$  در رابطه (۱۵) تعریف می‌شوند.

$$A = - \begin{bmatrix} (C_{af} + C_{ar})/mu & (aC_{af} - bC_{ar})/mu + u \\ (aC_{af} - bC_{ar})/I_{zz}u & (a^2C_{af} + b^2C_{ar})/I_{zz}u \end{bmatrix}$$

$$B = [0, 1/I_{zz}]^T$$

$$E = [C_{af}/m, aC_{af}/I_{zz}]^T$$

$$F = [C_{ar}/m, -bC_{ar}/I_{zz}]^T \quad (15)$$

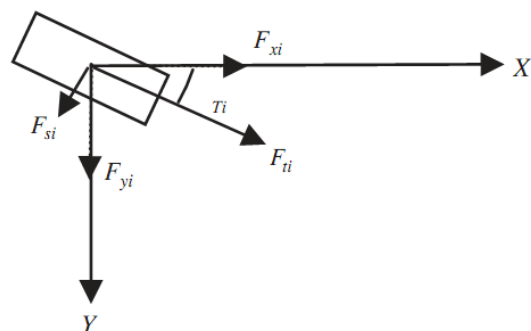
در این مقاله، به دلیل تولید گشتاور خارجی توسط ترمزها، تنها تابع تبدیل میان سرعت چرخشی خودرو نسبت به گشتاور تصحیح شونده دنبال می‌شود؛ لذا با انتقال معادله دیفرانسیل (۱۵) به حوزه لاپلاس و در نظر گرفتن صرفاً ورودی گشتاور تصحیح شونده مطابق (۱۶) خواهیم داشت.

$$x(s) = [sI - A]^{-1} BM_c(s) \quad (16)$$

که در آن،  $s$  متغیر لاپلاس و  $I$ ، ماتریس یکانی است. با در نظر گرفتن این رابطه، تابع تبدیل میان سرعت چرخشی خودرو و گشتاور تصحیح شونده در رابطه (۱۷) به دست می‌آید.

$$\frac{r(s)}{M_c(s)} = \frac{b_{12}s + (a_{11}b_{12} - a_{21}b_{11})}{s^2 + (a_{11} + a_{22})s + (a_{11}a_{22} - a_{12}a_{21})} \quad (17)$$

که در آن،  $a_{ij}$  و  $b_{ij}$ ، درایه‌های ماتریس‌های  $A$  و  $B$  می‌باشند.



شکل ۳- نمای بالای چرخ به همراه نیروهای طولی و عرضی

انتقال وزن روی هر کدام از چرخ‌های خودرو، با چهار معادله (۵-۸) بیان می‌شوند.

$$F_{z1} = \frac{w}{2} \left( \frac{b}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) + K_R \left( \frac{a_y}{g} \frac{h}{T} - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{h'}{T} \right) \sin(\varphi) \right) \quad (5)$$

$$F_{z2} = \frac{w}{2} \left( \frac{a}{L} + \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) + (1 - K_R) \left( \frac{a_y}{g} \frac{h}{T} - \left( \frac{m_s}{m} \right) \frac{h'}{T} \sin(\varphi) \right) \quad (6)$$

$$F_{z3} = \frac{w}{2} \left( \frac{b}{L} - \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) - K_R \left( \frac{a_y}{g} \frac{h}{T} - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{h'}{T} \right) \sin(\varphi) \right) \quad (7)$$

$$F_{z4} = \frac{w}{2} \left( \frac{a}{L} + \frac{a_x}{g} \frac{h}{L} \right) - (1 - K_R) \left( \frac{a_y}{g} \frac{h}{T} - \left( \frac{m_s}{m} \right) \left( \frac{h'}{T} \right) \sin(\varphi) \right) \quad (8)$$

شتاب جانبی خودرو با شتاب جانبی جرم فربندی شده متفاوت است. این عبارت در رابطه (۹) معرفی می‌شود.

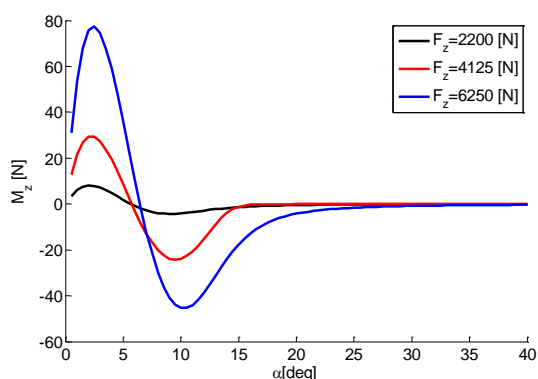
$$a_y = \dot{v} + ur + \frac{m_s}{m} h' \ddot{\varphi} \quad (9)$$

به دلیل لغزشی که هر یک از تایرها در بر خواهند داشت، زاویه لغزش جانبی برای هر یک تعریف می‌شوند که در رابطه (۱۰-۱۳) نشان داده شده‌اند.

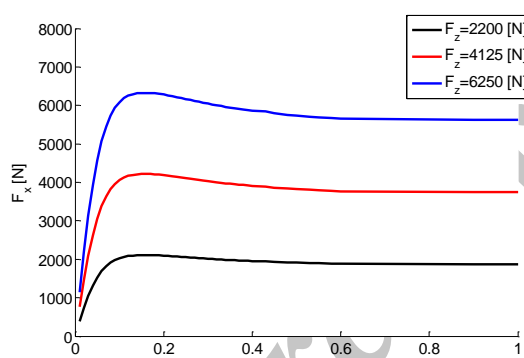
$$\alpha_1 = \delta_{T1} - tg^{-1}((v+ar)/(u+\frac{1}{2}Tr)) \quad (10)$$

$$\alpha_2 = \delta_{T2} - tg^{-1}((v-br)/(u+\frac{1}{2}Tr)) \quad (11)$$

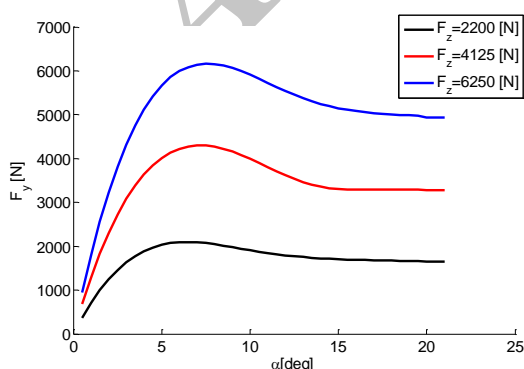
کلاس‌های متفاوت، این نرم‌افزار قادر است، مشخصات سیستم انتقال قدرت، هندسه تعلیق و مشخصات سیستم ترمزی و همچنین نوع تاپر را تغییر دهد شکل ۸، قسمتی را نشان می‌دهد که نرم‌افزار، مشخصات ظاهری از نظر وزن، فاصله مرکز جرم تا هر محور و سایر مشخصات هندسی را از کاربر دریافت می‌کند.



شکل ۴- گشتاور خودتنظیم تاپر



شکل ۵- نیروی طولی تاپر



شکل ۶- نیروی جانبی تاپر

## ۲-۲- دینامیک تاپر

تاپر تنها عضوی است که اتصال خودرو با جاده را فراهم می‌سازد و از این رو بسیار مهم است. این که در شبیه‌سازی‌ها چگونه تاپری مدل شود تا بتواند پاسخی نزدیک به واقعیت بدهد، همواره مورد پرسش و کار محققان بوده است. در این مقاله، از مدل غیر خطی فرمول جادویی با در نظر گرفتن لغزش عرضی که از بهترین مدل‌های غیر خطی برای مدل‌سازی تاپر است، با شرح جزئیات آن در مرجع [۳۳] استفاده شده است. علت به‌کارگیری مدل عرضی، اعمال محدودیت تولید نیروی تاپر در مانورهایی است که به خودرو اعمال می‌شود. مدل تاپر استفاده‌شده در این نوشتار، مدل مخلوط طولی و عرضی فرمول جادویی می‌باشد [۳۳]. شکل ۴ تا شکل ۶، به ترتیب، گشتاور خودتنظیم، نیروی طولی و عرضی تاپر را بر اساس نیروهای عمودی تاپر متفاوتی نشان می‌دهند. در طول شبیه‌سازی در این مقاله، از این مدل‌ها استفاده شده است. در هر کدام از این نمودارها، سه نیروی عمودی مختلف بر تاپر وارد شده است که بر آن اساس داده‌ها نشان داده شده‌اند. همان‌طور که دیده می‌شود، نیروی عمودی، بیشتر سبب افزایش تمامی نیروها و همچنین گشتاور خودتنظیم می‌شود.

## ۲-۳- مدل‌سازی خودرو در محیط کارسیم

در مورد شبیه‌سازی سیستم‌های دینامیک خودرو، یک سری از نرم افزارهای تجاری وجود دارند که تمامی معادلات دینامیک خودرو را در تمام درجات آزادی به طور هم‌زمان حل می‌نمایند. یکی از این نرم افزارهای تجاری، کارسیم<sup>۱</sup> [۳۴] است. این نرم افزار، نسخه‌هایی را برای خودروهای سنگین و موتور سیکلت نیز معرفی کرده است که به ترتیب به تراکسیم<sup>۲</sup> بایکسیم<sup>۳</sup> شهرت گرفته است. نرم افزار کارسیم، با محیطی ساده می‌تواند مشخصات خودروی مورد نظر را در خود قرار دهد و شبیه‌سازی کامل آن را در مانورهای مختلف به نمایش بگذارد [۳۵]. صفحه ابتدایی نرم افزار کارسیم در شکل ۷ نشان داده شده است. در بخش ۱، مشخصات کلی خودرو از کاربر گرفته می‌شود. به غیر از یک کتابخانه مجهز به انواع خودرو در

<sup>۱</sup> Carsim

<sup>۲</sup> Truksim

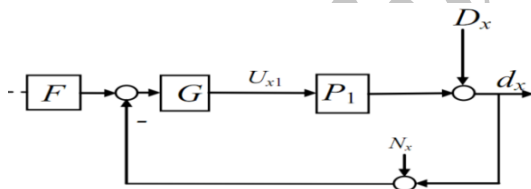
<sup>۳</sup> Bikesim

در بخش ۴، می‌توان شبیه‌سازی رفتار خودرو را به صورت پویانمایی مشاهده کرد که در مطالعه حاضر، تصویری از مراحل حرکت خودرو نشان داده شده است. در بخش ۵، می‌توان نمودارهایی را مشاهده کرد که کاربر از پیش در بخش ۲ تعیین نموده است. به دلیل آن که شبیه‌سازی رفتار خودروی حاضر در این مقاله در محیط سیمولینک انجام می‌شود، خروجی‌های مورد نظر در همان قسمت گرفته می‌شود.

### ۳- طراحی کنترل کننده مقاوم

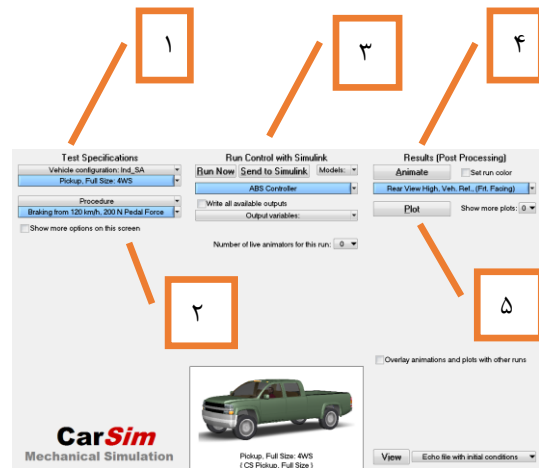
#### ۳-۱- پروسه شکل‌گیری کنترل کننده به روش تئوری فیدبک کمی

بسیاری از سیستم‌های واقعی، دارای نامعینی‌های زیادی هستند که سبب می‌گردند، پایداری و مشخصات رفتاری سیستم مداربسته را دچار مشکل سازند. برای مقابله با نامعینی‌های سیستم، می‌توان از کنترل مقاوم استفاده کرد. تئوری فیدبک کمی، یکی از روش‌های کنترل فرکانسی است که بیان می‌کند، بهره فیدبک، تنها پارامتر مورد نیاز برای سیستمی است که عدم قطعیت در آن دخالت دارد. در روش تئوری فیدبک کمی، سیستم مداربسته مطابق شکل ۹ است.

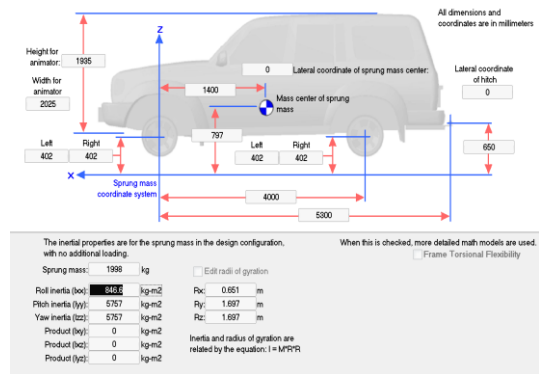


شکل ۹- سیستم حلقه بسته در حضور پیش فیلتر، کنترل کننده، نویز و اغتشاش [۳۰]

در شکل ۷،  $P_1(s)$  سیستمی است که دارای عدم قطعیت است،  $G(s)$  کنترل کننده و  $F(s)$  پیش فیلتر می‌باشند. هدف طراحی کنترل کننده  $G(s)$  و پیش فیلتر  $F(s)$  به گونه‌ای است که با وجود نامعینی‌ها، سیگنال خروجی  $Y(s)$  دقیقاً سیگنال ورودی  $R(s)$  را تعقیب کند و اغتشاشات  $D(s)$  را می‌تواند تا حد زیادی از بین ببرد. فرض می‌شود، سیستم نا معین  $P(s)$  به مجموعه  $P(p,s)$  تعلق دارد مطابق (۱۸).



شکل ۷- صفحه ابتدایی نرم افزار کارسیم

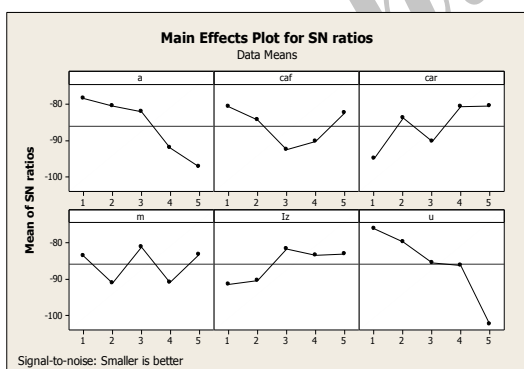


شکل ۸- وارد کردن مشخصات هندسی خودرو به نرم‌افزار

در بخشی ۲، با تعیین مانورهای رانندگی مختلف، می‌توان حرکت خودرو را در شرایط متفاوت رانندگی اعم از نوع جاده و همچنین نحوه حرکت آن مشخص کرد. شبیه‌سازی این نرم‌افزار، در بخش ۳ صورت می‌گیرد. در این قسمت، کاربر می‌تواند حتی شبیه‌سازی را به سایر نرم‌افزارهای مرتبط با این نرم‌افزار منتقل نماید. به عنوان مثال در این مقاله، شبیه‌سازی در محیط سیمولینک صورت گرفته است. همچنین می‌تواند در این بخش ورودی‌ها و خروجی‌هایی را مشخص کرد که کاربر انتظار دارد. به عنوان مثال در این مقاله، ورودی‌ها، گشتاورهای ترمزی اعمالی به چهارچرخ و خروجی‌ها، زاویه غریبک فرمان، سرعت طولی و سرعت چرخشی حول محور عمودی خودرو در نظر گرفته شده است.

این روش، با استفاده از معیار نسبت سیگنال به نویز و جدولی از آرایه‌های متعامد، هرکدام از پارامترها در پنج سطح مساوی در بازه‌های از پیش تعیین شده قرار می‌گیرند و بر این اساس، میزان خطای سرعت چرخشی خودرو با در نظر گرفتن زاویه غریبک ۸۰ درجه و همچنین گرادیان کم فرمانی برابر با ۰/۱۰۱ اندازه‌گیری شده است و در نهایت، با تخصیص معیار "کمتر بهتر" نمودار نسبت سیگنال به نویز در شکل ۱۰ رسم شده است. این نمودار میزان تغییرات و تأثیر آن‌ها را بر روی خروجی مسئله نشان می‌دهند؛ همان‌طور که این نمودار مشخص می‌کند، پارامتر سرعت طولی و فاصله مرکز ثقل تا محور جلو به ترتیب، بیشترین تأثیر را روی خروجی داشته‌اند؛ زیرا در طول تغییر، سطوح یکنواخت نبوده، تغییرات زیادی را به خود اختصاص داده‌اند. سایر پارامترها نیز در درجات بعدی از منظر تأثیرگذاری قرار می‌گیرند. بر همین اساس، تعداد سطوح در نظر گرفته شده برای هرکدام از پارامترها در جدول ۱ قرار می‌گیرند که برای دو پارامتر تأثیرگذار به ترتیب، ۵ و ۴ و برای سایرین، ۲ سطح در نظر گرفته می‌شود.

با توجه به جدول ۱ که بازه هرکدام را در طراحی این کنترل‌کننده نشان می‌دهد، می‌توان، توابع تبدیل گوناگونی تشکیل داد که در ادامه طراحی کنترل‌کننده استفاده خواهد شد.



شکل ۱۰- نمودار نسبت سیگنال به نویز

### ۳-۴- تولید نمونه‌های هورویتز

پس از تولید خطی سیستم که در معادله ۱۷ به دست آمد، می‌توان تمام عدم قطعیت‌های مورد نظر در جدول ۱ را در نظر گرفت. با مشخص کردن یک بازه فرکانسی، فاز حلقه و

$$P(s) \in \{P(p, S) : p \in \mathcal{S}\} \quad (18)$$

در این مجموعه،  $p$  بردار مقادیر نامعینی‌های سیستم است که مقادیر ثابت و نامعلومی را از مجموعه  $\mathcal{S}$  اختیار می‌کند.

### ۳-۲- خطی سازی

از آنجایی که اکثر مدل‌های دینامیکی به دست آمده به صورت غیر خطی می‌باشند، با خطی سازی آن‌ها و همچنین قائل شدن بازه‌های بیشتری برای متغیرهای آن‌ها، می‌توان شمای کلی از یک سیستم غیر خطی را اقتباس کرد و کنترل‌کننده به صورت ابتدایی توسط این تابع خطی ساخته و سپس روی مدل غیر خطی پیاده‌سازی شود. در این مقاله، از مدل خطی دو درجه آزادی خودرو (دوچرخه) استفاده می‌شود. تابع تبدیلی که بتواند ارتباط میان زاویه چرخشی و گشتاور تصحیح را نشان دهد، در (۱۷) نشان داده شده است.

### ۳-۳- بیان عدم قطعیت‌ها و توسعه روش تئوری فیدبک کمی

با اعمال، ثابت‌های شکل گرفته در تابع تبدیل (۱۷)، شش پارامتر فاصله مرکز ثقل تا محور جلو، ضریب مقاومت جانبی تایرها جلو و عقب، جرم خودرو، ممان اینرسی حول محور عمودی خودرو و سرعت طولی خودرو به عنوان عدم قطعیت‌های موجود در این مدل، قابل بررسی می‌باشند. در روش تئوری فیدبک کمی، ابتدا حد پایین و بالایی برای هر یک از این پارامترها در نظر گرفته می‌شود و سپس با تخصیص سطوح، فرکانس‌های لازم برای تمامی تابع تبدیل‌های به دست آمده در نموداری جداگانه به عنوان نمونه‌های فرکانسی نشان داده می‌شود. هر چقدر سطوح دربرگیرنده پارامترها بیشتر باشند، نمونه‌های دقیق‌تر و کامل‌تری به دست می‌آید و به همین ترتیب، طراحی کنترل‌کننده بر پایه نتایج دقیق‌تری اتفاق می‌افتد. از طرفی بالا بردن سطوح تغییر هرکدام از پارامترها، باعث کند شدن کار در طی طراحی کنترل‌کننده می‌شود. به همین دلیل در این مطالعه سعی می‌شود با استفاده از یک روش آماری، مهم‌ترین پارامترها را شناسایی کرد و تنها سطوح آن‌ها را در تعداد بالا قرارداد. به این منظور، از روش طراحی آزمایش‌ها بر پایه تاگوچی استفاده می‌شود [۳۶، ۳۷]. در

فرا جهش سیستم، بیشتر از ۲۰ درصد نباشد؛ همچنین زمان نشست آن حدود ۰/۰۵ قرار گیرد که در نامساوی (۲۰) نشان داده شده است.

$$T_{RL}(\omega) \leq \left| \frac{P_1(j\omega)G(j\omega)}{1+P_1(j\omega)G(j\omega)} \right| \leq T_{RU}(\omega) \quad (20)$$

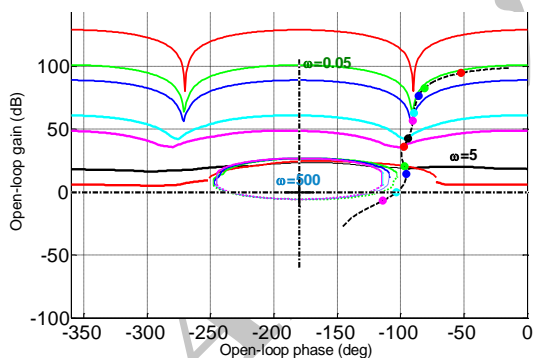
به طوری که هر کدام از توابع تبدیل باندهای بالا و پایین با (۲۱) مشخص می‌شوند.

$$T_R(\omega) = 1 / \left( \frac{j\omega}{\sigma} + 1 \right) \quad (21)$$

در آن، پارامتر  $\sigma$  به ترتیب، برابر با ۱۰ و ۵۰ برای باند پایین و بالا است.

### ۳-۶- شکل‌گیری کنترل‌کننده

برای شکل‌گیری کنترل‌کننده، باندهای به دست آمده از خواسته‌های کنترلی پس از قرارگیری در چارت نیکولز نشان داده می‌شوند. هدف جبران ساز شکل گرفته این است تا بتواند خواسته فرکانس هر باند (چه مقاوم و چه تعقیب) را ارضاء نماید. شکل ۱۲، قرارگیری مناسبی را از کنترل‌کننده به دست آمده نشان می‌دهد.



شکل ۱۲- شکل‌گیری کنترل‌کننده روی باندهای قرارگرفته در چارت نیکولز

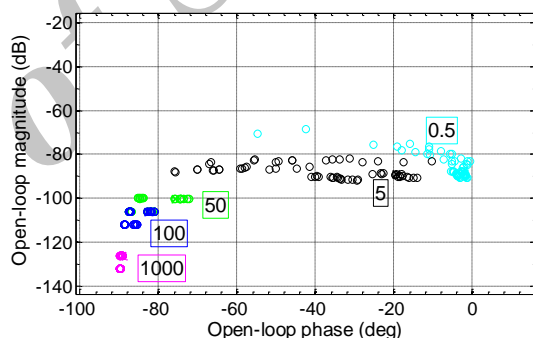
### ۳-۷- شکل‌گیری پیش‌فیلتر

شکل‌گیری پیش‌فیلتر به منظور آفست‌گیری خروجی انجام می‌گیرد؛ لذا بایستی پاسخ‌های حلقه باز در بین باندهای نمودار  $\dot{b}^3$  مطابق شکل ۱۳ قرار بگیرد که از خواسته‌های کنترلی به دست می‌آید.

اندازه آن در چارت نیکولز<sup>۱</sup> به نمایش گذاشته می‌شود. این مشخصات، نمونه‌های هورویتز نام دارند که در شکل ۱۱ نشان داده شده‌اند.

جدول ۱- عدم قطعیت پارامترهای موجود در طراحی کنترل‌کننده

پارامتر	تعداد شبکه	حد بالا	حد پایین
$a$	۴	۱/۵	۱/۱
$C_{af}$	۲	۱۰۰۰۰۰	۸۰۰۰۰
$C_{ar}$	۲	۱۰۰۰۰۰	۸۰۰۰۰
$m$	۲	۲۰۰۰	۱۲۰۰
$I_{zz}$	۲	۴۰۰۰	۲۰۰۰
$u$	۵	۳۰	۱۰



شکل ۱۱- نمونه‌های فرکانسی در چارت نیکولز

### ۴-۵- بیان خواسته‌های کنترلی

خواسته‌های کنترلی در این قسمت معرفی و تبیین می‌شود.

#### ۱- پایداری مقاوم

برای به دست آوردن پایداری مقاوم، نامساوی (۱۹) معرفی می‌شود.

$$\left| \frac{P_1(j\omega)G(j\omega)}{1+P_1(j\omega)G(j\omega)} \right| \leq 1.1 \quad (19)$$

#### ۲- تعقیب<sup>۲</sup>

در این حالت فرض می‌شود، پاسخ پله سیستم بین دو سیستم محبوس بماند. باند بالایی طوری تنظیم می‌شود که

<sup>۱</sup> Nichols Chart

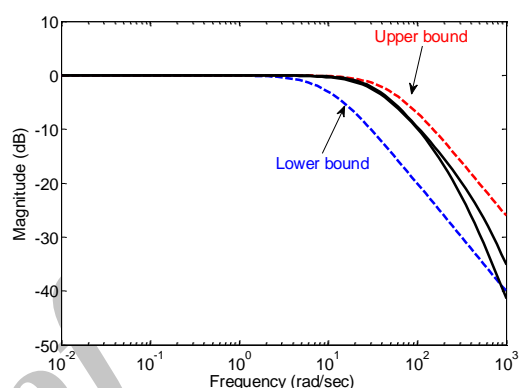
<sup>۲</sup> Tacking

<sup>۳</sup> Bode Diagram

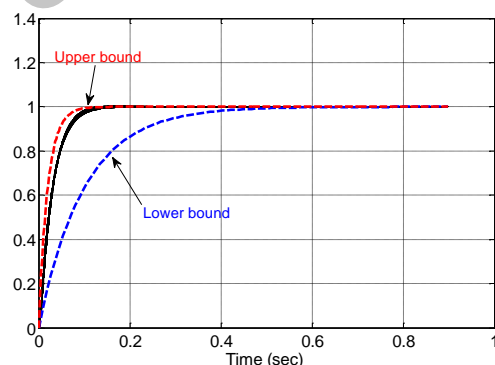


## ۳-۸- آنالیز پاسخ پله

پس از شکل‌گیری کنترل‌کننده و پیش‌فیلتر که پارامترهای آن‌ها در جدول ۲ نشان داده شده‌است، می‌توان آنالیز پاسخ زمانی را با ورودی پله در نظر گرفت. همان‌طور که در شکل ۱۴ نشان داده شده‌است، کنترل‌کننده، سیستم را با وجود تمامی عدم قطعیت‌های موجود، در بین باندهای خواسته شده قرار داده‌است.



شکل ۱۳- شکل‌گیری پیش‌فیلتر



شکل ۱۴- پاسخ پله کنترل‌کننده در رویارویی با دو باند بالا و پایین

جدول ۲- مقادیر طراحی‌شده برای صفر، قطب و بهره‌های کنترل‌کننده و پیش‌فیلتر

متغیرها	جبران ساز	پیش‌فیلتر
بهره ثابت	۲۳۸۲۸۷۰۰۰۰	۱
قطب حقیقی ۱	۲۰۲۵۲	۳۴/۵۷۰۸
قطب حقیقی ۲	۲۰۰۴/۰۲	-
قطب حقیقی ۳	۰/۰۰۷۷۴۸۵	-
صفر حقیقی ۱	۱۸/۰۳۹۴	-
صفر حقیقی ۲	۱۰۰۶۴/۴	-

## ۴- طراحی کنترل‌کننده لایه پایین برای تولید

## گشتاور ترمزی هر چرخ

سیاست به‌کار رفته برای محاسبه گشتاور کنترلی به‌صورت زیر بیان می‌شود:

در صورتی که گشتاور تصحیح لازم، عدد منفی باشد، دوچرخ سمت راست، شروع به ترمزگیری می‌کنند و در غیر این صورت، دوچرخ سمت چپ به‌اندازه موردنیاز این عمل را انجام می‌دهند. میزان موردنیاز برای هر چرخ به‌اندازه  $M_c |R/T|$  است که در آن  $M_c$ ، گشتاور تصحیح تولید شده از کنترل‌کننده لایه بالا  $R$ ، شعاع تایر و  $T$ ، عرض خودرو است.

## ۵- شبیه‌سازی و نتایج

## ۵-۱- اعتبار سنجی مدل مطرح‌شده با نرم‌افزار

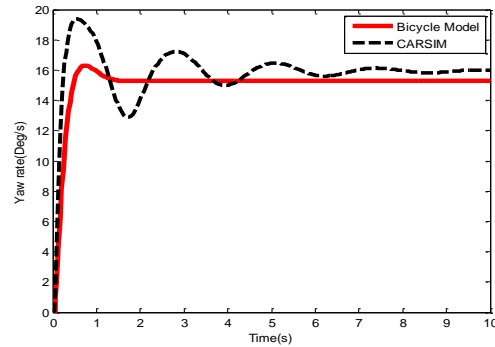
## کارسیم

در این بخش، مدل دینامیک خودرو که در بخش‌های پیش معرفی شد، با نرم‌افزار کارسیم، اعتبار سنجی می‌شود. نمونه‌ای از این اعتبار سنجی، میان دو مدل کارسیم و مدل دو درجه خطی (دوچرخه) در شکل ۱۵ نشان داده شده‌است. این اعتبار، تنها در حوزه رژیم خطی صادق است؛ چنانچه شرایط مانور نظیر، زاویه فرمان و یا سرعت طولی خودرو به‌سوی غیرخطی کشیده شود، تغییرات این دو مدل بسیار زیاد خواهند بود.

## ۵-۲- شبیه‌سازی مدل جامع غیر خطی

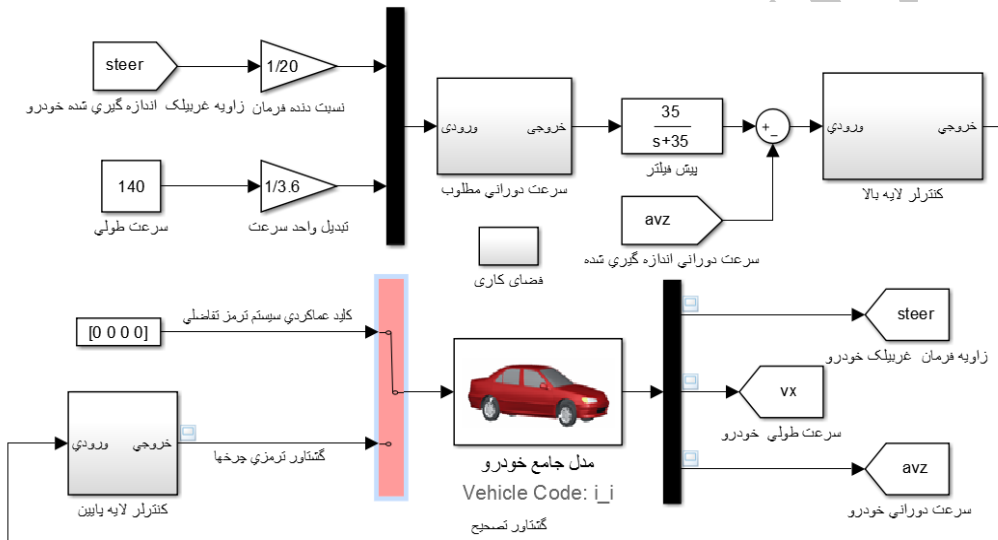
در این قسمت، کنترل‌کننده طراحی‌شده روی سیستم جامع غیرخطی کارسیم قرار می‌گیرد. خودروی مورد نظر در این شبیه‌سازی، یک خودروی پیک آپ<sup>۱</sup> مطابق شکل ۱۶ با وزن ۱۹۹۸ کیلوگرم و ممان اینرسی آن حول محور عمود بر زمین، حدود ۵۷۵۷ کیلوگرم متر مربع است. تمامی چرخ‌ها، مجهز به سیستم ترمز ضد قفل هستند. نسبت گشتاور قابل تولید به فشار ترمزی برحسب مگا پاسکال، برابر با ۶۰۰ نیوتن متر است که با توجه به شبیه‌سازی‌های به‌دست‌آمده در بازه موجود قرار گرفته‌است.

<sup>۱</sup> Pickup

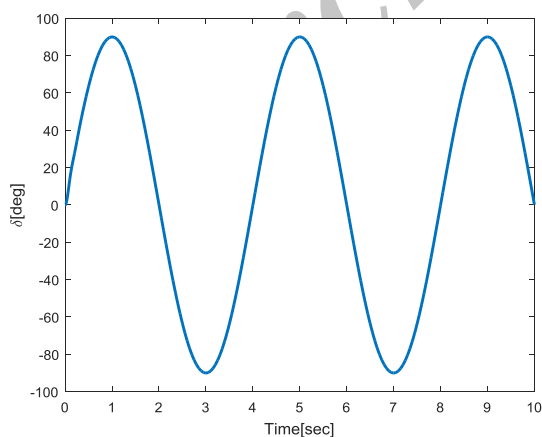


شکل ۱۶- نمایی از خودروی شبیه سازی شده در نرم افزار کارسیم

شکل ۱۵- اعتبار سنجی سرعت چرخشی خودرو در دو مدل کارسیم و دو چرخه



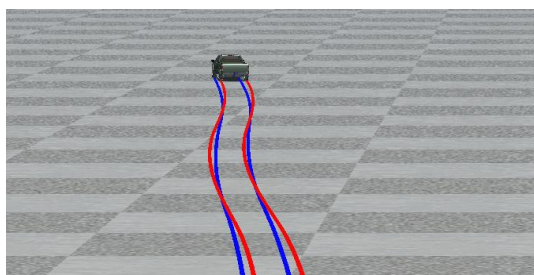
شکل ۱۷- شبیه سازی خودروی کامل نرم افزار کارسیم در محیط سیمولینک



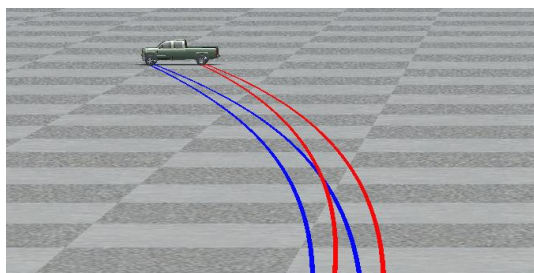
شکل ۱۸- حرکت فرمان برای آزمایش موج سینوسی

گرچه شبیه سازی اصلی روی پلتفرم اصلی کارسیم صورت گرفته است؛ به جهت اعمال کنترل کننده طراحی شده، مدل کارسیم را توسط تابع اس<sup>۱</sup> به محیط سیمولینک منتقل نموده، در آنجا شبیه سازی صورت گرفته است. نمایی از قرارگیری کنترل کننده و سایر اجزای سیستم کنترلی به همراه مدل آورده شده از کارسیم در شکل ۱۷ نشان داده شده است. مانور مورد نظر، یک مسیر سینوسی<sup>۲</sup> است که در شکل ۱۸، نشان داده شده است. حداکثر میزان انحراف غربیلک، ۹۰ درجه و حداکثر میزان سرعت تغییر غربیلک، ۸۰ درجه بر ثانیه است.

<sup>۱</sup> S-Function  
<sup>۲</sup> Sine Wave Test (Slalom Test)



(الف)



(ب)

شکل ۲۱- شبیه‌سازی خودرو در دو حالت الف) کنترلی و ب) غیر کنترلی

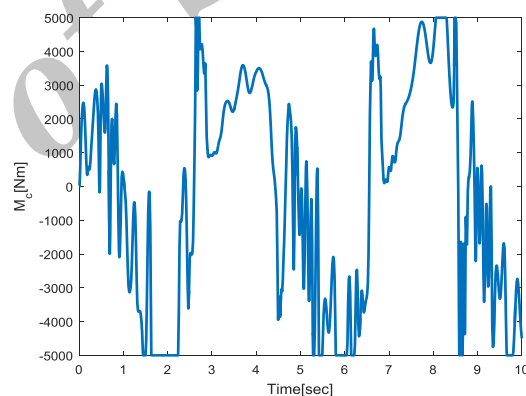
میزان گشتاورهای ترمزی هر چرخ در شکل ۲۲ به ترتیب برای چرخ‌های ۱ تا ۴ نشان داده شده است. همان‌طور که دیده می‌شود، گشتاورهای ترمزی در بازه عملکردی سیستم ترمز خودروی سواری، یعنی کمتر از ۱۰۰۰ نیوتن متر می‌باشند.

#### ۶- نتیجه‌گیری

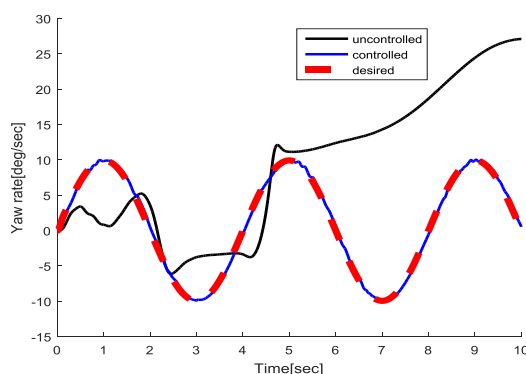
در این مقاله، یک کنترل‌کننده مقاوم توسعه داده شده بر اساس تئوری فیدبک کمی به‌منظور بهبود پایداری و فرمان‌پذیری خودرو، طراحی گردیده است. در ابتدا، مدل خطی از معادلات غیرخطی دینامیک خودرو استخراج شده، تابع تبدیل سرعت دورانی خودرو نسبت به گشتاور خارجی خودرو به‌دست‌آمده است. با در نظر گرفتن عدم قطعیت‌ها و خواسته‌های مورد انتظار از کنترل‌کننده، این طراحی انجام گرفت؛ همچنین با استفاده از تئوری طراحی آزمایش‌ها بر پایه تاگوچی، تأثیرگذارترین پارامترها مشخص شده‌اند و بر این اساس، سطوح تغییرات آن‌ها در طول شکل‌گیری کنترل‌کننده، بیشتر از سایرین در نظر گرفته شده است. تابع تبدیل به همراه پیش‌فیلتر مرتبط به آن در سیستم حلقه بسته مدل غیرخطی اضافه گردید که از نرم‌افزار

به منظور بررسی کنترل مقاوم و در نظر گرفتن عدم قطعیت‌ها، سرعت خودرو، ۱۴۰ کیلومتر بر ساعت در جاده لغزنده است (ضریب اصطکاک ۰/۲ در نظر گرفته شده است). در مانور توضیح داده شده، سیستم کنترلی طراحی شده گشتاور، تصحیح مورد نظر را به‌صورت شکل ۱۹ محاسبه می‌نماید.

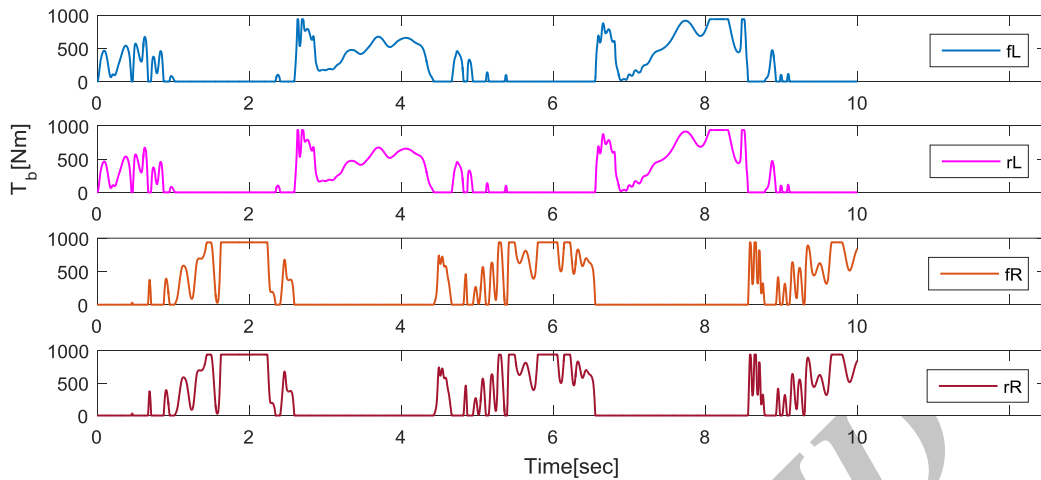
سرعت چرخشی خودرو حول محور عمودی، در شکل ۲۰ نشان داده شده است. همان‌طور که مشخص است، خودروی کنترل‌شده و با اعمال ترمزهای تفاضلی، می‌تواند تمام مسیر را بر اساس فرمان داده شده از سوی راننده طی کند؛ در حالی که خودرو کنترل نشده از ثانیه پنجم به بعد کاملاً مسیر خود را تغییر داده، منحرف می‌شود. این مقایسه در شکل ۲۱، با نشان دادن مسیر حرکت هر دو خودرو در انتهای ثانیه دهم نشان داده شده است.



شکل ۱۹- گشتاور تصحیح به‌دست‌آمده از کنترل‌کننده لایه بالا



شکل ۲۰- سرعت دورانی خودروی کنترل‌شده و کنترل نشده



شکل ۲۲- گشتاور ترمزی چرخ‌های خودرو در طی شبیه‌سازی

فاصله مرکز ثقل تا محور جلو  
 فاصله مرکز ثقل تا محور عقب  
 فاصله محور جلو تا محور عقب  
 فاصله مرکز ثقل تا کف زمین  
 فاصله مرکز ثقل تا مرکز رول  
 فاصله مرکز چرخ‌های محور عقب  
 ضریب فنریت کل  
 ضریب میرایی کل  
 نسبت فنریت محور عقب به جلو  
 زاویه شیب جاده  
 زاویه لعزش تایرها  
 نیروی عرضی تایرها  
 نیروی طولی تایرها  
 نیروی عمودی بر تایرها  
 ضریب سختی جانبی تایرهای محور جلو  
 ضریب سختی جانبی تایرهای محور عقب  
 چگالی هوا  
 مساحت سطح روبروی خودرو  
 ضریب درگ خودرو  
 ماتریس‌های فضای حالت  
 گشتاور تصحیح  
 زاویه فرمان تایرهای محور جلو

$a$   
 $b$   
 $L$   
 $h$   
 $h'$   
 $T$   
 $K_t$   
 $C_t$   
 $K_R$   
 $\alpha$   
 $\alpha_i$   
 $F_{yi}$   
 $F_{xi}$   
 $F_{zi}$   
 $C_{af}$   
 $C_{ar}$   
 $\rho$   
 $A_f$   
 $C_d$   
 $A \ B$   
 $E \ F$   
 $M_c$   
 $\delta_f$

کارسیم برگرفته شده است. مانور موج سینوسی در روبرویی با یک جاده لغزنده، برای شبیه‌سازی و آزمون کنترل‌کننده انتخاب شد. باوجود شرایط حاد مسیر و سرعت بالای خودرو، نتایج نشان می‌دهند که کنترل‌کننده قابلیت خوبی برای حفظ پایداری خودرو در شرایط مختلف سرعت، افزایش بار خودرو، تغییر مرکز جرم و تغییر جاده را دارا است و رفتار دینامیکی در مقایسه با خودروی بدون کنترل بسیار بهبود یافته است؛ این در حالی است که گشتاورهای ترمزی تولید شده از کنترل‌کننده‌های سطح پایین در بازه عملکردی سیستم ترمزی خودرو قرار گرفته‌اند و توانسته‌اند خودرو را در حد مجاز پایداری قرار دهند.

۷- فهرست علائم

$m$  جرم خودرو  
 $m_s$  جرم فنر بندی شده  
 $g$  شتاب گرانش  
 $u$  سرعت طولی  
 $a_x$  شتاب طولی  
 $v$  سرعت عرضی  
 $a_{yu}$  شتاب عرضی جرم فنر بندی نشده  
 $r$  سرعت چرخشی حول محور عمودی  
 $\varphi$  زاویه چرخش حول محور طولی  
 $I_{zz}$  ممان اینرسی حول محور عمودی  
 $I_{xx}$  ممان اینرسی حول محور طولی

2010. Istanbul, Turkey: American Society of Mechanical Engineers
- [12] Horowitz I (1982) Quantitative feedback theory. IEE Proc-D 129(6): 215-226
- [13] Clough BT, Horowitz I, Houpis C (1986) Robust control design for a short take-off and landing (STOL) aircraft using quantitative feedback theory. in Proceedings of the IEEE 1986 National Aerospace and Electronics Conference, NAECON 1986. Dayton, OH, USA: IEEE.
- [14] Houpis CH (1987) Quantitative feedback theory (QFT)-technique for designing multivariable control systems. in AFWAL-TR-86-3107. DTIC Document.
- [15] Wang G, Horowitz I, Wang S, Chen C (1988) A control design for a tracked vehicle with implicit nonlinearities using quantitative feedback theory. in Decision and Control, 1988., Proceedings of the 27th IEEE Conference on IEEE.
- [16] Hamilton S, Horowitz I, Houpis CH (1989) QFT digital controller for an unmanned research vehicle (URV). in Proceedings of the 1989 American Control Conference, June 21, 1989 - June 23, 1989. Pittsburgh, PA, USA: Publ by IEEE.
- [17] Chait Y, Yaniv O (1993) Multi-input/single-output computer-aided control design using the quantitative feedback theory. Int J Robust Nonlin 3(1): 47-54.
- [18] Borghesani C, Chait Y, Yaniv O (1994) Quantitative Feedback Theory Toolbox for Use with MATLAB®: User's Guide. MathWorks, Incorporated.
- [19] Nataraj PSV (1994) A MATLAB toolbox for QFT-Based synthesis of linear, nonlinear lumped and linear distributed systems. in Computer-Aided Control System Design., Tucson, AZ, USA IEEE.
- [20] Nordgren R, Nwokah O, Franchek M (1994) New formulations for quantitative feedback theory. Int J Robust Nonlin 4(1): 47-64.
- [21] Henderson DK, Hess RA (1997) Approximations for quantitative feedback theory designs. J Guid Control Dynam 20(4): 828-831.
- [22] Chen W, Balance DJ (1998) Automatic loop-shaping in QFT using genetic algorithms. in Proc. of 3rd Asia-Pacific Conf. on Cont. & Meas.
- [23] Slicker JM, Loh RNK (1996) Design of robust vehicle launch control system. IEEE T Contr Syst T 4(4): 326-335.
- [24] Thompson DF, Kremer GG (1999) Parametric model development and quantitative feedback design for automotive torque converter bypass clutch control. Professional Engineering Publishing Ltd .

زاویه فرمان تایرهای محور عقب	$\delta_r$
باند پایین در طراحی کنترل کننده	$T_{RL}$
باند بالا در طراحی کنترل کننده	$T_{RU}$

#### ۸- مراجع

- [1] Shibahata Y, Shimada K, Tomari T (1993) Improvement of vehicle maneuverability by direct yaw moment control. Vehicle Syst Dyn 22(5-6): 465-481
- [2] Abe M, Ohkubo N, Kanoh Y (1994) Effects of direct yaw moment control on active safety of vehicle handling. Ingénieurs de l'automobile (692): 53-56
- [3] Van Zanten A, Erhardt R, Pfaff G (1995) The vehicle dynamics control system of Bosch. in International Congress & Exposition. SAE: Detroit, MI, USA.
- [4] Nagai M, Hirano Y, Yamanaka S (1997) Integrated control of active rear wheel steering and direct yaw moment control. Vehicle Syst Dyn 27(5-6): 357-370
- [5] Tahami F, Farhangi S, Kazemi R (2004) A fuzzy logic direct yaw-moment control system for all-wheel-drive electric vehicles. Vehicle Syst Dyn 41(3): 203-221
- [6] Bin L, Daofei L, Fan Y (2007) Vehicle yaw stability control using the fuzzy-logic controller. in Vehicular Electronics and Safety. Vehicular Electronics and Safety, 2007. ICVES. IEEE International Conference on, Beijing.
- [7] Wei Z, Guizhen Y, Jian W, Tianshu S, Xiangyang X (2009) Self-tuning fuzzy PID applied to direct yaw moment control for vehicle stability. in Electronic Measurement & Instruments, 2009. ICEMI'09. 9th International Conference on IEEE.
- [8] Yoshioka T, Adachi T, Butsun T, Okazaki H, Mochizuki H (1999) Application of sliding-mode theory to direct yaw-moment control. JSAE Review 20(4): 523-529.
- [9] Esmailzadeh E, Goodarzi A, Vossoughi GR (2003) Optimal yaw moment control law for improved vehicle handling. Mechatronics 13(7): 659-675.
- [10] Yoo S, You S-H, Jo J, Kim D, Lee K I (2006) Optimal integration of active 4 wheel steering and direct yaw moment control. IFAC Proceedings Volumes 39(12): 603-608.
- [11] Mashadi B, Goharimanesh M, Gharib MR, Majidi M (2010) Quantitative feedback theory controller design for vehicle stability enhancement. in ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis, ESDA2010, July 12, 2010 - July 14,

- [31] Goodarzi A, Esmailzadeh E (2003) Direct yaw moment controller design for vehicle dynamic control system. in IASTED Int. Conf., Canada.
- [32] Riekert P, Schunck TE (1940) Zur Fahrmechanik des gummbereiften Kraftfahrzeugs. Arch Appl Mech 11(3): 210-224.
- [33] Pacejka H, (2005) Tyre and Vehicle Dynamics. 642: Elsevier.
- [34] CARSIM. Available from: <http://www.carsim.com/>
- [35] Benekohal R, Treiterer J (1988) CARSIM: Car-following model for simulation of traffic in normal and stop-and-go conditions. Transportation Research Record (1194).
- [36] Goharimanesh M, Akbari AA (2015) Optimum parameters of nonlinear integrator using design of experiments based on Taguchi method. J Appl Mech-T ASME 46(2): 233-241
- [37] Goharimanesh M, Akbari AA, Akbarzadeh AR (2014) More efficiency in fuel consumption using gearbox optimization based on Taguchi method. J Ind Eng Int 10(2): 1-8.
- [25] Liberzon A, Rubinstein D, Gutman PO (2001) Active suspension for single wheel station of off-road track vehicle. Int J Robust Nonlin 11(10): 977-999.
- [26] Rajapakse NI, Happawana GS, Hurmuzlu Y (2007) Suppression of heavy-truck driver-seat vibration using sliding-mode control and quantitative feedback theory. P I Mech Eng I-J Sys 221(5): 769-779.
- [27] Zapateiro M, Pozo F, Karimi HR, Luo N (2011) Semiactive control methodologies for suspension control with magnetorheological dampers. IEEE-ASME T Mech 17(2): 370-380.
- [28] Zhang J, Kim J, Xuan D, Kim Y (2011) Design of Active Front Steering (AFS) system with QFT control. Int J Comput Appl T 41(3-4): 236-245.
- [29] Meng L, Diao F (2012) QFT fractional-order controllers for unstable plants with only one unstable pole. in Control Conference (CCC), 2012 31st Chinese IEEE.
- [30] Garcia-Sanz M, Houpis CH, (2012) Wind energy systems: Control engineering design. CRC Press.

Archive of SID