

تحلیل دینامیک گذرای خودروی مفصلی حامل سیال در مقایسه با

خودروی مفصلی با بار صلب

محمدامین سعیدی^۱، رضا کاظمی^۲ و شهرام آزادی^۳

دانشکده مهندسی مکانیک

دانشگاه صنعتی خواجه نصیرالدین طوسی

(تاریخ دریافت: ۱۳۹۳/۹/۲۴؛ تاریخ پذیرش: ۱۳۹۴/۲/۲۲)

چکیده

در این مقاله پاسخ‌های دینامیکی یک خودروی مفصلی حامل سیال، شامل یک تانکر استوانه‌ای با سطح مقطع دایره‌ای در مانورهای حالت مانا و گذرا بررسی شده است. ابتدا یک مدل دینامیکی غیرخطی ۱۶ درجه آزادی خودروی مفصلی توسعه داده شد و سپس با استفاده از نرم‌افزار تراکسیم در مانور استاندارد صحنه‌گذاری گردید. همچنین، اندرکنش دینامیکی بین سیال و خودرو با استفاده از مدل‌سازی سیال درون مخزن به وسیله روش تابع پتانسیل و یک مدل دینامیکی ۱۶ درجه آزادی خودروی مفصلی مورد مطالعه قرار گرفته است. در روش تابع پتانسیل، گرادیان سطح آزاد سیال تحت زاویه رول و شتاب جانبی مرکز جرم واحد شبه تریلر، با فرض جریان سیال غیرویسکوز و با محاسبه گرادیان فشار تعیین می‌گردد. نتایج شبیه‌سازی، اندرکنش بین سیال و دینامیک خودرو را نشان می‌دهند. همچنین، بررسی‌های بیشتر در این پژوهش نشان می‌دهد که پایداری واژگونی خودروی مفصلی حامل سیال، به شدت تحت تاثیر تلاطم سیال درون مخزن قرار گرفته و آستانه پایداری واژگونی کمتری برای این نوع خودرو نسبت به خودروی مفصلی با بار صلب، مخصوصاً در مانور تعویض خط مشاهده گردید.

واژه‌های کلیدی: مدل دینامیکی ۱۶ درجه آزادی، خودروی مفصلی حامل سیال، تابع پتانسیل، آستانه پایداری واژگونی

Transient Dynamic Analysis of an Articulated Vehicle Carrying Liquid Compared with the Rigid Cargo Vehicle

M.A. Saeedi, R. Kazemi and Sh. Azadi

Mechanical Engineering Department

K.N. Toosi University of Technology

(Received: 15/December/2014; Accepted: 12/May/2015)

ABSTRACT

In this study, dynamic response of an articulated vehicle carrying liquid in a circular cylindrical tank at steady state and transient maneuvers has been investigated. A sixteen degree-of-freedom nonlinear dynamic model of an articulated vehicle was initially developed, then it was validated using TRUCKSIM software for standard maneuver. Dynamic interaction between the vehicle and the liquid is studied using potential function method. In potential function method, the liquid free surface gradient subjected to roll angle and lateral acceleration of the semi-trailer can be determined with assumptions of non-viscous fluid flow and calculation the pressure gradient. The simulation results show the interaction between the vehicle dynamic and liquid. Further research shows that roll stability of the articulated vehicle carrying liquid is intensely affected by sloshing of the liquid and lower rollover stability limit is observed for this vehicle than the same vehicle carrying rigid cargo, especially under lane change maneuver.

Keywords: 16 DOF Dynamic Model, Articulated Vehicle Carrying Liquid, Potential Function, Rollover Stability Limit

۱- دانشجوی دکتری (نویسنده پاسخگو): amin_saeedi@mail.kntu.ac.ir

۲- دانشیار: kazemi@kntu.ac.ir

۳- دانشیار: azadi@kntu.ac.ir

فهرست علائم و اختصارات

$CS_{tf}(tr)$	میرایی پیچشی سامانه تعلیق جلوی (عقب) واحد کشنده
CS_s	میرایی پیچشی سامانه تعلیق نیمه‌تریلر
C_w	میرایی پیچشی کوپلینگ میان واحد کشنده و نیمه‌تریلر
$h_{t(s)}$	ارتفاع مرکز ثقل جرم فنربندی شده کشنده (نیمه‌تریلر) از محور غلت
$h_{ct(s)}$	فاصله مرکز جرم کشنده (نیمه‌تریلر) از سطح زمین
h_f	ارتفاع چرخ پنجم از سطح زمین
$h_{wt(ws)}$	ارتفاع چرخ پنجم از محور غلت کشنده (نیمه‌تریلر)
$I_{zzt(s)}$	ممان اینرسی چرخشی کل واحد کشنده (نیمه‌تریلر) حول محور عمودی گذرنده از مرکز ثقل واحد
$I_{xxpt(ps)}$	ممان اینرسی غلت کشنده (نیمه‌تریلر) حول محور غلت گذرنده
$I_{zzpt(ps)}$	ممان اینرسی حاصل ضرب جرم فنربندی شده کشنده (نیمه‌تریلر)
I_{wi}	ممان اینرسی چرخ
$KS_{tf}(tr)$	سختی پیچشی سامانه تعلیق قسمت جلوی (عقب) واحد کشنده
KS_s	سختی پیچشی سامانه تعلیق نیمه‌تریلر
K_w	سختی پیچشی کوپلینگ میان واحد کشنده و نیمه‌تریلر
$L_{ft}(L_{rt})$	فاصله میان مرکز جرم کشنده و محور جلوبویی کشنده (محور عقبی کشنده)
$L_{fs}(L_{rs})$	فاصله میان مرکز جرم نیمه‌تریلر و چرخ پنجم (محور میانی نیمه‌تریلر)
L_{ct}	فاصله میان مرکز جرم کشنده و چرخ پنجم
$L_{rsf}(r_{sr})$	فاصله میان محور مرکزی نیمه‌تریلر و محور جلوبویی (عقبی) آن
L_s	فاصله میان چرخ پنجم تا انتهای نیمه‌تریلر
$m_{t(st)}$	جرم کل (جرم فنربندی شده) کشنده
$m_{s(ss)}$	جرم کل (جرم فنربندی شده) نیمه‌تریلر
R_{wi}	شعاع هر چرخ
$W_{t(s)}$	عرض کشنده (نیمه‌تریلر)
$u_{t(s)}$	سرعت طولی کشنده (نیمه‌تریلر)
$v_{t(s)}$	سرعت جانبی کشنده (نیمه‌تریلر)
α	زاویه لغزش چرخ
δ_i	زاویه فرمان هر چرخ
$\varphi_{t(s)}$	زاویه غلت کشنده (نیمه‌تریلر)
Γ	زاویه مفصل
$\psi_{t(s)}$	سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد کشنده (واحد شبه‌تریلر)
L	طول تانک
D	قطر تانک
ρ	چگالی سیال

تلاطم رخ می‌دهد. تلاطم سیال در تانکرها، پدیده نوسان سیال ناشی از حرکت تانکر می‌باشد. حرکت سیال درون مخزن به عوامل مختلفی همچون هندسه مخزن، ارتفاع سیال، فرکانس تحریک و نوع مانور خودرو بستگی دارد. نیروها و گشتاورهای حاصل از توزیع فشار روی دیواره تانکر، تاثیر قابل ملاحظه‌ای بر تانکر و کل سامانه سازه خواهند داشت که به نوبه خود، حرکت سیال درون تانک را دستخوش تغییر می‌کند. این حرکات سیال باعث تاثیرگذاری در پایداری خودرو و عملکرد سامانه ترمزگیری می‌شود. حرکت سیال درون مخزن و اندرکنش دینامیکی بین خودرو و سیال، همواره به‌عنوان یک موضوع مهم در مسایل مرتبط با سامانه‌های حمل و نقل جاده‌ای مطرح بوده است. مساله کوپل دینامیک سیال و خودرو به‌عنوان یک فاکتور کلیدی در تحلیل دینامیک جانبی خودرو از جهات مختلف قابل بررسی است. حرکت سیال درون تانک، نقش بسیار مهمی در رفتار دینامیکی و پایداری خودروهای حامل سیال ایفا می‌کند. به‌دلیل وجود نیروها و گشتاورهای ناشی از حرکت سیال درون مخزن، خودروهای حامل سیال نسبت به خودروهای سنگین با بار صلب، آستانه پایداری کم‌تری از خود نشان می‌دهند [۱-۲]. این اثرات ناشی از ممانی است که سیال در اثر جابه‌جایی مرکز جرم خود، به خودرو وارد می‌کند. آستانه پایداری، به انتقال بار دینامیکی سیال در جهات طولی و جانبی تحت مانورهای جانبی ارتباط پیدا می‌کند.

وینکلر^۱ تحلیل‌های بیش‌تری را بر روی پایداری واژگونی خودروهای حامل سیال انجام داد و نشان داد که آستانه واژگونی برای این خودروها با افزایش حجم سیال کاهش می‌یابد. نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که، برای یک تانک مستطیلی، کم‌ترین مقدار آستانه واژگونی برای مخزن ۴۰ درصد پر مشاهده می‌شود. همچنین، آستانه واژگونی برای یک مخزن دایروی ۵۰ درصد پر، بیش‌تر از مخزن مستطیلی ۴۰ درصد پر است [۳].

کانگ^۲ پاسخ دینامیک جانبی یک خودروی مفصلی حامل سیال را با استفاده از یک مدل ۷ درجه آزادی برای خودروی مفصلی و مدل‌سازی سیال با استفاده از تابع پتانسیل، برای انواع مخازن با سطح مقطع مختلف بررسی نمود. نتایج شبیه‌سازی برای مانورهای تعویض خط و گردش حالت مانا نشان دادند که انتقال بار ایجادشده در اثر حرکت سیال، برای

۱- مقدمه

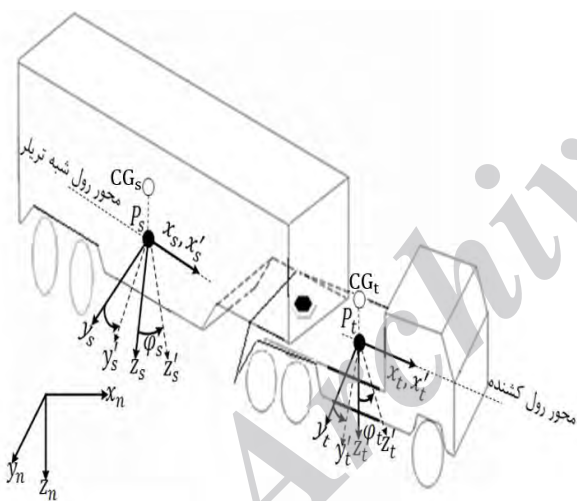
در بعضی از سامانه‌های مکانیکی تأثیر متقابل سیال و جامد وجود دارد. حرکات دینامیکی این سامانه‌ها باعث حرکت سیال می‌شود. تلاطم سیال می‌تواند سامانه را دچار اختلال کرده و بر عملکرد صحیح سامانه تأثیر بگذارد. در نتیجه، بررسی اثرات متقابل سیال و جامد در این سامانه‌ها از اهمیت به‌سزایی برخوردار است. سیال در اثر تغییرات سرعت و ضربات ناشی از جاده به خودرو، در داخل تانکر حرکت می‌کند و پدیده‌ای به‌نام

1- Winkler
2- Kang

واحد کشنده (u_t, v_t) ، سرعت زاویه‌ای چرخشی کشنده (ψ_t) ، سرعت زاویه‌ای چرخشی شبه‌تریلر (ψ_s) ، زاویه رول کشنده (φ_t) ، زاویه رول شبه‌تریلر (φ_s) و سرعت زاویه‌ای چرخ‌ها $(\omega_i = 1, 2, \dots, 10)$ است. در این مدل، چرخ‌های جلویی واحد کشنده فرمان‌پذیر در نظر گرفته شده‌اند.

۲-۱- سینماتیک مساله

همان‌طور که از شکل ۱ مشخص است سامانه مختصات $x_n y_n z_n$ سامانه مختصات اینرسیال ثابت بر روی زمین است. مرکز جرم کل واحد کشنده شامل جرم‌های فنربندی شده و نشده، در نقطه CG_t واقع شده است. نقطه P_t محل برخورد خط عمودی گذرنده از CG_t و محور غلت واحد کشنده می‌باشد. این نقطه به‌عنوان مبدا دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ انتخاب شده است. دستگاه مختصات اخیر بر روی جرم‌های فنربندی نشده کشنده ثابت شده است. بنابراین به‌همراه آنها در جهت‌های طولی و عرضی حرکت نموده و چرخش زاویه‌ای را انجام می‌دهد ولی حرکت غلت ندارد.



شکل (۱): مدل شانزده درجه آزادی خودروی مفصلی.

ماتریس دوران مابین دستگاه مختصات اینرسیال $x_n y_n z_n$ و دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ را می‌توان به‌صورت زیر معرفی نمود:

$$\begin{bmatrix} i_n \\ j_n \\ k_n \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_t & -\sin \psi_t & 0 \\ \sin \psi_t & \cos \psi_t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix}, \quad (1)$$

$$\begin{bmatrix} i_t \\ j_t \\ k_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \psi_t & \sin \psi_t & 0 \\ -\sin \psi_t & \cos \psi_t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i_n \\ j_n \\ k_n \end{bmatrix}. \quad (2)$$

همچنین، ماتریس‌های دوران مابین واحد کشنده و شبه‌تریلر به‌صورت زیر است:

تحلیل دینامیک گذرای خودروی مفصلی حامل سیال در مقایسه با ...

وضعیتی که حجم سیال درون تانک کم باشد، تاثیر نامطلوبی در دینامیک جانبی خودروی مفصلی ایجاد می‌نماید [۴]. سالم^۱ اثرات ناشی از تلاطم جانبی سیال بر پاسخ دینامیک جانبی کامیون را به‌وسیله مدل‌سازی سیال با استفاده از پاندول بررسی نمود [۵].

طالبی و همکارانش بهینه‌سازی آستانه واژگونی تانکر خودروهای حامل سوخت را با استفاده از روش تابع پتانسیل برای مدل‌سازی سیال و بر مبنای طراحی الگوریتم بهینه‌سازی سطح مقطع تانکر انجام دادند. الگوریتم ارائه‌شده آن‌ها، روشی سریع و دقیق برای بهینه‌سازی تانکرهای متفاوت می‌باشد که، پایداری تانکر را به‌میزان ۱۰ درصد بهبود می‌بخشد [۶-۷].

مدل‌سازی سیال درون مخزن با استفاده از روش تابع پتانسیل، یک روش بسیار مفید برای بررسی رفتار حالت مانا و گذرای سیال است. در این مقاله پاسخ‌های دینامیک جانبی یک خودروی مفصلی حامل سیال با خودروی مفصلی با بار صلب در مانورهای استاندارد مقایسه شده و اقدامات صورت‌گرفته در این پژوهش متضمن دستاوردهای زیر است:

- مدل‌سازی دینامیکی خودروی مفصلی و صحنه‌گذاری آن با استفاده از نرم‌افزار تراک‌سیم در مانور استاندارد
- مدل‌سازی دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال،
- صحنه‌گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال و
- مقایسه پاسخ‌های دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال با خودروی مفصلی با بار صلب در مانورهای استاندارد.

در ادامه این مقاله، پایداری واژگونی خودروی حامل سیال با استفاده از دو معیار ضریب بار دینامیکی و نسبت انتقال بار جانبی بررسی شده است. نتایج شبیه‌سازی بر تاثیر تلاطم سیال بر روی پاسخ‌های دینامیک جانبی خودروی مفصلی حامل سیال و پایداری واژگونی این خودرو، مخصوصاً در مانور تعویض خط تاکید می‌نمایند.

۲- مدل‌سازی دینامیکی خودروی مفصلی

در این مقاله، از یک مدل ۱۶ درجه آزادی که دینامیک جانبی خودروی مفصلی را شبیه‌سازی می‌نماید؛ استفاده شده است. درجات آزادی متعلق به این مدل، شامل سرعت طولی و جانبی

$$(u_t \dot{\psi}_t + v_t + c_t \dot{\psi}_t + h_t \dot{\phi}_t) j'_t.$$

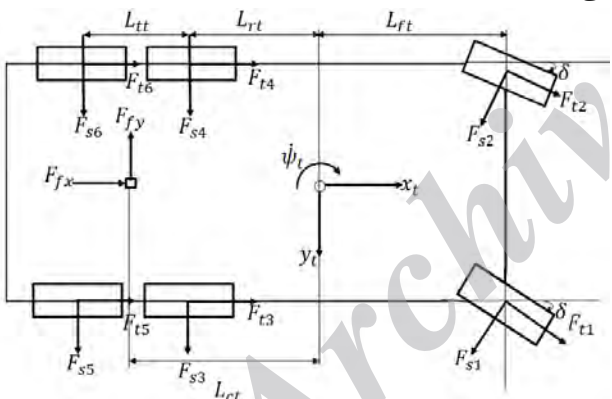
و شتاب مرکز جرم واحد شبه تریلر برابر است با:

$$a_{S_s} = (\dot{u}_s - v_s \dot{\psi}_s - c_s \dot{\psi}_s^2 - h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s) i'_s + (u_s \dot{\psi}_s + v_s + c_s \dot{\psi}_s + h_s \dot{\phi}_s) j'_s. \quad (۸)$$

۲-۲- معادلات حرکت دینامیک طولی و جانبی واحد کشنده و واحد شبه تریلر

جهت ارائه معادلات حاکم بر دینامیک طولی و جانبی بایستی نیروهای وارد بر سامانه را معرفی نماییم. روابط حرکت موردنظر به صورت مجزا برای دو واحد کشنده و تریلر ارایه می‌شوند. در هر دو واحد، جرم‌های فنربندی شده و نشده، در قالب یک سامانه ملاحظه می‌گردند. بنابراین نیروهای داخلی مابین اجزای فوق حذف شده و تنها نیروهای خارجی وارد بر دو سامانه کشنده و نیمه تریلر مدنظر قرار گرفته‌اند. جزئیات مربوط به مدل سازی خودروی مفصلی در مرجع [۸] آمده است.

واحد کشنده: مطابق شکل ۳ نیروهای خارجی موثر بر دینامیک سامانه در صفحه، نیروهای طولی و عرضی ایجاد شده در محل تماس تایر و کف جاده و همچنین، نیروهای قیدی در مفصل می‌باشند.



شکل (۳): نیروهای خارجی موثر بر واحد کشنده.

نیروهای طولی و عرضی هر تایر را به ترتیب با F_{Si} و F_{Ti} نمایش می‌دهیم. حال می‌توان با استفاده از قانون دوم نیوتن، معادلات حرکت را توسعه داد. ترم‌های F_{xi} و F_{yi} که به ترتیب نیروهای تایرهای کشنده در جهت محورهای مختصات x_t و y_t می‌باشند، را به صورت زیر تعریف می‌نماییم:

$$\begin{aligned} F_{xi} &= F_{Ti} \cos(\delta_i) - F_{Si} \sin(\delta_i), \\ F_{yi} &= F_{Ti} \sin(\delta_i) + F_{Si} \cos(\delta_i), \end{aligned} \quad (۹)$$

که در رابطه فوق، δ_i زاویه فرمان می‌باشد.

مجموع نیروهای طولی و عرضی تایرهای کشنده را به صورت زیر تعریف می‌نماییم:

$$\begin{bmatrix} i'_t \\ j'_t \\ k'_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Gamma & -\sin \Gamma & 0 \\ \sin \Gamma & \cos \Gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i'_s \\ j'_s \\ k'_s \end{bmatrix}, \quad (۳)$$

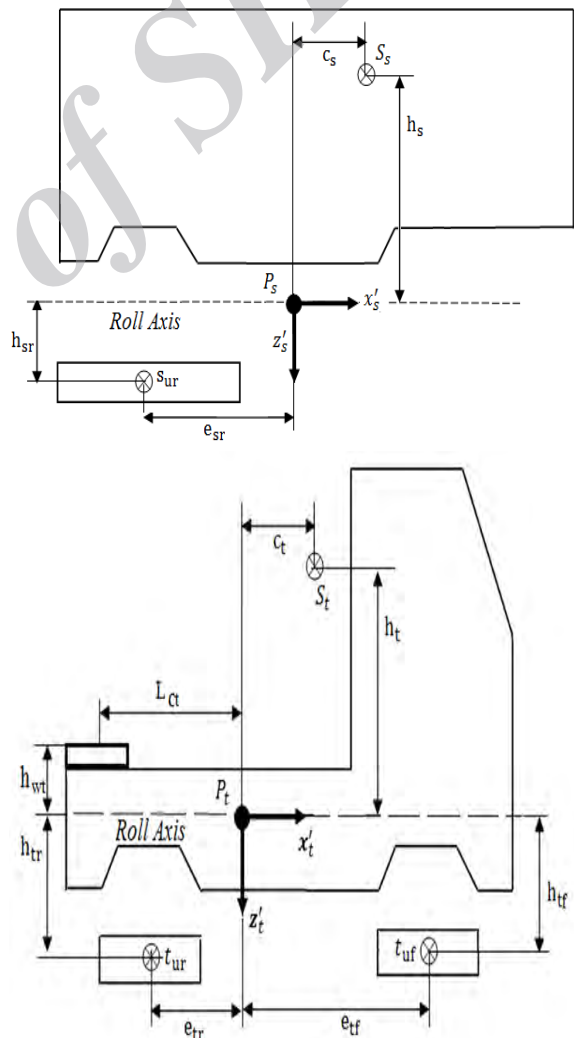
$$\begin{bmatrix} i'_s \\ j'_s \\ k'_s \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \Gamma & \sin \Gamma & 0 \\ -\sin \Gamma & \cos \Gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} i'_t \\ j'_t \\ k'_t \end{bmatrix}. \quad (۴)$$

سرعت زاویه‌ای دستگاه‌های مختصات متصل به واحد کشنده، شبه تریلر و مشتقات زمانی بردارهای یکه مربوطه، به صورت زیر تعریف می‌شوند. سرعت زاویه‌ای دو دستگاه مختصات $x_t y_t z_t$ و $x'_t y'_t z'_t$ مطابق شکل ۲ به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} \omega_t &= \dot{\psi}_t k'_t, \\ \omega'_t &= \dot{\phi}_t i'_t + \dot{\psi}_t k'_t. \end{aligned} \quad (۵)$$

همچنین، سرعت زاویه‌ای دو دستگاه مختصات $x_s y_s z_s$ و $x'_s y'_s z'_s$ به صورت زیر است:

$$\begin{aligned} \omega_s &= \dot{\psi}_s k_s, \\ \omega'_s &= \dot{\phi}_s i'_t + \dot{\psi}_s k'_s. \end{aligned} \quad (۶)$$



شکل (۲): واحد کشنده و واحد شبه تریلر خودروی مفصلی.

شتاب مرکز جرم واحد کشنده برابر است با:

$$a_{S_t} = (\dot{u}_t - v_t \dot{\psi}_t - c_t \dot{\psi}_t^2 - h_t \dot{\phi}_t \dot{\psi}_t) i'_t + \quad (۷)$$

۳-۲- معادلات حرکت خودروی مفصلی

$$m_t \dot{u}_t = m_t v_t \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t \dot{\psi}_t + F_{xtt} + F_{fx} \quad (16)$$

$$m_t \dot{v}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t = -m_t u_t \dot{\psi}_t + F_{ytt} - F_{fy} \quad (17)$$

$$I_{zzt} \ddot{\psi}_t - I_{xzpt} \ddot{\phi}_t = M_{ptz} + F_{fy} L_{ct} \quad (18)$$

$$I_{xxpt} \ddot{\phi}_t - I_{xzpt} \ddot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{v}_t = M_{ptsx} - m_{st} h_t u_t \dot{\psi}_t \quad (19)$$

$$m_s \dot{u}_s = m_s v_s \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + F_{xss} - F_{fx} \cos(\Gamma) + F_{fy} \sin(\Gamma) \quad (20)$$

$$m_s \dot{v}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s = -m_s u_s \dot{\psi}_s + F_{yss} + F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma) \quad (21)$$

$$I_{zzs} \ddot{\psi}_s - I_{xzps} \ddot{\phi}_s = (F_{fx} \sin(\Gamma) + F_{fy} \cos(\Gamma)) L_{ws} + M_{psz} \quad (22)$$

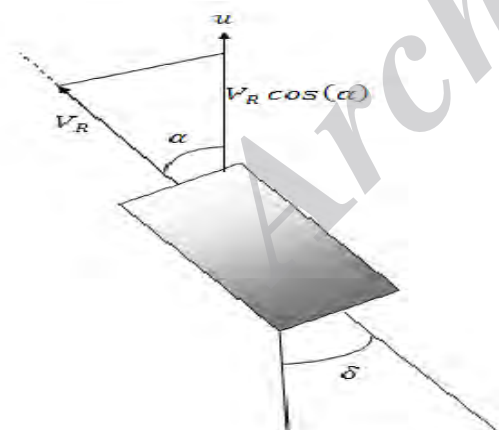
$$I_{xxps} \ddot{\phi}_s - I_{xzps} \ddot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{v}_s = M_{psxx} - m_{ss} h_s u_s \dot{\psi}_s \quad (23)$$

$$\dot{u}_t - \dot{u}_s \cos \Gamma + \dot{v}_s \sin(\Gamma) + L_{fs} \ddot{\psi}_s \sin(\Gamma) + h_{ws} \dot{\phi}_s \sin(\Gamma) = -\dot{u}_s \Gamma \sin(\Gamma) - \dot{v}_s \cos(\Gamma) - L_{fs} \dot{\Gamma} \dot{\psi}_s \cos(\Gamma) - h_{ws} \dot{\Gamma} \dot{\phi}_s \cos(\Gamma) \quad (24)$$

$$\dot{v}_t - L_{wt} \ddot{\psi}_t + h_{ct} \ddot{\phi}_t - \dot{u}_s \sin(\Gamma) - \dot{v}_s \cos(\Gamma) - L_{fs} \ddot{\psi}_s \cos(\Gamma) - h_{ws} \dot{\phi}_s \sin(\Gamma) = u_s \dot{\Gamma} \cos(\Gamma) - \dot{v}_s \sin(\Gamma) - L_{fs} \dot{\Gamma} \dot{\psi}_s \sin(\Gamma) - h_{ws} \dot{\Gamma} \dot{\phi}_s \sin(\Gamma) \quad (25)$$

۳-۲-۱- محاسبه لغزش تایرها

در این قسمت به ترتیب، لغزش طولی و زاویه‌های لغزش جانبی تایر محاسبه می‌شوند.
لغزش طولی تایر:
مطابق شکل ۵ داریم:



شکل (۵): محاسبه لغزش تایر.

در حالت ترمزگیری:

$$u_i \geq V_R \cos(\alpha), \quad \lambda_i = (V_R \cos(\alpha) - u_i) / u_i \quad (26)$$

در حالت شتاب‌گیری خواهیم داشت:

$$V_R \cos(\alpha) > u_i, \quad \lambda_i = (V_R \cos(\alpha) - u_i) / V_R \cos(\alpha) \quad (27)$$

$$F_{xtt} = F_{x1} + F_{x2} + F_{x3} + F_{x4} + F_{x5} + F_{x6} \quad (10)$$

$$F_{ytt} = F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} + F_{y5} + F_{y6}$$

همچنین، گشتاور چرخشی ایجادشده در واحد کشنده برابر است با:

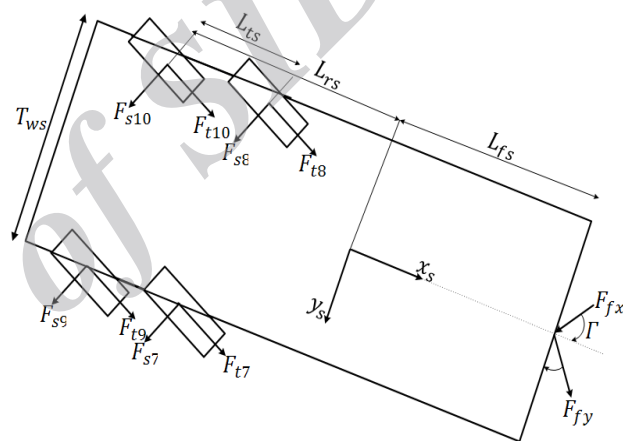
$$M_{ptz} = (F_{x2} + F_{x4} + F_{x6} - F_{x1} - F_{x3} - F_{x5}) T_w / 2 + (F_{y1} + F_{y2}) L_{ft} - (F_{y3} + F_{y4}) L_{rt} - (F_{y5} + F_{y6}) (L_{rt} + L_{tt}) \quad (11)$$

همچنین، گشتاور غلت وارد بر واحد کشنده به صورت زیر است:

$$M_{ptsx} = m_{st} g h_t \sin(\phi_t) - K S_t \phi_t - C S_t \dot{\phi}_t + K S_w (\phi_t - \phi_s) + C S_w (\dot{\phi}_t - \dot{\phi}_s) \quad (12)$$

واحد شبه‌تریلر:

نیروهای خارجی وارده بر واحد شبه‌تریلر در شکل ۴ نشان داده شده‌اند:



شکل (۴): نیروهای خارجی موثر بر واحد شبه‌تریلر.

مجموع نیروهای طولی و عرضی تایرهای واحد شبه‌تریلر را به صورت زیر تعریف می‌نماییم:

$$F_{xss} = F_{x7} + F_{x8} + F_{x9} + F_{x10}, \quad F_{yss} = F_{y7} + F_{y8} + F_{y9} + F_{y10} \quad (13)$$

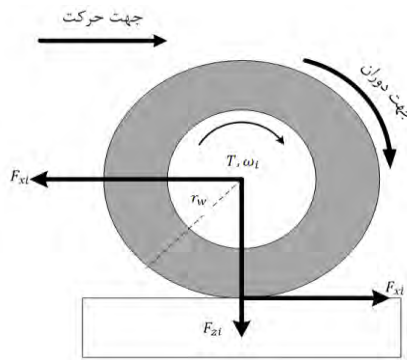
همچنین، گشتاور چرخشی ایجادشده در واحد شبه‌تریلر برابر است با:

$$M_{psz} = (F_{x8} + F_{x10} - F_{x7} - F_{x9}) T_{ws} / 2 - (F_{y7} + F_{y8}) (L_{rs} - L_{ts}) - (F_{y9} + F_{y10}) L_{rs} \quad (14)$$

همچنین، گشتاور غلت وارد بر واحد شبه‌تریلر به صورت زیر است:

$$M_{psxx} = m_{ss} g h_s \sin(\phi_s) - K S_s \phi_s - C S_s \dot{\phi}_s - K S_w (\phi_t - \phi_s) - C S_w (\dot{\phi}_t - \dot{\phi}_s) \quad (15)$$

بنابراین روابط اصلی حاکم بر دینامیک خودروی مفصلی به صورت زیر به دست می‌آیند:



شکل (۶): دیاگرام آزاد چرخ [۹].

۵-۲- دینامیک تایر

نقش تایر در بررسی رفتار دینامیکی خودرو اهمیت بسیاری دارد زیرا خودرو توسط نیروهای طولی و جانبی ناشی از تماس تایر با جاده کنترل شده و بر روی جاده حرکت کرده، جهت می‌گیرد یا توقف می‌کند. یکی از مراحل بسیار مهم و تاثیرگذار در جریان شبیه‌سازی خودرو به‌خصوص در شرایط حدی این مرحله است. تایر خودرو باتوجه به عواملی همچون ضریب اصطکاک جاده و وزن عمودی بر روی تایر، توانایی ایجاد نیروهای طولی و جانبی را در خودرو دارا می‌باشد.

در مدل خطی باتوجه به رابطه مستقیم نیروهای جانبی با زاویه لغزش طولی تایر، نیروی عمودی روی چرخ‌ها لحاظ نشده و در نتیجه در این حالت میزان پتانسیل لاستیک برای جلوگیری از لغزش و اشباع شدن آن لحاظ نمی‌شود. باتوجه به این که مدل تایر در سرعت‌های بالا و در زاویه‌های لغزش بالا از حالت خطی خارج شده و رفتار غیرخطی از خود به نمایش می‌گذارد لذا از یک مدل پیچیده و واقعی‌تر نسبت به مدل خطی استفاده می‌شود. در اینجا از مدل تایر داگف که مخصوص خودروهای سنگین است برای محاسبه نیروهای طولی و جانبی به‌صورت زیر استفاده می‌نماییم [۱۰]:

$$\lambda = \frac{\mu F_{zi} [1 - \epsilon_r u_i \sqrt{S_i^2 + \tan^2 \alpha_i}] (1 - S_i)}{2\sqrt{C_i^2 S_i^2 + C_\alpha^2 \tan^2 \alpha_i}}$$

$$f(\lambda) = \begin{cases} \lambda(\lambda - 2) & \text{if } \lambda < 1 \\ 1 & \text{if } \lambda > 1 \end{cases} \quad (30)$$

$$F_{si} = \frac{C_\alpha \tan \alpha_i}{1 - S_i} f(\lambda),$$

$$F_{ti} = \frac{C_i S_i}{1 - S_i} f(\lambda).$$

که در روابط فوق، F_{ti} و F_{si} به ترتیب نیروهای رانشی و جانبی هستند.

در معادلات فوق، u_i سرعت طولی نقطه تماس تایر با سطح جاده، α زاویه لغزش تایر، λ لغزش طولی تایر و V_R سرعت طولی معادل دوران چرخ می‌باشد.

۲-۳-۲- زاویه لغزش جانبی تایر

زاویه لغزش تایر زاویه بین صفحه تایر در راستای حرکت می‌باشد. زاویه لغزش تایر یکی از پارامترهای بسیار مهم مدل تایر محسوب می‌شود. برای محاسبه زاویه لغزش تایر خواهیم داشت:

$$\alpha_1 = \delta_f - \alpha_2 = \delta_f - \tan^{-1} \left(\frac{v_t + L_{ft} r_t}{u_t - r_t \frac{T_w}{2}} \right),$$

$$\alpha_3 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t L_{rt}}{u_t - r_t \frac{T_w}{2}} \right), \quad \alpha_4 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t L_{rt}}{u_t + r_t \frac{T_w}{2}} \right),$$

$$\alpha_5 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t (L_{rt} + L_{tt})}{u_t - r_t \frac{T_w}{2}} \right), \quad \alpha_6 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_t - r_t (L_{rt} + L_{tt})}{u_t + r_t \frac{T_w}{2}} \right),$$

$$\alpha_7 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s (L_{rs} - L_{ts})}{u_s - r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right), \quad \alpha_8 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s (L_{rs} - L_{ts})}{u_s + r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right),$$

$$\alpha_9 = -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s L_{rs}}{u_s - r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right), \quad \alpha_{10} = -\tan^{-1} \left(\frac{v_s - r_s L_{rs}}{u_s + r_s \frac{T_{ws}}{2}} \right). \quad (28)$$

۴-۲- دینامیک چرخ

چرخ یکی از مهم‌ترین زیرسامانه‌ها در بررسی رفتار دینامیکی خودرو در حالت ترمزگیری و شتاب‌گیری می‌باشد. معادله حرکت چرخ مطابق شکل ۶، به‌صورت زیر به‌دست می‌آید [۸]:

$$I_w \dot{\omega} = -R_w F_{ti} + T_i. \quad (29)$$

که در آن، T_i گشتاور اعمال شده به چرخ i ام است.

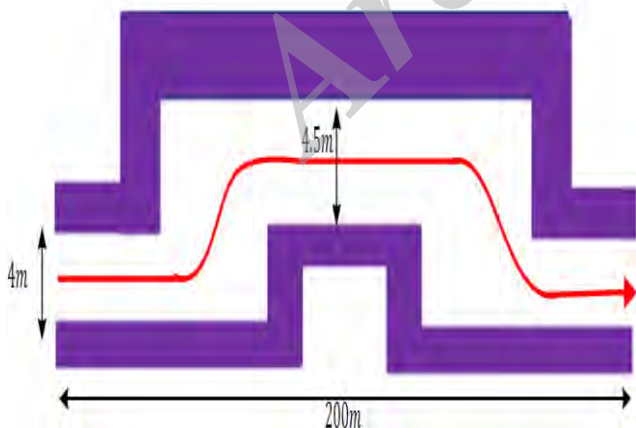
I_{wi}	۱۱/۶۳	kg m ²
$KS_{tf(tr)}$	۳۸۰ (۶۸۴)	KN.m/rad
KS_s	۸۰۰	KN.m/rad
K_w	۳۰۰۰۰	KN.m/rad
$L_{ft}(L_{rt})$	۱/۱۱۵ (۲/۵۸۳)	M
$L_{fs}(L_{rs})$	۵/۶۵۳ (۲/۰۴۷)	M
L_{ct}	۱/۹۵۹	M
$L_{rsf}(rsr)$	۱/۳۱	M
L_s	۹	M
$m_{t(st)}$	۶۵۲۵ (۴۸۱۹)	Kg
$m_{s(ss)}$	۳۳۲۲۱ (۳۰۸۲۱)	Kg
R_{wi}	۰/۴	M
$T_{W(s)}$	۲/۰۴ (۲)	M

۳- صحنه‌گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی

به منظور صحنه‌گذاری مدل دینامیکی ارائه شده در این پروژه از نرم افزار تراک‌سیم^۱ استفاده شده است [۱۱]. بدین منظور مشخصات فیزیکی مدل فوق با خودروی تست، یکسان در نظر گرفته شده است. نتایج صحنه‌گذاری مربوط به مانور استاندارد تعویض خط دوگانه^۲ در شکل‌های ۱۴-۷ نشان داده شده است.

۳-۱- مانور تعویض خط دوگانه

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۷۰ کیلومتر بر ساعت در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۱۰ به آن اعمال شده است.



شکل (۷): مسیر حرکت خودروی مفصلی.

1-TRUCKSIM
2-Double Lane Change

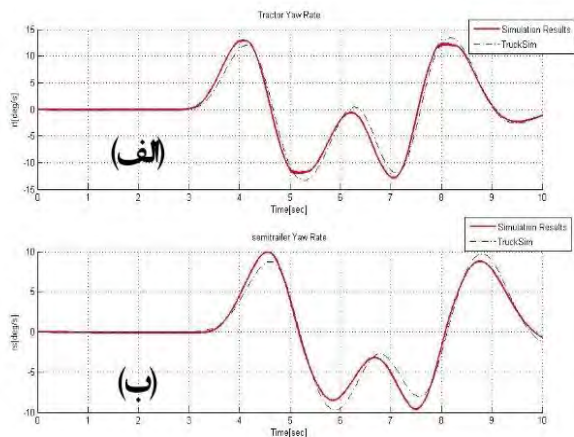
نیروهای عمودی تایر به صورت تابعی از وزن خودرو، شتاب‌های طولی، جانبی و نسبت انتقال بار جانبی محاسبه می‌شوند. بدین ترتیب نیروهای عمودی تایر به صورت جمع بار استاتیکی، انتقال بار دینامیکی در جهت طولی و انتقال بار دینامیکی در جهت جانبی به صورت زیر محاسبه می‌شوند:

$$\begin{aligned}
 F_{z1} &= \frac{m_t g L_{rt} - m_t a_{tx} h_{ct} - F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{rt} - L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad - \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{rt}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{F_{fy} h_f (L_{rt} - L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{KS_{tf} \phi_t + CS_{tf} \dot{\phi}_t}{W_t}, \\
 F_{z2} &= \frac{m_t g L_{rt} - m_t a_{tx} h_{ct} - F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{rt} - L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad + \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{rt}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{F_{fy} h_f (L_{rt} - L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{KS_{tr} \phi_t + CS_{tr} \dot{\phi}_t}{W_t}, \\
 F_{z3,5} &= \frac{m_t g L_{ft} + m_t a_{tx} h_{ct} + F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{ft} + L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad - \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{ft}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{F_{fy} h_f (L_{ft} + L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{KS_{tr} \phi_t + CS_{tr} \dot{\phi}_s}{W_t}, \\
 F_{z4,6} &= \frac{m_t g L_{ft} + m_t a_{tx} h_{ct} + F_{fx} h_f + F_{fz}(L_{ft} + L_{ct})}{2(L_{ft} + L_{rt})} \\
 &\quad + \frac{m_t a_{ty} h_{ct} L_{ft}}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} + \frac{F_{fy} h_f (L_{ft} + L_{ct})}{W_t(L_{ft} + L_{rt})} - \frac{KS_{tr} \phi_t + CS_{tr} \dot{\phi}_s}{W_t}, \\
 F_{z7,9} &= \frac{m_s g L_{fs} + m_s a_{sx} h_{cs} - F_{fx} h_f}{2(L_{fs} + L_{rs})} - \frac{m_s a_{sy} h_{cs}}{W_s} \\
 &\quad + \frac{F_{fy} h_f}{W_s} + \frac{KS_s \phi_s + CS_s \dot{\phi}_s}{W_s}, \\
 F_{z8,10} &= \frac{m_s g L_{fs} + m_s a_{sx} h_{cs} - F_{fx} h_f}{2(L_{fs} + L_{rs})} + \frac{m_s a_{sy} h_{cs}}{W_s} \\
 &\quad - \frac{F_{fy} h_f}{W_s} - \frac{KS_s \phi_s + CS_s \dot{\phi}_s}{W_s}.
 \end{aligned}
 \tag{31}$$

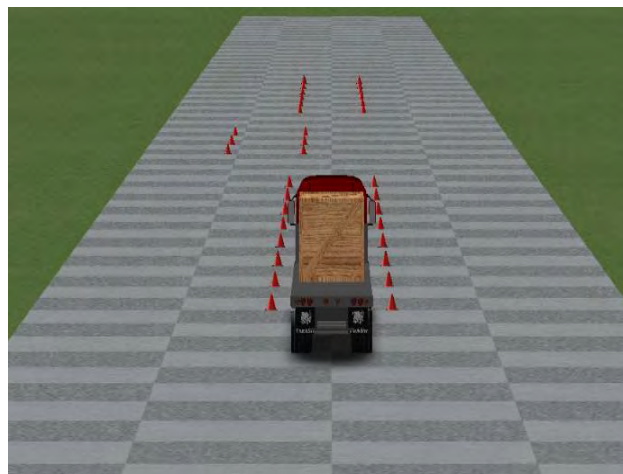
پارامترهای خودروی مفصلی در جدول (۱) نشان داده شده‌اند.

جدول (۱): پارامترهای خودروی سنگین مفصلی.

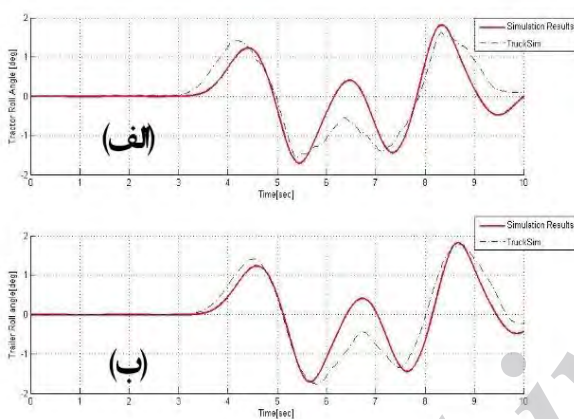
پارامتر	مقدار	واحد
$CS_{tf(tr)}$	۴۱۰۵ (۶/۸۸)	KN.m.s/rad
CS_s	۲۳/۹	KN.m.s/rad
C_w	۷۰۰	KN.m.s/rad
$h_{t(s)}$	۰/۴۳۸ (۱/۸)	M
$h_{ct(s)}$	۱/۰۵ (۱/۹)	M
h_f	۱/۲۲	M
$h_{wt(ws)}$	۰/۶۳ (۱)	M
$I_{zzt(s)}$	۲۰۶۷۹ (۲۳۸۸۹۸)	kg m ²
$I_{xxpt(ps)}$	۳۳۳۵ (۱۲۰۰۲۴)	kg m ²
$I_{xzt(ps)}$	۶۰۲ (۵۷۵۶)	kg m ²



شکل (۱۱): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی الف) واحد کشنده و ب) واحد شبه‌تریلر.



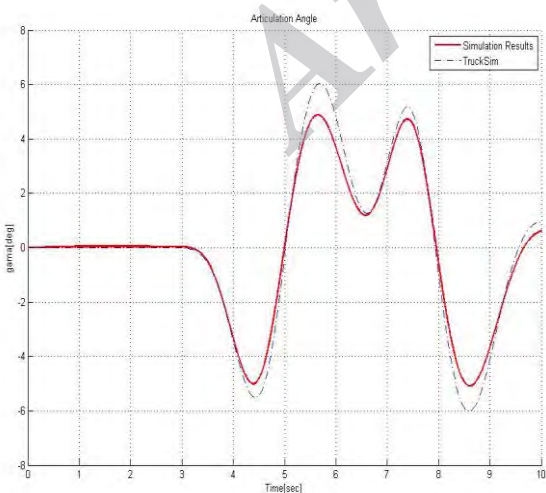
شکل (۸): مانور تعویض خط دوگانه.



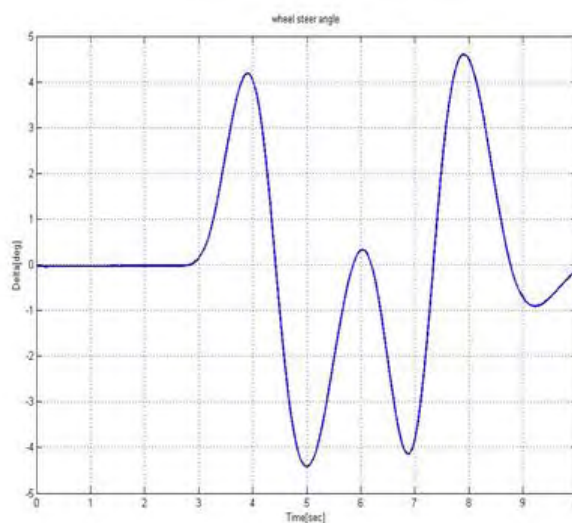
شکل (۱۲): تغییرات زاویه رول الف) واحد کشنده و ب) شبه‌تریلر.



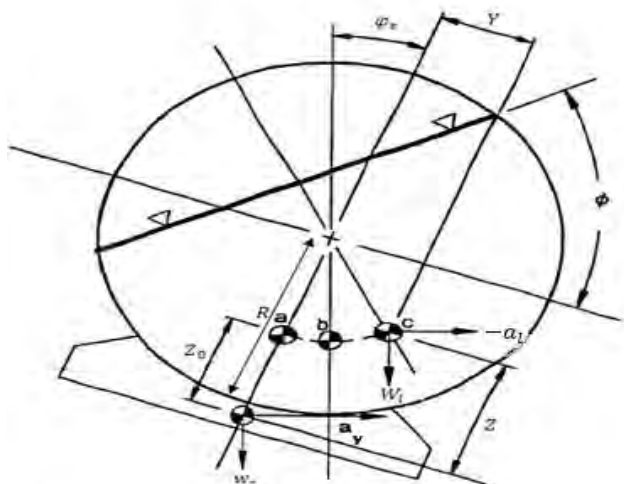
شکل (۹): نمایی از خودروی مفصلی با بار صلب در مانور تعویض خط دوگانه.



شکل (۱۳): تغییرات زاویه مفصل.



شکل (۱۰): تغییرات زاویه فرمان خودرو.



شکل (۱۵): مدل تابع پتانسیل برای یک تانک استوانه‌ای با سطح مقطع دایروی [۴].

که در رابطه فوق، I_{xl}^0 و I_{zl}^0 ممان اینرسی سیال برای حالتی که گرادیان سطح آزاد سیال صفر است، می‌باشند. محاسبه شتاب مرکز جرم سیال:

با استفاده از رابطه شتاب نسبی و با در نظر گرفتن شتاب مرکز جرم واحد شبه‌تریلر، شتاب مرکز جرم سیال به صورت زیر محاسبه می‌شود:

$$a_l = (u_s - v_s \dot{\psi}_s - h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s - Z \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s - X \dot{\psi}_s^2 - Y \dot{\psi}_s) \hat{i} + (v_s + u_s \dot{\psi}_s + h_s \dot{\phi}_s - Y \dot{\phi}_s^2 - Y \dot{\psi}_s^2 + Z \dot{\phi}_s + X \dot{\psi}_s) \hat{j} + (Z \dot{\phi}_s^2 + X \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + Y \dot{\phi}_s) \hat{k}. \quad (35)$$

۴-۱- معادلات دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال

حال با استفاده از معادلات حرکت خودروی مفصلی و با در نظر گرفتن شتاب مرکز جرم سیال، معادلات دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال به صورت زیر به دست می‌آیند:

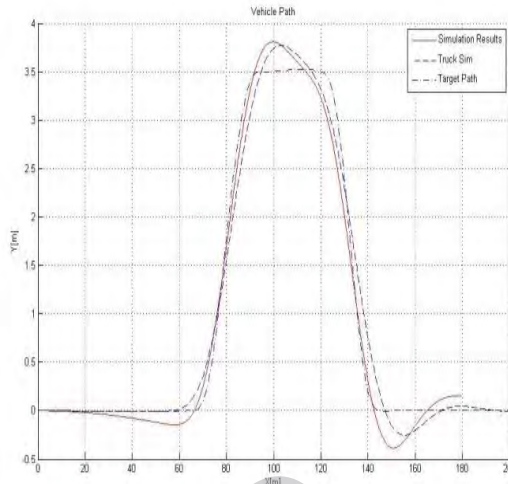
$$m_t \dot{u}_t = m_t v_t \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t \dot{\psi}_t + F_{xtt} + F_{fx}. \quad (36)$$

$$m_t \dot{v}_t + m_{st} h_t \dot{\phi}_t = -m_t u_t \dot{\psi}_t + F_{ytt} - F_{fy}. \quad (37)$$

$$I_{zz_t} \dot{\psi}_t - I_{xz_{pt}} \dot{\phi}_t = M_{ptz} + F_{fy} L_{ct}. \quad (38)$$

$$I_{xx_{pt}} \dot{\phi}_t - I_{xz_{pt}} \dot{\psi}_t + m_{st} h_t \dot{v}_t = M_{ptsx} - m_{st} h_t u_t \dot{\psi}_t. \quad (39)$$

$$m_s \dot{u}_s + m_l a_l \hat{i} = m_s v_s \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{\phi}_s \dot{\psi}_s + F_{xss} - F_{fx} \cos(\Gamma) + F_{fy} \sin(\Gamma). \quad (40)$$



شکل (۱۴): مسیر حرکت خودرو.

۴- مدل سازی دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال

در این مقاله جهت مدل سازی سیال درون تانک و به منظور بررسی اثرات ناشی از انتقال بار سیال بر دینامیک جانبی خودروی مفصلی، از مدل تابع پتانسیل استفاده می‌شود. در این مدل، سیال درون تانک تحت تاثیر زاویه رول و شتاب جانبی مرکز جرم واحد شبه‌تریلر شروع به حرکت نموده و حرکت سطح آزاد سیال، باعث انتقال مرکز جرم سیال و تغییر ممان اینرسی آن می‌شود. در این مدل اندازه تغییرات مرکز جرم سیال و ممان اینرسی آن به صورت تابعی از سطح مقطع تانک، حجم سیال و گرادیان سطح آزاد سیال در نظر گرفته می‌شوند. همچنین، گرادیان سطح آزاد سیال تحت زاویه رول و شتاب جانبی مرکز جرم واحد شبه‌تریلر، با فرض جریان سیال غیرویسکوز و با محاسبه گرادبان فشار تعیین می‌گردد [۴]:

$$\tan(\theta) = \frac{\phi_s - a_l}{1 + a_l \phi_s}. \quad (32)$$

برای تانک با سطح مقطع دایروی موقعیت مرکز جرم سیال در جهت جانبی و عمودی مطابق شکل ۱۵ با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌گردد [۴]:

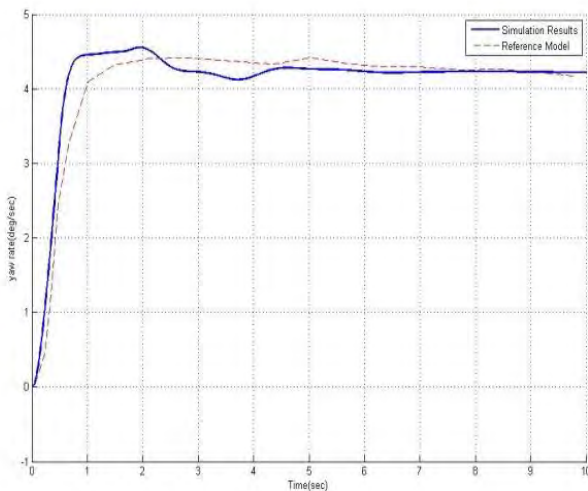
$$\begin{aligned} Z &= R - (R - Z_0) \cos(\theta), \\ Y &= (R - Z_0) \sin(\theta). \end{aligned} \quad (33)$$

که در رابطه فوق، R شعاع تانک و Z_0 ارتفاع مرکز جرم سیال در غیاب زاویه رول و شتاب جانبی واحد شبه‌تریلر است.

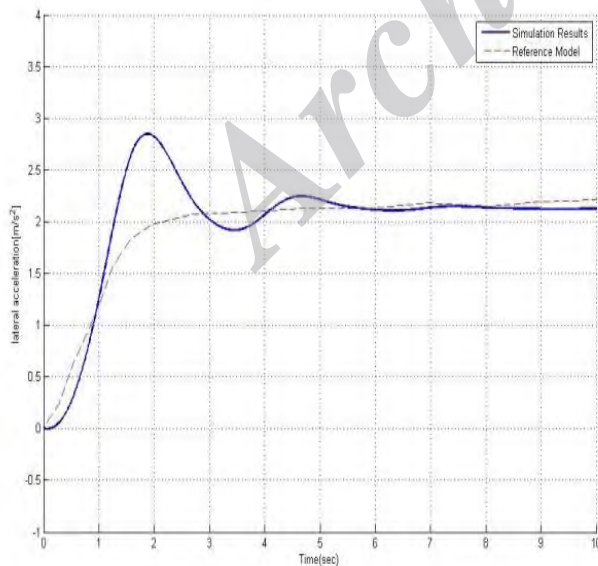
همچنین، ممان اینرسی سیال متحرک درون تانک با استفاده از حاصل ضرب ممان اینرسی در ماتریس انتقال گرادیان سطح آزاد سیال با استفاده از رابطه زیر محاسبه می‌شود:

$$\begin{aligned} I_{xl} &= I_{xl}^0, \\ I_{zl} &= I_{zl}^0 (\cos(\theta))^2. \end{aligned} \quad (34)$$

همان طوری که از شکل ۱۷ مشخص است سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد شبه‌تریلر با مدل مرجع تطابق بسیار مناسبی دارد. در شکل‌های ۱۸-۱۹ شتاب جانبی واحد شبه‌تریلر و مسیر حرکت خودرو نشان داده شده‌اند. ملاحظه می‌شود که مدل توسعه‌یافته در این مقاله با دقت قابل ملاحظه‌ای رفتار مدل دینامیکی را در مانور گردش حالت مانا تعقیب می‌نماید. البته لازم به ذکر است که برای شتاب جانبی در زمان‌های بین ثانیه‌های اول تا سوم انحراف اندکی با مدل مرجع مشاهده می‌شود.



شکل (۱۷): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد شبه‌تریلر.



شکل (۱۸): تغییرات شتاب جانبی واحد شبه‌تریلر.

$$m_s \dot{v}_s + m_{ss} h_s \dot{\varphi}_s + m_l a_l \dot{\gamma} = -m_s u_s \dot{\psi}_s + F_{y_{ss}} + F_{f_x} \sin(\Gamma) + F_{f_y} \cos(\Gamma) + (m_s + m_l) g \sin(\varphi_s). \quad (41)$$

$$(I_{zz_s} + I_{zl}) \dot{\psi}_s - I_{xz_{ps}} \dot{\varphi}_s = (F_{f_x} \sin(\Gamma) + F_{f_y} \cos(\Gamma)) L_{ws} + M_{p_{sz}} + m_l a_l \dot{\gamma} X - m_l a_l \dot{\gamma} Y. \quad (42)$$

$$(I_{xx_{ps}} + I_{xl}) \dot{\varphi}_s - I_{xz_{ps}} \dot{\psi}_s + m_{ss} h_s \dot{v}_s = M_{p_{ssx}} - m_{ss} h_s u_s \dot{\psi}_s + m_l a_l \dot{\gamma} Z + m_l a_l \dot{\gamma} Y + m_l g (Z \sin(\varphi_s) + Y). \quad (43)$$

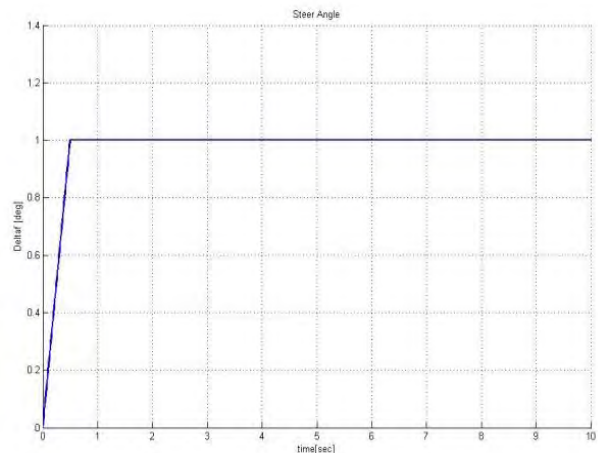
پارامترهای خودروی مفصلی حامل سیال در جدول (۲) نشان داده شده‌اند.

جدول (۲): پارامترهای خودروی مفصلی حامل سیال.

پارامتر	مقدار	واحد
L	۹	M
D	۲/۰۳	M
ρ	۱۰۰۰	kg/m ³

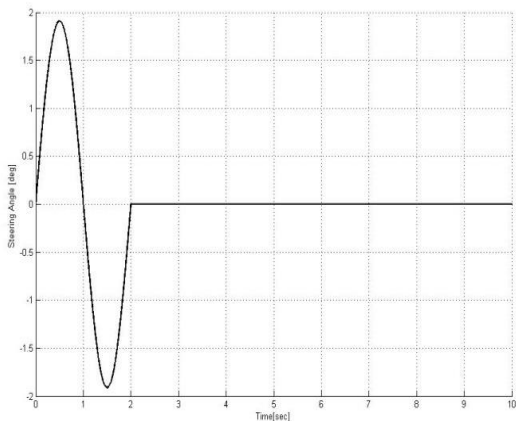
۵- صحنه‌گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال

صحنه‌گذاری مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال ارائه شده در این مقاله با استفاده از مدل دینامیکی مرجع [۱۲] انجام شده است. بدین منظور مشخصات فیزیکی مدل ارائه شده با مدل دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال مرجع ذکر شده یکسان در نظر گرفته شده است. صحنه‌گذاری برای یک خودروی مفصلی حامل سیال نیمه‌پر، در سرعت ۹۰ کیلومتر بر ساعت برای مانور استاندارد گردش حالت مانا مطابق شکل ۱۶ انجام شده است.

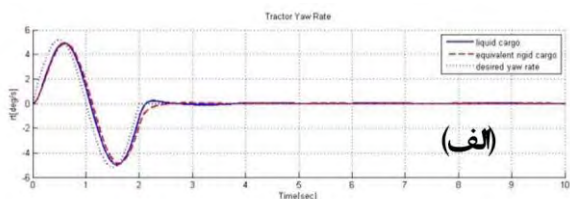


شکل (۱۶): تغییرات زاویه فرمان خودرو.

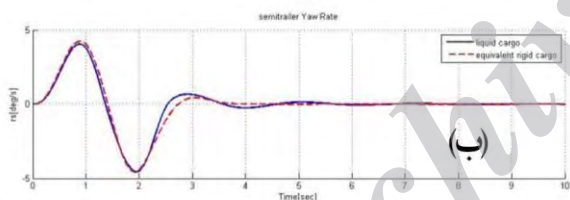
ناچیز شتاب جانبی واحد کشنده حامل سیال را نسبت به بار صلب نشان می‌دهد درحالی‌که این مقدار برای واحد شبه‌تریلر حامل سیال، بیانگر افزایشی به میزان ۱۲ درصد در جهش اول می‌باشد که در مدت زمان ۷ ثانیه میرا می‌شود.



شکل (۲۰): تغییرات زاویه فرمان خودرو.

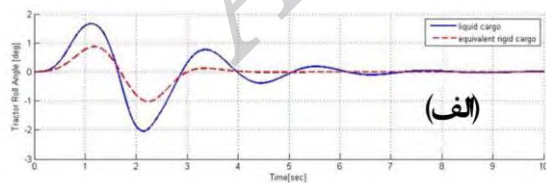


(الف)

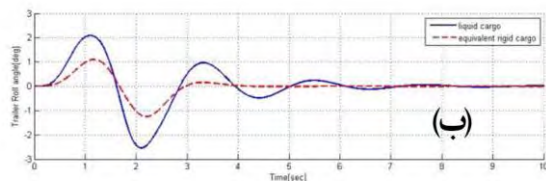


(ب)

شکل (۲۱): تغییرات سرعت زاویه‌ای چرخشی الف) واحد کشنده و ب) شبه‌تریلر.

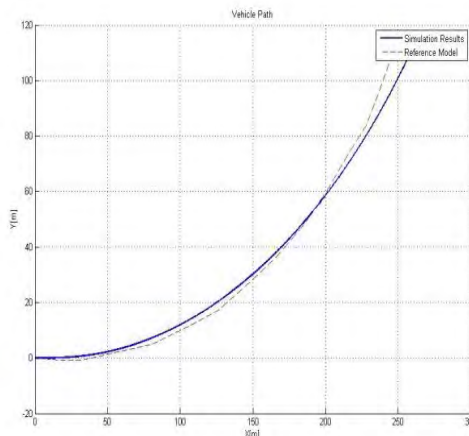


(الف)



(ب)

شکل (۲۲): تغییرات زاویه رول الف) واحدکشنده و ب) شبه‌تریلر.



شکل (۱۹): مسیر حرکت خودرو.

۶- نتایج شبیه‌سازی

در این قسمت رفتار دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال نیمه‌پر تحت مانورهای حالت گذرا و حالت یکنواخت بررسی شده است. برای مقایسه، نتایج شبیه‌سازی برای مهم‌ترین پاسخ‌های دینامیکی خودروی مفصلی شامل سرعت زاویه‌ای چرخشی، زاویه رول و شتاب جانبی واحد کشنده و واحد شبه‌تریلر، زاویه مفصل، نسبت انتقال بار جانبی و ضریب بار دینامیکی برای یک خودروی مفصلی با بار صلب نشان داده شده‌اند.

۶-۱- مانور تعویض خط

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۶۵ کیلومتر بر ساعت در جاده‌ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به‌صورت شکل ۲۰ به آن اعمال شده است.

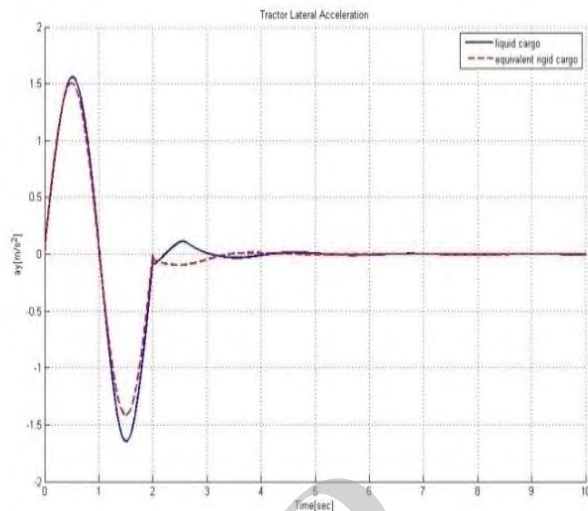
همان‌طوری‌که در نمودارها مشخص است نتایج خودروی مفصلی معمولی با خط‌چین و خودروی مفصلی حامل سیال با خط توپر نشان داده شده است. همان‌طوری‌که از شکل ۲۱ مشخص است سرعت زاویه‌ای چرخشی واحد کشنده خودروی حامل سیال، به‌میزان اندکی از معمول بزرگ‌تر می‌باشد و انحراف قابل توجهی را نسبت به مقدار مطلوب سرعت زاویه‌ای چرخشی نشان می‌دهد. مطابق شکل ۲۲ زاویه رول خودروی مفصلی به‌طرز قابل توجهی تحت تاثیر حرکت سیال درون تانکر قرار می‌گیرد. در مقایسه با بار صلب، زاویه رول شبه‌تریلر خودروی حامل سیال در اولین مقدار ماکزیمم در حدود ۹۱ درصد و در دومین مقدار ماکزیمم ۸۵ درصد بیش‌تر است.

شکل‌های ۲۳-۲۴ شتاب جانبی مرکز جرم واحدهای کشنده و شبه‌تریلر را نشان می‌دهند. نتایج شبیه‌سازی افزایش

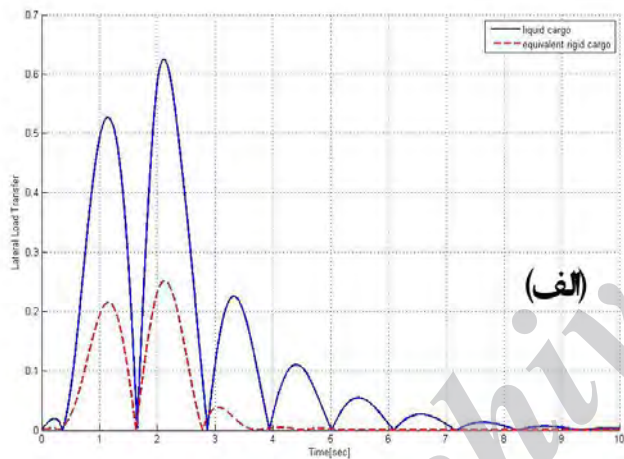
$$LTR = \sum_{j=1}^N \frac{|F_{zrj} - F_{zlj}|}{F_{zrj} + F_{zlj}} \quad (44)$$

که در رابطه فوق، N تعداد اکسل‌ها، F_{zrj} نیروی عمودی تایرهای سمت راست و F_{zlj} نیروی عمودی تایرهای سمت چپ است.

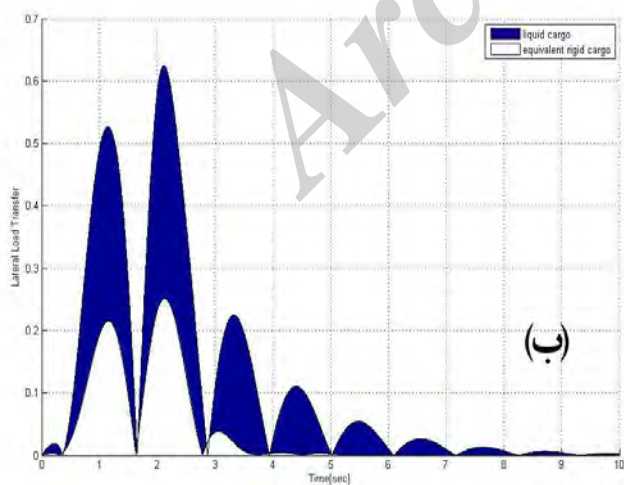
نسبت انتقال بار جانبی از صفر شروع شده و هنگامی که تایرهای خودرو تماس خود را با زمین از دست می‌دهند به مقدار یک می‌رسد. همان‌طوری که از شکل ۲۵ مشخص است، نسبت انتقال بار جانبی خودروی حامل سیال تحت اندرکنش خودرو و سیال به میزان چشم‌گیری نسبت به خودروی مفصلی با بار صلب بیش‌تر است. تاثیر سیال بر افزایش انتقال بار دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال نسبت به خودروی مفصلی معمولی، به‌وسیله ناحیه رنگ‌شده نشان داده شده است.



شکل (۲۳): تغییرات شتاب جانبی واحد کشنده.

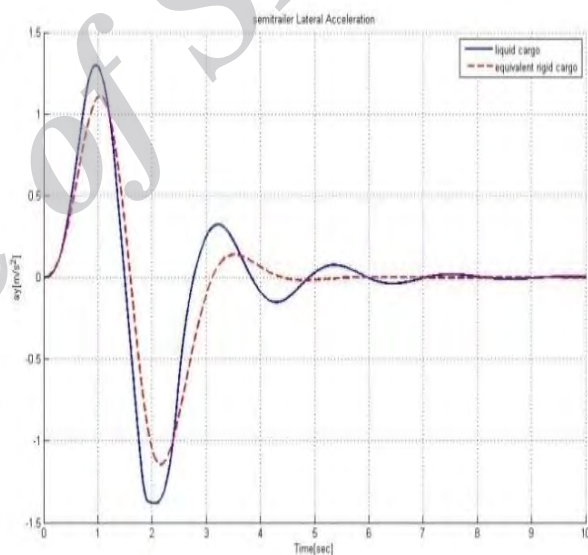


(الف)



(ب)

شکل (۲۵): نسبت انتقال بار جانبی الف) خودروی حامل سیال و ب) خودروی با بار صلب



شکل (۲۴): تغییرات شتاب جانبی واحد شبه‌تریلر.

۶-۱-۱- نسبت انتقال بار جانبی

رفتار دینامیکی یک خودروی مفصلی با استفاده از نسبت انتقال بار دینامیکی به‌طور موثرتری مورد ارزیابی قرار می‌گیرد. نسبت انتقال بار جانبی به‌صورت نسبت قدر مطلق اختلاف نیروهای عمودی بین تایرهای سمت راست و چپ به مجموع نیروهای تایرهای سمت راست و چپ محاسبه می‌گردد. همچنین، از نیروهای عمودی چرخ‌های مربوط به اکسل فرمان‌پذیر واحد کشنده صرف‌نظر می‌شود.

۶-۱-۲- ضریب بار دینامیکی

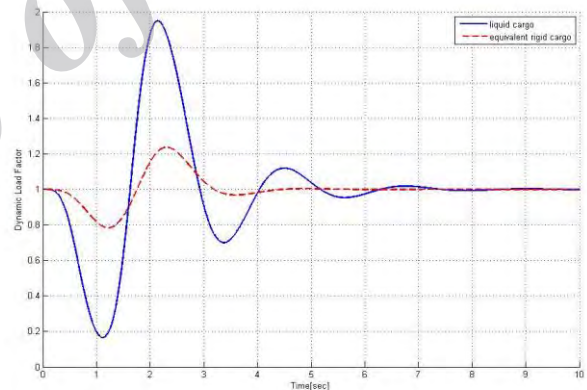
اما عاملی که کم تر در بررسی رفتار دینامیکی خودروی مفصلی به کار برده می شود ضریب بار دینامیکی است که به صورت زیر تعریف می شود:

$$DLF = \frac{2F_{Zr}}{F_{Zr} + F_{Zl}} \quad (45)$$

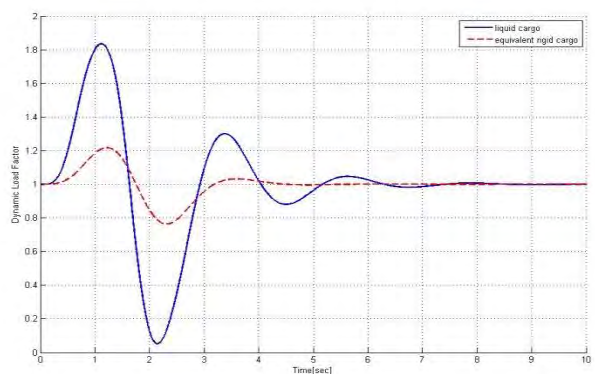
$$DLF = \frac{2F_{Zl}}{F_{Zl} + F_{Zr}}$$

طبق تحقیقات صورت گرفته برای اکسل انتهایی واحد شبه تریلر امکان بیش تری وجود دارد تا تماس خود را با زمین از دست بدهد [۴]. مطالعات اخیر نشان داده اند که این عامل اهمیت کم تری نسبت به انتقال بار جانبی در بررسی واژگونی دارد.

شکل های ۲۶-۲۷ افزایش قابل توجه ضریب بار دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال را نسبت به خودروی مفصلی معمولی نشان می دهند. در زمان ۲/۲ ثانیه بدترین حالت پایداری واژگونی برای تایلر سمت چپ مشاهده می شود که دلیل آن، به اندرکنش بین سیال و دینامیک خودرو نسبت داده می شود.



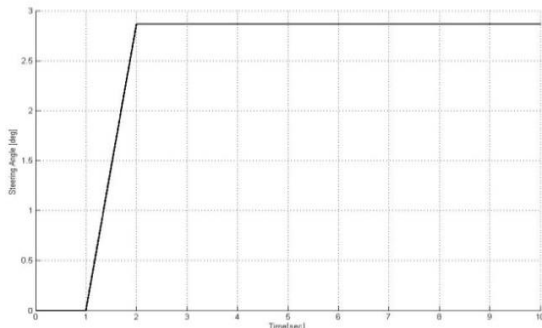
شکل (۲۶): ضریب بار دینامیکی برای تایلرهای سمت راست.



شکل (۲۷): ضریب بار دینامیکی برای تایلرهای سمت چپ.

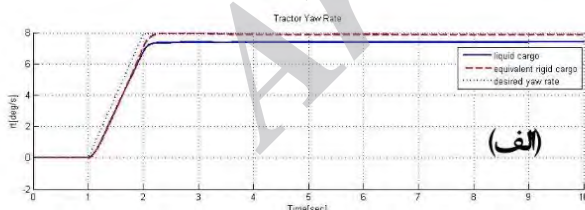
۶-۲- مانور گردش در مسیر دایره ای

در این آنالیز، خودرو با سرعت اولیه ۸۰ کیلومتر بر ساعت در جاده ای خشک، شروع به حرکت کرده و ورودی فرمان به صورت شکل ۲۸ به آن اعمال شده است.

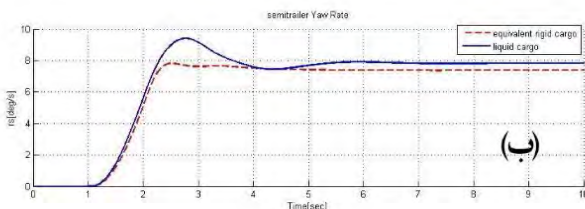


شکل (۲۸): تغییرات زاویه فرمان خودرو.

همان طوری که از شکل ۲۹ مشخص است سرعت زاویه ای چرخشی واحد کشنده خودروی حامل سیال نسبت به مقدار مطلوب آن در مقایسه با بار صلب انحراف زیادی مشاهده می شود. همچنین، این پارامتر برای واحد شبه تریلر در زمان ۲/۶ ثانیه به مقدار قابل توجهی افزایش می یابد ولی با گذشت زمان از مقدار آن کاسته شده و میرا می شود. همچنین، مطابق شکل ۳۰ زاویه رول خودروی مفصلی به طرز قابل توجهی تحت تاثیر حرکت سیال درون تانکر قرار می گیرد. در مقایسه با بار صلب، زاویه رول شبه تریلر خودروی حامل سیال در اولین مقدار ماکزیمم افزایش قابل توجهی را نشان می دهد. در شکل ۳۱ انحراف زاویه مفصل نسبت به مقدار مطلوب آن نشان داده شده است.

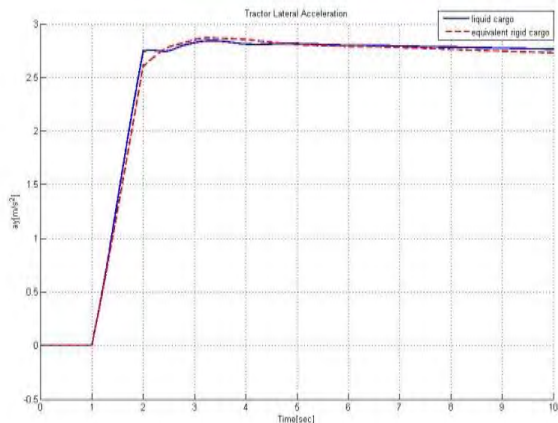


(الف)

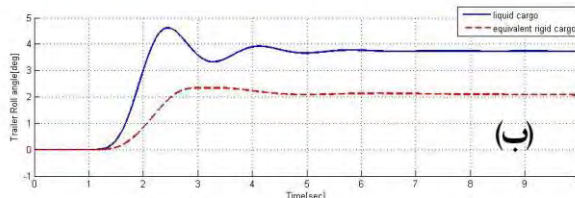
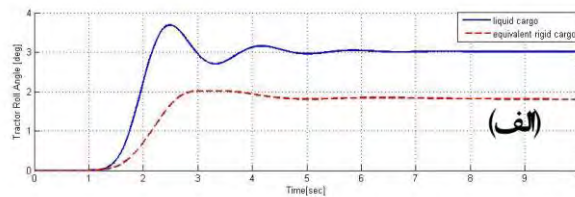


(ب)

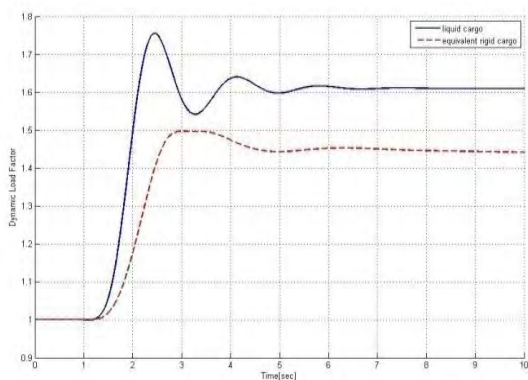
شکل (۲۹): تغییرات سرعت زاویه ای چرخشی (الف) واحد کشنده و (ب) شبه تریلر.



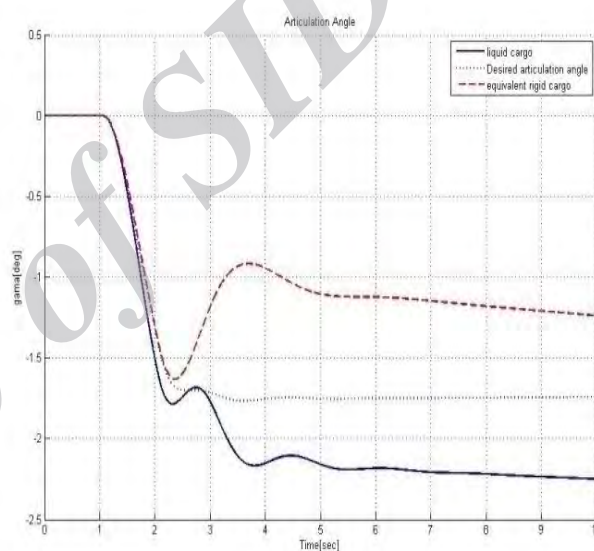
شکل (۳۳): تغییرات شتاب جانبی واحد شبه تریلر.



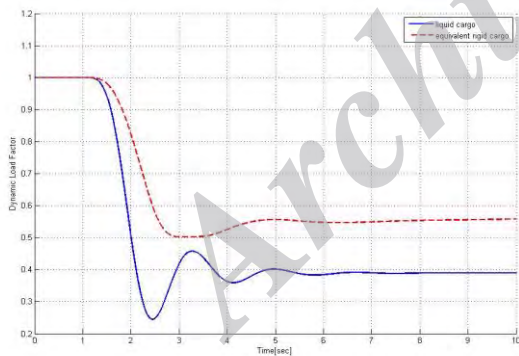
شکل (۳۰): تغییرات زاویه رول (الف) واحد کشنده و (ب) شبه تریلر.



شکل (۳۴): ضریب بار دینامیکی برای تاپره‌های سمت چپ.

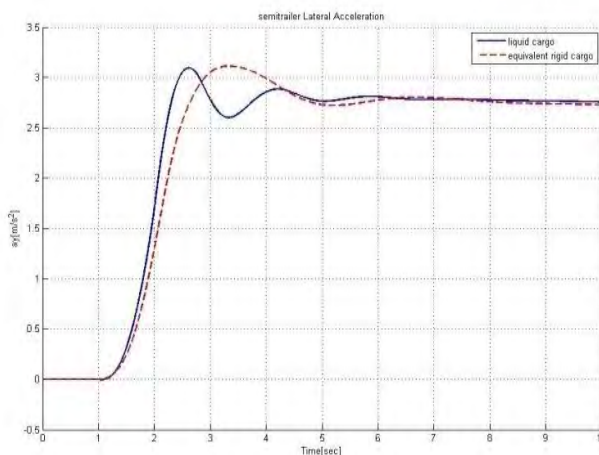


شکل (۳۱): زاویه مفصل خودروی مفصلی.



شکل (۳۵): ضریب بار دینامیکی برای تاپره‌های سمت راست.

از شکل ۳۲ مشخص است که شتاب جانبی واحد کشنده خودروی مفصلی حامل سیال دارای نوسان بیش‌تری نسبت به خودروی مفصلی معمولی است و ماکزیمم مقدار آن در زمان ۲/۵ ثانیه اتفاق می‌افتد. مقدار این پارامتر در واحد شبه‌تریلر برای هر دو خودروی فرم تقریباً مشابهی را مطابق شکل ۳۳ نشان می‌دهد.



شکل (۳۲): تغییرات شتاب جانبی واحد کشنده.

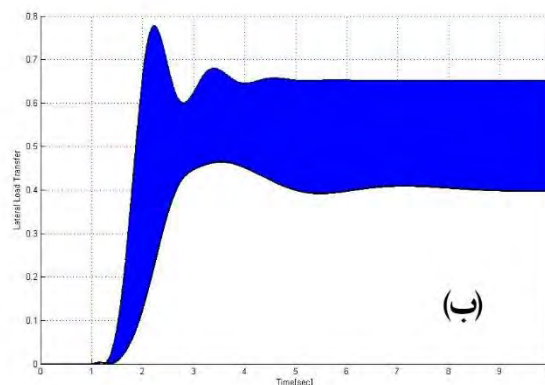
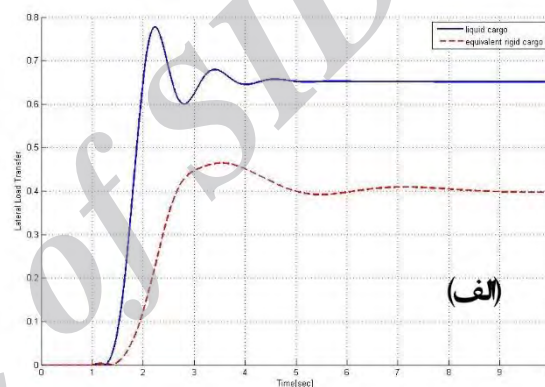
پاسخ‌های دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال با یک خودروی مفصلی با بار صلب، مانورهای تعویض خط و گردش در مسیر دایره ای انجام شدند. نتایج شبیه‌سازی نشان دادند که پاسخ‌های دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال، به‌شدت تحت تاثیر تلاطم سیال درون مخزن قرار می‌گیرند. زاویه رول واحد کشنده و واحد شبه‌تریلر خودروی مفصلی حامل سیال افزایش قابل توجهی را نسبت به خودروی مفصلی با بار صلب نشان می‌دهند درحالی‌که میزان این تغییرات برای سرعت زاویه‌ای چرخشی بسیار کوچک است. همچنین، پایداری واژگونی خودروی مفصلی که با نسبت انتقال بار جانبی و ضریب بار دینامیکی بیان می‌شود، به‌شدت تحت تاثیر تلاطم سیال درون تانک قرار می‌گیرد. نتایج شبیه‌سازی نشان می‌دهند که به‌دلیل اندرکنش بین خودرو و سیال احتمال وقوع واژگونی افزایش می‌یابد. این احتمال برای مانور تعویض خط در ثانیه دوم بسیار زیاد است.

۸- مراجع

1. Liu, Z. and Huang, Y. "A New Method for Large Amplitude Sloshing Problems", Journal of Sound and Vibration, Vol. 175, No. 2, pp. 185-195, 1994.
2. Popov, G. "Shape Optimization of Elliptical Road Containers Due to Liquid Load in Steady-State Turning", Vehicle System Dynamics, Vol. 25, pp. 203-221, 1996.
3. Winkler, C. "Rollover of Heavy Commercial Vehicles", UMTRI Research Review, University of Michigan Transportation Research Institute, October-December, Vol. 31, No. 4, 2000.
4. Kang, X., Rakheja, S. and Stiharu, I. "Cargo Load Shift and Its Influence on Tank Vehicle Dynamics under Braking and Turning", Heavy Vehicle Systems, International Journal of Vehicle Design, Vol. 9, No. 3, pp. 183-94, 2002.
5. Salem, M.I., Mucino, V.H., Saunders, E. and Gautam, M. "Lateral Sloshing In Partially Filled Elliptical Tanker Trucks Using a Trammel Pendulum", International Journal of Heavy Vehicle System, Vol. 16, No. 2, pp. 207-224, 2009.
6. Shojaefard, M.H., Talebitooti, R. and Yarmohammadi Satri, S. "Enhancing Rollover Threshold of Fuel Tanks Based on Designing Optimization Algorithm", Modares Mechanical Engineering, Vol. 13, No.1, pp.1-12, 2013. (in Persian)
7. Talebitooti, R., Shojaefard, M.H. and Yarmohammadisatri, S. "Shape Design Optimization of Cylindrical Tank Using B-Spline Curves", Computer & Fluids, Vol. 109, pp. 100-112, 2015.

تحلیل دینامیک گذرای خودروی مفصلی حامل سیال در مقایسه با ...

در شکل‌های ۳۴-۳۵، ضریب بار دینامیکی تاپره‌های سمت چپ و راست نشان داده شده‌اند. نتایج شبیه‌سازی افزایش قابل توجه انتقال بار جانبی خودروی مفصلی حامل سیال را نسبت به خودروی مفصلی معمولی نشان می‌دهند. این مقدار افزایش، برای جهش اول در حدود ۶۴ درصد و برای شرایط حالت یکنواخت در حدود ۶۰ درصد می‌باشد. نتایج فوق با بررسی‌های صورت‌گرفته‌ای که افزایش احتمال وقوع واژگونی را در خودروهای مفصلی حامل سیال تایید می‌نمایند، تطابق دارد. در شکل ۳۶ تاثیر سیال در افزایش انتقال بار دینامیکی خودروی مفصلی حامل سیال نسبت به خودروی مفصلی معمولی، با استفاده از ناحیه رنگ‌شده نشان داده شده است.



شکل (۳۶): نسبت انتقال بار جانبی (الف) خودروی حامل سیال و (ب) خودروی با بار صلب

۷- نتیجه‌گیری

در این مقاله یک مدل ۱۶ درجه آزادی برای شبیه‌سازی دینامیک جانبی خودروی مفصلی و روش تابع پتانسیل برای مدل‌سازی سیال درون مخزن توسعه داده شد. سپس اثرات ناشی از تلاطم سیال بر دینامیک جانبی خودروی مفصلی، تحت مانورهای حالت مانا و گذرا بررسی گردید. برای مقایسه

8. Saeedi, M.A., Kazemi, R. and Azadi, S. "Liquid Sloshing Effect Analysis on Lateral Dynamics of an Articulated Vehicle Carrying Liquid for Various Filled Volumes", International Journal of Engineering, Vol. 28, No. 11, pp. 1671-1679, 2015.
9. Saeedi, M.A. and Kazemi, R. "Stability of Three-Wheeled Vehicles with and without Control System", International Journal of Automotive Engineering, Vol. 3, No. 1, pp. 343-355, 2013.
10. Saeedi, M.A., Kazemi, R., Rafat, M. and Pasdar, A.H. "Real World Modeling and Nonlinear Control of an Electrohydraulic Driven Clutch", International Journal of Automotive Engineering, Vol. 2, No. 2, pp. 107-116, 2012.
11. Mechanical Simulation Corporation (MSC), TruckSim 8.0 Reference Manual, February 1999.
12. Kang, X. "Optimal Tank Design and Directional Dynamic Analysis of Liquid Cargo Vehicles under Steering and Braking", PhD Thesis, Concordia University, Montreal, Quebec, Canada, 2001.

Archive of SID