

مدل‌سازی دینامیک طولی یک خودروی سواری

و کنترل خودکار آن در بزرگراه‌ها

ندا کرمی محمدی^۱، شهرام آزادی^۲ و سید علی جزایری^۳

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۸۹/۱۱/۰۱؛ تاریخ پذیرش: ۹۲/۰۴/۱۷)

چکیده

در این مقاله قوانین کنترل دینامیک طولی خودرو برای خودروهای سواری توضیح داده شده است. به منظور کنترل سرعت خودرو در بزرگراه‌ها و کنترل فاصله خودرو در ترافیک شهری، یک سیستم کنترلی طراحی شده است که با استفاده از کنترل درجه گاز و پدال ترمز می‌تواند فاصله و سرعت خودرو را کنترل نماید. به این منظور مدل دینامیکی کاملی از دینامیک طولی خودرو، شامل موتور و سیستم انتقال حرکت آورده شده است. کنترلر شامل یک الگوریتم کنترل سرعت و یک الگوریتم کنترل فاصله است. قانون کنترلی پیشنهادی، پروفیل شتاب مطلوب، منطق انتخاب گاز - ترمز و یک الگوریتم کنترل گاز - ترمز را در خودروی کروز کنترل تطبیقی ارائه می‌دهد. عملکرد کنترلر سرعت و فاصله خودرو در موقعیت‌های مختلف، به صورت رضایت بخشی پاسخ داده است. استفاده از این قوانین باعث افزایش راحتی رانندگی و امنیت سرنشینان شده است.

واژه‌های کلیدی: موتور اشتعال جرقه‌ای، کنترل طولی خودرو، کنترل بهینه خطی، درجه گاز، ترمز

Longitudinal Vehicle Dynamics Modeling and Adaptive Cruise Control

N. Karami-Mohammadi, Sh. Azadi and S.A. Jazayeri

Mechanical Engineering Faculty

K.N. Toosi University of Technology

(Received: 21 January, 2011; Accepted: 8 July, 2013)

ABSTRACT

Adaptive cruise control (ACC) and stop-and-go scenarios are example of problems related with longitudinal control. Driver assistant systems currently under development by the most automotive manufactories around the world. This Research describes a vehicle speed & vehicle-to-vehicle distance control algorithm for vehicle cruise control and also vehicle stop-and-go cruise control. So first, a complete dynamic model of car has been simulated that consists of an SI engine, automatic transmission and tire. The vehicle longitudinal control scheme consists of a speed control algorithm and a distance control algorithm and throttle-brake control law. A desired acceleration for the vehicle has been designed using linear quadratic optimal control theory. It has been shown that the two proposed control laws provide good performance.

Keywords: Adaptive Cruise Control (ACC), Mean Value SI Engine Model, Throttle, Brake, Stop-And-Go ACC, Linear Quadratic Regulator (LQR)

۱- کارشناس ارشد: nkaramim@yahoo.com

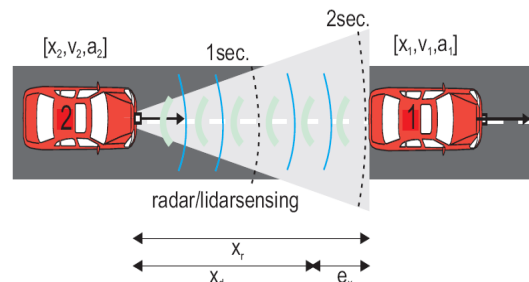
۲- استادیار (نویسنده پاسخگو): azadi@kntu.ac.ir

۳- استادیار: jazayeri@kntu.ac.ir

۱- مقدمه

امروزه کنترل حرکت طولی خودرو^۱ به منظور آسایش راننده، کاهش تصادفات، فراهم نمودن شرایط ایمنی و نیز کاهش مصرف سوخت و آلودگی اهمیت زیادی پیدا کرده است. با افزایش تصادفات که ناشی از بی احتیاطی و عدم دقت راننده در کنترل خودرو است و همچنین با توجه به گسترش روز افزون خودروها در شهرها و ایجاد ترافیک، نقش راننده تغییر کرده و نیاز به ایجاد سیستم‌هایی به منظور کنترل حرکت خودرو است. برای افزایش امنیت و راحتی مسافر در جاده‌های شهری و بین شهری، کروز کنترل تطبیقی در سرعت‌های بالاتر از ۴۰ km/h تعریف شده است. برای سرعت‌های بین ۰ تا ۳۰ km/h از سیستم توقف و حرکت^۲ استفاده می‌شود و بین این دو سرعت همان حالت قبلی حفظ می‌شود [۱].

سیستم ACC^۳ دارای یک رادار در جلوی خودرو است که پس از دریافت اطلاعات مبنی بر نزدیکی به مانع با ارسال سیگنال مربوطه واحد کنترل الکترونیکی را مطلع می‌کند. این واحد به صورت دیجیتالی واحدهای کنترل موتور، جعبه دنده اتوماتیک و ترمز را مطلع کرده و واحدهای فوق به وسیله عملگرهای مربوطه سرعت خودرو را کاهش می‌دهند. واحد کنترل موتور با کم کردن زاویه دریچه گاز و پاشش انژکتور دور موتور را کاهش می‌دهد. واحد کنترل جعبه دنده اتوماتیک، تعویض دنده را برای خودرو انجام داده و واحد کنترل ترمز با کم کردن سرعت چرخ‌ها، سرعت خودرو را کم شده به سیلندرها و زیرمدل تولید گشتاور و دینامیک دورانی، تغییرات دور می‌کند و با عبور مانع از جلوی خودرو سرعت دوباره توسط واحدهای کنترل نام برده شده به حالت اولیه برمی‌گردد. در شکل ۱ شماتیکی از یک سیستم ACC خودرو نشان داده شده است.

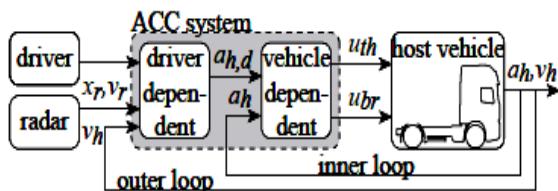


شکل (۱): شماتیک یک سیستم ACC خودرو.

در سال ۱۹۴۵، اولین سامانه کنترل سرعت خودرو ابداع شد که فقط برای ثابت نگه داشتن سرعت خودرو در یک مقدار مطلوب بود. از سال ۱۹۹۹ یک نوع جدید از سامانه‌های پیشرفته کنترل طولی و سامانه‌های کروز کنترل تطبیقی ACC، طراحی شدند تا در سرعت‌های کم نیز قادر به تعقیب خودروی جلویی باشند. عملکرد این نوع کنترلرهای طراحی شده بر روی خودروهای واقعی آزمایش شد [۲]. در سال ۲۰۰۶، کنترلر تطبیقی خودتنظیم و PID دریچه گاز الکترونیکی خودرو طراحی و آزمایش شدند [۳]. در سال ۲۰۰۹ بنالی^۴ و پانورک^۵ [۴]، براساس مشخصه‌های سرعت و THW^۶، سیستم ACC را بهبود دادند. سیستم دریچه گاز مجهز به Drive-by-wire و سیستم ترمز مجهز به موتور DC بود. از PD کنترلر به همراه جبران‌کننده برای کنترل دریچه گاز و از کنترلر فازی برای تعیین سرعت مطلوب به منظور نگهداری فاصله مطلوب استفاده شد.

در بیشتر تحقیقاتی که در گذشته انجام شده، در زمینه تعقیب خودرو فرض شده که مبدل گشتاور قفل شده و یا تغییرات نسبت سرعت مبدل گشتاور ناچیز در نظر گرفته شده است و مشخصه‌های مبدل گشتاور در مسئله کنترلی در نظر گرفته نشده است. مبدل گشتاور، نقش مهمی در موقعیت‌های رانندگی SG دارد و باید در توسعه قانون کنترل دریچه گاز-ترمز به شمار آید.

در تحقیق حاضر از یک الگوی ریاضی کامل برای شبیه‌سازی خودرو استفاده شده است. همچنین الگوریتمی برای کنترل سرعت خودرو و کنترل فاصله دو خودرو نسبت به هم برای یک خودروی SG پیشنهاد شده است. کنترلر دارای دو حلقه داخلی و خارجی است که در شکل ۲ نشان داده شده است.



شکل (۲): ساختار کنترلر دو حلقه‌ای

در یک سیستم ACC [۵].

4- Benalie
5- Pananurak
6- Time Headway

1- Longitudinal Vehicle Dynamics
2- Stop and Go
3- Adaptive Cruise Control

دریچه گاز بر حسب میزان زاویه باز شدگی دریچه θ و نسبت فشار دو طرف دریچه گاز P_r بیان می‌شود [۶]:

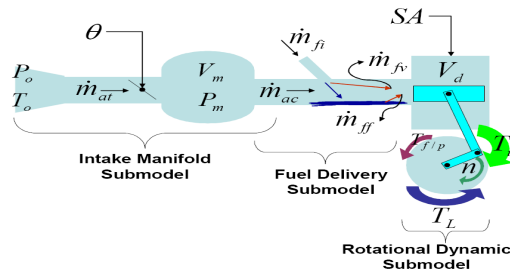
$$\dot{m}_{at} = 0.212 \cdot C_d \frac{P_o}{\sqrt{T_o}} A(\theta) \beta(P_r), \quad (1)$$

$$\beta(P_r) = \begin{cases} \frac{1}{0.74} \sqrt{P_r^{0.4404} - P_r^{2.3086}} & \text{if } P_r \geq 0.4125 \\ 1 & \text{if } P_r < 0.4125 \end{cases}, \quad (2)$$

$$A(\theta) = \begin{cases} \frac{d}{D} \times \sigma + \frac{d \cdot D}{2} \times \delta + \frac{D^2}{2} \sin^{-1}(\sigma) - \frac{D^2 \cos(\theta + \theta_0)}{2 \cos(\theta_0)} \times \sin^{-1}(\delta) & \theta \leq \theta_{\max} \\ \frac{\pi D^2}{4} - d \cdot D & \text{Otherwise} \end{cases}, \quad (3)$$

$$\sigma = \sqrt{1 - \left(\frac{d}{D}\right)^2} \quad \delta = \sqrt{1 - \left(\frac{d \cos(\theta_0)}{D \cos(\theta + \theta_0)}\right)^2}, \quad (4)$$

که در آن، D و d قطر گلوگاه و قطر محور دریچه و P_r نسبت فشار دو طرف دریچه گاز و P_m فشار منیفولد ورودی و θ_0 زاویه دریچه هنگام بسته بودن ($\theta_0 \approx 5^\circ$) است. T_0 و P_0 دما و فشار بالا دست جریان می‌باشند. ضریب C_d برای جبران خطاهای ناشی از ساده‌سازی معادله دریچه گاز است که به صورت تجربی به دست می‌آید (در اینجا $C_d = 0.55$).



شکل (۳): شماتیک زیر مدل‌های موتور در مدل مقدار متوسط [۶].

۲-۲-۲ مدل منیفولد ورودی

وظیفه منیفولد ورودی، توزیع یکنواخت هوا بین سیلندرها است. منیفولد ورودی به صورت یک حجم کنترل در نظر گرفته می‌شود که هوا از طریق دریچه گاز به آن وارد و از طریق سوپاپ‌ها از آن خارج می‌شود. با فرض اینکه تغییرات دما در منیفولد باشد و گاز درون منیفولد از قانون گاز کامل تبعیت کند، از قانون بقای جرم به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$\frac{dm_m}{dt} = \dot{m}_{ath} - \dot{m}_{acyl}, \quad (5)$$

$$\dot{P} = \frac{RT_m}{V_m} (\dot{m}_{ath} - \dot{m}_{acyl}), \quad (6)$$

که در آن، \dot{m}_{acyl} جریان هوای ورودی به سیلندر و V_m, T_m, P_m به ترتیب فشار، دما و حجم منیفولد ورودی است. هدریک^۲

کنترلر حلقه خارجی، مستقل از خودرو، شتاب مطلوب $a_{h,d}$ را برای خودرو مشخص می‌کند. در این بخش برای کنترل سرعت از کنترلر P-action و برای کنترل فاصله از تئوری کنترل بهینه خطی مرتبه دوم^۱ استفاده شده است. کنترلر حلقه داخلی (وابسته به خودرو) سیگنال‌های کنترلی ترمز و دریچه گاز (u_{th} , u_{br}) را معین می‌نماید که برای رسیدن به شتاب مطلوب مورد نیاز است. برای محاسبه زمان واقعی که ورودی دریچه گاز و ترمز برای رسیدن به شتاب مطلوب نیاز دارند، کنترلر داخلی از الگوهای ریاضی دینامیکی خودرو و نگاشت‌های موتور استفاده می‌نماید. با روشن شدن سامانه کنترلی توسط راننده، سرعت مطلوب به دست می‌آید. استفاده از این نوع کنترلر و نیز یک الگوی ریاضی غیرخطی و کامل برای خودرو باعث افزایش قابلیت‌های این سامانه نسبت به دیگر موارد شده است. قانون کنترل برای تعویض ترمز-گاز با توجه به مبدل گشتاور و سامانه دینامیک ترمز طراحی شده است.

۲- شبیه‌سازی دینامیک طولی خودرو

دو عنصر اصلی مدل دینامیک طولی خودرو شامل دینامیک سیستم انتقال قدرت و دینامیک خودرو است. سیستم انتقال قدرت خودرو شامل موتور، مبدل گشتاور، جعبه دنده اتوماتیک، دیفرانسیل، محورها و چرخ‌ها است. از آنجا که از بین مدل‌های موتور، مدل مقدار متوسط ضمن دارا بودن سرعت محاسباتی مناسب، دقت خوبی در تخمین متغیرهای موتور دارد و در کنترل موتور نیز کاربرد وسیعی دارد، از این مدل استفاده شده است. مدل مقدار متوسط به سه زیرمدل دینامیک گاز، دینامیک سوخت و دینامیک بار تقسیم‌بندی شده است. زیرمدل دریچه گاز و منیفولد ورودی، فشار منیفولد و دبی جرمی ورودی به سیلندرها، و زیرمدل دینامیک سوخت، دبی سوخت وارد شده به سیلندرها و همچنین زیرمدل تولید گشتاور و دینامیک دورانی، تغییرات دور را محاسبه می‌کند [۱ و ۶]. در شکل ۳ شماتیک زیر مدل‌های موتور در مدل مقدار متوسط نشان داده شده است.

۲-۱-۲ مدل دریچه گاز

برای کنترل گشتاور تولیدی موتور، می‌بایست جریان هوای ورودی به موتور کنترل شود و این امر توسط دریچه گاز صورت می‌گیرد. دریچه گاز بر اساس معادله جریان آیزنوتروپیک حاکم بریک اوریفیس مدل می‌شود. در این مدل میزان هوای گذرنده از

آوانس جرقه به صورت توابع نرمال شده بر روی گشتاور اندیکاتوری اعمال می‌شود؛ بنابراین گشتاور ترمزی برابر است با:

$$T_b = T_i \times AFI \times SI - T_{f/p}, \quad (12)$$

که در آن، $T_b, T_i, T_{f/p}$ به ترتیب گشتاور تلفاتی، اندیکاتوری و ترمزی می‌باشند [۸]. در جدول ۱ پارامترهای موتور و خودرو آمده است:

جدول (۱): پارامترهای موتور و خودرو.

واحد	مقادیر عددی	کمیت
بدون بعد	۰/۵۵	C_d
بدون بعد	۰/۹۰۵	s
bar	۰/۶۰۴	y
Kg.m^2	۰/۲۸۵	J_e
mm	۸	d
mm	۴۲	D
deg	۵	θ_0
بدون بعد	۰/۰۵	τ
بدون بعد	۰/۴۵	X

توابع $AFI(\lambda), SI(SA)$ بیانگر اثر آوانس جرقه و نسبت هوا به سوخت بر گشتاور تولیدی بوده و مدل دینامیک دورانی برای محاسبه دور موتور به کار می‌رود. رابطه حاکم عبارت است از [۹]:

$$N(t) - N(t_0) = \frac{1}{J_e} \int_{t_0}^t (T_b - T_{load}) dt. \quad (13)$$

در سیستم انتقال قدرت خودرو، جعبه دنده خودکار و مبدل گشتاور به کار گرفته شده است. لازم به ذکر است که مبدل گشتاور، طبق قوانین هیدرولیکی طراحی شده است. با استفاده از نسبت گشتاور که در معادله زیر بیان شده است:

$$\mu = \frac{T_T}{T_P}. \quad (14)$$

و نسبت سرعت که به صورت زیر تعریف شده است [۱۰]:

$$v = \frac{\omega_T}{\omega_P}. \quad (15)$$

و از مقادیر مشخصه $k(v)$ که به صورت تجربی به دست آمده، گشتاور منتقل شده از موتور به جعبه دنده به دست آورده می‌شود.

در شکل ۴ و ۵ منحنی مشخصه k مبدل گشتاور و منحنی نسبت گشتاور برحسب v برای خودروی مدل شده، نشان داده شده است. به منظور طراحی جعبه دنده از یک کنترلر فازی استفاده شده است. با توجه به ورودی‌های زاویه دریچه گاز، بار موتور و سرعت خودرو، دنده چهار حالت مختلف

رابطه جریان هوای ورودی به سیلندرها را به صورت زیر بیان کرده است:

$$\dot{m}_{ac} = \frac{V_d}{2RT_m} \times [s(N)P_m - y(N)] \times N, \quad (17)$$

که در آن، V_d حجم جابه‌جایی موتور، N دور موتور، ضرایب s و y برای هر موتور، مبین تابع ضعیف دور وابسته هستند که از طریق آزمایش به دست می‌آیند و به علت تغییرات اندک نسبت به دور می‌توان آنها را ثابت در نظر گرفت [۶ و ۷]. مهم‌ترین ویژگی این معادله نیز تغییر اندک این دو پارامتر در موتورهای متفاوت است.

۲-۳- مدل دینامیک سوخت

تمامی سوخت پاشیده شده توسط انژکتور وارد سیلندر نمی‌شود بلکه کسری از آن بر روی دیواره راهگاه ورودی سیلندر تجمع کرده و فیلم سوخت را ایجاد می‌نماید. سوخت موجود در فیلم با ثابت زمانی τ تبخیر شده و وارد سیلندر می‌شود. در شکل ۳ این پدیده نشان داده شده است. بنابراین می‌توان برای دینامیک سوخت، معادلات را به شرح زیر نوشت [۶]:

$$\dot{m}_{f_{cyl}} = \dot{m}_{fv} + \dot{m}_{ff}, \quad (8)$$

$$\dot{m}_{fv} = (1-x) \dot{m}_{finj}, \quad (9)$$

$$\dot{m}_{ff} = \frac{1}{\tau_f} (x \dot{m}_{finj} - \dot{m}_{ff}), \quad (10)$$

که در آن، \dot{m}_{finj} جریان سوخت پاشیده شده توسط انژکتور، $\dot{m}_{f_{cyl}}$ جریان سوخت ورودی به سیلندرها و \dot{m}_{ff} جریان سوخت تبخیر شده از فیلم سوخت است. اگر τ و x ثابت فرض شوند می‌توان تابع تبدیل سوخت را بدین صورت نوشت:

$$G = \frac{\dot{m}_{f_{cyl}}(s)}{\dot{m}_{finj}(s)} = \frac{1 + (1-x)s\tau}{1 + s\tau}. \quad (11)$$

۲-۴- مدل تولید گشتاور و دینامیک دورانی

میزان گشتاور ترمزی موتور، تابعی از پارامترهای مختلف است که مهم‌ترین آنها ویژگی‌های طراحی، میزان هوای ورودی به سیلندرها، دور، نسبت هوا به سوخت و آوانس جرقه می‌باشد. گشتاور ترمزی را می‌توان با استفاده از روابط رگرسیونی مدل نمود. در این روش با اندازه‌گیری گشتاور ترمزی و ثبت پارامترهای مختلف، تابعی برای گشتاور به دست می‌آید. روش دیگر استفاده از مدل‌های فیزیکی، تولید گشتاور است که بر اساس مفهوم گشتاور اندیکاتوری و تلفاتی بنا شده است. در این مدل‌ها، ابتدا گشتاور اندیکاتوری و تلفاتی محاسبه شده و سپس گشتاور ترمزی به دست می‌آید. لازم به ذکر است که در اینجا از مدل فیزیکی استفاده شده است. اثرات نسبت هوا به سوخت و

می‌توان سرعت خودرو را محاسبه کرد:

$$V(t) - V(t_0) = \frac{1}{M} \int_{t_0}^t (F_{trac} - (F_r + F_D + F_G) - F_{brake}) dt. \quad (18)$$

۳- طراحی کنترلر

کنترلر دینامیک طولی خودرو در یک سیستم ACC شامل دو مود عملکرد حالت پایدار است که به شرح زیر می‌باشد: ۱- کنترل سرعت، ۲- کنترل فاصله (تعقیب خودرو). در مود دوم، می‌بایست اول قادر به پایداری انفرادی خودرو باشد به طوری که وقتی خودروی پیشرو با سرعت ثابت حرکت می‌کند هر خطای فاصله همگرا به صفر شود، و دوم حفظ پایداری سلسله‌ای^۱ است به این صورت که اختلاف بین فاصله مطلوب و فاصله واقعی در انتهای یک رشته از خودروهای مجهز به سیستم ACC نباید تقویت شود [۵].

طراحی کنترلر با دو حلقه داخلی و خارجی باعث افزایش قابلیت‌های سامانه می‌شود [۵]. کنترلر حلقه داخلی به منظور کنترل فاصله به دو کنترلر مجزای در پیچه گاز و ترمز تقسیم‌بندی شده و کنترلر حلقه خارجی برای کنترل سرعت خودرو به کار رفته است. رابطه بین سرعت خودرو و فاصله مطلوب توسط رابطه (۱۹) به دست می‌آید:

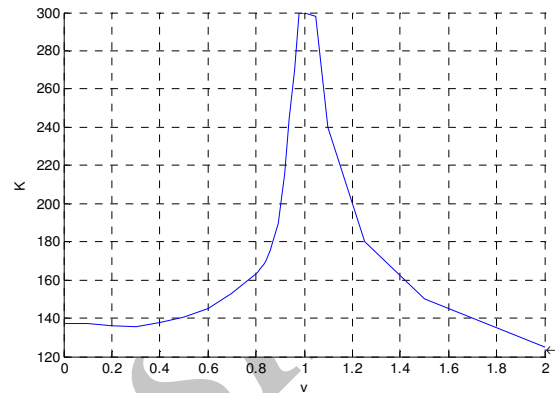
$$d_{des} = d_{min} + v_{pre} t_{dist}. \quad (19)$$

بلوک دیاگرام شکل ۶ عملکرد الگوریتم‌های کنترل فاصله و سرعت را نشان می‌دهد که با قانون کنترل در پیچه گاز-ترمز ترکیب شده است. فاصله و سرعت نسبی در رابطه با خودروی جلویی و سرعت انتخابی اولیه به کنترلر داده می‌شود. با مقایسه فاصله پیشروی و فاصله تا خودروی جلویی، حالت کنترلی بین کنترلر سرعت و کنترلر فاصله به صورت زیر انتخاب می‌شود: اگر $d_r > d_{h,s} + d_{offset}$ باشد، کنترلر سرعت مناسب است و در غیر این صورت از حالت کنترل فاصله باید استفاده شود. d_r فاصله دو خودرو نسبت به هم، $d_{h,s}$ فاصله پیشروی مقیاس شده می‌باشد که توسط رادار اندازه‌گیری می‌شود و d_{offset} فاصله آفست است.

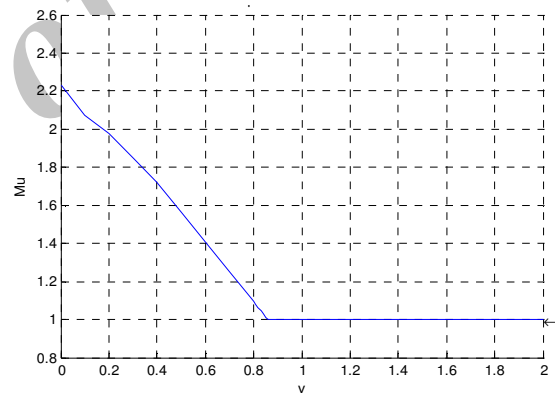
$$v_{pre} = u + a_{back}, \quad (20)$$

که در آن، زمان پیشروی و حداقل فاصله خودرو در سرعت صفر است. همچنین u شتاب مطلوب خودرو است [۱]. از تئوری کنترل بهینه درجه دوم خطی نیز به منظور تشخیص شتاب مطلوب هنگام تعقیب خودروی جلویی به منظور کنترلر سرعت نسبی دو خودرو استفاده شده است.

را به دست می‌آورد. نیروهای طولی وارد بر هر تایر همان نیروهای اصطکاکی از زمین است که بر تایرها اعمال می‌شوند و بستگی به نیروی عمودی وارد بر تایر، نسبت لغزش طولی و ضریب اصطکاک تایر-جاده دارد. در اینجا از لغزش طولی تایرها به علت ناچیز بودن صرف‌نظر شده است.



شکل (۴): منحنی مشخصه k مبدل گشتاور بر حسب v .



شکل (۵): منحنی نسبت گشتاور μ بر حسب v .

تعادل نیروها در امتداد محور طولی خودرو در معادله (۱۶) بیان شده است. نیروها از راست به ترتیب، دراگ ایرودینامیکی، مقاومت شتاب، مقاومت گرانش بالاروی، مقاومت غلتشی و نیروی رانندگی وارد به سطح تماس تایر و جاده است [۱۰].

$$M_{eng} \cdot \frac{i_{ax}}{r} \cdot \eta_{ax} = m \cdot g \cdot f \cdot \cos\alpha + m \cdot g \cdot \sin\alpha + e \cdot m \cdot a + c_d \cdot A \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v^2, \quad (16)$$

که در آن، m جرم خودرو است. لازم به ذکر است که E بستگی به اینرسی اجزای دورانی دارد.

$$e = 1 + \frac{J}{m \cdot r^2}, J = J_R + i_h^2 \cdot J_A + i_h^2 \cdot i_G^2 \cdot J_m. \quad (17)$$

همچنین با معلوم بودن نیروهای مقاوم و نیروی رانشی

راحتی رانندگی می‌باشد. ماتریس‌های Q و R به صورت زیر تعریف شده‌اند:

$$Q = \begin{bmatrix} 1 & 0 & -t_h \\ 0 & \rho & 0 \\ -t_h & 0 & t_h^2 \end{bmatrix}, \quad R = [\gamma]. \quad (25)$$

طبق روش دوم لیپانوف و با حل معادله ریکاتی که به صورت زیر است:

$$A^T P + PA - PBR^{-1}B^T P + Q = 0, \quad (26)$$

ماتریس ضرایب K به صورت زیر به دست می‌آید:

$$K = R^{-1}B^T P, \quad (27)$$

در معادله بالا، P حل حالت پایدار معادله ریکاتی و مثبت معین است. شتاب مطلوب خودروی هدف با حل معادله (۲۶) تعیین می‌شود.

به منظور جلوگیری از شتاب‌های زیاد که باعث کاهش راحتی رانندگی می‌شوند، شتاب مطلوب a_{des} ، با استفاده از یک تابع اشباع و یک فیلتر درجه دوم به صورت زیر به دست آمده است:

$$\frac{a_{des}}{u_{sat}} = \frac{\omega^2}{s^2 + 2\zeta\omega s + \omega^2}, \quad (28)$$

$$u_{sat} = sat(u) = \begin{cases} u_{max} & \text{if } u \geq u_{max} \\ u & \text{if } u_{min} < u < u_{max} \\ u_{min} & \text{if } u \leq u_{min} \end{cases}, \quad (29)$$

که در آن شتاب به صورت زیر محاسبه شده است:

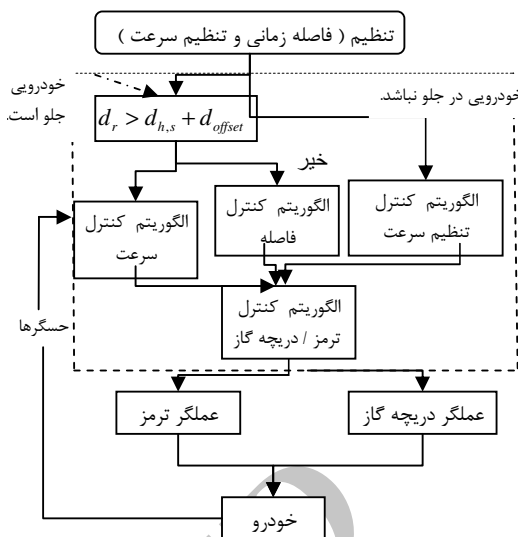
$$u = -K \cdot X = -(k_1 x_1 + k_2 x_2 + k_3 x_3). \quad (30)$$

مقدار u_{min} و u_{max} طبق جدول ۲ به نحوی در نظر گرفته شده که کیفیت راحتی سواری را تأمین کند و همچنین برای جلوگیری از عقب رفتن دنده در جعبه دنده خودکار در مود کنترل سرعت می‌باشد. این کار می‌تواند حرکت ۱ و شتاب خودرو را در حداکثر مقداری اشباع کند. همچنین فرمان زاویه دریچه گاز a_{des} ، از زاویه دریچه گاز محاسبه شده a_f و پس‌خوراند شتاب خودرو با استفاده از کنترل تناسبی به اضافه انتگرال‌گیر به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$\alpha_{des} = \alpha_f + K_p (a_{des} - a) + K_I \int (a_{des} - a) dt. \quad (31)$$

۳-۲- قانون تعویض گاز و ترمز

با توجه به شتاب مطلوبی که خودروی ACC باید دنبال کند، کنترلر ACC، گاز یا ترمز را کنترل می‌کند. در شکل ۷، خط کلیدزنی حداقل شتاب a_{min} وقتی دریچه گاز بسته ($\theta = 5^\circ$) است را برای سرعت خودروی داده شده می‌دهد. کنترلر ACC برای یک سرعت داده شده وقتی $\alpha_{des} \geq \alpha_{min} + h$ باشد



شکل (۶): الگوریتم کنترل طولی خودرو طراحی شده

۳-۱- اهداف کنترلی (شتاب)

روش کنترل بهینه خطی برای طراحی شتاب مطلوب استفاده شده است. از انتگرال‌گیرها برای مدل کردن خودرو استفاده شده و یک مدل فضای حالت برای خودروی ACC و خودروی جلویی به شرح زیر به دست آمده است:

$$\dot{X} = AX + Bu + \Gamma w = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} 0 \\ -1 \\ 1 \end{bmatrix} u + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} w, \quad (32)$$

متغیرهای حالت نیز به صورت زیر است:

$$X^T = [X_1 \quad X_2 \quad X_3] = [x_p - x_{cc} \quad v_p - v_{cc} \quad v_{cc}], \quad (33)$$

که در آن، ورودی u شتاب خودروی ACC و اغتشاش w شتاب خودروی پیشرو است. X و v موقعیت و سرعت را مشخص می‌کنند. همچنین اندیس‌های p و cc خودروی جلویی و خودروی ACC را مشخص می‌کنند. قانون پس‌خوراند حالت خودروی $u = -K \cdot X$ است و برای حداقل کردن تابع معیار زیر انتخاب شده است:

$$J = E \left[\int_0^\infty (e_d^2 + \rho e_v^2 + \gamma u^2) dt \right] = E \left[\int_0^\infty (X^T Q X + u^T R u) dt \right], \quad (34)$$

که در آن، e_d و e_v خطاهای فاصله و سرعت هستند و به صورت زیر تعریف شده‌اند:

$$\begin{aligned} e_d &= d_h - (x_p - x_{cc}) = x_3 t_h - x_1 \\ e_v &= v_p - v_{cc} = x_2, \end{aligned} \quad (35)$$

که در آن، d_h و t_h فاصله زمانی پیشروی و زمان پیشروی است. همچنین فاکتورهای وزنی ρ و γ به منظور ارزیابی عملکرد و

که در آن، ضریب K بهره کنترلی است. همچنین سرعت تنظیم شده به صورت زیر تعریف می‌شود:

$$v_{set} = v_p + v_{offset} \quad (36)$$

جدول (۲): پارامترهای کنترلر طراحی شده.

واحد	مقادیر عددی	کمیت
m	۲	d_{min}
s	۱/۲	t_h
بدون بعد	۴/۵	ρ
بدون بعد	۶	γ
بدون بعد	۱	نسبت میرایی فیلتر ξ
rad/s	۵	فرکانس قطع ω
ms^{-2}	-۲	u_{min}
ms^{-2}	۲	u_{max}

جدول (۳): برخی علائم اختصاری استفاده شده.

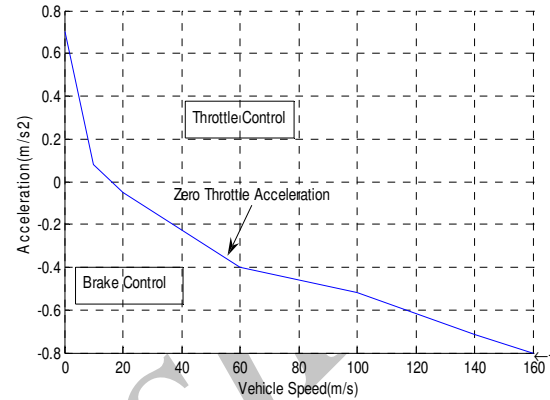
M (kg)	جرم خودرو
η_{tot}	بازده کلی موتور
a (m/s^2)	شتاب خودرو
α	شیب جاده
r	شعاع چرخ خودرو
A (m^2)	سطح مقطع عمودی خودرو
F_b (N)	نیروی ترمزی
g (m/s^2)	شتاب گرانش زمین
T (N.m)	گشتاور نیروهای مقاوم وارد بر خودرو
ω (rad/s)	سرعت دورانی چرخ

۴- نتایج

در مود کنترل سرعت، ابتدا سرعت دلخواه توسط راننده 90 km/h قرار داده شده و در ثانیه دوم به سرعت 70 km/h تغییر داده می‌شود که مطابق نمودار شکل ۸، خودروی کنترل شده با دقت خوبی آن را دنبال می‌کند.

با توجه به نمودار جابه‌جایی شکل ۹ مشاهده می‌شود که خودروی عقبی با رعایت حداقل فاصله ایمن، خودروی جلویی را دنبال می‌کند و در نهایت به سرعت آن در شکل ۱۰ می‌رسد. مانور (۲) در حالت کنترل فاصله به این صورت است که خودروی جلویی دارای سرعت 36 km/h است که تحت شرایط ترافیک، سرعت خود را با شتاب 2 m/s^2 کم نموده و یک ثانیه

دریچه گاز و هنگامی که $\alpha_{des} \leq \alpha_{min} - h$ باشد ترمز را کنترل می‌کند. در قانون تعویض، استفاده از لایه مرزی برای جلوگیری از تعویض مکرر کنترل گاز و ترمز ضروری است. [۱۱]



شکل (۷): قانون تعویض گاز - ترمز برای

خودروی SGACC.

۳-۳- کنترل ترمز

گشتاور ترمزی مطلوب به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$T_{b,des} = -r(M_v a_{des} + F_L) + T_s \quad (37)$$

همچنین گشتاور شفت T_s ، از قسمت موتور محاسبه می‌شود:

$$P_{mc,des} = \frac{1}{K_b} T_{b,des} \quad (38)$$

قانون کنترلی PID زیر نیز برای کنترل فشار ترمزی استفاده شده است:

$$u = g^{-1}(P_{d,des}) + P(P_{d,des} - P_d) + I \int (P_{d,des} - P_d) dt, \quad (39)$$

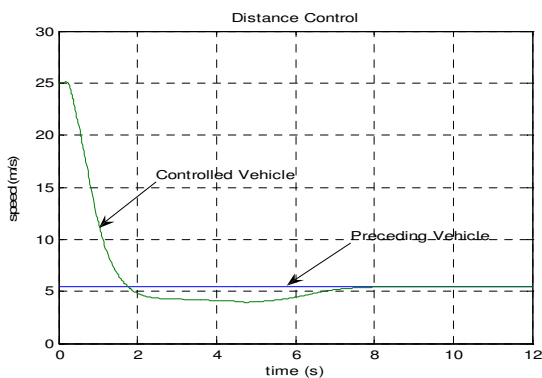
$$P_d = g(u).$$

در جدول ۲ مقادیر پارامترهای کنترلر طراحی شده را نشان می‌دهد که برای خودروی مدل انتخاب شده و بهترین جواب را می‌دهند. همچنین در جدول ۳ علائم اختصاری به کار رفته در فرمول‌ها آمده است.

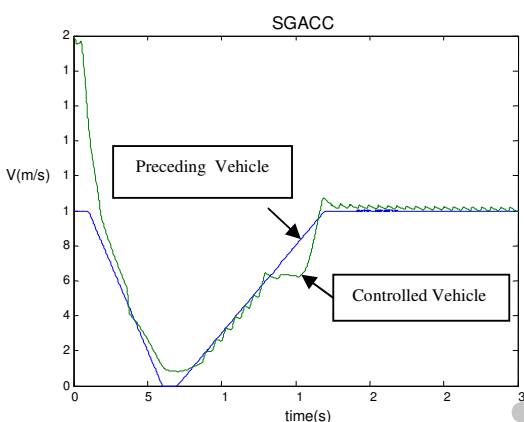
۳-۴- مود کنترل سرعت

اگر فاصله نسبی خودرو بزرگ‌تر از فاصله پیشروی مقیاس شده d_{des} ، به اضافه فاصله جبرانی باشد، شتاب مطلوب با استفاده از یک کنترل تناسبی ساده طراحی می‌شود، به طوری که سرعت خودروی کنترل شده به سرعت مطلوب میل کند، به صورت زیر محاسبه می‌شود:

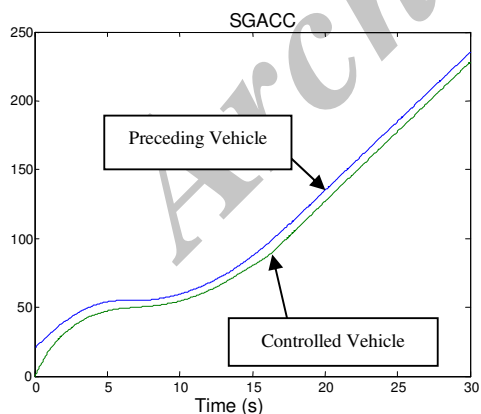
$$a_{des} = K(v_{set} - v_{cc}), \quad (40)$$



شکل (۱۰): منحنی‌های سرعت در مود کنترل فاصله (مانور ۱).



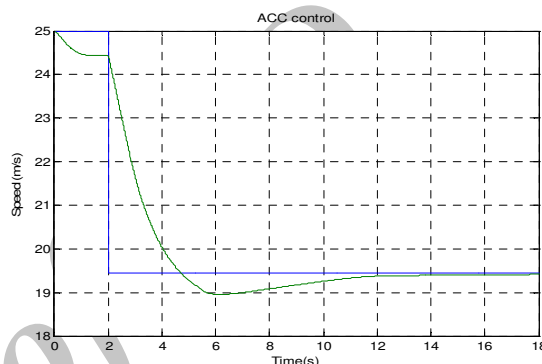
شکل (۱۱): منحنی‌های سرعت در مود کنترل فاصله (مانور ۲).



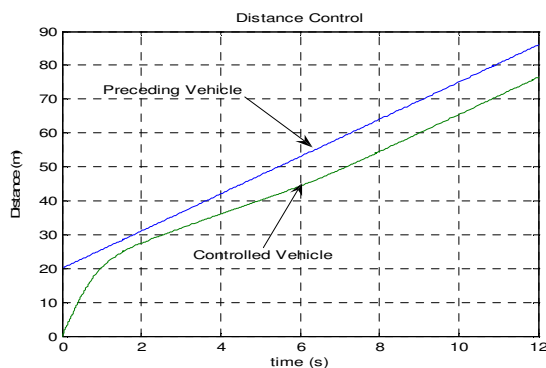
شکل (۱۲): نمودار جابه‌جایی (m) بر حسب زمان (t) در مود کنترل فاصله (مانور ۲).

در شکل ۱۳ درصد زاویه دریچه گاز و نیروی ترمزی در مانور ۲ نشان داده شده که به صورت عملی در خودرو قابل اجرا است.

به طور کامل می‌ایستد، سپس با شتاب 1 m/s^2 شروع به حرکت می‌نماید و پس از چند ثانیه با همان سرعت اولیه و ثابت به حرکت خود ادامه می‌دهد. خودروی عقبی نیز که با سرعت 72 km/h در حال حرکت است، وقتی در فاصله 20 m از خودروی جلویی قرار می‌گیرد، از حالت کنترل فاصله استفاده می‌کند، به طوری که باید با حفظ فاصله مناسب و تعریف شده، خودروی جلو را تعقیب نماید. با توجه به شکل‌های ۱۱ و ۱۲ مشخص است که خودروی عقبی به خوبی کنترل شده و با دقت بالایی به کنترل فاصله می‌پردازد.



شکل (۸): منحنی سرعت برای خودروی کروز کنترل.



شکل (۹): منحنی فاصله در مود کنترل فاصله (مانور ۱).

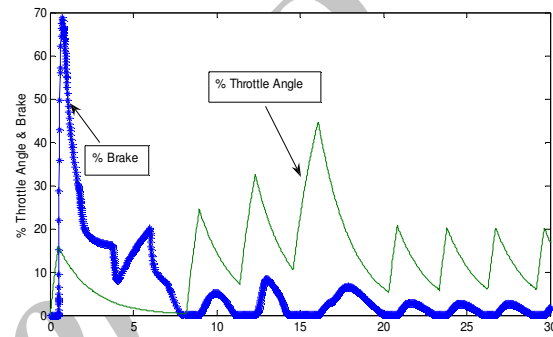
همچنین آزمایش‌های تعقیب خودروی جلویی با استفاده از دو خودرو که یکی در جلو و دیگری خودروی کنترلی در عقب، انجام شده است. مانور (۱) در حالت کنترل فاصله به این صورت است که خودروی جلویی با سرعت ثابت بسیار کمتر از خودروی عقبی در حال حرکت است، بنابراین خودروی عقب باید سریع سرعت خود را کاهش داده و قبل از رسیدن به خودروی جلویی در فاصله امن قرار گرفته تا بتواند با تنظیم سرعت خودرو در فاصله‌ای ایمن قرار گیرد.

پاسخ داده است. همچنین مدل کاملی که در شبیه‌سازی حرکت طولی خودرو آورده شده باعث افزایش دقت تحقیق حاضر نسبت به دیگر تحقیقات شده است. توسعه الگوریتم کنترل مقاوم برای تغییرات شدید بار رانندگی، پایداری سلسله‌ای خودرو در SG کروز کنترل‌ها، توسعه قوانین کنترلی ترمز-دریچه گاز برای SG و تست‌های خودرو، در صدر تحقیقات روز قرار گرفته است.

۶- مراجع

1. Venhovens, P., Naab, K., and Adiprasito, B. "Stop and Go Cruise Control", Int. J. Automotive Tech., Vol. 1, No. 2, pp. 61-69, 2000.
2. Persson, M., Botling, F., Hesslow, E., and Johansson, R. "Stop & Go Controller for Adaptive Cruise Control", Proc. of the Int. Conf. on Control Applications, pp. 1692-1697, 1999.
3. Pavkovic, D., Deura, J., Jansz, M., and Peric, N. "Adaptive Control of Automotive Electronic Throttle", Control Eng. Practice 14, pp. 121-136, 2006.
4. Benalie, N., Pananurak, W., Thanok, S., and Parnichkun, M. "Improvement of Adaptive Cruise Control System Based on Speed Characteristics and Time Headway", the IEEE/RSJ Int. Conf. on Intelligent Robots and Sys., 2009.
5. Sharifirad, M., "Development and Validation for Mean Value Engine Models", ASME J. Internal Combustion Engine Fall Technical Conf., 2005.
6. Moskwa, J.J. and Hedrick, J.K. "Automotive Engine Modeling for Real Time Control Application", American Control Conf., Green Valley, AZ, 1988.
7. Nasrabadi, M. and Kakaee, A., "Investigation of the Effect of Operating Conditions on Knock Limited Spark Advance and Octane Requirement in Internal Combustion Engine", Aerospace Mech. J., Vol. 9, No. 1, pp. 1-14, 2012 (In Persian).
8. Moskwa, J.J. and Hedrick, J.K. "Automotive Engine Modeling for Real Time Control Application", American Control Conf., Green Valley, AZ, 1988.
9. Bosch, R. "Bosch Automotive Handbook", 6th Ed., 2004.
10. Rajamani, R. "Vehicle Dynamics and Control", USA, Springer, 2006.
11. Liang, H., Chong, K.T., No, T., and Yi, S. "Vehicle Longitudinal Brake Control Using Variable Parameter Sliding Control", J. Control Eng. Practice, Vol. 1, No. 11, pp. 403-411, 2002.

نتایج حاصل نشان می‌دهد که سیستم به خوبی قادر به کنترل خودرو در حالت‌های مختلف رانندگی است. با توجه به اینکه شرایط رانندگی (وزن خودرو، بار رانندگی، شرایط جاده و ترافیک و ...) متغیر است، کنترلر طراحی شده دقت خوبی داشته و حساسیت سیستم نسبت به تغییرات مطلوب می‌باشد. لازم به ذکر است که دینامیک خط انتقال و دینامیک موتور، یک مدل طولی واقعی خودرو را به وجود آورده‌اند که در طراحی کنترلر نقش بسزایی داشته است. این مدل کامل که در شبیه‌سازی حرکت طولی خودرو آورده شده باعث افزایش دقت این تحقیق نسبت به تحقیقات دیگر شده است.



شکل (۱۳): درصد زاویه دریچه گاز و نیروی ترمزی در مانور ۲.

۵- نتیجه‌گیری

در مقاله حاضر، کنترل حرکت یک خودروی سواری در جاده‌های شهری و بزرگراه‌ها به منظور ایمنی و آسایش بیشتر رانندگان و کاهش مصرف سوخت به خوبی انجام شده است. یک سیستم ACC به همراه SG در سرعت‌های پایین ترافیک، توسعه یافته است. قوانین کروز کنترل تطبیقی پیشنهاد شده برای خودروها برحسب مشخصه‌های عملگر ترمز و دریچه گاز بیان شده‌اند و پروفیل شتاب مطلوب از حل مسئله کنترل بهینه خطی LQR در هر مرحله از زمان به دست آمده است. نتایج نشان می‌دهد که استفاده از این قوانین باعث افزایش راحتی و امنیت سرنشینان می‌شود. عملکرد کنترلر سرعت و فاصله خودرو در موقعیت‌های مختلف به صورت رضایت بخشی