

بررسی پاسخ دینامیکی و پایداری خودروهای لولایی حامل سیال با صفحات عرضی

ابراهیم اسماعیل زاده*، مهندس حمیدرضا بهرامپوری** و نوید نیک صفت***

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی شریف

بخش مهندسی محصول، شرکت ساپکو

(دریافت مقاله: ۷۶/۳/۲۰ - دریافت نسخه نهایی ۸۰/۴/۱۶)

چکیده - در این پژوهش دینامیک و پایداری خودروهای طولیل لولایی به ویژه خودروهای حمل سیال مورد تجزیه و تحلیل قرار گرفته است. با توجه به اهمیت خودروهای حمل سیال در حمل و نقل مواد سوختی و مایع و همچنین پایین بودن آستانه پایداری این نوع خودروها، استفاده از صفحات عرضی در مخزن آنها و چگونگی تأثیر صفحات عرضی بر روی پایداری و رفتار دینامیکی خودرو مطالعه و نشان داده شده که چنین صفحاتی می توانند برای افزایش پایداری این گونه خودروها مورد توجه قرار گیرند.

در این تحقیق با توسعه مدل‌های موجود برای خودروهای حمل سیال و گنجانیدن اثرات حرکتی سیال در آن، دینامیک و پایداری خودروهای لولایی مدلسازی شده است. ابتدا به کمک یک مدل عرضی خودرو، پایداری جانبی را با توجه به شتاب آستانه واژگونی تحلیل کرده و با توسعه و تعمیم مدل، اثر نصب صفحات عرضی در مخزن این نوع خودروها بررسی شده است. با استفاده از مدل *Yaw Plane*، پاسخ گذرای یک خودروی طولیل لولایی حامل سیال تحت تأثیر عوامل مختلف از جمله نصب صفحات عرضی و مانورهای جاده ای مختلف بررسی و سعی شده است که با تغییر پارامترهای مؤثر، رفتار خودرو بهینه شود. در هر دو مدل ابتدا معادله های حاکم بر آنها استخراج شده و سپس با تدوین یک الگوریتم ریاضی و یک برنامه رایانه ای برای آن، مدل‌های مزبور تحلیل و نتایج شبیه سازی به صورت نمودار ارائه شده است.

واژگان کلیدی: دینامیک خودرو، مخزن، خودروی طولیل لولایی، پایداری، واژگونی، صفحات عرضی

Dynamic Analysis and Stability of Articulated Liquid Cargo Vehicles with Tank Baffles

E. Esmailzadeh, H. R. Bahrapuri and N. Niksefat

Department of Mechanical Engineering, Sharif University of Technology, Tehran

Product Engineering Department, SAPCO, Tehran, Iran

ABSTRACT- Articulated liquid cargo vehicles transporting inflammable fuels and dangerous chemical products require special consideration when traveling on urban roads or cruising at highway speeds. The road safety and handling of these kinds of vehicles may be adversely affected when negotiating sharp turns or travelling on slippery roads, which may result in either lateral instabilities or complete rollover of these tanker vehicles. Moreover, directional instabilities in these kinds of vehicle may also introduce an excessive yaw swing or may initiate the jack-

* - استاد

** - کارشناسی ارشد

*** - دانشجوی دکترا

knifing of the articulated tanker trucks. In order to overcome the instabilities of these tanker vehicles, installation of lateral baffles in the form of separating walls in the tanker were considered. The static roll and yaw plane models of these vehicles including lateral translation of the liquid inside the tank were developed. Using the static roll model, the rollover threshold of the vehicle is analyzed and the effect of these separating walls on the stability of the vehicle is studied. The yaw plane model is then used to predict the transient response and stability of the tanker vehicle under various road maneuvers. The governing differential equations were solved numerically to obtain the simulation results and optimum values of the parameters.

Keywords: Tanker, Vehicle, Stability, vehicle dynamic, rollover, lateral baffles

فهرست علائم

Z_{Ri}	ارتفاع مرکز غلتش از مرکز جرم، فنربندی شده	a_y	شتاب عرضی اعمالی به خودرو
Z_{ui}	ارتفاع مرکز غلتش از مرکز جرم محور i ام	b_i	فاصله بین دو تایر داخلی بر روی محور i ام خودرو
Z_{FRi}	ارتفاع جرم فنربندی شده از شاسی واحد کشنده	d_i	فاصله جفت تایر بر روی محور i ام
ZL_k	جابه جایی عمودی مرکز جرم سیال در محفظه k ام مخزن حمل سیال	F_{Ri}	نیروی تبادل شده در مرکز غلتش i ام
Z_s	ارتفاع چرخ پنجم از سطح جاده	FS_{ij}	نیروی فنر Z ام بر روی محور i ام
ϕ_{si}	زاویه غلتش جرم فنربندی شده	FZ_{ij}	نیروی عمودی تایر
ϕ_{ui}	زاویه غلتش جرم فنربندی نشده	HR_i	ارتفاع بین مرکز غلتش و سطح جاده
ψ	انحراف زاویه‌ای سطح آزاد سیال در داخل مخزن	Hu_i	ارتفاع بین مرکز جرم فنربندی نشده تا سطح جاده
FT_{ni}	نیروی جانبی تایرهای محور i ام از واحد n ام خودرو	K_{ij}	ضریب سختی فنر
FX_n	نیروی طولی وارده از لولای n ام	K_s	مقاومت پیچشی معادل چرخ پنجم و شاسی تریلی
FY_n	نیروی عرضی وارده از لولای n ام	K_{FR}	مقاومت پیچشی واحد کشنده
I_t	ممان اینرسی واحد n ام بدون سیال	$KOVT_{ij}$	صلبیت پیچشی تایر Z ام بر روی محور i ام
I_{en}	ممان اینرسی کلی سیال در واحد n ام	KT_{ij}	صلبیت عرضی تایر Z ام بر روی محور i ام
K_n	تعداد محفظه‌های مخزن واحد n ام	KY_{ij}	صلبیت عمودی تایر Z ام بر روی محور i ام
m_n	جرم واحد n ام خودرو	R_i	شعاع موثر تایرهای محور i ام خودرو
P	تعداد قسمتهای یک خودروی لولایی	Y_i	جابه جایی عرضی تایرهای محور i ام خودرو
q_n	تعداد محورها بر روی واحد n ام	YL_k	جابه جایی عرضی مرکز جرم سیال در داخل محفظه k ام مخزن
r_n	سرعت زاویه‌ای واحد n ام	W_{axli}	بار موجود بر روی محور i ام
T_i	زاویه بین دو واحد متوالی خودرو	W_{FR}	نیروی برشی عمودی، عمل کننده در شاسی واحد کشنده
u_n	سرعت پیشروی واحد n ام	W_{si}	وزن جرم فنربندی شده i ام
V_n	سرعت جانبی واحد n ام	W_{ui}	وزن جرم فنربندی نشده i ام
X_F	فاصله مرکز جرم از لولای جلویی	W_s	بار اعمالی بر روی چرخ پنجم
X_R	فاصله مرکز جرم از لولای انتهایی	WL_k	وزن سیال موجود در محفظه k ام مخزن حمل سیال
XT_{mi}	فاصله محور i ام تا مرکز جرم واحد n ام خودرو		

تلاطم سیال در داخل مخازن خودروهای حامل سیال، کشتیها و یا سایر وسایل نقلیه که بخش زیادی از وزن آنها را سیال تشکیل می‌دهد، می‌تواند اثر قابل توجهی بر روی پایداری این گونه سیستمها بگذارد. در خودروهای حامل سیال تلاطم و جابه جایی سیال می‌تواند علاوه بر کاهش پایداری خودرو، بر روی کیفیت حرکت و فرماندهی خودرو نیز مؤثر باشد.

پایداری عرضی و آستانه واژگونی خودروهای لولایی مورد توجه ایزرمان [۱] قرار گرفت. کارهای وی سپس توسط بارتر و میلر [۲] با تغییرات اندکی دنبال شد و مالیکار جونارائو [۳] با تقریب خوبی توسط نتایج تجربی، مدل‌های قبل را مورد تأیید قرار داد.

رفتار دینامیکی خودرو هنگام تغییر مسیرهای مختلف نیز مورد توجه محققان بوده است. اسلیبر و پاسلی [۴] حرکت پاندولی تریلی یک خودرو دو قسمتی را بررسی کردند. همچنین افرادی چون ژیندرا [۵]، هازموتو، [۶]، هیلز [۷] و الگیندی و ونگ [۸] با ارائه مدل‌های ریاضی پایداری خودروهای لولایی را به کمک معادله‌های مشخصه خودرو مورد مطالعه قرار دادند. مطالعات فوق‌الذکر همگی برای خودروهایی با بار صلب صورت پذیرفته و از اثرات ناشی از جابه جایی و حرکت سیال در مخزن چشمپوشی شده است.

برای بررسی تلاطم و جابه جایی سیال در داخل مخازن حمل سیال ابتدا آبرامسون [۹]، از یک مدل آونگی برای بررسی حرکت سیال در داخل مخازن سوخت هواپیما استفاده کرد. باور [۱۰] با استفاده از یک مدل جرم و فنر، حرکت و تلاطم سیال را در مخازن مختلف مورد مطالعه قرار داد. در سالهای اخیر گروه سانکار [۱۱] تلاش زیادی برای بررسی خودروهای حامل سیال انجام دادند. این گروه با مدلسازی مناسب از حرکت سیال و خودرو پایداری عرضی خودروهای حامل سیال را بررسی کرده و نتایج خود را با آزمایشات تجربی مورد تأیید قرار دادند. در این مقاله برای بررسی اثرات نصب صفحات

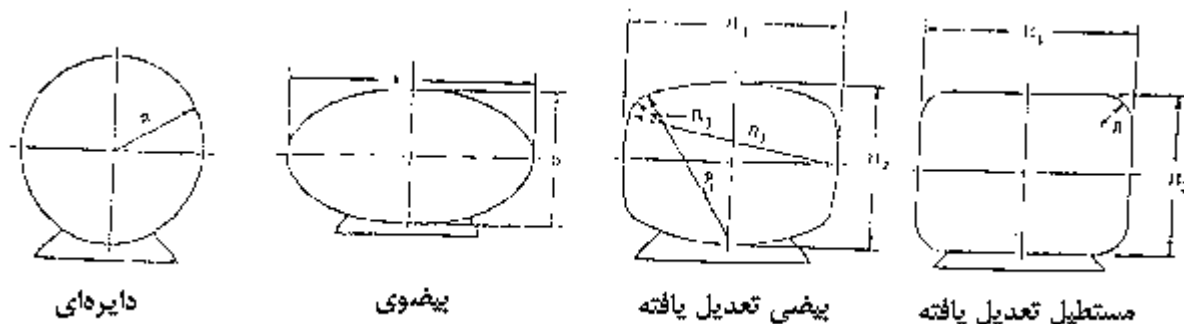
عرضی در مخزن آنها، مدل‌های موجود در این زمینه توسعه و بهبود یافته به طوری که تعداد و موقعیت صفحات در مدل گنجانده شده است. با توجه به پیچیدگی سیستم برای بررسی رفتار عرضی و همچنین پاسخ گذرای دینامیکی برای کاهش معادله‌ها از دو مدل مستقل بهره گرفته شده است.

استفاده از صفحات عرضی در مخزن خودروهای حامل سیال برای افزایش پایداری و بهبود رفتار دینامیکی آنها پیشنهاد و در این پژوهش به آن اشاره می‌شود. این گونه صفحات می‌توانند تلاطم و نوسان سیال در داخل مخزن را به مقدار چشمگیری کاهش دهند، که این امر موجب کاهش تنشها و نیروهای وارده به مخزن می‌شود. همچنین با جداسازی مخزن به بخشهای مجزا توسط صفحات عرضی می‌توان حمل بارهای سیالی نیمه پر را در مخزن بهبود بخشیده و تلاطم سیال را به حداقل رساند. جداسازی مخزن می‌تواند برای حمل مواد مشابه و دارای جرم حجمیهای گوناگون مانند روغنهای صنعتی، مورد استفاده قرار گیرد.

متأسفانه در کشور، علی‌رغم استفاده فراوان و روزافزون از خودروهای سنگین حمل بار و به خصوص خودروهای حامل سیال مطالعات چندانی در این زمینه صورت نگرفته است و لذا تحقیقات منظمی در این زمینه را می‌طلبد.

۲- مخازن حمل سیال

مخازن حمل سیال به شکلها و ظرفیتهای گوناگون طراحی و ساخته می‌شوند. شکل و ظرفیت مخزن بستگی به نوع و مقدار مواد قابل حمل، ظرفیت حمل خودرو و مسائل و استانداردهای ایمنی دارد. مقدار نیروها و ممانهای حاصل از تلاطم سیال در مخزن بستگی به شکل، درصد پر بودن مخزن، خواص و نوع سیال دارد. مخازن قابل نصب بر روی خودروهای سنگین جاده‌ای معمولاً به چهار شکل متداول با سطح مقطعیهای دایره‌ای، بیضی، بیضی تعدیل یافته^۱ و مستطیل تعدیل یافته^۲ ساخته می‌شوند، شکل (۱) را ببینید.



شکل ۱- مخازن متداول در حمل سیال

به نوسان و تلاطم درآید. استفاده از صفحات عرضی می‌تواند فرکانس طبیعی ارتعاشی را به مقدار قابل ملاحظه‌ای تغییر دهد. ب- اثر مقاومتی صفحات عرضی:

استفاده از صفحات عرضی چه به صورت یکپارچه و چه با مجاری عبور سیال می‌تواند به عنوان یک عامل مؤثر در جهت کاهش نوسانات سیال مورد استفاده قرار گیرد. کاهش نوسانات سیال می‌تواند ممانها و نیروهای اینرسی ایجاد شده توسط نوسان سیال را به طور مؤثری کاهش دهد [۹]

ج- استفاده از صفحات عرضی برای مجرا سازی مخزن:

با نصب صفحات عرضی یکپارچه، در عمل دارای چند مخزن با ظرفیتهای کمتر خواهیم بود که می‌توانند به طور جداگانه تخلیه و یا بارگیری شوند و از حمل سیال به طور نیمه پر در مخزن جلوگیری کرده و تا حد قابل ملاحظه ای از تلاطم و حرکت سیال در مخزن بکاهد.

د- به کارگیری صفحات عرضی برای افزایش استحکام مخزن:

نصب صفحات عرضی در مخزن می‌تواند موجب افزایش استحکام بدنه مخزن شود. مثلاً تقویت بدنه مخزن توسط صفحات عرضی در مخازن تحت فشار متحرک بسیار حائز اهمیت است.

۴- مدل صفحه عرضی خودرو^۴

در مدل صفحه عرضی، خودروی لولایی از دو واحد کشنده^۵ و تریلی^۶ تشکیل یافته که توسط چرخ پنجم به یکدیگر متصل‌اند. محورهای یک خودروی لولایی طویل پنج محوره

مخازن با سطح مقطع دایره‌ای شکل عمدتاً برای مخازن تحت فشار، مانند مخازن حمل گاز مایع، مورد استفاده قرار می‌گیرند. مخازن مستطیل شکل در مقایسه با مخازن دایره‌ای شکل می‌توانند ظرفیت بیشتری را نسبت به فضای موجود حمل کنند. مخازن بیضی‌گون نیز نسبت به مخازن دایره‌ای شکل هم ظرفیت خود، دارای مرکز ثقل پایینتری نسبت به شاسی خودرو بوده که این امر می‌تواند به پایداری خودرو کمک کند.

استفاده از صفحات عرضی^۳ در داخل مخازن حمل سیال روش مؤثر و اقتصادی برای بهبود رفتار سیال در داخل مخزن و افزایش پایداری خودروست. صفحات عرضی در مخازن نه تنها موجب استحکام مخزن می‌شود، بلکه در جهت کاهش تلاطم و دامنه نوسانات سیال بسیار مؤثر است.

آگاهی از تأثیر نصب صفحات عرضی بر روی رفتار سیال در مخزن می‌تواند در جهت بهینه سازی مخزن و دینامیک خودرو مفید واقع شود. در اینجا برخی تأثیرات نصب چنین صفحاتی به طور اجمالی اشاره می‌شود.

۳- اثرات نصب صفحات عرضی در مخازن

حمل سیال

الف - تغییر فرکانسهای طبیعی ارتعاشی مخازن حمل سیال:

تلاطم و نوسان سیال حول فرکانس طبیعی خود می‌تواند موجب ایجاد نیروها و ممانهای قابل ملاحظه‌ای بر روی مخزن و در نتیجه بر روی خودرو شود. [۱۲] حرکت خودرو بر روی جاده می‌تواند موجب تحریک سیال شده و سبب شود که سیال

الف- ممانهای وارد بر جرمهای فنربندی شده

برای جرم (۱)

$$\begin{aligned} & (FS_{11} + FS_{12})Z_{R1}[\sin(\theta_{s1} + \theta_{u1}) - \sin(\theta_{s1} - \theta_{u1})] + \\ & (FS_{11} - FS_{12})S_1 + F_{R1} \cdot Z_{R1} + K_{tr}(\theta_{s2} - \theta_{s1}) + \\ & (W_5 + W_{s2} - W_{axi2})[ay \cos \theta_{s1} - \sin \theta_{s1}]Z_{FR1} = 0 \end{aligned} \quad (1)$$

برای جرم (۲)

$$\begin{aligned} & (FS_{21} + FS_{22})Z_{R2}[\sin(\theta_{s2} + \theta_{u2}) - \sin(\theta_{s2} - \theta_{u2})] + \\ & (FS_{21} - FS_{22})S_2 + F_{R2} \cdot Z_{R2} - K_{tr}(\theta_{s2} - \theta_{s1}) + \\ & W_5 \cdot Z_{s2}[ay \cos \theta_{s2} - \sin \theta_{s2}] + K_5(\theta_{s3} - \theta_{s2}) - \\ & (W_5 + W_{s2} - W_{axi2})[ay \cos \theta_{s2} - \sin \theta_{s2}]Z_{FR2} = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

برای جرم (۳)

$$\begin{aligned} & (FS_{31} + FS_{32})Z_{R3}[\sin(\theta_{s3} + \theta_{u3}) - \sin(\theta_{s2} - \theta_{u2})] + \\ & (FS_{31} - FS_{32})S_3 + F_{R3} \cdot Z_{R3} - K_5(\theta_{s3} - \theta_{s2}) - \\ & W_5 \cdot Z_{s3}[ay \cos \theta_{s3} - \sin \theta_{s3}] + ML = 0 \end{aligned} \quad (3)$$

در معادله بالا ML ممان کلی ناشی از سیال داخل مخزن بوده که برابر مجموع ممانهای وارده بر خودرو از هر یک از محفظه‌های مخزن است که برابر است با

$$\begin{aligned} ML = & \sum_{k=1}^n WL_k (ay \cos \theta_{s3} + \sin \theta_{s3})YL_k + \\ & \sum_{k=1}^n WL_k (\cos \theta_{s3} - ay \sin \theta_{s3})ZL_k \end{aligned} \quad (4)$$

ZL_k و YL_k جابه جایی عرضی و عمودی مرکز جرم سیال در محفظه K ام مخزن است که بر اساس هندسه مخزن، درصد پر بودن مخزن و ارتفاع اولیه سیال در مخزن تعیین می‌شود. با توجه به شکل (۲-ج)، مقادیر ZL_k و YL_k به صورت زیر قابل محاسبه است.

$$ZL_k = 0.5H_2 - (0.5H_2 - ZO_k) \cos \psi$$

$$YL_k = \left[0.5H_1 - \frac{H_1}{H_2} ZO_k \right] \sin \psi$$

ψ گرادیان سطح آزاد سیال در مخزن بوده و با فرض کوچک بودن θ_{s3} می‌توان نوشت

$$\operatorname{tg} \psi = \frac{a_y + \theta_{s3}}{1 - a_y \theta_{s3}}$$

FS_{ij} و F_{Ri} نیز به ترتیب نیروی تبادلی شده در مرکز غلتش و نیروی فنرهای سیستم تعلیق‌اند که برابرند با

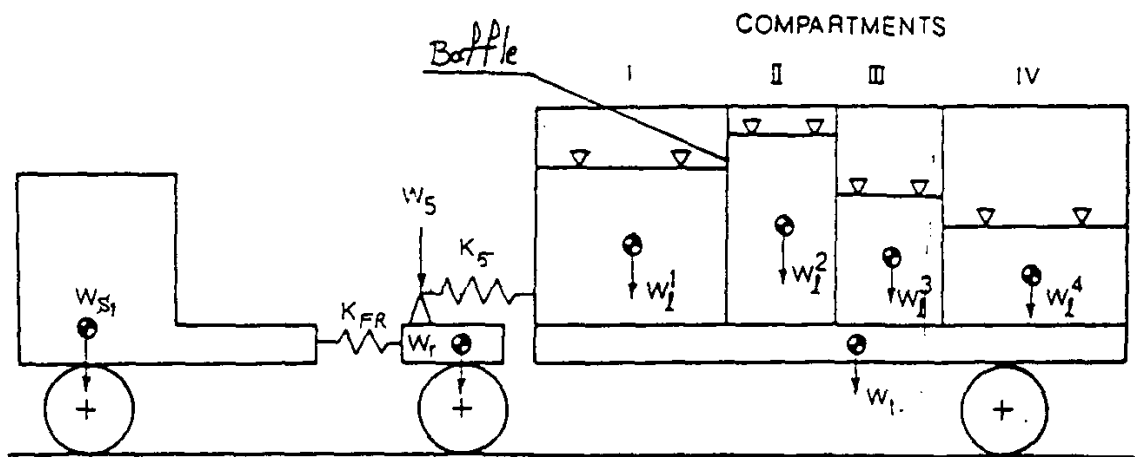
توسط سه محور مرکب مدلسازی می‌شود که در نتیجه یک محور مرکب برای دو محور تریلی و دو محور مرکب برای کشنده در نظر گرفته می‌شود، شکل (۲-الف).

جرم خودرو توسط سه جرم معلق مدل شده و واحد کشنده از دو جرم معلق تشکیل و توسط فنر پیچشی بهم متصل‌اند. جرم تریلی نیز توسط یک جرم فنربندی شده مدل شده که توسط فنر پیچشی دیگری در چرخ پنجم به کشنده متصل بوده که ضریب سختی آن بیانگر مجموع ضریب سختی پیچشی قاب تریلی و چرخ پنجم در مجموع است. محورهای خودرو دارای جرم W_{ui} بوده که می‌توانند نسبت به جرمهای فنربندی شده دارای حرکات رول و بانس باشند، شکل (۲-ب).

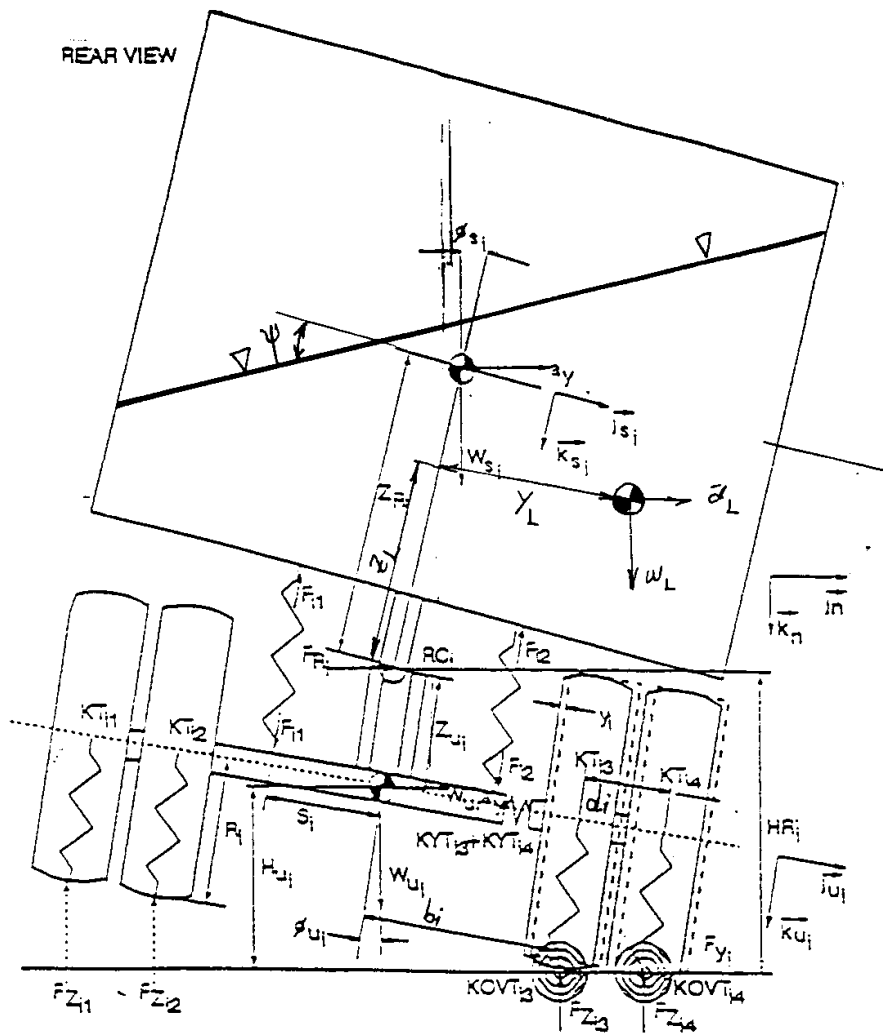
مخزن سیال با صفحات عرضی بر روی تریلی سوار است که اثرات جابه جایی سیال در مخزن مستقیماً به سیستم تریلی اعمال می‌شود. فاصله بین صفحات متغیر بوده که می‌تواند به دلخواه تعیین شود. بخشهای مجزای مخزن می‌تواند به طور جداگانه از سیالات مختلف تخلیه و یا بارگیری شوند. با بارگیری و یا تخلیه مخزن، توزیع بار سیال در مخزن تغییر کرده که در نتیجه پارامترهای خودرو تغییر می‌کند.

۴-۱- معادله‌های حاکم بر مدل

با توجه به مدل ارائه شده از خودروی لولایی می‌توان معادله‌های حاکم بر این مدل را بر اساس مکانیک نیوتنی استخراج کرد، شکل (۲). معادله‌های نوشته شده، معادله‌های نیرو و ممان برای سه جرم معلق و همچنین جرمهای غیر معلق است که باید توجه داشت که جرم معلق سه، حامل مخزن سیال است که در نتیجه اثرات حرکت سیال در داخل محفظه‌های مختلف آن، در معادله‌ها اعمال شده است.



شکل ۲-الف - بخش بندی کردن مخزنها



شکل ۲-ب - مقطع عرضی یک خودروی لولایی حامل سیال

[A] یک ماتریس (۱۲x۱۲) و [B] یک بردار ۱۲ عنصری است که عناصر آنها پارمترهای مشخصه خودرو

هستند. X نیز بردار مجهولات سیستم به صورت

$$X = \{ \Delta a_y, \Delta \theta_{s1}, \Delta \theta_{s2}, \Delta \theta_{u1}, \Delta \theta_{u2}, \Delta \theta_{u3}, \Delta Z_{u1}, \Delta Z_{u2}, \Delta Z_{u3}, \Delta H_{u1}, \Delta H_{u2}, \Delta H_{u3} \}$$

است. حل دستگاه بالا برای تغییرات کوچک $\Delta \theta_{s3}$ صورت می‌گیرد که با هر تغییر $\Delta \theta_{s3}$ بردار X محاسبه و عناصر [A] و [B] اصلاح می‌شوند. تغییر عناصر [A] و [B] به علت جابه جایی سیال در مخزن و وجود اثرات غیر خطی در سیستم تعلیق خودروست. برای حل دستگاه از یک برنامه رایانه‌ای در نرم افزار "متلب" بهره گرفته شده که به علت قابلیت مناسب این نرم افزار در عملیات ماتریسی حجم برنامه رایانه‌ای به مقدار قابل ملاحظه ای کاهش می‌یابد. محاسبات تا هنگامی ادامه پیدا می‌کند که نیروی عمودی در تایرهای عقب کشنده و تریلی در یک سمت خودرو صفر شوند، به عبارت دیگر تایرهای مزبور از زمین بلند شده و خودرو در آستانه واژگونی قرار گرفته است. شتاب محاسبه شده در این لحظه شتاب آستانه واژگونی خودرو (a_{Tg}) نامیده می‌شود.

۵- مدل صفحه یاء^{۱۰} یک خودروی لولایی

این مدل برای تحلیل رایانه‌ای رفتار گذاری خودرو در صفحه جاده ارائه شده است که برای خودروهای لولایی حامل سیال با صفحات عرضی توسعه و تعمیم یافته است. مدل می‌تواند برای پیش بینی وضعیت قسمتهای مختلف یک خودروی لولایی^{۱۱} نسبت به یکدیگر، در خودروهای لولایی چند قسمتی^{۱۲}، به کار رفته و حرکات هر یک از قسمتهای خودرو بر روی سطح جاده به طور جداگانه تحلیل و بررسی شود، شکل (۳). خودرو، توسط سیستم فرمان دست به مانورها و تغییر مسیرهای مختلفی می‌زند که معمولاً ورودی سیستم فرمان به چرخهای جلوی خودرو اعمال می‌شود. راننده توسط سیستم فرمان تحت شرایط مختلف جاده، خودرو را هدایت کرده و بنا به شرایط موجود مانورهای مختلف مانند تغییر مسیر

$$F_{Ri} = (W_{axli} - W_{ui})(ay \cos \theta_{ui} + \sin \theta_{ui}) \quad i = 1, 2, 3 \quad (5)$$

$$FS_{ij} = K_{ij} [Z_{ui} + (-1)^j S_i \cdot \sin(\theta_{si} - \theta_{ui})] \quad i = 1, 2, 3 \quad (6)$$

ب- ممانهای وارده بر محورهای خودرو:

$$F_{Ri} \cdot Z_{ui} - (FS_{i1} - FS_{i2}) S_i + (FZ_{i1} - FZ_{i4}) (b_i + d_i) \cos \theta_{ui} + (FZ_{i2} - FZ_{i3}) b_i \cos \theta_{ui} + (FZ_{i3} + FZ_{i4}) y_i \cos \theta_{ui} + W_{axli} \cdot ay \cdot H_{ui} - \sum_{j=1}^4 FZ_{ij} \cdot R_i \theta_{ui} = 0 \quad i = 1, 2, 3 \quad (7)$$

در معادله‌های بالا Y_i جابه جایی عرضی لاستیک در تماس با سطح جاده است و FZ_{ij} نیز نیروی عمودی در تایرهاست که برابری با

$$FZ_{ij} = -KT_{ij} [(b_i + (2-j)d_i) \sin \theta_{ui} - H_{ui}] \quad j = 1, 2 \quad (8)$$

$$FZ_{ij} = KT_{ij} [(b_i + (j-3)d_i - y_i) \sin \theta_{ui} - H_{ui}] \quad j = 3, 4 \quad (9)$$

$$y_i = (W_{axli} - ay) / [(KY_{i3} + KY_{i4}) \cos \theta_{ui}] \quad i = 1, 2, 3 \quad (10)$$

ج- نیروهای وارده بر فنرهای سیستم تعلیق و تایرهای خودرو:

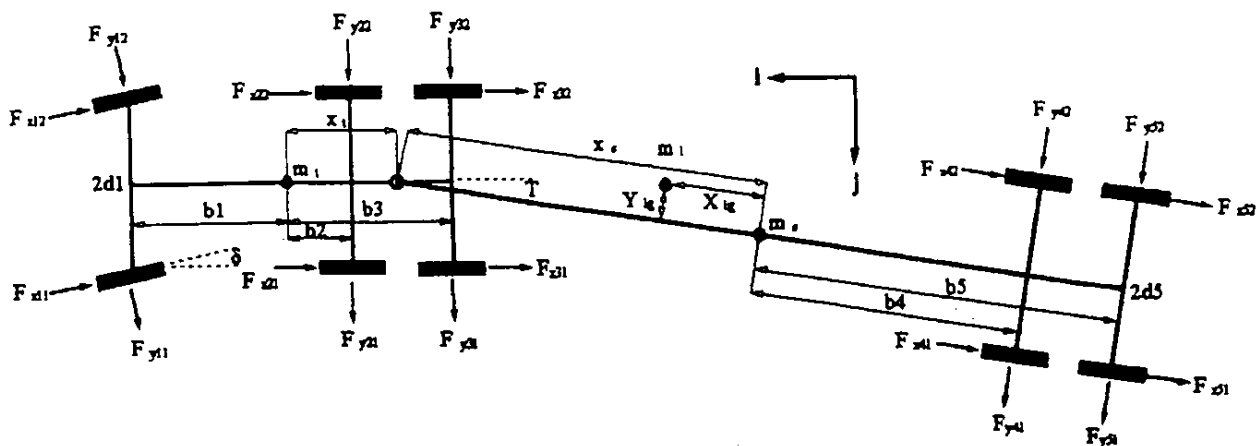
$$F_{i1} + F_{i2} = (W_{axli} - W_{ui}) \cos \theta_{ui} + (W_{axli} - W_{ui}) ay \sin \theta_{ui} \quad i = 1, 2, 3 \quad (11)$$

$$\sum_{j=1}^4 FZ_{ij} = W_{axli} \quad i = 1, 2, 3 \quad (12)$$

۴-۲- تحلیل معادله‌ها

معادله‌های به دست آمده یک دستگاه معادله‌های غیر خطی را تشکیل می‌دهند که با فرض کوچک بودن زوایای غلتش θ_{si} ، θ_{ui} به طوری که $(\cos \theta \cong 1$ و $\sin \theta \cong \theta)$ و دیفرانسیل گیری از معادله‌ها برای تغییرات کوچک، دستگاه معادله‌های به دست آمده خطی شده و به صورت زیر در می‌آید

$$[A] \cdot X = [B] \cdot \Delta \theta_{s3}$$



شکل ۳- مدل صفحه‌ی پاء و نیروهای مختلف خودرو

که در تحلیل مدل باید مشخص شوند. در شکل (۳) یک واحد از یک خودروی لولایی چند قسمته نشان داده شده است. نیروهای عمل کننده به هر واحد شامل نیروها و ممانهای وارده از سطح جاده به تایرها و نیروهای وارده از لولاها و یا چرخ پنجم است. با توجه به شکل (۳) معادله‌های ممان و نیرو به صورت زیر هستند

$$\sum_{n=1}^p m_n (\dot{V}_n - u_n \cdot r_n) = \sum_{n=1}^p \sum_{j=1}^q FT_{nj} \quad (13)$$

معادله‌ی ممان

$$\left(I_{t_n} + \sum_{i=2}^n I_{e_{ni}} \right) r_n = -FY_{n+1}XR_n - FY_n \cdot XF_n + \sum_{i=1}^n (M_{ni} - FT_{ni} \cdot XT_{ni}) \quad (14)$$

$$n = 1, 2, \dots, p$$

با توجه به اینکه واحدها توسط لولا یا چرخ پنجم به هم متصل‌اند سرعت عرضی واحدها و نیروهای متمایل شده‌ی عرضی در چرخ پنجم و یا لولاها به صورت زیر قابل بیان هستند

$$V_n = v_1 + u_1 \sum_{i=2}^n T_i - \sum_{i=2}^n XF_i r_i - \sum_{i=2}^n XR_i r_i \quad (15)$$

$$n = 2, 3, \dots, p$$

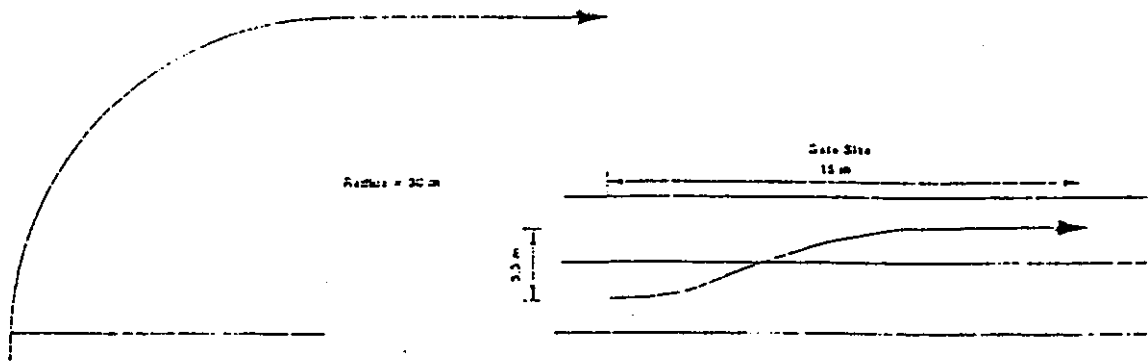
$$FY_n = \sum_{j=1}^q FT_{nj} - m_n (\dot{V}_n + u_n r_n) \quad n = 1, 2, \dots, p \quad (16)$$

و یا سبقت گرفتن می‌دهد. در خودروهای طویل لولایی، اطلاع از چگونگی رفتار تمام شتابهای جانبی^{۱۳} و یا نرخ تغییرات زاویه‌ای هر یک از قسمتها، مورد توجه بوده و توسط برنامه‌رایانه‌ی Maple 5 قابل دسترسی‌اند.

مدل برای بررسی رفتار یک خودروی لولایی طویل در عبور از پیچ، عبور از یک مانع و سبقت گیری در جاده، شکل (۴)، مورد استفاده قرار گرفته است. تحت این شرایط، در تحلیل حاضر فرض شده سرعت پیشروی خودرو ثابت بوده و زوایای لولایی نسبتاً کوچک بوده و احتمال ایجاد ناپایداری از نوع قیچی کردن نمی‌رود. البته باید توجه داشت که مدل مزبور مستقل از فرضیات عنوان شده بوده و می‌تواند به صورت بسیار کلی مطرح شود. سرانجام مدل برای یک خودروی لولایی حامل سیال با صفحات عرضی در مخزن توسعه و تعمیم یافته است.

۱-۵- معادله‌های حاکم بر مدل

معادله‌های حاکم بر مدل در حالت کلی برای خودروی لولایی با تعداد دلخواه تریلر به دست آمده است. در این مدل، سرعت و یا شتاب جانبی هر واحد تریلر، نرخ تغییرات زاویه‌ای هر واحد و همچنین زاویه بین دو واحد متوالی تعیین می‌شوند. برای تعیین پارامترهای ذکر شده برای یک خودرو P قسمت، شامل یک واحد کشنده و P-1 تریلر دارای 2P مجهول هستیم



شکل ۴- نمایش مسیر حرکت آزمایش خودرو (گذر از پیچ و تغییر مسیر)

۲-۵- تحلیل معادله ها

همان طور که اشاره شد برای یک خودروی لولایی P قسمته، دارای 2P معادله دیفرانسیل خطی هستیم که به صورت فضای حالت قابل بیان است. زاویه غربال فرمان به عنوان ورودی به سیستم اعمال شده و پاسخ سیستم به ورودی از تحلیل دستگاه به دست خواهد آمد. در تحلیل مدل می توان با اعمال ورودیهای مختلف و دلخواه به سیستم، با حل دستگاه معادله ها پاسخ سیستم را به ورودی اعمال شده به دست آورد. همچنین می توان با تغییر پارامترهای مختلف خودرو اثر این پارامترها را بر روی پاسخ سیستم مطالعه کرد. برای حل دستگاه معادله های دیفرانسیل به دست آمده در این پژوهش از روش عددی رونگ- کوتا مرتبه پنج استفاده شده که با نوشتن یک برنامه رایانه ای و با اعمال زاویه غربال فرمان به عنوان یک تابع ورودی پاسخ زمانی سیستم توسط برنامه محاسبه می شود.

۶- بررسی نتایج

در این قسمت نتایج تحلیل رایانه ای انجام گرفته بر روی مدل یک خودروی لولایی و پنج محوره مجهز به مخزن حمل سیال به صورت جامع مورد بررسی قرار گرفته شده است. این خودروی لولایی با مخزن بخش بندی شده توسط صفحات عرضی و سه محور ترکیبی مطابق شکل (۲) مدلسازی شده و

توجه داریم برای واحد کشنده و تریلر انتهایی به ترتیب داریم

$$FY_{p+1} = 0, \quad FY_0 = 0$$

نیروها و ممانهای وارده بر تیرها در این مدل بر اساس معادله های زیر محاسبه می شوند

$$FT_{ni} = -C_{ni}\alpha_{ni} \quad (17)$$

$$M_{ni} = N_{ni}\alpha_{ni} - \frac{y_{ni}^2 b_{ni}}{u_n} r_n \quad (18)$$

$$n = 1, 2, 3, \dots, p \quad i = 1, 2, \dots, q$$

همچنین y فاصله بین جفت تایر بر روی یک محور و b صلیبیت طولی تایر است. α_i زاویه لغزش جانبی لاستیک محور iam است و به صورت زیر تعریف می شود

$$\alpha_{ni} = \frac{V_n - XT_{ni}r_n}{u_n} \quad (19)$$

$$\alpha_{11} = \frac{V_1 + XT_{11}r_1}{u_1} - \delta_{F\omega} \quad (20)$$

با جاگذاری مقادیر نیروها و ممانهای اعمالی از سوی تیرها در معادله های (۱۳) و (۱۴)، دستگاه معادله های دیفرانسیل خطی بر اساس سرعت جانبی، نرخ تغییرات زاویه هر واحد و زاویه های لولا به دست می آید که به طور کلی به صورت زیر بیان می شود

$$[A]X = [B]X + [C]\delta_{F\omega} \quad (21)$$

$$X = \{V, r_n, T_n\} \quad n = 1, 2, \dots, p \quad (22)$$

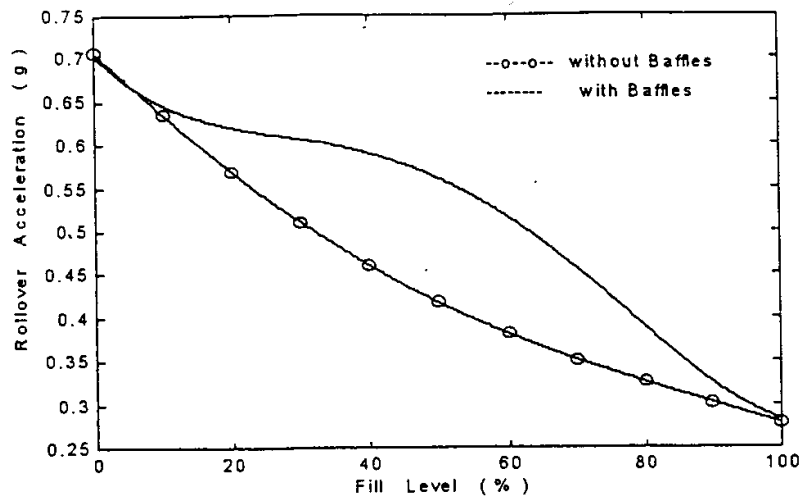
A و B و C ماتریسهای مشخصه خودرو بوده و X بردار مجهولات است.

هیچ یک از بخشهای مخزن به بخش دیگر راه ندارد. در قسمت (الف) مدل صفحه عرضی که در بخش (۴) تعریف شد، استفاده شده است و شتاب واژگونی خودرو برای وضعیتهای مختلف بارگیری مخزن نمایش داده می‌شود. به دلیل تحلیل وضعیت گذرا، همین خودرو با یک وضعیت بارگیری خاص تحت ورودی پله‌ای فرماندهی قرار می‌گیرد و آن‌گاه پاسخهای دینامیکی خودرو استخراج می‌شود. این قسمت مطابق مدل بخش (۵) انجام شده و برخی از نتایج آن در قسمت (ب) مورد ارزیابی قرار می‌گیرد.

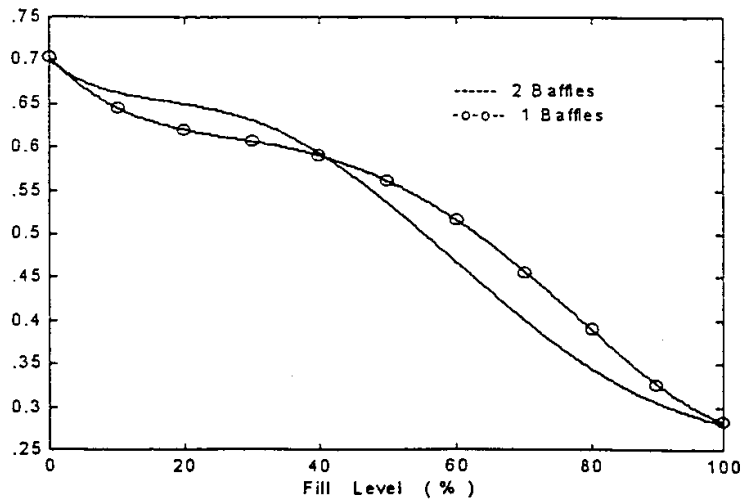
الف- شکل (۵) تأثیر به کارگیری یک صفحه عرضی در مخزن یک خودروی لولایی برای افزایش پایداری عرضی خودرو را نشان می‌دهد. این نمودار نشان می‌دهد که برای وضعیتهای نیمه پر مخزن، صفحات عرضی پایداری خودرو را افزایش داده و برای درصد بارگیری ۴۰ درصد آستانه واژگونی از ۰/۴۵ به ۰/۶ صعود می‌کند و پایداری خودرو بهبود می‌یابد. در شکل (۶) اثر تعداد صفحات عرضی مخزن روی افزایش پایداری خودرو نمایش داده می‌شود. همان‌طور که ملاحظه می‌شود تغییرات شتاب واژگونی برای درصدهای بارگیری زیر ۴۰ درصد به گونه‌ای است که صفحات عرضی بیشتر پایداری بهتری را برای خودرو تأمین می‌کند و برای درصد بارگیری بیشتر از آن دو منحنی اختلاف کمی را نشان می‌دهد. این نمودار به نوعی بیان می‌کند که برای درصد بارگیری پایین بخش بندی مخزن مناسبتر است. شکل‌های (۷) و (۸) تأثیر ترتیب تخلیه و بارگیری یک مخزن پنج قسمتی مجزا را بر روی پایداری خودرو نشان می‌دهند. مطابق شکل (۷) چهار قسمت مخزن پنج قسمتی پر بوده و می‌خواهیم ببینیم که تغییر بارگیری بخش‌های (۱)، (۲) و (۳) چه تاثیری روی آستانه واژگونی خودرو لولایی حامل سیال می‌گذارد، در حالتی که یک بخش به صورت نیمه پر و بخش‌های دیگر کاملاً پر هستند. ملاحظه می‌شود که آستانه شتاب واژگونی برای تخلیه و یا بارگیری نیمه تمام بخش (۱) کاهش می‌یابد و شتاب واژگونی برای

درصدهای مختلف بار بالاست. با توجه به شتاب واژگونی بخش‌های (۲) و (۳) و مقایسه با بخش (۱) می‌توان نتیجه گرفت که اگر بخواهیم مخزن را تخلیه کنیم بایستی اول بخش (۱) را تخلیه کرد. شکل (۸) نشان می‌دهد که اگر دو بخش مخزن پر باشد و بخواهیم یکی از سه بخش میانی را نیمه پر بگذاریم آنوقت بخش (۱) انتخاب مناسبتری است. از طرف دیگر اگر بخش (۱) خالی باشد و بخواهیم یکی از بخش‌های دیگر را خالی کنیم، در آنصورت انتخاب مناسبتر بخش (۳) است.

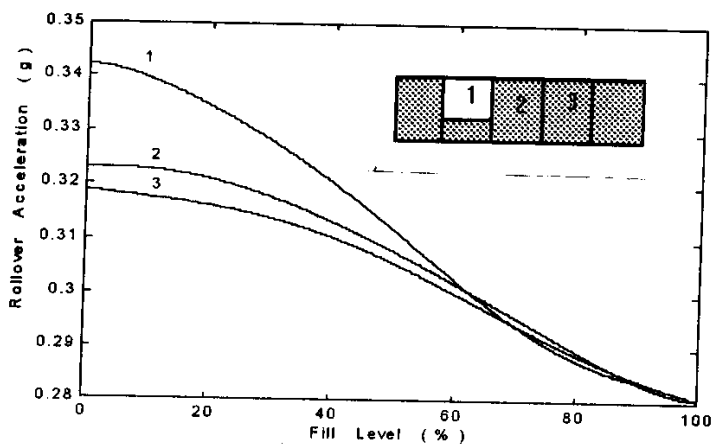
ب- در این قسمت نتایج حاصل از تحلیل یک مدل صفحه پیچشی به طور اجمالی بررسی می‌شود. هدف از این کار استخراج پاسخ گذاری خودروی لولایی حامل سیال با به کارگیری صفحات عرضی و تحت ورودی فرمان و یا گردش در سرپیچ است. این شبیه سازی برای یک مخزن پنج قسمتی که بخش (۱) آن پر است انجام می‌شود. شکل (۹) تغییرات شتاب جانبی واحد کشنده و تریلی را برای مدت زمان کوتاه پنج ثانیه تحت ورودی پله‌ای فرمان ۱/۵ درجه‌ای نشان می‌دهد. شتاب جانبی واحد کشنده و تریلی در نهایت به یک میزان پایدار می‌رسد و ماکزیمم آن به حدود ۰/۱۶ g نزدیک می‌شود که با آستانه واژگونی خودرو فاصله دارد. شکل (۱۰) سرعت‌های جانبی^{۱۴} دو قسمتهای کشنده تریلی را در طول زمان پنج ثانیه نشان می‌دهد و ملاحظه می‌شود که پس از مدت کوتاهی همان گونه که برای شتاب جانبی نیز اتفاق می‌افتد، خودرو به وضعیت پایدار باز خواهد گشت. یادآوری می‌شود که در طی انجام این تغییر مسیر^{۱۵} سرعت خطی پیشروی خودرو ثابت باقی مانده و معادل 100 km/h است و براینده این دو سرعت برای چرخهای جلو در امتداد تیر قرار نمی‌گیرد بلکه با آن زاویه لغزش را می‌سازد که این زاویه یکی از عوامل ایجاد نیروهای جانبی Fy است. شکل (۱۱) نرخ تغییرات زاویه لولا را نشان می‌دهد که از جمله پارامترهای مهم دینامیک خودروهای لولایی است و پایداری پیچشی خودرو را بیان



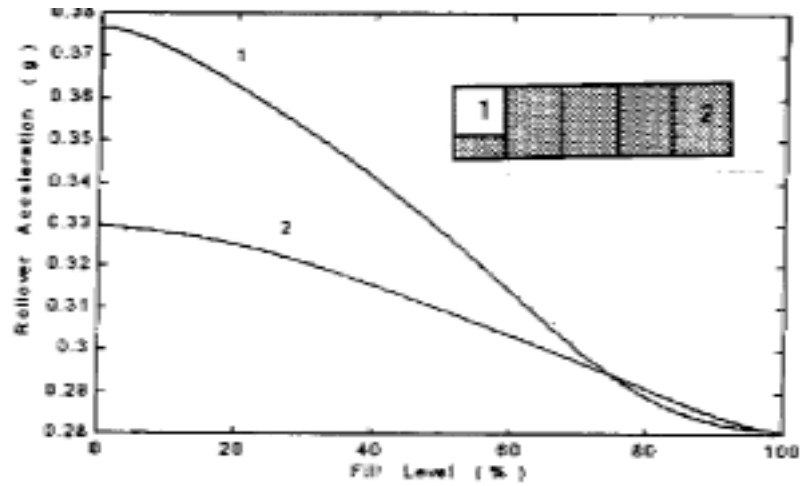
شکل ۵- نمودار تأثیر صفحات عرضی در آستانه واژگونی aTy



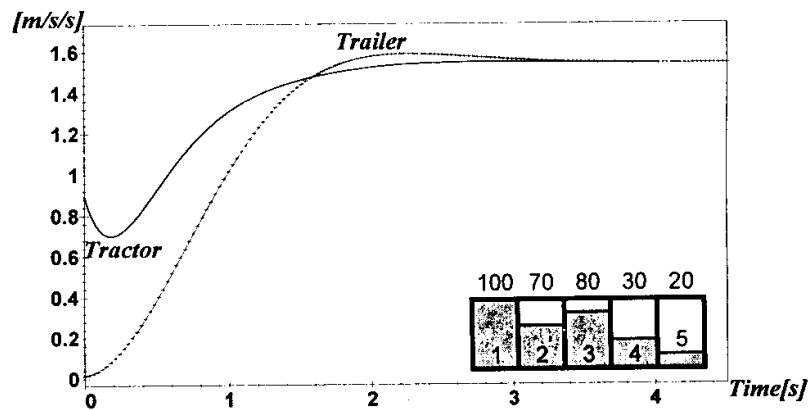
شکل ۶- نمودار اثر تعداد صفحات عرضی در aTy



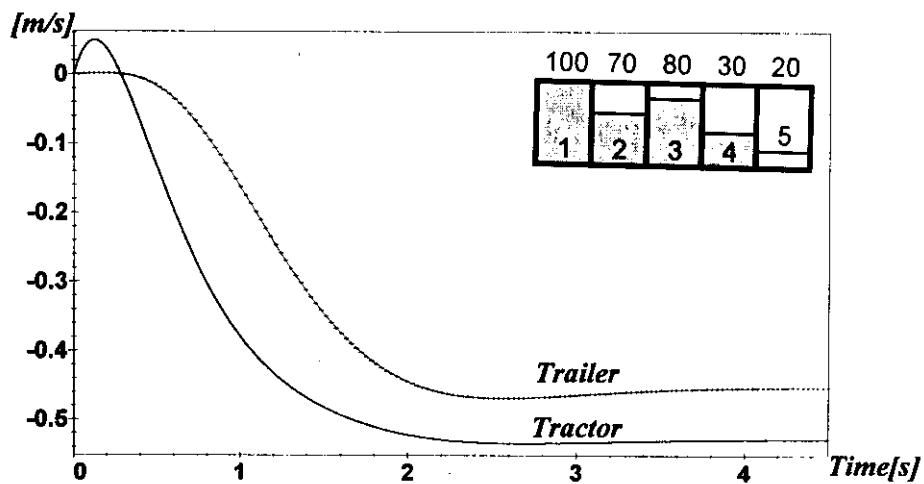
شکل ۷- aTy با دو محفظه پرو با بارگیری بخشهای ۱، ۲ و ۳



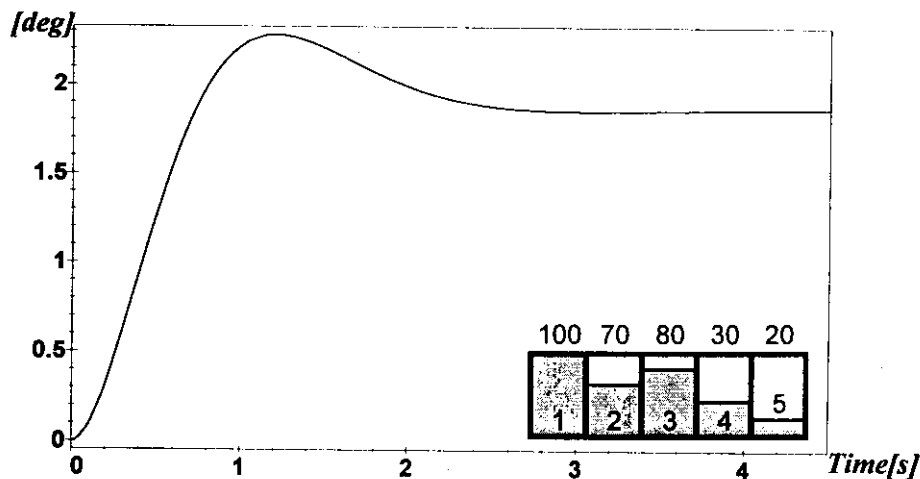
شکل ۸- aTy با سه محفظه پرو با بارگیری بخشهای ۱ و ۲



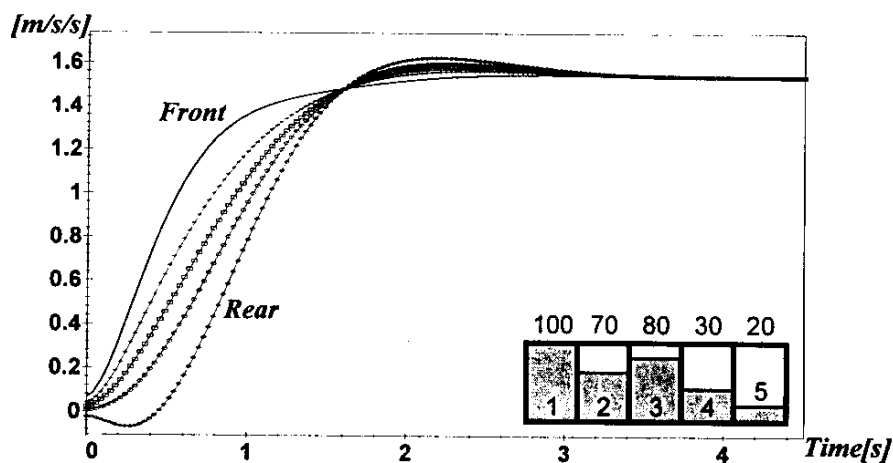
شکل ۹- پاسخ زمانی شتاب جانبی واحدهای کشنده و تریلی



شکل ۱۰- عکس العمل زمانی سرعت جانبی واحدهای کشنده و تریلی



شکل ۱۱- نمودار زمانی نرخ زاویه لولا



شکل ۱۲- پاسخ زمانی شتاب سیال در اجزای مختلف مخزن

بنابر این در نهایت می توان جمع بندی کرد که با استفاده از مدل صفحه عرضی بر آن بودیم که واژگونی خودروهای لولایی را با وجود صفحات عرضی پیش بینی کرده و منطق حاکم بر تخلیه و بارگیری بخشهای مختلف را بررسی کنیم. از نتایج قسمت (الف) اینگونه استنتاج می شود که اگر بخواهیم مخزن را تخلیه کنیم باید از قسمت های وسط مخزن و نزدیک به واحد کشنده شروع کرد. این نکته از آنجا حاصل می شود که بخشهای ابتدا و انتهای مخزن به خاطر تاثیر مستقیم روی بار محور، هنگام تخلیه بحرانی تر هستند ولی اگر بخواهیم برای

می کند. این زاویه هنگامی که در تحلیل پاسخ گذرا نیروهای طولی نیز لحاظ شود بیشتر نمود یافته و قیچی کردن خودرو را پیش بینی می کند. ملاحظه می شود که این زاویه با یک پرش^{۱۶} به وضعیت پایدار خودرو تمایل پیدا می کند. شکل (۱۲) وضعیت سیال در بخشهای مختلف مخزن را توصیف می کند و نشان می دهد که در هر بخش شتاب جانبی مرکز ثقل سیال تحت ورودی فرمان مربوطه به چه نحوی تغییر می کند. ولی آنچه قابل تأمل است نیل به پایداری سیستم در طول پاسخ گذرا است.

یک مخزن پنج قسمتی منطق تخلیه را مرور کنیم باید به ترتیب بخشهای ۱، ۲، ۳، ۴ و ۵ را تخلیه کرد.

واژه نامه

- | | | |
|---------------------|------------------------|---------------------------|
| 1. modified oval | 7. roll | 13. lateral accelerations |
| 2. modified square | 8. bounce | 14. lateral velocities |
| 3. baffles | 9. Matlab | 15. lane change |
| 4. roll-plane model | 10. yaw-plane model | 16. overshoot |
| 5. tractor | 11. articulation angle | |
| 6. trailer | 12. vehicle trains | |

مراجع

1. Iserman, H., "Overturing Limits of Articulated Vehicles with Solid and Liquid Loads," *MIRA Transactions*, Vol. 14, pp.210-227, 1976.
2. Miller, G., and Barter, N. F., "Rollover of Articulated Vehicles," *I. Mech. E. Conference on Vehicle Safety Legislation*, Paper No. C203/73, 1973.
3. Mallikarjunarao, C., et al., "Roll Response of Articulated Motor Trucks during Steady Turning Maneuvers," *ASME Winter Annual Meeting Proceedings*, Computational Methods in Ground Transportation Vehicles, pp. 133-152, November 1982.
4. Sibling, A., and Paslay, P. R., "Free Lateral Oscillations of Trailers," *Transactions of the ASME, Journal of Applied Mechanics*, Vol. 24, pp. 515-519, 1957.
5. Jindra, F., "Handling Characteristics of Tractor-Trailer Combination," *SAE Technical Paper* No. 650720, 1965.
6. Hazemoto, T., "Analysis of Lateral Stability for Double Vehicles," *SAE Technical Paper* No. 730688, 1973.
7. Hales, F. D., "Lateral Stability Problems of Simple Articulated Vehicles," *I.U.T.A.M. Conference, Paris, France*, 1964.
8. El-Gindy, M., and Wong, J. Y., "Steering Response of Articulated Vehicles in Steady - State Turns," *SAE Technical Paper* No. 852335, 1985.
9. Abrahamson, H. N., "Dynamic Behavior of Liquids in Moving Containers," *NASA Special Publication*, NASA-Sp106, 1966.
10. Bauer, H. F., "On the Destabilization Effect of Liquids in Various Vehicles," *Vehicle System Dynamics Journal*, Vol. 2, pp. 227-260, 1972
11. Sankner, S., Rakheja, S., and Ranganthan, R., "Field Testing of a Tank Truck and Study of Fluid Slosh," *SAE Technical Paper* No. 912679, 1991.
12. Sankner, S., Ranganthan, R., and Rakheja, S., "Impact of Dynamic Fluid Slosh Loads on the Directional Response of Tanker Vehicles," *Vehicle System Dynamics Journal*, Vol. 21, pp. 385-404, 1992.