



کنترل لغزش در ترمز ضد قفل با استفاده از روش جدول بندی بهره

امیرحسین شامخی

استادیار دانشکده مکانیک دانشگاه صنعتی خواجه نصیر

shamekhi@me.kntu.ac.ir

محمد حسن بهروزی

دانشجوی دکتری، دانشگاه صنعتی خواجه نصیر

mbehroozi718@gmail.com

چکیده

در این مقاله، دینامیک ترمزی یک خودرو روی سطح جاده آسفالت خشک با به کارگیری سیستم ترمز ضد قفل مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. بدین منظور ابتدا مدلسازی مناسبی روی سیستم ترمز ضد قفل (ABS) و مجموعه خودرو صورت پذیرفته و سپس معادلات دینامیکی حاکم بر مدل استخراج شده اند. برای مدل سازی تایلر از مجیک فرمولای پژو استفاده می شود تا منحنی ضریب اصطکاک بر حسب لغزش به دست آید. در ادامه با استفاده از روش جدول بندی بهره، فیدبک حالت و رولتگر حالت، کنترل کننده ای برای سیستم ترمز ABS ارائه نموده ایم که بدون نیاز به اطلاعات مربوط به نوع جاده و عدم تأثیر از تغییر پارامترهای فرآیند در عملکرد کنترل کننده، با ردیابی حالت بهینه لغزش، ماکزیمم نیروی ترمزی را ایجاد نموده و باعث کنترل پذیری و فرمان پذیری خودرو گردد. شبیه سازی مورد بحث در این مقاله می تواند در طراحی اجزاء سیستم ترمز و یا بهبود و ارتقای آن مورد استفاده قرار گیرد.

کلمات کلیدی: جدول بندی بهره، رولتگر حالت، سیستم ترمز ضد قفل، فیدبک حالت، لغزش طولی.

1- مقدمه

سیستم ترمز ضد قفل (ABS) معمولاً به صورت الکترونیکی کنترل شده و در زمان ترمزگیری ابتدا قفل شدن چرخها را حس کرده و فشار هیدرولیک را در چرخهایی که در حال سرخوردن هستند کاهش می دهد. سیستمهای ضد قفل شونده معمولاً توانایی آزادسازی ترمز را پیش از قفل شدن چرخها دارند و اندازه فشار مجدد را چنان نگه می دارند تا چرخها در شرایط بیشینه اصطکاک عمل نمایند. از نظر تاریخی سیستمهای ترمز ضد قفل شونده در 1930 مطرح گردید، اما تنها هنگامی عملی شد که خودروهای جدید مجهز به وسایل الکترونیکی شدند. یک سیستم ترمز ABS شامل بخش کنترل الکترونیکی، یک سلونوئید برای آزادسازی و اعمال مجدد فشار ترمزی و یک سنسور سرعت برای چرخها است [1]. تاریخچه مختصری از سیستم ترمز ضد قفل در مرجع [2] ارائه گردیده است.

شکل (1) نمونه ای از منحنیهای لغزش ضریب اصطکاک برای شرایط جاده ای خاص را نشان می دهد [3]. چنانکه از منحنیهای شکل (1) مشخص است هر چه لغزش چرخ در

هنگام ترمز به قله نزدیکتر باشد، به علت افزایش ضریب اصطکاک طولی چرخ و جاده، خودرو می تواند نیروی ترمزی بیشتری را به جاده اعمال نماید. دستیابی به ماکزیمم نیروی ترمزی به دلایل زیر کار دشواری است:

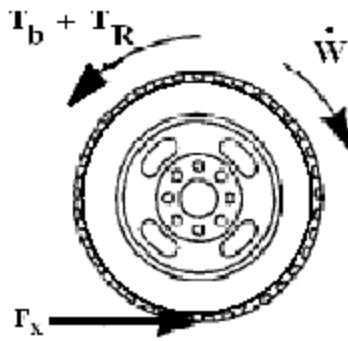
(الف) برای عملکرد مطلوب، کنترل کننده باید در یک نقطه ناپایدار عمل نماید.

(ب) منحنی ضریب اصطکاک - لغزش چرخ با توجه به شرایط جاده (خشک، مرطوب و ...) سرعت خودرو، نوع و مقدار فرسودگی لاستیک و ... تغییر می کند. بنابر این مقدار لغزش قله نیز متغیر می باشد.

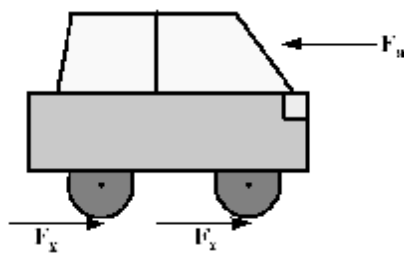
(ج) عدم دسترسی و یا به صرفه نبودن استفاده از سنسورهایی برای حس کردن سرعت خودرو، گشتاور ترمز، نیروی عمودی وارد بر چرخها، و نیروی اصطکاک چرخ و جاده که مهمترین پارامترهای مؤثر در کیفیت عملکرد کنترل کننده هستند.

(د) سیستم ترمز در انتقال فشار روغن دارای تأخیر است بنابراین پهنای باند سیستم کنترلی محدود است [4].

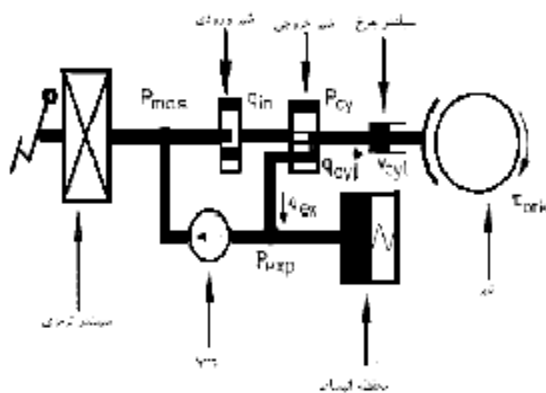
پرسی پر نام از دیوید را سن می...



شکل (2): دینامیک چرخ



شکل (3): دینامیک خودرو



شکل (4): ساختار هیدرولیکی ترمز ضد قفل

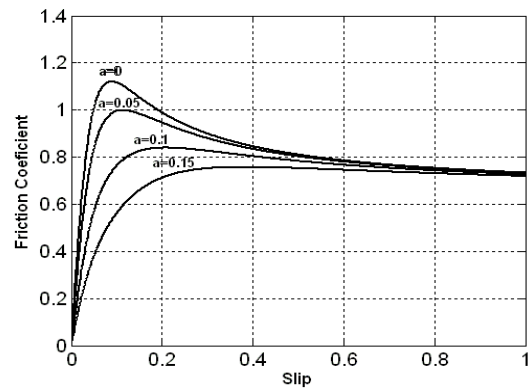
$$I_w \dot{w} = T_e - T_{b_i} \operatorname{sgn}(w) + R_w (F_{x_i} - m_w F_z - B_w w) \quad (1)$$

که در آن T_e ، گشتاور محرک، I_w ، ممان اینرسی چرخ، T_{b_i} ، گشتاور ترمزی چرخ i ام، R_w ، شعاع چرخ، $m_w F_z$ ، اصطکاک خشک، $B_w w$ ، اصطکاک ویسکوز، $\operatorname{sgn}()$ ، تابع علامت است. جهت و نقطه اثر این نیروها در شکل‌های (2) و (3) دیده می‌شود.

نرخ کاهش سرعت خودروی در حال حرکت روی جاده در هنگام گرفتن ترمز از رابطه زیر تبعیت می‌کند:

$$M_d \dot{V} = [n_w F_x - mg \sin q - F_{av} - F_{RR}] \quad (2)$$

که در آن:



شکل (1): نمونه ای از منحنی‌های ضریب اصطکاک بر حسب درصد لغزش

تکنیک‌های متنوعی برای مدل‌سازی و کنترل ABS در مقالات [5]-[7] ارائه شده است که بسته به روش مورد استفاده، سنسورهای خاصی را لازم دارند در این میان سیستم ABS مناسب آن است که بتواند بدون استفاده از سنسورهای گران قیمت، لغزش قله را برای این سیستم غیرخطی و متغیر با زمان تشخیص داده و لغزش چرخ را حول آن تنظیم نماید. در این راستا می‌توان به مقاله دارکانف (Darkanov) در [7] اشاره نمود که در آن از الگوریتم ساختار متغیر برای سیستم ترمز ضد قفل استفاده شده و به دو سنسور برای اندازه‌گیری ورودی‌های فشار روغن ترمز و سرعت زاویه‌ای چرخ نیاز دارد. در مراجع [8]-[9] ابتدا با استفاده از یک رویکرد نیروی اصطکاک چرخ و جاده تخمین زده شده و سپس لغزش قله تعیین و آنگاه یک کنترل‌کننده مود لغزش درجه 2 برای تنظیم لغزش چرخ حول لغزش قله با چشم‌پوشی از تأخیرها و ثابت زمانی سیستم ترمز طراحی شده است. در مرجع [10] مقایسه‌ای بین روش‌های فازی، کنترل مود لغزشی و PID بر روی یک سیستم خطی انجام گرفته است. در مرجع [11]، در مورد کنترل یک سیستم ABS خطی با استفاده از جدول‌بندی بهره صحبت به میان آمده است. در این مقاله به اعمال این روش بر روی یک سیستم ABS کاملاً غیرخطی می‌پردازیم.

2- مدل سازی خودرو

در این بخش معادلات ساده شده یک مدل خودرو بدون در نظر گرفتن حرکت‌های جانبی آن ارائه می‌شود. این معادلات شامل معادلات حرکت چرخ در حال لغزش (شکل (2))، دینامیک طولی خودرو (شکل (3)) و دینامیک سیستم

سیستم‌های و سیریس می‌باشد.

با در نظر گرفتن جرم دینامیکی خودرو، جرم معادلی به جرم استاتیکی خودرو اضافه می‌شود. این افزایش جرم باعث افزایش زمان توقف خودرو می‌شود. این افزایش زمان خود ناشی از کاهش شتاب کند شونده خودرو است.

لغزش طولی تایر

لغزش طولی تایر عبارت است از اختلاف سرعت واقعی و تئوری چرخ تقسیم بر سرعت تئوری. این نوع لغزش در اثر گشتاور محرک چرخ ایجاد می‌شود. در هنگام شتاب‌گیری سرعت خطی مرکز چرخ از حاصل ضرب سرعت دورانی در شعاع مؤثر چرخ کمتر و در هنگام ترمزگیری سرعت خطی مرکز چرخ از حاصل ضرب سرعت دورانی در شعاع مؤثر چرخ بیشتر می‌شود. رابطه لغزش طولی در هنگام ترمزگیری عبارتست از:

$$S_s = \frac{V - R_w w}{V} \quad (0 < S_s \leq 1) \quad (10)$$

که در آن R_w شعاع چرخ، w سرعت زاویه‌ای تایر، V سرعت خطی تایر و S_s لغزش طولی تایر می‌باشد.

مدل‌سازی تایر

از آنجا که دینامیک سیستم ترمز ABS غیرخطی است توصیف واقعی سیستم به تحلیل غیرخطی و پیچیده‌ای نیاز دارد. ماهیت غیرخطی سیستم ناشی از ظهور ترمهایی نظیر حاصل ضرب سرعت خطی خودرو در لغزش تایر، ممان اینرسی انتقال یافته به چرخها و ضریب اصطکاک جاده‌ای می‌باشد. بنابر این مدل‌سازی تایر از اهمیت بالایی برخوردار است.

یک مدل کامل تایر تمامی نیروهای جانبی، طولی و همچنین گشتاور خود باز گرداننده را شامل می‌شود. به طور معمول نیروی طولی تایر تابعی از نیروی عمودی (F_z)، زاویه لغزش جانبی تایر (α)، زاویه کمبر (g)، ضریب اصطکاک تایر و جاده (m) و لغزش طولی تایر (S) می‌باشد.

$$F_x = f(S, F_z, \alpha, g, m) \quad (11)$$

در این مقاله برای مدل‌سازی تایر از رابطه طولی پژا (Pacejka) [3] به صورت زیر استفاده می‌کنیم:

$$\begin{aligned} F_x &= D \sin(C \arctan(BS - E(BS - \arctan(BS)))) \\ C &= 1.65 \\ D &= a_1 (F_z)^2 + a_2 F_z \\ E &= a_6 (F_z)^2 + a_7 F_z + a_8 \\ BCD &= (a_3 F_z^2 + a_4 F_z) \exp(-a_5 F_z) \\ B &= (BCD / (CD)) \end{aligned} \quad (12)$$

در روابط (2) و (3) n_w تعداد چرخها، m جرم خودرو، q شیب جاده، r چگالی هوا، C_d ضریب نیروی مقاوم هوا، A مساحت روبروی خودرو، V سرعت طولی خودرو، M_d جرم دینامیکی خودرو و F_{av} نیروی آیرودینامیک است که این نیرو با مجذور سرعت خودرو رابطه دارد. همچنین F_{RR} نیروی مقاوم غلتشی است. نیروی اصطکاک چرخ و جاده (F_x) که در دو رابطه (1) و (2) به کار رفته است حاصل ضرب ضریب اصطکاک در نیروی عمودی وارد بر چرخ می‌باشد. در هنگام ترمز نیروهای عمودی وارد بر چرخهای جلو و عقب به علت انتقال قسمتی از وزن خودرو از چرخهای عقب به جلو، به ترتیب افزایش و کاهش می‌یابند. علت این انتقال وزن این است که اثر نیروی ترمز در سطح زمین اتفاق می‌افتد در حالیکه مرکز ثقل خودرو بالاتر از سطح زمین می‌باشد. روابط (3) و (4) معادلات نیروی عمودی وارد بر محور چرخهای جلو و عقب خودرو را نشان می‌دهند.

$$F_{z_f} = \frac{bMg}{(a+b)} + \frac{(F_{x_f} + F_{x_r}) \times h}{a+b} \quad (4)$$

$$F_{z_r} = \frac{aMg}{(a+b)} - \frac{(F_{x_f} + F_{x_r}) \times h}{a+b} \quad (5)$$

که در روابط (4) و (5)، h ارتفاع مرکز ثقل خودرو از سطح زمین، g شتاب جاذبه زمین، a فاصله مرکز ثقل از محور چرخهای جلو، b فاصله مرکز ثقل از محور چرخهای عقب، F_{x_f} نیروی اصطکاک چرخهای جلو و جاده و F_{x_r} نیروی اصطکاک چرخهای عقب و جاده می‌باشد.

اگر فرض کنیم که راننده در حین ترمزگیری پدال کلاچ را فشار دهد، در این صورت فقط جرم استاتیکی خودرو را به جای جرم دینامیکی استفاده می‌کنیم. در غیر این صورت باید جرم دینامیکی را به صورت زیر محاسبه کنیم:

$$M_d = \frac{I_{eq}}{R_w^2} + M_s \quad (6)$$

$$I_{eq} = 2I'_{eq} + 2I_w \quad (7)$$

$$I'_{eq} = \frac{[b_d b_i]^2}{2} I_e + \frac{b_d^2}{2} I_g + \frac{I_d}{2} \quad (8)$$

$$b_d b_i = b_t \quad (9)$$

در روابط بالا I_{eq} ممان اینرسی معادل سیستم انتقال قدرت، R_w شعاع چرخ، M_s جرم استاتیکی خودرو، I_w ممان اینرسی چرخ، I_e ، I_g و I_d به ترتیب ممان اینرسی

برای محاسبه مؤلفه‌های ماتریس A به شکل زیر عمل می‌کنیم:

$$\dot{x} = f(x, u) \quad (19)$$

$$A = \left. \frac{\partial f}{\partial x}(x, u) \right|_{x=x_{ss}, u=u_{ss}} \quad (20)$$

با محاسبه ماتریس ژاکوبین رابطه (19) ماتریس A را به شکل زیر تشکیل می‌دهیم:

$$A = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} \\ a_{21} & a_{22} \end{bmatrix}$$

که مؤلفه‌های آن عبارتند از:

$$a_{11} = \left[n_w F \left[\frac{\partial m}{\partial S_x} \left(\frac{-X_{ss_2}}{X_{ss_1}^2} \right) - \frac{r \cdot c_d \cdot A R^2 \cdot X_{ss}}{1} \right] / (m R_w) \right]$$

$$a_{12} = n_w F \left[\frac{\partial m}{\partial S_x} \left(\frac{1}{X_{ss_1}} \right) \right] / m R_w$$

$$a_{21} = -R_w F_z \left[\frac{\partial m}{\partial S_x} \left(\frac{-X_{ss_2}}{X_{ss_1}^2} \right) \right] / J_w$$

$$a_{22} = -R_w F_z \left[\frac{\partial m}{\partial S_x} \left(\frac{1}{X_{ss_1}} \right) \right] / J_w$$

ماتریس B را نیز به طریق زیر پیدا می‌کنیم:

$$B = \left. \frac{\partial f}{\partial u}(x, u) \right|_{x=x_{ss}, u=u_{ss}} \quad (21)$$

بدین ترتیب ماتریس B نیز با استفاده از رابطه (21) به صورت زیر استخراج می‌گردد:

$$B = \begin{bmatrix} 0 \\ b_2 \end{bmatrix}$$

ماتریس C نیز برابر خواهد بود با:

$$C = \begin{bmatrix} \frac{-X_{ss_2}}{X_{ss_1}^2} & \frac{1}{X_{ss_1}} \end{bmatrix} \quad (22)$$

به منظور طراحی کنترل‌کننده عبارت انتگرالی زیر را برای ردیابی خطا $e = y - y_r$ در نظر می‌گیریم:

$$\dot{s} = e \quad (23)$$

برای اینکه تمامی مقادیر ویژه ماتریس A در نیم‌صفحه‌ی باز سمت چپ صفحه مختلط قرار داشته باشد، باید در رابطه زیر ماتریس P مثبت معین باشد (تمام کدهای پیشره اصلی آن مثبت باشند).

$$PA + A^T P = -Q \quad (24)$$

جدول (1): مقادیر ضرایب مجیک فرمولا

مقدار	ضرایب
-21.3	a1
1144	a2
49.6	a3
226	a4
0.069	a5
-0.006	a6
0.056	a7
0.486	a8

با استفاده از رابطه بالا می‌توان ضریب اصطکاک را برحسب لغزش طولی به دست آورد. بنابر این در اینجا فرض می‌کنیم که ضریب اصطکاک تابعی از لغزش طولی است.

3- خطی سازی معادلات فضای حالت

همان‌گونه که از معادلات (1) تا (12) ملاحظه می‌شود، معادلات سیستم موردنظر کاملاً غیرخطی است. در این قسمت برای طراحی الگوریتم کنترل مورد نظر معادلات (1) و (2) را حول نقطه تعادلشان خطی‌سازی می‌کنیم. برای این منظور ابتدا نقاط تعادل یا نقطه کار معادلات را استخراج کنیم:

$$x_1 = w_v \quad (13)$$

$$x_2 = w_w$$

با فرض رابطه (13) به عنوان متغیرهای حالت، معادلات حالت در هنگام ترمزگیری عبارتند از:

$$\dot{x}_1 = [n_w F_z m(S_x) - mg \sin q - \frac{1}{2} r c_d A V^2 - F_R] / (m R_w) \quad (14)$$

$$\dot{x}_2 = [-T_b - R_w (B_w x_2 + F_z m(S_x))] / I_w \quad (15)$$

از خطی‌سازی معادلات (14) و (15) نقاط تعادل به شکل زیر به دست می‌آیند:

$$X_{ss_1} = \sqrt{(2(n_w F_z m(S_x) - F_R) \cdot (\frac{1}{r \cdot c_d \cdot A R^2}))} \quad (16)$$

$$X_{ss_2} = (1 + S_x) X_{ss_1}$$

$$u_{ss} = R_w F_z m(S_x)$$

در حالت کلی، سیستم خطی‌سازی شده حول نقطه تعادلش را به صورت زیر در نظر می‌گیریم:

$$\dot{x} = \begin{bmatrix} A & 0 \\ C & 0 \end{bmatrix} x + \begin{bmatrix} B \\ 0 \end{bmatrix} u = Ax + Bu \quad (17)$$

4- جدول بندی بهره

- کنترل کننده مقدار کنترل ثابتی را تولید کند که در نتیجه آن خطا صفر شود.
- سیستم غیر خطی حلقه- بسته خطی شده در هر نقطه کار مشابه اتصال پسخور سیستم خطی پارامتریزه و کنترل کننده خطی متناظر باشد.
- 4- به کمک شبیه سازی، عملکرد غیرمحلی کنترل کننده جدول بندی بهره را برای مدل غیرخطی بررسی می کنیم.

ماتریس های A ، B و C در حالت کلی وابسته به y_R بوده و همچنین زوج (A, B) کنترل پذیر می باشند. در این صورت ماتریس K را چنان طراحی می کنیم که $A - BK$ هرویتز باشد، اکنون کنترل پسخور حالت را به شکل زیر بیان می کنیم:

$$u = k_1 x_1 + k_2 x_2 + \int k_3 (\tilde{S}_x - S_x) \quad (25)$$

در رابطه (25) u همان ورودی سیستم می باشد که در این تحلیل همان $T_e - T_b$ است و $\tilde{S}_x$ را نیز سیگنال مرجع تعریف می کنیم.

با اعمال رابطه (25) به سیستم غیرخطی، معادلات (14) و (15) سیستم حلقه بسته به شکل زیر حاصل می شود:

$$\dot{x} = f\left(x, k_1 x_1 + k_2 x_2 + \int k_3 (\tilde{S}_x - S_x)\right) \quad (26)$$

با در نظر گرفتن خروجی به صورت زیر می توان نوشت:

$$S_x = a = \frac{x_{ss2} - x_{ss1}}{x_{ss1}} \quad (27)$$

از معادله (27) می توان چنین استنباط کرد که ماتریس های A ، B ، C و همچنین نقاط کاری تابعی از a هستند. تابع تبدیل سیستم نیز که تابعی از a است به قرار زیر می باشد:

$$Y(s) = \frac{B \cdot K_3 \cdot y_r}{S} \cdot \frac{[S^2 I - (A - BK)S - BK_3 C]}{\det([S^2 I - (A - BK)S - BK_3 C])} \quad (28)$$

معادله مشخصه سیستم نیز برابر است با:

$$\det([S^2 I - (A - BK)S - BK_3 C]) = 0 \quad (29)$$

با مقایسه رابطه (29) با $(S^2 + 2xw_n S + w_n^2)(S + b)$ می توانیم ماتریس بهره را تشکیل دهیم:

$$k_1 = \frac{(k_d \cdot b_2 \cdot c_2 + w_n^2 + 2xw_n b - a_{11}(a_{22} + b_2 k_2))}{(-a_{12} b_2)} \quad (30)$$

اساسی ترین محدودیت طراحی از طریق خطی سازی این است که این روش فقط تضمین کننده عملکرد مناسب در یک نقطه کاری است. در این بخش جدول بندی بهره (Gain-Scheduling) را معرفی می کنیم که به کمک آن می توان اعتبار روش خطی سازی را به محدوده ای با چند نقطه کارکرد تعمیم داد. در بسیاری از موارد عملی، چگونگی رفتار سیستم نسبت به تغییر نقاط کارش معلوم است و حتی معمولاً می توان سیستم را چنان مدل کرد که نقاط کار آن به کمک یک یا چند متغیر، که متغیرهای جدول بندی نامیده می شود، بیان گردد. در چنین موقعیتی می توان سیستم را در چند نقطه تعادل مختلف خطی سازی و سپس برای هر نقطه، کنترل کننده خطی حالت را طرح کرد و سرانجام خانواده کنترل کننده های خطی حاصل را به شکل کنترل کننده ای واحد نشان داد که پارامترهای نسبت به متغیرهای جدول بندی تغییر می کند. چنین کنترل کننده ای را کنترل کننده جدول بندی بهره می نامند [13] - [12].

خاستگاه اصلی روش جدول بندی بهره سیستم های کنترل پروازی است. در این سیستمها معادلات غیرخطی حرکت هواپیما و یا پرتابه حول نقاط خاصی خطی می شوند تا پایداری و عملکرد مطلوب را برای سیستمهای حاصل از خطی سازی تامین نماید. در این صورت پارامترهای کنترل کننده به عنوان توابعی از متغیرهای جدول بندی بهره نمایش داده می شود، نمونه ای از این متغیرها عبارت است از: فشار دینامیکی، عدد ماخ، ارتفاع و زاویه حمله و در نهایت کنترل کننده جدول بندی بهره در سیستم غیرخطی پیاده سازی می گردد [14].

5- طراحی کنترل کننده

در این مقاله طی مراحل زیر کنترل کننده جدول بندی بهره را برای کنترل ردیابی سیستمهای غیرخطی طراحی می کنیم [15]:

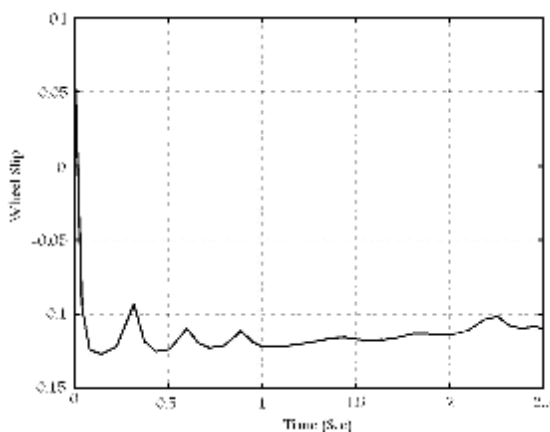
- 1- مدل غیرخطی را حول خانواده ای از نقاط کار خطی سازی و بر اساس متغیرهای جدول بندی، پارامتریزه می کنیم.
- 2- خانواده پارامتریزه از کنترل کننده های خطی را چنان طراحی می کنیم که هر یک از آنها در یک نقطه کاری، عملکرد مطلوب سیستم خطی متناظر با آن نقطه را تأمین نماید.

بسیار، پس باید به درستی سیستم می شود پیرایه سرس - بر تغییر کرده تا به مقدار مطلوب خود می رسد، در این میان در محدوده لغزش 0/12 نوساناتی را انجام می دهد و رفته رفته به این مقدار نزدیک می شود.

شکل (7) سرعت زاویه ای چرخ بر حسب زمان را تا توقف کامل خودرو نشان می دهد. چنانچه که از شکل پیداست سرعت زاویه ای به صورت تقریباً خطی کاهش می یابد. خطی بودن حرکت به این دلیل است که به علت ثابت بودن ضریب اصطکاک پس از مدت زمان کوتاه، نیروی ترمزی نیز تقریباً ثابت بوده و بنابر این شیب نمودار ثابت خواهد بود. همچنین مقایسه ای بر روی نرخ کاهش سرعت زاویه نسبت به مرجع [11] صورت گرفته است. در کار حاضر، کاهش ناگهانی در سرعت زاویه ای تأیر را نداریم؛ درحالی که در مرجع [11] که در این شکل نشان داده شده است، کاهش ناگهانی در سرعت را داریم که به معنی قفل شدن تأیر در لحظات اولیه ترمزگیری است.

شکل (8) سرعت خودرو را بر حسب زمان تا توقف کامل خودرو نشان می دهد. روند کاهش سرعت در اینجا نیز به همان دلیلی که در بند قبلی شرح داده شد، خطی است. در این شکل نیز مانند شکل (7) مقایسه ای میان این روش و مرجع [11] انجام شده است که کاهش بهتری در سرعت خودرو را با استفاده از الگوریتم به کار گرفته شده گزارش می کند.

در نهایت شکل (9) میزان جابجایی خودرو را از زمان ترمزگیری تا توقف کامل مورد بررسی قرار می دهد که نسبت به مرجع [11] بهبود خوبی را در مسافت پیموده شده تا توقف نشان می دهد.



شکل (6): منحنی لغزش بر حسب زمان

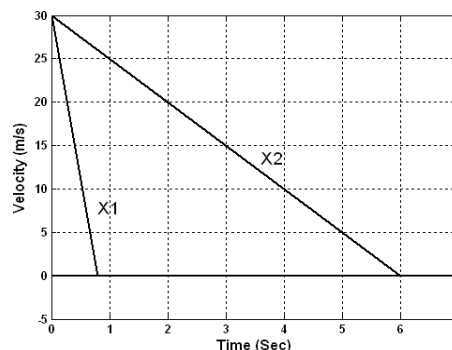
$$k_d = \frac{-(w_n^2 b)}{(b_2 c_1 a_{12} - a_{11} b_2 c_2)} \quad (32)$$

حال می توان کنترل کننده جدول بندی بهره را با جدول بندی k_1 ، k_2 و k_d به عنوان تابعی از خروجی به دست آورد ($K = k(y_r)$).

6- نتایج حاصل از شبیه سازی

برای اجرای مدل خطی شرح داده شده در بخش های قبلی، از نرم افزار MATLAB/Simulink استفاده می نماییم.

در شکل (5)، رفتار متغیرهای حالت در هنگام ترمزگیری نشان داده شده است. چندین نتیجه مهم را می توان از این شکل استخراج نمود. نکته اول اینکه اگر یک گشتاور ترمزی ثابت را به عنوان ورودی اعمال کنیم همان طور که انتظار داریم چرخها قفل شده، ولی خودرو همچنان به حرکت خود ادامه می دهد و روی جاده سر می خورد (مطابق شکل (5)، X_1 سرعت تأیر و X_2 سرعت خودرو می باشد). نکته دیگر اینکه به دلیل سرخوردن تأیر بر روی سطح جاده، خودرو قادر نیست تا پایداری مناسبی در جلوگیری از واژگونی در شرایط ناپایداری داشته باشد. نکته بسیار مهمی نیز که می توان از شکل (6) استنتاج نمود این است که خودرو در حالت اولیه دارای یک لغزش مثبت است، ولی با اعمال گشتاور ترمزی به تدریج مقدار لغزش کاهش یافته تا در نهایت به مقدار مرجع می رسد. با مقایسه نمودارهای سرعت کلی خودرو و سرعت زاویه ای تأیر چنین استنباط می شود که زمان رسیدن به سکون در هر دو منحنی تقریباً برابر است و این باعث می شود که خودرو سر نخورد و بهترین وضعیت را برای پایداری و راحتی سرنشینان تأمین کرده و ما را به اهداف بیان شده در زمینه ایمنی و کاهش مسافت سکون نایل کند.

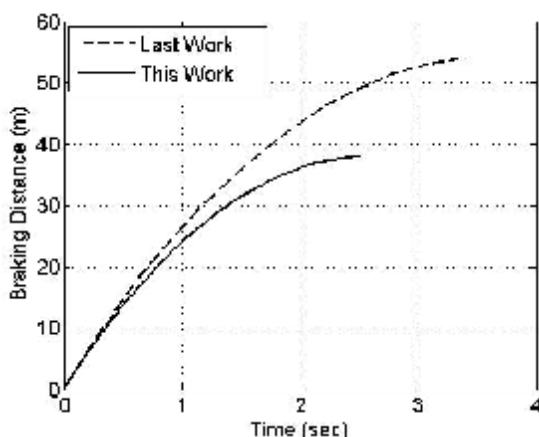


شکل (5): رفتار متغیرهای حالت در سیستم حلقه باز

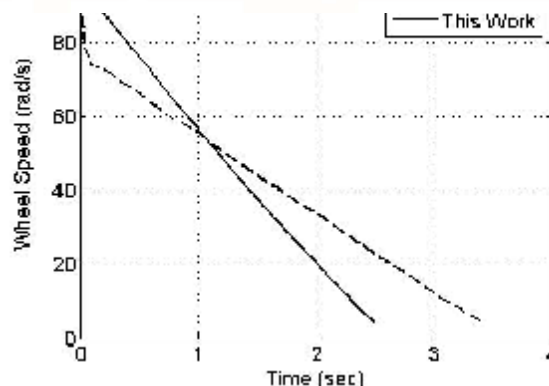
به سبب سربسته بودن سیستم ترمزگیری پرمه
سریعا قفل می‌شوند و چون نیروی F_x کم است خودرو
روی جاده سر می‌خورد. این سر خوردن باعث می‌شود
تا خودرو پایداری خود را از دست بدهد.

5- روابط (2) و (11) نشان می‌دهد که تنها افزایش ضریب
اصطکاک به افزایش پایداری خودرو کمک نمی‌کند بلکه
افزایش m تنها باعث می‌شود تا نیروی F_x رشد کند و
در نتیجه به کاهش مسافت توقف کمک کند. این
موضوع در صورتی درست است که گشتاور ترمزی به
صورت ثابت وارد شود.

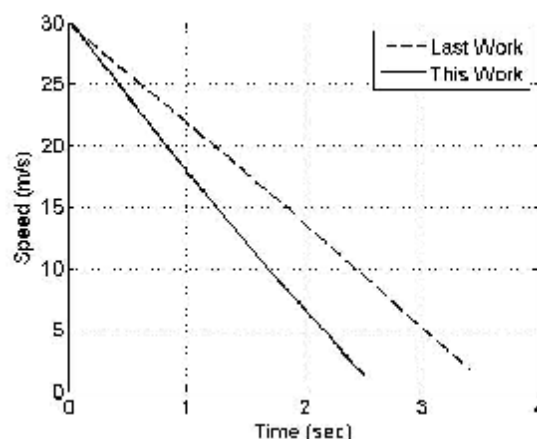
با توجه به شبیه‌سازی‌هایی که انجام شد، منحنی لغزش،
ضریب اصطکاک، سرعت زاویه‌ای چرخ و سرعت خودرو بر
حسب زمان تا هنگام توقف کامل خودرو بدست آمد که در
شکل‌های (6) تا (9) قابل مشاهده می‌باشند. توضیحات کافی
در مورد این شکل‌ها در بخش 6 آمده است.



شکل (9): مقایسه‌ی منحنی‌های جابجایی بر حسب زمان در کار
حاضر و مرجع [11]



شکل (7): مقایسه‌ی منحنی‌های سرعت زاویه‌ای چرخ جلو بر حسب زمان
در کار حاضر و مرجع [11]



شکل (8): مقایسه‌ی منحنی‌های سرعت خودرو بر حسب زمان در
کار حاضر و مرجع [11]

7- بحث و نتیجه گیری

شبیه‌سازی‌های متعددی در بخش 2 با استفاده از مدل یک-
دوم خودرو صورت گرفت. نتایج مدل‌سازی انجام شده در
مقایسه با مراجع معتبر مورد ارزیابی و صحت‌گذاری قرار گرفت و
با توجه به شکل‌های (6) تا (9) نتایج مناسب‌تری نسبت به
سایرین بدست آمد. نتایج کلی زیر در خصوص طراحی
کنترل‌کننده استنباط می‌شود:

- 1- مدل ارائه شده، مدلی مناسب برای شبیه‌سازی رفتار
یک دوم کل خودرو هنگام ترمزگیری است. چون
اثرات انتقال وزن نیز در آن لحاظ شده است.
- 2- در حالت حلقه باز، حداکثر کاری که می‌توانیم انجام
دهیم این است که گشتاور ترمزی را کاهش داده تا
میزان سرخوردن کاهش یابد (شکل (5)).
- 3- هنگام ترمزگیری به علت انتقال بار دینامیکی ناشی از
شتاب کاهش خودرو، نیروی عمودی محور عقب و در
نتیجه نیروی ترمزی کاهش یافته و خطر قفل‌شدگی
افزایش می‌یابد (شکل (5)).

مراجع

- [1] Ellis, J. R, Vehicle Handling Dynamics, Mechanical Engineering publication limited, 1994.
- [2] Western Nebraska Committee College, Automotive Anti-lock Brake Systems, 2006.
- [3] Pacejka, H. B, Tire and Vehicle Dynamics, Elsevier Science, 2002.
- [4] Baker, E, et. al, A new Tire Model with Its Application in Vehicle Dynamics Studies, SAE paper No. 890087, 1989.
- [5] Rowell, J M ,Griff, P S ,Anti- lock Braking Systems for Passenger Cars and, light Truck-A Review, SAE PT-29, 1989.
- [6] Yeh, E.C., Kuo, V.Y. and Sun, P.-L., conjugate Boundary Method for Control Law Design of



- Drakunov, S., et. al, ABS Control Using Optimum Search Via Sliding modes, IEEE Trans. On control Systems Technology, Vol. 3, No. 1, March 1995. [7]
- Yang, D. K., et al, A Control Engineer's Guide To Sliding Mode Control, IEEE 1999. [8]
- Tao Wang, et al, Fuzzy-Sliding Mode Control For Nonlinear Systems, IEEE, 2004. [9]
- Charles P., et al, A Compression of Robustness: Fuzzy Logic, PID & Sliding Mode Control, IEEE Transaction, 1994. [10]
- Yong Liu, et al, Target slip tracking using gain-scheduling for anti-lock braking systems, IEEE transaction, June 2001. [11]
- Leith D. J., Survey of gain-scheduling analysis and Design, University of Strathclyde, 2004. [12]
- Leith D. J., Comment on Gain-scheduling Dynamic Linear Controllers for a Nonlinear Plant, 2005. [13]
- Khalil, Hassan K, Nonlinear Systems, 2nd edition, Inc. Hall, Ohio, 1996. [14]
- Dorf, R. C., Modern Control Systems, McGraw Hill, Ninth Edition, 2000. [15]