

ارائه روشی جدید برای بهبود مانورپذیری خودروی سنگین مفصلی

رضا کاظمی (دانشیار)

شهرام آزادی (استادیار)

ناصر اسماعیلی* (دانشجوی دکتری)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

سید حامد طباطبایی اوره (استادیار)

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه آزاد اسلامی، تهران جنوب

مهندسی مکانیک شریف، (پیاو ۱۳۹۴)
دردی ۲ - ۳۱، شماره ۱، ص. ۵۳-۴۱

در این مقاله روشی جدید برای حذف خروج از مسیر، در یک خودروی سنگین مفصلی ارائه می شود که به بهبود مانورپذیری آن می انجامد. همچنین بر مبنای اصول هندسی و سینماتیکی، یک مدل مرجع برای ایجاد زاویه مفصل مطلوب ارائه می شود. تعقیب زاویه مطلوب فوق، انتهای تریلر را وادار به تعقیب مسیر چرخ پنجم خودرو می کند. بدین طریق، ضمن افزایش مانورپذیری خودروی مفصلی، جلوی دوران کنترل نشده نیمه تریلر نیز گرفته می شود. ورودی های مدل مرجع یاد شده عبارتند از سرعت طولی، سرعت جانبی و سرعت چرخشی واحد کشنده، و خروجی آن «زاویه مفصل مطلوب» است. برای تنظیم زاویه مفصل خودروی سنگین، یک سیستم کنترلی مبتنی بر منطق فازی طراحی شده است. این کنترل کننده با تنظیم زوایای چرخ های تریلر، رفتار خودرو را کنترل می کند. برای تنظیم سرعت چرخشی کشنده نیز یک کنترل کننده توسعه می یابد که با تغییر زاویه فرمان جلوی کشنده، این متغیر حرکتی را تنظیم می کند. نتایج شبیه سازی - شامل چندین مانور مختلف - مؤید تأثیر قابل ملاحظه روش پیشنهادی در بهبود مانورپذیری و پایداری خودروی مفصلی است. حساسیت روش پیشنهادی نسبت به خطای متغیرهای ورودی مدل مرجع نیز تحلیل شده است.

واژگان کلیدی: خودروی مفصلی، خروج از مسیر، زاویه مفصل مطلوب، دینامیک خودرو، فرمان فعال تریلر.

kazemi@kntu.ac.ir
azadi@kntu.ac.ir
nesmaeili@mail.kntu.ac.ir
hamedtaba@yahoo.com

۱. مقدمه

دلیل اصلی به کارگیری خودروهای مفصلی، صرفه جویی اقتصادی است، به طوری که با صرف هزینه کم تر، کالای بیشتری جابه جا می شود. در عین حال باید توجه داشت که به علت بلندی قابل توجه خودروهای مفصلی، مانورپذیری آنها کم شده و حرکت این نوع خودروها در جاده های باریک و خیابان های کوچک به سختی انجام می شود.^[۱] از طرف دیگر، به سبب ساختار دینامیکی پیچیده تر و مرکز ثقل بلندتر، پایداری حرکتی خودروهای مفصلی نسبت به خودروهای سواری کم تر است. در سال های اخیر، تحقیقات ارزشمندی در راستای بهبود مانورپذیری و پایداری خودروهای مفصلی انجام شده است.^[۲-۷] در این تحقیق به طور ویژه مسئله ی بهبود مانورپذیری مد نظر بوده و لذا تحقیقات انجام شده در این راستا مورد بررسی قرار گرفته است. اما پیش از مرور تحقیقات، لازم است معیار عملکردی «خروج از مسیر»^۱ معرفی شود.

* نویسنده مسئول

تاریخ: دریافت ۱۳۹۲/۱/۳۱، اصلاحیه ۱۳۹۲/۸/۵، پذیرش ۱۳۹۲/۸/۲۷.

هر خودروی مفصلی به طور مرسوم شامل واحد کشنده^۲ و نیمه تریلر^۳ است. «خروج از مسیر» یکی از معیارهای مهمی است که مانورپذیری خودروی مفصلی را تصویر می کند. در واقع، انحراف مسیر تریلر از کشنده را «خروج از مسیر» می نامند. از این رو، تحقیقات مرتبط با بهبود مانورپذیری بر حذف خروج از مسیر تمرکز داشته اند و در ادامه مورد بررسی قرار می گیرند.

در سال ۱۹۹۱، محققین برای حذف خروج از مسیر کنترل زاویه ی کورس را پیشنهاد دادند.^[۸] زاویه ی کورس در هر نقطه از خودرو، به عنوان زاویه ی بین بردار سرعت آن نقطه و محور طولی سیستم مختصات جهانی^۴ تعریف می شود.^[۹] در این روش برای حذف خروج از مسیر، به اکسل های نیمه تریلر چنان فرمان داده می شود که زاویه ی کورس انتهای تریلر، زاویه ی کورس ابتدای خودرو را تعقیب کند. با پیاده سازی این ایده، انتهای تریلر مجبور به تعقیب مسیر ابتدای خودرو می شود. اما در همان تحقیق اشاره شده است که این روش برای مانورهای با سرعت بالا قابل تعمیم نیست. در سال ۲۰۰۵، یک کنترل کننده ی فرمان فعال برای دست یابی به تعقیب ایده آل مسیر

در شرایط مختلف پیشنهاد شد.^[۱۰] کنترل‌کننده‌ی فرمان فعال پیشنهادی، در روشی مشابه با کنترل‌کننده‌ی نوتسو، مسیر پیچیده شده‌ی عقب تریلر بر مسیر چرخ پنجم منطبق می‌شود. علاوه بر این، کنترل‌کننده روی یک خودروی آزمایشگاهی آزمایش شده است. نتایج حاصله نشان داده که کنترل‌کننده قادر به بهبود نسبی عملکرد هدایت خودرو در سرعت کم است. در سال ۲۰۰۸ نیز روش «راننده‌ی مجازی» برای حذف خروج از مسیر پیشنهاد شد.^[۱۱] در واقع کنترل‌کننده‌ی پیشنهادی آنها یک راننده‌ی مجازی است که در انتهای نیمه‌تریلر مستقر شده و با فرمان دادن به چرخ‌های نیمه‌تریلر، انتهای تریلر را وادار به تعقیب مسیر کشنده می‌کند.

از نقطه‌نظر طراحی سیستم کنترلی خودرو، ردیابی زاویه‌ی مفصل مرجع برای دستیابی به تعقیب ایده‌آل مسیر، نسبت به تمام روش‌های ذکرشده ساده‌تر و کاربردی‌تر به نظر می‌رسد؛ چرا که زاویه‌ی مفصل به‌سادگی اندازه‌گیری می‌شود، درحالی که اندازه‌گیری زاویه‌ی کورس یا خطای ردیابی به‌سادگی ممکن نیست. متأسفانه، تحقیقات مفصل و کارآمدی در زمینه‌ی کنترل زاویه‌ی مفصل انجام نشده است. در سال ۱۹۹۸ محققین زاویه‌ی مفصل مطلوب را با یک تابع انتقال مرتبه اول تقریب زدند.^[۱۲] ضرایب این تابع طوری تعیین شده که تریلر در یک مانور تعویض خط با سرعت بالا، مسیرکشنده را تعقیب کند. واضح است که استفاده از مقدار مرجع پیشنهادی در هنگام دورزنی با سرعت کم و زوایای مفصل بزرگ، غیر ممکن است. در سال ۲۰۰۶ نیز برای بهبود مانورپذیری حرکت تریلر، یک سیستم کنترلی براساس خطی‌سازی فیدبک ارائه شد.^[۱۳] این سیستم با تعقیب زاویه‌ی مفصل مرجع، انتهای تریلر را وادار به تعقیب مسیر چرخ پنجم می‌سازد. زاویه‌ی مفصل مرجع فوق، بر مبنای سرعت چرخشی واحد تریلر و سرعت عرضی چرخ پنجم تعریف شده است. با وجود این، توضیحی در ارتباط با الگوریتم تعیین و فرمول‌بندی زاویه‌ی مفصل مرجع ارائه نشد. در سال ۲۰۰۸، مقدار مرجع زاویه‌ی مفصل با فرض حرکت خودروی مفصلی در یک مسیر دایره‌ای با شعاع ثابت محاسبه شد.^[۱۴] واضح است که این مقدار مرجع برای به‌کارگیری در مانورهای حالت گذرا مناسب نیست. در سال ۲۰۱۰ از این مقدار مرجع برای طراحی کنترل تطبیقی پیشگیر از قیچی کردن^۵، استفاده شد.^[۱۵] با توجه به سادگی اندازه‌گیری زاویه‌ی مفصل، در این مقاله نیز بهبود مانورپذیری خودروی مفصلی به‌واسطه‌ی تنظیم زاویه‌ی مفصل مورد نظر است. البته مطابق آنچه که در قسمت مرور مقالات ملاحظه شد، تاکنون روش مناسبی برای تعیین مقدار مطلوب زاویه‌ی مفصل ارائه نشده است. از این رو در این مقاله به‌کارگیری یک روش سیستماتیک مبتنی بر تحلیل هندسی - سینماتیکی، مقدار مطلوبی برای زاویه‌ی مفصل پیشنهاد می‌شود که تعقیب آن در سرعت‌های کم و زیاد و انواع مانورها، حذف خروج از مسیر را در پی داشته باشد. در ادامه‌ی این مقاله، ابتدا یک مدل صفحه‌یی غیرخطی از خودروی سنگین مفصلی ارائه می‌شود. سپس مدل مرجع زاویه‌ی مفصل بیان می‌شود. در ادامه یک کنترل‌کننده‌ی فازی برای تنظیم زاویه‌ی مفصل از طریق تغییر زوایای فرمان چرخ‌های تریلر طراحی می‌شود. همچنین یک کنترل‌کننده‌ی دیگر برای تنظیم سرعت چرخشی کشنده توسعه خواهد یافت. و در نهایت، با استفاده از شبیه‌سازی‌های رایانه‌یی، صحت مزایای استفاده از روش پیشنهادی این مقاله در بهبود ردیابی مسیر چرخ پنجم تأیید می‌شود.

۲. مدل خودرو

مدل خودرو مورد نظر، یک مدل ۱۴ درجه آزادی از خودروی مفصلی است که دینامیک سوئی این خودرو را شبیه‌سازی می‌کند. درجات آزادی متعلق به این مدل

عبارت‌اند از: سرعت طولی و جانبی کشنده (V_{yt}, V_{xt})، سرعت چرخشی کشنده (r_t)، زاویه‌ی مفصل مابین کشنده و تریلر (γ) و سرعت‌های زاویه‌یی چرخ‌ها ($\omega_i, i = 1 \dots 10$). مطابق شکل ۱، سه دستگاه مختصات برای ارائه‌ی معادلات دینامیکی سیستم به‌کار گرفته شده است. $X_n Y_n$ دستگاه مختصات اینرسیال، $X_t Y_t$ دستگاه مختصات کشنده و $X_s Y_s$ دستگاه مختصات تریلر است که دو دستگاه اخیر، به‌ترتیب در مرکز جرم واحد کشنده و تریلر ثابت شده‌اند. دستگاه مختصات $X_t Y_t$ و دستگاه مختصات $X_s Y_s$ به‌ترتیب با سرعت زاویه‌یی r_t و r_s دوران می‌کنند. (r_t سرعت چرخشی کشنده و r_s سرعت چرخشی نیمه‌تریلر است.) بنابراین سرعت زاویه‌ی مفصل با رابطه‌ی ۱ بیان خواهد شد.

$$\dot{\gamma} = r_s - r_t \quad (۱)$$

همچنین بر مبنای قانون دوم نیوتن و با توجه به این که حرکت صفحه‌یی خودرو مد نظر است، سه معادله‌ی حرکت برای واحد کشنده و سه معادله‌ی حرکت برای واحد تریلر نوشته می‌شود. سپس با حذف نیروهای قیدی وارده در چرخ پنجم، چهار معادله‌ی حرکت اصلی به دست می‌آید که با استفاده از آنها حرکت صفحه‌یی خودروی مفصلی شبیه‌سازی می‌شود. این ۴ معادله‌ی حرکت عبارت‌اند از:

$$(m_t + m_s)(\dot{V}_{xt} - r_t V_{yt}) + m_s [L_{wt} r_t^* + L_{fs} r_s^* \cos \gamma + L_{fs} \dot{r}_s \sin \gamma] = F_{xtt} + F_{xts} \quad (۲)$$

$$(m_t + m_s)(\dot{V}_{yt} + r_t V_{xt}) + m_s [L_{fs} r_s^* \sin \gamma - L_{wt} \dot{r}_t - L_{fs} \dot{r}_s \cos \gamma] = F_{ytt} + F_{yts} \quad (۳)$$

$$I_{zt} \dot{r}_t + m_t (\dot{V}_{yt} + r_t V_{xt}) L_{wt} = M_{zt} + F_{ytt} L_{wt} \quad (۴)$$

$$I_{zs} \dot{r}_s - m_t (\dot{V}_{xt} - r_t V_{yt}) L_{fs} \sin \gamma + m_t (\dot{V}_{yt} + r_t V_{xt}) L_{fs} \cos \gamma = M_{zs} - F_{xtt} \sin \gamma L_{fs} + F_{ytt} \cos \gamma L_{fs} \quad (۵)$$

که در آن‌ها:

$$F_{ytt} = \sum_{i=1}^f F_{yi} \quad F_{xtt} = \sum_{i=1}^f F_{xi} \quad (۶)$$

$$F_{xts} = \left(\sum_{i=0}^{10} F_{xi} \right) \cos \gamma - \left(\sum_{i=0}^{10} F_{yi} \right) \sin \gamma \quad (۷)$$

$$F_{yts} = \left(\sum_{i=0}^{10} F_{xi} \right) \sin \gamma + \left(\sum_{i=0}^{10} F_{yi} \right) \cos \gamma \quad (۸)$$

$$F_{yi} = F_{ti} \sin \delta_i + F_{si} \cos \delta_i \quad F_{xi} = F_{ti} \cos \delta_i - F_{si} \sin \delta_i \quad (۹)$$

$$M_{zt} = (F_{x1} + F_{x2} - F_{x10} - F_{x2}) \frac{T_{Wt}}{r} + (F_{y1} + F_{y2}) L_{ft} - (F_{y3} + F_{y4}) L_{rt} \quad (۱۰)$$

$$M_{zs} = (F_{x6} + F_{x8} + F_{x10} - F_{x5} - F_{x7} - F_{x9}) \frac{T_{Ws}}{r} - (F_{y5} + F_{y6})(L_{rs} - L_{ts}) - (F_{y7} + F_{y8}) L_{rs} - (F_{y9} + F_{y10})(L_{rs} + L_{ts}) \quad (۱۱)$$

به‌منظور ایجاد نیروهای رانشی (F_{ti}) و نیروهای جانبی (F_{si}) در تایرها از مدل تایلر داگف^۶ استفاده شده است.^[۱۶] نسبت لغزش، زاویه‌ی لغزش جانبی، نیروی نرمال چرخ‌ها و ضریب اصطکاک سطح جاده ورودی‌های مدل فوق را تشکیل می‌دهند.

بر این اساس، یک کد نرم‌افزاری برای شبیه‌سازی حرکت خودروی مفصلی در نرم‌افزار متلب تعبیه شده است.

$$\begin{aligned} u_{\delta, \nu, 9} &= V_{xs} - r_s \frac{T_{ws}}{\gamma}, & u_{\delta, \lambda, 10} &= V_{xs} + r_s \frac{T_{ws}}{\gamma}, \\ v_{\delta, 6} &= V_{ys} - r_s (L_{rs} - L_{ts}), & v_{\nu, \lambda} &= V_{ys} - r_s L_{rs}, \\ v_{9, 10} &= V_{ys} - r_s (L_{rs} + L_{ts}) \end{aligned} \quad (15)$$

زاویه‌ی لغزش جانبی هر چرخ نیز عبارت است از:

$$\alpha_i = \delta_i - \tan^{-1} \left(\frac{v_i}{u_i} \right) \quad (16)$$

سرعت مرکز چرخ در امتداد طولی چرخ عبارت است از:

$$u_{wi} = u_i \cos \delta_i + v_i \sin \delta_i \quad (17)$$

بنابراین، نسبت لغزش طولی هر چرخ چنین برآورد می‌شود:

$$s_i = \frac{u_{wi} - R\omega_i}{\max(u_i, R\omega_i)} \quad \text{with} \quad i = 1 : 10 \quad (18)$$

که در آن ω_i سرعت دورانی چرخ است. در نهایت نیروهای رانشی و جانبی تأثیر توسط مدل داگوف ارائه می‌شود:

$$\lambda = \frac{\mu F_{zi} \left(1 - \varepsilon_r u_i \sqrt{s_i^2 + \tan^2 \alpha_i} \right) (1 - s_i)}{2 \sqrt{C_i^2 s_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}} \quad (19)$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda(2 - \lambda) & \text{if } \lambda < 1 \\ 1 & \text{if } \lambda > 1 \end{cases} \quad (20)$$

$$F_{si} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 - s_i} f(\lambda) \quad (21)$$

$$F_{ti} = \frac{C_s s_i}{1 - s_i} f(\lambda) \quad (22)$$

۳. مدل تأییر

نیروهای رانشی و جانبی اعمال شده بر خودروی مفصلی، در محل تماس تأییر با زمین به وجود می‌آیند. نیروهای رانشی بر اثر شتاب‌گیری یا ترمزگیری به وجود می‌آیند و نیروهای جانبی که برای تنظیم جهت خودرو لازم است، در حین چرخش خودرو ایجاد می‌شوند. ورودی‌های مدل عبارت‌اند از: زاویه‌ی لغزش جانبی، نسبت لغزش طولی چرخ و نیروی نرمال تأییر. مطابق شکل ۱ سرعت‌های طولی و عرضی در مرکز هر چرخ از واحد کشنده عبارت‌اند از:

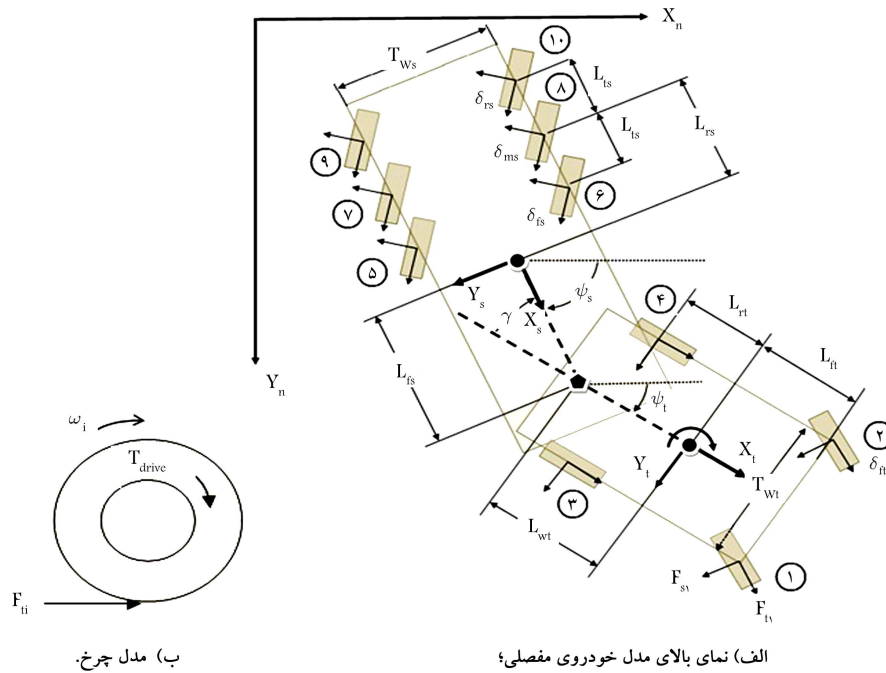
$$\begin{aligned} u_{1,2} &= V_{xt} - r_t \frac{T_{wt}}{\gamma}, & u_{2,2} &= V_{xt} + r_t \frac{T_{wt}}{\gamma} \\ v_{2,2} &= V_{yt} - r_t L_{rt}, & v_{1,2} &= V_{yt} + r_t L_{ft}, \end{aligned} \quad (12)$$

تعریف سرعت مرکز جرم نیمه‌تریلر در مختصات $X_s Y_s$ برای محاسبه‌ی سرعت‌های طولی و عرضی چرخ‌های تریلر ضروری است. این سرعت‌ها عبارت‌اند از:

$$V_{xs} = V_{xt} \cos \gamma + V_{yt} \sin \gamma - L_{wt} r_t \sin \gamma \quad (13)$$

$$V_{ys} = -V_{xt} \sin \gamma + V_{yt} \cos \gamma - L_{wt} r_t \cos \gamma - L_{fs} r_s \quad (14)$$

که V_{ys} و V_{xs} به‌ترتیب سرعت‌های طولی و عرضی مربوط به مرکز جرم نیمه‌تریلر در جهات X_s و Y_s است. به این ترتیب، سرعت‌های طولی و عرضی در هر مرکز



شکل ۱. مدل ۱۴ درجه آزادی خودروی مفصلی.

۴. استخراج زاویه‌ی مفصل مطلوب

در این بخش، زاویه‌ی مفصل مطلوب چنان به دست می‌آید که ردیابی مقدار مرجع فوق سبب شود انتهای تریلر، مسیر چرخ پنجم را در تمام سرعت‌ها ردیابی کند. بنابراین، مقدار مورد نظر را می‌توان به‌عنوان مدل مرجع برای سیستم‌های کنترلی تعریف کرد. به‌منظور توسعه‌ی این روش یک خودروی مفصلی در لحظه‌ی T و در $T + T_d$ در شکل ۲ نشان داده شده است. فاصله‌ی زمانی T_d مدت زمان مورد نیاز خودروی مفصلی برای پیمودن فاصله بین انتهای نیمه‌تریلر و چرخ پنجم است. موقعیت چرخ پنجم در زمان T و در زمان $T + T_d$ به ترتیب با $f(T)$ و $f(T + T_d)$ نشان داده شده است. همچنین موقعیت انتهای نیمه‌تریلر در زمان T و در لحظه‌ی $T + T_d$ به ترتیب با $S(T)$ و $S(T + T_d)$ نشان داده شده است.

هدف اصلی این مقاله، حذف خروج از مسیر و به‌عبارتی از بین بردن انحراف موقعیت، بین نقاط $f(T)$ و $S(T + T_d)$ است. براساس شکل ۲، با ردیابی زاویه‌ی مفصل مرجع $\Gamma_d(T + T_d)$ می‌توان به این هدف دست یافت. در ادامه‌ی این بخش، یک روش ابتکاری برای ارائه‌ی $\Gamma_d(T + T_d)$ توسعه می‌یابد. براساس شکل ۲ رابطه‌ی ۲۳ را می‌توان برای $\Gamma_d(T + T_d)$ تعریف کرد:

$$\Gamma_d(T + T_d) = \tan^{-1} \frac{\Delta y_f}{\Delta x_f} \quad (23)$$

که در آن Δx_f و Δy_f به ترتیب جابه‌جایی طولی و عرضی چرخ پنجم در فاصله‌ی زمانی T_d است. نکته‌ی مهم، محاسبه‌ی Δx_f و Δy_f در دستگاه مختصات متصل به کشنده $(x_t y_t)$ در لحظه‌ی $T + T_d$ است. البته باید توجه داشت که Δx_f و Δy_f در دستگاه مختصات متصل به کشنده در لحظه‌ی $T + T_d$ محاسبه می‌شود (یعنی در دستگاه مختصات $x_t^{T+T_d} y_t^{T+T_d}$). به علت حرکت دستگاه مختصات $(x_t y_t)$ محاسبه‌ی Δx_f و Δy_f سراسر نیست. برای انجام این کار، فاصله‌ی زمانی T_d به فواصل مساوی به طول ΔT و به تعداد j تقسیم می‌شود، به‌طوری که $j = T_d / \Delta T$ محاسبه می‌شود.

بازه زمانی ΔT باید به اندازه‌ی کافی کوچک باشد. در شکل ۳ ایده‌ی به‌کارگرفته شده در این نوشتار تصویر شده است. (توجه داشته باشید که در لحظه‌ی دلخواه $T + k\Delta T$ مختصات ثابت شده روی واحد کشنده با $x_t^{T+k\Delta T} y_t^{T+k\Delta T}$ نمایش داده شده است.)

براساس شکل ۲، Δx_f و Δy_f چنین تعریف می‌شوند:

$$\Delta x_f = x_f(T + T_d) - x_f(T) \quad (24)$$

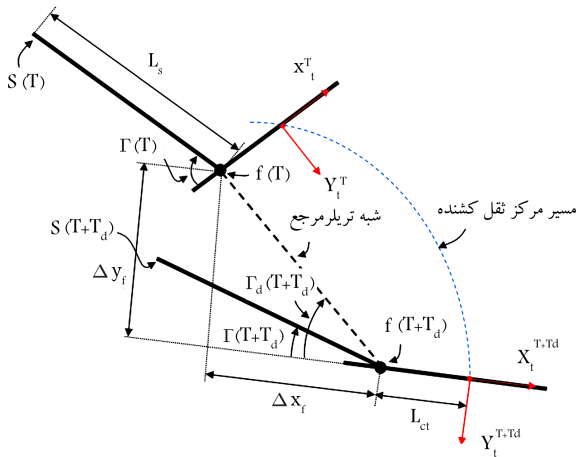
$$\Delta y_f = y_f(T + T_d) - y_f(T) \quad (25)$$

برای تعیین $x_f(T)$ و $y_f(T)$ در دستگاه $x_t^{T+T_d} y_t^{T+T_d}$ به‌سادگی در دستگاه $x_t^{T+T_d} y_t^{T+T_d}$ تعریف می‌شوند:

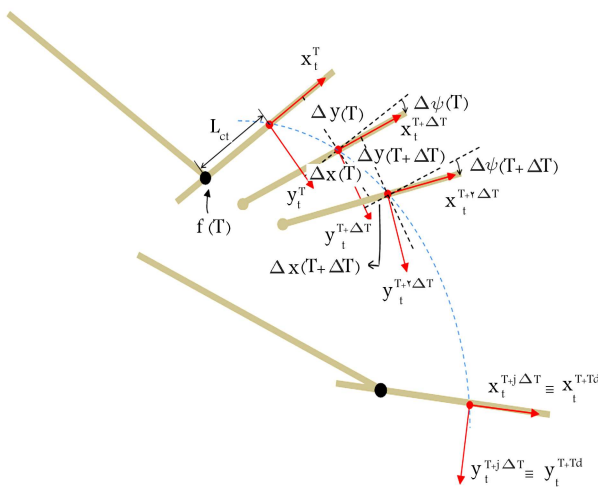
$$x_f(T + T_d) = -L_{ct} \quad (26)$$

$$y_f(T + T_d) = 0 \quad (27)$$

برای تعیین $x_f(T)$ و $y_f(T)$ در دستگاه $x_t^{T+T_d} y_t^{T+T_d}$ از ایده‌ی نشان داده شده در شکل ۳ استفاده می‌شود. در مرحله‌ی اول، با یک تجزیه و تحلیل ساده‌ی هندسی، موقعیت طولی و عرضی نقطه‌ی $f(T)$ در دستگاه مختصات $x_t^{T+\Delta T} y_t^{T+\Delta T}$



شکل ۲. شماتیک خودروی مفصلی در لحظه‌ی T و $T + T_d$.



شکل ۳. نمایش ایده‌ی به‌کارگرفته شده برای تعریف زاویه‌ی مفصل مطلوب.

تعیین می‌شود:

$$x_f(T) = -[\Delta x(T) + L_{ct}] \cos[\Delta \psi(T)] - \Delta y(T) \sin[\Delta \psi(T)] \quad (28)$$

$$y_f(T) = -[\Delta x(T) + L_{ct}] \sin[\Delta \psi(T)] - \Delta y(T) \cos[\Delta \psi(T)] \quad (29)$$

که در آن $\Delta x(T)$ ، $\Delta y(T)$ و $\Delta \psi(T)$ تغییرات طولی، جانبی و چرخشی مربوط به مرکز نقل کشنده در لحظه‌ی T و در فاصله‌ی زمانی ΔT است. با پیگیری روش یادشده، $x_f(T)$ و $y_f(T)$ را می‌توان در دستگاه مختصات $x_t^{T+\Delta T} y_t^{T+\Delta T}$ به دست آورد.

$$\begin{aligned} x_f(T) &= -[\Delta x(T) + L_{ct}] \cos[\Delta \psi(T) + \Delta \psi(T + \Delta T)] \\ &\quad - \Delta x(T + \Delta T) \cos[\Delta \psi(T + \Delta T)] \\ &\quad - \Delta y(T) \sin[\Delta \psi(T) + \Delta \psi(T + \Delta T)] \\ &\quad - \Delta y(T + \Delta T) \sin[\Delta \psi(T + \Delta T)] \end{aligned} \quad (30)$$

نتیجه‌ی جایگزینی معادلات ۳۷ و ۳۸ در رابطه‌ی ۲۳، زاویه‌ی مفصل مطلوب در هر زمان است. در روش ارائه‌شده، لحظه‌ی زمانی $T + T_d$ صریحاً مشخص نشده است. چنان که در ابتدای این بخش گفته شد، مدت زمان مورد نیاز خودروی مفصلی برای پیمودن فاصله‌ی بین انتهای شبه‌تریلر و چرخ پنجم است. بر مبنای شکل ۲ و با استفاده از قضیه‌ی فیثاغورث، می‌توان تعیین کرد که خودروی مفصلی فاصله‌ی L_s را پیموده است یا خیر:

$$\Delta x_f^2 + \Delta y_f^2 \geq L_s^2 \quad (39)$$

طرح بیان شده برای تعیین زاویه‌ی مفصل مطلوب در شکل ۴ نمایش داده شده است. نمونه‌های u_t ، v_t و ψ_t در بافرها ذخیره می‌شوند. مقدار Δx_f و Δy_f در هر لحظه، با استفاده از دو رابطه‌ی ۳۷ و ۳۸ محاسبه می‌شود. در قدم بعدی باید مشخص شود که خودروی مفصلی به اندازه‌ی L_s جابه‌جا شده است یا خیر. در صورتی که شرط ارائه‌شده در رابطه‌ی ۳۹ برآورده شود، زاویه‌ی مفصل مطلوب طبق رابطه‌ی ۲۳ تعیین شده و قدیمی‌ترین نمونه‌های u_t ، v_t و ψ_t با تعریف $n = n + 1$ فراموش می‌شود. در غیر این صورت، زاویه‌ی مفصل مطلوب به دست آمده در مرحله‌ی پیش، به عنوان زاویه‌ی مفصل جدید منظور می‌شود.

۱.۴. طراحی سیستم کنترل

هدف اصلی سیستم کنترل، ردیابی زاویه‌ی مفصل مطلوب است. برای رسیدن به این هدف کنترل فرمان فعال چرخ‌های تریلر پیشنهاد شده است. در این نوشتار میزان زاویه‌ی فرمان محور میانی تریلر براساس نظریه‌ی فازی تعیین می‌شود.

برای طراحی سیستم کنترل با استفاده از منطق فازی، تجزیه و تحلیل ارتباط میان زاویه‌ی فرمان چرخ‌های تریلر و زاویه‌ی مفصل ضرورت می‌یابد. در شکل ۵ این رابطه به صورت شماتیک نمایش داده شده است. خطای بین زاویه‌ی مفصل واقعی و مقدار مرجع چنین تعریف می‌شود:

$$e_\gamma = \gamma - \gamma_d \quad (40)$$

ساختار سیستم کنترل در شکل ۶ نمایش داده شده است. چنان که مشاهده می‌شود، کنترل‌کننده دارای دو ورودی سیگنال -- شامل خطای زاویه‌ی مفصل (e_γ) و نرخ این خطا ($\dot{e}_\gamma$) -- است. خروجی کنترل‌کننده فازی، زاویه‌ی فرمان محور میانی تریلر است. زاویه‌ی فرمان دو محور دیگر تریلر را نیز می‌توان با استفاده از مقدار زاویه‌ی فرمان محور میانی و بر مبنای زاویه‌ی لغزش مساوی محورها تعیین کرد.

توابع عضویت نرمال شده در شکل ۷ ارائه شده است. چنان که مشاهده می‌شود، جز در دو انتها، از توابع عضویت مثلثی استفاده می‌شود. در جدول ۱ قوانین کنترلی نمایش داده شده است. یادآور می‌شود پایگاه قواعد براساس دانش فرد خبره و شبیه‌سازی مانورهای گوناگون تحت شرایط مختلف تنظیم شده است.

زاویه‌ی مفصل یکی از کلیدی‌ترین متغیرهای حرکتی خودروی مفصلی است. دلیل این امر آن است که با تنظیم زاویه‌ی مفصل می‌توان از دوران شدید واحد نیمه‌تریلر پیشگیری کرد و همچنین با تعقیب یک مقدار مطلوب مناسب، می‌توان خروج از مسیر را کمینه کرد. بنابراین تنظیم زاویه‌ی مفصل می‌تواند به طور همزمان پایداری تریلر و مانورپذیری این واحد را تضمین کند.

چنان که گفته شد، زاویه‌ی فرمان محور میانی تریلر برابر خروجی کنترل‌کننده‌ی فازی تعریف می‌شود. برای تنظیم زاویه‌ی فرمان دو محور دیگر از روش پیشنهادی

$$\begin{aligned} y_f(T) = & [\Delta x(T) + L_{ct}] \sin[\Delta\psi(T) + \Delta\psi(T + \Delta T)] \\ & + \Delta x(T + \Delta T) \cos[\Delta\psi(T + \Delta T)] \\ & - \Delta y(T) \cos[\Delta\psi(T) + \Delta\psi(T + \Delta T)] \\ & - \Delta y(T + \Delta T) \cos[\Delta\psi(T + \Delta T)] \end{aligned} \quad (31)$$

در نهایت، با ادامه‌ی همان روش، موقعیت نقطه‌ی $f(T)$ در دستگاه مختصات $x_t^{T+T_d}, y_t^{T+T_d}$ را می‌توان چنین بیان کرد:

$$\begin{aligned} x_f(T) = & -L_{ct} \cos\left[\sum_{k=n}^{j-1} \Delta\psi(T + k\Delta T)\right] \\ & + \sum_{k=n}^{j-1} \left\{ -\Delta x(T + k\Delta T) \cos\left[\sum_{m=k}^{j-1} \Delta\psi(T + m\Delta T)\right] \right. \\ & \left. - \left[\sum_{k=n}^{j-1} \left\{ \Delta y(T + k\Delta T) \sin\left[\sum_{m=k}^{j-1} \Delta\psi(T + m\Delta T)\right] \right\} \right] \right\} \end{aligned} \quad (32)$$

$$\begin{aligned} y_f(T) = & L_{ct} \sin\left[\sum_{k=n}^{j-1} \Delta\psi(T + k\Delta T)\right] \\ & + \sum_{k=n}^{j-1} \left\{ \Delta x(T + k\Delta T) \sin\left[\sum_{m=k}^{j-1} \Delta\psi(T + m\Delta T)\right] \right. \\ & \left. - \left[\sum_{k=n}^{j-1} \left\{ \Delta y(T + k\Delta T) \cos\left[\sum_{m=k}^{j-1} \Delta\psi(T + m\Delta T)\right] \right\} \right] \right\} \end{aligned} \quad (33)$$

که در آن n یک عدد صحیح است که در شروع شبیه‌سازی معادل صفر تعریف می‌شود. روابط بین $\Delta x(T)$ ، $\Delta y(T)$ و $\Delta\psi(T)$ و متغیرهای حرکتی خودرو را می‌توان به صورت تقریبی چنین بیان کرد:

$$\Delta x(T + i\Delta T) = u_t(T + i\Delta T)\Delta T \quad (34)$$

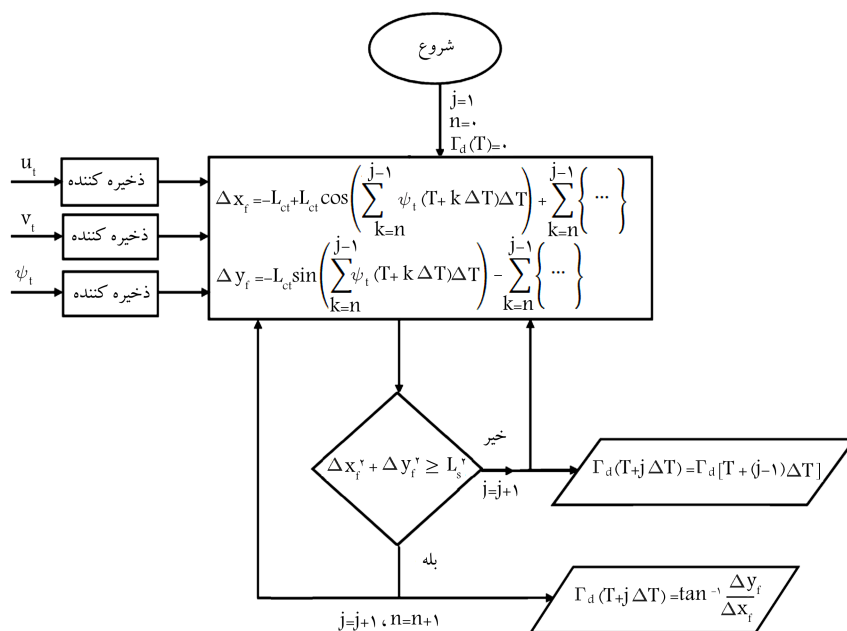
$$\Delta y(T + i\Delta T) = v_t(T + i\Delta T)\Delta T \quad (35)$$

$$\Delta\psi(T + m\Delta T) = \dot{\psi}_t(T + i\Delta T)\Delta T \quad (36)$$

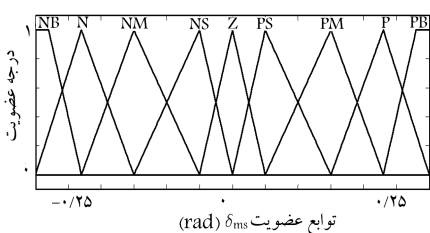
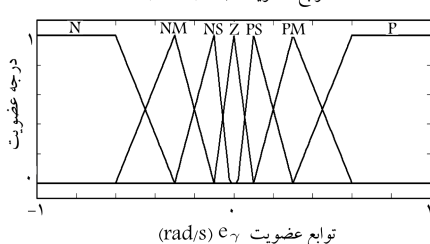
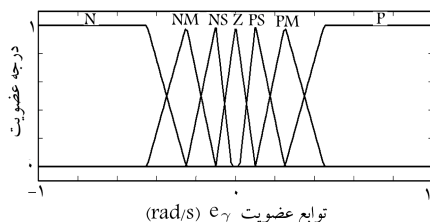
سرانجام با استفاده از معادلات ۲۴ تا ۲۷ و ۳۲ تا ۳۶، Δx_f و Δy_f محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} \Delta x_f(T) = & -L_{ct} + L_{ct} \cos\left[\sum_{k=n}^{j-1} \dot{\psi}_t(T + k\Delta T)\Delta T\right] \\ & + \sum_{k=n}^{j-1} \left\{ u_t(T + k\Delta T)\Delta T \cos\left[\sum_{m=k}^{j-1} \dot{\psi}_t(T + m\Delta T)\Delta T\right] \right. \\ & \left. - \sum_{k=n}^{j-1} \left\{ [v_t(T + k\Delta T)\Delta T] \sin\left[\sum_{m=k}^{j-1} \dot{\psi}_t(T + m\Delta T)\Delta T\right] \right\} \right\} \end{aligned} \quad (37)$$

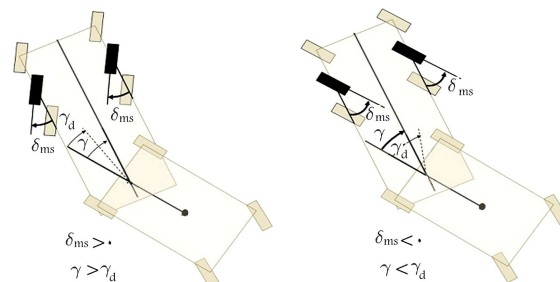
$$\begin{aligned} \Delta y_f(T) = & -L_{ct} \sin\left[\sum_{k=n}^{j-1} \dot{\psi}_t(T + k\Delta T)\Delta T\right] \\ & - \sum_{k=n}^{j-1} \left\{ u_t(T + k\Delta T)\Delta T \sin\left[\sum_{m=k}^{j-1} \dot{\psi}_t(T + m\Delta T)\Delta T\right] \right. \\ & \left. - \sum_{k=n}^{j-1} \left\{ [v_t(T + k\Delta T)\Delta T] \cos\left[\sum_{m=k}^{j-1} \dot{\psi}_t(T + m\Delta T)\Delta T\right] \right\} \right\} \end{aligned} \quad (38)$$



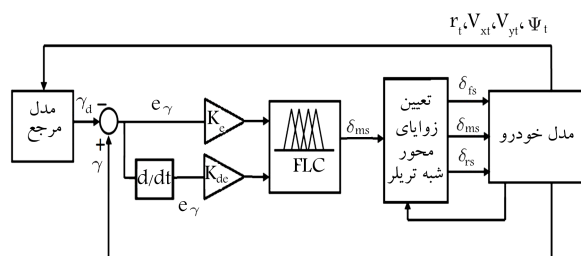
شکل ۴. فلوچارت محاسبه‌ی زاویه‌ی مفصل مطلوب.



شکل ۷. پایگاه داده‌ی نرمال‌شده.



شکل ۵. دو وضعیت کلی در دور زدن خودروی مفصلی هنگام فعال‌سازی سیستم کنترل.



شکل ۶. ساختار سیستم کنترلی.

۲.۴. طراحی کنترل‌کننده‌ی سرعت چرخشی کشنده

براساس تحقیقات انجام شده، در میان متغیرهای حرکتی خودرو، سرعت چرخشی کشنده نقش مهمی در پایداری و فرمان‌پذیری خودرو دارد. در برخی از تحقیقات اشاره شده که این کمیت حرکتی مهم‌ترین عاملی است که راننده با احساس تغییر آن، عملکرد خودرو را ارزیابی می‌کند.^[۱۸] به عبارت دیگر راننده با تغییر زاویه‌ی فرمان درصدد تنظیم سرعت چرخشی خودرو است. از طرف دیگر باید توجه داشت که

محققین استفاده شده است.^[۱۷] ایده‌ی کلیدی روش فوق این است که زاویه‌ی فرمان محور جلو و عقبی شبه‌تریار چنان به دست می‌آید که هر سه محور نیروی جانبی یکسانی ایجاد کنند. بنابراین زاویه‌ی فرمان دو محور دیگر عبارت‌اند از:

$$\delta_{fs} = \arctan \left(\tan(\delta_{ms}) + \frac{L_{ts}}{V_{xt}} r_t \right) \quad (41)$$

$$\delta_{rs} = \arctan \left(\tan(\delta_{ms}) - \frac{L_{ts}}{V_{xt}} r_s \right) \quad (42)$$

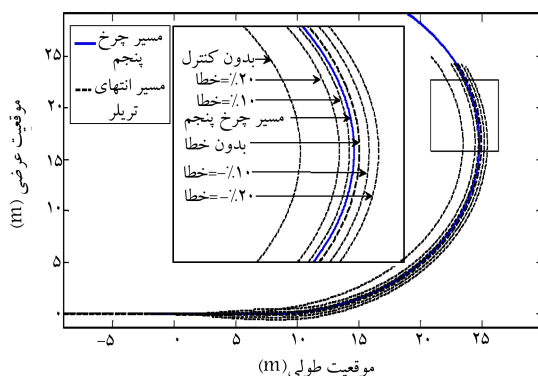
جدول ۱. قوانین کنترل کننده‌ی فازی.

e_r	$\dot{e}_r$	δ_{ms}	e_r	$\dot{e}_r$	δ_{ms}	e_r	$\dot{e}_r$	δ_{ms}
N	N	NB	NS	Z	NS	PS	PM	P
N	NM	NB	NS	PS	Z	PS	P	P
N	NS	N	NS	PM	PS	PM	N	NS
N	Z	N	NS	P	PM	PM	NM	Z
N	PS	NM	Z	N	N	PM	NS	PS
N	PM	NS	Z	NM	NM	PM	Z	PM
N	P	Z	Z	NS	NS	PM	PS	P
NM	N	NB	Z	Z	Z	PM	PM	P
NM	NM	N	Z	PS	PS	PM	P	PB
NM	NS	N	Z	PM	PM	P	N	Z
NM	Z	NM	Z	P	P	P	NM	PS
NM	PS	NS	PS	N	NM	P	NS	PM
NM	PM	Z	PS	NM	NS	P	Z	P
NM	P	PS	PS	NS	Z	P	PS	P
NS	N	N	PS	Z	PS	P	PM	PB
NS	NM	N	PS	PS	PM	P	P	PB
NS	NS	NM						

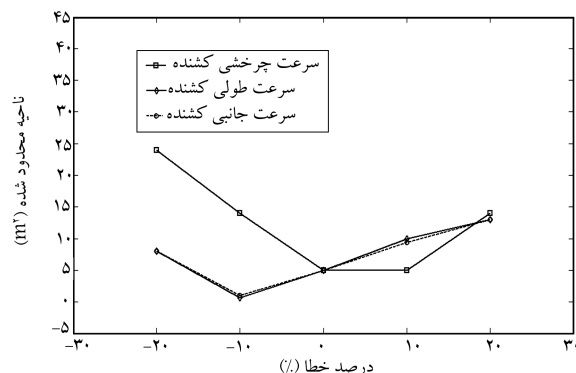
متغیرهای مذکور مورد سؤال است. علاوه بر این، به نظر می‌رسد افزایش بازه زمانی ΔT (فاصله‌ی زمانی بین دو نمونه از متغیر)، تأثیر مهمی بر عملکرد سیستم دارد. لذا اثر تغییر بازه زمانی ΔT بر عملکرد سیستم، باید بررسی شود. به منظور انجام تجزیه و تحلیل حساسیت، شبیه‌سازی در هر دو سرعت بالا و پایین انجام می‌شود. در مانور با سرعت کم، خودروی مفصلی ابتدا با سرعت ۱۵ کیلومتر بر ساعت حرکت می‌کند و پس از آن در معرض ورودی فرمان پله‌یی قرار می‌گیرد. در شکل ۸، مسیر حرکت خودروی مفصلی در ازای خطاهای مختلف در سرعت چرخشی کشنده نشان داده شده است. پیداست که خطای زیاد در سرعت چرخشی، منجر به افزایش انحراف از مسیر می‌شود، اما منجر به واگرایی نمی‌شود. علت اصلی عدم واگرایی، قابلیت فراموشی روش پیشنهادی است.

برای ارائه‌ی یک معیار مناسب برای انجام تحلیل حساسیت، مساحت ناحیه‌ی بین مسیر چرخ پنجم و مسیر انتهایی تریلر در هر مانور محاسبه می‌شود. این مقدار را می‌توان به عنوان معیار عملکرد انتخاب کرد. به عنوان مثال، مساحت این ناحیه برای خودروی بدون کنترل برابر 45 m^2 است، در حالی که با استفاده از کنترل کننده این ناحیه به 5 m^2 کاهش می‌یابد. در شکل ۹ معیار فوق در مقابل درصد خطا روی هر سه متغیر، در طول مانور دور زدن با سرعت کم نمایش داده شده است. از نتایج به دست آمده چنین استنباط می‌شود که خطا در سرعت چرخشی کشنده اثر عمده‌یی بر عملکرد ردیابی دارد. با این حال، سرعت چرخشی را می‌توان به واسطه‌ی یک سنسور معمولی اندازه گرفت و 20° درصد خطا، فرض بسیار بدبینانه‌یی است.

در مانور با سرعت بالا، خودرو در ابتدا مسیری مستقیم با سرعت 70° کیلومتر بر ساعت را طی می‌کند و سپس به طور ناگهانی مانور تعویض خط یگانه را انجام می‌دهد.



شکل ۸. مسیر خودروی مفصلی در سطوح مختلف خطا در سرعت چرخشی کشنده.



شکل ۹. عملکرد اندازه‌گیری در مقابل درصد خطای متغیرها در طول مانور دور زدن با سرعت کم.

یک راننده‌ی معمولی بیشتر وقت خود را صرف رانندگی در شتاب‌های پایین می‌کند و به طور حسی با محدوده‌ی کارکرد خودرو در ناحیه‌ی خطی آشناست. بنابراین بهترین اتفاقی که ممکن است رخ دهد آن است که در شرایط حدی و مانورهای با شتاب جانبی بالا نیز، راننده احساسی نزدیک به حرکت در شرایط خطی را داشته باشد. از این رو مقدار مطلوب سرعت چرخشی در تحقیقات مربوط به خودروی سواری چنین بیان می‌شود:

$$\frac{r_{td}}{\delta_{driver}} = G_r \quad (43)$$

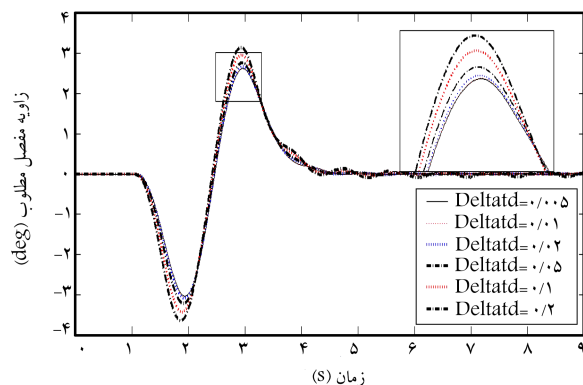
که در آن r_{td} نشانگر سرعت چرخشی مطلوب، δ_{driver} زاویه‌ی فرمان اعمال شده توسط راننده، و G_r بهره‌ی سرعت چرخشی در حالت ماناست.^[۱۹] برای تعقیب مقدار مطلوب ارائه شده، کنترل فرمان چرخ‌های محور جلو کشنده پیشنهاد می‌شود. این کنترل کننده، یک سیستم کنترلی از نوع تناسبی - مشتقی^۷ است و با تنظیم زاویه‌ی فرمان چرخ‌های محور فوق، سرعت چرخشی را وادار می‌کند که مقدار مطلوب یاد شده را تعقیب کند.

$$\delta_{ft} = k_p e_r + k_d \dot{e}_r \quad (44)$$

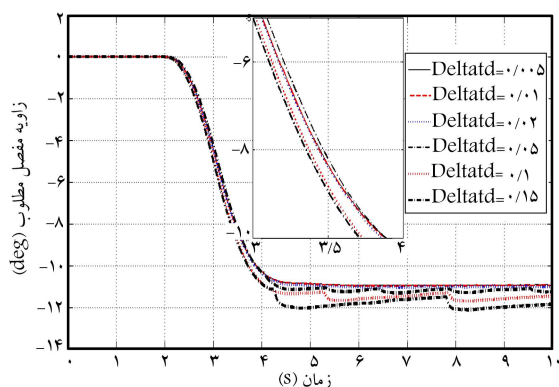
$$e_r = r_t - r_{td} \quad (45)$$

۵. تحلیل حساسیت

با توجه به رابطه‌های ۲۳، ۳۷ و ۳۸ برای محاسبه‌ی زاویه‌ی مفصل مطلوب، لازم است تعداد قابل توجهی نمونه از متغیرهای v_t ، u_t و $\dot{\psi}_t$ در روابط سری قرار گیرد. سرعت چرخشی کشنده $\dot{\psi}_t$ را می‌توان با استفاده از حساسه‌های استاندارد اندازه‌گیری کرد. این درحالی است که سرعت طولی و عرضی (v_t ، u_t) با استفاده از مشاهده‌گر - که در اینجا مورد بحث قرار نمی‌گیرند - تخمین زده می‌شود. از آنجا که اندازه‌گیری و تخمین کاملاً دقیق نیست، حساسیت روش پیشنهادی در برابر خطای



شکل ۱۲. زاویه‌ی مفصل مطلوب ایجاد شده در مانور تعویض خط سرعت بالا برای اندازه‌های مختلف ΔT .

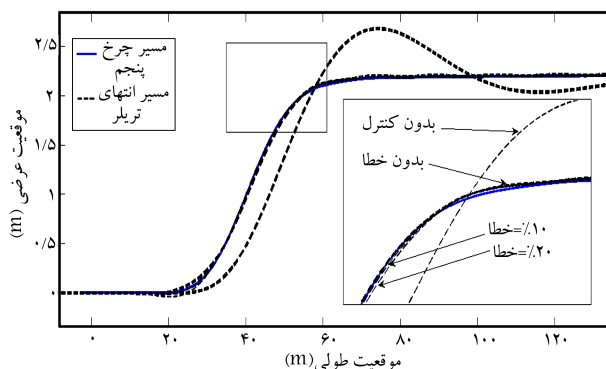


شکل ۱۳. اندازه زاویه‌ی مرجع تولید شده برای مقادیر ΔT .

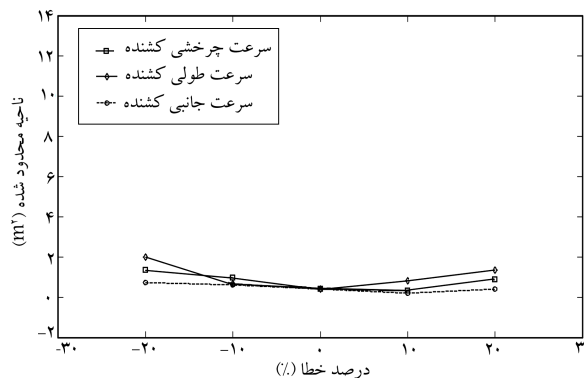
به تدریج به آن همگرا می‌شود. این کار همچنین برای مانور دور زدن در سرعت کم انجام می‌شود. با توجه به نتایج به تصویر کشیده شده در شکل ۱۳ مشاهده می‌شود که اندازه‌ی زاویه‌ی مرجع تولید شده برای مقادیر ΔT کم‌تر از 0.5° ثانیه مناسب است. اما برای مقادیر بزرگ‌تر، فاصله‌ی قابل توجهی وجود دارد که ممکن است کیفیت عملکرد سیستم را تنزل دهد.

۶. نتایج شبیه‌سازی

به منظور بررسی روش پیشنهادی، با استفاده از مدل غیر خطی ارائه شده از خودرو، چندین مانور شبیه‌سازی شده است. در مانور اول و دوم، برای درک بهتر اثر زاویه‌ی مفصل مطلوب پیشنهادی در بهبود مانورپذیری، مقایسه‌ی بین روش‌های مختلف صورت می‌گیرد. در مانور سوم اثر کنترل همزمان سرعت چرخشی و زاویه‌ی مفصل بررسی می‌شود. در مانور چهارم نیز خودروی مفصلی مجهز به کنترل‌کننده‌ی سرعت چرخشی و کنترل‌کننده‌ی زاویه‌ی مفصل، در شرایط بسیار سختی در مانور حرکت مارپیچ ارزیابی می‌شود. ضمناً چنان که در بخش پیشین اشاره شد، اندازه‌گیری سرعت جانبی نیازمند توسعه‌ی تخمین‌گر است. با توجه به این که در این پژوهش طراحی تخمین‌گر مورد نظر نیست، در مانور سوم و چهارم سرعت جانبی با 2° درصد خطا و آغشته به نویز سفید با واریانس $10^{-4} \times 2$ در نظر گرفته می‌شود. در این پژوهش عملگرهای فرمان مدله شده‌اند، اما برای عملگرهای فوق نرخ تغییرات زاویه‌ی فرمان حداکثر 12° درجه بر ثانیه در نظر گرفته شده است که این مقدار برای عملگرهای موجود میزان قابل دسترسی است.



شکل ۱۰. مسیر خودرو در سطوح مختلف از خطای مثبت سرعت چرخشی کشنده.

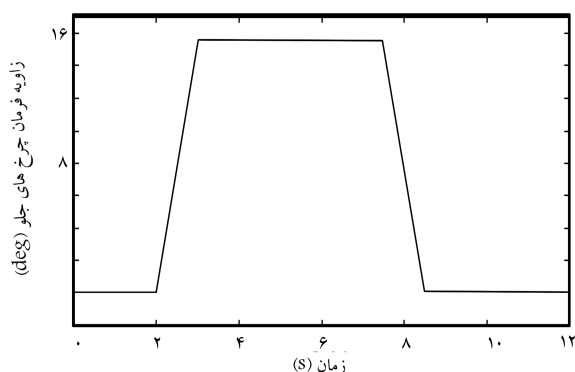


شکل ۱۱. عملکرد اندازه‌گیری در مقابل درصد خطای سرعت چرخشی، سرعت طولی و سرعت عرضی واحد تریلر.

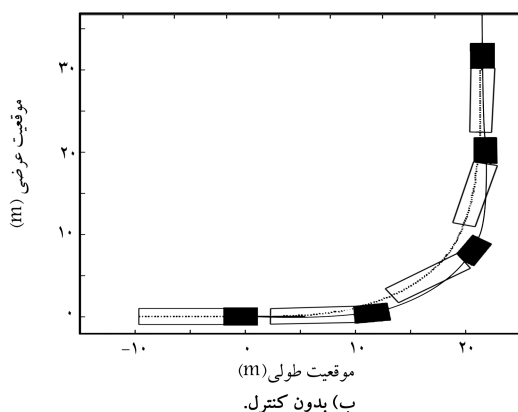
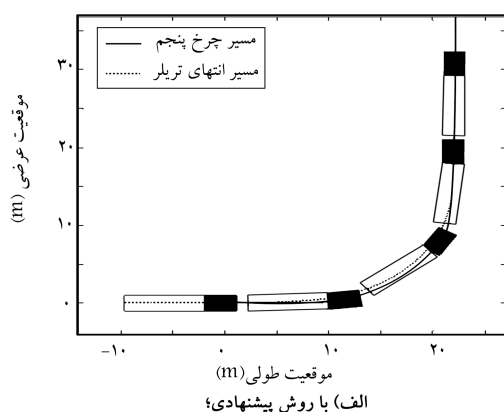
در شکل ۱۰، مسیر خودرو به ازای چندین خطای مثبت روی سرعت چرخشی کشنده نشان داده شده است. روشن است که عملکرد ردیابی در طول مانور تعویض خط با سرعت بالا، اندکی تحت تأثیر خطای سرعت چرخشی است. مساحت ناحیه‌ی محدود بین مسیر چرخ پنجم و انتهای عقب تریلر برای خودروی بدون کنترل‌کننده 26 m^2 است در حالی که با استفاده از کنترل‌کننده این ناحیه به 4.22 m^2 کاهش می‌یابد. در شکل ۱۱ معیار عملکرد، در مقابل درصد خطای سرعت چرخشی، سرعت طولی و سرعت عرضی واحد تریلر رسم شده است. نتایج نشان می‌دهد که خطا در متغیرها، تأثیر ناچیزی بر عملکرد ردیابی، در مانور با سرعت بالا دارد.

بنابراین، روش ارائه شده در این نوشتار در سرعت‌های بالا از حساسیت کم‌تری نسبت به خطای متغیرها برخوردار است، که نتیجه‌ی معقول و منطقی است. وقتی سرعت خودرو افزایش می‌یابد، اندازه‌ی بازه زمانی T_d کوتاه‌تر می‌شود. در نتیجه زاویه‌ی مفصل مرجع با تعداد کم‌تری از نمونه‌ها ایجاد می‌شود و کل خطای ایجاد شده توسط تمام نمونه‌ها کوچک‌تر خواهد شد.

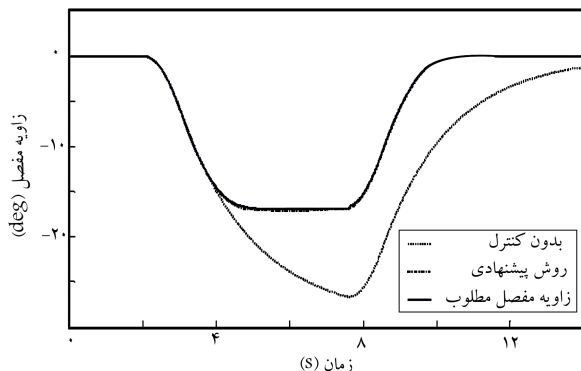
در تمامی شبیه‌سازی‌ها، بازه زمانی ΔT که برابر با گام شبیه‌سازی زمان است برابر 0.05° ثانیه در نظر گرفته شده است. اگرچه کوچک شدن بازه زمانی منجر به دقیق‌تر شدن ردیابی می‌شود، افزایش حجم محاسبات را به دنبال خواهد داشت. در این بخش، تأثیر مقادیر مختلف بازه زمانی ΔT بر عملکرد سیستم بررسی می‌شود. در شکل ۱۲، زاویه‌ی مفصل مطلوب ایجاد شده در مانور تعویض خط در سرعت بالا، برای اندازه‌های مختلف ΔT نشان داده شده است. روشن است که برای مقادیر ΔT کم‌تر از 0.1° ثانیه، تفاوت قابل توجهی بین مقادیر مرجع تولید شده وجود ندارد. با این حال، برای مقدار بزرگ‌تر ΔT ، زاویه‌ی مرجع حول پاسخ دقیق نوسان می‌کند و



شکل ۱۴. زاویه فرمان در مانور دورزدن در سرعت پایین.



شکل ۱۵. انیمیشن حرکت خودروی مفصلی.



شکل ۱۶. پاسخ زاویه مفصل.

۱.۶. مانور دورزدن در سرعت پایین

همان‌طور که اشاره شد در این مانور تأثیر زاویه مفصل مطلوب پیشنهادی بررسی می‌شود. از این رو روش ارائه‌شده با دو روش به کار گرفته شده در مطالعات قبلی مقایسه می‌شود. این روش‌ها به‌طور خلاصه در ادامه تعریف می‌شوند.

۱. ساختار کنترل‌کننده این روش شبیه سیستم ارائه شده در پژوهش حاضر است. با این حال، زاویه مفصل مطلوب (γ_d') براساس فرض زاویه فرمان ثابت اعمالی توسط راننده تعریف می‌شود. [۱۵]

$$\gamma_d' = \arctan \frac{2d_p V_{xt} g_{rft}}{V_{xt}^2 - (d_p g_{rft})^2} \quad (46)$$

۲. سیستم کنترلی این روش مبتنی بر ایده‌ی نوتسو^۸ است. [۸] در این روش متغیر کنترلی زاویه کورس انتهای تریلر است و مقدار مطلوب آن زاویه کورس^۹ چرخ پنجم است.

خودرو با سرعت اولیه ۱۵ کیلومتر بر ساعت در جاده‌ی خشک در حال حرکت است. زاویه فرمان اعمال شده توسط راننده به چرخ‌های جلوی واحد کشنده در شکل ۱۴ نشان داده شده است. در شکل ۱۵ انیمیشن حرکت خودروی مفصلی در دو حالت -- بدون کنترل و با استفاده از روش پیشنهادی -- نمایش داده شده است. در این شکل تأثیر قابل ملاحظه‌ی روش پیشنهادی در کاهش خطای تعقیب مسیر نسبت به روش‌های مختلف به‌وضوح مشاهده می‌شود.

در شکل ۱۶ زاویه مفصل مطلوب پیشنهادی، و همچنین زاویه مفصل در دو حالت با/بدون کنترل نمایش داده شده است. ملاحظه می‌شود که کنترل‌کننده‌ی فازی پیشنهادی به‌طور رضایت‌بخشی مقدار مطلوب را ردیابی می‌کند.

در این قسمت عملکرد روش پیشنهادی با روش‌های پیشین و همچنین حالت بدون کنترل مقایسه می‌شود. برای مقایسه، از معیار عملکرد ارائه‌شده در قسمت «تحلیل حساسیت» استفاده می‌کنیم. با توجه به شکل ۱۷، روشن است که در روش پیشنهادی و روش ۱ ناحیه‌ی جاروب شده برای خودرو به‌میزان ۸۰ درصد کاهش می‌یابد.

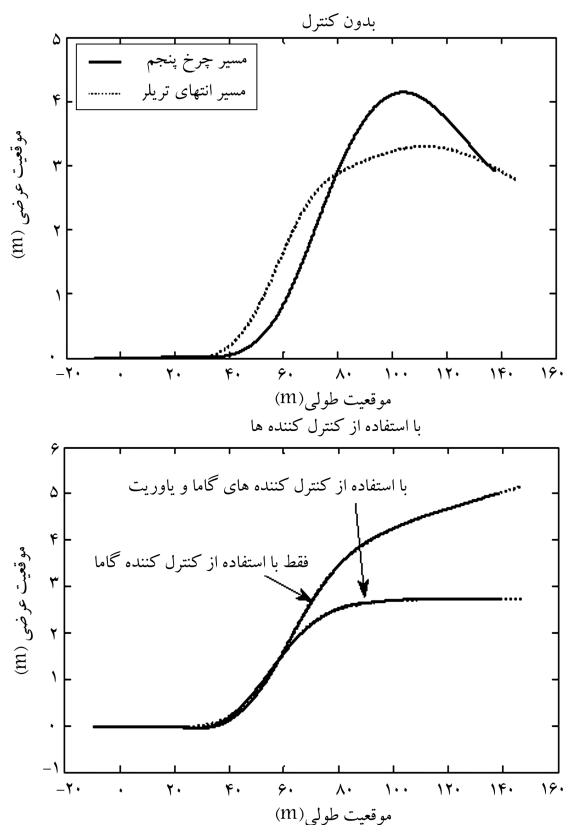
۲.۶. مانور تعویض خط با سرعت بالا

در این مانور خودرو در ابتدا با سرعت ۷۰ کیلومتر بر ساعت در جاده‌ی خشک در حال حرکت است که در ثانیه‌ی یکم، زاویه فرمان سینوسی با دامنه‌ی ۳ درجه و فرکانس ۰/۵ هرتز به چرخ‌های جلو اعمال می‌شود. در شکل ۱۸ انیمیشن حرکت خودروی مفصلی در دو حالت با/بدون کنترل مقایسه شده است. تأثیر قابل ملاحظه‌ی رویکرد پیشنهادی در کاهش خروج از مسیر، در شکل ۱۸ نمایان است.

در شکل ۱۹، معیار عملکرد پیشنهادی برای مانور تعویض خط به تصویر کشیده شده است. به‌راحتی می‌توان ملاحظه کرد که روش پیشنهادی، عملکرد موثرتری در کاهش «خروج از مسیر» دارد.

۳.۶. مانور تعویض خط با سرعت بالا و ضریب اصطکاک کم

در این مانور خودرو با سرعت ۹۰ کیلومتر بر ساعت و بر روی جاده‌ی با ضریب اصطکاک ۰/۳ در حال حرکت است، که راننده در ثانیه‌ی یکم زاویه فرمانی با دامنه‌ی ۳ درجه و فرکانس ۰/۵ هرتز به چرخ‌های جلو خودرو اعمال می‌کند. نتایج این مانور در سه حالت مختلف مقایسه می‌شود. در حالت نخست هیچ کنترل‌کننده‌ی



شکل ۲۰. مسیر حرکت خودروی مفصلی در مانور تعویض خط با سرعت بالا و ضریب اصطکاک کم.

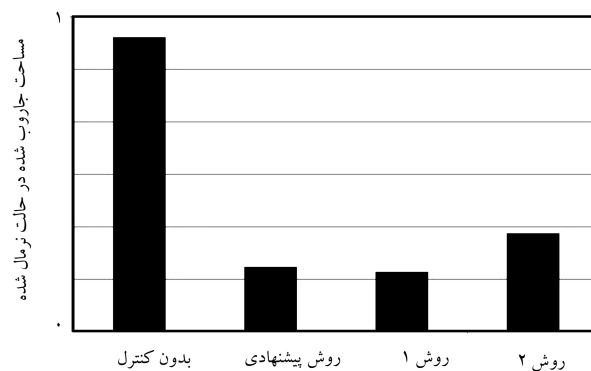
راننده داشته است. در نهایت در حالت سوم که کنترل همزمان صورت می‌گیرد، ملاحظه می‌شود که هم خروج از مسیر کمینه است و هم مانور تعویض خط با کیفیت مناسبی انجام شده است.

در شکل ۲۱ متغیرهای کنترلی در سه حالت مورد نظر تصویر شده‌اند. نکته‌ی قابل توجه در این تصاویر تفاوت میان زاویه‌ی مفصل مطلوب و زاویه‌ی مفصل در حالت بدون کنترل است، که اختلاف قابل توجهی میان این دو کمیت وجود دارد. اثر نامطلوب این تفاوت زیاد در شکل قبلی -- یعنی حالت بدون کنترل که در آن خروج از مسیر چشمگیر بود -- ملاحظه شد. در تصویر چهارم شکل ۲۱ نیز سرعت جانبی واقعی و سرعت جانبی همراه با خطا و آغشته به نويز نمایش داده شده است. در شکل ۲۲ نیز زوایای فرمان به تصویر کشیده شده است.

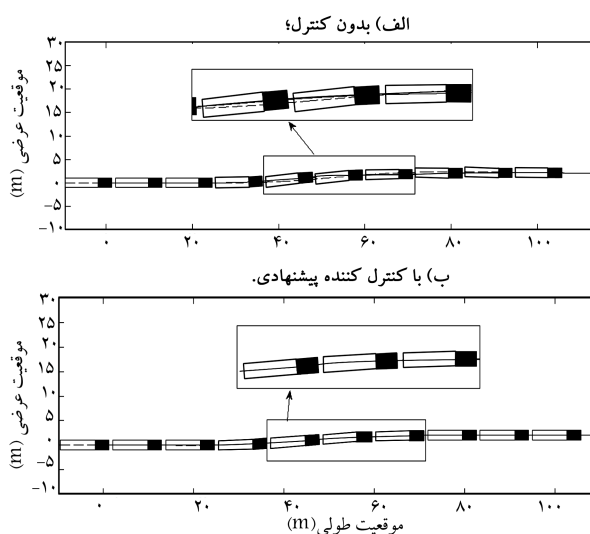
۴.۶. مانور حرکت مارپیچ در جاده‌ی بسیار لغزنده

در این مانور خودرو با سرعت ۸۰ کیلومتر بر ساعت روی جاده‌ی با ضریب اصطکاک ۰/۲ در حال حرکت است، که راننده زاویه‌ی فرمانی مطابق تصویر اول در شکل ۲۳ به چرخ‌های جلو خودرو وارد می‌کند. در این مانور عملکرد سیستم در دو حالت با و بدون کنترل همزمان مقایسه شده است. در شکل ۲۴ مسیر حرکت خودرو در دو حالت ذکر شده مقایسه شده است. تفاوت کیفیت حرکت در این شکل به‌طور محسوسی قابل مشاهده است. در شکل ۲۵ متغیرهای کنترلی نمایش داده شده است.

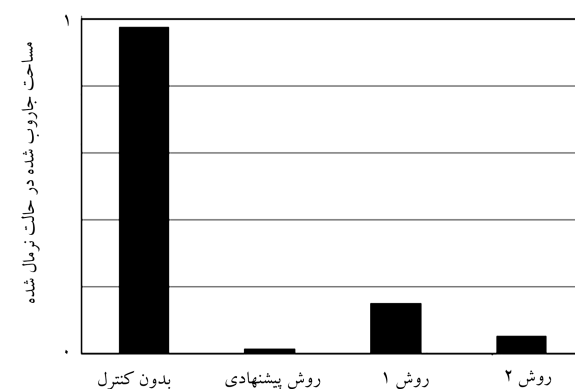
در حالی که در برخی مراجع تنها زاویه‌ی مفصل کنترل شده است، [۲۱] با



شکل ۱۷. ناحیه‌ی جاروب شده برای متدهای گوناگون.

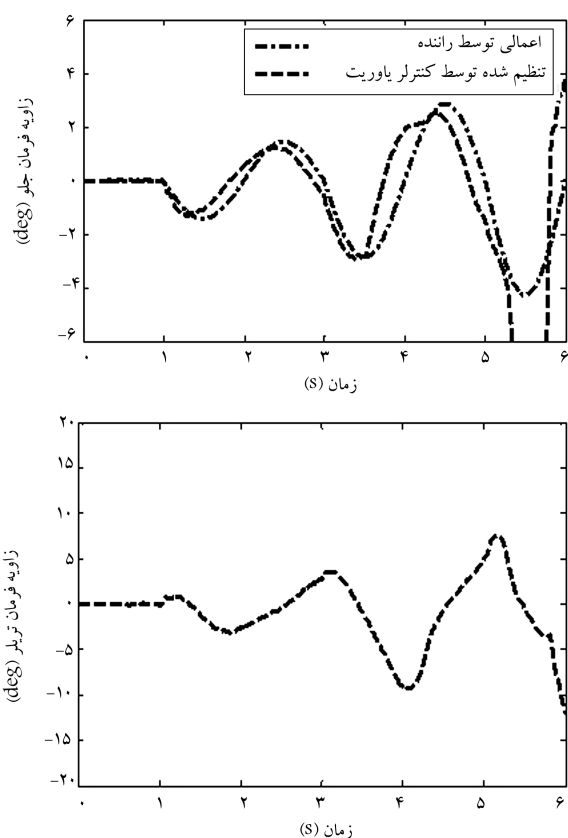


شکل ۱۸. انیمیشن حرکت خودرو در مانور تعویض خط.

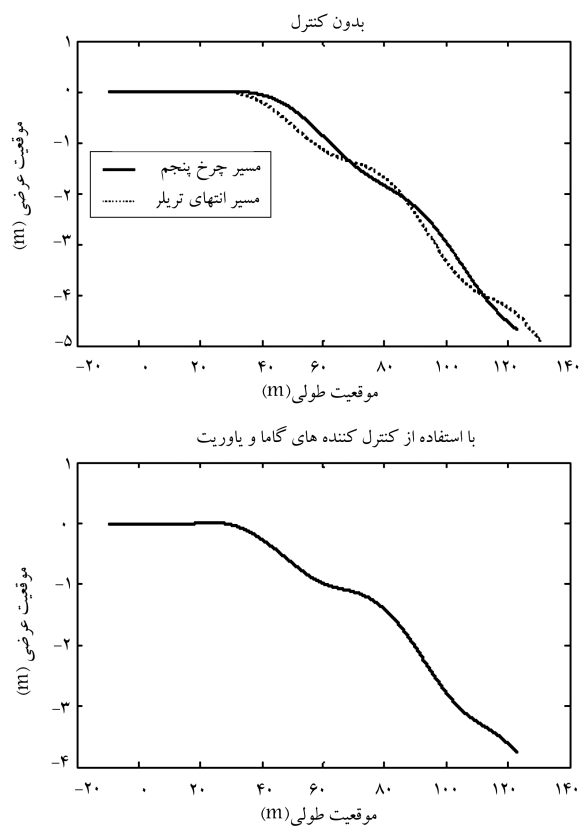


شکل ۱۹. ناحیه‌ی جاروب شده برای متدهای گوناگون.

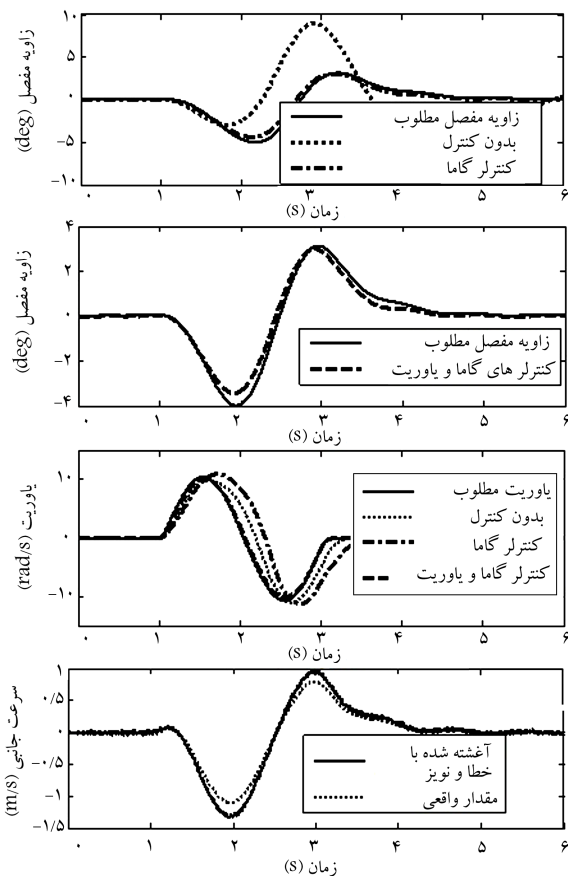
فعال نیست. در حالت دوم فقط کنترل‌کننده‌ی زاویه‌ی مفصل فعال است. در حالت سوم کنترل‌کننده‌ی زاویه‌ی مفصل و سرعت چرخشی به‌طور همزمان فعال‌اند. چنان که در شکل ۲۰ مشاهده می‌شود، در حالت بدون کنترل «خروج از مسیر» قابل توجهی میان مسیر حرکت کشنده و تریلر وجود دارد. در حالت دوم که تنها کنترل‌کننده‌ی زاویه‌ی مفصل فعال است، خروج از مسیر حذف شده ولی ملاحظه می‌شود که خودرو در مسیر مناسبی هدایت نشده و انحراف قابل توجهی نسبت به مسیر مطلوب



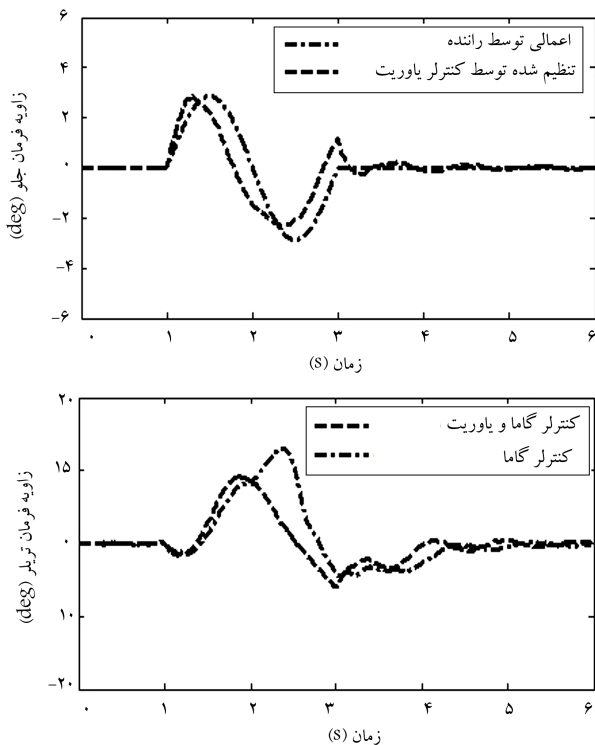
شکل ۲۳. زوایای فرمان در مانور حرکت مارپیچ.



شکل ۲۴. مسیر حرکت خودروی مفصلی در مانور حرکت مارپیچ.



شکل ۲۵. متغیرهای کنترلی در مانور تعویض خط با سرعت بالا و ضریب اصطکاک کم.

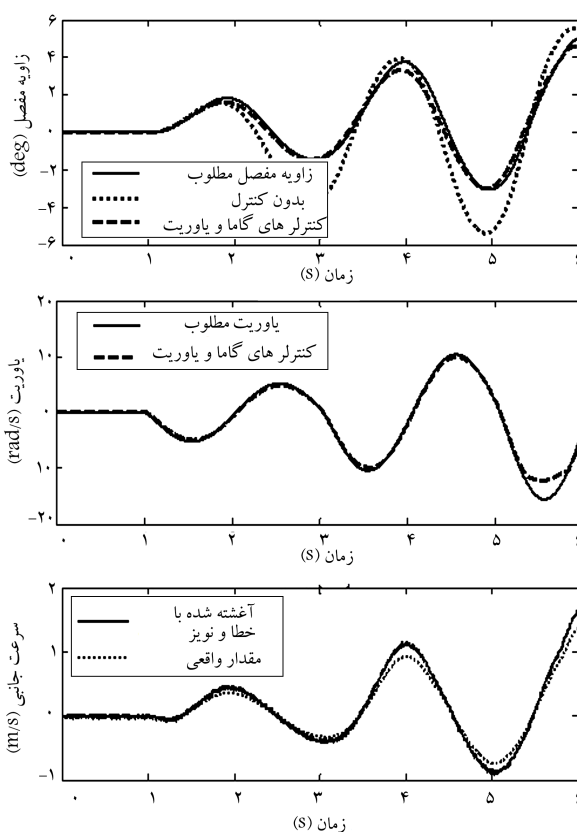


شکل ۲۶. زوایای فرمان در مانور تعویض خط با سرعت بالا و ضریب اصطکاک کم.

۲. کنترل‌کننده‌ی منطق فازی به منظور ردیابی زاویه‌ی مفصل مطلوب از طریق فرمان‌دادن به چرخ‌های تریلر طراحی شده است. بر مبنای نتایج شبیه‌سازی کنترل‌کننده توانسته است به‌طور مؤثری مقدار مطلوب را تعقیب کند.
۳. نتایج شبیه‌سازی بیان‌گر برتری روش پیشنهادی بر روش‌های مرسوم است.
۴. با طراحی یک کنترل‌کننده سرعت چرخشی، فرمان‌پذیری و پایداری واحد کشنده تحت کنترل قرار گرفت و به‌طور ویژه در مانور سوم مزیت کنترل همزمان سرعت چرخشی و زاویه‌ی مفصل بر کنترل منحصر به فرد زاویه‌ی مفصل نمایش داده شده است.

فهرست علائم

- $V_{xt}(t)$: سرعت طولی مرکز جرم کشنده، (m/s)
 $V_{yt}(t)$: سرعت عرضی مرکز جرم کشنده، (m/s)
 L_{fs} : فاصله‌ی بین مرکز جرم تریلر و نقطه کوپلینگ، (m)
 L_{rt} : فاصله‌ی بین مرکز جرم و محور عقبی کشنده، (m)
 L_{rs} : فاصله‌ی بین مرکز جرم و محور میانی تریلر، (m)
 L_{ts} : فاصله‌ی بین محورهای مجاور تریلر، (m)
 L_{wt} : فاصله‌ی بین مرکز جرم کشنده و نقطه کوپلینگ، (m)
 L_{ft} : فاصله‌ی بین مرکز جرم و محور جلویی کشنده، (m)
 T_{wt} : فاصله‌ی بین چرخ‌های جلوی کشنده، (m)
 T_{ws} : فاصله‌ی بین چرخ‌های جلوی تریلر، (m)
 m_t : مجموع جرم واحد کشنده، (kg)
 m_s : مجموع جرم واحد شبه تریلر، (kg)
 I_{zt} : ممان اینرسی کشنده حول محور یابو
 I_{zs} : ممان اینرسی کشنده حول محور یابو
 t_d : زمان تأخیر، (s)
 $\psi_t(t)$: زاویه‌ی یابو واحد کشنده، (rad)
 L_s : فاصله‌ی بین چرخ پنجم و انتهای عقب شبه تریلر، (m)
 δ_{ms} : زاویه‌ی فرمان فعال، (rad)
 d_p : بهره‌ی تنظیمی
 g_r : بهره‌ی حالت مانای سرعت چرخشی نسبت به زاویه‌ی فرمان
 δ_{ft} : زاویه‌ی فرمان محور جلوی کشنده (rad)



شکل ۲۵. متغیرهای کنترلی در مانور حرکت مارپیچ.

توجه به نتایج ارائه شده در این قسمت، اهمیت کنترل سرعت چرخشی در کنار کنترل زاویه‌ی مفصل مشخص می‌شود.

۷. نتیجه‌گیری

۱. در این نوشتار یک زاویه‌ی مفصل مرجع در کنترل سمتی خودروی مفصلی پیشنهاد شده است. مطابق شبیه‌سازی‌های رایانه‌ای، در تمامی مانورها در روش پیشنهادی، انتهای تریلر به تعقیب دقیق مسیر چرخ پنجم واداشته می‌شود.

پانوشته‌ها

1. off tracking
2. tractor
3. semi-Trailer
4. global coordinate system
5. Jackknifing
6. Dugoff
7. PD controller
8. Notsu
9. Course angle

منابع (References)

1. Odhams, A.M.C., Roebuck, R.L., Cebon, D. and Winkler, C.B. "Dynamic safety of active trailer steering systems", *Proc. IMechE, Part K: J. Multi-body, Dynamics*, **222**(4), pp.367-380 (2008).
2. Georgiou, G., Badarlis, A. and Natsiavas, S. "Modeling and ride dynamics of a flexible multibody model of an urban bus", *Proc. IMechE, Part K: J. Multi-body, Dynamics*, **222**(2), pp.143-154 (2008).

3. Moon, K.-H., Lee, S.-H., Chang, S., Mok, J.-K. and Park, T.-W. "Method for control of steering angles for articulated vehicles using virtual rigid axles", *Int. J. Automot. Technol.*, **10**(4), pp.441-449 (2009).
4. Lee, S.H., Park, T.W., Moon, K.H., Choi, S.H. and Jun, K.J. "The articulated vehicle dynamic analysis using the AWS (All Wheel Steering) ECU (Electronic Control Unit) test", *J. Mech. Sci. Technol.*, **23**(4), pp.923-926 (2009).
5. El-Gindy, M., Mrad, N. and Tong, X. "Sensitivity of rearward amplification control of a truck/full trailer to tyre cornering stiffness variations", *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, **215**(5), pp.579-588 (2001).
6. Hac, A., Fulk, D. and Chen, H., *Stability and Control Considerations of Vehicle-Trailer Combination*, SAE Technical Paper (2008).
7. Sharp, R.S. and Fernandez, M.A.A. "Car-caravan snaking Part 2: Active caravan braking", *Proc. IMechE, Part C: J. Mech. Engineering Sci.*, **216**(7), pp. 723-736(2002).
8. Notsu, I., Takahashi, S. and Watanabe, Y. "Investigation into turning behaviour of semi-trailer with additional trailer-wheel steering- a control method for trailer-wheel steering to minimize trailer rear - overhang swing in short turns", SAE Technical Paper 912570 (1991).
9. Hegazy, S., Rahnejat, H. and Hussain, K. "Multi-body dynamics in full-vehicle handling analysis". *Proc. IMechE, Part K: J. Multi-body Dynamics*, **213**(1), pp. 19-31(1999).
10. Jujnovich, B.A., Roebuck, R.L., Odhams, A.M.C. and Cebon, D. "Implementation of active rear steering of a tractor semi-trailer", *Proc 10th International Symposium on Heavy Vehicle Transport Technology*, Paris (2008).
11. Cheng, C. and Cebon, D. "Improving roll stability of articulated heavy vehicles using active semi-trailer steering", *Veh. Syst. Dyn.*, **46**(1), pp. 373-388 (2008).
12. Fancher, P., Winkler, C., Ervin, R. and Zhang, H. "Using braking to control the Lateral motions of full trailers", *Veh. Syst. Dyn.*, **28**(1), pp. 462-478 (1998).
13. Fletcher, C., Manzie, C. and Good, M. "Trailer steering: An Australian research perspective and application for by-wire control", 9th International Symposium on Heavy Vehicle Weights and Dimensions, Pennsylvania (18-22 June 2006).
14. Wang, Q., Oya, M., Okumura, K. and Kobayashi, T. "Adaptive steering controller to improve handling stability of combined vehicles", *In Proceedings of the 2nd International Conference on Innovative computing, Information and Control*, Kumamoto, Japan, pp. 428-428 (5-7 September 2007).
15. Chen, L-K. and Shieh, Y-A. "Jackknife prevention for articulated vehicles using model reference adaptive control", *Proc. IMechE, Part D: J. Automobile Engineering*, **225**(1), pp. 28-42 (2011).
16. Dugoff, H., Fancher, C. and Segel, L. "An analysis of tire traction properties and their influence on vehicle dynamic performance", SAE Technical Paper 700377 (1970).
17. Cheng, C., Roebuck, R. and Cebon, D. "High-speed optimal steering of a tractor-semi-trailer", *Veh. Syst. Dyn.*, **49**(4), pp. 561-593 (2011).
18. He, J. "Integrated vehicle dynamics control using active steering, driveline and braking", PhD thesis, University of Leeds (2005).
19. Salaani, M.K. "The application of understeer gradient in stability analysis of articulated vehicles", *International Journal of Heavy Vehicle Systems*, **16**(1), pp. 3-25 (2009).
20. Tabatabaei Oreh, S.H., Kazemi, R. and Azadi, S. "A new desired articulation angle for directional control of articulated vehicles", *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part K: Journal of Multi-body Dynamics*, **226**(4), pp. 298-314 (2012).
21. Tabatabaei Oreh, S.H., Kazemi, R., Azadi, S. and Zahedi, A. "A new method for directional control of a tractor semi-trailer", *Australian Journal of Basic and Applied Sciences*, **6**(12), pp. 396-409 (2012).