

بهینه‌سازی سیستمهای تعلیق غیر فعال

اکبر نانپزی مهدوی^۱
دانشجوی کارشناسی ارشد

سعید طاهری
استادیار

دانشکده مهندسی مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

چکیده

اگرچه خودروهای امروزی به حالت بهینه خود رسیده‌اند، اگر نگاهی نزدیکتر به شاسی و سیستمهای مرتبط انداخته شود مشاهده می‌کنیم که یک دهه کار در طراحی یک سیستم تعلیق و یا فرمان نهفته می‌باشد. همانطور که می‌دانیم، طراحی یک سیستم تعلیق خوب که راحتی سفر، چسبندگی به جاده و عملکرد خوب خودرو در مانورها را تضمین کند کاری بس دشوار می‌باشد. در این مقاله یک نرم‌افزار کامپیوتری که طراحی و بهینه‌سازی سیستمهای تعلیق مختلف را اجازه می‌دهد ارائه شده است. این نرم‌افزار جهت طراحی سیستم تعلیق جلو و عقب یک خودرو جدید استفاده شده است.

Optimization of Passive Suspension Systems

S. Taheri

Assistant Prof.

A. N. Mahdavi

Graduate Student

Mechanical Engineering Department Amirkabir Univ.

ABSTRACT

Although vehicles that we see on the road today have reached a state of perfection, if a closer look is taken under the chassis, it can be seen that a decade of work is summarised in a good suspension or steering system design. As has been known, designing suspension system that provides good ride and road holding at the same time as good handling is a very hard task to accomplish.

In this paper, a computer package which allows modelling and optimisation of different suspension types is developed and used in designing front and rear suspension system for a new vehicle.

تعمین گردیده باشند آیا می‌توان مقادیر بهینه‌ای را برای پارامترهای سیستم تعلیق محاسبه نمود تا با استفاده از آنها بتوان رفتار دینامیکی و عکس‌العمل مناسبی برای خودرو بدست آورد؟ برای تعیین مقادیر المانهای سیستم تعلیق، معیارهایی موردنظر می‌باشند که به تفصیل در این ارتباط مطالبی مطرح می‌شود.

۱- مقدمه

یکی از مسایل حائز اهمیت در بررسی آرامش حرکتی خودرو آن است که اگر مشخصات کلی ناهمواریهای پروفیل سطوح جاده و اجزاء مکانیکی سیستم تعلیق خودرو مانند فنرها، کمک‌فنرها، تایرها و جرمها و ترتیب استقرار و آرایش آنها

در رابطه با کیفیت و راحتی سفر برای راننده و سرنشینان شتاب اتومبیل در جهت قائم به عنوان رفتار دینامیکی خودروها در نظر گرفته می‌شود. برای محافظت از سطوح جاده از خرابی‌های ناشی از اثر نیروهای دینامیکی وارده از تایرها می‌بایست فشار باد بر ناپایداری و هدایت خودرو تأثیر منفی نگذارد. معیار دیگر که در رابطه با محدودیت فضا و جا برای طراح مورد نظر است جابجایی‌های مختلف المانهای سیستم تعلیق می‌باشند که این محدودیت حرکت بعنوان قید در طراحی المانهای سیستم تعلیق وارد می‌شوند. بدیهی است که انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق نقش بسزایی روی ناپایداری خودرو ایفاء می‌کند. بنابراین بررسی هندلینگ^۱ نیز جهت انتخاب پارامترهای سیستم تعلیق ضروری به نظر می‌رسد.

در این مقاله با توجه به معیارهای گفته شده، پارامترهای سیستم تعلیق بدست آمده و تا حد امکان برای یک سیستم تعلیق غیرفعال بهینه شده است. آنالیز دینامیکی انجام شده و معیارهای مذکور هر یک مورد بررسی قرار گرفته و مقادیر ممکن و دلخواه برای انتخاب اولیه در یک خودرو مشخص شده است.

۲- طراحی و بهینه سازی

تعلیق پسو مرسوم متشکل از دو المان غیرفعال می‌باشد. فنرها و دمپرها، با پیشرفت و بهبود راحتی، المانهای پسو می‌بایست نرم باشند، اما برای Handling خوب، فنرها و دمپرها می‌بایست سخت باشند تا اینکه خواص خوبی از Handling جاده و نگهداری آن بدست آید. این مسأله به طراحی تعلیق

$$\begin{bmatrix} \dot{X}_1 \\ \dot{X}_2 \\ \dot{X}_3 \\ \dot{X}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{K_s}{m_s} & -\frac{c_s}{m_s} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{K_u}{m_u} & \frac{c_u}{m_u} & -\frac{K_u}{m_u} & -\frac{c_u}{m_u} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ -1 \\ -\frac{c_u}{m_u} \end{bmatrix} V_i \quad (1)$$

تابع تبدیل شتاب قائم جرم ارتجاعی عبارت است از:

$$H_{x2}(\omega) = \frac{SX_2}{V} = \frac{I\omega X_2}{V_i} = \frac{I\omega((k_u k_s + \omega^2 c_s c_u) - \omega^2(k_u c_s - k_s c_u))}{D_p(\omega)} \quad (2)$$

تابع تبدیل تغییر فرم تایر نیز عبارت است از:

$$H_{x3}(\omega) = \frac{[(m_s c_s + 2m_s c_u + m_u c_s) \omega^2 - k_s c_u] + [m_s m_u \omega^3 - (2c_s c_u + k_s m_u + k_s m_s) \omega]}{D_p(\omega)} \quad (4)$$

کلاسیک توافقی مرسوم است.

در طراحی و بهینه سازی سیستم تعلیق خودرو مراحل زیر دنبال شده است:

- ۱- مدل ریاضی تحریک جاده نمایش داده شده است.
- ۲- یک مدل برای حرکت خودرو در نظر گرفته شده است. مثلاً برای بررسی کیفیت راحتی سفر ابتدا مدل ۱/۴ خودرو در نظر گرفته شده است.
- ۳- برای مدل در نظر گرفته شده مدل ریاضی بدست آمده است.
- ۴- حال با توجه به پارامترهای سیستم تعلیق، معیار در نظر گرفته شده بر حسب این پارامترها مرتب شده و با توجه به تکنیکهای بهینه سازی این مقادیر بدست آمده است. مثلاً برای معیار نگهداری جاده پس از تعیین نیروی وارده بر جاده مقدار این نیرو مینیمم شده و مقادیر به ازای نیروی کمینه شده بدست آمده است.

۳- بررسی مدل ۱/۴ خودرو

معمولاً جهت تعیین المانهای مربوط به سیستم تعلیق غیرفعال با توجه به معیارهای زیر از مدل ۱/۴ خودرو استفاده می‌شود [۱-۳]. این معیارها عبارتند از:

- ۱- شتاب قائم وارد بر بدنه خودرو (X)
 - ۲- تغییر مکان ایجاد شده در سیستم تعلیق (X1)
 - ۳- تغییر شکل تایر یا حداقل نیروی وارده بر جاده از تایر به منظور حفظ جاده^۲ (X3)
- معادلات حرکت فوق در فضای حالت عبارت است از:

تابع تبدیل تغییر مکان تعلیق عبارت است از:

$$H_{x1}(\omega) = \frac{X_1}{V_i} = -\frac{k_u m_s I \omega}{D_p(\omega)} - \frac{\omega^2 m_s c_u}{D_p(\omega)} = -\frac{\omega(c_u \omega + I k_u) m_s}{D_p(\omega)} \quad (3)$$

$$D_p(\omega) = m_u m_s \omega^4 - [(m_u + m_s)c_s + m_s c_u] \omega^3 - [(m_u + m_s)k_s + m_s k_u] \omega^2 + (k_u c_s + k_s c_u) \omega + k_s k_u \quad (4)$$

می شود (شکل ۷). برای رسم منحنی یکبار نسبت سختی^۹ (k_u/k_s) را ثابت فرض می کنیم و مقدار نسبت استهلاک^{۱۰} را از ۰/۲ تا ۱ تغییر می دهیم و بار دیگر به ترتیب عکس عمل می کنیم یعنی به ازای نسبت استهلاک ثابت، نسبت سختی را از ۵ تا ۲۰ تغییر می دهیم. سطح تشکیل شده بین این منحنیها نشان دهنده عملکرد قابل قبول مدل در نظر گرفته شده می باشد.

در بدست آوردن سطح عملکرد، مقادیر معمول فرکانس طبیعی خصوصاً فرکانس وارده به سر نشین از فاکتورهای بسیار مؤثر می باشند. مثلاً اگر نسبت سختی و نسبت استهلاک را بترتیب ۳۰ و ۱/۱ اختیار کنیم محدوده فرکانسی غیر قابل قبولی برای بدنه و تعلیق خواهیم داشت و ارتعاشات وارد به بدنه را نمی توان ایزوله نمود.

معمولاً نسبت سختی حول ۱۰ بعنوان نسبت سختی مناسبی در نظر گرفته می شود و افزایش آن بیش از نسبت ۲۰ موجب رفتار نامناسب سیستم جهت ایزوله نمودن ارتعاشات می گردد. بنابراین برای بدست آوردن سطح عملکرد قید تغییر مکان سیستم تعلیق، ایزوله نمودن و محدوده فرکانسی قابل قبول از پارامترهای مؤثر می باشند.

برای بررسی ایزولاسیون با توجه به رابطه (۲) می توان تابع تبدیل شتاب قائم جرم ارتجاعی را بصورت تابعی از سختی فنر و ضریب استهلاک رسم نمود (شکل ۸).

۴- نگهداری جاده^{۱۱}

در صورتی که از ضریب مستهلک کننده^{۱۲} جرم غیر ارتجاعی صرف نظر نماییم، در این صورت نیروی وارد بر جاده از طرف تیر با تغییر مکان نسبی جرم غیر ارتجاعی و جاده متناسب می باشد [۴] یعنی:

$$F_{rh} = k_u \cdot |x_I - x_0| \quad (7)$$

از طرف دیگر برای بدست آوردن تغییر مکان نسبی مذکور می توان نوشت:

$$\lim_{t \rightarrow \infty} 1/t \int |x_I - x_0| dt = AV(M^2/(2k_u m_s) * c_s + (m_u/2 - (k_s m_u M)/(k_u M s)) * m_s + k_s^2 M^3/(2(k_u m_s)^2)/c_s) \quad (8)$$

$$E[X_3^2] = \frac{\pi S_0 \{ (m_u + m_s) [(m_u + m_s)^2 k_s^2 + k_u [(m_u + m_s) c_s^2 - 2k_s m_u m_s] + m_u m_s^2 k_u^2] \}}{k_u^2 c_s m_s^2}$$

۱-۳- پاسخ خودروی مجهز به سیستم تعلیق غیرفعال به ورودی های ناشی از جاده

همانطور که قبلاً نیز گفته شد در ارتباط با کیفیت و راحتی سفر^۳ برای راننده و سر نشینان شتاب اتومبیل در امتداد قائم بعنوان رفتار دینامیکی خودروها در نظر گرفته می شود.

در این بخش نیز rms شتاب قائم جرم ارتجاعی برای سنجش ارتعاشات وارد بر بدنه، rms حرکت سیستم تعلیق جهت سنجش امکان حرکت سیستم تعلیق و rms تغییر فرم تیر برای در نظر گرفتن معیار نگهداری جاده در نظر گرفته شده اند.

اگر خودرو بصورت یک سیستم خطی مدل شود که یک اغتشاش سفید^۴ روی آن اعمال شده باشد در این صورت مربع متوسط پاسخ^۵ با رابطه زیر بیان می شود:

$$E(y^2) = S_0 \int_{-\infty}^{\infty} |H_y(\omega)|^2 d\omega \quad (5)$$

چونکه S_0 دانسیته طیفی^۶ از ورودی اغتشاش و $H_y(\omega)$ تابع تبدیل مرتبط با متغیر پاسخ y به ازای اغتشاش ایجاد شده می باشد.

با جایگزینی روابط (۲، ۳، ۴) در رابطه (۵) می توان به rms شتاب قائم و تغییر مکان سیستم تعلیق و تغییر فرم تیر دست پیدا کرد: (cu = 0) رابطه (۶)

تغییرات فرکانسی مربوط به rms شتاب وارده به جرم ارتجاعی و تغییر فرم تیر و تغییر مکان سیستم تعلیق^۷ در شکل های (۴، ۵، ۶) نمایش داده شده است. بدیهی است مقادیری که موجب می شوند تا معیارهای ذکر شده بیشترین مقدار ممکنه خود را دارا باشند بعنوان فرکانس طبیعی در نظر گرفته می شوند. پارامترهای مورد استفاده در جدول (۱) نشان داده شده است.

جهت بررسی رفتار شتاب بر حسب تغییر جابجایی سیستم تعلیق بصورت دو معیار کاملاً مرتبط از منحنیهای مبادله^۸ استفاده

$$E[X_1^2] = \frac{\pi S_0 (m_u m_s)}{c_s}$$

$$E[X_2^2] = \frac{\pi S_0 (m_u + m_s) k_s^2 + k_u c_s^2}{m_s^2 c_s^2} \quad (6)$$

جایی که A سطح جاده^{۱۳} و V سرعت خودرو می باشد و
 $M = m_s + m_u$ با توجه به رابطه اخیر نیروی وارد بر جاده
 عبارتست از:

$$F_{rh} = \sqrt{A} \sqrt{V}^* \sqrt{(k_u)^{2*} (M^2 / (2k_u m_s))} c_s + (m_u / 2 - k_s m_u M / (k_u m_s)) + k_s^2 M^3 / (4k_u m_s)^2 / c_s \quad (9)$$

نیروی وارده به جاده در واقع از rms تابع تبدیل تغییر مکان
 دینامیکی تاثیر بدست آمده است و روش بدست آوردن آن قبلاً
 ذکر شده است.

حال اگر بخواهیم المانهای مربوط به سیستم تعلیق را بدست
 آوریم کافی است در رابطه اخیر تابع بدست آمده را کمینه کنیم
 تا بدینوسیله مقادیر پارامترهایی که این تابع کمینه را ایجاد
 می کنند بدست آیند.

$$\partial F_{rh} / \partial k_s = 0 \quad \text{و} \quad \partial F_{rh} / \partial c_s = 0 \quad \text{و} \quad \partial^2 F_{rh} / \partial c_s^2 > 0$$

و

$$\partial^2 F_{rh} / \partial c_s^2 \times \partial^2 F_{rh} / \partial k_s^2 > \partial^2 F_{rh} / \partial c_s \partial k_s \quad (10)$$

با جایگزینی رابطه (۹) در رابطه (۱۰) برای المانهای سیستم
 تعلیق روابط زیر بدست می آید:

با حل دستگاه معادلات (۱۱) می توان مقادیر Ks و Cs را
 بصورت زیر بدست آورد:

$$k_s = \frac{k_u m_s m_u}{M^2} \quad (12)$$

$$c_s = \frac{\sqrt{k_s^2 k_u M^3 - 2k_u^2 k_s m_u m_s M + k_u^3 m_u m_s^2}}{M k_u}$$

ملاحظه می شود که در این روابط مقادیر سختی و ضریب
 مستهلک کننده از سرعت و ناهمواری جاده^{۱۴} مستقل می باشد و
 برای بدست آوردن بهترین نگهداری از جاده سختی و ضریب
 دمپر می بایست با مقادیر بهینه تنظیم شوند. برای نمایش بهتر تأثیر
 سختی و ضریب مستهلک کننده^{۱۵} با توجه به رابطه (۹) می توان
 برای یک فرکانس قابل قبول نیروی وارده بر جاده را بصورت
 تابعی از این پارامترها بدست آورد و تأثیر هر دو ترم را مشاهده
 نمود (شکل ۹).

برای مقادیر داده شده در جدول (۱)، جهت ارضاء معیار
 نگهداری جاده پارامترهای تعلیق در جلو و عقب خودرو عبارتند
 از:

جلوی خودرو: KS1 = 37904.25 , KS4 = 37904.25
 CS1 = 1951.08 , CS1 = 1951.08
 عقب خودرو: KS1 = 50437.44 , KS4 = 50437.44
 CS1 = 2058.34 , CS1 = 2058.34

$$\sqrt{A} \sqrt{V} k_u \left[\frac{1}{2} \frac{(m_s + m_u)^2}{k_u m_u^2} - \frac{\frac{1}{2} m_s - \frac{k_s m_s (m_s + m_u)}{k_u m_u} + \frac{1}{4} \frac{k_s^2 (m_s + m_u)^3}{k_u^2 m_u^2}}{c_s^2} \right] = 0$$

$$\frac{1}{2} \frac{\sqrt{\frac{1}{2} \frac{(m_s + m_u)^2 c_s}{k_u m_u^2} + \frac{\frac{1}{2} m_s - \frac{k_s m_s (m_s + m_u)}{k_u m_u} + \frac{1}{4} \frac{k_s^2 (m_s + m_u)^3}{k_u^2 m_u^2}}{c_s}}}{c_s} = 0$$

$$\sqrt{A} \sqrt{V} k_u \left[- \frac{m_s (m_s + m_u)}{k_u m_u} + \frac{1}{2} \frac{k_s (m_s + m_u)^3}{k_u^2 m_u^2} \right] = 0$$

$$\frac{1}{2} \frac{\sqrt{\frac{1}{2} \frac{(m_s + m_u)^2 c_s}{k_u m_u^2} + \frac{\frac{1}{2} m_s - \frac{k_s m_s (m_s + m_u)}{k_u m_u} + \frac{1}{4} \frac{k_s^2 (m_s + m_u)^3}{k_u^2 m_u^2}}{c_s}}}{c_s} = 0$$

۵- مدل نصف خودرو

برای بررسی تأثیر کله زنی^{۱۶} و حرکت قائم بدنه بر روی المانهای سیستم تعلیق و همچنین ارتباط بین سختی فنر در جلو و عقب خودرو از مدل ۱/۲ خودرو استفاده می‌شود.

بطوری که در شکل (۲) مشاهده می‌شود مدل مذکور دارای ۴ درجه آزادی می‌باشد که بترتیب عبارتند از:

۱- حرکت قائم بدنه

۲- حرکت مربوط به کله زنی

۳- تغییر مکان قائم اجرام ارتجاعی در جلو و عقب خودرو^{۱۷}

۱-۵- تعیین معادلات حرکت برای مدل در نظر گرفته شده

حرکت قائم جرم ارتجاعی ($\sum F_m = m_s \ddot{z}$)

$$-k_f(z+a\theta - z_f) - c_f(\dot{z} + a\dot{\theta} - \dot{z}_f) - k_r(z - b\theta - z_r) - c_r(\dot{z} - b\dot{\theta} - \dot{z}_r) = m_s \ddot{z} \quad (13)$$

معادله مربوط به کله زنی جرم ارتجاعی: ($\sum T_M = m_f \ddot{\theta}$)

$$k_f b(z - b\theta - z_r) + c_f b(\dot{z} - b\dot{\theta} - \dot{z}_r) - k_f a(z + a\theta - z_f) - c_f a(\dot{z} + a\dot{\theta} - \dot{z}_f) = J \ddot{\theta} \quad (14)$$

حرکت قائم جرم غیر ارتجاعی جلو: ($\sum F_{mf} = m_f \ddot{z}_f$)

$$-k_T(z_f - y_f) - c_T(\dot{z}_f - \dot{y}_f) + k_f(z+a\theta - z_f) + c_f(\dot{z} + a\dot{\theta} - \dot{z}_f) = m_f \ddot{z}_f \quad (15)$$

حرکت قائم جرم غیر ارتجاعی عقب خودرو: ($\sum F_{mr} = m_r \ddot{z}_r$)

$$-k_T(z_r - y_r) - c_T(\dot{z}_r - \dot{y}_r) + k_r(z - b\theta - z_r) + c_r(\dot{z} - b\dot{\theta} - \dot{z}_r) = m_r \ddot{z}_r \quad (16)$$

حرکت قائم بدنه^{۱۸}:

$$\ddot{z} + (c_f + c_r)/m_s \dot{z} + (k_f + k_r)/m_s z + (ac_f - bc_r)/m_s \dot{\theta} + (ak_f - bk_r)/m_s \theta - c_f/m_s \dot{z}_f - k_f/m_s z_f - c_r/m_s \dot{z}_r - k_r/m_s z_r = 0 \quad (17)$$

حرکت کله زنی بدنه^{۱۹}:

$$\ddot{\theta} + (a^2 c_f + b^2 c_r)/J \dot{\theta} + (a^2 k_f + b^2 k_r)/J \theta + (ac_f - bc_r)/J \dot{z} + (ak_f - bk_r)/J \dot{z}_f - ac_f/J \dot{z}_f - ak_f/J z_f + bc_r/J \dot{z}_r + bk_r/J z_r = 0 \quad (18)$$

حرکت قائم چرخ جلو^{۲۰}:

$$\ddot{z}_f + (c_f + c_T)/m_r \dot{z}_f + (k_f + k_T)/m_f z_f - c_f/m_f \dot{z} - k_f/m_f z - ac_f/m_f \dot{\theta} - ak_f/m_f \theta - c_T/m_f \dot{y}_f - k_T/m_f y_f = 0 \quad (19)$$

حرکت قائم چرخ عقب^{۲۱}:

$$\ddot{z}_r + (c_r + c_T)/m_r \dot{z}_r + (k_r + k_T)/m_r \dot{z}_r + (k_r + k_T)/m_r z_r - c_r/m_r \dot{z} - k_r/m_r z + bc_r/m_r \dot{\theta} + bk_r/m_r \theta - c_T/m_r \dot{y}_r - k_T/m_r y_r = 0 \quad (20)$$

معمولاً در مدل ۱/۲ خودرو رفتار کله زنی^{۲۲} و حرکت قائم بدنه^{۲۳} باهم مورد بررسی قرار می‌گیرند. در این مدل فرکانسهای طبیعی مناسب برای هر دو رفتار بدست آمده و گاهی بصورت معکوس با فرکانس طبیعی قابل قبول سختی سیستم تعلیق جلو و عقب را بدست می‌آورند.

در صورتی که رفتار کله زنی و حرکت قائم بدنه (مدل دو درجه آزادی) را در نظر بگیریم، در این صورت با فرکانسهای wn2 و wn1 و اندیس دینامیکی^{۲۴} ry پارامترهای تعلیق بصورت زیر بدست می‌آیند:

$$k_r = \text{RootOf}((b^3 + 2a^2 b r_y + a^2 b + 2ab^2 + ab^2 r_y + a^3 r_y) Z^2 + (-b^2 \omega_{n2}^2 m_s a r_y - b^2 \omega_{n1}^2 m_s a r_y) - 2ba^2 \omega_{n1}^2 m_s r_y - a^3 \omega_{n1}^2 m_s r_y - a^3 \omega_{n2}^2 m_s r_y - 2ba^2 \omega_{n2}^2 m_s r_y) Z + a^3 \omega_{n1}^2 m_s^2 \omega_{n2}^2 r_y + \omega_{n1}^2 m_s^2 a^2 b r_y^2 \omega_{n2}^2) \\ k_f = b(-a r_y \text{RootOf}((b^3 + 2a^2 b r_y + a^2 b + 2ab^2 + ab^2 r_y + a^3 r_y) Z^2 + (-b^2 \omega_{n2}^2 m_s a r_y - b^2 \omega_{n1}^2 m_s a r_y) - 2ba^2 \omega_{n1}^2 m_s r_y - a^3 \omega_{n1}^2 m_s r_y - a^3 \omega_{n2}^2 m_s r_y - 2ba^2 \omega_{n2}^2 m_s r_y) Z + a^3 \omega_{n1}^2 m_s^2 \omega_{n2}^2 r_y + \omega_{n1}^2 m_s^2 a^2 b r_y^2 \omega_{n2}^2) - \text{RootOf}((b^3 + 2a^2 b r_y + a^2 b + 2ab^2 + ab^2 r_y + a^3 r_y) Z^2 + (-b^2 \omega_{n2}^2 m_s a r_y - b^2 \omega_{n1}^2 m_s a r_y) - 2ba^2 \omega_{n1}^2 m_s r_y - a^3 \omega_{n1}^2 m_s r_y - a^3 \omega_{n2}^2 m_s r_y - 2ba^2 \omega_{n2}^2 m_s r_y) Z + a^3 \omega_{n1}^2 m_s^2 \omega_{n2}^2 r_y + \omega_{n1}^2 m_s^2 a^2 b r_y^2 \omega_{n2}^2) b + \omega_{n1}^2 m_s a r_y + \omega_{n2}^2 m_s a r_y) / (a(a + b r_y)) \quad (21)$$

$$A_r = e_2 \Phi - (V - br + g_2 P)/U \quad (26)$$

ج = غلتش ایجاد شده بواسطه تغییر در کمبر: از دیگر پارامترهای مؤثر بر زاویه غلتش، تغییرات کمبر می‌باشد و در این ارتباط قبل از بیان نیروهای جانبی و ممانهای میزان کننده، این ضرایب را تعریف می‌کنیم:

camber thrust coefficient:

$$\partial Y/\partial \Phi|_{1,2} = c_{1,2} \quad (27)$$

wheel camber with roll:

$$\partial \Phi/\partial \Phi = q_{1,2} \quad (28)$$

۶-۱-۶ مدل ریاضی

با توجه به شرایط ذکر شده در بالا نیروها و ممانها عبارتند از:

$$Y_1 = c_1 A_f + c_1 q_1 \Phi \quad (29)$$

$$Y_2 = c_2 A_r + c_2 q_2 \Phi \quad (30)$$

$$N_1 = T_1 A_f = T_1 (S + e_1 \Phi - (V + ar + g_1 P)/U) \quad (31)$$

$$N_2 = T_2 A_r = T_2 (e_2 \Phi - (V - br + g_2 P)/U) \quad (32)$$

معادلات کلی حرکت برای مدل در نظر گرفته شده عبارتند از:

$$m(\dot{V} + Ur) = Y_1 + Y_2 \quad (33)$$

$$I_z \dot{r} = aY_1 - bY_2 + N_1 + N_2 \quad (34)$$

$$I_x \dot{P} + c\Phi P + K_\Phi \Phi = g_1 Y_1 + g_2 Y_2 \quad (35)$$

جایی که:

$$K\Phi = K\Phi_1 + K\Phi_2 \quad (36)$$

$$c\Phi = c\Phi_1 + c\Phi_2 \quad (37)$$

همچنین $K\Phi_1$ و $K\Phi_2$ بر ترتیب عبارتند از:

$$K\Phi_1 = (k_f r^2)/2 \quad (38)$$

$$K\Phi_2 = (k_r r^2)/2 \quad (39)$$

$$K_f = (k_s k_u)/(k_s + k_u) \quad (40)$$

$$k_f \approx k_s$$

برای بررسی حالت پایدار^{۳۳} کافی است در معادلات بدست آمده V ، P و r را ثابت فرض نمود. در این حالت نسبت لغزش جانبی (Side Slip) و سرعت لغزش (Yaw Velocity) و زاویه غلتش (Roll Angle) در نمودارهای مربوطه نمایش داده شده است.

با افزایش سختی غلتش عملکرد خودرو از نظر پایداری بهتر می‌شود و خودرو در حالت OS و US رفتار بهتری از خود نشان می‌دهد شکل‌های (۱۵-۱۰).

با جایگزینی مقادیر لازم از جدول (۱) و فرکانسهای ۹/۲ rad/s و ۶/۸ rad/s سختی فنر در عقب KS2=40928 و جلوی خودرو KS1=34301 بدست می‌آیند [۶ و ۵].

۶-۲ تأثیر سختی سیستم تعلیق بر روی پاسخ هندلینگ^{۲۵}:

در این قسمت، هدف بررسی تأثیر سختی غلتشی^{۲۶} بر روی پاسخ هندلینگ سیستم می‌باشد. بدین منظور یک مدل ریاضی خطی جهت بررسی لغزشی جانبی^{۲۷}، سرعت انحراف^{۲۸} و زاویه غلتش^{۲۹} بکار گرفته می‌شود.

با توجه به مدل در نظر گرفته شده برای دو حالت OS^{۳۰} و OS^{۳۱} و برای سرعت‌های مختلف خودرو تأثیر سختی بررسی می‌گردد [۷ و ۸].

مدل در نظر گرفته شده در این قسمت به مدل Segel مشهور بوده و این مدل برای شتاب جانبی کمتر از $g/3$ در مقایسه با مدل‌های کامل خودرو که از تست خودرو بدست آمده پاسخ قابل قبولی می‌دهد.

متغیرهای لغزش جانبی (Side Slip)، سرعت انحراف (Yaw Velocity) و زاویه غلتش (Roll Angle) در این گزارش مورد توجه می‌باشند. بدیهی است که در مدل در نظر گرفته شده جهت بدست آوردن پارامترهای مذکور می‌بایست زاویه فرمان بصورت ورودی داده شود (شکل ۳).

قبل از بیان معادلات ریاضی حاکم بر مدل مورد نظر ابتدا شرایط ارتباط دهنده نیروی جانبی و ممان میزان کننده^{۳۲} تأیر به حرکت غلتشی را بیان می‌کنیم:

الف - تأثیر تغییر فرم تأیر در طرفین خودرو بر روی سرعت غلتشی: نسبت تغییر فرم تأیر به زاویه غلتش بصورت زیر بیان می‌شود:

$$dy/d\Phi|_{1,2} = g_{1,2} \quad \text{عقب: 2 جلو: 1} \quad (22)$$

سرعت جانبی ایجاد شده بواسطه حرکت غلتشی نیز عبارت است از:

$$dy/d\Phi \cdot P = gP \quad (23)$$

ب - تأثیر فرماندهی بر روی غلتش: ضرایب نشان دهنده تأثیر فرمان به روی غلتش (Roll Steer) بصورت زیر بیان می‌شود:

$$ds/d\Phi|_{1,2} = e_{1,2} \quad (24)$$

با فرض زوایای لغزش مشابه در چپ و راست خودرو می‌توان نوشت:

$$A_f = s + e_1 \Phi - (V + ar + g_1 P)/U \quad (25)$$

۷- مدل کامل خودرو

هدف از این مدل‌سازی ارائه یک مدل کامل اتومبیل که نمایش خوبی از آثار مؤلفه‌های تعلیق در رفتار دینامیکی عمومی خودروی مسافری است، می‌باشد.

نمودار مدل هشت درجه آزادی خودرو در شکل (۱۶) دیده می‌شود. جرم ارتجاعی قابلیت حرکت‌های غلتشی، کله‌زنی و حرکت عمودی بدنه را دارا و جرم‌های غیرارتجاعی تنها می‌توانند آزادانه نسبت به جرم ارتجاعی حرکت کنند. سر نشین نیز می‌تواند در راستای قائم حرکت داشته باشد. متغیرهای حالت مورد نظر در این تحلیل به قرار زیرند:

X_1 : حرکت قائم چرخ سمت چپ جلو

X_2 : سرعت قائم چرخ سمت چپ جلو

X_3 : حرکت قائم چرخ سمت راست جلو

X_4 : سرعت قائم چرخ سمت راست جلو

X_5 : حرکت قائم چرخ سمت چپ عقب

X_6 : سرعت قائم چرخ سمت چپ عقب

X_7 : حرکت قائم چرخ سمت راست عقب

X_8 : سرعت قائم چرخ سمت راست عقب

X_9 : حرکت قائم جرم ارتجاعی

X_{10} : سرعت قائم جرم ارتجاعی

X_{11} : حرکت غلتشی جرم ارتجاعی

X_{12} : سرعت زاویه‌ای غلتشی جرم ارتجاعی

X_{13} : حرکت کله‌زنی جرم ارتجاعی

X_{14} : سرعت زاویه‌ای کله‌زنی جرم ارتجاعی

X_{15} : حرکت قائم سر نشین

X_{16} : سرعت قائم سر نشین

فرم این معادلات را می‌توان بصورت زیر نوشت:

$$X = AX + BU \quad (41)$$

X : بردار شانزده متغیر حالت

U : بردار هشت اغتشاش جاده

A : ماتریس (16×16) سیستم

B : ماتریس (16×16) اغتشاش

فرم معادلات مربوطه به صورت $Y=CX$ است.

مشخصه‌های کارآیی در نظر گرفته شده عبارتند از:

Y_1 : شتاب عمودی مرکز ثقل جرم ارتجاعی

Y_2 : شتاب زاویه‌ای کله‌زنی جرم ارتجاعی

Y_3 : شتاب زاویه‌ای غلتشی جرم ارتجاعی

Y_4 : شتاب عمودی راننده

Y_5 : مجموع جابجایی‌های تعلیق در چهار گوشه

Y_6 : تفاوت‌های جابجایی‌های تعلیق در چهار گوشه

Y_7 : تفاوت‌های جابجایی‌های تعلیق در جلو و عقب اتومبیل

Y_8 : تفاوت‌های جابجایی‌های تعلیق بطور قطری

Y_9 : مجموع سرعت‌های اجرام غیرارتجاعی

Y_{10} : اختلاف سرعت‌های اجرام غیرارتجاعی در چپ و راست

Y_{11} : اختلاف سرعت‌های اجرام غیرارتجاعی در عقب و جلو

Y_{12} : اختلاف سرعت‌های اجرام غیرارتجاعی بطور قطری

پس از تعیین پارامترهای سیستم تعلیق در بخش‌های قبل نتایج بدست آمده بعنوان ورودی‌های مدل کامل در نظر گرفته شده و فرکانس‌های طبیعی و نسبت‌های استهلاکی^{۳۴} و همچنین مشخصه‌های کارآیی سیستم به ازای ورودی جاده بدست آمده و نتایج مورد بررسی قرار می‌گیرند.

۸- نتیجه‌گیری

با توجه به معیارهای بدست آمده ملاحظه می‌شود که در صورت کاهش سختی، شتاب وارده به بدنه رفتار مناسبی از خود نشان می‌دهد و ایزوله نمودن ارتعاشات بهتر صورت می‌گیرد لیکن قید پائین بصورت $k_{H1}/k_s < 20$ می‌باشد و بنابراین کاهش سختی و افزایش نسبت سختی برای ایزوله نمودن ارتعاشات لازم می‌باشد. ولی از طرف دیگر کاهش سختی موجب عملکرد خودرو به سمت ناپایداری بیشتر می‌گردد و بنابراین افزایش سختی برای رسیدن به حالت پایدارتر خودرو می‌باشد. از طرف دیگر مقدار پارامتر انتخاب شده می‌بایست موجب کاهش نیروی وارد بر جاده از طرف تیر گردد. بنابراین می‌توان در سیستم‌های غیر فعال ابتدا با توجه به مشخصات خودرو مسأله تغییر فرم تیر را بررسی^{۳۵} نمود و سپس با توجه به منحنی‌های مبادله بین شتاب و تغییر فرم تعلیق مسأله ایزوله نمودن را تا حد امکان ارضا و در نهایت تأثیر پارامترهای انتخاب شده را در هندلینگ خودرو بررسی کرد و در صورت رفتار نامناسب در پایداری مقدار بدست آمده را تغییر داد.

تأثیر پارامترهای بدست آمده در مدل ۸ درجه آزادی جهت بررسی مسأله راحتی سر نشین در شکل‌های (۱۷ و ۱۸) نمایش داده شده است.

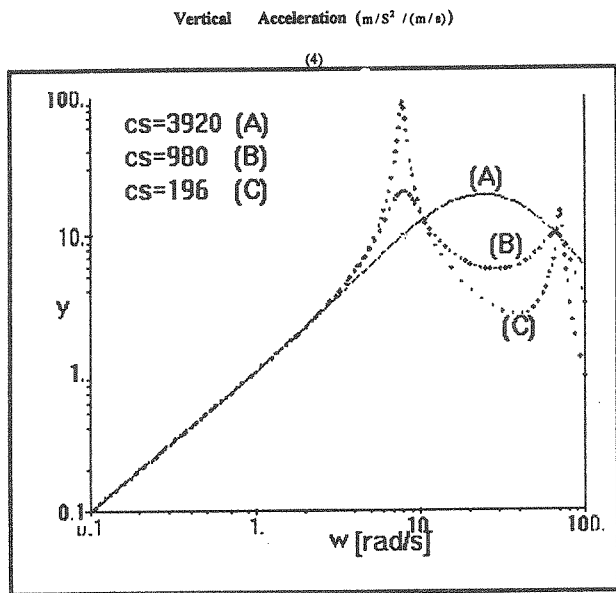
1	0	0	0	0	0	0	0	0
0	1	0	0	0	0	0	0	0
0	0	1	0	0	0	0	0	0
0	0	0	1	0	0	0	0	0
0	0	0	0	1	0	0	0	0
0	0	0	0	0	1	0	0	0
0	0	0	0	0	0	1	0	0
0	0	0	0	0	0	0	1	0
0	0	0	0	0	0	0	0	1
$\frac{c_{s1} + c_{u1}}{m_{u1}}$	0	0	0	$\frac{c_{s1}}{m_{u1}}$	$\frac{ac_{s1}}{m_{u1}}$	$\frac{t_1 c_{s1}}{2m_{u1}}$		0
0	$\frac{c_{s1} + c_{u2}}{m_{u2}}$	0	0	$\frac{c_{s2}}{m_{u2}}$	$\frac{bc_{s2}}{m_{u2}}$	$\frac{t_1 c_{s2}}{2m_{u2}}$		0
0	0	$\frac{c_{s3} + c_{u3}}{m_{u3}}$	0	$\frac{c_{s3}}{m_{u3}}$	$\frac{ac_{s3}}{m_{u3}}$	$\frac{t_1 c_{s3}}{2m_{u3}}$		0
0	0	0	$\frac{c_{s4} + c_{u4}}{m_{u4}}$	$\frac{c_{s4}}{m_{u4}}$	$\frac{bc_{s4}}{m_{u4}}$	$\frac{t_1 c_{s4}}{2m_{u4}}$		0
$\frac{c_{s1}}{m_s}$	$\frac{c_{s2}}{m_s}$	$\frac{c_{s3}}{m_s}$	$\frac{c_{s4}}{m_s}$	$\frac{c_{s1} + c_{s2} + c_{s3} + c_{s4} + c_p}{m_s}$	$\frac{ac_{s1} \cdot bc_{s2} + ac_{s3} \cdot bc_{s4} + dc_p}{m_s}$	$\frac{t_1 c_{s1} + t_1 c_{s2} \cdot t_1 c_{s3} \cdot t_1 c_{s4}}{2m_s}$		$\frac{c_p}{m_s}$
$\frac{ac_{s1}}{l_{yy}}$	$\frac{bc_{s2}}{l_{yy}}$	$\frac{ac_{s3}}{l_{yy}}$	$\frac{bc_{s4}}{l_{yy}}$	$\frac{ac_{s1} \cdot bc_{s2} + ac_{s3} \cdot bc_{s4} + dc_p}{l_{yy}}$	$\frac{a^2 c_{s1} + b^2 c_{s2} + a^2 c_{s3} + b^2 c_{s4} + d^2 c_p}{l_{yy}}$	$\frac{at_1 c_{s1} \cdot bt_1 c_{s2} \cdot at_1 c_{s3} + bt_1 c_{s4}}{2l_{yy}}$		$\frac{dc_p}{l_{yy}}$
$\frac{t_1 c_{s1}}{2l_{xx}}$	$\frac{t_1 c_{s2}}{2l_{xx}}$	$\frac{t_1 c_{s3}}{2l_{xx}}$	$\frac{t_1 c_{s4}}{2l_{xx}}$	$\frac{t_1 c_{s1} + t_1 c_{s2} \cdot t_1 c_{s3} \cdot t_1 c_{s4} \cdot 2ec_p}{2l_{xx}}$	$\frac{t_1 c_{s1} + t_1 c_{s2} \cdot t_1 c_{s3} \cdot t_1 c_{s4} \cdot 2ec_p}{2l_{xx}}$	$\frac{t_1 c_{s1} + t_1 c_{s2} \cdot t_1 c_{s3} \cdot t_1 c_{s4} \cdot 2ec_p}{2l_{xx}}$		$\frac{ec_p}{l_{xx}}$
0	0	0	0	$\frac{c_p}{m_p}$	$\frac{dc_p}{m_p}$	$\frac{ec_p}{m_p}$		$\frac{c_p}{m_p}$

$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{u1} + k_{s1}}{m_{u1}} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{s1}}{m_{u1}} & -\frac{ak_{s1}}{m_{u1}} & \frac{\tau_1 k_{s1}}{2m_{u1}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{u2} + k_{s2}}{m_{u2}} & 0 & 0 & \frac{k_{s2}}{m_{u2}} & -\frac{bk_{s2}}{m_{u2}} & \frac{\tau_1 k_{s2}}{2m_{u2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{u3} + k_{s3}}{m_{u3}} & 0 & \frac{k_{s3}}{m_{u3}} & -\frac{ak_{s3}}{m_{u3}} & -\frac{\tau_1 k_{s3}}{2m_{u3}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_{u4} + k_{s4}}{m_{u4}} & \frac{k_{s4}}{m_{u4}} & -\frac{bk_{s4}}{m_{u4}} & -\frac{\tau_1 k_{s4}}{2m_{u4}} & 0 & 0 \\ \frac{k_{s1}}{m_s} & \frac{k_{s2}}{m_s} & \frac{k_{s3}}{m_s} & \frac{k_{s4}}{m_s} & \frac{k_{s1} + k_{s2} + k_{s3} + k_{s4} + k_p}{m_s} & \frac{ak_{s1} - bk_{s2} + ak_{s3} - bk_{s4} + dk_p}{m_s} & -\frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4}}{2m_s} & \frac{k_p}{m_s} \\ \frac{ak_{s1}}{I_{yy}} & \frac{bk_{s2}}{I_{yy}} & \frac{ak_{s3}}{I_{yy}} & \frac{bk_{s4}}{I_{yy}} & \frac{ak_{s1} - bk_{s2} + ak_{s3} - bk_{s4} + dk_p}{I_{yy}} & \frac{a^2 k_{s1} + b^2 k_{s2} + a^2 k_{s3} + b^2 k_{s4} + d^2 k_p}{I_{yy}} & \frac{a\tau_1 k_{s1} - b\tau_1 k_{s2} - a\tau_1 k_{s3} + b\tau_1 k_{s4}}{2I_{yy}} & \frac{dk_p}{I_{yy}} \\ \frac{\tau_1 k_{s1}}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s2}}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s3}}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s4}}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4} - 2ek_p}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4} - 2ek_p}{2I_{xx}} & -\frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4} - 2ek_p}{2I_{xx}} & \frac{ek_p}{I_{xx}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_p}{m_p} & -\frac{dk_p}{m_p} & \frac{ek_p}{m_p} & \frac{k_p}{m_p} \end{bmatrix}$$

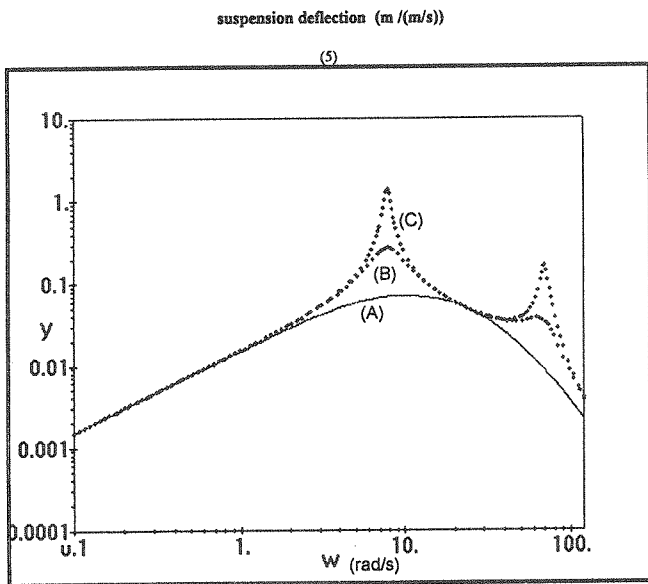
TABLE 1						
$ks1=37604.25$	$ks2=50437.44$	$ks3= 50437.44$	$ks4 = 37604.25 \text{ N/m}$			
$Cs1=1951.08$	$Cs2=2058.34$	$Cs3=2058.34$	$Cs4=1951.08 \text{ N.s/m}$			
$Ku1=157617$	$Ku2=157617$	$Ku3=157617$	$Ku4=157617 \text{ N/m}$			
$tf=1.45$	$tr=1.35$	$a=0.938$	$b = 1.456$	m		
$m=1350$	$Ms=1120$	$Mu1=45$	$Mu2=70$	$Mu3=70$	$Mu4=45$	kg
$I_x = 323$		$I_y = 1254$		$I_z = 1610 \text{ Kg.m}^2$		
$Kp=10000 \text{ N/m}$	$Cp=800 \text{ N.s/m}$	$d=0.5 \text{ m}$	$e = 0.3 \text{ m}$	$Mp = 60 \text{ Kg}$		
$g1=-0.4$	$g2=-0.1 \text{ m/rad}$	$e1=0$	$e2=0 \text{ rad/rad}$	$\hat{C}_1 = 4000$	$\hat{C}_2 = 4000 \text{ N/rad}$	
$c_{\phi1} = 800$	$c_{\phi2} = 900 \text{ N.m.s/rad}$	$k_{\phi1} = 6000$		$k_{\phi2} = 10250 \text{ N.m/rad}$		
FOR UNDER STEER						
$\hat{T}_1 = -1280$	$\hat{T}_2 = -1120 \text{ N.m/rad}$	$c1=64000$		$c2=56000 \text{ N/rad}$		
FOR OVER STEER						
$\hat{T}_1 = -1120$	$\hat{T}_2 = -1280 \text{ N.m/rad}$	$c1=56000$		$c2=64000 \text{ N/rad}$		

$$B = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{u1}}{m_{u1}} & \frac{C_{u1}}{m_{u1}} & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{u2}}{m_{u2}} & \frac{C_{u2}}{m_{u2}} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{u3}}{m_{u3}} & \frac{C_{u3}}{m_{u3}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{u4}}{m_{u4}} & \frac{C_{u4}}{m_{u4}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

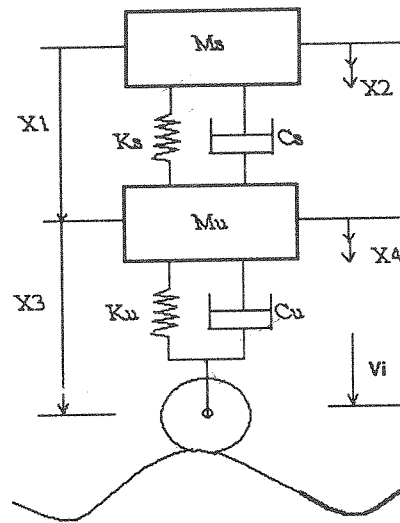
$$A = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{k_{u1} + k_{s1}}{m_{u1}} & 0 & 0 & 0 & \frac{k_{s1}}{m_{u1}} & -\frac{ak_{s1}}{m_{u1}} & \frac{\tau_1 k_{s1}}{2m_{u1}} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{k_{u2} + k_{s2}}{m_{u2}} & 0 & 0 & \frac{k_{s2}}{m_{u2}} & \frac{bk_{s2}}{m_{u2}} & \frac{\tau_1 k_{s2}}{2m_{u2}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_{u3} + k_{s3}}{m_{u3}} & 0 & \frac{k_{s3}}{m_{u3}} & -\frac{ak_{s3}}{m_{u3}} & -\frac{\tau_1 k_{s3}}{2m_{u3}} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{k_{u4} + k_{s4}}{m_{u4}} & \frac{k_{s4}}{m_{u4}} & \frac{bk_{s4}}{m_{u4}} & -\frac{\tau_1 k_{s4}}{2m_{u4}} & 0 & 0 \\ \frac{k_{s1}}{m_s} & \frac{k_{s2}}{m_s} & \frac{k_{s3}}{m_s} & \frac{k_{s4}}{m_s} & \frac{k_{s1} + k_{s2} + k_{s3} + k_{s4} + k_p}{m_s} & \frac{ak_{s1} \cdot bk_{s2} + ak_{s3} \cdot bk_{s4} + dk_p}{m_s} & -\frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4}}{2m_s} & \frac{k_p}{m_s} \\ -\frac{ak_{s1}}{I_{yy}} & \frac{bk_{s2}}{I_{yy}} & -\frac{ak_{s3}}{I_{yy}} & \frac{bk_{s4}}{I_{yy}} & \frac{ak_{s1} \cdot bk_{s2} + ak_{s3} \cdot bk_{s4} + dk_p}{I_{yy}} & \frac{a^2 k_{s1} + b^2 k_{s2} + a^2 k_{s3} + b^2 k_{s4} + d^2 k_p}{I_{yy}} & \frac{a\tau_1 k_{s1} - b\tau_1 k_{s2} - a\tau_1 k_{s3} + b\tau_1 k_{s4}}{2I_{yy}} & \frac{dk_p}{I_{yy}} \\ \frac{\tau_1 k_{s1}}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s2}}{2I_{xx}} & -\frac{\tau_1 k_{s3}}{2I_{xx}} & -\frac{\tau_1 k_{s4}}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4} - 2ek_p}{2I_{xx}} & \frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4} - 2ek_p}{2I_{xx}} & -\frac{\tau_1 k_{s1} + \tau_1 k_{s2} - \tau_1 k_{s3} - \tau_1 k_{s4} - 2ek_p}{2I_{xx}} & \frac{ek_p}{I_{xx}} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & \frac{k_p}{m_p} & -\frac{dk_p}{m_p} & \frac{ek_p}{m_p} & \frac{k_p}{m_p} \end{bmatrix}$$



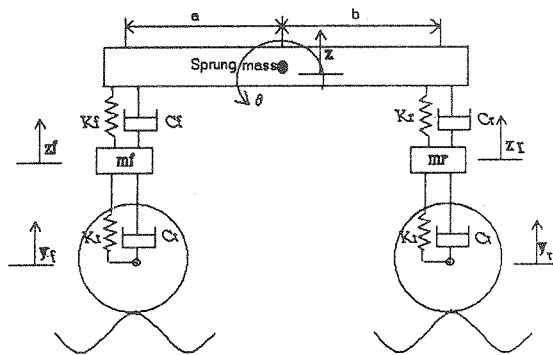
شکل (۴) تأثیر میرانی روی شتاب عمودی بر حسب فرکانس



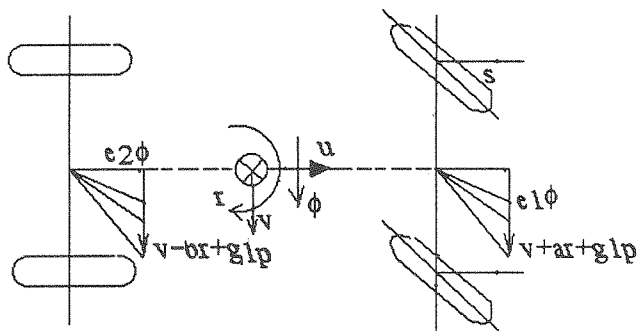
شکل (۵) تأثیر میرانی روی جابجایی سیستم تعلیق بر حسب فرکانس



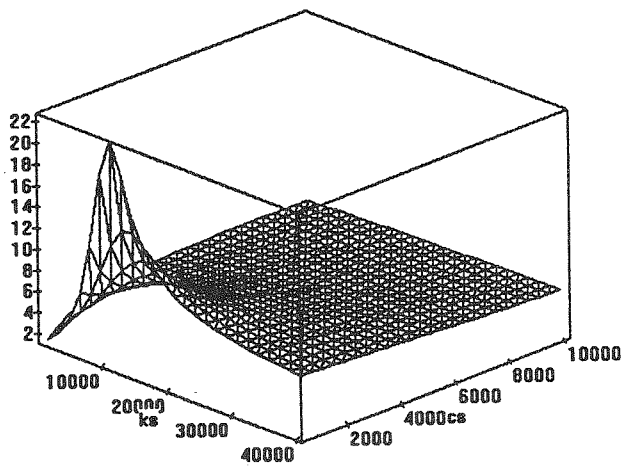
شکل (۱) مدل یک - چهارم خودرو



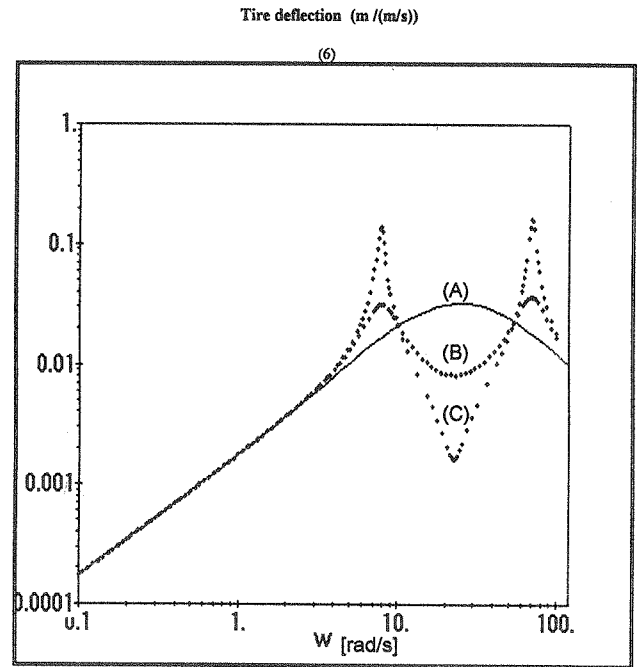
شکل (۲) مدل نیم خودرو



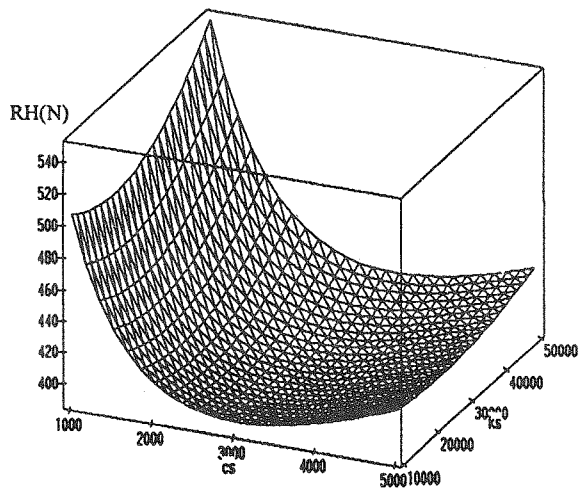
شکل (۳) مدل هندلینگ



شکل (۸) انتقال پذیری سه بعدی

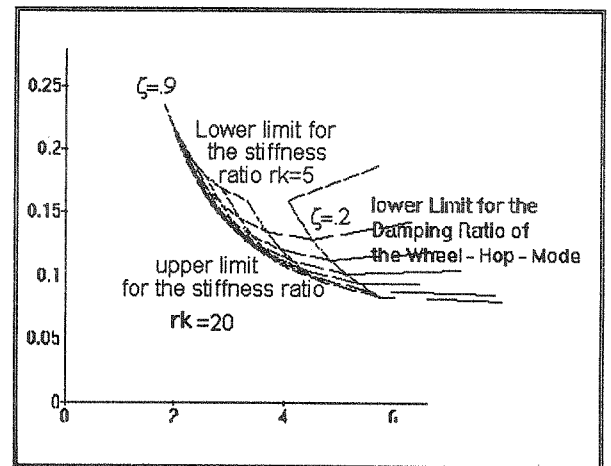


شکل (۶) تأثیر میرایی روی جابجایی تأیر بر حسب فرکانس

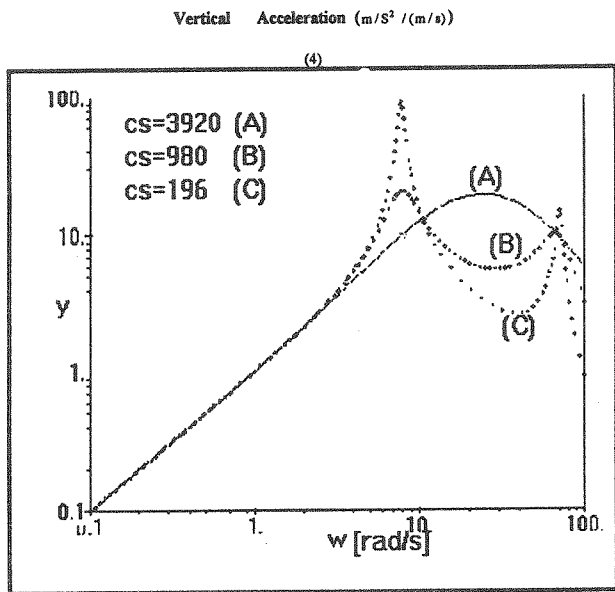


شکل (۹) چسبندگی به جاده بر حسب K_s , C_s

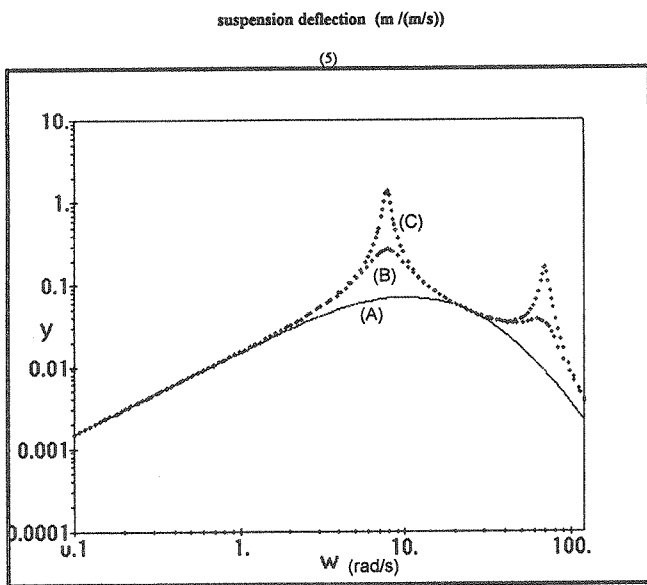
The feasible Performance space for a Passive Suspension



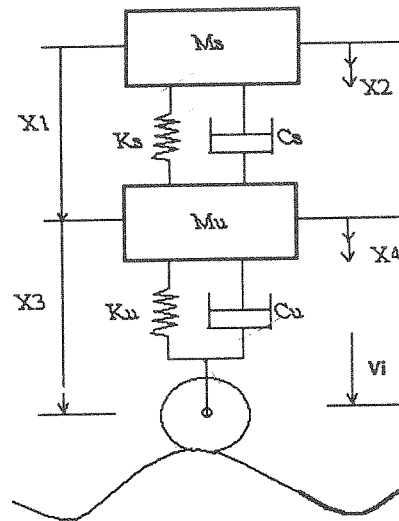
شکل (۷) رابطه بین مجذور میانگین ریشه (r_{ms}) شتاب و فضای بازی سیستم تعلیق (نسبت جرم 0.15)



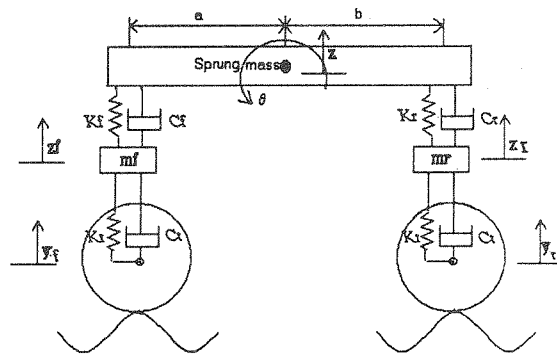
شکل (۴) تأثیر میرانی روی شتاب عمودی بر حسب فرکانس



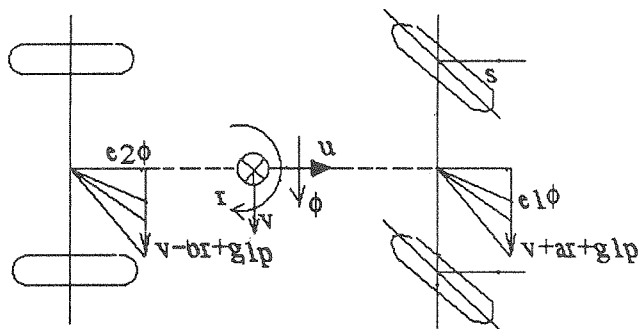
شکل (۵) تأثیر میرانی روی جابجایی سیستم تعلیق بر حسب فرکانس



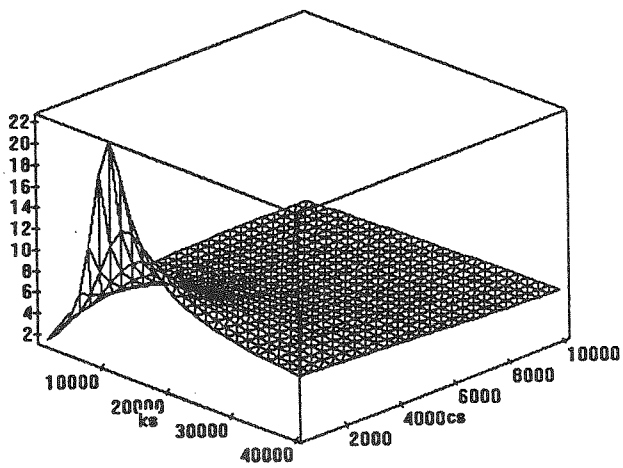
شکل (۱) مدل یک - چهارم خودرو



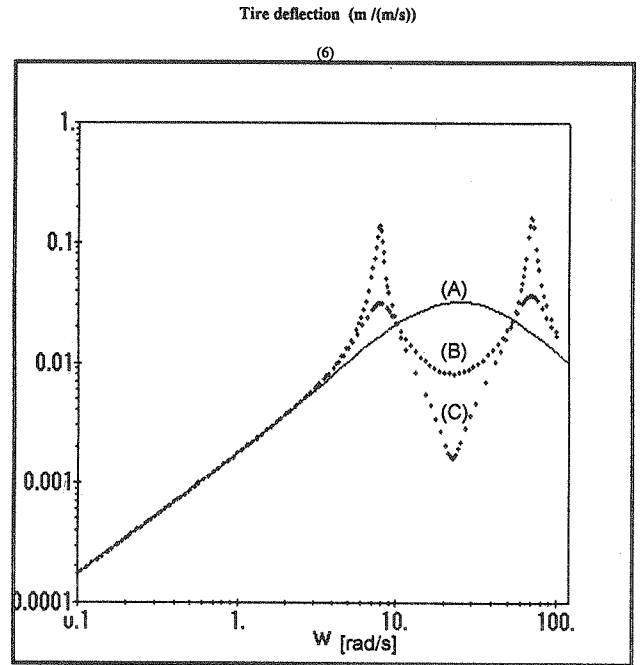
شکل (۲) مدل نیم خودرو



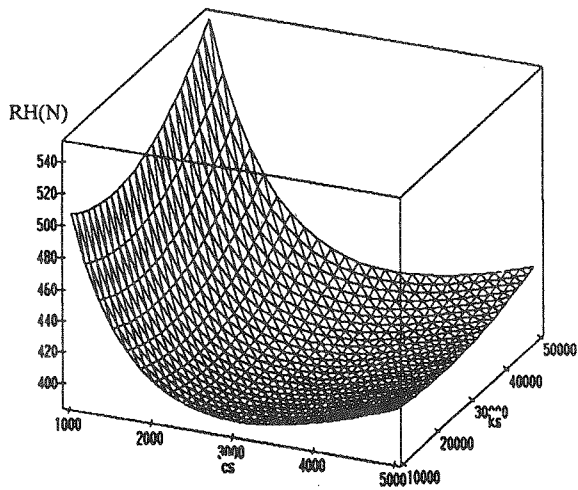
شکل (۳) مدل هندلینگ



شکل (۸) انتقال پذیری سه بعدی

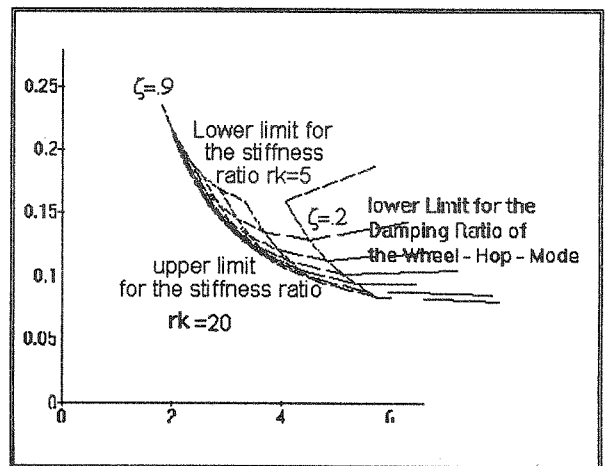


شکل (۶) تأثیر میرایی روی جابجایی تایر بر حسب فرکانس

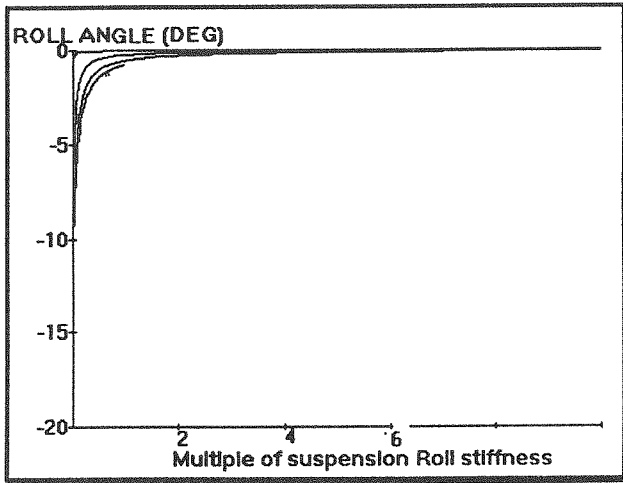


شکل (۹) چسبندگی به جاده بر حسب K_s و C_s

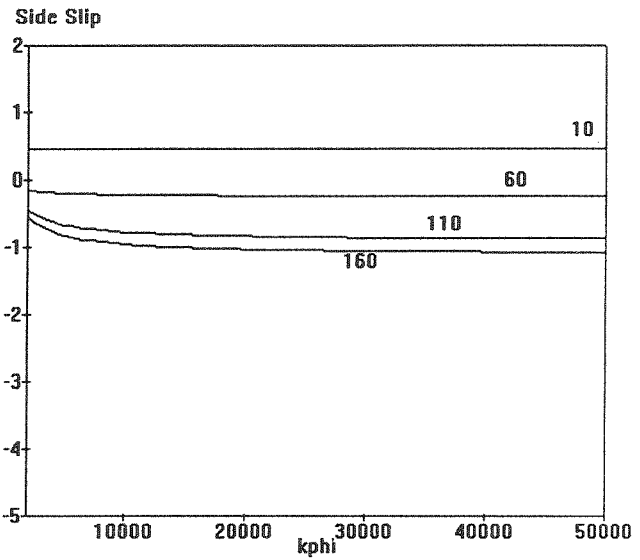
The feasible Performance space for a Passive Suspension



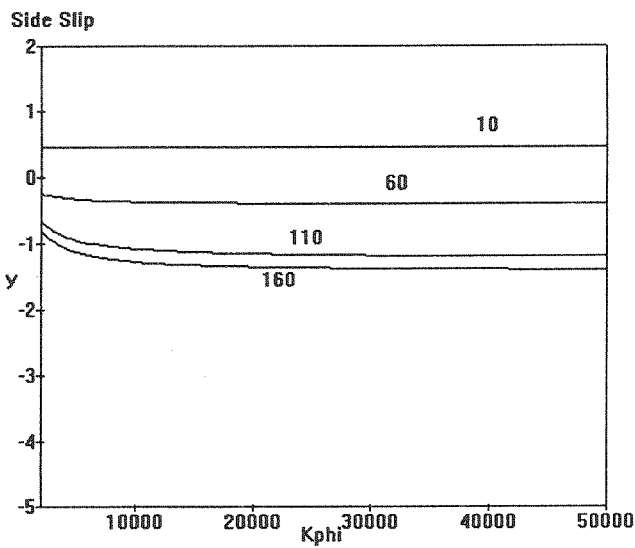
شکل (۷) رابطه بین مجذور میانگین ریشه (\bar{x}_{ms}) شتاب و فضای بازی سیستم تعلیق (نسبت جرم 0.15)



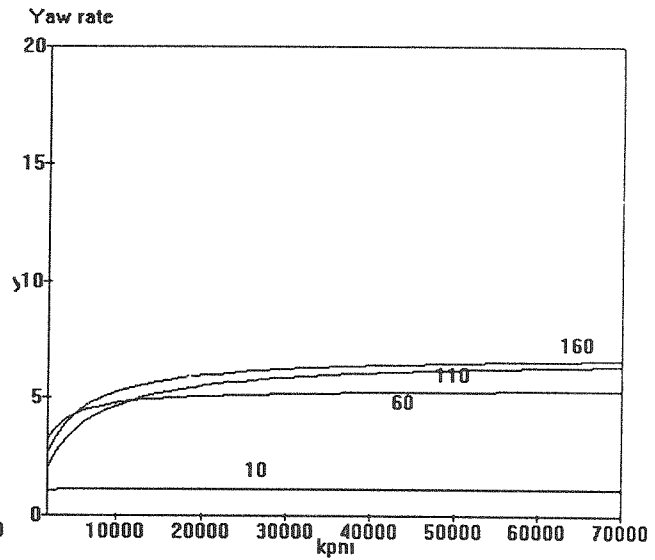
شکل (۱۲) مقادیر حالت یکنواخت زاویه غلتش برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (زیر فرمانی)



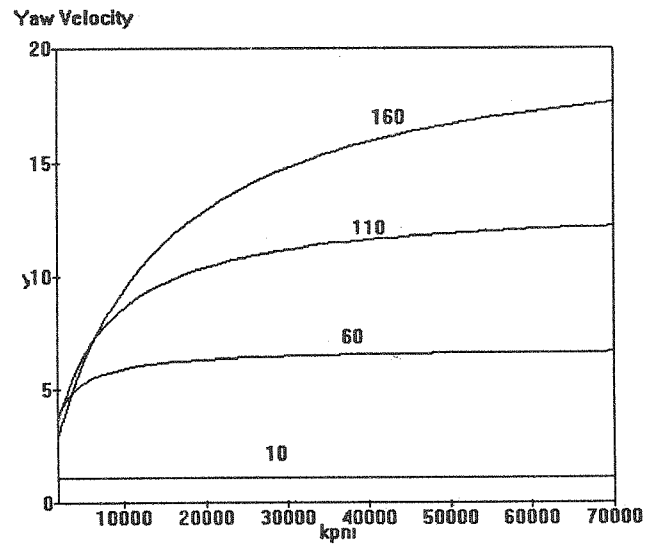
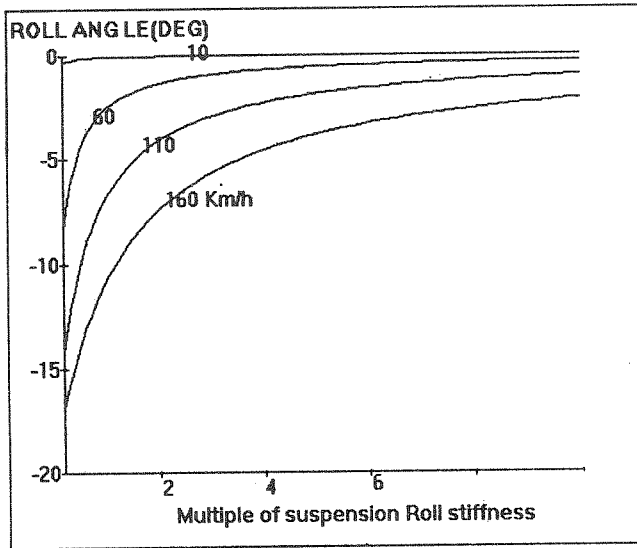
شکل (۱۰) مقادیر حالت یکنواخت زاویه لغزش جانبی خودرو برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (زیر فرمانی)



شکل (۱۳) مقادیر حالت یکنواخت زاویه لغزش جانبی خودرو برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (بیش فرمانی)

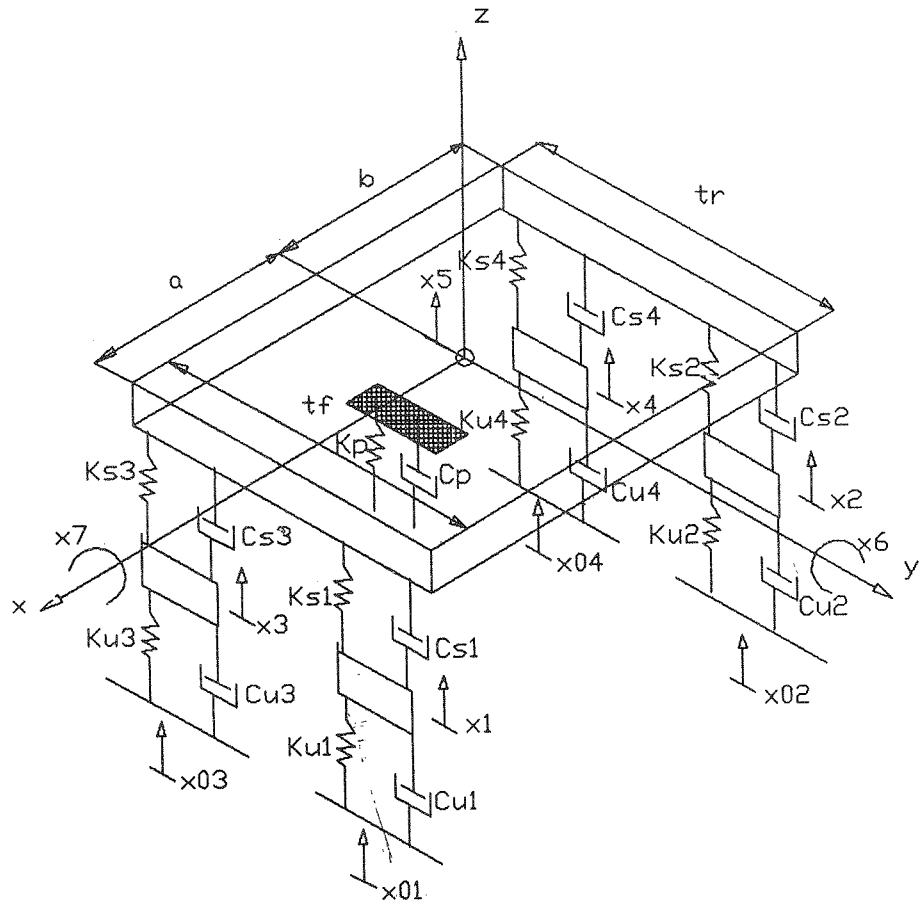


شکل (۱۱) مقادیر حالت یکنواخت نرخ یا و برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (زیر فرمانی)

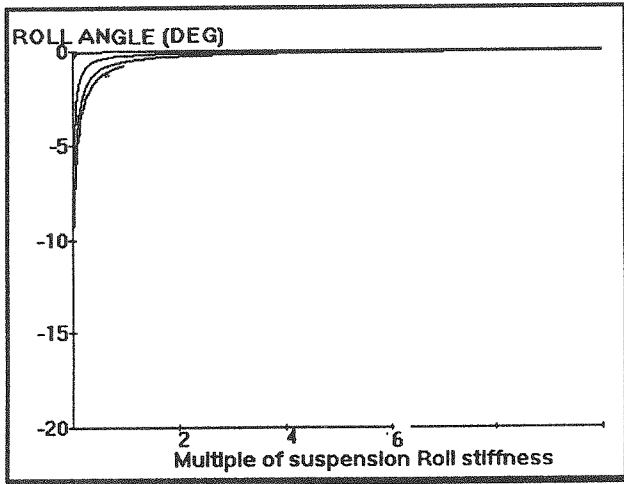


شکل (۱۵) مقادیر حالت یکنواخت زاویه غلتش برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (بیش فرمانی)

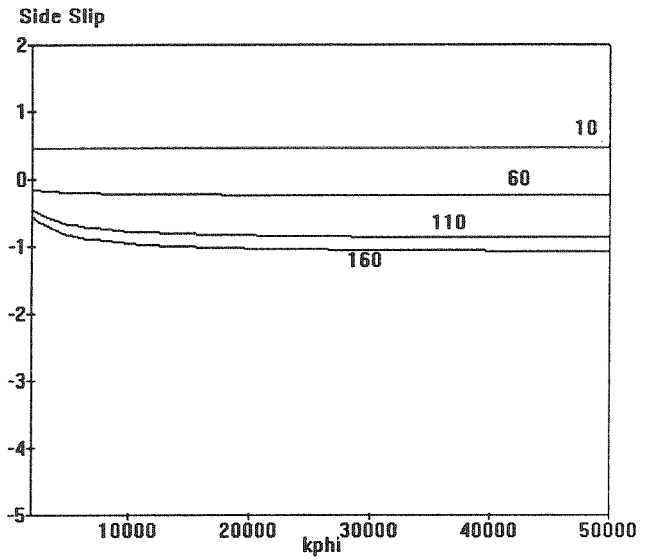
شکل (۱۴) مقادیر حالت یکنواخت نرخ یا برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (بیش فرمانی)



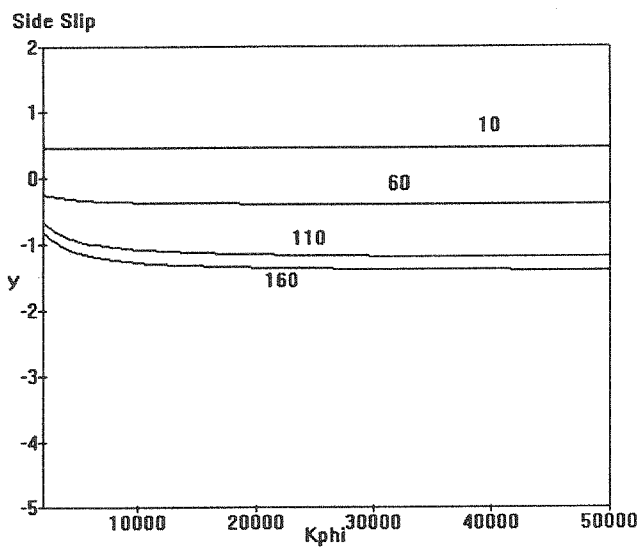
شکل (۱۶) مدل کامل خودرو



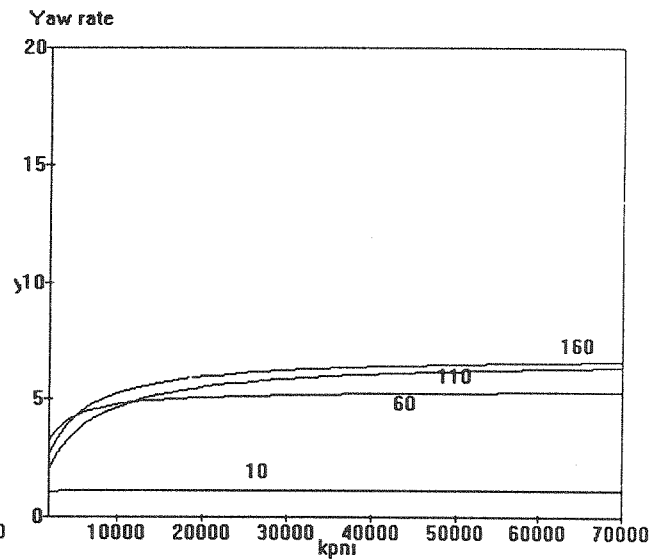
شکل (۱۲) مقادیر حالت یکنواخت زاویه غلتش برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (زیر فرمانی)



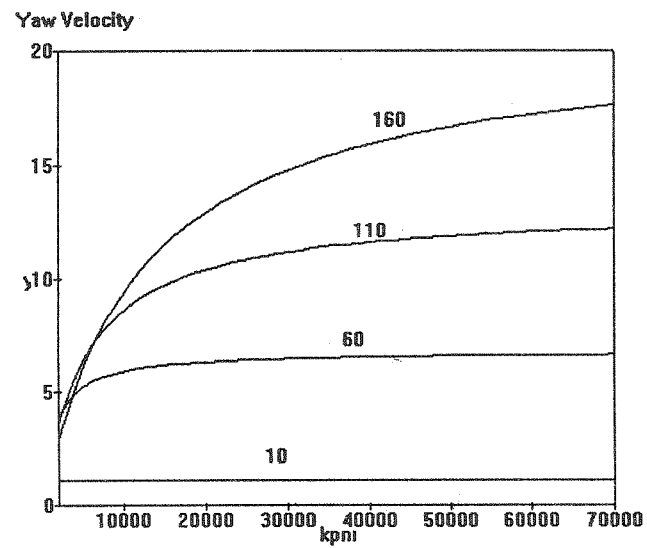
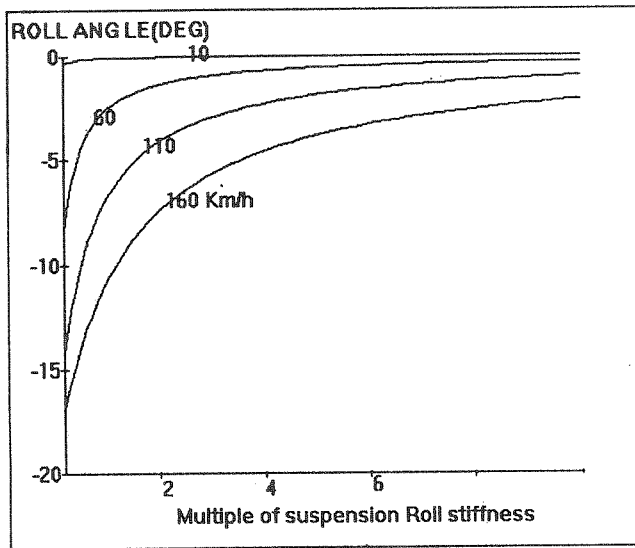
شکل (۱۰) مقادیر حالت یکنواخت زاویه لغزش جانبی خودرو برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (زیر فرمانی)



شکل (۱۳) مقادیر حالت یکنواخت زاویه لغزش جانبی خودرو برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (بیش فرمانی)

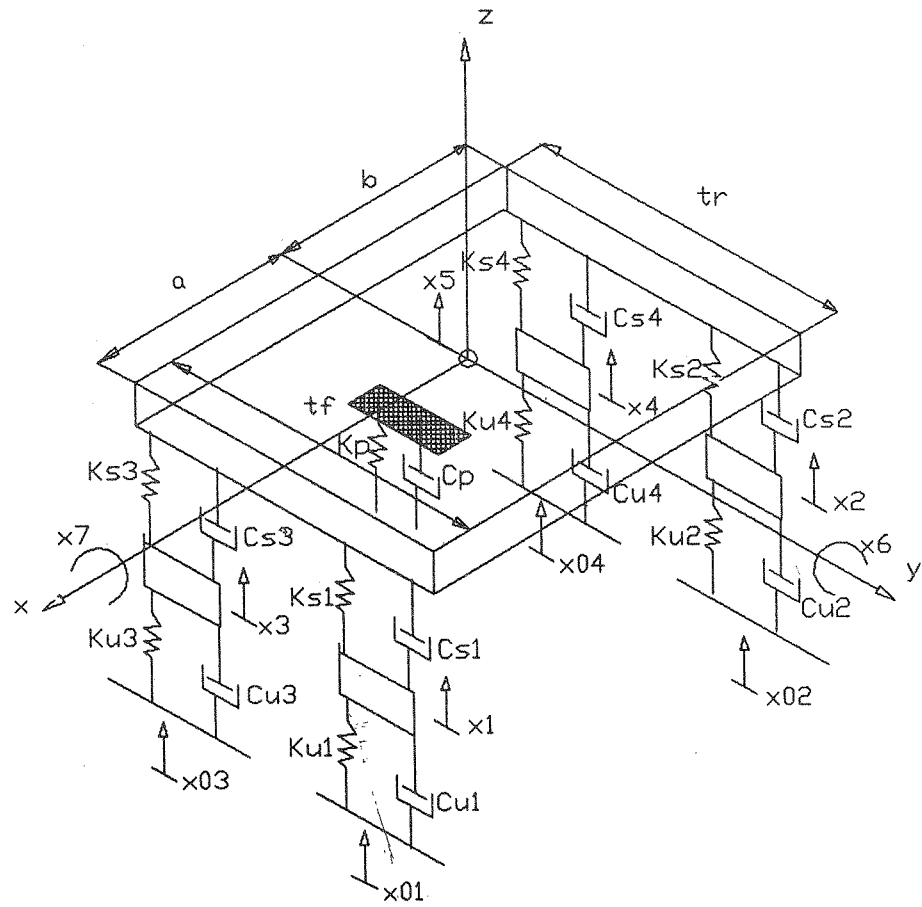


شکل (۱۱) مقادیر حالت یکنواخت نرخ یا و برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (زیر فرمانی)

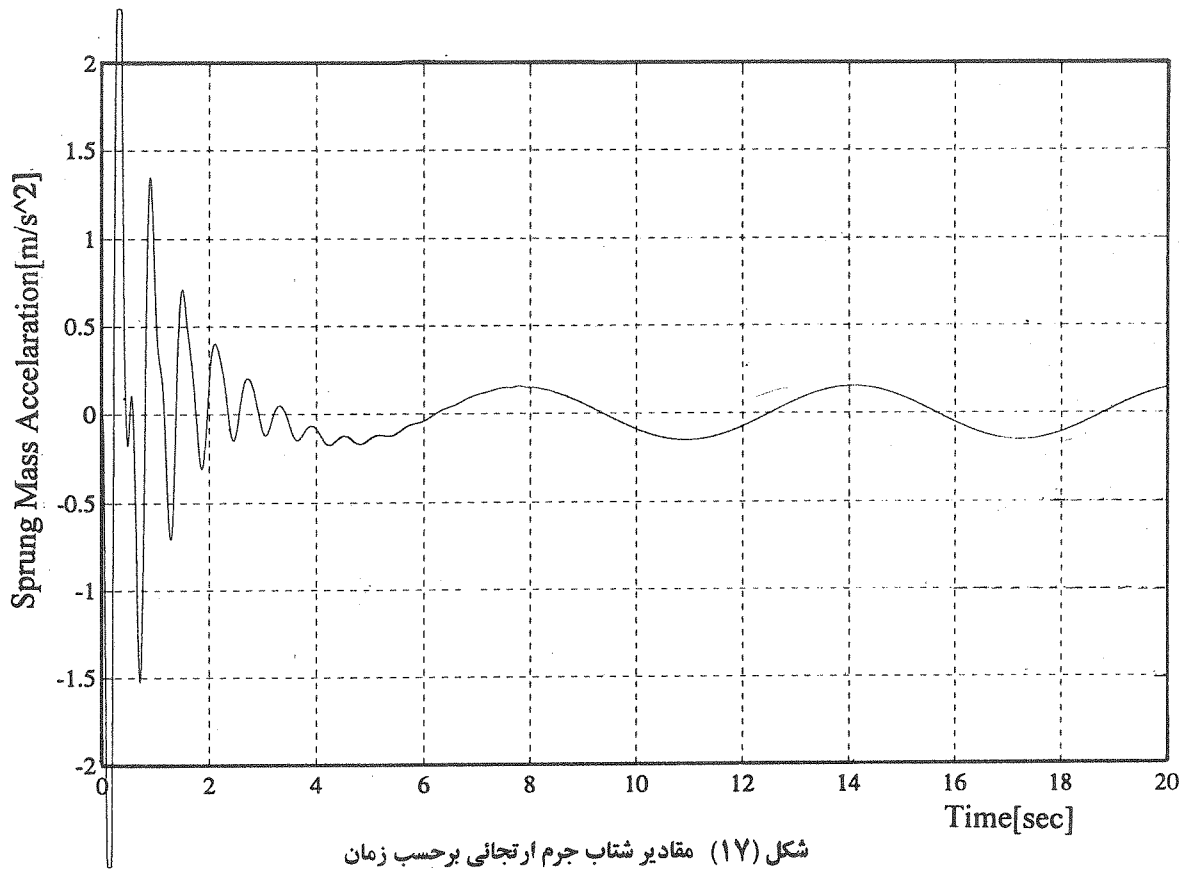


شکل (۱۵) مقادیر حالت یکنواخت زاویه غلتش برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (بیش فرمانی)

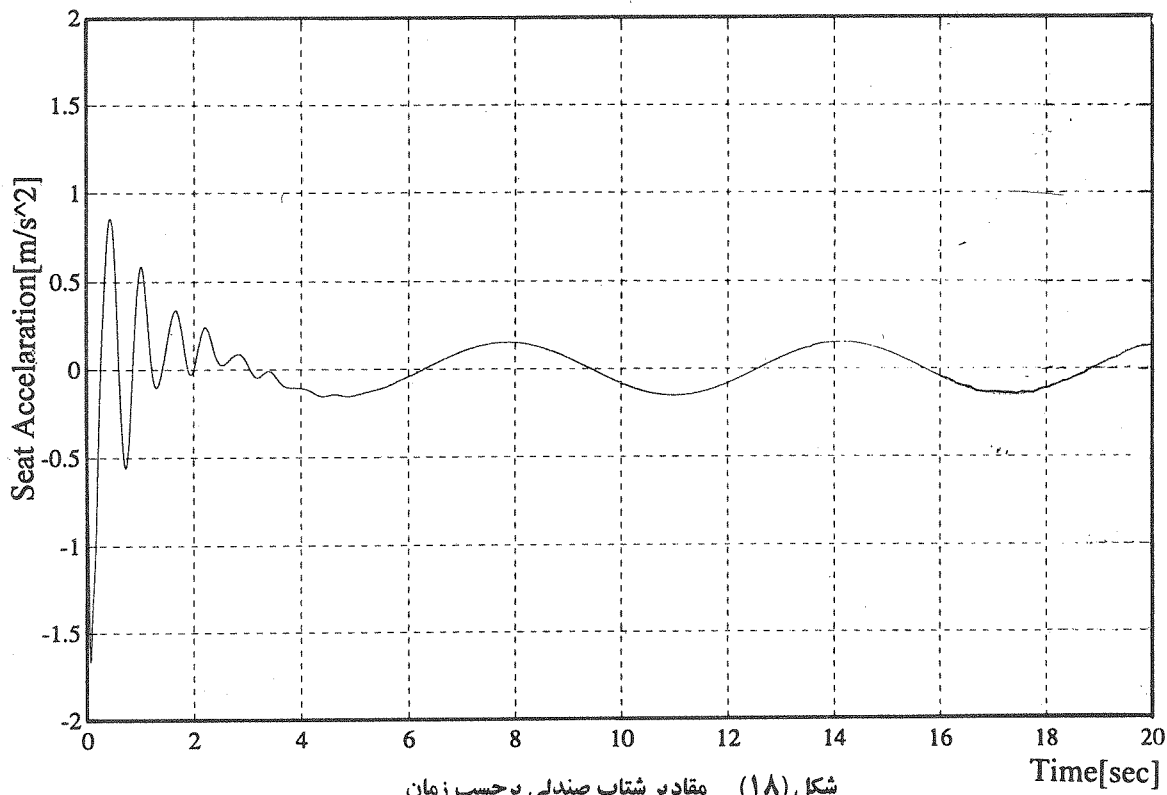
شکل (۱۴) مقادیر حالت یکنواخت نرخ یا و برای سختی غلتش و سرعت‌های طولی مختلف (بیش فرمانی)



شکل (۱۶) مدل کامل خودرو



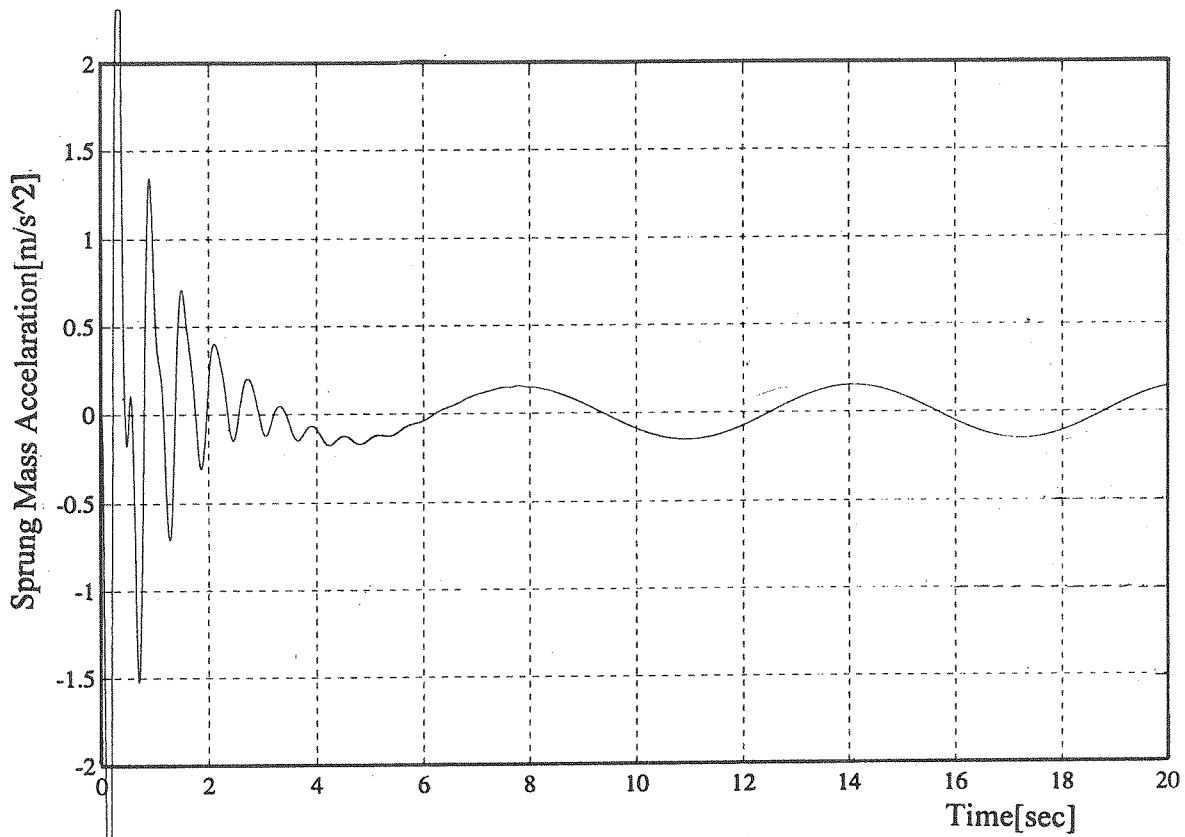
شکل (۱۷) مقادیر شتاب جرم ارتجائی بر حسب زمان



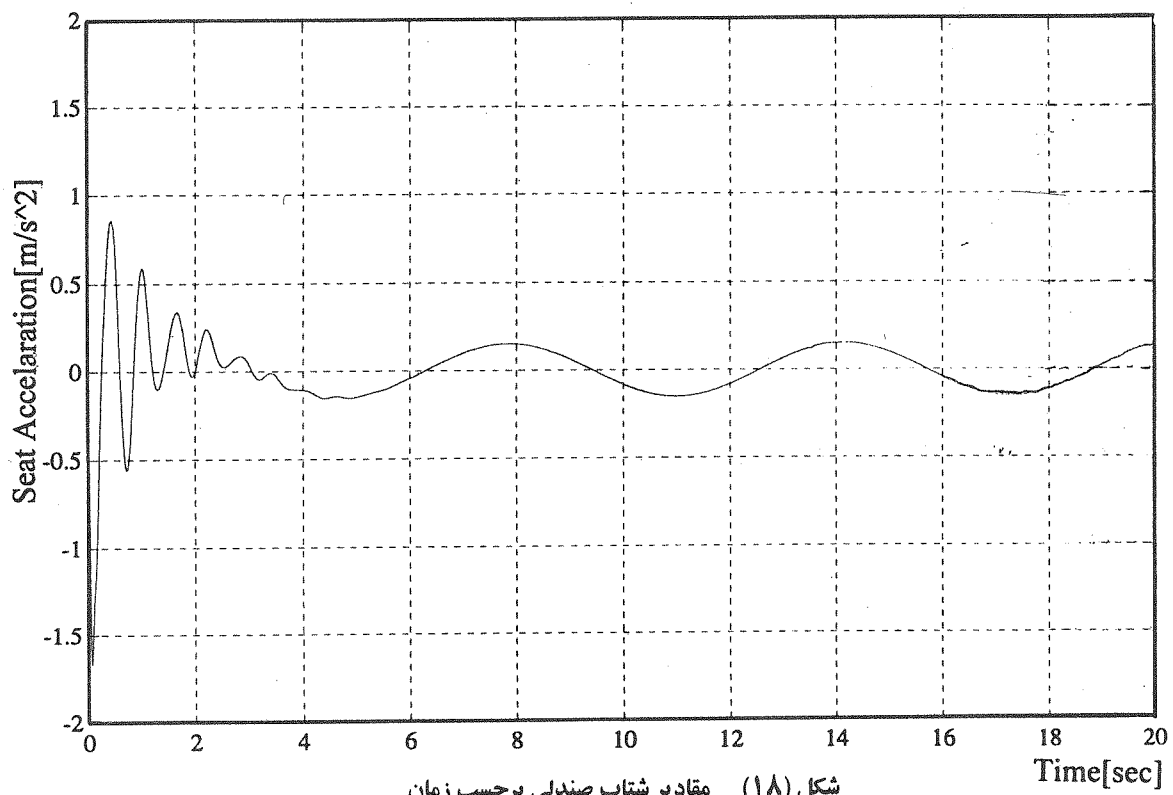
شکل (۱۸) مقادیر شتاب صندلی بر حسب زمان

Ms : جرم ارتجاعی (Kg)	a : فاصله مرکز ثقل از محور جلو (m)
Mp : جرم سرنشین (Kg)	b : فاصله مرکز ثقل از محور عقب (m)
Mu : جرم غیرارتجاعی (Kg)	c : ضریب نیروی جانبی (N/rad)
P : سرعت غلشی (rad/s)	\hat{c} : ضریب کمبر تایلر (N/rad)
r : سرعت انحراف (rad/s)	Cp : ضریب استهلاکی برای سرنشین (N.s/m)
\hat{T} : ضریب ممان تنظیم کننده (N/rad)	Cs : ضریب استهلاکی جرم ارتجاعی (N.s/m)
tf : عرض جلوی خودرو (m)	Cu : ضریب استهلاکی جرم غیرارتجاعی (N.s/m)
tr : عرض عقب خودرو (m)	d : فاصله سرنشین از محور x (m)
U : سرعت جلوبرنده مرکز ثقل خودرو (m/s)	e : فاصله سرنشین از محور y (m)
V : سرعت جانبی مرکز ثقل خودرو (m/s)	I_x : ممان اینرسی حول محور x (Kgm^2)
\dot{y} : تغییر فرم تایلر	I_y : ممان اینرسی حول محور y (Kgm^2)
β : زاویه لغزش جانبی (rad)	I_z : ممان اینرسی حول محور z (Kgm^2)
Φ : زاویه غلش (رول) (rad)	Kp : ضریب سختی برای سرنشین (N/m)
$L_r ..L\Phi$: ضرایب غلش	Ks : ضریب سختی جرم ارتجاعی (N/m)
$N_r ..N\Phi$: ضرایب انحراف	Ku : ضریب سختی جرم غیرارتجاعی (N/m)
$Y_r ..Y\Phi$: ضرایب لغزش جانبی	m : جرم کل خودرو (Kg)

1- Handling	16- Pitch
2- Road Holding	17- Unsprung Mass
3- Ride Comfort	18- Bounce of the Body
4- White Noise	19- Pitch of the Body
5- Mean Square Response	20- Hop of the Front Wheel
6- Spectral Density	21- Hop of the Rear Wheel
7- Suspension Travel	22- Pitch
8- Trade Off	23- Bounce
9- Stiffness Ratio	24- Dynamic Index
10- Damping Ratio	25- Handling
11- Road Holding	26- Roll Stiffness
12- Damping Coefficient	27- Side Slip
13- Road Surface	28- Yaw Velocity
14- Road Roughness	29- Roll Angle
15- Damping Coefficient	30- Under Steer



شکل (۱۷) مقادیر شتاب جرم ارتجائی بر حسب زمان



شکل (۱۸) مقادیر شتاب صندلی بر حسب زمان

Ms : جرم ارتجاعی (Kg)	a : فاصله مرکز ثقل از محور جلو (m)
Mp : جرم سر نشین (Kg)	b : فاصله مرکز ثقل از محور عقب (m)
Mu : جرم غیر ارتجاعی (Kg)	c : ضریب نیروی جانبی (N/rad)
P : سرعت غلتشی (rad/s)	\hat{c} : ضریب کمبر تأیر (N/rad)
r : سرعت انحراف (rad/s)	Cp : ضریب استهلاکی برای سر نشین (N.s/m)
\hat{T} : ضریب ممان تنظیم کننده (N/rad)	Cs : ضریب استهلاکی جرم ارتجاعی (N.s/m)
tf : عرض جلوی خودرو (m)	Cu : ضریب استهلاکی جرم غیر ارتجاعی (N.s/m)
tr : عرض عقب خودرو (m)	d : فاصله سر نشین از محور x (m)
U : سرعت جلو برنده مرکز ثقل خودرو (m/s)	e : فاصله سر نشین از محور y (m)
V : سرعت جانبی مرکز ثقل خودرو (m/s)	I_x : ممان اینرسی حول محور x (Kgm^2)
\dot{y} : تغییر فرم تأیر	I_y : ممان اینرسی حول محور y (Kgm^2)
β : زاویه لغزش جانبی (rad)	I_z : ممان اینرسی حول محور z (Kgm^2)
Φ : زاویه غلتش (رول) (rad)	Kp : ضریب سختی برای سر نشین (N/m)
$L_r .. L_\Phi$: ضرایب غلتش	Ks : ضریب سختی جرم ارتجاعی (N/m)
$N_r .. N\Phi$: ضرایب انحراف	Ku : ضریب سختی جرم غیر ارتجاعی (N/m)
$Y_r .. Y\Phi$: ضرایب لغزش جانبی	m : جرم کل خودرو (Kg)

1- Handling	16- Pitch
2- Road Holding	17- Unsprung Mass
3- Ride Comfort	18- Bounce of the Body
4- White Noise	19- Pitch of the Body
5- Mean Square Response	20- Hop of the Front Wheel
6- Spectral Density	21- Hop of the Rear Wheel
7- Suspension Travel	22- Pitch
8- Trade Off	23- Bounce
9- Stiffness Ratio	24- Dynamic Index
10- Damping Ratio	25- Handling
11- Road Holding	26- Roll Stiffness
12- Damping Coefficient	27- Side Slip
13- Road Surface	28- Yaw Velocity
14- Road Roughness	29- Roll Angle
15- Damping Coefficient	30- Under Steer

31- Over Steer

32- Aligning Moment

33- Steady State

34- Damping Ratio

35- Road Holding

مراجع

- [1] R.S. Sharp & Crolla, "Road Vehicle Suspension System Design-a review," *Vehicle System Dynamics*, 16(1987), pp. 167-192.
- [2] R.M. Chalasani, "Ride Performance Potential of Active Suspension Systems," Part1: Simplified Analysis Based on a Quarter-Car Model.
- [3] R.S. Sharp and Hassan, S.A. "The Fundamentals of Passive automotive Suspension System Design," *Society of Environmental Engineers Conference on Dynamics in Automotive Engineering, 1984*, 104-115.
- [4] Pinhas Barak, "Design and Evaluation of An Adjustable Automobile Suspension," PP. 129-144.
- [5] "ISO Standard Handbook, Road Vehicle," 1982.
- [6] "Human Vibration," *Bruel & Kjaer Booklet Revision, 1989*.
- [7] H. Fred Chen, Dennis A. Guonther, "The Effect of Suspension Stiffness on Handling Responses," PP. 147-152.
- [8] F.Huang, J. Roger chen, L. Tsal "The Use of Random Steer Test Data for Vehicle Parameter Estimation,"