

بهبود شاخص‌های فرمان‌پذیری خودرو از طریق بهینه‌سازی هندسی مکانیزم فرمان

مسعود شریعت پناهی

استادیار گروه مهندسی مکانیک - دانشکده فنی - دانشگاه تهران

رضا کاظمی

استادیار دانشکده مهندسی مکانیک - دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

حمید رضا حاجی اسماعیلی

کارشناس ارشد واحد دینامیک خودرو - مرکز تحقیقات ایران خودرو

(تاریخ دریافت ۱۳۸۲/۱۱/۲۷، تاریخ تصویب ۱۳۸۲/۷/۲۶)

چکیده

کیفیت فرمان‌پذیری یک خودرو که بیانگر رفتار دینامیکی آن در حرکت بر روی مسیرهای منحنی است متاثر از ویژگیهای هندسی و عملکردی سازوکارهای گوناگون بکار رفته در خودرو نظیر سیستم فرمان، سیستم تعلیق و سیستم ترمز می‌باشد. بر این اساس در طراحی هریک از سیستم‌های یاد شده باید تاثیر ویژگیهای آن سیستم در فرمان‌پذیری خودرو بعنوان یکی از معیارهای مهم در نظر گرفته شود. در این مقاله، تاثیر هندسه (و بطور مشخص مختصات اتصالات و لولاها) سازوکار دنده شانه‌ای بکار رفته در سیستم‌های معمول فرمان بر فرمان‌پذیری خودرو بررسی شد و روش جدیدی برای دستیابی به بهترین کیفیت فرمان‌پذیری با استفاده از الگوریتم‌های ژنتیک پیشنهاد شده است. بدین منظور مدل دینامیکی فرمان دنده - شانه ای با مدل دینامیکی کل خودرو تلفیق شده و پارامترهای دینامیکی و قیدهای سینماتیکی ساز و کار فرمان در مدل دینامیکی مناسبی که با استفاده از مدل خطی تایر برای بررسی فرمان‌پذیری خودرو انتخاب شده ادغام گردیده است. سپس معادلاتی که به این طریق بدست می‌آید به ازاء ورودی پله‌ای به غربیلک فرمان و به کمک نرم‌افزار MATLAB حل شده و مقادیر شاخص‌های فرمان‌پذیری خودروی موردنظر محاسبه شده و مورد بحث قرار گرفته است. همچنین دلایل بکارگیری الگوریتم ژنتیک برای یافتن مختصات بهینه اتصالات ساز و کار فرمان و مزایای استفاده از این روش توضیح داده شده است.

واژه‌های کلیدی: دینامیک خودرو، فرمان‌پذیری، سیستم فرمان، بهینه‌سازی، الگوریتم‌های ژنتیک

مقدمه

سیستم تعلیق، سیستم ترمز و... می‌باشد. در مدل‌های ساده ریاضی که برای تحلیل رفتار دینامیکی خودرو و بررسی فرمان‌پذیری آن بکار گرفته می‌شود، عموماً نقش دینامیک و به ویژه سینماتیک فرمان کمتر مورد بررسی قرار گرفته و اثر فرمان صرفاً از طریق در نظر گرفتن نسبت فرمان و سپس اعمال ورودی سیستم از طریق حرکت زاویه‌ای چرخ‌ها به معادلات صورت می‌پذیرد که در نتیجه اثر پاسخ سیستم فرمان در پاسخ کلی خودرو نادیده گرفته می‌شود [۱].

در این مقاله علاوه بر مدل‌سازی دینامیکی سیستم فرمان، اثرات سینماتیکی مکانیزم آن نیز لحاظ شده است. با تلفیق مدل فرمان با مدل دینامیکی خودرو امکان بررسی شاخص‌های فرمان‌پذیری خودرو و تعیین مقادیر پارامترهای مکانیزم فرمان برای دستیابی به کیفیت بهینه

از مهمترین زمینه‌هایی که در ارزیابی یک خودرو در نظر گرفته می‌شود رفتار دینامیکی آن است که ایمنی، پایداری، راحتی و کنترل پذیری خودرو مستقیماً از آن تاثیر می‌پذیرد. از این رو کیفیت فرمان‌پذیری خودرو که از اصلی‌ترین جنبه‌های رفتار دینامیکی خودرو به شمار می‌آید به عنوان یکی از معیارهای اصلی مقایسه کیفی خودروهای گوناگون شناخته می‌شود.

فرمان‌پذیری خودرو به بیان ساده عبارت است از شرایط و نحوه رفتار دینامیکی خودرو در حین حرکت در مسیرهای منحنی و میزان کنترلی که راننده در جریان این حرکتهای می‌تواند بر خودرو اعمال کند.

فرمان‌پذیری خودرو متاثر از ساختمان و عملکرد مجموعه‌های مختلفی از خودرو مانند سیستم فرمان،

فرمان‌پذیری خودرو نمونه فراهم می شود.

مدلسازی سیستم

نخستین گام برای تحلیل رفتار دینامیکی خودرو، ایجاد یک مدل دینامیکی مناسب است که توانایی بیان واقع‌گرایانه رفتار آن را دارا باشد.

برای پرهیز از پیچیدگی در معادلات دینامیکی خودرو و امکان بررسی دقیق‌تر همگرایی الگوریتم بهینه‌سازی پیشنهادی، در پژوهش حاضر با توجه به فرضیات و در نظر گرفتن این مطلب که معادلات فرمان‌پذیری خودرو مورد مطالعه می‌باشند، تنها دو درجه آزادی برای خودرو و یک‌درجه آزادی برای فرمان در نظر گرفته شده است. همچنین اثر مدل سینماتیکی فرمان بر مدل دینامیکی خودرو نیز در نظر گرفته شده است. مدل انتخابی بر پایه فرضیات زیر استوار است [۲]:

- سرعت طولی خودرو ثابت است.
- مبدا مختصات متحرک (خودرویی) بر مرکز جرم خودرو منطبق است و انتقال در امتداد محور قائم و دوران حول محور عرضی و طولی وجود ندارد.
- رفتار تایر خطی است. بر این اساس نیروهای جانبی وارد بر تایر متناسب با زاویه لغزش آن در نظر گرفته می شود.

درجات آزادی مدل با توجه به فرضیات بالا عبارت اند از: \mathbf{V} و \mathbf{I} (سرعت کناری^۱ و سرعت چرخشی حول محور قائم^۲). همچنین برای ارضای شرایط هندسی آکرمن^۳، مقدار زوایای چرخش چرخ‌های فرمان‌پذیر، مستقل در نظر گرفته می‌شوند.

بر این اساس و با توجه به شکل (۱)، معادلات حرکت به صورت زیر نوشته می شوند:

$$\sum F_y = m(\dot{V} + Ur) \quad (1)$$

$$\sum M_z = I_z \dot{r} \quad (2)$$

$$\sum F_y = F_{yfl} \cos(s_{fl}) + F_{yfr} \cos(s_{fr}) + F_{yrl} + F_{yrr} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} \sum M_z = & a(F_{yfl} \cos(s_{fl}) + F_{yfr} \cos(s_{fr})) - \\ & b(F_{yrr} + F_{yrc}) + \frac{t_f}{2}(F_{yfl} \sin(s_{fl}) - F_{yfr} \sin(s_{fr})) \\ & + N_{fl} + N_{fr} + N_{rl} + N_{rr} \end{aligned} \quad (4)$$

در معادلات بالا m جرم خودرو، U سرعت طولی، r سرعت زاویه ای حول محور قائم، I_z ممان اینرسی خودرو حول محور Z ، S_{fl} و S_{fr} زوایای چرخش چرخ‌های فرمان‌پذیر، و a و b فواصل مرکز ثقل خودرو از محورهای جلو و عقب، t_f فاصله بین دو چرخ جلو، F_{yfl} ، F_{yfr} ، F_{yrl} و F_{yrr} به ترتیب نیروهای وارد بر چرخ جلو چپ، چرخ جلو راست، چرخ عقب چپ و چرخ عقب راست می باشند. همچنین N_{fl} ، N_{fr} و N_{rl} و N_{rr} به ترتیب ممانهای خود میزان وارد بر چرخ جلو چپ، چرخ جلو راست، چرخ عقب چپ و چرخ عقب راست می باشند.

با تعریف زوایای لغزش چرخ ها بصورت زیر:

$$\begin{aligned} \alpha_{fl} &= S_{fl} - \frac{V + ar}{U - r(t_f/2)} \\ \alpha_{fr} &= S_{fr} - \frac{V + ar}{U + r(t_f/2)} \\ \alpha_{rl} &= -\frac{V - br}{U - r(t_r/2)} \\ \alpha_{rr} &= -\frac{V - br}{U + r(t_r/2)} \end{aligned} \quad (5)$$

می توان نیروها و گشتاورها را در حالت کلی بر اساس شرایط مختلف جاده و چرخ بصورت زیر بیان کرد:

$$\begin{aligned} F_{yfl} &= C_{fl} \alpha_{fl} \\ F_{yfr} &= C_{fr} \alpha_{fr} \\ F_{yrl} &= C_{rl} \alpha_{rl} \\ F_{yrr} &= C_{rr} \alpha_{rr} \end{aligned} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} N_{fl} &= T_{fl} \alpha_{fl} \\ N_{fr} &= T_{fr} \alpha_{fr} \\ N_{rl} &= T_{rl} \alpha_{rl} \\ N_{rr} &= T_{rr} \alpha_{rr} \end{aligned} \quad (7)$$

که در آنها C و T به ترتیب مشخص کننده سختی های جانبی و خودمیزانی تایرها می باشند.

مدلسازی دینامیکی فرمان

شکل (۲) مدل دینامیکی فرمان را بمنظور ترکیب با معادلات دینامیکی خودرو نشان می‌دهد.

در این مدل، سختی ستون فرمان با K_{SC} و سختی سایر لینکهای پس از پینیون با K_1 نمایش داده شده است. همچنین از جرم و ممان اینرسی اجزاء فرمان نسبت به

$$Z = \frac{K_l K_{sc} G_{sb}}{K_l + K_{sc} G_{sb}^2} \quad (14)$$

ممان خارجی موجود روی چرخهای فرمانپذیر	M_l
روابط سینماتیکی میان S_{fr} , S_{fl} و θ	f_r, f_l
میرایی لاستیکها	c'
ممان اینرسی چرخها حول محور فرمان (Steering Axes)	I_l'
نسبت دنده جعبه فرمان دنده-شانه	G_{sb}
زاویه ورودی به غربیلک فرمان	S_w

مدلسازی سینماتیکی فرمان

بدست آوردن توابع f_r و f_l با استفاده از حل سینماتیکی مکانیزم دنده شانه مقدر خواهد بود. بدین منظور با توجه به شکل (۳) و با فرض صفحه‌ای بودن مکانیزم سیستم فرمان مدلی از این مکانیزم بصورت شش بازویی در نظر گرفته می‌شود که بازوها بصورت زیر تعریف می‌گردند: EP بازوی رک، EF و BC بازوی میله رابط فرمان چپ و راست، CD و FG بازوی فرمان چپ و راست، x ورودی مکانیزم جابجایی خطی رک و زوایای S_{fl} و S_{fr} خروجی‌های مکانیزم می‌باشند.

با استفاده از ماتریس های دوران می‌توان مقادیر زوایای S_{fl} و S_{fr} (خروجی‌های مکانیزم) را به ازاء ورودی خطی x به مکانیزم، بصورت زیر بدست آورد [۳]:

جرم و ممان اینرسی چرخها صرفنظر می‌گردد. بعلاوه اصطکاک در سیستم وجود ندارد و میرایی لاستیکها نسبت به میرایی اجزاء سیستم فرمان بسیار زیاد می‌باشد. با توجه به فرضیات فوق و وجود دو قید سینماتیکی میان مختصه‌های S_{fl} , S_{fr} و θ ، درجه آزادی سیستم برابر یک می‌باشد و معادله دینامیکی با استفاده از روش لاگرانژ به صورت زیر نوشته می‌شود:

$$L = T - U \quad (8)$$

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial}{\partial \dot{q}_i} (L) \right) - \frac{\partial}{\partial q_i} (L) - \sum \lambda_j \frac{\partial}{\partial q_i} (F_j) = (M_i)_i \quad (9)$$

$$U = \frac{1}{2} K_{sc} (S_w - \theta_{sc})^2 + \frac{1}{2} K_l (x - \theta)^2 \quad (10)$$

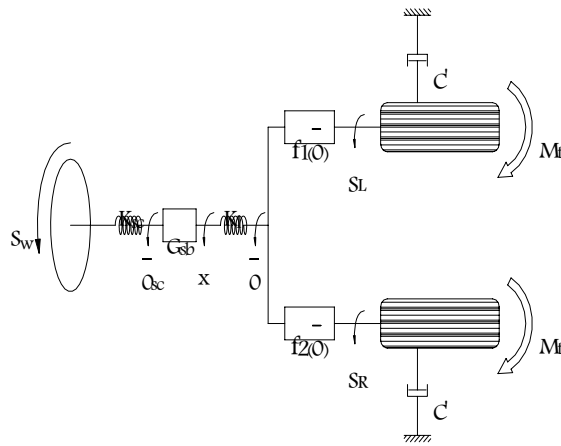
$$F = \frac{1}{2} C' (\dot{S}_l + r)^2 \quad (11)$$

$$T = \frac{1}{2} I_l' (r + \dot{S}_l)^2 \quad (12)$$

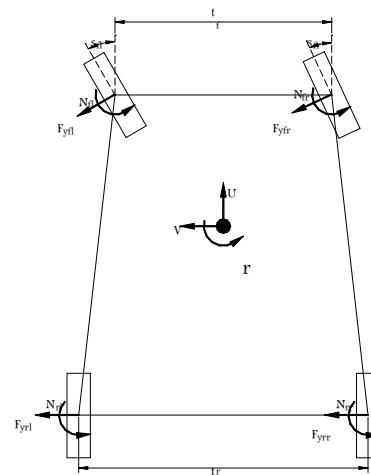
بر این اساس:

$$I_l' (r + \dot{S}_l) + \frac{G_{sb} Z \theta}{\frac{\partial}{\partial \theta} f_l} + C' \dot{S}_l = M_l + \frac{Z S_w}{\frac{\partial}{\partial \theta} f_l} \quad (13)$$

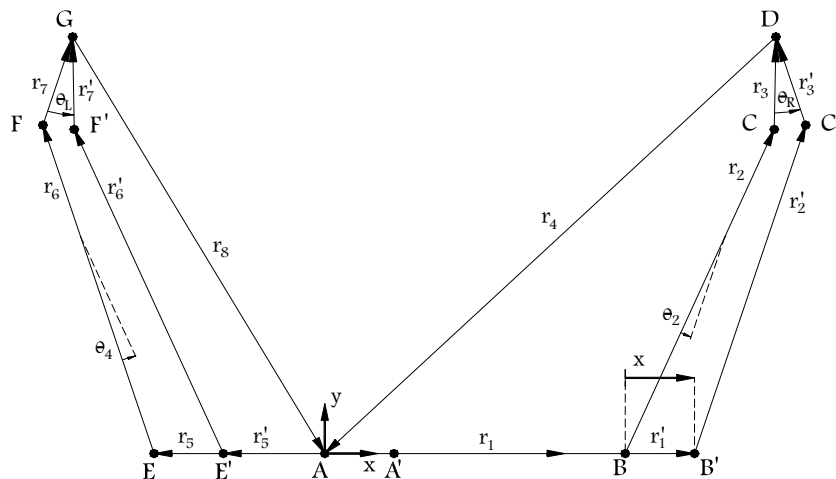
که در رابطه بالا:



شکل ۲: مدل دینامیکی فرمان.



شکل ۱: مدل دینامیکی خودرو.



شکل ۳: مدل سینماتیکی فرمان.

$$C_r = x_2^2 + y_2^2 - (x_1^2 + x^2 + y_1^2 + x_3^2 + y_3^2 + x_4^2 + y_4^2 + 2xx_1 + 2xx_4 + 2x_1x_4 + 2y_1y_4) \quad (28)$$

بدلیل وجود عبارتهای توانی و مثلثاتی مشاهده می‌گردد که توابع حاصل از ورودی θ (که در واقع x/r می‌باشد) که برای محاسبه S_{fr} و S_{fl} استفاده می‌شوند ناخطی می‌باشند و می‌توان آنها را با $f_r(\theta)$ و $f_l(\theta)$ نمایش داد.

بهینه‌سازی

دستگاه معادلات دیفرانسیل ناخطی که در بخش پیش ارائه شد، بیانگر روابط حاکم بر رفتار دینامیکی خودرو به ویژه کیفیت فرمان‌پذیری آن است. در این دستگاه معادلات، مختصات هندسی اتصالات سیستم فرمان به عنوان عنوان ورودیها و شاخص‌های فرمان‌پذیری (v, τ) به عنوان خروجی‌ها در نظر گرفته شده‌اند [۴].

از میان مقادیر مختلف شاخص‌های بالا، چهار مقدار زیر بطور مشخص بیشترین تاثیر را بر احساس سرنشینان خودرو از کیفیت فرمان‌پذیری دارند.

V_{Peak} : حداکثر پاسخ سرعت جانبی در منطقه گذرا

V_{SS} : پاسخ نهایی سرعت جانبی

τ_{Peak} : حداکثر پاسخ سرعت دورانی در منطقه گذرا

τ_{SS} : پاسخ نهایی سرعت دورانی

همچنین "زمان رسیدن به اولین ماکزیمم سرعت جانبی" $t^{(I_{V_{Peak}})}$ و "زمان رسیدن به اولین ماکزیمم سرعت دورانی" $t^{(Y_{V_{Peak}})}$ نیز بر احساس سرنشینان از فرمان‌پذیری خودرو تاثیر محسوسی دارند.

$$x_1 = x_B - x_A; y_1 = y_B - y_A \quad (15)$$

$$x_2 = x_C - x_B; y_2 = y_C - y_B \quad (16)$$

$$x_3 = x_D - x_C; y_3 = y_D - y_C \quad (17)$$

$$x_4 = x_D - x_A; y_4 = y_D - y_A \quad (18)$$

$$x_5 = x_E - x_A; y_5 = y_E - y_A \quad (19)$$

$$x_6 = x_F - x_E; y_6 = y_F - y_E \quad (20)$$

$$x_7 = x_G - x_F; y_7 = y_G - y_F \quad (21)$$

$$x_8 = x_G - x_A; y_8 = y_G - y_A \quad (22)$$

$$A_1 = 2(y_5x_7 + y_7x_7 - x_8y_8 - x_5y_7 - xy_7) \quad (23)$$

$$B_1 = 2(xx_7 + x_5x_7 + x_7x_8 + y_5y_7 + y_7y_8) \quad (24)$$

$$C_1 = x_6^2 + y_6^2 - (x_5^2 + x^2 + y_5^2 + x_7^2 + y_7^2 + x_8^2 + y_8^2 + 2xx_5 + 2xx_8 + x_8^2 + y_8^2 + 2xx_5 + 2xx_8 + 2y_5y_8) \quad (25)$$

$$A_r = 2(y_1x_3 + y_4x_3 - x_4y_3 - x_1y_3 - xy_3) \quad (26)$$

$$B_r = 2(xx_3 + x_1x_3 + x_3x_4 + y_1y_3 + y_3y_4) \quad (27)$$

زاویه غربیلک به میزان ۷۲۰ درجه (سرعت جانبی و سرعت چرخش حول محور قائم) و پاسخ‌های چرخ‌های فرمان‌پذیر به ازای یک مجموعه از مقادیر ورودی (مختصات اتصالات سازوکار فرمان) که از ترکیب معادلات حرکت خودرو و معادلات دینامیکی سیستم فرمان و حل این معادلات بدست آمده نشان داده شده است. سایر پارامترها در جدول یک نمایش داده شده‌اند.

تفاوت زمانی پاسخ‌ها که بین دو سیستم فرمان ساچمه‌ای و فرمان صلب در نمودارها به چشم می‌خورد با نتایج تست‌های عملی انجام شده سازگاری کامل دارد.

در تابع هدف بکار رفته در تحقیق حاضر، ضرایب جملات $C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6$ برابر یک و ضرایب C_1 و C_4 که مربوط به جملات بخش پایای^۸ پاسخ سیستم هستند، به دلیل اهمیت این بخش در مقایسه با بخش گذرا^۹، برابر ۲ در نظر گرفته شده‌اند. همچنین برای تعیین مقادیر مناسب پارامترهای الگوریتم ژنتیک به کار رفته، برنامه رایانه‌ای بهینه‌سازی با جمعیت‌ها^{۱۰} و حداکثر نسل‌های^{۱۱} مختلف اجرا شد. نتایج حاصله نشان داد که در این مسئله خاص بهترین نرخ همگرایی به ازای جمعیت ۲۰ حاصل می‌شود. استفاده از توابع اشتراک^{۱۲} در الگوریتم ژنتیک بکار رفته، همگرایی به کمینه تابع هدف را تضمین می‌کند. اجرای مکرر برنامه با مجموعه نقاط اولیه تصادفی و همگرایی جستجو به یک پاسخ واحد در تمامی اجراها نیز تکرار پذیری روش پیشنهادی را بصورت آماری اثبات می‌کند.

هندسه نهایی سازوکار فرمان که مختصات اتصالات آن به روش پیشنهادی تعیین شده است در شکل (۵) نشان داده شده است مساله موردنظر برای محدوده سرعتی $0 < v \leq 50 \text{ km/h}$ ، $50 < v \leq 100 \text{ km/h}$ و $v > 100 \text{ km/h}$ مورد بررسی قرار گرفت. نتایج بدست آمده نشان داد که در محدوده های سرعتی اول و دوم، تاثیر تغییرات ویژگی های سینماتیکی مکانیزم فرمان بر شاخص های فرمان پذیری خودرو چشمگیر نبوده و این تاثیر تنها در محدوده سوم ($v > 100 \text{ km/h}$) نمود بارزی پیدا می‌کند. بر اساس نتایج بدست آمده از حل مساله بهینه سازی در بالاترین محدوده سرعتی (برای سرعت 110 km/h)، نمودارهای تغییرات شاخص های فرمان پذیری (v, t) در شکل (۵) نشان داده شده است.

برای دستیابی به بهترین کیفیت فرمان‌پذیری یک خودرو، مقادیر شش پارامتر فوق باید کمینه گردند. این بدان معنا است که جستجو برای یافتن مقادیر مطلوب پارامترهای شش‌گانه فوق در قالب یک مسئله بهینه‌سازی چند هدفی قابل بیان است.

از سوی دیگر، ضرورت ارضای قیدهای سینماتیکی و هندسی سیستم فرمان [۵،۶] توسط متغیرهای ورودی مسئله، باعث می‌شود که مسئله مورد بحث در کلی‌ترین حالت بصورت یک مسئله بهینه‌سازی چند هدفی ناخطی مقید بیان گردد که در آن، ترکیبی خطی از شاخص‌های شش‌گانه فوق‌الذکر با ضرایب وزنی مناسب به عنوان تابع هدف تعریف می‌گردد.

صورت کلی تابع هدف در نظر گرفته شده به شکل زیر است:

$$P_{(x)} = C_1 \bar{V}_{ss} + C_2 \bar{V}_{Peak} + C_3 \bar{t}^{(v_{Peak})} + C_4 \bar{r}_{ss} + C_5 \bar{r}_{Peak} + C_6 \bar{t}^{(r_{Peak})} \quad (29)$$

که در آن \bar{V} ، \bar{r} و \bar{t} به ترتیب فرم عادی^۴ شده V ، r و t و C_1 تا C_6 ضرایب وزنی شاخص‌های شش‌گانه مورد نظر می‌باشند که متناسب با اهمیت این شاخص‌ها، میزان تاثیر هر کدام بر قضاوت کلی سرنشینان از کیفیت فرمان‌پذیری خودرو تعیین می‌گردند.

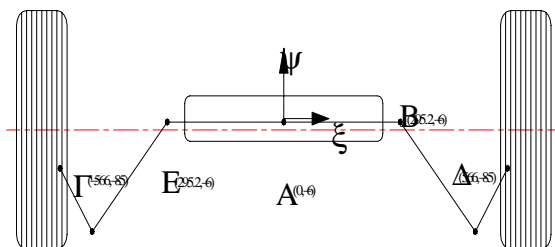
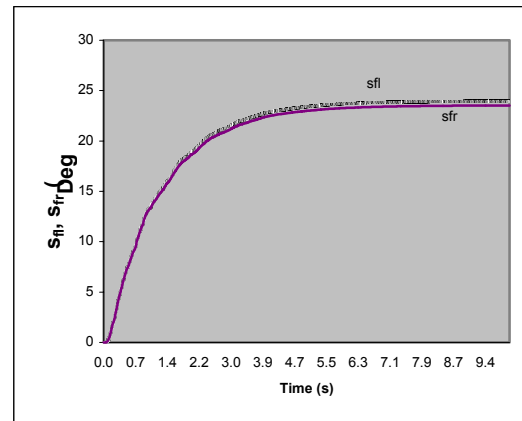
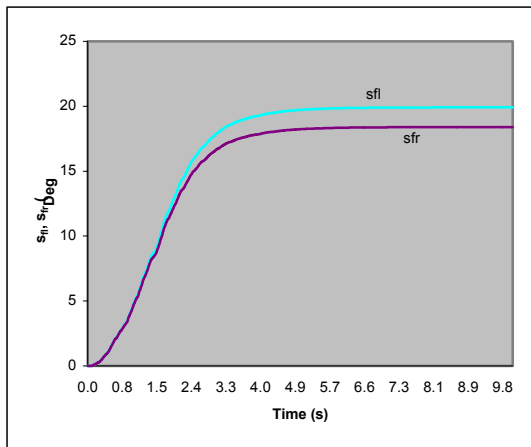
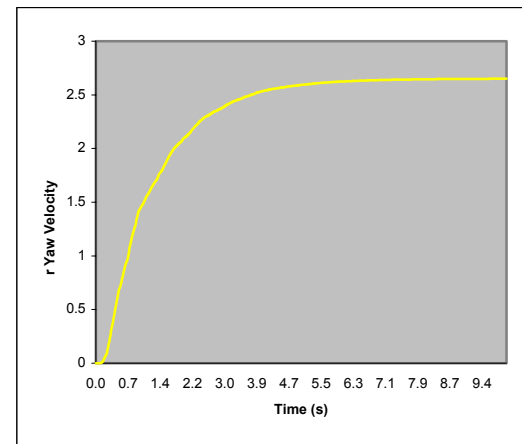
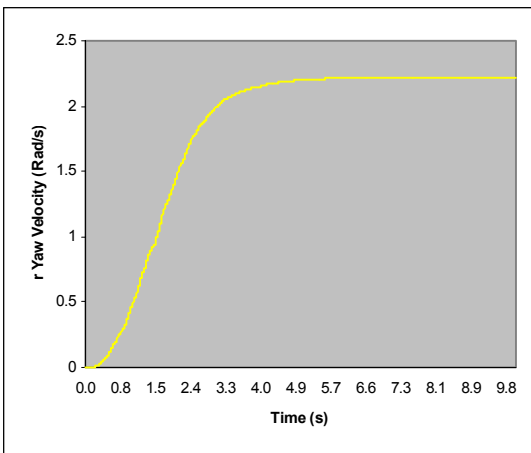
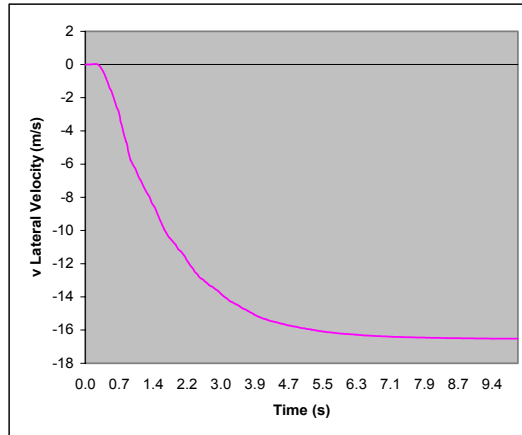
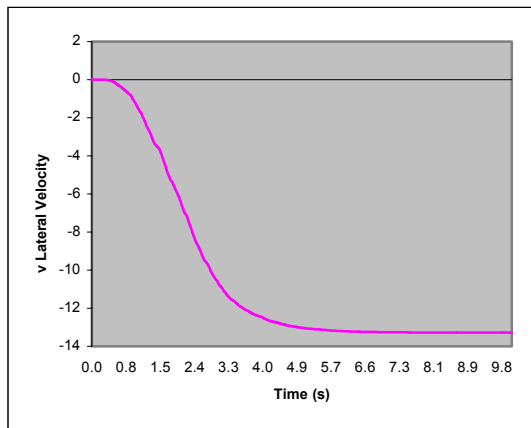
نوع معادلات حاکم بر رفتار دینامیکی خودر و ماهیت ناخطی قیدهای مسئله راه بر استفاده از روشهای تحلیلی بهینه‌سازی، می‌بندد. از میان روشهای عددی نیز، تنها روشهای جستجوی مستقیم^۵ به دلیل عدم نیازشان به مشتقات تابع هدف و قیدها، می‌توانند بکار گرفته شوند.

در تحقیق حاضر، برای حل مسئله مورد بحث از یک الگوریتم ژنتیک نخبه‌گرا استفاده شده است.

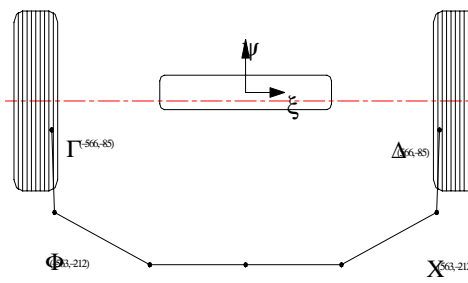
تفاوت این الگوریتم با الگوریتم ژنتیک ساده^۶ در این است که در روش الگوریتم ژنتیک نخبه‌گرا^۷، ویژگی‌های برازنده‌ترین کروموزوم هر نسل حفظ شده و پس از همگرایی الگوریتم کمترین مقدار (در مساله کمینه‌سازی) از میان این کروموزوم‌های حفظ شده بعنوان پاسخ بهینه انتخاب می‌شود.

بررسی نتایج

در شکل (۴) پاسخ‌های خودرو به ازای ورودی پله‌ای



شکل ۵: پاسخ‌های فرمان‌پذیری به همراه مختصات جدید اتصالات مکانیزم فرمان برای حالت بهینه.



شکل ۴: پاسخ‌های فرمان‌پذیری بر پایه مدل‌های دینامیکی انتخابی برای خودرو و فرمان به همراه مختصات نمونه اتصالات مکانیزم فرمان.

خلاصه و نتیجه گیری

در این پژوهش تاثیر هندسه مکانیزم فرمان و عملکرد دینامیکی آن بر پاسخ های دینامیکی خودرو به ویژه با نگرش فرمان پذیری بررسی شد و روش جدیدی برای تعیین مختصات اتصالات مکانیزم فرمان به منظور دستیابی به بهترین کیفیت فرمان پذیری با در نظر گرفتن قیدهای طراحی سیستم فرمان ارائه گردید. روش

پیشنهادی بدلیل استفاده از الگوریتم های ژنتیک امکان تعیین سریع مختصات بهینه اتصالات را برای هر نوع مکانیزم فرمان فراهم می کند. همچنین کارآیی روش پیشنهادی و صحت نتایج بدست آمده از طریق مقایسه رفتار دینامیکی نمونه عادی خودروی پیکان با نمونه اصلاح شده بر اساس نتایج بدست آمده در این پژوهش نشان داده شد.

مراجع

- ۱ - مولا، ک. "تاثیر پارامترهای سیستم فرمان بر رفتار دینامیکی خودرو." چهارمین کنفرانس سالانه مهندسی مکانیک انجمن مهندسان مکانیک ایران، دانشگاه شیراز، (۱۳۷۵).
- 1 - Andrzej, G. N. and Bindemann, A. C. (1989). "Handling properties of four wheel steering vehicles." *SAE*, Paper No. 890080.
- 2 - Suh, C. H. (1989). "Synthesis and analysis of suspension mechanism with use of displacement matrices." *SAE*, Paper No. 890098.
- 3 - Ellis, J. R. (1994). *Vehicle Handling Dynamics*. Mechanical Engineering Publications, London, PP. 147.
- 4 - Lukin, P., Gaspariyants, G. and Rodinov, V. (1989). *Automobile chassis design and calculations*. Mir Publishers, Moscow, PP. 357.
- 5 - Durstine, J. W. "The truck steering system from hand wheel to road wheel." *SAE*, Paper No.730039.

واژه های انگلیسی به ترتیب استفاده در متن

- | | | |
|-------------------------------------|-----------------------------------|------------------------------------|
| 1- Lateral Velocity | 2- Yaw Rate | 3- Ackerman Geometry |
| 4- Normalized | 5- Direct Search | 6- Simple Genetic Algorithms (SGA) |
| 7- Elitist Genetic Algorithms (EGA) | 8- Steady State | 9- Transient |
| 10- Population Size | 11- Maximum Number of Generations | |
| 12 - Sharing Function | | |

پیوست ۱- داده‌های خودرو

Vehicle Data ▼	Value ▼	Unit ▼
U	110	m/s
a	1.1	M
b	1.4	M
m	1000	Kg
I _z	1650	kg.m ²
t _f	1.321	M
t _r	1.321	M
Tyre Data ▼		
C	60000	N/rad
T	-1200	N.m/rad
Steering Data ▼		
K _{sc}	2500	N.m/rad
K _l	150000	N.m/rad
C'	1500	N.m/rad/s
I' _l	20	kg.m ²
r _{pinion}	0.0068	M

پیوست ۲- نمادها و واژه‌شناسی

b (m)	فاصله مرکز ثقل خودرو از عقب
t _f (m)	طول محور جلو
t _r (m)	طول محور عقب
S _{fl} (rad)	زاویه چرخش چرخ جلو چپ
S _{fr} (rad)	زاویه چرخش چرخ جلو راست
X _A , X _B ,... X _G ,	مختصات طولی اتصالات مکانیزم فرمان
Y _A , Y _B ,... Y _G ,	مختصات عرضی اتصالات مکانیزم فرمان
θ	زاویه ورودی به مکانیزم و خروجی از جعبه فرمان
M _t	ممان خارجی موجود بر روی چرخهای فرمانپذیر
N _{fl,fr,rl,rr}	ممان خود میزان وارد بر هر تایر
α _{fl,fr,rl,rr}	زاویه لغزش هر چرخ
m (kg)	جرم کل خودرو
U(m/s)	سرعت طولی خودرو
V(m/s)	سرعت طولی خودرو
U(rad/s)	سرعت پیچشی حول محور قائم
I _z (kg.m ²)	ممان اینرسی خودرو حول محور z
a (m)	فاصله مرکز ثقل خودرو از محور جلو
C.G	محل مرکز ثقل خودرو
S _w	زاویه ورودی به غربیلک فرمان
C _{fl,fr,rl,rr}	ضریب سختی جانبی هر تایر