مجله کنترل
جلد ۷، شماره ۱، بهار ۱۳۹۲، صفحه ۳۲-۲۱

رویکردی بهینه برای کنترل غیرخطی سیستم ترمز خودرو در ترمزگیری‌های شدید به هنگام گردش

حسین میرزائی‌نژاد[۱]، مهدی میرزائی[۲]

[۱] دانشجوی دکتری مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، h_mirzaeinejad@sut.ac.ir

[۲] دانشیار، دانشکدهٔ مهندسی مکانیک ، دانشگاه صنعتی سهند تبریز، mirzaei@sut.ac.ir

(تاریخ دریافت مقاله ۱۳۹۱/۱۰/۱۹، تاریخ پذیرش مقاله ۱۳۹۲/۲/۷)

چکیده: یکی از مانورهای بحرانی خودرو، ترمزگیری شدید به هنگام گردش می‌باشد که در آن حداقل کردن فاصله توقف ضمن حفظ فرمان‌پذیری خودرو و نگهداری آن در مسیر از اهمیت برخوردار است. سیستم ترمز ضدقفل متداول با ایجاد بیشینه نیروی ترمزی در چرخ‌ها، فاصله توقف را به حداقل رسانده ولی نمی‌تواند دینامیک جانبی و فرمان‌پذیری خودرو را بصورت مستقیم کنترل نماید. در این مقاله به‌منظور کنترل مستقیم و توام دینامیک طولی و جانبی خودرو، یک الگوریتم غیرخطی بهینه بر اساس پیش بینی پاسخهای سیستم برای محاسبه نیروهای ترمزی چرخ‌های خودرو جهت پیاده‌سازی با محرک سیستم ترمز ضدقفل ارائه شده است. در این الگوریتم از بیشینه نیروهای ترمزی قابل تولید توسط هر یک از چرخ‌های طرفین خودرو به اندازه‌ای کاسته می‌شود که حداقل گشتاور چرخشی لازم برای گردش خودرو نیز تامین گردد. بهینه‌بودن قانون کنترل گشتاور چرخشی، امکان تنظیم و محاسبه‌ی آن را چنان فراهم می‌کند که می‌توان بین فاصله توقف و فرمان‌پذیری خودرو مصالحه نمود. در حالت خاص با انتخاب ضریب وزنی بی‌نهایت روی ورودی کنترلی (کنترل گران)، مقدار گشتاور چرخشی خارجی صفر شده و به عملکرد سیستم ترمز ضدقفل متداول با بیشینه نیروهای ترمزی می‌رسیم. در حالی که با افزایش گشتاور چرخشی تا مقدار مناسب، فاصله توقف نسبتا افزایش یافته ولی فرمان‌پذیری بهبود می‌یابد. نتایج تحلیل‌ها و شبیه‌سازی‌های انجام گرفته بر روی یک مدل واقعی ۸ درجه‌آزادی خودرو در ترمزگیری شدید به هنگام گردش، نشان از عملکرد مناسب و مقاوم سیستم کنترلی پیشنهادی در رسیدن به اهداف مورد نظر می‌باشد.

کلمات کلیدی: سیستم ترمز خودرو، کنترل غیرخطی، الگوریتم بهینه، فاصله توقف، فرمان‌پذیری.

An Optimal Approach to Nonlinear Control of Vehicle Braking System during Severe Braking and Turning

Hossein Mirzaeinejad, Mahdi Mirzaei

Abstract: Severe braking during turning is one of the vehicle critical maneuvers. In this case, achieving the minimum stopping distance while maintaining the vehicle steerability is important. The conventional anti-lock braking system attains the minimum stopping distance by generating the maximum braking forces but, cannot control the vehicle steerability directly. In this paper, in order to direct control of vehicle longitudinal and lateral dynamics, an optimal nonlinear algorithm based on the prediction of system responses is presented to distribute the wheels braking forces properly. In this algorithm, the maximum braking forces of one side wheels are reduced to the extent that the required stabilizing yaw moment is produced. In this way, a compromise between the stopping distance and vehicle steerability can be easily made by the regulation of weighting ratio, as a free parameter of the yaw moment control law. In the special case, when the external yaw moment takes to be zero (expensive control), this algorithm is changed to the conventional anti-lock braking system. With any increase of the external yaw moment, the stopping distance is increased but the vehicle steerability is improved. The simulation results performed by an 8-DOF vehicle model show a suitable and robust performance of the proposed control system.

Keywords: dynamics, Nonlinear control, Optimal algorithm, Severe braking, Stopping distance, Steerability.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

۱- مقدمه

امروزه افزایش ایمنی خودرو و سرنشینان آن در مانورهای بحرانی از مهم‌ترین چالش‌ها در طراحی و توسعه خودروهای سواری می‌باشد. سیستم ترمز ضدقفل (ABS[1]) یکی از مهمترین سیستم‌های کنترلی شناخته شده برای ایمنی فعال خودرو می‌باشد. این سیستم با کنترل لغزش طولی چرخ‌های خودرو در مقدار بهینه خود باعث می‌شود که نیروی طولی آن-ها در مقدار بیشینه حفظ شده و از این‌رو فاصله توقف کم شود. از طرفی با توجه به ارتباط نیروهای طولی و جانبی تایر، وقتی مقدار لغزش طولی در مقدار مطلوب خود قرار بگیرد، علاوه بر بیشینه نیروی طولی، نیروی جانبی نیز در مقدار مناسبی حفظ می‌شود. بنابراین در سیستم ضد قفل علاوه بر رسیدن به هدف اصلی عدم قفل شدن چرخ ها و کمینه کردن فاصله توقف خودرو، فرمان‌پذیری خودرو نیز با حفظ نیروی جانبی به صورت نسبی و غیرمستقیم بهبود می‌یابد. این در حالیست که در چرخ قفل شده توانائی تایر به تولید نیروی جانبی کاملا از بین می‌رود. اثرات غیرخطی دینامیک خودرو به ویژه خاصیت اشباع نیروهای تایر و همچنین وجود نامعینی‌های مدل‌سازی و عدم قطعیت‌های پارامتری، از جمله موارد مهم در طراحی کنترل‌کننده سیستم ترمز ضدقفل می‌باشند.

روش‌های کنترلی مختلفی برای طراحی سیستم ترمز ضدقفل ارائه شده است که در ادامه به طور مختصر به برخی از آن‌ها اشاره خواهد شد. روش کنترل مد لغزشی یک روش غیرخطی و مقاوم برای این نوع از مسائل بوده است[۱-۴]. اما یکی از مشکلات معمول در پیاده‌سازی کنترل مد لغزشی، بروز پدیده نامطلوب چترینگ[2] است که تکنیک‌های مختلفی برای کاهش این پدیده نیز ارائه شده است [۱،۵،۶]. همچنین از ترکیب یک کنترل‌کننده مد لغزشی با یک کنترل‌کننده فازی برای کنترل لغزش چرخ استفاده شده است[۴]. در مرجع [۲] با استفاده از روش مد لغزشی، لغزش طولی هر چرخ بطور جداگانه کنترل شده است به‌طوری که اگر چرخ‌های خودرو بر روی جاده‌ای با ضریب اصطکاک مختلف قرار بگیرند، گشتاور چرخشی نامطلوبی که در اثر اختلاف نیروهای تایر بوجود می‌آید کاهش می‌یابد.

استفاده از روش خطی‌سازی موضعی همراه با جدول‌بندی بهره و بکارگیری روش LQR [۷] و روش بهینه پیش‌بین بر اساس مدل خطی شده خودرو [۸] برای طراحی سیستم ترمز ضدقفل، از دیگر مطالعات انجام شده می‌باشند. مبنای این روش‌ها استفاده از مدل‌های خطی شده خودرو بوده است. با توجه به ویژگی‌های غیرخطی دینامیک خودرو و خاصیت اشباع نیروهای تایر استفاده مستقیم از مدل‌های غیرخطی در طراحی کنترل‌کننده سیستم ترمز ضدقفل از اهمیت زیادی برخوردار است.

نویسندگان مقاله‌ی حاضر قبلا بر اساس روش کنترل بهینه پیش‌بین، کنترل‌کننده‌هایی با نسخه‌های متفاوت برای اهداف مختلف در سیستم ABS به شکل تحلیلی ارائه کرده‌اند[۹-۱۰]. از ویژگی‌های اصلی قوانین کنترلی طراحی شده، در نظر گرفتن اثرات غیرخطی و نامعینی‌های موجود در مدل دینامیک خودرو می‌باشد. در مرجع [۹]، کنترل‌کننده‌ی ABS بر اساس رویکرد کنترل ارزان[3] طراحی شده است. در این مورد انرژی کنترلی بدون محدودیت قابل استفاده می‌باشد و تلاش می‌شود تا دقت سیستم کنترلی در رسیدن به لغزش بهینه در حضور نامعینی های سیستم افزایش یابد. در مرجع [۱۰]، با وارد کردن انرژی کنترلی در تعریف شاخص عملکرد و در نظر گرفتن محدودیت بر روی انرژی کنترلی، از رویکرد کنترل گران[4] در طراحی کنترل‌کننده استفاده شده است. تخمین غیرخطی لغزش طولی و ضریب اصطکاک جاده از دیگر کارهای انجام گرفته در طراحی سیستم ترمز ضدقفل می‌باشد[۱۱].

در تمامی کارهایی که در بالا مرور شد سیستم ترمز ضدقفل متداول که وظیفه آن نگهداری لغزش طولی در مقدار بهینه‌ای که منجر به بیشینه نیروی ترمزی می‌شود طراحی شده است. به عبارتی دیگر ترمزگیری به منظور توقف بر روی خودرویی صورت گرفته که بر روی مسیر مستقیم (بدون فرمان‌گیری) در حرکت بوده و فقط دینامیک طولی درگیر بوده است. هر چند با این کار فرمان‌پذیری خودرو نیز با تاثیر بر نیروهای جانبی به‌طور غیرمستقیم بهبود می‌یابد، اما این بهبود به حدی نیست که خودرو را به طور کامل در مسیر حرکت حفظ کند. بطور کلی در یک مانور ترمزگیری شدید به هنگام گردش، سیستم ABS متداول نمی‌تواند دینامیک جانبی را به طور مستقیم و کامل کنترل نماید. در مرجع [۱۲] از یک کنترل کننده PID برای محاسبه مقدار لغزش هر چرخ استفاده شده به طوری که با توجه به خطای ردیابی سرعت چرخشی، با کاهش مقدار نیروی ترمزی چرخ جلو راست یا جلو چپ، مقدار گشتاور چرخشی لازم برای انجام گردش ایجاد می‌شود. اما در این الگوریتم ساده، مقدار گشتاور چرخشی خارجی به صورت بهینه محاسبه نشده و باعث می‌شود تا نیروهای ترمزی چرخهای طرفین خودرو بیش از حد لازم کاهش یابد و فاصله توقف بی‌مورد زیاد گردد. بطور کلی استفاده از حداقل گشتاور چرخشی خارجی لازم برای نگهداری خودرو در مسیر حرکت می‌تواند مانع از افزایش بیش از حد فاصله‌ی توقف خودرو گردد.

در کار حاضر به منظور کنترل مستقیم و توام دینامیک طولی و جانبی خودرو در ترمزگیری‌های شدید به هنگام گردش، یک سیستم کنترلی طراحی شده است که علاوه بر تحقق هدف اصلیِ توقف کامل بدون قفل شدن چرخ‌ها، خودرو را در مسیر گردش حفظ کند. با توجه به انتقال بار طولی و جانبی که در اثر ترمزگیری و گردش ایجاد می‌شود ظرفیت نیروی ترمزی هر چرخ متفاوت می‌باشد. این سیستم کنترلی سعی در تولید بیشینه مقدار نیروی ترمزی متناسب با ظرفیت هر چرخ را دارد؛ اما برای حفظ مسیر لازم است از نیروهای ترمزی طرفین خودرو به اندازه‌ای که بتواند گشتاور خارجی لازم را تامین نماید کم کند. به این

[1] Anti-lock brake system
[2] Chattering
[3] Cheap control
[4] Expensive control

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

کار در اصل کنترل مستقیم گشتاور چرخشی با استفاده از ترمزگیری تفاضلی اطلاق می‌شود که اساس کار سیستم کنترل دینامیک خودرو (VDC[1]) نیز است[۱۳-۱۴]. با این تفاوت که هدف VDC انجام گردش پایدار با سرعت بالا بوده و گشتاور خارجی پایدارکننده با استفاده از ایجاد نیروهای ترمزی تفاضلی تولید می‌شود. استفاده زیاد و بی رویه از گشتاور چرخشی و در نتیجه نیروهای ترمزی باعث برخی اثرات نامطلوب همچون کاهش بی‌مورد سرعت خودرو و القای حس اجبار به جای حمایت به راننده می‌گردد. ضمناً ترمزگیری‌های زیاد و متوالی باعث کاهش عمر تایرها و اجزای سیستم ترمز نیز می‌گردد. لذا در سیستم VDC حداقل کاهش در سرعت خودرو حائز اهمیت است. اما هدف تحقیق حاضر توقف خودرو در کمترین فاصله ضمن نگهداری آن در مسیر حرکت می‌باشد. بدین منظور تلاش می شود تا حداکثر ظرفیت نیروی ترمزی چرخها بکار گرفته شده و استفاده از گشتاور خارجی لازم به حداقل برسد. چرا که استفاده حداقل و بهینه از گشتاور خارجی جهت بهبود فرمانپذیری، باعث حداقل کاهش در بیشینه نیروهای ترمزی شده و بنابراین فاصله توقف نسبت به ABS متداول افزایش کمتری خواهد داشت.

به منظور رسیدن به اهداف مذکور، در این مقاله یک الگوریتم غیرخطی بهینه بر اساس پیش بینی پاسخ‌های سیستم برای توزیع مناسب نیروهای ترمزی چرخ‌های خودرو ارائه شده است. در این الگوریتم، از بیشینه نیروهای ترمزی قابل تولید توسط هر یک از چرخ‌های طرفین خودرو به اندازه‌ای کاسته می‌شود که گشتاور چرخشی پایدارکننده تولید گردد. برای محاسبه گشتاور چرخشی لازم، یک قانون کنترل بهینه غیرخطی به صورت تحلیلی توسعه داده می شود. بهینه‌بودن قانون کنترلی، امکان تنظیم مقدار گشتاور چرخشی را چنان فراهم می‌کند که می‌توان بین فاصله توقف کمتر و فرمان‌پذیری بهتر خودرو مصالحه نمود. در حالت خاص که ضریب وزنی روی ورودی بی نهایت انتخاب شود (حالت کنترل گران)، مقدار گشتاور چرخشی خارجی صفر شده و به عملکرد سیستم ترمز ضدقفل متداول با حداقل فاصله توقف می رسیم. با هرگونه افزایش در مقدار گشتاور چرخشی، فاصله توقف افزایش یافته اما فرمان‌پذیری خودرو بهبود می‌یابد. بعد از طراحی کنترل‌کننده گشتاور چرخشی، تحلیل خطا در حضور نامعینی‌های سیستم به صورت تحلیلی بررسی می‌گردد و اثر کاهش انرژی کنترلی در اثر اعمال ضریب وزنی مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

در ادامه به منظور نشان دادن کارایی سیستم کنترلی طراحی شده، شبیه‌سازی‌های لازم بر روی مدل غیرخطی ۸ درجه آزادی در مانور ترمزگیری شدید به هنگام گردش انجام شده و با عملکرد سیستم ABS متداول مقایسه شده است. نتایج تحلیل‌ها و شبیه‌سازی‌ها در حضور نامعینی‌ها، نشان از عملکرد مناسب و مقاوم سیستم کنترلی پیشنهادی در رسیدن به اهداف مورد نظر می‌باشد

[1] Vehicle dynamic control

۲- مدل شبیه‌ساز خودرو

به منظور پیش‌بینی دقیق‌تر پاسخ خودرو در طول مانور مورد نظر و ارزیابی عملکرد سیستم کنترلی، مطالعات شبیه‌سازی با استفاده از یک مدل دینامیک خودروی واقعی‌تر انجام شده است. بدین منظور یک مدل ۸ درجه آزادی غیرخطی که صحت آن با نتایج تجربی ارزیابی گردیده به عنوان مدل شبیه‌سازی استفاده شده است[۱۵]. درجات آزادی این مدل شامل سرعت طولی، زاویه‌ی لغزش جانبی، سرعت چرخشی، سرعت رول و سرعت زاویه‌ای چهار چرخ می‌باشند. هم‌چنین برای مدل‌سازی نیروهای تایر از مدل داگوف استفاده شده که دربرگیرنده‌ی اثرات غیرخطی و اشباع نیروهای تایر می‌باشد. تاثیر انتقال نیروهای عمودی بر نیروهای جانبی چرخ‌های عقب و جلوی خودرو، زاویه‌ی رول و پارامترهای دیگر که پایداری خودرو را تحت تاثیر قرار می‌دهند نیز از دیگر ویژگی‌های این مدل است. از آنجا که مدل ۸ درجه آزادی غیرخطی برای استفاده در طراحی کنترل‌کننده پیچیده است، برای طراحی کنترل‌کننده باید از مدل ساده‌تری استفاده گردد که البته باید دربرگیرنده‌ی ویژگی‌های اساسی سیستم باشد. از این‌رو، در این مقاله برای طراحی کنترل‌کننده لغزش طولی، مدل ۵ درجه غیرخطی چهار چرخ و برای طراحی کنترل‌کننده گشتاور چرخشی از مدل دو درجه غیرخطی چهار چرخ، استفاده شده است.

۳- طراحی سیستم کنترلی

۳-۱- طراحی کنترل‌کننده غیرخطی سیستم ترمز ضدقفل

برای طراحی کنترل‌کننده‌ی لغزش طولی، مدل ۵ درجه‌آزادی غیرخطی خودرو مورد استفاده قرار گرفته است. سرعت طولی خودرو و سرعتهای زاویه‌ای چهار چرخ، تشکیل‌دهنده درجات آزادی این مدل می‌باشند. براین اساس معادله‌ی حاکم بر دینامیک طولی عبارت است از:

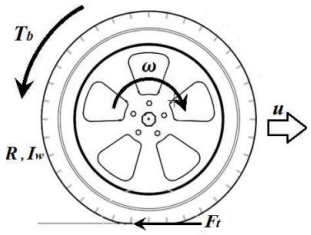
$$m\dot{u} = \sum F_{ti} \qquad i = 2,3,4,5 \qquad (۱)$$

که در رابطه فوق u سرعت طولی خودرو، F_t نیروی طولی تایر و m جرم کل خودرو است. توجه شود در رابطه (۱) اندیس i مربوط به شماره چرخ‌ها بوده که به صورت $2 = fL,\ 3 = rL,\ 4 = fR,\ 5 = rL$ تعریف می‌شود و در ادامه مقاله نیز استفاده خواهد شد. همچنین مطابق با شکل ۱ دینامیک دورانی برای هر چرخ به صورت زیر مدل می‌شود:

$$\dot{\omega}_i = \frac{1}{I_{w_i}}\left[RF_{ti} - T_{b_i}\right] \qquad (۲)$$

که در آن T_b گشتاور ترمزی، ω سرعت زاویه‌ای، R شعاع چرخ و I_w ممان اینرسی چرخ است.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]



شکل ۱: دیاگرام آزاد چرخ

با مشتق‌گیری از رابطه لغزش طولی هر تایر به هنگام ترمزگیری، $\lambda_i = 1 - \frac{R\omega_i}{u}$، نسبت به زمان و جایگذاری روابط (۱) و (۲) در آن داریم:

$$\dot{\lambda}_i = \frac{1}{u}\left[\frac{1}{m}\sum F_{ti}\,(1-\lambda_i) - \frac{R^2}{I_w}F_{ti}\right] + R\,\frac{T_{bi}}{I_w u} \qquad (۳)$$

در این مقاله به منظور در نظرگرفتن خاصیت اشباع نیروهای تایر از مدل داگوف [۱۵] استفاده شده است. در این مدل روابط برای نیروهای طولی و جانبی تایر عبارتند از:

$$\begin{aligned} F_{ti} &= \frac{C_\lambda \lambda_i}{1-\lambda_i} f(s), \\ F_{si} &= \frac{C_\alpha tan\alpha_i}{1-\lambda_i} f(s) \\ f(s) &= \begin{cases} s(2-s) & s<1 \\ 1 & s \geq 1 \end{cases} \\ s &= \frac{\mu F_z \left(1 - \varepsilon_r u \sqrt{{\lambda_i}^2 + tan^2\alpha_i}\right)}{2\sqrt{{C_\lambda}^2{\lambda_i}^2 + {C_\alpha}^2 tan^2\alpha_i}}(1-\lambda_i) \end{aligned} \qquad (۴)$$

که در روابط فوق F_t و F_s به ترتیب نیروی طولی و جانبی تایر، F_z بار قائم، C_λ و C_α به ترتیب سفتی طولی و جانبی تایر، α لغزش جانبی تایر و ε_r ضریب کاهش چسبندگی تایر می‌باشند.

با در نظر گرفتن لغزش طولی هر چرخ به عنوان یک خروجی، معادلات توصیف شده (۱) و (۳) را می‌توان به شکل فضای حالت زیر نوشت:

$$\dot{x}_1 = f_1(\boldsymbol{x}) \qquad (۵)$$

$$\dot{x}_i = f_i(\boldsymbol{x}) + \frac{R}{I_w x_1} T_{bi} \qquad (۶)$$

$$\boldsymbol{y} = [x_2 \;\; x_3 \;\; x_4 \;\; x_5] \qquad (۷)$$

که در اینجا $\boldsymbol{x} = [u \;\; \lambda_{fL} \;\; \lambda_{rL} \;\; \lambda_{fR} \;\; \lambda_{rR}]$ بردار حالت و $\boldsymbol{y}$ به عنوان بردار خروجی در نظر گرفته شده است. همچنین گشتاورهای ترمزی، T_{bi}، به عنوان ورودی‌های کنترلی می‌باشد. هدف سیستم کنترلی این است که برای هر چرخ، لغزش طولی مطلوب آن را که در قسمت‌های بعدی تشریح خواهد شد ردیابی کند. توابع غیرخطی $f_i(x)$، در برگیرنده‌ی مدل نیروهای غیرخطی تایر با خاصیت اشباع می‌باشند.

حال برای توسعه یک قانون کنترل غیرخطی گشتاور ترمزی بر اساس پیش‌بین، یک شاخص عملکرد شبه‌نقطه‌ای به نحوی که خطاهای ردیابی در لحظه بعدی را جریمه کند به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$J_1[T_{bi}(t)] = \frac{1}{2}\sum_{i=2}^{5} w_i {e_i}^2(t+h) \qquad (۸)$$

که w_i ضرایب وزنی و h زمان پیش‌بین بوده و یک عدد حقیقی مثبت است. e_i خطاهای ردیابی لغزش طولی برای هر چرخ می‌باشند:

$$e_i(t+h) = x_i(t+h) - x_{id}(t+h) \qquad (۹)$$

از آنجایی که هیچ محدودیتی روی ورودی کنترلی برای رسیدن به ردیابی کامل نداریم، در شاخص عملکرد (۸)، انرژی کنترلی وجود ندارد و به عبارتی طراحی بر اساس کنترل ارزان است.

حال به منظور توسعه شاخص عملکرد (۸) برحسب ورودی کنترلی، لازم است که پاسخ لغزش طولی برای بازه زمان بعدی با استفاده از بسط تیلور پیش‌بینی شود. در ابتدا $x_i(t+h)$ به وسیله سری تیلور مرتبه q ام در زمان t به صورت زیر بسط داده می‌شود:

$$\begin{aligned} x_i(t+h) = x_i(t) + h\dot{x}_i(t) + \frac{h^2}{2!}\ddot{x}_i(t) + \cdots \\ + \frac{h^q}{q!} {x_i}^{(q)}(t) \end{aligned} \qquad (۱۰)$$

برای دست‌یابی به انرژی کنترلی پایین، مرتبه بسط q که تعیین‌کننده بالاترین مشتق مورد استفاده در پیش‌بینی است توسط درجه نسبی سیستم غیرخطی مشخص می‌گردد[۱۶،۹]. با توجه به معادله‌ی ۶، از آنجائیکه دینامیک لغزش طولی تایر دارای درجه نسبی یک، $\rho = 1$، می‌باشد سری تیلور مرتبه اول برای بسط کافی است.

$$x_i(t+h) = x_i(t) + h\dot{x}_i(t) \qquad (۱۱)$$

با جایگذاری معادله (۶) در (۱۱) داریم:

$$x_i(t+h) = x_i(t) + h\left(f_i + \frac{R}{I_w x_1} T_{bi}\right) \qquad (۱۲)$$

به همین ترتیب مقدار مطلوب لغزش طولی نیز بسط داده می‌شود:

$$x_{id}(t+h) = x_{id}(t) + h\dot{x}_{id}(t) \qquad (۱۳)$$

حال با جایگذاری معادلات (۱۲) و (۱۳) در (۸)، شاخص عملکرد بسط داده شده به عنوان تابعی از ورودی کنترلی بدست می‌آید. با اعمال شرط بهینگی به صورت زیر:

$$\frac{\partial J_1}{\partial T_{bi}} = 0 \qquad (۱۴)$$

قوانین کنترلی گشتاور ترمزی برای چهار چرخ محاسبه می‌شوند:

$$T_{bi} = -\frac{uI_w}{Rh}\left[e_i + h(f_i - \dot{\lambda}_{id})\right] \qquad (۱۵)$$

در یک سیستم ترمز ضدقفل متداول، مقدار لغزش طولی مطلوب هر چرخ، λ_{id}، طوری انتخاب می‌شود تا با ردیابی آن توسط کنترل‌کننده، بیشینه مقدار نیروی ترمزی خودرو تولید شده و فاصله توقف حداقل

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

گردد. مقدار بیشینه نیروی ترمزی برای هر چرخ در یک مقدار لغزش طولی بهینه ایجاد می‌شود که این مقدار در هر لحظه با مشتق‌گیری از نیروی طولی نسبت به لغزش از رابطه‌ی زیر محاسبه می‌گردد [۱۰]:

$$\frac{\partial F_{ti}}{\partial \lambda_i}\Big|_{\lambda_i=\lambda_{opti}} = 0 \qquad (۱۶)$$

در معادله فوق، F_t نیروی طولی تایر است که در محاسبه آن از مدل داگوف، رابطه (۴)، استفاده شده است.

اما در مانور ترمزگیری شدید در حین گردش، با اعمال بیشینه نیروی ترمزی به هر چرخ ممکن است فرمان‌پذیری خودرو تامین نشده وخودرو از مسیر خارج گردد. بنابراین مقدار لغزش طولی هر چرخ بر اساس توزیع بهینه نیروهای ترمزی باید طوری انتخاب شود که با حداقل کاهش در بیشینه نیروی ممکن برای چرخهای یک طرف خودرو، گشتاور خارجی لازم برای نگهداری آن در مسیر نیز تولید شود.

برای رسیدن به اهداف فوق، در این مقاله الگوریتمی طراحی خواهد شد که توزیع مناسبی از نیروهای ترمزی را ارائه نماید. سپس با استفاده از یک مدل معکوس، لغزش طولی مطلوب متناظر برای هر چرخ از روی نیروهای ترمزی مذکور محاسبه می‌شود. این مقادیر لغزش، به عنوان مقادیر مرجع برای ردیابی توسط کنترل کننده لغزش (۱۵) مورد استفاده قرار می‌گیرند. قبل از ارائه الگوریتم، لازم است تا نحوه محاسبه گشتاور چرخشی خارجی لازم برای پایداری دینامیک جانبی بیان شود.

۳-۲- طراحی کنترل‌کننده بهینه غیرخطی گشتاور چرخشی خارجی

برای طراحی کنترل‌کننده گشتاور چرخشی خارجی پایدارساز از مدل دو درجه غیرخطی چهار چرخ خودرو استفاده شده است. سرعت جانبی و سرعت چرخشی تشکیل دهنده درجات آزادی این مدل می‌باشند. در این مدل معادلات حاکم بر حرکت عبارتند از:

$$\dot{v}_y = \frac{1}{m}\left[-mur + F_{sfR}cos\delta_f + F_{sfL}cos\delta_f + F_{srR} + F_{srL}\right] \qquad (۱۷)$$

$$\dot{r} = \frac{1}{I_{zz}}\left[a\left(F_{sfR}+F_{sfL}\right)cos\delta_f - b(F_{srR}+F_{srL})\right] + \frac{1}{I_{zz}}M_z \qquad (۱۸)$$

در روابط فوق، v_y سرعت جانبی، r سرعت چرخشی، M_z گشتاور چرخشی پایدارساز، I_{zz} ممان اینرسی خودرو حول محور قائم، δ_f زاویه فرمان چرخ‌های جلو، a و b به ترتیب فاصله‌ی بین مرکز جرم با اکسل جلو و اکسل عقب می‌باشند. معادله (۱۷) را می‌توان بر اساس زاویه لغزش جانبی خودرو، $\beta \approx v_y/u$، به جای سرعت جانبی بازنویسی نمود. در معادلات فوق نیز نیروی جانبی هر تایر F_{si} از مدل داگوف، رابطه (۴)، محاسبه می‌شود.

$$\dot{x_1} = g_1(x, \delta_f) \qquad (۱۹)$$

$$\dot{x_2} = g_2(x, \delta_f) + \frac{1}{I_{zz}}M_z \qquad (۲۰)$$

$$y = x_2 \qquad (۲۱)$$

به طوری که در اینجا، $x = [v_y \;\; r]$ به عنوان بردار حالت و y خروجی می‌باشد. گشتاور چرخشی خارجی M_z و زاویه فرمان چرخ‌های جلو δ_f به ترتیب ورودی کنترلی و ورودی اغتشاش می‌باشند. مدل غیرخطی نیروهای تایر داگوف در g_1 و g_2 قرار گرفته است.

برای توسعه یک قانون کنترل غیرخطی بهینه برای گشتاور چرخشی نیز از روش کنترل پیش‌بین استفاده شده است با این تفاوت که در اینجا حداقل کردن ورودی کنترلی مورد توجه است. لذا شاخص عملکرد به نحوی که ترکیبی از خطای ردیابی سرعت چرخشی در لحظه بعدی و انرژی کنترلی در لحظه فعلی را جریمه کند به صورت زیر تعریف می‌گردد:

$$J_2[M_z(t)] = \frac{1}{2}w_r[r(t+h_1) - r_d(t+h_1)] + \frac{1}{2}w_u\left[{M_z}^2(t)\right] \qquad (۲۲)$$

که در آن w_r و w_u ضرایب وزنی و h_1 زمان پیش‌بین بوده و یک عدد حقیقی مثبت است. مشاهده می‌شود که بر خلاف طراحی سیستم ABS، در اینجا شاخص عملکرد شامل وزن روی ورودی کنترلی بوده و به عبارتی طراحی بر اساس کنترل گران است.

مشابه با طراحی کنترل‌کننده لغزش در سیستم ترمز ضدقفل، در اینجا هم با پیش‌بینی پاسخ‌های سیستم و مقادیر مطلوب آن‌ها توسط بسط تیلور، شاخص عملکرد (۲۲) به صورت تابعی از ورودی کنترلی بدست می‌آید. برای رعایت اختصار از انجام مجدد محاسبات خودداری شده است. با اعمال شرط بهینگی داریم:

$$\frac{\partial J_2}{\partial M_z} = 0 \qquad (۲۳)$$

که منجر به قانون کنترل گشتاور چرخشی به صورت زیرمی‌شود:

$$M_z(t) = \frac{I_z}{h_1}\frac{1}{1+\gamma {I_z}^{-2}{h_1}^{-2}}[e_r + h_1(g_2 - \dot{r_d})] \qquad (۲۴)$$

به طوری که، e_r، خطای ردیابی در لحظه فعلی بوده،

$$e_r(t) = r(t) - r_d(t) \qquad (۲۵)$$

و γ نسبت وزنی می‌باشد:

$$\gamma = \frac{w_u}{w_r} \geq 0 \qquad (۲۶)$$

۳-۲-۱- ارزیابی قانون کنترلی گشتاور چرخشی

در این قسمت ویژگی های اصلی قانون کنترلی (۲۴) و همچنین اهمیت پارامترهای آزاد زمان پیش بینی h_1 و نسبت وزنی γ در قانون

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

کنترلی بررسی خواهد شد. در قانون کنترلی (۲۴)، ضریب κ در برگیرنده نسبت وزنی γ بصورت زیر تعریف می‌شود:

$$\kappa = \frac{1}{1+\gamma {I_z}^2 {h_1}^{-2}} \qquad (۲۷)$$

بطوری که $0 \le \kappa < 1$. این متغیر که فاکتور کاهشی نامیده می‌شود، امکان کاهش در مقدار ورودی کنترلی را با افزایش در مقدار نسبت وزنی γ، فراهم می‌نماید. حالت حدی $\kappa = 1$ که با صفر قرار دادن نسبت وزنی γ بدست آید، بیانگر عدم کاهش در انرژی کنترلی بوده و حالت کنترل ارزان را نشان می‌دهد. در حالیکه $\kappa = 0$ و $\gamma = \infty$ معرف حالت کنترل گران و عدم استفاده از انرژی کنترلی می‌باشد. در این حالت بدلیل عدم تولید گشتاور خارجی هیچ کاهشی در بیشینه نیروهای ترمزی تولید شده توسط سیستم ABS متداول وجود ندارد و به حداقل فاصله توقف بدون توجه به فرمان‌پذیری خودرو و کنترل مستقیم آن خواهیم رسید.

برای تحلیل بیشتر و استخراج دینامیک خطای ردیابی در حضور نامعینی‌های سیستم، قانون کنترلی (۲۴) را که بر اساس مدل نامی بدست آمده در مدل واقعی (۲۰) قرار می‌دهیم:

$$\dot{r} = g_2 - \frac{\kappa}{h_1}[e_r + h_1(\hat{g}_2 - \dot{r_d})] \qquad (۲۸)$$

با بازنویسی معادله فوق و انجام برخی عملیات ساده ریاضی، دینامیک خطای ردیابی سرعت چرخشی به صورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{e}_r + \frac{\kappa}{h_1} e_r = (g_2 - \hat{g}_2) + (1-\kappa)(\hat{g}_2 - \dot{r_d}) \qquad (۲۹)$$

انحراف تابع واقعی g_2 از مدل نامی $\hat{g}_2$ ناشی از نامعینی‌های موجود در مدل خودرو و شرایط جاده می باشد. اما از آنجایی که نیروی تایر F_s یک نقش اساسی در رفتار دینامیک خودرو دارد، خطای تخمین g_2 اساسا بر اثر تخمین نیروی اصطکاک $\hat{F}_s$ می‌باشد. اگر فرض شود که خطای تخمین روی F_s کراندار باشد، خطای تابع g_2 می‌تواند بوسیله ثابت مشخص F که کران بالای نامعینی سیستم را مشخص می‌کند، محدود شود. از طرفی برای مشتق سرعت چرخشی مطلوب نیز می‌توان کران بالا در نظر گرفت. بنابراین می‌توان نتیجه گرفت که ثابت‌های $F > 0$ و $\eta > 0$ وجود دارند بطوری که:

$$|g_2 - \hat{g}_2| \le F, \quad |\hat{g}_2 - \dot{r_d}| \le \eta \qquad (۳۰)$$

حال با اعمال به ترتیب کران‌های بالا و پایین معادله (۳۰) به معادله خطای (۲۹) و حل معادله دیفرانسیل مرتبه اول با شرط اولیه صفر می‌توان کران‌های بالا و پایین خطای ردیابی را به صورت زیر بدست آورد:

$$-e_m \le e_r \le e_m \qquad (۳۱)$$

به طوری که:

$$e_m = \frac{F}{\kappa} h_1 + \frac{1-\kappa}{\kappa} h_1 \eta \qquad (۳۲)$$

با استفاده از معادله (۲۷)، کران خطای ردیابی بر حسب ضریب وزنی γ به صورت زیر بیان می‌شود:

$$e_m = h_1 F + \frac{\gamma}{h_1} {I_z}^2 (F + \eta) \qquad (۳۳)$$

معادله فوق حاکی از این است که خطای ردیابی سرعت چرخشی، ناشی از دو عامل نامعینی‌های مدل‌سازی F و ضریب وزنی γ است. همچنین معادله (۳۳) نشان می‌دهد که خطای ردیابی می‌تواند بوسیله پارامترهای آزاد h_1 و γ کنترل شود. باید توجه داشت در حالتی که $\gamma = 0$ و $F = 0$، یعنی نه کاهش در ورودی کنترلی (کنترل ارزان) داریم و نه نامعینی مدل‌سازی، دینامیک خطای سرعت چرخشی بصورت زیر بدست می‌آید:

$$\dot{e}_r + \frac{1}{h_1} e_r = 0 \qquad (۳۴)$$

واضح است که دینامیک خطای (۳۴) خطی و مستقل از زمان است. مشاهده می شود که در این مورد، قانون کنترلی منجر به حالت خاصی از خطی سازی ورودی-خروجی می‌شود. بدین ترتیب، سیستم حلقه بسته خطی و به ازای هر $h_1 > 0$ پایدار نمایی است. مشاهده می‌شود وقتی که خطای ردیابی اولیه سرعت چرخشی صفر باشد، ردیابی کامل حاصل می‌شود. نکته حائز اهمیت این است که در این مقاله، ردیابی کامل به قیمت استفاده از گشتاور چرخشی بالا مطلوب نیست چرا که هر چه از گشتاور چرخشی بیشتری استفاده شود کاهش بیشتری در نیروهای ترمزی بیشینه بوجود آمده و بنابراین به فاصله توقف بیشتری دست خواهیم یافت. بطور خلاصه استفاده از حداقل گشتاور خارجی به ازای برخی خطاهای ردیابی مجاز در سرعت چرخشی که حفظ خودرو در مسیر حرکت را به دنبال داشته باشد از اهمیت زیادی برخوردار است. از این‌رو، بهینه بودن ورودی کنترلی و مدیریت بر روی آن می‌تواند نقش مهمی در تعیین اولویت فاصله توقف کمتر یا فرمان‌پذیری بهتر خودرو و به عبارتی دیگر مصالحه بین آن‌ها داشته باشد.

۳-۲-۲- مدل مطلوب سرعت چرخشی جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده

با توجه به اینکه عامل حرکت‌های نامطلوب در مانورهای گردشی، رفتار غیرخطی خودرو و خاصیت اشباع نیروهای تایر می‌باشد، لذا مدل مطلوب سرعت چرخشی جهت ردیابی توسط کنترل‌کننده (۲۴)، از روی مدل خطی پایدار به صورت زیر استفاده می‌گردد [۱۷]:

$$\frac{r_d(s)}{\delta_f(s)} = G_R \frac{1}{1+T_t s} \qquad (۳۵)$$

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

$$G_R = \frac{e_1 a_{21} - e_2 a_{11}}{a_{11} a_{22} - a_{12} a_{21}},$$

$$e_1 = \frac{2C_{\alpha r}}{mu}, e_2 = -\frac{2aC_{\alpha r}}{I_{zz}}$$

$$a_{11} = -2\,\frac{C_{\alpha f} + C_{\alpha r}}{mu}$$

$$a_{12} = 2\,\frac{bC_{\alpha r} - aC_{\alpha f}}{mu^2} - 1 \qquad (۳۶)$$

$$a_{21} = 2\,\frac{bC_{\alpha r} - aC_{\alpha f}}{I_{zz}}, a_{22} = -2\frac{b^2 C_{\alpha r} + a^2 C_{\alpha f}}{I_{zz} u}$$

در روابط فوق T_t ثابت زمانی سرعت چرخشی، $C_{\alpha f}$ بیانگر سفتی جانبی چرخ‌های جلو، $C_{\alpha r}$ سفتی جانبی چرخ‌های عقب و δ_f زاویه فرمان چرخ‌های جلو است که به عنوان ورودی فرمان راننده می‌باشد.

با توجه به اینکه مدل خطی سازگاری با شرایط فیزیکی تایر و جاده را ندارد و حتی مستقل از ضریب اصطکاک جاده است بنابراین لازم است مقدار حالت پایای معادله‌ی (۳۵) به صورت زیر محدود گردد:

$$r_{ss} = \begin{cases} G_R \delta_f & if\ |G_R \delta_f| < \dfrac{k\mu g}{u} \\ \dfrac{k\mu g}{u} sign(G_R \delta) & otherwise \end{cases} \qquad (۳۷)$$

ضریب k مقدار ثابتی است ($k \le 1$) که حد شتاب جانبی را مشخص می‌کند. در مرجع [۱۷]، $k = 1$ در نظر گرفته شده است. اما در این مقاله این مقدار طوری انتخاب می‌شود تا حد واقعی‌تر شتاب جانبی که از مدل کامل‌تر خودرو بدست می‌آید در مدل مطلوب لحاظ شود. بدین منظورشتاب جانبی طبق رابطه زیر تعریف می‌شود:

$$a_y = \dot{v}_y + ur \qquad (۳۸)$$

که از آن مقدار پایای شتاب جانبی در مانور گردشی با سرعت ثابت طبق رابطه زیر بدست می‌آید:

$$r_{ss} = \frac{a_{y_{ss}}}{u} \qquad (۳۹)$$

حال هدف، تعیین کران بالای رابطه فوق می‌باشد. در شکل (۲-الف) پاسخ حالت پایای شتاب جانبی بر ضریب اصطکاک در واحد شتاب جاذبه بر حسب سرعت طولی خودرو نشان داده شده است. در این شکل خودروی واقعی با ۸ درجه آزادی مانور گردش ثابت با زاویه‌ی فرمان ۳ درجه را در ضرایب اصطکاک مختلف انجام می‌دهد. شکل (۲-ب) نیز پاسخ حالت پایای شتاب جانبی بر ضریب اصطکاک را در واحد شتاب جاذبه بر حسب زاویه‌ی فرمان راننده در مانور گردش ثابت با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت نشان می‌دهد. برای بدست آوردن این شکل‌ها از مدل ۸ درجه آزادی غیرخطی خودرو که رفتار واقعی‌تر خودرو را شبیه‌سازی می‌کند استفاده شده است.

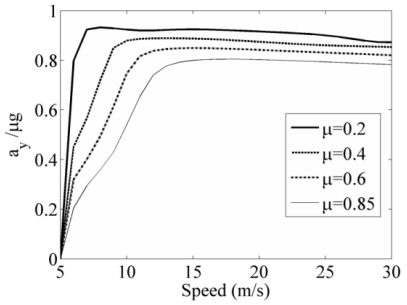
بررسی شکل‌های۲ نشان می‌دهد که در مانورهای بحرانی نسبت حالت پایای شتاب جانبی بر ضریب اصطکاک در واحد شتاب جاذبه عددی بین ۰/۸ تا ۰/۹ می‌باشد. در این مقاله برای رسیدن به پایداری بیشتر عدد ۰/۸ در نظر گرفته می‌شود، یعنی:

$$\frac{a_{y_{ss}}}{\mu g} \le 0.8 \rightarrow a_{y_{ss}} \le 0.8\mu g \qquad (۴۰)$$

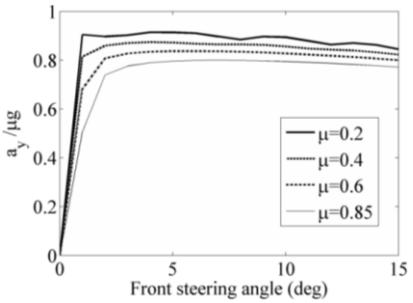
در نتیجه بر اساس روابط (۳۹) و (۴۰) داریم:

$$r_{ss} \le \frac{0.8\mu g}{u} \qquad (۴۱)$$

بنابراین در رابطه (۳۷) مقدار $k = 0.8$ است.



الف)



ب)

شکل۲: پاسخ حالت پایای شتاب جانبی به ضریب اصطکاک در واحد شتاب جاذبه الف) بر حسب سرعت طولی برای ضرایب اصطکاک مختلف ب) بر حسب زاویه‌ی فرمان راننده برای سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت و ضرایب اصطکاک مختلف

۳-۳- الگوریتم توزیع نیروهای ترمزی

به طور خلاصه، الگوریتم طراحی شده برای توزیع نیروهای ترمزی به این صورت است که در ابتدا از بیشترین ظرفیت نیروی ترمزی چرخ‌ها استفاده می‌شود. در صورتی که گشتاور چرخشی داخلی تولید شده برای انجام گردش مناسب باشد در کنار هدف اصلی رسیدن به کمترین فاصله توقف، فرمان‌پذیری نیز بهبود می‌یابد. در صورتی که این مقدار گشتاور کمتر یا بیشتر از مقدار مورد نیاز باشد با کم کردن از نیروی ترمزی چرخ-

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

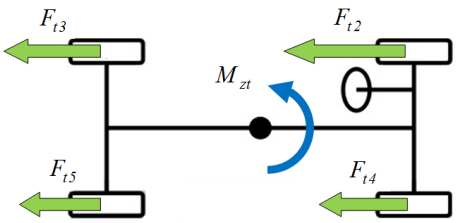
های یک طرف خودرو با توجه به جهت گردش، گشتاور خارجی مورد نیاز تولید می‌شود.

ورودی‌های الگوریتم پیشنهادی، بیشینه نیروهای ترمزی و گشتاور چرخشی خارجی پایدارساز بوده و خروجی‌های آن، نیروی ترمزی مناسب و بهینه هر چرخ می‌باشد به طوری که هر دو هدف فاصله توقف کمتر و فرمان‌پذیری بهتر به صورت مناسب تامین شود. در ادامه به معرفی پارامترهای مورد استفاده در این الگوریتم پرداخته خواهد شد.

گشتاور چرخشی ناشی از اختلاف نیروهای طولی موجود در هر لحظه با توجه به شکل۳، طبق رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$M_{zt} = [(F_{t4} + F_{t5}) - (F_{t2} + F_{t3})]\,\frac{d}{2} \qquad (۴۲)$$

که در رابطه فوق d عرض خودرو می باشد. برای نیروهای طولی هر یک از چرخهای خودرو همان‌طور که قبلا تعریف شد جهت راحتی از اندیس اعداد استفاده شده است $(2 = fL,\ 3 = rL,\ 4 = fR,\ 5 = rR)$. در صورتی که مقادیر نیروهای ترمزی در رابطه فوق بیشینه باشند و هیچ کاهشی در نیروهای ترمزی بیشینه هر چرخ که توسط ABS متداول تولید می شود وجود نداشته باشند مقدار گشتاور M_{zt} با نماد M_{ztm} نشان داده می‌شود. توجه شود که ظرفیت تولید نیروی بیشینه هر یک از چرخها به دلیل تفاوت بار قائم هر چرخ در اثر انتقال بار طولی و جانبی متفاوت می‌باشد.



شکل۳: توزیع نیروهای ترمزی

با مقایسه مقدار گشتاور چرخشی حاصل از قرار دادن نیروهای ترمزی بیشینه M_{ztm} و مقدار مطلوب گشتاور چرخشی M_{zd} که توسط قانون کنترلی (۲۴) محاسبه می شود سه حالت زیر اتفاق خواهد افتاد:

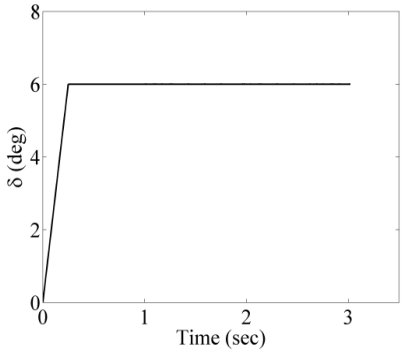
الف) اگر $M_{ztm} = M_{zd}$ باشد. در این حالت که ایده‌ال می‌باشد، علاوه بر اینکه کلیه نیروها در مقدار بیشینه ممکن خود بوده، گشتاور چرخشی مطلوب برای حفظ خودرو در مسیر گردش نیز تامین می‌شود. در این وضعیت کمترین فاصله توقف ضمن حفظ فرمان‌پذیری خودرو ایجاد می‌شود.

ب) اگر $M_{ztm} < M_{zd}$ باشد. طبق شکل۳ در این وضعیت باید نیروهای F_{t4} و F_{t5} در مقدار بیشینه خود بوده و از نیروهای سمت دیگر، F_{t2} و F_{t3}، کم نمود. بدین منظور ابتدا از چرخ عقب F_{t3} که به دلیل انتقال بار به جلو ظرفیت کمتری دارد شروع به کم‌کردن نیرو می‌شود. در صورت نیاز به کاهش کمتر، نیروی F_{t3} را صفر کرده و از چرخ جلویی F_{t2} نیز نیرو کم می‌شود. بیشترین ظرفیت تولید گشتاور چرخشی با صفر قرار دادن نیروهای F_{t2} و F_{t3} و بیشینه بودن مقدار نیروهای سمت دیگر، F_{t4} و F_{t5}، ایجاد می‌شود.

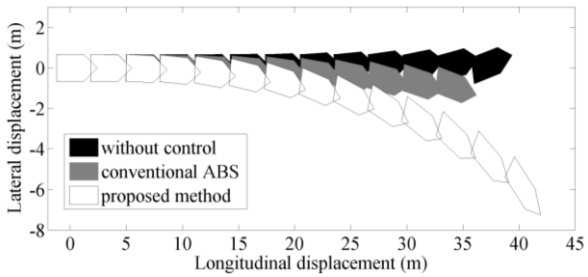
ج) اگر $M_{ztm} > M_{zd}$ باشد. در این وضعیت باید نیروهای F_{t2} و F_{t3} در مقدار بیشینه خود بوده و از نیروهای سمت دیگر، F_{t4} و F_{t5}، کم نمود. بدین منظور ابتدا از چرخ عقب F_{t5} شروع به کم‌کردن نیرو می‌شود. در صورت نیاز به کاهش کمتر، نیروی F_{t5} را صفر کرده و از چرخ جلویی F_{t4} نیز نیرو کم می‌شود.

۴- نتایج شبیه‌سازی

برای نشان دادن عملکرد سیستم کنترلی، شبیه‌سازی‌های لازم بر روی مدل ۸ درجه‌آزادی غیرخطی خودرو انجام شده است. مانور استفاده شده در شبیه‌سازی‌ها، ترمزگیری شدید به همراه گردش با سرعت اولیه $۸۰ km/h$ بر روی سطح خشک $\mu = ۰/۸$ می‌باشد. شکل ۴ ورودی زاویه فرمان اعمال شده توسط راننده را به هنگام ترمزگیری شدید نشان می‌دهد. در تمامی شبیه‌سازی‌ها برای ارزیابی مقاومت سیستم کنترلی طراحی شده علاوه بر نامعینی مدل‌سازی که ناشی از اختلاف مدل طراحی و مدل شبیه‌سازی است، مقدار ۱۰٪ نامعینی در پارامترهای خودرو شامل جرم، ضریب اصطکاک، گشتاور اینرسی حول محور قائم I_{zz} و سفتی طولی و جانبی تایر درنظر گرفته شده است. هدف، توقف خودرو در کوتاه‌ترین فاصله ممکن ضمن حفظ آن روی مسیر حرکت می‌باشد.

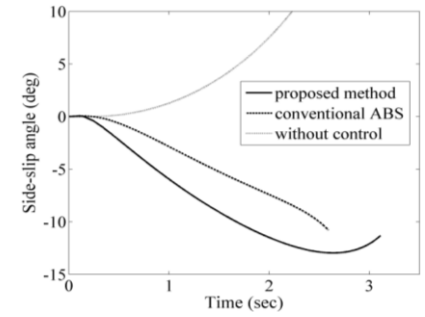


شکل۴: ورودی زاویه فرمان

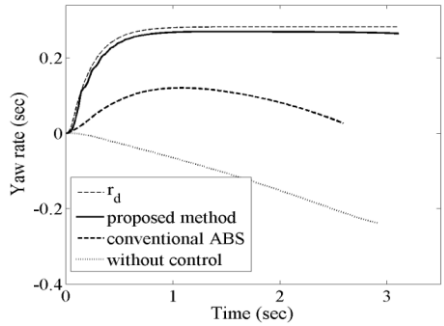


الف)

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]



ب)

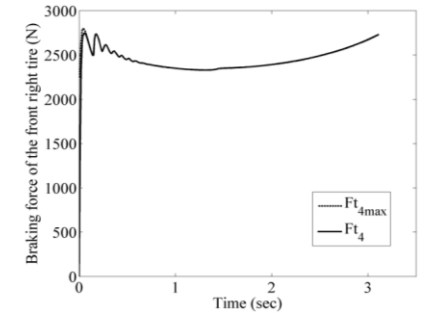


ج)

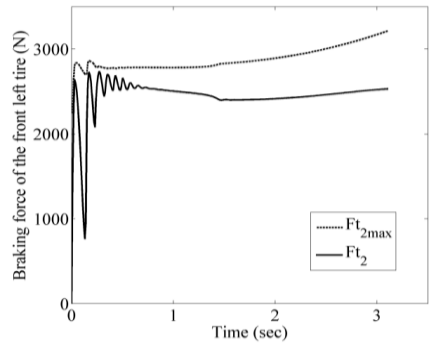
شکل۵: مقایسه پاسخ‌های سه حالت: سیستم ترمز ضدقفل متداول، سیستم کنترلی پیشنهادی و حالت بدون کنترل برای الف) مسیر حرکت خودرو، ب) زاویه لغزش جانبی خودرو، ج) سرعت چرخشی خودرو

شکل ۵ مقایسه سه حالتِ سیستم ترمز ضدقفل متداول، سیستم کنترلی پیشنهادی و حالت بدون کنترل برای پاسخ‌های مسیر حرکت خودرو، زاویه لغزش جانبی و سرعت چرخشی خودرو را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود که در حالت بدون کنترل به دلیل اشباع نیروهای جانبی تایر زاویه لغزش جانبی در خلاف جهت مورد نظر افزایش یافته و خودرو از مسیر گردش خارج می‌شود. در حالت استفاده از سیستم ترمز ضدقفل متداول مشاهده می‌شود که هر چند مقدار لغزش جانبی محدود است اما گردش به خوبی انجام نشده است. این در حالی است که در سیستم کنترلی پیشنهادی علاوه بر محدود ماندن مقدار زاویه لغزش جانبی، مقدار سرعت چرخشی با خطای کمی مقدار مطلوب خود را دنبال نموده است که این خطا ناشی از وجود نامعینی‌ها است. بنابراین همان‌طور که در شکل (۵-ج) دیده می‌شود گردش نیز به خوبی انجام شده است.

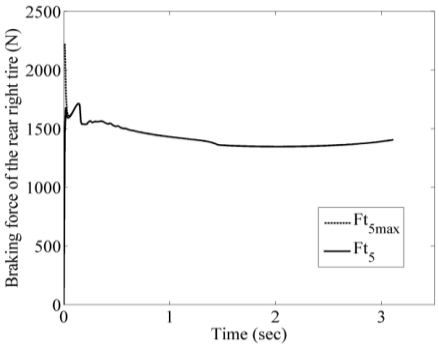
شکل ۶ نشان‌دهنده مقایسه نیروی ترمزی هر چرخ و مقدار بیشینه ممکن آن در سیستم کنترلی پیشنهادی است. مقدار هر نیرو براساس الگوریتم ارائه شده محاسبه شده است. این در حالی است که اگر از سیستم ترمز ضدقفل متداول استفاده می‌شد، نیروی ترمزی هر چهار چرخ در مقدار بیشینه خود قرار می‌گرفت. شکل ۷ نیز مقدار گشتاور ترمزی هر چرخ در سیستم کنترلی پیشنهادی را نشان می‌دهد.



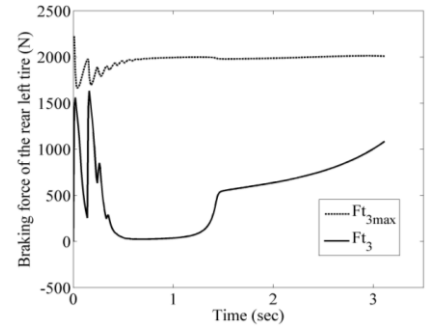
الف)



ب)



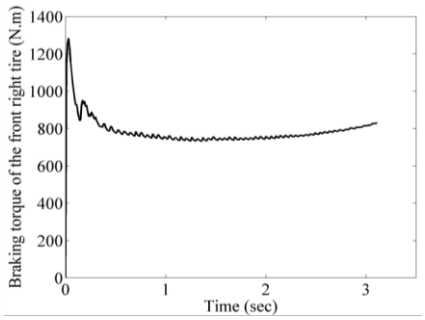
ج)



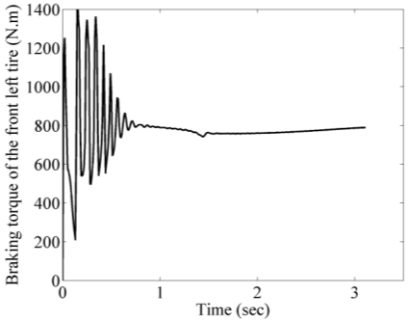
د)

شکل۶: مقایسه نیروی ترمزی هر چرخ در سیستم کنترلی پیشنهادی و مقدار بیشینه ممکن آن در سیستم ترمز ضدقفل متداول الف) چرخ جلو راست، ب) چرخ جلو چپ، ج) چرخ عقب راست، د) چرخ عقب چپ

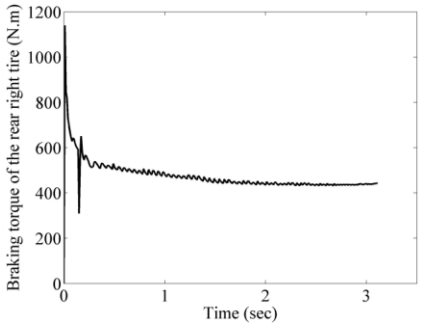
[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]



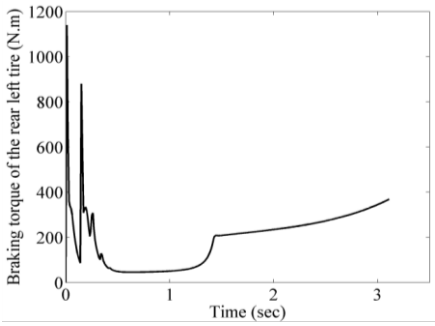
الف)



ب)



ج)

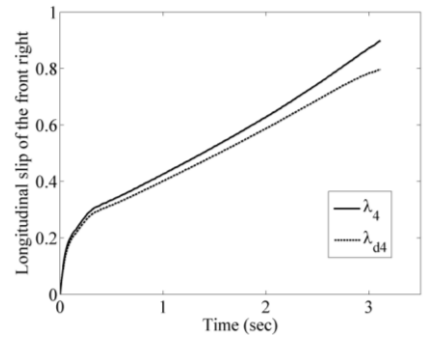


د)

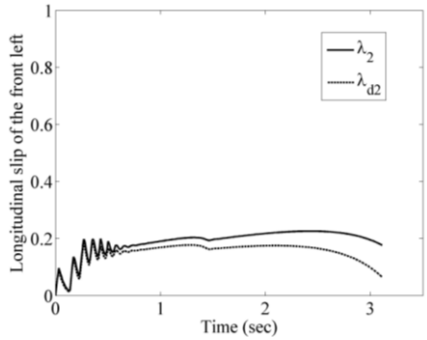
شکل۷: گشتاور ترمزی هر چرخ در سیستم کنترلی پیشنهادی الف) چرخ جلو راست، ب) چرخ جلو چپ، ج) چرخ عقب راست، د) چرخ عقب چپ

شکل ۸ لغزش طولی هر چرخ را به همراه مقدار لغزش مطلوب آن نمایش می‌دهد. مشاهده می‌شود که یک خطای افزایشی در طول انجام ترمزگیری ایجاد شده که ناشی از وجود نامعینی‌های مدل‌سازی و پارامتری می‌باشد. با توجه به اینکه عبارت سرعت در مخرج رابطه (۳) وجود دارد و در طول ترمزگیری با گذشت زمان مقدار سرعت کاهش می‌یابد، بنابراین با گذشت زمان مقدار نامعینی‌ها افزایش می‌یابد [۹-۱۰].

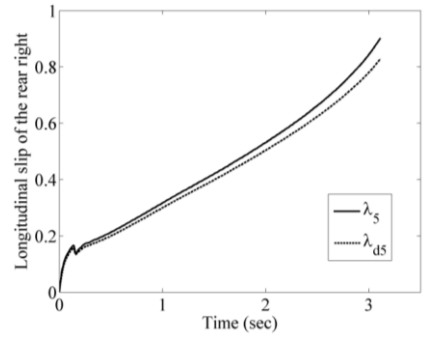
اما با توجه به توقف خودرو در زمان محدود این مقدار خطا در نهایت محدود می‌باشد. توجه شود که بر اساس مدل نیروهای داگوف، لغزش طولی مطلوب متناظر با بیشینه نیروی ترمزی در چرخ‌های ۴ و ۵، با کاهش سرعت در طول مانور، افزایش می‌یابد.



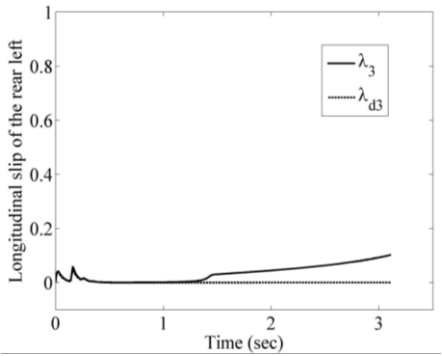
الف)



ب)



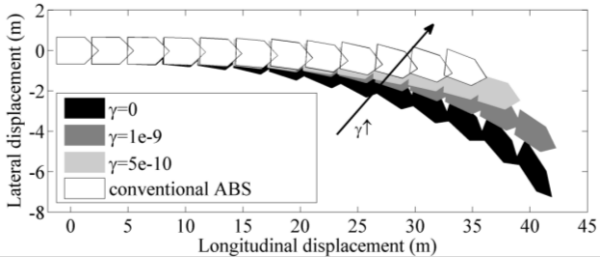
ج)



د)

شکل۸: پاسخ لغزش طولی هر چرخ و مقدار مطلوب آن در سیستم کنترلی پیشنهادی الف) چرخ جلو راست، ب) چرخ جلو چپ، ج) چرخ عقب راست، د) چرخ عقب چپ

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]



شکل۹: مقایسه مسیر گردش خودرو به ازای ضرایب وزنی مختلف روی گشتاور چرخشی در سیستم کنترلی پیشنهادی و سیستم ترمز ضدقفل متداول

شکل۹ تاثیر مقدار گشتاور چرخشی اعمال شده به سیستم را بر عملکرد سیستم کنترلی نشان می‌دهد. با توجه به رابطه (۲۴)، با تنظیم ضریب وزنی مقدار گشتاور چرخشی تغییر می‌کند. این شکل، مقایسه مسیر حرکت خودرو به ازای ضرایب وزنی مختلف روی گشتاور چرخشی در سیستم کنترلی پیشنهادی را نشان می‌دهد. مشاهده می‌شود با افزایش ضریب وزنی، فرمان‌پذیری کاهش پیدا کرده اما فاصله توقف کمتر شده است. با افزایش ضریب وزنی و میل کردن آن به سمت بی-نهایت سیستم کنترلی پیشنهادی به سیستم ترمز ضدقفل متداول تبدیل می‌شود. در واقع سیستم ترمز ضدقفل متداول حالت خاصی از سیستم کنترلی طراحی شده است. در این حالت کمترین فاصله توقف ایجاد می-شود اما باید توجه داشت که خودرو فرمان‌پذیری کمتری را نیز درپی خواهد داشت. جدول۱ نیز با نشان دادن فاصله توقف به ازای ضرایب وزنی مختلف موید نکته مذکور می‌باشد. بنابراین می‌توان گفت با تنظیم ضریب وزنی روی گشتاور چرخشی خارجی می‌توان بر اساس اولویت بین فاصله توقف کمتر و فرمان‌پذیری بهتر خودرو مصالحه برقرار نمود.

جدول۱: فاصله توقف بر حسب ضرایب وزنی مختلف روی گشتاور چرخشی خارجی

ضریب وزنی روی گشتاور خارجی	فاصله توقف (m)
$\gamma =$۰	۴۱/۷۹
$\gamma =$۵e-۱۰	۴۱/۲۲
$\gamma =$۱e-۹	۳۸/۲۵
$\gamma \to \infty$ (سیستم ترمز ضدقفل متداول)	۳۴/۲۰

۵-نتیجه‌گیری

با توجه به اهمیت دست‌یابی به کمترین فاصله توقف ضمن حفظ فرمان‌پذیری خودرو در یک مانور ترمزگیری شدید همراه با گردش، در این مقاله یک الگوریتم بهینه غیرخطی برای توزیع نیروهای ترمزی تشریح گردید. اساس کار این الگوریتم، کاستن از بیشینه نیروهای ترمزی قابل تولید توسط چرخ‌های یک طرف خودرو به اندازه‌ای است که گشتاور چرخشی پایدارکننده تولید شود. بهینه‌بودن قانون کنترلی گشتاور چرخشی، امکان ایجاد مصالحه بین فاصله توقف کمتر و فرمان‌پذیری بهتر خودرو را فراهم می‌نماید. نتایج شبیه‌سازی‌ها در مانور ترمزگیری در هنگام گردش در حضور نامعینی‌ها، عملکرد مناسب و مقاوم سیستم کنترلی پیشنهادی در رسیدن به اهداف مورد نظر را نشان داد.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]
[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]

مراجع

[1] A. Harifi, A. Aghagolzadeh, G. Alizadeh, M. Sadeghi, "Designing a sliding mode controller for slip control of antilock brake systems", Transportation Research Part C: Emerging Technologies, vol. 16, 2008, pp. 731-741.

[2] R. Kazemi, B. Hamedi, B. Javadi, "A new sliding mode controller for four-wheel anti-lock braking system (ABS)", SAE Technical paper, 2000, pp.1-10.

[3] Y. Lee, S. H. Zak, "Designing a genetic neural fuzzy antilock-brake-system controller", Evolutionary Computation, IEEE Transactions on, vol. 6, 2002, pp. 198-211.

[4] C. M. Lin, C. F. Hsu, "Self-learning fuzzy sliding-mode control for antilock braking systems", Control Systems Technology, IEEE Transactions on, vol. 11, 2003, pp. 273-278.

[5] J. J. E. Slotine, W. Li , "Applied nonlinear control", vol. 199,1991, Prentice-Hall Englewood Cliffs, NJ.

[6] C. Unsal, P. Kachroo, "Sliding mode measurement feedback control for antilock braking systems", Control Systems Technology, IEEE Transactions on, vol. 7, 1999, pp. 271-281.

[7] I. Petersen, "Wheel slip control in ABS brakes using gain scheduled optimal control with constraints", Dr. Eng. Degree Thesis, Department of Engineering Cybernetics, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway, 2003, pp. 32-51.

[8] S. Anwar, B. Ashrafi, "A predictive control algorithm for an anti-lock braking system", SAE paper, 2002, pp. 01-0302.

[9] H. Mirzaeinejad, M. Mirzaei, , "A novel method for non-linear control of wheel slip in anti-lock braking systems", Control Engineering Practice, vol. 18, 2010, pp. 918-926.

[10] M. Mirzaei, H. Mirzaeinejad, "Optimal design of a non-linear controller for anti-lock braking system", Transportation Research Part C: Emerging Technologies, vol. 24, 2012, pp. 19-35.

[۱۱] م. میرزائی، ح. میرزائی‌نژاد، س. وحیدی، د. حیدریان، م. ج. خسروجردی، " کنترل و تخمین غیرخطی لغزش طولی تایر جهت استفاده در سیستم ترمز ضد قفل خودروهای سواری"، مجله کنترل، جلد ۵، ۱۳۹۱،ص ۵۱-۴۲.

[12] M. Bang, S. Lee, C. Han, D. Maciuca, J. Hedrick , "Performance enhancement of a sliding mode wheel slip controller by the yaw moment control", Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Automobile Engineering, vol. 215, 2001, pp. 455-468.

[13] A. T. van Zanten, "Bosch ESP systems: 5 years of experience", SAE Technical Paper, 2000, pp. 428-436.

[14] A. T. van Zanten, R. Erhardt, K. Landesfeind, G. Pfaff, "VDC systems development and perspective", SAE Technical Paper, 1998, pp.424-444.

[15] D. E. Smith, J. M. Starkey, "Effects of model complexity on the performance of automated vehicle steering controllers: Model development, validation and comparison", Vehicle System Dynamics, vol. 24, 1995, pp. 163-181.

[16] W. H. Chen, D. J. Balance, P. J. Gawthrop, "Optimal control of nonlinear systems: a predictive control approach", Automatica, vol. 39, 2003, pp. 633-641.

[17] M. Mirzaei , "A new strategy for minimum usage of external yaw moment in vehicle dynamic control system", Transportation Research Part C: Emerging Technologies, vol. 18, 2010, pp. 213-224.

[Downloaded from joc-isice.ir on 2026-11-09]

[DOR: 20.1001.1.20088345.1392.7.1.3.2]