



## یک روش تخمین جدید ضریب اصطکاک جاده و نسبت لغزش بهینه چرخ در کنترل دینامیک طولی و عرضی خودرو با استفاده از سیستم‌های فرمان و ترمز فعال

عباس سلطانی<sup>۱\*</sup> و شهرام آزادی<sup>۲</sup>

<sup>۱</sup> استادیار، دانشکده مهندسی صنایع و مکانیک، مرکز آموزش عالی فنی و مهندسی بوئین زهرا، بوئین زهرا، قزوین

<sup>۲</sup> دانشیار، دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی، تهران

مقاله مستقل، تاریخ دریافت: ۱۳۹۸/۰۲/۲۹؛ تاریخ بازنگری: ۱۳۹۸/۰۲/۲۶؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۸/۰۶/۰۳

### چکیده

در این مقاله، یک سیستم کنترل یکپارچه دینامیک طولی، عرضی و چرخشی خودرو با استفاده از سیستم‌های فرمان فعال و ترمز فعال ارائه می‌شود. سیستم ترمز فعال طراحی شده بر اساس کنترل مود لغزشی، دارای دو حالت کاری ترمز ضدقفل و کنترل پایداری الکترونیکی است و از یک کنترل‌کننده فازی در سیستم فرمان جلو فعال استفاده شده است؛ همچنین، جهت تخمین متغیرهای دینامیکی خودرو، یک تخمین‌گر غیرخطی با استفاده از فیلتر کالمن آنستند به کار گرفته می‌شود. با توجه به مقادیر تخمین‌زده شده و مدل تایر داگوف، ضریب اصطکاک جاده محاسبه می‌شود. یک سیستم فازی عصبی تطبیقی نیز برای بدست آوردن مقدار نسبت لغزش بهینه چرخ طراحی شده است. در قسمت شبیه‌سازی ابتدا عمل ترمزگیری شدید روی جاده مستقیم با ضریب اصطکاک متغیر، مورد بررسی قرار می‌گیرد که نتایج آن، حاکی از عملکرد دقیق تخمین‌گر ضریب اصطکاک و نسبت لغزش بهینه چرخ دارد و باعث کاهش زیادی در فاصله و زمان توقف شده است. سپس، شبیه‌سازی جاده با ضریب اصطکاک متفاوت برای چرخ‌های طرفین خودرو انجام شده که نشان می‌دهد، کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال، می‌تواند علاوه بر بهبود پایداری جانبی و چرخشی، سبب کاهش فاصله توقف نیز شود.

**کلمات کلیدی:** کنترل یکپارچه دینامیک خودرو؛ ترمز فعال؛ فرمان جلو فعال؛ سیستم فازی عصبی تطبیقی؛ تخمین نسبت لغزش بهینه چرخ

## A New Estimation Approach of Road Friction Coefficient and Optimum Wheel Slip Ratio for Longitudinal and Lateral Vehicle Dynamics Control using Active Steering and Braking Systems

A. Soltani<sup>1,\*</sup>, Sh. Azadi<sup>2</sup>

<sup>1</sup> Assist. Prof., Department of Industrial and Mechanical Eng. Buein Zahra Technical University, Buein Zahra, Qazvin.

<sup>2</sup> Assoc. Prof., Department of Mechanical Eng., K.N. Toosi University, Tehran, Iran.

### Abstract

In this paper, an integrated control system of longitudinal, lateral and yaw vehicle dynamics is presented using active braking and active front steering (AFS) systems. The proposed active braking system based on sliding mode controller, includes two kinds of working modes of anti-locked brake and (ABS) and an electronic stability control (ESC) and a fuzzy controller has been used in the AFS system. Also, a nonlinear estimator utilising unscented Kalman filter is applied to estimate the vehicle dynamics variables. According to the estimated values and Dugoff tire model, the tire-road friction coefficient is calculated. An adaptive neuro-fuzzy inference system (ANFIS) is proposed to obtain optimum wheel slip ratio. In the simulation part, first, the hard braking action in straight line on the roads with various friction coefficients is investigated, which results in high precision of the estimator for the friction coefficient and optimum wheel slip ratio, and greatly reduced the distance and stopping time in comparison to the vehicle without estimator. Then, simulation of split- $\mu$  roads has been carried out which demonstrates the integrated control of ABS, ESC and AFS systems can, in addition to improving the lateral and yaw stability, also decrease the stopping distance.

**Keywords:** Integrated Vehicle Dynamics Control; Active Braking; Active Front Steering; Adaptive Neuro-fuzzy System; Estimation of Optimum Wheel Slip Ratio

## ۱- مقدمه

در سال‌های اخیر، تحقیقات گسترده‌ای روی طراحی فناوری-های سیستم‌های ایمنی فعال<sup>۱</sup> خودرو انجام شده است که از جمله مهمترین این سیستم‌ها، می‌توان به سیستم‌های ترمز ضدقفل<sup>۲</sup>، کنترل پایداری الکترونیکی<sup>۳</sup> با کنترل مستقیم گشتاور چرخشی<sup>۴</sup> و فرمان جلو فعال<sup>۵</sup> اشاره کرد.

از طرفی غالباً، عملکرد زیرسیستم‌های فعال شاسی با هم در تداخل می‌باشند و بهبود یکی می‌تواند منجر به افت دیگری شود. از این رو، کنترل یکپارچه آنها می‌تواند این نقیصه را برطرف نماید و باعث بهبود فرمان‌پذیری و پایداری خودرو تحت شرایط مختلف مانورهای رانندگی و جاده شود. در این راستا در سال‌های اخیر، پژوهش‌های زیادی روی طراحی کنترل یکپارچه سیستم‌های کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال صورت گرفته است. در مرجع [۱]، کنترل یکپارچه دینامیک خودرو به کمک سیستم‌های فرمان جلو فعال و کنترل پایداری الکترونیکی طراحی شده است. در سطح بالایی کنترل، سرعت چرخشی خودرو برای رسیدن به مقدار مطلوب تنظیم شده و در سطح پایینی، نیروهای جانبی و لغزش تایرها توسط کنترل‌کننده در ناحیه مجاز حفظ شده‌اند. در هر دو سطح کنترلی، منطق فازی به-کار گرفته شده است. در مقاله [۲]، یک ساختار بر اساس دو منطق کنترلی جهت یکپارچه‌سازی کنترل دو سیستم مذکور طراحی شده، به‌طوری‌که در منطق اول، بر قانون‌های کنترلی هر یک از سیستم‌ها نظارت شده و در منطق دوم، از روش مکان هندسی ریشه‌ها با استفاده از استراتژی کنترل چند متغیره در حوزه فرکانس استفاده شده است.

یک ایده جدید در ترکیب و یکپارچه‌سازی دو سیستم نامبرده، توسط پژوهشگران پیشنهاد شده که در آن از یک مدل نه درجه آزادی خودرو و مدل تایر داگوف<sup>۶</sup> استفاده شده است. در این مقاله، ایده جدید توزیع بهینه تطبیقی نیروهای عرضی و ترمزی تایرها بین چرخ‌ها به صورت بهنگام به کمک حل یک مسئله بهینه‌سازی مطرح شده است [۳]. در مقاله

[۴]، یک الگوریتم کنترل تطبیقی جهت یکپارچه‌سازی دو زیرسیستم کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال با استفاده از روش مستقیم لیاپانوف با لحاظ کردن تغییرات سختی کناری تایرها معرفی شده است.

در تحقیقی [۵]، یک استراتژی کنترلی دولایه جهت یکپارچه‌سازی کنترل سیستم‌های فرمان جلو فعال و سیستم ترمز عقب-فعال جهت بهبود پایداری چرخشی پیشنهاد شده است. لایه بالایی برای یکپارچه‌کردن سیستم‌های فرمان جلو فعال و ترمز فعال و لایه پایینی نیز، برای تامین گشتاور مطلوب چرخشی به کمک سیستم ترمز فعال طراحی شده است. پایداری خودرو به روش‌های کنترل مود لغزشی و کنترل پیش‌بین با استفاده از هماهنگ نمودن سیستم‌های فرمان جلو فعال و ترمز فعال، مورد مطالعه قرار گرفته است [۶ و ۷].

در هر یک از تحقیقات فوق ملاحظه می‌شود که با ایجاد هماهنگی بین سیستم‌های فرمان جلو فعال و کنترل پایداری الکترونیکی، پایداری و فرمان‌پذیری خودرو حین مانوردهی بهبود یافته است. این در حالی است که عمل ترمزگیری شدید در مسیر مستقیم روی جاده‌های اصطکاک-ناهمگن<sup>۷</sup>، یعنی سطوحی که ضریب اصطکاک آن برای چرخ‌های چپ و راست خودرو متفاوت است، نیز چالش مهم دیگری در ارتباط با پایداری خودرو است؛ زیرا در این حالت، خودرو به علت تولید نیروهای ترمزی غیریکسان دچار ناپایداری شدیدی می‌شود. جهت غلبه بر این مشکل، کنترل یکپارچه سیستم-های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال مطرح شده است که سبب کاهش مسافت توقف با حفظ پایداری می‌شود [۸ و ۹].

در این راستا، پژوهشی دیگر نیز ارائه شده که در آن، یکپارچه‌سازی کنترل سیستم‌های فرمان عقب-فعال و کنترل پایداری الکترونیکی، مورد بررسی قرار گرفته است. مانورهای مختلفی روی جاده‌های اصطکاک-ناهمگن شبیه‌سازی شده و بهبود پایداری و فرمان‌پذیری خودرو نتیجه شده است [۱۰]. باید به این نکته اشاره کرد که نتایج این مطالعه نمی‌تواند توجه زیادی را نزد مهندسين در شرکت‌های تولیدکننده خودروهای سواری به خود جلب کند؛ چرا که معمولاً سیستم

<sup>1</sup> Active Safety Systems

<sup>2</sup> Anti-Lock Brake System (ABS)

<sup>3</sup> Electronic Stability Control (ESC)

<sup>4</sup> Direct Yaw-Moment Control (DYC)

<sup>5</sup> Active Front Steering (AFS)

<sup>6</sup> Dugoff Tire Model

<sup>7</sup> Split- $\mu$  Roads

جاده به کمک توزیع نیروهای ترمزی تخمین زده شده‌اند [۱۴]. اخیراً، استفاده از فیلتر کالمن در تخمین متغیرهای حالت سیستم دینامیک خودرو توجه زیادی را به خود جلب کرده است [۱۵ و ۱۶].

با توجه به کاستی‌هایی که در هر یک از روش‌های ارائه شده در تحقیقات فوق به آن اشاره شد، در این مقاله تمام مواردی لحاظ شده‌اند که در طراحی کنترل کننده یک خودرو برای بهبود پایداری آن در حال ترمزگیری در مسیر مستقیم روی جاده اصطکاک-ناهمگن لازم است؛ لذا، مطالعات و بررسی‌های انجام شده در این کار را می‌توان به سه بخش کلی زیر تقسیم نمود که مجموعاً می‌تواند دستاورد پژوهشی این مقاله محسوب شود؛ چرا که ترکیب همه این موارد تاکنون در هیچ مقاله‌ای به صورت یکجا مورد بررسی قرار نگرفته است.

- استفاده از کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال به منظور کنترل پایداری عرضی و چرخشی خودرو و داشتن حداقل مسافت توقف هنگام ترمزگیری روی جاده اصطکاک-ناهمگن
- تخمین متغیرهای حالت سیستم و ضریب اصطکاک جاده به ترتیب با استفاده از فیلتر کالمن آنسنتد<sup>۶</sup> و معادلات جبری مدل تایلر داگوف
- تخمین لغزش طولی بهینه تایلر با استفاده از سیستم استنتاجی فازی-عصبی-تطبیقی

بر این اساس در بخش دوم این مقاله، یک مدل کامل غیرخطی هفت درجه آزادی خودرو ترکیب شده با مدل تایلر داگوف بیان می‌شود. سپس در قسمت سوم، به طراحی تخمین گر با استفاده از فیلتر کالمن آنسنتد و همچنین روش تخمین ضریب اصطکاک جاده و تعیین لغزش طولی بهینه تایلر با استفاده از سیستم فازی-عصبی-تطبیقی پرداخته می‌شود. در بخش بعدی، سیستم‌های ترمز فعال و فرمان جلو فعال به ترتیب به کمک روش‌های کنترل مود لغزشی و فازی طراحی شده و در قسمت پنجم، عملکرد کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال با شبیه‌سازی عمل ترمزگیری شدید در

فرمان عقب-فعال در خودروهای سواری پیاده‌سازی نمی‌شود و اغلب در وسایل نقلیه تجاری<sup>۱</sup> از جمله کامیون‌های سبک و سنگین و تریلرها، مورد استفاده قرار می‌گیرد.

البته موارد مهمی نیز در فرآیند طراحی سیستم ترمز ضدقفل در مراجع [۸-۱۰] نادیده گرفته شدند. مورد اول این که در دسترس نبودن برخی از متغیرهای حالت به دلیل مقرون به صرفه نبودن اندازه‌گیری آنها از جمله سرعت طولی خودرو و نسبت لغزش تایلر، در عمل می‌تواند باعث بروز خطاهای زیادی در عملکرد سیستم کنترلی شود؛ بنابراین لازم است یک روش تخمین اتخاذ شود؛ مشکل دوم، وجود برخی نامعینی‌ها از جمله ضریب اصطکاک جاده و نسبت لغزش طولی بهینه تایلر است. هر دو پارامتر، تأثیر بسزایی بر مقدار نیروهای ترمزی ماکزیمم دارند. محققان توانسته‌اند، یک روش کنترل مقاوم به کمک سیستم استنتاجی فازی-عصبی-تطبیقی<sup>۲</sup> در سیستم فرمان جلو فعال به منظور مقابله با نامعینی‌های اصطکاک نیروهای تایلر طراحی نمایند [۱۱].

تاکنون مطالعاتی در خصوص تخمین ضریب اصطکاک جاده و متغیرهای حالت در سیستم‌های ترمز و فرمان فعال انجام شده است. در سال ۲۰۱۴ مقاله‌ای در ارتباط با تخمین ضریب اصطکاک تایلر و لغزش طولی بهینه آن ارائه شده که در آن، مشاهده‌گر مود لغزشی و فیلتر کالمن توسعه یافته<sup>۳</sup> به ترتیب جهت تخمین سرعت طولی خودرو و پارامترهای مدل تایلر بورخارت<sup>۴</sup>، مورد استفاده قرار گرفته است. در ادامه نیز ضریب اصطکاک جاده و لغزش طولی بهینه تایلر بر اساس مقادیر تخمینی، تعیین شده، ولی شبیه‌سازی جاده اصطکاک-ناهمگن بررسی نشده است [۱۲]. در پژوهشی دیگر، تخمین ضریب اصطکاک جاده در خودروی در حال مانور و مجهز به فقط سیستم کنترل پایداری الکترونیکی توسط نویسندگان مقاله پیش‌رو ارائه شده و از مدل تایلر پسجکا<sup>۵</sup> جهت تحلیل نیروهای طولی و عرضی خودرو استفاده شده است [۱۳]. در کار مشابه دیگری، ضریب اصطکاک تایلر-

<sup>1</sup> Commercial Vehicles

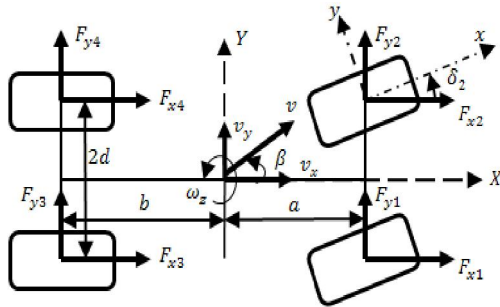
<sup>2</sup> Adaptive Neuro-Fuzzy Inference System (ANFIS)

<sup>3</sup> Extended Kalman Filter

<sup>4</sup> Burckhart Tire Model

<sup>5</sup> Pacejka Tire Model

<sup>6</sup> Unscented Kalman Filter



شکل ۱- مدل کامل خودرو با هفت درجه آزادی [۱۳]

نیروهای طولی و عرضی تأیر در مختصات چسبیده به چرخ  $(F_{xwi}, F_{ywi})$  و مختصات بدنه خودرو  $(F_{xi}, F_{yi})$  وجود دارد که برای چرخ  $i$ ام به صورت روابط (۵-۶) بیان می‌شود:

$$F_{xi} = F_{xwi} \cos \delta_i - F_{ywi} \sin \delta_i \quad (5)$$

$$F_{yi} = F_{xwi} \sin \delta_i + F_{ywi} \cos \delta_i \quad (6)$$

با در نظر گرفتن دوران چرخ که در شکل ۲ نشان داده شده، معادله دینامیکی چرخ  $i$ ام به صورت (۷) بیان می‌شود:

$$I_{\omega} \dot{\omega}_i = -R_{\omega} (F_{xwi} - F_{zwi} f_r) - T_{bi} \quad (7)$$

مقدار شمارنده  $i$ ، برای چرخ‌های جلو-راست، جلو-چپ، عقب-راست و عقب-چپ به ترتیب برابر ۱، ۲، ۳ و ۴ است.  $F_{zi}$  نیروی عمودی وارد بر هر چرخ، طبق روابط (۸) و (۹) تعیین می‌شوند.

در این مقاله، فقط چرخ‌های جلو تحت فرمان راننده هستند،  $\delta_3 = \delta_4 = 0$  و  $\delta_1 = \delta_2 = \delta_c + \delta_d$ ، همان زاویه تصحیح فرمان چرخ‌های جلو است که توسط سیستم فرمان جلو فعال به خودرو اعمال می‌شود و  $\delta_d$  نیز زاویه ورودی فرمان راننده است.

$$F_{zi} = \frac{0.5mgb}{L} - \frac{0.5m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) h_r}{L} + (-1)^{i+1} \frac{0.25mh(\dot{v}_y + v_x \omega_z)}{d} \quad (8)$$

$(i = 1, 2)$

$$F_{zi} = \frac{0.5mga}{L} + \frac{0.5m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) h_r}{L} + (-1)^{i+1} \frac{0.25mh(\dot{v}_y + v_x \omega_z)}{d} \quad (9)$$

$(i = 3, 4)$

مسیر مستقیم روی دو نوع جاده ضریب اصطکاک متغیر با زمان ولی برای چرخ‌های چپ و راست خودرو یکسان<sup>۱</sup> و اصطکاک-ناهمگن، مورد بررسی قرار می‌گیرد و توانایی رویکرد پیشنهادی سنجیده می‌شود. در بخش ششم نیز، نتیجه‌گیری از مقاله بیان می‌شود.

## ۲- مدل‌سازی دینامیکی خودرو

### ۲-۱- مدل کامل خودرو با هفت درجه آزادی

یک مدل خودروی سواری با هفت درجه آزادی در این بخش معرفی می‌شود که درجات آزادی آن، سرعت‌های طولی و عرضی مرکز جرم خودرو که به ترتیب با  $v_x$  و  $v_y$  نشان داده شده، سرعت چرخشی خودرو حول محور عمودی خود،  $\omega_z$ ، و سرعت زاویه‌ای هر یک از چهار چرخ  $\omega_i$  ( $i = 1$  to  $4$ ) است. معادلات دینامیکی بدنه خودرو با توجه به سیستم مختصات نشان‌داده شده در شکل ۱ به صورت روابط زیر بیان می‌شوند [۱۳]. معادلات حرکات طولی و عرضی، به ترتیب به صورت روابط (۱-۲) خواهند بود:

$$m(\dot{v}_x - v_y \omega_z) = \sum_{i=1}^4 F_{xi} \quad (1)$$

$$m(\dot{v}_y + v_x \omega_z) = \sum_{i=1}^4 F_{yi} \quad (2)$$

معادله حرکت چرخش حول محور عمودی به صورت رابطه (۳) است:

$$I_z \dot{\omega}_z = M_z + M_{zc} \quad (3)$$

در آن  $M_{zc}$ ، گشتاور چرخشی اصلاح‌شده توسط سیستم ترمز فعال است.  $M_z$  نیز با رابطه (۴) بیان می‌شود:

$$M_z = d(F_{x1} + F_{x3}) - d(F_{x2} + F_{x4}) + a(F_{y1} + F_{y2}) - b(F_{y3} + F_{y4}) \quad (4)$$

همچنین باید توجه نمود که به علت زاویه‌ای که بین محورهای مختصات چسبیده به چرخ  $i$ ام،  $(x-y)_w$  و محورهای مختصات متصل به بدنه و در امتداد طولی خودرو،  $(x-y)$ ، وجود دارد که همان زاویه فرمان  $\delta_i$  است، رابطه‌ای بین

<sup>1</sup> Mix- $\mu$  Roads

۲-۲- مدل تایر

در این مقاله از مدل غیر خطی تایر داگوف استفاده شده که در آن، نیروهای طولی و عرضی تایر به صورت تابعی از عامل ترکیبی لغزش  $sr$  می‌باشند [۸]:

$$sr_i = \frac{(1 - \lambda_i) \cdot 0.5\mu F_{zi} (1 - \epsilon_r v_{xwi} \sqrt{\lambda_i^2 + \tan^2 \alpha_i})}{\sqrt{C_\lambda^2 \lambda_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}} \quad (17)$$

که در آن،  $\mu$  ضریب اصطکاک جاده،  $\epsilon_r = 0.015$  ضریب کاهش چسبندگی جاده،  $C_\lambda = 50000$  و  $C_\alpha = 30000$  به ترتیب، ضریب سختی طولی و کناری تایر می‌باشند. نیروهای طولی و عرضی تایر نیز از روابط زیر بدست می‌آیند:

$$F_{xi} = \frac{C_\lambda \lambda_i}{(1 - \lambda_i)} f(sr_i) \quad (18)$$

$$F_{yi} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{(1 - \lambda_i)} f(sr_i) \quad (19)$$

که در آن:

$$f(sr_i) = \begin{cases} sr_i(2 - sr_i) & sr_i < 1 \\ 1 & sr_i \geq 1 \end{cases} \quad (20)$$

۳- طراحی تخمین‌گر

در این بخش، ابتدا تخمین متغیرهای حالت با استفاده از فیلتر کالمن آنسنتد توضیح داده می‌شود؛ سپس به کمک اطلاعات تخمینی و معادلات مدل تایر، ضریب اصطکاک جاده تخمین زده می‌شود؛ همچنین، روش تخمین لغزش طولی بهینه تایر با استفاده از سیستم فازی عصبی تطبیقی نیز، ارائه خواهد شد.

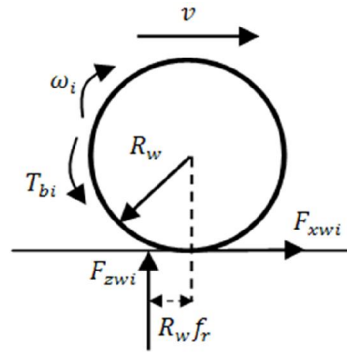
۳-۱- تخمین متغیرهای حالت و ضریب اصطکاک جاده

معادلات دینامیکی یک سیستم غیرخطی زمان گسسته به-طور کلی به صورت روابط (۲۱-۲۲) بیان می‌شود:

$$x_{k+1} = f(x_k, u_k, t_k) + w_k \quad (21)$$

$$y_k = h(x_k, t_k) + v_k \quad (22)$$

که در آن  $x_k$  بیانگر متغیرهای حالت نامعلوم سیستم در زمان نمونه‌برداری  $k$ ،  $u_k$  بیانگر ورودی خارجی معلوم و  $y_k$  نیز بیانگر، خروجی یا سیگنال قابل اندازه‌گیری مخدوش به نویز است که تابعی از متغیرهای حالت و زمان بوده و با  $h$  نمایش



شکل ۲- مدل دینامیکی چرخ

در روابط فوق،  $\omega_z$  سرعت چرخشی خودرو حول محور عمودی،  $v_x$  و  $v_y$  به ترتیب سرعت طولی و عرضی خودرو،  $m$  جرم خودرو،  $I_z$  ممان اینرسی خودرو حول محور عمودی آن،  $I_w$  و  $R_w$  به ترتیب ممان اینرسی و شعاع چرخ،  $T_{bi}$  و  $\omega_i$  به ترتیب، گشتاور ترمزی و سرعت دورانی چرخ نام،  $f_r$  ضریب اصطکاک غلتشی تایر،  $d$  فاصله عرضی مرکز جرم تا چرخ‌های راست یا چپ،  $a$  و  $b$  فاصله طولی مرکز جرم تا چرخ‌های جلو و عقب،  $h_r$  فاصله عمودی مرکز جرم خودرو تا مرکز غلت،  $L$  طول خودرو که برابر مجموع  $a$  و  $b$  است.

همچنین روابط نسبت لغزش طولی و زاویه لغزش چرخ نام، به صورت زیر بیان می‌شوند [۱۷]:

$$\lambda_i = \frac{R_w \omega_i - v_{xwi}}{\max(R_w \omega_i, v_x)} \quad (10)$$

$$\alpha_i = \delta_i - \arctan\left(\frac{v_{ywi}}{v_{xwi}}\right) \quad (11)$$

در آن،  $v_{xwi}$  و  $v_{ywi}$  به ترتیب سرعت طولی و جانبی چرخ  $i$  ام در مختصات متصل به چرخ (xy) است [۱۷].

$$v_{xw1} = v_{xw3} = v_x + d\omega_z \quad (12)$$

$$v_{xw2} = v_{xw4} = v_x - d\omega_z \quad (13)$$

$$v_{yw1} = v_{yw2} = v_y + a\omega_z \quad (14)$$

$$v_{yw3} = v_{yw4} = v_y - b\omega_z \quad (15)$$

زاویه لغزش جانبی نیز از رابطه (۱۶) تعیین می‌شود:

$$\beta = \tan^{-1}\left(\frac{v_y}{v_x}\right) \quad (16)$$

نیروهای تایلر، نسبت به چرخ‌های جلو برخوردار می‌باشند؛ چرا که در چرخ‌های جلو به علت اعمال زاویه فرمان، هر دو نیروی جانبی و طولی تایلر ایجاد می‌شوند. از این رو، در تعریف کمیت SL از چرخ‌های عقب استفاده شده است.

$$SL = \frac{\hat{\lambda}_4}{\hat{\lambda}_3} = \frac{\mu_r}{\mu_l} \quad (24)$$

مقدار  $SL=1$  متناظر با جاده معمولی است؛ در غیر این صورت، جاده به صورت اصطکاک-ناهمگن خواهد بود. طبق این الگوریتم، ضریب اصطکاک چرخ‌های سمت راست با حل معادله درجه دوم رابطه (۲۵) محاسبه خواهد شد که با استفاده از معادله دینامیک طولی تایلر، شتاب طولی اندازه-گیری شده توسط سنسور مربوطه و مدل تایلر داگوف، روابط (۱۷) تا (۲۰) بدست آمده است. پس از تعیین  $\mu_r$ ، ضریب اصطکاک چرخ‌های سمت چپ،  $\mu_l$ ، نیز با استفاده از رابطه (۲۴) بدست می‌آید.

$$P_1 \mu_r^2 + P_2 \mu_r + -ma_x = 0 \quad (25)$$

که در آن:

$$P_1 = \sum_{i=1}^2 A_{2i-1}^2 B_{2i-1} + \frac{1}{SL^2} \sum_{i=1}^2 A_{2i}^2 B_{2i} \quad (26)$$

$$P_2 = -2 \sum_{i=1}^2 A_{2i-1} B_{2i-1} - \frac{2}{SL} \sum_{i=1}^2 A_{2i} B_{2i} \quad (27)$$

$$A_i = \frac{0.5F_{zi}(1 - \hat{\lambda}_i)}{\left(1 - \varepsilon_r \hat{v}_{xwi} \sqrt{\hat{\lambda}_i^2 + \tan^2 \hat{\alpha}_i}\right)} \quad (28)$$

$$B_i = \frac{C_{\lambda_i} \hat{\lambda}_i \cos(\delta_i) + C_{\alpha} \tan \hat{\alpha}_i \sin(\delta_i)}{(1 - \hat{\lambda}_i)}, \quad (i = 1, 2) \quad (29)$$

$$B_i = \frac{C_{\lambda_i} \hat{\lambda}_i}{(1 - \hat{\lambda}_i)}, \quad (i = 3, 4) \quad (30)$$

### ۳-۲- تخمین لغزش طولی بهینه تایلر

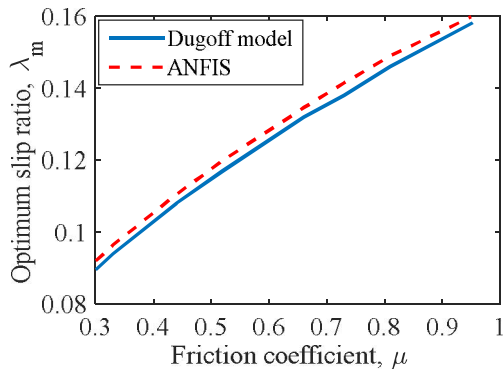
در این بخش، لغزش طولی بهینه تایلر،  $\lambda_m$  توسط سیستم فازی عصبی تطبیقی تخمین زده می‌شود. لغزش طولی بهینه تایلر، لغزشی است که در آن، نیروی طولی تایلر ماکزیمم می‌شود؛ بنابراین به ازای این مقدار لغزش، نیروی ترمزی، بیشینه و مسافت توقف، کمینه خواهد شد؛ بنابراین، به نظر

داده می‌شود. دینامیک سیستم، با تابع غیرخطی  $f$  مشخص می‌شود. در فرآیند تخمین، هر دو تابع  $f$  و  $h$  معلوم فرض می‌شوند. نویز فرآیند  $w_k$  از دینامیک سیستم ناشی شده و نویز اندازه‌گیری  $v_k$  ناشی از عدم قطعیت داده‌های ثبت شده است. نویزهای فرآیند و اندازه‌گیری، هر دو گوسی سفید بوده و دارای میانگین صفر و کوواریانس‌های به ترتیب  $Q_k$  و  $R_k$  می‌باشند.

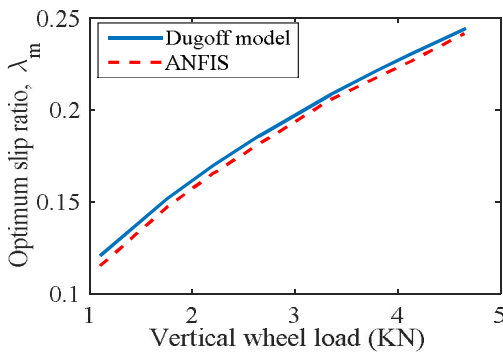
در این پژوهش، تمامی متغیرهای حالت یک مدل کامل غیرخطی خودرو با ۷ درجه آزادی که در بخش قبل توصیف شد، با استفاده از فیلتر کالمن آنسنتد تخمین زده می‌شوند. البته باید اشاره نمود که سنسور سرعت چرخشی خودرو امروزه در خودروهای مدرن به دلیل گران نبودن آن استفاده زیادی می‌شود، ولی از آنجا که در این مقاله، یک مشاهده‌گر کامل به‌کار گرفته شده، این متغیر حالت نیز جزء متغیرهای تخمینی به‌شمار آمده است؛ بنابراین خواهیم داشت:

$$x = [v_x, v_y, \omega_z, \lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \lambda_4, \mu_r, \mu_l]^T \quad (23)$$

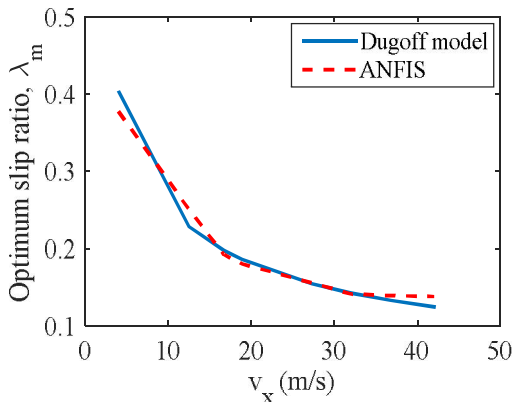
در این تحقیق از آوردن جزئیات الگوریتم این فیلتر به دلیل حجم زیاد روابط آن، صرفنظر شده است. جهت مطالعه آن، می‌توان به مقاله [۱۸] مراجعه کرد. متغیرهای اندازه-گیری، زاویه فرمان، سرعت دورانی چرخ‌ها و شتاب طولی خودرو می‌باشند. شرایط جاده، توسط کمیت SL مطابق رابطه (۲۴) مشخص می‌شود که با سعی و خطا بدست آمده به این صورت که با انجام چندین شبیه‌سازی که در هر یک، مقادیر ضریب اصطکاک چرخ‌های چپ و راست متفاوت در نظر گرفته شده است. به طور مثال در یک شبیه‌سازی، ضریب اصطکاک برای یک تایلر ۰/۳ و برای دیگری ۰/۶ و یا در یک نمونه دیگر شبیه‌سازی، مقادیر ضریب اصطکاک چرخ‌ها ۰/۹ و ۰/۷ فرض شده است. با انتخاب مقادیر مختلف ضرایب اصطکاک، ده نمونه شبیه‌سازی به این صورت انجام شده که با تحلیل نتایج حاصل از آنها به این نتیجه می‌توان رسید که حاصل ضرب نسبت لغزش طولی هر تایلر در محور عقب خودرو در ضریب اصطکاک آن، مقدار ثابتی است. در رابطه (۲۴)، این نتیجه مشاهده می‌شود.  $\hat{\lambda}_3$  و  $\hat{\lambda}_4$  به ترتیب برابر نسبت لغزش‌های طولی تخمینی چرخ‌های عقب-راست و عقب-چپ توسط فیلتر کالمن آنسنتد است. به دلیل اینکه چرخ‌های عقب فرمان نمی‌گیرند، از پیچیدگی کمتری از نظر محاسبه



شکل ۳- تغییرات نسبت لغزش بهینه تایر بر حسب ضریب اصطکاک



شکل ۴- تغییرات نسبت لغزش بهینه تایر بر حسب بار عمودی چرخ



شکل ۵- تغییرات نسبت لغزش بهینه تایر بر حسب سرعت خودرو

می‌آید، تخمین این کمیت باعث بهبود عملکرد سیستم ترمز ضدقفل خواهد شد. با توجه به روابط (۱۷) و (۱۸) مدل تایر داگوف، مقدار  $\lambda_m$  صرفاً در حرکت طولی به مقادیر ضریب اصطکاک جاده، سرعت طولی تایر و نیروی عمودی چرخ وابسته است. از این رو، یک سیستم فازی عصبی تطبیقی طراحی شده که ورودی‌های آن، سه کمیت مذکور و خروجی آن، لغزش طولی بهینه تایر است و برای هر ورودی، سه تابع عضویت از نوع گوسی زنگوله‌ای شکل در نظر گرفته شده که نمایش ریاضی آن، عبارت است از:

$$Bell(x; a, b, c) = \frac{1}{1 + \left| \frac{x-c}{a} \right|^{2b}} \quad (31)$$

که در آن،  $a$ ،  $b$  و  $c$  سه مشخصه تابع عضویت بوده که در حین آموزش اصلاح می‌شوند. با انجام چندین تست شبیه‌سازی، داده‌های آموزشی و آزمایشی ایجاد شده‌اند، به این صورت که از ۷ مقدار مختلف ضریب اصطکاک جاده از ۰/۳ تا ۰/۹ با گام ۰/۱، مقدار سرعت طولی از ۵ تا ۴۰ m/s با گام ۵ و مقدار برای نیروی عمودی چرخ از ۱۰۰۰ تا ۴۵۰۰ نیوتن با گام ۵۰۰ نیوتن استفاده شده است؛ بنابراین در مجموع به تعداد ۴۴۸ داده ورودی/خروجی که از ضرب سه عدد ۰/۷، ۸ و ۸ حاصل شده، تولید خواهد شد که نصف آن برای داده‌های آموزشی و نصف دیگر برای داده‌های آزمایشی انتخاب شده‌اند. بدین ترتیب، یک ماتریس با ۴۴۸ سطر و ۴ ستون حاصل می‌شود که سه ستون اول مربوط به ورودی‌ها و ستون آخر مربوط به خروجی است. تعداد دوره‌های آموزش، برابر ۴۰ در نظر گرفته شده است.

به منظور ارزیابی عملکرد شبکه فازی عصبی تطبیقی طراحی شده، چندین تحلیل انجام شده که نتایج آن را می‌توان در شکل ۳ تا شکل ۵ مشاهده کرد. در شکل ۳، نمودار تغییرات لغزش طولی بهینه تایر بر حسب ضریب اصطکاک جاده مربوط به سیستم فازی عصبی تطبیقی و مدل تحلیلی تایر داگوف رسم شده است. مقادیر بیشینه و میانگین مجذور مربعات خطا در این نمودار، به ترتیب ۰/۰۰۳۵ و ۰/۰۰۲۷ است. این مقادیر برای نمودار شکل ۴، به ترتیب ۰/۰۰۵۵ و ۰/۰۰۴ و در شکل ۵، ۰/۰۲۶۴ و ۰/۰۱۳۶ بدست آمده است که در مجموع، مقادیر نسبتاً قابل قبولی است.

#### ۴- طراحی سیستم کنترل

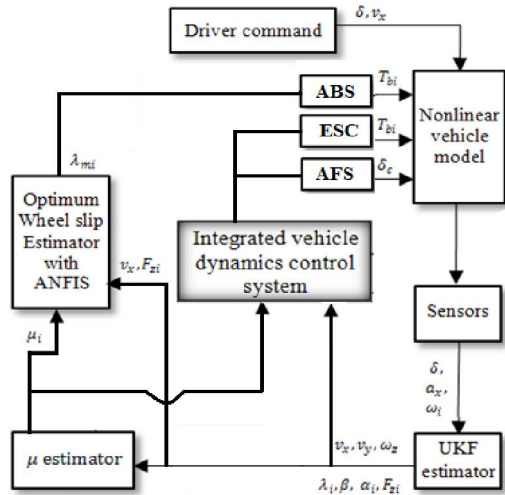
در این بخش، به طراحی زیرسیستم‌های ترمز و فرمان فعال پرداخته می‌شود. در شکل ۶، بلوک دیاگرامی از ساختار کلی کنترل یکپارچه سیستم‌های فرمان جلو فعال، کنترل پایداری الکترونیکی و ترمز ضد قفل به همراه تخمین‌گرها نشان داده شده است.

#### ۴-۱- طراحی سیستم کنترل پایداری الکترونیکی با استفاده از ترمزگیری تفاضلی فعال

هدف از طراحی این کنترل‌کننده، بهبود پایداری خودرو در تمامی شرایط حرکتی آن است؛ به طوری که بتواند در مقابل تغییر پارامترها و اغتشاش، مقاوم بوده و سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی را روی مقادیر مطلوب خود نگه دارد. از آنجا که هدف اصلی این مقاله، افزایش پایداری خودرو در حال ترمزگیری در مسیر مستقیم روی جاده اصطکاک-ناهمگن است، مقدار سرعت چرخشی مطلوب خودرو صفر لحاظ شده است، مقدار لغزش جانبی مطلوب نیز، غالباً در تحقیقات  $(\omega_d = 0)$  و کنترل دینامیک جانبی، صفر در نظر گرفته می‌شود  $(\beta_d = 0)$ . عملکرد کنترل‌کننده به این نحو است که خطای تعقیب زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی خودرو توسط کنترل‌کننده محاسبه شده و گشتاور تصحیح‌کننده گردشی  $M_{zc}$  توسط مکانیزم ترمزگیری تفاضلی با اعمال ترمز روی یکی از چرخ‌ها تولید می‌شود. نیروهای ایجاد شده توسط ترمز به مقدار لغزش طولی چرخ وابسته است، لذا با تنظیم لغزش هر چرخ روی مقدار مطلوب خود،  $\lambda_d$  می‌توان نیروی ترمزی لازم و در نهایت گشتاور تصحیح‌کننده چرخشی را تولید نمود.

با توجه به توضیحات فوق، سیستم کنترل طراحی شده شامل دو لایه کنترلی است. در لایه بالا، میزان گشتاور لازم جهت پایدارسازی خودرو محاسبه می‌شود و لایه پایین به عنوان عملگر سیستم، با توجه به علامت گشتاور تصحیح‌کننده، تصمیم بر انتخاب چرخ مناسب جهت تنظیم لغزش طولی گرفته و با اعمال ترمز روی این چرخ، گشتاور چرخشی مورد نیاز را ایجاد می‌کند. در هر دو لایه کنترلی، روش کنترل مود لغزشی به کار رفته است. برای این منظور، مناسب‌تر است، ترمزگیری فقط روی چرخ عقب داخلی یا جلو خارجی صورت پذیرد تا نیروی جانبی مزاحم کاهش یابد که گشتاور چرخشی نامطلوب تولید می‌کند؛ زیرا عموماً،

افزایش نیروی ترمزی تایرها باعث کاهش نیروی عرضی در آنها شده و این تغییر متفاوت در نیروها، سبب تولید گشتاور چرخشی با علامت‌های مختلف در یک تایر می‌شود [۱۳].



شکل ۶- ساختار کلی کنترل یکپارچه دینامیک خودرو

#### ۴-۱-۱- کنترل‌کننده لایه بالایی

در مرحله اول طراحی کنترل‌کننده مود لغزشی، یک تابع خطای ترکیبی به صورت رابطه (۳۲) تعریف می‌شود:

$$e_y = k_{y1}(\omega_z - \omega_{zd}) + (\beta - \beta_d) \quad (32)$$

در عبارت بالا،  $k_{y1} > 0$  و  $\beta_d$  طبق آنچه ذکر شد، صفر خواهد بود. سپس یک سطح لغزش که شامل تابع خطا و انتگرال آن است به شکل زیر انتخاب می‌شود. عبارت انتگرالی باعث افزایش سرعت همگرایی خطا به سمت صفر می‌شود.

$$s_y = e_y + k_{y2} \int_0^t e_y dt \quad (33)$$

$k_{y2}$ ، یک پارامتر مثبت است. مشتق رابطه (۳۳) خواهد شد:

$$\dot{s}_y = k_{y1}(\dot{\omega}_z - \dot{\omega}_{zd}) + \dot{\beta} + k_{y2}e_y \quad (34)$$

در رابطه (۳۴)،  $\dot{\omega}_z$  از معادلات دینامیکی خودرو، رابطه (۳)، جایگزین می‌شود:

$$\dot{s}_y = k_{y1} \left( \frac{M_z + M_{zc}}{I_z} - \dot{\omega}_{zd} \right) + \dot{\beta} + k_{y2}e_y \quad (35)$$



باشند. برای بررسی پایداری سیستم، یک تابع لیپانوف به شکل زیر تعریف می‌شود:

$$V = \frac{1}{2} I_z s_y^2 \quad (42)$$

با استفاده از روابط (۳۵) و (۳۹) و همچنین رابطه  $s_y \text{sign}(s_y) = |s_y|$  مشتق تابع لیپانوف به صورت زیر خواهد شد:

$$\dot{V} = s_y (k_{y1} \hat{I}_z \dot{\omega}_{zd} - \hat{I}_z \dot{\beta} - k_{y2} \hat{I}_z e_y) - \hat{I}_z |s_y| \eta_y \quad (43)$$

با در نظر گرفتن روابط (۴۰) و (۴۱)، رابطه (۴۳) را می‌توان به صورت (۴۴) نوشت:

$$\begin{aligned} \dot{V} &= k_{y1} s_y d(t) - \hat{I}_z |s_y| \eta_y \\ &\leq |s_y| |d(t)| - \hat{I}_z |s_y| \eta_y \\ &\leq k_{y1} |s_y| (|d(t)| - \frac{\hat{I}_z \eta_y}{k_{y1}}) \end{aligned} \quad (44)$$

از رابطه (۴۱) نتیجه می‌شود:

$$\dot{V} < 0 \quad (45)$$

با توجه به اینکه تابع لیپانوف تعریف شده در رابطه (۴۲) یک تابع مثبت معین و مشتق آن،  $\dot{V}$ ، تابع منفی معین است، بنابراین از روش مستقیم لیپانوف می‌توان نتیجه گرفت، سیستم کنترلی طراحی شده پایدار است. همچنین، به دلیل ناپیوستگی تابع  $\text{sign}$  در رابطه (۳۹)، معمولاً نوساناتی در قانون کنترلی،  $M_{zc}$ ، ظاهر می‌شوند که برای حذف آنها، بهتر است این تابع با تابع اشباع جایگزین شود.

#### ۴-۱-۲- کنترل کننده لایه زیرین

پس از تعیین مقدار گشتاور چرخشی تصحیح کننده  $M_{zc}$  در لایه بالایی، در لایه پایینی کنترل باید میزان گشتاور ترمزی لازم جهت ایجاد گشتاور  $M_{zc}$  و همچنین چرخشی که باید تحت ترمزگیری قرار گیرد، تعیین شوند. در این راستا، ابتدا با توجه به علامت‌های زاویه فرمان و  $M_{zc}$ ، چرخشی که باید ترمز فعال بر آن اعمال شود، انتخاب می‌شود. سپس باید نیروی ترمزی لازم،  $F_{xb}$ ، طبق رابطه (۴۶) محاسبه شود. برای مثال، اگر قرار است گشتاور ترمزی بر چرخ جلو-راست وارد شود:

$$F_{xb} = \frac{M_{zc}}{d} \quad (46)$$

$\dot{\omega}_{zd}$  با مشتق‌گیری از رابطه (۳۰) به دست آمده و  $\dot{\beta}$  نیز با مشتق‌گیری از رابطه (۲۹) به شکل (۳۶) محاسبه می‌شود:

$$\dot{\beta} = \frac{1}{1 + \tan^2(\beta)} \left( \frac{\dot{v}_y}{v_x} - \frac{\dot{v}_x}{v_x} \tan(\beta) \right) \quad (36)$$

رابطه شرط لغزشی نیز به صورت (۳۷) است:

$$\dot{s}_y = -\eta_y \text{sgn}(s_y); \quad (\eta_y > 0) \quad (37)$$

در نتیجه:

$$\frac{1}{2} \left( \frac{d}{dt} \right) s_y^2 = \dot{s}_y s_y = -\eta_y \text{sign}(s_y) s_y < 0 \quad (38)$$

که در آن،  $\text{sign}$  تابع علامت است. با برابر قرار دادن روابط (۳۵) و (۳۷)، گشتاور تصحیح کننده چرخشی  $M_{zc}$  به روش کنترل مود لغزشی از رابطه (۳۹) به دست می‌آید.  $M_{zc}$  در لایه بالایی کنترل به عنوان ورودی کنترلی محسوب می‌شود.

$$\begin{aligned} M_{zc} &= -M_z \\ &+ \hat{I}_z \left( \frac{k_{y1} \dot{\omega}_{zd} - \dot{\beta} - k_{y2} e_y - \eta_y \text{sgn}(s_y)}{k_{y1}} \right) \end{aligned} \quad (39)$$

در قانون کنترلی بالا،  $\hat{I}_z$  مقدار تقریبی  $I_z$  است.  $\dot{\beta}$  از رابطه (۳۶) و  $M_z$  هم از معادله (۴) جایگزین می‌شوند. لازم به ذکر است، عبارات  $\dot{v}_x$  و  $\dot{v}_y$  را باید به ترتیب از روابط (۱) و (۲) در رابطه (۳۶) قرار داد.

حال به اثبات پایداری سیستم می‌پردازیم. ابتدا تابع  $d(t)$  را به عنوان گشتاور اغتشاشی در دینامیک چرخشی سیستم تعریف می‌کنیم که از تمامی نامعینی‌ها در مدل‌سازی نیروهای طولی و عرضی تایرها به علت نامشخص بودن و همچنین متغیر بودن ضریب اصطکاک جاده به وجود آمده است:

$$d(t) = \hat{I}_z \dot{\omega}_{zd} - \frac{\hat{I}_z \dot{\beta}}{k_{y1}} - \frac{k_{y2} \hat{I}_z e_y}{k_{y1}} \quad (40)$$

$\hat{I}_z$  نیز، اختلاف میان مقدار تخمینی  $\hat{I}_z$  و مقدار واقعی  $I_z$  را نشان می‌دهد؛ بنابراین،  $\tilde{I}_z = \hat{I}_z - I_z$  فرض می‌کنیم تابع گشتاور اغتشاشی دارای محدودیت زیر باشد:

$$|d(t)| < \frac{\hat{I}_z \eta_y}{k_{y1}} \quad (41)$$

با توجه به روابط (۴۰) و (۴۱) می‌توان نتیجه گرفت، نامعینی‌های پارامتریک سیستم دارای مقادیر محدود می-

داشت. ناحیه سوم، ناحیه اشباع است که در آن، با افزایش زاویه لغزش تاثیر ناشی از افزایش زاویه فرمان چرخ، تغییری در نیروهای تولیدی تاثیر حاصل نشده و فرمان‌پذیری خودرو به شدت کاهش می‌یابد؛ بنابراین با توجه به زاویه لغزش خودرو میزان استفاده از سیستم فرمان، مشخص می‌شود.

بر این اساس، یک کنترل‌کننده فازی برای سیستم فرمان جلو فعال طراحی شده، به طوری که ورودی‌های آن، قدرمطلق خطای تعقیب زاویه لغزش جانبی و خطای سرعت چرخشی خودرو بوده و خروجی آن، زاویه تصحیح فرمان چرخ‌های جلو،  $\delta_c$  است. همان‌طور که قبلاً اشاره شد، مقادیر سرعت چرخشی و زاویه لغزش جانبی مطلوب خودرو صفر لحاظ شده‌اند؛ بنابراین ورودی‌های کنترل‌کننده فازی به ترتیب،  $|\beta|$  و  $\omega_z$  می‌باشند [۱۹].

برای ورودی زاویه لغزش خودرو، سه تابع عضویت و سه متغیر زبانی Nonlin، Lin و Sat مطابق شکل ۷ تعریف شده که به ترتیب بیانگر نواحی خطی، غیرخطی و اشباع نمودار نیروی جانبی تاثیر بوده که در پاراگراف قبل توضیح داده شد. برای ورودی نیز، پنج تابع عضویت و متغیر زبانی NS، NB، ZE، PS، PB مطابق شکل ۸ در نظر گرفته شده که به ترتیب بیانگر "منفی بزرگ"، "منفی کوچک"، "صفر"، "مثبت کوچک" و "مثبت بزرگ" است. در خروجی سیستم نیز، هفت تابع عضویت و متغیر زبانی مطابق شکل ۹ لحاظ شده، به طوری که افزون بر متغیرهای زبانی ورودی سرعت چرخشی، دو متغیر NM و PM نیز تعریف شده که به ترتیب معادل "منفی متوسط" و "مثبت متوسط" می‌باشد.

از روش استنتاجی max-min در سیستم استنتاج فازی ممدانی و غیر فازی‌ساز مرکز سطح استفاده شده است. قوانین فازی در جدول ۱ مشاهده می‌شود.

#### ۵- نتایج شبیه‌سازی

در شبیه‌سازی‌های کامپیوتری به منظور عملکرد سیستم ترمز ضد قفل به همراه تخمین‌گر، دو حالت برای شرایط اصطکاک جاده‌ها لحاظ شده است:

- جاده اصطکاک متغیر
- جاده اصطکاک-ناهمگن

در مرحله بعد، با استفاده از روش‌های درون‌یابی، لغزش طولی مطلوب تاثیر مربوطه،  $\lambda_d$  به دست می‌آید و در انتها، با استفاده از یک کنترل‌کننده مود لغزشی، گشتاور ترمزی لازم،  $T_b$ ، جهت تعقیب  $\lambda_d$  محاسبه می‌شود؛ بنابراین، یک تابع خطا و سطح لغزش دیگر تعریف می‌شود:

$$e_b = \lambda - \lambda_d \quad (47)$$

$$s_b = e_b + k_b \int_0^t e_b dt ; \quad (k_b > 0) \quad (48)$$

برای برقراری شرط لغزشی، رابطه (۴۹) تعریف می‌شود:

$$\dot{s}_b = -\eta_b \text{sat}(s_b) \quad (49)$$

و در نهایت، مقدار گشتاور ترمزی لازم چرخ نام که همان ورودی کنترلی است، با ترکیب روابط (۴۷) تا (۴۹) و همچنین استفاده از رابطه (۷) طبق فرمول (۵۰) محاسبه می‌شود که در آن،  $a_{xw}$  شتاب طولی تاثیر است.

$$T_{bi} = -R_{\omega} F_{xwi} - \frac{I_{\omega} a_{xw} \omega_i}{v_x} + \frac{I_{\omega} v_x k_b e_b}{R_{\omega}} + \frac{I_{\omega} v_x}{R_{\omega}} \eta_y \text{sat}(s_b) \quad (50)$$

#### ۴-۲- طراحی سیستم ترمز ضد قفل

الگوریتم طراحی سیستم ترمز ضد قفل همانند روش طراحی سیستم ترمز ترمزگیری تفاضلی فعال جهت بهبود پایداری است، با این تفاوت که در ترمز ضد قفل، لغزش طولی مطلوب تاثیر،  $\lambda_d$  معادل لغزش طولی بهینه آن،  $\lambda_m$  است که در این مقاله به کمک شبکه فازی عصبی تطبیقی تعیین می‌شود. برای تعیین گشتاور ترمزی کنترلی نیز می‌بایست از روابط (۴۷) تا (۵۰) استفاده کرد.

#### ۴-۳- طراحی سیستم فرمان جلو فعال

از آنجا سیستم فرمان جلو فعال با تغییر زاویه فرمان چرخ‌های جلو، نیروهای عرضی تاثیر را کنترل می‌نماید؛ لازم است شناخت کاملی از نمودار نیروی جانبی تاثیر بر حسب زاویه لغزش خودرو و همچنین نواحی مختلف آن ایجاد شود. این نمودار به سه ناحیه تقسیم می‌شود؛ ناحیه اول، ناحیه خطی است که در آن، میزان فرمان‌پذیری خودرو، متناسب با زاویه فرمان است. ناحیه دوم، ناحیه غیرخطی است که با افزایش زاویه لغزش، مقدار نیروی تاثیر، رشد متناسب و زیادی نخواهد

جدول ۱- قوانین فازی برای سیستم AFS [۱۹]

	corrective steering angle, $\delta_c$	$\beta$		
		Lin	Nonlin	Sat
	NB	NB	NM	NS
	NS	NM	NS	ZE
$\omega_z$	ZE	ZE	ZE	ZE
	PS	PM	PS	ZE
	PB	PB	PM	PS

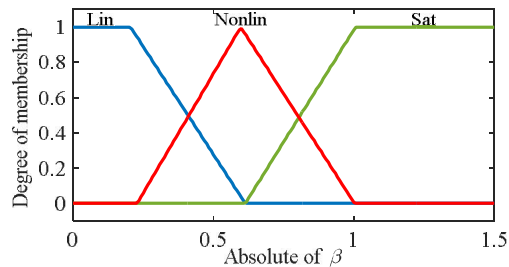
جدول ۲- پارامترهای خودرو [۱۳]

پارامتر	مقدار	پارامتر	مقدار
$m$	1030 kg	$a$	0.97 m
$I_z$	1088 kg · m <sup>2</sup>	$b$	1.39 m
$I_\omega$	2.1 kg · m <sup>2</sup>	$d$	0.64 m
$f_r$	0.015	$h_r$	0.5 m
		$R_\omega$	0.3 m

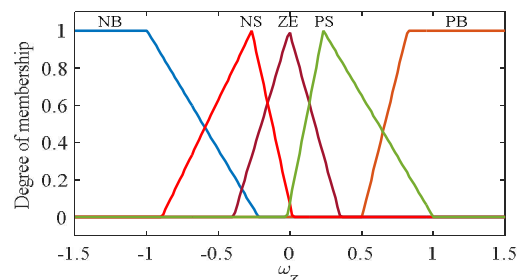
متفاوت آسفالت خیس ( $\mu = 0.6$ ) و خشک ( $\mu = 0.9$ ) قرار گرفته است و عملکرد سیستم ترمز ضد قفل در دو حالت بدون تخمین‌گر و با تخمین‌گر ضریب اصطکاک جاده و لغزش طولی بهینه تایلر (ABS with Est) مقایسه می‌شود. در شکل ۱۰ تغییرات ضریب اصطکاک جاده بر حسب زمان رسم شده است و نمودار کاهش سرعت خودرو را نیز می‌توان در شکل ۱۱ مشاهده نمود. با توجه به این نمودار، زمان توقف خودرو از مقدار 4.43 s در سیستم تنها ترمز ضد قفل به مقدار 3.14 s مربوط به حالت با تخمین‌گر کاهش یافته که نشان از کاهش 29% در زمان توقف می‌باشد.

شکل ۱۲، مسیر خودرو تا حالت توقف کامل را نشان می‌دهد. از این نمودار پیداست که بکارگیری تخمین‌گر ضریب اصطکاک جاده و لغزش طولی بهینه تایلر در سیستم ترمز ضد قفل، سبب کاهش چشمگیری به میزان 20% در مسافت توقف شده است. مقادیر واقعی و تخمینی ضریب

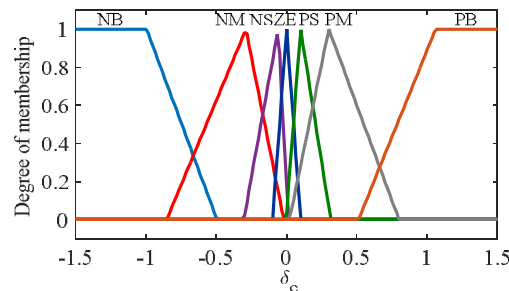
در هر دو حالت، سرعت اولیه خودرو، ۲۵ m/s در نظر گرفته شده است. پارامترهای مدل هفت درجه آزادی خودرو در جدول ۲ ذکر شده‌اند.



شکل ۷- توابع عضویت متغیر ورودی زاویه لغزش



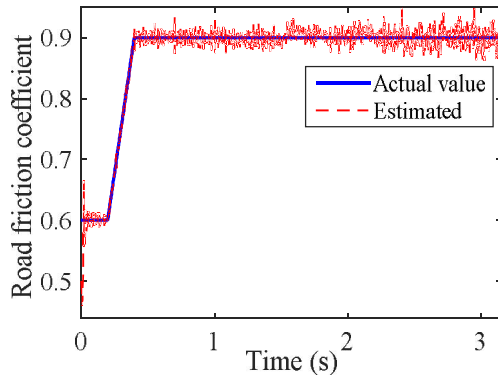
شکل ۸- توابع عضویت متغیر ورودی سرعت چرخشی



شکل ۹- توابع عضویت متغیر خروجی زاویه تصحیح فرمان چرخ‌های جلو

### ۵-۱- تحلیل روی جاده اصطکاک متغیر

در این حالت، ضریب اصطکاک چرخ‌های چپ و راست در هر لحظه برابر است؛ اگرچه ممکن است، طی رانندگی برای همه چرخ‌ها به‌طور یکسان تغییر کند. فرض می‌شود، خودرو تحت ترمزگیری شدید در مسیر مستقیم روی دو سطح جاده



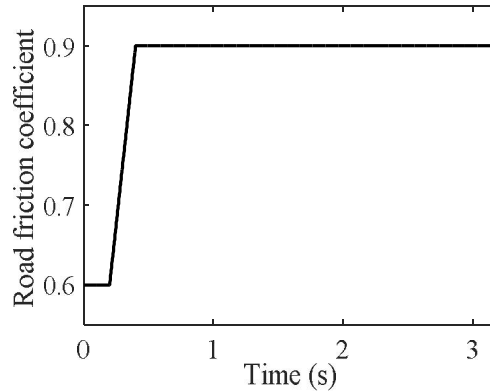
شکل ۱۳- نتایج تخمین ضریب اصطکاک جاده

گشتاور ترمزی فعال اعمال شده بر چرخ جلو-راست نیز در شکل ۱۴ مشاهده می‌شود. همانطور که ملاحظه می‌شود، دامنه گشتاور ترمزی در محدوده قابل قبولی است. علت کاهش گشتاور ترمزی سیستم ترمز ضد قفل بدون تخمین‌گر را می‌توان به این صورت توجیه کرد که در هر دو سیستم کنترل ترمز بدون/با تخمین‌گر، مقدار اولیه ضریب اصطکاک جاده برابر 0.6 فرض شده است. با توجه به افزایش این کمیت در واقعیت، ظرفیت تولید گشتاور ترمزی می‌تواند افزایش یابد، در صورتی‌که سیستم کنترل بتواند ضریب اصطکاک واقعی جاده را تخمین زده و از آن، جهت تعیین گشتاور ترمزی استفاده نماید؛ اما اگر مقدار ضریب اصطکاک به کار رفته در کنترل‌کننده کاهش محسوسی با مقدار واقعی خود داشته باشد، مقدار لغزش طولی مطلوب تاثیر نیز نسبت به مقدار بهینه خود، سیر نزولی خواهد داشت که این خود باعث کاهش گشتاور ترمزی فعال می‌شود.

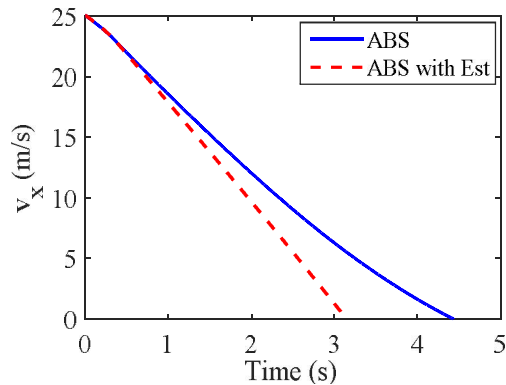
#### ۵-۲- تحلیل روی جاده اصطکاک-ناهمگن

در این تحلیل، چرخ‌های سمت راست و چپ خودرو به ترتیب روی جاده پوشیده از برف ( $\mu = 0.3$ ) و جاده خیس ( $\mu = 0.6$ ) قرار دارند و سرعت اولیه خودرو، ۱۵ m/s فرض می‌شود. در این حالت، به دلیل ایجاد نیروهای ترمزی نامتقارن در طرفین خودرو، ناپایداری چرخشی و جانبی ظاهر می‌شود. در بخش پیش رو به منظور مقابله با این مشکل، کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال ارائه می‌شود. هماهنگی بین سیستم‌های ترمز ضدقفل و کنترل پایداری الکترونیکی باعث

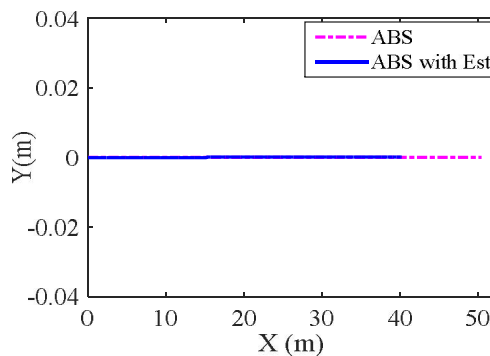
اصطکاک جاده نیز در شکل ۱۳ رسم شده‌اند. همان‌طور که دیده می‌شود، این کمیت سریعاً از یک مقدار اولیه به مقدار واقعی خود همگرا شده است.



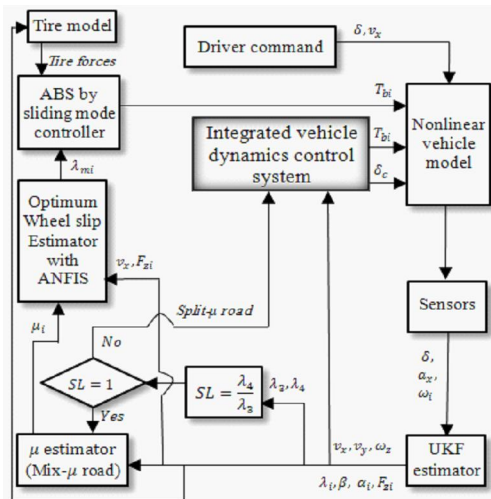
شکل ۱۰- ضریب اصطکاک در جاده اصطکاک متغیر



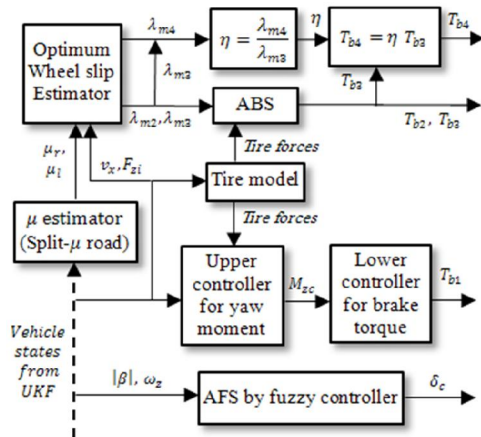
شکل ۱۱- سرعت طولی خودرو در جاده اصطکاک متغیر



شکل ۱۲- مسیر خودرو در جاده اصطکاک متغیر

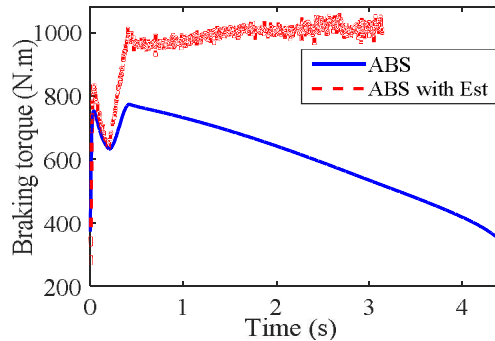


شکل ۱۵ - دیاگرام بلوکی سیستم کنترل دینامیک خودرو طراحی شده با تخمین گرها



شکل ۱۶ - دیاگرام بلوکی سیستم کنترل دینامیک خودرو طراحی شده با تخمین گرها

توقف خودرو به ترتیب از مقدار ۴/۸۸ ثانیه و ۳۷/۸۷ متر در کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل و کنترل پایداری الکترونیکی به مقادیر ۳/۶۱ ثانیه و ۲۲/۳۵ متر مربوط به کنترل یکپارچه سه سیستم مذکور کاهش یافته که نشان از کاهش ۲۶٪ در میزان این کمیت‌ها است. البته باید اشاره نمود که زمان توقف در حالت سیستم ترمز ضدقفل تنها، کمتر از دو حالت دیگر بوده، به طوری که به مقدار ۳ s رسیده است؛ اما با توجه جابجایی عرضی، سرعت چرخشی و زاویه



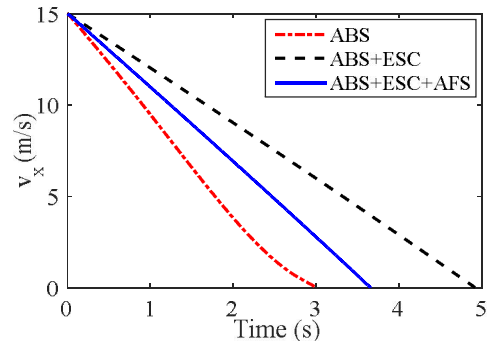
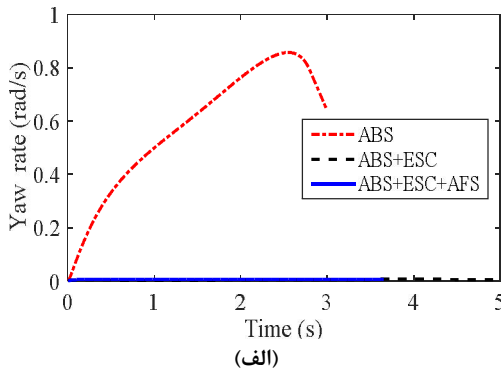
شکل ۱۴ - گشتاور ترمزی سیستم ترمز ضد قفل برای چرخ جلو-راست

جلوگیری از ناپایداری‌های چرخشی و جانبی روی چنین جاده‌هایی می‌شود. البته این رویکرد به بهای افزایش مسافت توقف می‌شود که مطلوب راننده نیست. برای آنکه بتوان همزمان خودرو را پایدار نموده و مسافت توقف را کاهش نمود، روشی دیگر ارائه می‌شود که در آن، سه سیستم ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال به طور یکپارچه کنترل می‌شوند که در آن، باید از یک الگوریتم توزیع نیروی ترمزی نیز استفاده نمود. در این الگوریتم پارامتر  $\eta$  که برابر نسبت لغزش طولی بهینه چرخ عقب-چپ به چرخ عقب-راست تعریف می‌شود، استفاده شده است:

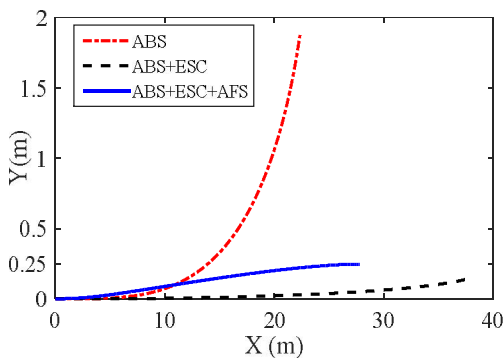
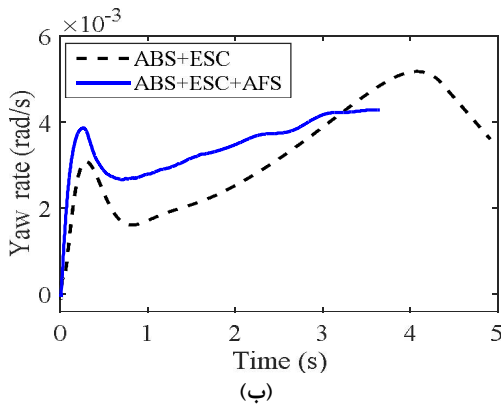
$$\eta = \frac{\lambda_{m4}}{\lambda_{m3}} \quad (51)$$

در رابطه (۵۱)،  $\lambda_m$  از شبکه فازی عصبی تطبیقی بدست می‌آید. شکل ۱۵ و شکل ۱۶، الگوریتم کنترل یکپارچه سه سیستم مذکور را نشان می‌دهد.

نتایج حاصل از شبیه‌سازی خودروهای مجهز به سیستم ترمز ضدقفل به تنهایی (ABS)، کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل و کنترل پایداری الکترونیکی (ABS+ESC) و کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و سیستم فرمان جلو فعال (ABS+ESC+AFS) در شکل ۱۷ تا شکل ۲۳ نمایش داده شده‌اند. در هر سه حالت، سیستم کنترل با تخمین‌گر ضریب اصطکاک جاده و لغزش طولی بهینه تاپر ترکیب شده است. نمودارهای سرعت و مسیر خودرو به ترتیب در شکل ۱۷ و شکل ۱۸ رسم شده‌اند. نتایج تغییرات مسیر خودرو را در جدول ۳ می‌توان مشاهده کرد. همان‌طور که مشاهده می‌شود، زمان و مسافت



شکل ۱۷- سرعت طولی خودرو در جاده اصطکاک-ناهمگن



شکل ۱۸- مسیر خودرو در جاده اصطکاک-ناهمگن

شکل ۱۹- الف) مقایسه پاسخ‌های سرعت چرخشی بین استراتژی‌های مختلف کنترلی و ب) بزرگنمایی شده بین صفر تا 0.006 rad/s

جدول ۳- فاصله توقف و ماکزیمم انحراف از مسیر مستقیم برای استراتژی‌های مختلف کنترلی

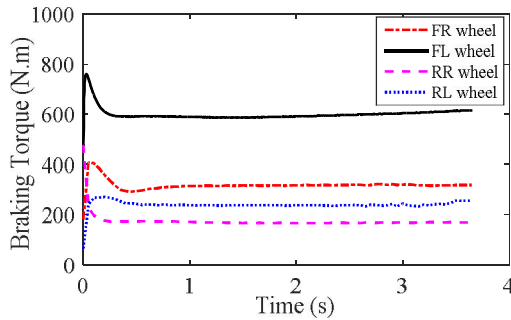
استراتژی کنترلی	فاصله توقف (m)	ماکزیمم انحراف از مسیر مستقیم (m)
ABS	22.35	1.87
ABS+ESC	37.87	0.14
ABS+ESC+AFS	27.8	0.24

فعال و نیز مقادیر سرعت چرخشی و زاویه لغزش عرضی خودرو افزایش یافته است؛ اما از آنجا که میزان  $0.24$  متر جابجایی عرضی،  $0.004$  rad/s سرعت چرخشی و  $0.5^\circ$  زاویه لغزش جانبی، مقادیر محسوسی نیستند و قادر به ایجاد ناپایداری عرضی و چرخشی نخواهند بود، در قیاس با کارایی بالای کنترل یکپارچه سه سیستم در کاهش کمیت مهم زمان و مسافت توقف در دینامیک طولی، نمی‌تواند نقطه ضعفی به شمار آید.

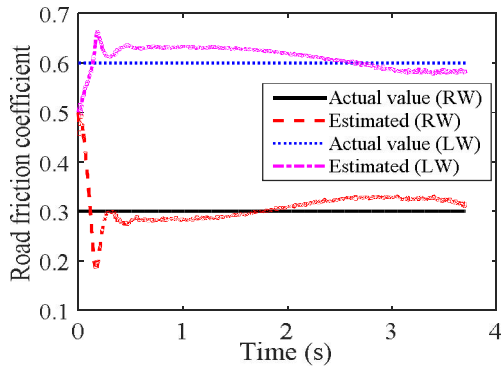
گشتاور ترمزی فعال اعمال شده بر چرخ‌ها مربوط به کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری الکترونیکی و فرمان جلو فعال در شکل ۲۱ رسم شده که در آن، عبارات FR، FL، RR، و RL wheel به ترتیب بیانگر چرخ‌های جلو-راست، جلو-چپ، عقب-راست و عقب-چپ است. همانطور که مشاهده می‌شود، دامنه گشتاور ترمزی در

لغزش جانبی بسیار بالاتر این حالت نسبت به سیستم‌های کنترل یکپارچه که به ترتیب در شکل ۱۸ تا شکل ۲۰ مشهود است، نمی‌توان این زمان کم توقف را یک مزیت در سیستم ترمز ضدقفل تنها دانست.

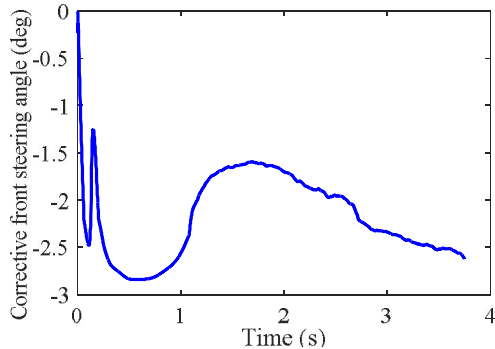
البته قابل ذکر است که جابجایی عرضی از مقدار  $0.14$  متر و  $0.24$  متر در حالت ترکیب فرمان جلو فعال با سیستم کنترل یکپارچه شاسی در مقایسه با حالت بدون فرمان جلو



شکل ۲۱- گشتاور ترمزی چرخ‌ها در کنترل یکپارچه سیستم‌های فعال شاسی

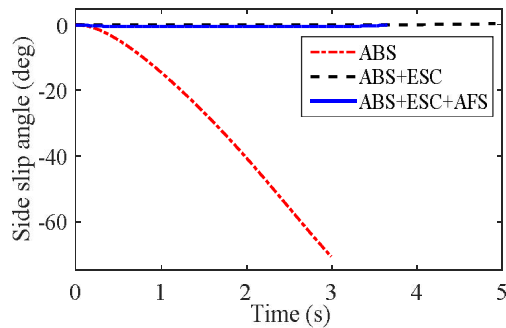


شکل ۲۲- نتایج تخمین ضریب اصطکاک جاده

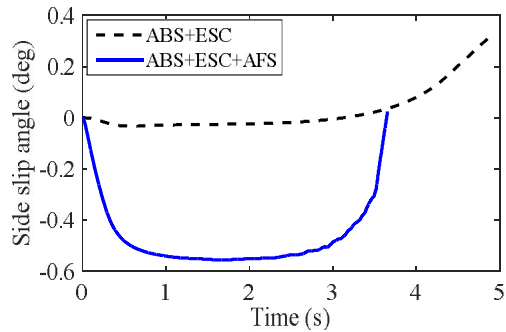


شکل ۲۳- زاویه اصلاحی فرمان چرخ‌های جلو در سیستم فرمان جلو فعال

برانگیز بودن جاده اصطکاک-ناهمگن و اینکه تاثیر منفی چشمگیری بر کنترل دینامیک طولی و جانبی خودرو مشاهده نشده، این مقدار خطا می‌تواند قابل چشم‌پوشی باشد.



(الف)



(ب)

شکل ۲۰- الف) مقایسه پاسخ‌های زاویه لغزش جانبی و ب) بزرگنمایی شده بین  $0.4^\circ$  تا  $-0.6^\circ$

محدوده قابل قبولی بوده و تغییرات شدیدی روی نمودارها به‌طوری که سیستم ترمز فعال توانایی ایجاد آن در زمان‌های کوتاه را نداشته باشد، دیده نمی‌شود. مقادیر واقعی و تخمینی ضریب اصطکاک جاده اصطکاک-ناهمگن نیز در شکل ۲۲ نمایان است که در آن، عبارات RW و LW به ترتیب بیانگر چرخ‌های راست و چپ است. با توجه به این نمودارها، ضریب اصطکاک با سرعت قابل قبولی از مقدار اولیه  $0.5$  برای هر دو چرخ به مقدار واقعی خود همگرا شده است. البته خطاهایی در حدود ماکزیمم 8% مشاهده می‌شود که این امر به دلیل این است که در الگوریتم تخمین در هر لحظه زمانی، از مقادیر یک گام زمانی عقب‌تر زاویه فرمان فعال چرخ‌های جلو استفاده گردیده است. از آنجا که زاویه فرمان چرخ‌ها تاثیر مستقیمی بر نیروهای عرضی تایر و بر نیروهای طولی اثر غیر مستقیم دارد، خطاهایی در تخمین ضریب اصطکاک جاده رویت شده است؛ اما با توجه به چالش

- [3] Naraghi M, Roshanbin A, Tavasoli A (2010) Vehicle stability enhancement - an adaptive optimal approach to the distribution of tyre forces. P I Mech Eng D-J Aut 224(4): 443-453.
- [4] Ding N, Taheri S (2010) An adaptive integrated algorithm for active front steering and direct yaw moment control based on direct Lyapunov method. Vehicle Syst Dyn 48(10): 1193-1213.
- [5] Doumiati M, Sename O, Dugard L, Gaspar P, Szabo Z (2013) Integrated vehicle dynamics control via coordination of active front steering and rear braking. Eur J Control 19(2): 121-143.
- [6] Jalali M, Khosravani S, Khajepour A, Chen S, Litkouhi B (2017) Model predictive control of vehicle stability using coordinated active steering and differential brakes. Mechatronics 48: 30-41.
- [7] Zhang J, Li J (2019) Integrated vehicle chassis control for active front steering and direct yaw moment control based on hierarchical structure. T I Meas Control 41(9): 2428-2440.
- [8] Ahn C, Kim B, Lee M (2012) Modeling and control of an anti-lock brake and steering system for cooperative control on split- $\mu$  surfaces. Int J Automot Techn 13(4): 571-581.
- [9] Mirzaeinejad H, Mirzaei M, Kazemi R (2016) Enhancement of vehicle braking performance on split- $\mu$  roads using optimal integrated control of steering and braking systems. P I Mech Eng K-J Mul 230(4): 401-415.
- [10] Song J (2012) Integrated control of brake pressure and rear-wheel steering to improve lateral stability with fuzzy logic. Int J Automot Techn 13(4): 563-570.
- [11] Aalizadeh B (2019) A neurofuzzy controller for active front steering system of vehicle under road friction uncertainties. T I Meas Control 41(4): 1057-1067.
- [12] Zhang X, Xu Y, Pan M, Ren F (2014) A vehicle ABS adaptive sliding-mode control algorithm based on the vehicle velocity estimation and tyre/road friction coefficient estimations. Vehicle Syst Dyn 52(4): 475-503.
- [13] Bagheri A, Azadi S, Soltani A (2017) A combined use of adaptive sliding mode control and unscented Kalman filter estimator to improve vehicle yaw stability. P I Mech Eng K-J Mul 231(2): 388-401.
- [14] Paul D, Velenis E, Humbert F, et al (2019) Tyre-road friction  $\mu$ -estimation based on braking force distribution. P I Mech Eng D-J Aut 233(8): 2030-2047.
- [15] Novi T, Capitani R, Annicchiarico C (2019) An integrated artificial neural network-unscented Kalman filter vehicle sideslip angle estimation

زاویه فرمان فعال چرخ‌های جلو نیز در شکل ۲۳ رسم شده است.

## ۶- نتیجه‌گیری

در این تحقیق، یک سیستم کنترل یکپارچه دینامیک طولی، عرضی و چرخشی خودرو با استفاده از سیستم‌های ترمز فعال و فرمان جلو فعال ارائه شد. سیستم ترمز فعال طراحی شده بر اساس کنترل مود لغزشی، دارای دو حالت کاری است. در شرایط ترمزگیری شدید روی جاده مستقیم و وضعیت ناپایدار در حالت چرخش، سیستم ترمز فعال به ترتیب به صورت سیستم ترمز ضدقفل و کنترل پایداری خودرو عمل می‌کند. به منظور بهبود پایداری عرضی و چرخشی خودروی در حال ترمزگیری در مسیر مستقیم روی جاده اصطکاک-ناهمگن، کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری خودرو و فرمان جلو فعال طراحی گردید. ساختار سیستم فرمان جلو فعال بر پایه منطق فازی است؛ همچنین، متغیرهای حالت سیستم و ضریب اصطکاک جاده به ترتیب با استفاده از فیلتر کالمن آنسنتد و معادلات جبری مدل تاپر داگوف تخمین زده شدند.

از شبکه فازی عصبی تطبیقی نیز جهت تخمین لغزش طولی بهینه تاپر به کار گرفته شد که تاثیر بسزایی در کاهش زمان و فاصله توقف دارد. در تحلیل‌ها، عمل ترمزگیری شدید روی جاده مستقیم در دو حالت اصطکاک-متغیر و اصطکاک-ناهمگن مورد بررسی قرار گرفت. نتایج شبیه‌سازی، حاکی از عملکرد مناسب‌تر کنترل یکپارچه ارائه شده برای سیستم‌های ترمز ضدقفل، کنترل پایداری خودرو و فرمان جلو فعال ترکیب‌شده با تخمین‌گر، در مقابل کنترل یکپارچه سیستم‌های ترمز ضدقفل و کنترل پایداری خودرو و سیستم ترمز ضدقفل تنها، در کاهش زمان و فاصله توقف با حفظ پایداری خودرو است.

## ۷- مراجع

- [1] Karbalaee R, Ghaffari A, Kazemi R, Tabatabaei H (2008) A new intelligent strategy to integrated control of AFS/DYC based on fuzzy logic. Int J Math Phys Eng Sci 1(1): 47-52.
- [2] Hwang T, Park KA, Heo S, Lee S, Lee J (2008) Design of integrated chassis control logics for AFS and ESP. Int J Automot Techn 9(1): 17-27.



[18] Ren H, Chen S, Shim T, Wu, Z (2014) Effective assessment of tyre-road friction coefficient using a hybrid estimator. *Vehicle Syst Dyn* 52(8): 1047-1065.

[۱۹] مشهدی ب، مجیدی م (۱۳۸۷) طراحی کنترلر فازی یکپارچه سیستم‌های فرمان فعال و کنترل پایداری خودرو. دومین کنگره مشترک سیستم‌های فازی و هوشمند ایران، تهران، دانشگاه صنعتی مالک اشتر.

based on inertial measurement unit measurements. *P I Mech Eng D-J Aut* 233(7): 1864-1878.

[16] Ahmadi Jeyed H, Ghaffari A (2019) Nonlinear estimator design based on extended Kalman filter approach for state estimation of articulated heavy vehicle. *P I Mech Eng K-J Mul* 233(2): 254-265.

[۱۷] باقری ا، آزادی ش، سلطانی ع (۱۳۹۶) بهبود پایداری چرخشی خودرو توسط سیستم ترمز فعال با استفاده از کنترل مود لغزشی. *مجله علمی پژوهشی مکانیک سازه‌ها و شاره‌ها* ۷.۷(۱): ۶۵-۷۸