

تحلیل پایداری یک چرخ محور با چرخهای انعطاف پذیر در عبور از قوس

سید هادی امامی میبدی
دانشجوی دکترا

محسن بهرامی
دانشیار

دانشکده مکانیک، دانشگاه صنعتی امیرکبیر

چکیده

از شاخص های مهم در طراحی یا بهینه سازی خودروهای ریلی، تحلیل رفتار دینامیکی و بررسی پایداری خودرو در عبور از قوس می باشد. هنگامیکه یک خودروی ریلی قوسی را طی می کند، پدیده های جدیدی نظیر نیروی گریز از مرکز، تغییر بار روی چرخهای راست و چپ و شیب عرضی مسیر و ... نسبت به مسیر مستقیم حادث می گردد. تمام این عوامل در پایداری خودرو مؤثر هستند. با توجه به اینکه پایداری جانبی خودرو در عبور از قوس کاهش می یابد لازم است در ارزیابی دینامیکی هر طرحی پایداری آن در عبور از قوس مورد بررسی قرار داده شود. در بررسی قبلی انجام شده توسط تهیه کنندگان این مقاله [۹]، جهت افزایش سرعت بحرانی و پایداری خودرو، بعنوان یک طرح پیشنهادی جدید مدل چرخ محور با چرخهای انعطاف پذیر مطرح گردید. در آنجا نشان داده شده که بکارگیری این سیستم پایداری جانبی خودرو را افزایش می دهد. جهت تکمیل ارزیابی و تایید مدل لازم است، پایداری جانبی چرخ محور در عبور از قوس نیز مورد بررسی قرار داده شود. این مقاله نشان می دهد که، مدل چرخ محور با چرخهای انعطاف پذیر از شرایط پایداری مطلوب تری نسبت به مدل چرخ محور صلب معمولی برخوردار است.

کلمات کلیدی

هانینگ، خودرو ریلی، چرخ انعطاف پذیر، عبور از قوس.

Stability Analysis of a Flexible Wheel and Axle on Curve

S. H. Emami M.
Ph. D. Student

M. Bahrami
Assosiate Professor

Mechanical Engineering Department,
Amirkabir University of Technology

Abstract

In design and optimization of rail vehicles two important parts are dynamic behavior and stability analysis when passing a curve. In passing a curve one has to consider new problems which are not present analysis of straight line motion, such as centrifugal force, different loading on right and left wheels, and track inclination, ... All these are important in dynamics of vehicle. Since the stability is effected when the vehicle passes through a curve, it is necessary to do a full stability study.

In a previous work [9], for increasing the critical speed a certain type of flexible wheel was proposed, and it was showed that the lateral stability was increased due to wheel flexibility. To further conupt of stahility furthure the concept the stability of that vehicle when passingthrough through a curve in studied here.

In this work it is shown that flexible wheel will increase the lateral stability of the wheel axle set when passing on a curve.

Keyword

Rail Vehicle, Flexible Wheel, Curved Motion, Hunting.

خودرو کم می شود. در واقع در مدل IRW که چرخها مجاز می باشند نسبت به همدیگر چرخش متفاوتی داشته باشند، چرخ محور در عبور از قوس یا وقوع هرگونه جابجایی جانبی نسبت به موقعیت تعادل مسیر باعث نمی شود که نیروی خزش طولی در دو چرخ ایجاد گردد و با حذف نیروی خزش طولی عملاً هانتینگ حذف شده و سایش در چرخ و ریل کم می شود ولی مکانیزم فرمان پذیری خودبخودی که در چرخ محورهای معمولی وجود دارد در IRW حذف می گردد. به عبارتی در رفتار دینامیکی یک خودروی ریلی دو مشخصه اصلی زیر مورد انتظار است:

- دستیابی به سرعت بحرانی حتی الامکان بالاتر و به تعویق انداختن پدیده هانتینگ و حفظ پایداری جانبی خودرو.

- افزایش فرمان پذیری در عبور از قوس.

همانطوریکه در بالا به آن اشاره شد این دو پدیده در تناقص با یکدیگر هستند و هر مدلی از خودرو بایستی شرایط قابل قبولی جهت ارضاع این دو پدیده را بطور همزمان فراهم نماید. نارایانا سوامی و عثمان وداکیپاتی [۸] جهت حل این تناقص یعنی بالا بردن فرمان پذیری و افزایش سرعت بحرانی و پایداری سیستم از مدل IRW به همراه یک سیستم کنترل ارتعاشات پیشی چرخ محور استفاده نمود.

در بررسی قبلی انجام شده توسط تهیه کنندگان این مقاله [۹] نشان داده شد که پایداری خودرو در مدل FWCW شرایط مطلوب تری نسبت به EDCW^۲ و مدل چرخ محورهای صلب معمولی^۵ ارائه می نماید. نشان داده شد که سرعت بحرانی در FWCW نسبت به EDCW به مقدار ۱۹/۶۳ درصد و نسبت به چرخ محورهای معمولی ۵۵/۲۱ درصد افزایش می یابد. این بررسی مربوط به حرکت چرخ محور در مسیر مستقیم بود. جهت تکمیل ویژگی مدل FWCW می بایستی رفتار دینامیکی آن در عبور از قوس نیز مورد ارزیابی قرار گیرد. در مدل FWCW به لحاظ اینکه چرخها روی محور محکم می باشند، فرمان پذیری خود به خودی چرخ محورهای صلب را دارا بوده و با توجه به انعطاف پذیری چرخها در جهات ψ, γ عملاً ارتعاشات در این راستا را می تواند مستهلک نماید. در زیر نشان خواهیم داد که مدل FWCW در عبور از قوس نسبت به چرخ محورهای صلب از شرایط مطلوب تر و پایداری بهتری برخوردار است.

۱- مشخصات مدل در عبور از قوس

اصلی ترین جزء در بررسی پایداری یک خودروی ریلی در عبور از قوس چرخ محور آن می باشد. یعنی برای ارزیابی عمومی خودرو کافی است عوامل مؤثر در عدم تعادل چرخ

به لحاظ دینامیکی، ناپایداری جانبی و وقوع پدیده هانتینگ از عمده ترین عوامل برای افزایش سرعت خودروهای ریلی می باشند. با زیاد شدن سرعت و رسیدن به سرعت بحرانی این پدیده ظاهر شده و مجموعه چرخ محور حول محور قائم شروع به نوسان می کند. عوامل مؤثر در پدیده هانتینگ و پایداری جانبی عبارتند از نیروها و ممان های خزشی بین چرخ و ریل، مشخصات سیستم تعلیق اولیه، توزیع وزن نامتعادل روی چرخها، آلودگی سطح ریل (آب، برق، روغن و...)، جنس چرخ و ریل، نیروی نرمال بر سطح تماس چرخ و ریل و مشخصات و شرایط مسیر و... [۲ و ۱].

همانطوریکه ملاحظه می شود بخشی از این عوامل به مشخصات سیستم مربوط بوده و بعضی مربوط به شرایط محیطی و مسیر حرکت می باشد. قوس مسیر از عواملی است که وقوع این پدیده را تسریع می کند. وقتی یک چرخ، محور قوسی را طی می کند، چرخه که روی ریل بیرونی حرکت می نماید مسیر بیشتری را نسبت به چرخ دیگر طی خواهد کرد. در چرخ محورهای صلب معمولی چون سرعت خطی در دو چرخ یکسان است در عبور از قوسها بعلت متفاوت بودن شعاع قوس در ریل داخلی و خارجی عملاً سرعت خطی در دو چرخ یکسان نخواهد بود، در نتیجه نیروی خزش طولی بین ریل و دوچرخ متفاوت می باشد. این اختلاف در نیروی خزش طولی باعث می شود که به مجموعه چرخ محور، کوبلی حول محور قائم اعمال گردد و بدین ترتیب چرخ محور در امتداد مماس بر مسیر قرار گرفته و در عبور از قوسها فرمان پذیری خودبخودی خواهد داشت. این مشخصه فرمان پذیری ذاتی از ویژگی های خوب چرخ محورهای صلب معمولی می باشد که متأسفانه منجر به وقوع پدیده هانتینگ، ناپایداری خودرو، سایش چرخ و ریل و تولید صدا خواهد شد. در سرعت های پایین نیرو و ممان های خزشی و نیروی اصطکاک بین چرخ و ریل از این نوسانات جلوگیری بعمل می آورد ولی با افزایش سرعت و زیاد شدن اینرسی، در یک سرعت مشخصی چرخ محور حول محور قائم ارتعاش کرده و در صورت زیاد شدن باعث برخورد چرخ با ریل و خارج شدن چرخ محور از مسیر خواهد شد. بعبارتی بجهت وجود قوس سرعت بحرانی کمتر از سرعت بحرانی در مسیر مستقیم می باشد. یعنی قوس پدیده هانتینگ را تسریع می نماید.

جهت افزایش سرعت بحرانی طرح آزاد بودن دوران دو چرخ در روی محور^۲ IRW مطرح گردید [۳ و ۴ و ۵ و ۶ و ۷]. در این مدل بعلت آزادی عمل دوران دو چرخ، انرژی تلف شده کاهش و سرعت بحرانی افزایش می یابد، ولی فرمان پذیری

$$\omega_R = \dot{\phi} i' + \left[\Omega + \dot{\beta} + \left(\dot{\psi}_R - \frac{V}{R} \right) \phi \right] j' + \left(\dot{\psi}_R - \frac{V}{R} \right) k' \quad (3)$$

$$\omega_L = \dot{\phi} i' + \left[\Omega + \dot{\beta} + \left(\dot{\psi}_L - \frac{V}{R} \right) \phi \right] j' + \left(\dot{\psi}_L - \frac{V}{R} \right) k' \quad (4)$$

۱-۲-۱- نیروهای وارده به مدل

وقتی چرخ محور از قوس عبور می کند، بجهت هندسه قوس و شیب عرضی مسیر نیروی گریز از مرکز^۱ و نیروی واژگونی^۲ به مدل وارد می شود. نیروی سختی جاذبه ای^۱ و نیروها و ممانهای خزشی نیز با تغییراتی نسبت به مسیر مستقیم در این حالت ظاهر می شوند.

۱-۲-۱-۱- نیروی واژگونی

با توجه به شعاع قوس و برای عبور خودرو از قوس با سرعت مشخصی، مقدار شیب عرضی ϕ_{se} در مقطع قوس انتخاب می شود. علت انتخاب شیب عرضی بجهت تعادل نیروی گریز از مرکز با نیروی واژگونی جاذبه ای می باشد. عدم تعادل نیروی جانبی در عبور خودروهای ریلی از قوس با پارامترهای بنام زاویه واژگونی ϕ_e بیان می شود. همانطوریکه در شکل ۳ نشان داده شده است برآیند نیروی گریز از مرکز mV^2/R و وزن خودرو نسبت به امتداد عمود بر سطح ریل زاویه واژگونی ϕ_e تعریف می شود. با کوچک در نظر گرفتن زوایای ϕ_e و شیب عرضی ϕ_{se} ، مقدار زاویه واژگونی بصورت زیر بدست می آید:

$$\phi_d = \frac{V^2}{R_g} - \phi_{se} \quad (5)$$

از شکل ۳ برآیند مؤلفه های نیروی گریز از مرکز و وزن در امتداد عمود بر دو ریل را نیروی واژگونی می گویند که با فرض کوچک بودن زوایا برابر خواهد بود با:

$$F_{\phi_d} = \left(\frac{V^2}{R_g} - \phi_{se} \right) mg = \phi_d mg \quad (6)$$

حالت تعادل وقتی است که ϕ_e برابر صفر باشد، که مؤلفه های نیروی گریز از مرکز و وزن خودرو همدیگر را خنثی می نمایند. در عمل یک مقدار حداقل برای نیروی واژگونی در نظر گرفته و در معادلات اعمال می گردد [۱۰ و ۱۱].

محور مدنظر قرارداد شده. مهمترین مسئله در عبور چرخ محور از قوس، تامین پایداری جانبی با حفظ فرمان پذیری کامل می باشد. چنانچه چرخ محور به لحاظ موقعیت شعاعی و جابجای جانبی با مسیر منطبق بوده و بدون لغزش به اطراف قوس از مسیر عبور نماید. در آن صورت می توان گفت که فرمان پذیری کامل و عبور بهینه از قوس حاصل شده است. با انتخاب مقادیر کوچک زاویه مخروطی چرخ^۲ و مقادیر زیاد برای فنریت پیششی سیستم تعلیق اولیه، می توان سرعت بحرانی یک چرخ محور صلب معمولی را افزایش داد ولی این تغییرات با حفظ یک رفتار خوب در عبور از قوس در تناقص می باشد. در عبور چرخ محور از قوس، چند پدیده جدید نظیر نیروی گریز از مرکز، شیب عرضی مسیر و تغییر بار روی چرخها و ... در مقایسه با شرایط سیستم در مسیر مستقیم، برای مجموعه چرخ محور مطرح می گردد. در این بررسی عوامل فوق را روی مدل FWCW ملحوظ داشته و رفتار دینامیکی آن مورد ارزیابی قرار داده می شود و نهایتاً با یک مدل چرخ محور صلب معمولی مقایسه می گردد.

۱-۱- تحلیل سینماتیکی مدل

جهت تحلیل سینماتیک مدل FWCW در عبور از قوس، دو چرخ محور که به فاصله $2L$ نسبت بهم به شاسی متصل هستند در نظر گرفته می شوند. سیستم محورهای مختصات در شکل ۱ نشان داده شده است. اگر شعاع قوس R باشد، چنانچه سیستم محورها موازی سطح مسیر در نظر گرفته شوند، تنها تفاوتی که در این حالت نسبت به مسیر مستقیم خواهد داشت اضافه شدن جمله L/R در جهت مؤلفه پیششی سرعت زاویه ای می باشد. بنابراین ماتریس های انتقال در این حالت برابر خواهند بود با:

$$\begin{Bmatrix} i' \\ j' \\ k' \end{Bmatrix}_{R \text{ or } L} = \begin{bmatrix} 1 & (\psi + L/R) & 0 \\ -(\psi + L/R) & 1 & \phi \\ 0 & -\phi & 1 \end{bmatrix}_{R \text{ or } L} \begin{Bmatrix} i''' \\ j''' \\ k''' \end{Bmatrix}_{R \text{ or } L} \quad (1)$$

$\frac{1}{R}$ برای چرخهای جلو برابر $+\frac{1}{R}$ و برای چرخهای عقب برابر $-\frac{1}{R}$ خواهد بود.

اگر خودرو با سرعت ثابت V در حال حرکت بوده و شعاع دوران چرخ r_0 باشد، سرعت زاویه ای دوران چرخ محور برابر $\Omega = \frac{V}{r_0}$ خواهد بود و سرعت زاویه ای محور و چرخهای راست و چپ می شود:

$$\omega_s = \dot{\phi} i' + \left[\Omega + \dot{\beta} + \left(\dot{\psi}_s - \frac{V}{R} \right) \phi \right] j' + \left(\dot{\psi}_s - \frac{V}{R} \right) k' \quad (2)$$

۱-۲-۲- تغییر بار روی چرخها در عبور از قوس

در زمان عبور خودرو از قوس و قبل از واژگونی یک عدم تعادل بین نیروی گریز از مرکز و وزن خودرو وجود خواهد داشت که باعث می شود بار از چرخهای راست به چپ یا برعکس منتقل گردد. اگر بار روی چرخ محور W_l و فاصله مرکز ثقل تا سطح ریل h باشد در آن صورت نیروی نرمال روی هر چرخ برابر خواهد بود با:

$$N_L = \frac{W_l}{2} (1 + h \phi_d) \quad (7)$$

$$N_R = \frac{W_l}{2} (1 - h \phi_d) \quad (8)$$

۱-۲-۳- نیروی سختی جاذبه ای

به لحاظ حالت مخروطی چرخ ها نیروهای عمود بر سطح تماس چرخ و ریل دارای دو مؤلفه افقی و عمودی خواهند بود. مؤلفه های جانبی روی چرخ محور عمل کرده و باعث می شود که مجموعه محور به سمت مرکز مسیر سوق داده شده و همواره بر مسیر منطبق گردد. این پدیده را ضریب سختی جاذبه ای می گویند.

در محاسبه نیروی سختی جاذبه ای در مسیر مستقیم، فرض می شود که بار روی محور به تساوی به روی چرخها منتقل می شود. این فرض در عبور خودرو از قوس ها معتبر نخواهد بود. در این حالت نیروی سختی جاذبه ای با توجه به روابط ۷ و ۸ برابر خواهد بود با:

$$F_{GS} = -W_l \left[\left(\frac{\delta_L - \delta_R}{2} \right) + h \phi_d \delta_0 + \phi \right] \quad (9)$$

۱-۲-۴- نیروها و ممان های خزشی

هنگامیکه دو جسم روی هم فشرده شده و می غلظند، در حوزه تماس آنها نیروی خزش بوجود می آید. نیروی خزش بجهت اختلاف در نرخ کرنش دو جسم در حوزه تماس حاصل می شود.

جهت تعیین نیروها و ممان های خزشی تئوری های مختلفی وجود دارد. در بررسی دینامیکی خودروهای ریلی از تئوری کالکر [۱۲] مناسب ترین جوابها نتیجه می شود، [۱۳].

با استفاده از روابط (۲) تا (۴) و سینماتیک مدل FWCW در عبور از قوس، نیروها و ممان های خزشی برای چرخهای راست و چپ بصورت زیر بدست می آیند:

$$\bar{F}_L = -\frac{f_{11}}{V} \left[\dot{x}_L + V - r_L \Omega - r_L \dot{\beta}_L - a \dot{\psi}_L + \frac{Va}{R} \right] i_L +$$

$$\left[-\frac{f_{11}}{V} (V \psi_L - r_L \Omega \psi_L + V \frac{L}{R} - r_L \Omega \frac{L}{R}) -$$

$$\frac{f_{22}}{V} (r_L \dot{\phi}_L - V \psi_L - V \frac{L}{R} + \dot{y}_L) - \frac{f_{23}}{V} (\dot{\psi}_L - \frac{V}{R} - \delta_L \Omega) \right] j_L$$

(۱۰)

$$\bar{M}_L = \left[\frac{f_{23}}{V} (r_L \dot{\phi}_L - \psi_L V - V \frac{L}{R} + \dot{y}_L) + \frac{f_{23}}{V} (\delta_L \Omega - \dot{\psi}_L + \frac{V}{R}) \right] k_L$$

(۱۱)

$$\bar{F}_R = -\frac{f_{11}}{V} \left[\dot{x}_R + V - r_R \Omega - r_R \dot{\beta}_R - a \dot{\psi}_R + \frac{Va}{R} \right] i_R +$$

$$\left[-\frac{f_{11}}{V} (V \psi_R - r_R \Omega \psi_R + V \frac{L}{R} - r_R \Omega \frac{L}{R}) -$$

$$\frac{f_{22}}{V} (r_R \dot{\phi}_R - V \psi_R - V \frac{L}{R} + \dot{y}_R) - \frac{f_{23}}{V} (\dot{\psi}_R - \frac{V}{R} - \delta_R \Omega) \right] j_R$$

(۱۲)

$$\bar{M}_R = \left[\frac{f_{23}}{V} (r_R \dot{\phi}_R - \psi_R V - V \frac{L}{R} + \dot{y}_R) - \frac{f_{33}}{V} (\delta_R \Omega + \dot{\psi}_R - \frac{V}{R}) \right] k_R$$

(۱۳)

۱-۲-۵- نیرو و ممان سیستم تعلیق اولیه

به سیستم تعلیق حد فاصل بین چرخ محور و شاسی، سیستم تعلیق اولیه می گویند. به لحاظ وجود لقی، اصطکاک خشک و استهلاک سازه ای، سیستم تعلیق اولیه دارای مشخصه غیر خطی می باشد ولی با فرض کوچک بودن لقی ها می توان سیستم تعلیق اولیه را با فنر خطی و مستهلک کننده ویسکاز مدل نمود. بدین ترتیب نیرو و ممان تعلیق اولیه برابر خواهند بود با:

$$\bar{F}_s = -2 (C_{xs} \dot{x}_s + K_{xs} X_s) i_s - 2 (C_{ys} \dot{y}_s + K_{ys} Y_s) j_s \quad (14)$$

$$\left(I_y \frac{V}{r_0} \frac{\delta_0}{2a} - \frac{f_{23}}{V} \right) \dot{\psi}_R - f_{22} \psi_R - \quad (19)$$

$$\frac{\delta_0}{2} (W_{ws} + W_l) \left(1 + \frac{V^2}{Rg} \phi_{se} \right) + \frac{\delta_0}{2a}$$

$$\left[I_{sy} \frac{V^2}{r_0 R} + 2I_y \frac{V^2}{r_0 R} - \frac{2r_0}{R} (f_{22}L + f_{23}) \right]$$

$$-f_{23} \left(\frac{1}{R} - \frac{\delta_0}{r_0} \right) - W \left(\frac{V^2}{Rg} - \phi_{se} \right) = 0$$

$$I_x \ddot{\psi}_R + \left(C + \frac{f_3}{V} \right) \dot{\psi}_R + (K + f_{23}) \psi_R - C \dot{\psi}_s - K \psi_s$$

$$- \frac{f_{23}}{V} \dot{y}_R - \frac{f_{23}}{V} \frac{r_0 \lambda}{a} \dot{y}_s +$$

$$\left(I_y \frac{V}{r_0} \frac{\lambda}{a} - \frac{f_{33} \delta_0}{a r_0} + f_{11} \frac{r_0 \lambda}{R} \right) y_s + \frac{f_{33} \delta_0}{r_0} = 0 \quad (20)$$

معادلات حرکت چرخ چپ:

$$m \ddot{y}_L + \left(C_2 + \frac{f_{22}}{V} \right) \dot{y}_L + K_2 y_L + \left(\frac{f_{22}}{V} \frac{r_0 \lambda}{a} - C_2 \right) \dot{y}_s -$$

$$\left[\frac{f_{23}}{a} \frac{\delta_0}{r_0} + K_2 - \frac{\delta_0 + \lambda}{2a} (W_{ws} + W_l) \left(1 + \frac{V^2}{Rg} \phi_{se} \right) + \right.$$

$$\left. \left(\frac{\delta_0 r_0}{a^2 R} + \frac{\lambda r_0}{a R} \right) (f_{22}L + f_{23}) - \frac{1}{2a} \left(\frac{\delta_0}{a} + \lambda \right) (I_{sy} + 2I_y) \frac{V^2}{r_0 R} \right] y_s -$$

$$I_{sy} \frac{V}{r_0} \frac{\delta_0}{2a} \dot{\psi}_s - I_y \frac{V}{r_0} \frac{\delta_0}{2a} \dot{\psi}_R -$$

$$\left(I_y \frac{V}{r_0} \frac{\delta_0}{2a} - \frac{f_{23}}{V} \right) \dot{\psi}_L - f_{22} \psi_L + \quad (21)$$

$$\bar{M}_s = -2(C_{xs} a^2 \dot{\psi}_s + K_{xs} a^2 \psi_s) k''' \quad (15)$$

۲- معادلات حرکت

برای بدست آوردن معادلات از روش انرژی استفاده می شود. از معادله عمومی لاگرانژ داریم:

$$\frac{d}{dt} \left[\frac{\partial E_K}{\partial \dot{q}_i} \right] - \frac{\partial E_K}{\partial q_i} + \frac{\partial E_P}{\partial q_i} + \frac{\partial E_D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (16)$$

q_i بردار موقعیت و Q_i نیروهای اعمال شده به مدل می باشد. با استفاده از شکل ۲ مقادیر انرژی جنبشی E_K و انرژی پتانسیل E_P و انرژی تلف شده E_D بدست می آیند. چنانچه از روابط (۱۶) تا (۱۵) جهت تعیین کردن Q_i استفاده شود معادلات حرکت مؤثر در پایداری معادلات جانبی و پیچشی می باشد که بصورت زیر بدست می آیند:

معادلات حرکت محور:

$$m_s \ddot{y}_s + 2(C_2 + C_{ys}) \dot{y}_s + 2(K_2 + K_{ys}) y_s - C_2 \dot{y}_R$$

$$- K_2 y_R - C_2 \dot{y}_L + K_2 y_L = W_s \left(\frac{V^2}{Rg} - \phi_{se} \right) \quad (17)$$

$$I_{sx} \ddot{\psi}_s + 2(C + C_{xs} a^2) \dot{\psi}_s + 2(K + K_{xs} a^2) \psi_s - C \dot{\psi}_R$$

$$- C \dot{\psi}_L - K \psi_R - K \psi_L + I_{sy} \frac{V}{r_0} \frac{\lambda}{a} \dot{y}_s = 0 \quad (18)$$

معادلات حرکت چرخ راست:

$$m \ddot{y}_R + \left(C_2 + \frac{f_{22}}{V} \right) \dot{y}_R + K_2 y_R + \left(\frac{f_{22}}{V} \frac{r_0 \lambda}{a} - C_2 \right) \dot{y}_s -$$

$$\left[\frac{f_{23}}{a} \frac{\delta_0}{r_0} + K_2 - \frac{\delta_0 + \lambda}{2a} (W_{ws} + W_l) \left(1 + \frac{V^2}{Rg} \phi_{se} \right) - \right.$$

$$\left. \left(\frac{\lambda r_0}{a R} + \frac{\delta_0 r_0}{a^2 R} \right) (f_{22}L + f_{23}) + \frac{1}{2a} \left(\frac{\delta_0}{a} + \lambda \right) (I_{sy} + 2I_y) \frac{V^2}{r_0 R} \right] y_s -$$

$$I_{sy} \frac{V}{r_0} \frac{\delta_0}{2a} \dot{\psi}_s - I_y \frac{V}{r_0} \frac{\delta_0}{2a} \dot{\psi}_L -$$

۴- نتیجه گیری

جهت تعیین حوزه پایداری و محدوده دینامیکی قابل قبول برای عبور محور از قوس می بایستی مکان هندسی ریشه های معادله مشخصه را ترسیم نمود. ریشه های معادله مشخصه $S = \alpha + j\omega$ تابعی از سرعت چرخ محور می باشد. معادله مشخصه دارای شش جفت ریشه مختلط مزدوج است. با افزایش سرعت می توان تغییرات یا مکان هندسی ریشه ها را در صفحه مختلط ترسیم نمود. با زیاد شدن سرعت مکان یکی از ریشه ها به نقطه ای می رسد که محور $j\omega$ را قطع می کند. این نقطه در واقع مرز پایداری یا نقطه حد پایداری می باشد. سرعت خودرو در این نقطه سرعت بحرانی خواهد بود. شکل ۴ مکان هندسی ریشه های معادله مشخصه مدل FWCW در عبور از قوس را نشان می دهد. همانطوریکه ملاحظه می گردد، نقطه حد پایداری سیستم در سرعت بحرانی $V_c = 104\text{m/Sec}$ اتفاق می افتد. اگر ضریب سختی قسمت انعطاف پذیر افزایش داده شود، رفتار دینامیکی چرخ به سمت یک چرخ صلب سوق داده می شود. بدین ترتیب می توان جهت مقایسه حدود پایداری چرخ محور صلب معمولی با مدل FWCW مکان هندسی ریشه های یک چرخ محور معمولی را بصورت شکل ۵ ترسیم نمود. همانطوریکه ملاحظه می شود نقطه حد پایداری در سرعت بحرانی $V_c = 36\text{m/Sec}$ اتفاق می افتد. به عبارتی از مقایسه شکل ۴ و ۵ نتیجه می شود که رفتار دینامیکی مدل FWCW در عبور از قوس به مراتب بهتر از چرخ محورهای معمولی می باشد.

فهرست علائم

جابجایی جانبی محور	y_s
جابجایی جانبی چرخ راست	y_R
جابجایی جانبی چرخ چپ	y_L
سرعت خودرو	V
شعاع دوران چرخ راست و چپ	r_R, r_L
شعاع متوسط دوران چرخ	r_0
نیروی خزش بین چرخ و ریل	F_L, F_R
ممان خزشی بین چرخ و ریل	M_L, M_R
نیروی نرمال بر سطح تماس	N_L, N_R
سختی و استهلاک پیچشی قسمت انعطاف پذیر	K, C
سختی و استهلاک عرضی قسمت انعطاف پذیر	K_2, C_2
سختی و استهلاک طولی تعلیق اولیه	K_{x_s}, C_{y_s}
سختی و استهلاک عرضی تعلیق اولیه	K_{y_s}, C_{x_s}
شعاع قوس	R
فاصله دوچرخ محور نسبت به هم	$2L$
فاصله مرکز ثقل چرخ محور تا سطح ریل	h

$$\frac{\delta_0}{2} (W_{ws} + W_l) \left(1 + \frac{V^2}{Rg} \phi_{se} \right) + \frac{\delta_0}{2a} \left[I_{sy} \frac{V^2}{r_0 R} + 2I_y \frac{V^2}{r_0 R} - \frac{2r_0}{R} (f_{22L} + f_{22}) \right] - f_{23} \left(\frac{1}{R} + \frac{\delta_0}{r_0} \right) - W \left(\frac{V^2}{Rg} - \phi_{se} \right) = 0$$

$$I_x \ddot{\psi}_L + \left(C + \frac{f_{23}}{V} \right) \dot{\psi}_L + (K + f_{23}) \psi_L - C \dot{\psi}_s - K \psi_s - \frac{f_{23}}{V} \dot{y}_L - \frac{f_{23}}{V} \frac{r_0 \lambda}{a} \dot{y}_s + \left(I_y \frac{V}{r_0} \frac{\lambda}{a} - \frac{f_{33} \delta_0}{a r_0} - f_{11} \frac{r_0 \lambda}{R} \right) y_s - \frac{1}{R} (L f_{23} + f_{33}) - \frac{f_{33} \delta_0}{r_0} = 0 \quad (22)$$

۳- تحلیل پایداری در عبور از قوس

شش معادله مؤثر در پایداری سیستم یعنی معادلات (۱۷) تا (۲۲) را می توان بصورت دستگاه معادلات ماتریسی زیر نوشت:

$$[M] \{\ddot{q}\} + [C] \{\dot{q}\} + [K] \{q\} = 0 \quad (23)$$

$[M]$, $[C]$, $[K]$ ماتریس های جرم، استهلاک و سختی است که ماتریس های شش در شش می باشند. جهت بررسی پایداری از معادله مشخصه سیستم استفاده می شود.

$$\det(SI - A) = 0 \quad (24)$$

و ریشه های معادله بصورت مختلط

$$S = \alpha + j\omega \quad (25)$$

می باشد که با افزایش سرعت می توان مکان هندسی ریشه های معادله مشخصه سیستم را ترسیم نمود. نقاطی از مکان که مقدار $\alpha < 0$ است، حوزه پایدار سیستم را نشان می دهد. مرز بین پایداری و ناپایداری سیستم نقطه ای است که $\alpha = 0$ می شود. سرعت در این نقطه حداکثر سرعت مجاز چرخ محور یا سرعت بحرانی را نشان می دهد.

$K_{\psi_s} = 2.1 \cdot 10^6 \text{ N.m/rad}$	ضریب سختی پیچشی سیستم تعلیق اولیه
$C_{\psi_s} = 0.0$	استهلاک جانبی سیستم تعلیق اولیه
$C_{\psi_s} = 0.0$	استهلاک پیچشی سیستم تعلیق اولیه
$C_{\psi_s} = 0.0$	ضریب سختی پیچشی قسمت انعطاف پذیر چرخ
	استهلاک پیچشی قسمت انعطاف پذیر چرخ
$K_1 = 865500 \text{ N.m/rad}$	
$K_2 = 1643000 \text{ N/m}$	ضریب سختی جانبی قسمت انعطاف پذیر چرخ
$C_2 = 8150 \text{ N/m/sec}$	استهلاک جانبی قسمت انعطاف پذیر چرخ
$f_{11} = 2.57 \cdot 10^6 \text{ N/wheel}$	ضریب خزش طولی
$f_{22} = 2.22 \cdot 10^6 \text{ N/wheel}$	ضریب خزش جانبی
$f_{33} = 16.1 \text{ N.m}^2/\text{wheel}$	ضریب خزش چرخشی
$f_{23} = 3.13 \cdot 10^3 \text{ N.m/wheel}$	ضریب خزش جانبی - چرخشی
$m_s = 630 \text{ Kg}$	جرم محور
$m = 245 \text{ Kg}$	جرم چرخ
$I_x = 133 \text{ Kg.m}^2$	ممان اینرسی چرخ حول محور پیچشی
$I_y = 15.77 \text{ Kg.m}^2$	ممان اینرسی چرخ حول محور چرخشی
$I_{sy} = 342 \text{ Kg.m}^2$	ممان اینرسی محور حول محور پیچشی
$I_{sx} = 40.59 \text{ Kg.m}^2$	ممان اینرسی محور حول محور چرخشی

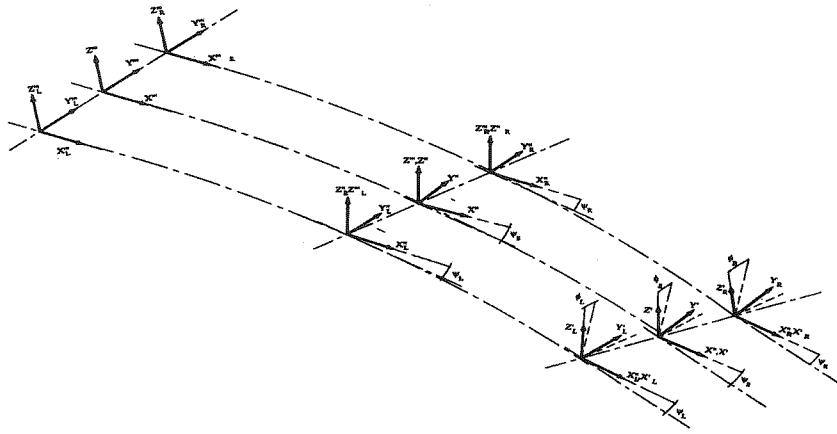
زیر نویس ها

- 1- Super Elevation
- 2- Flexible wheels Coupled Wheelset (FWCW)
- 3- Independant Rotating wheels
- 4- Elasto Damping Coupled wheelset (EDCW)
- 5- Conventional Rrgid Wheelset
- 6- Conicity
- 7- Centrifugal Force
- 8- Cant Deficiency Force
- 9- Gravitational Stiffness Force

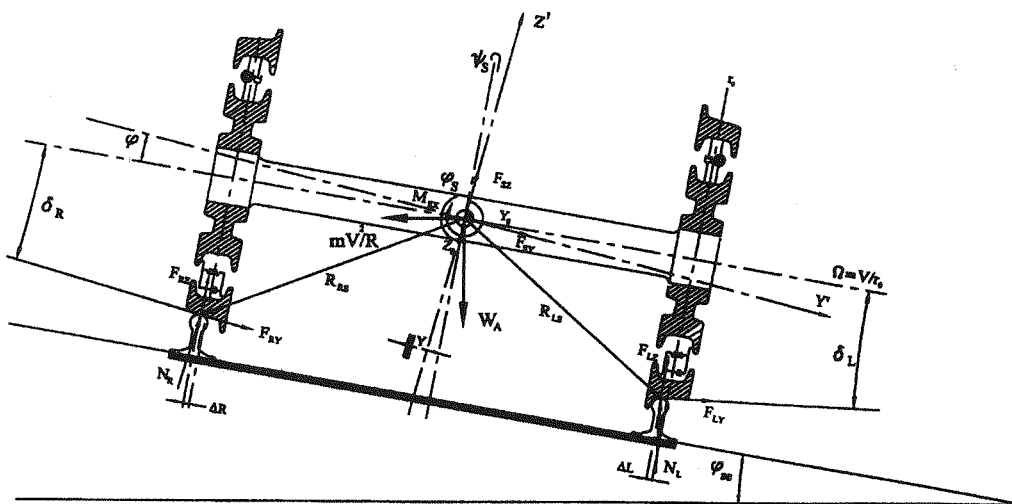
α	نصف طول محور
m_s	جرم محور
m	جرم چرخ
I_{sx}	ممان اینرسی محور حول محور پیچشی
I_{sy}	ممان اینرسی محور حول محور رختی
I_x	ممان اینرسی چرخ حول محور پیچشی
I_y	ممان اینرسی چرخ حول محور چرخشی
W_{ws}	وزن چرخ محور
W_L	بار روی چرخ محور
δ_L, δ_R	زاویه تماس چرخ و ریل
δ_0	زاویه تماس چرخ و ریل در حالت تعادل
$\hat{\lambda}$	کونی سیتی نرمال
ψ_s	جابجایی چرخشی محور
ψ_R	جابجایی چرخشی چرخ راست
ψ_L	جابجایی چرخشی چرخ چپ
ϕ	جابجایی غلتشی چرخ محور
ϕ_{se}	شیب عرضی مسیر
ω_s	سرعت زاویه ای محور
ω_R	سرعت زاویه ای چرخ راست
ω_L	سرعت زاویه ای چرخ چپ
Ω	سرعت زاویه ای دوران چرخ
f_{11}	ضریب خزش طولی
f_{22}	ضریب خزش عرضی
f_{23}	ضریب خزش پیچشی
f_{33}	ضریب خزش پیچشی

جدول (1) مشخصات دینامیکی مدل FWCW و شرایط هندسی قوس

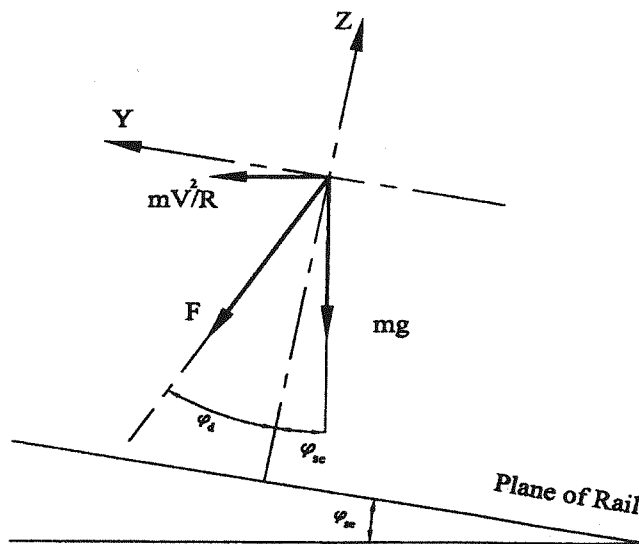
$a = 0.75 \text{ m}$	نصف عرض ریل
$R = 200 \text{ m}$	شعاع قوس
$L = 0.853 \text{ m}$	نصف فاصله دو چرخ محور بوژی
$r_0 = 0.419 \text{ m}$	شعاع متوسط چرخ در حالت تعادل
$g = 10 \text{ m/Sec}^2$	شتاب ثقل
$\phi_{se} = 0.1744$	شیب عرضی مسیر
$\Delta = 0$	ضریب زاویه تماس چرخ و ریل
$\delta_0 = 0.05 \text{ rad}$	زاویه تماس چرخ و ریل در حالت تعادل
$\lambda = 0.05 \text{ rad}$	ضریب زاویه غلتشی چرخ محور
$W_1 = 5620 \text{ N}$	بار روی چرخ محور
$K_{\psi_s} = 10^6 \text{ N m}$	ضریب سختی جانبی سیستم تعلیق اولیه



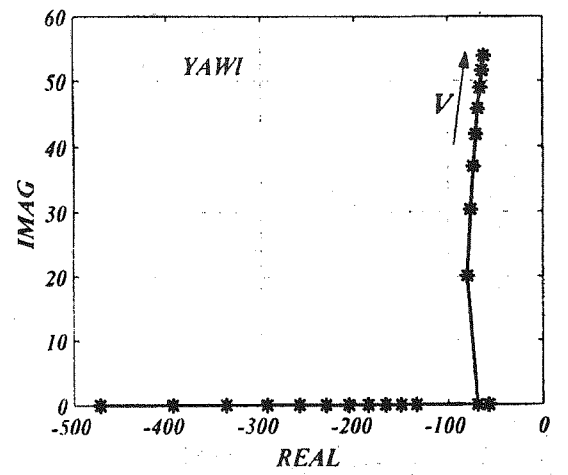
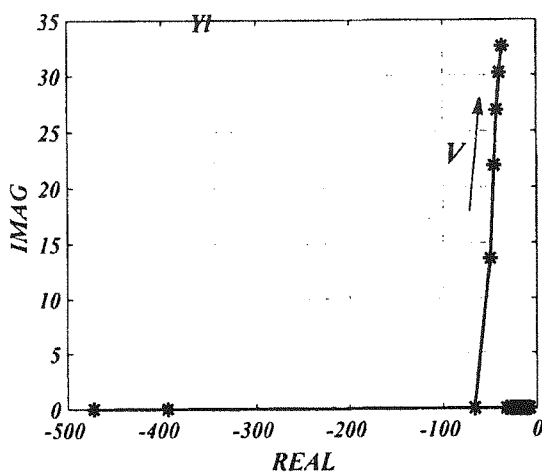
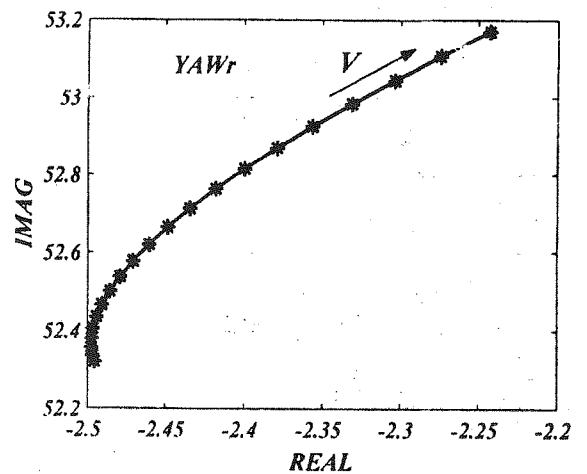
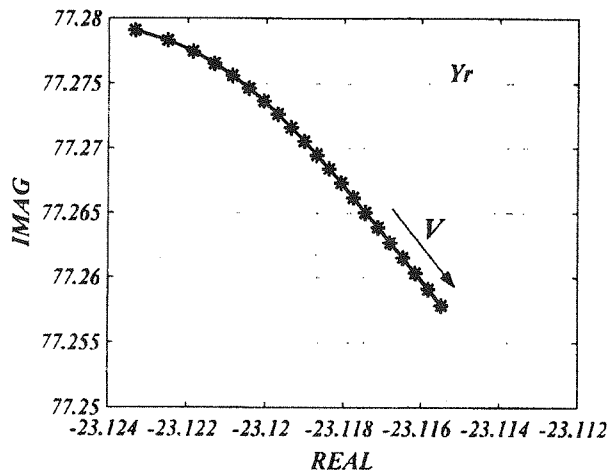
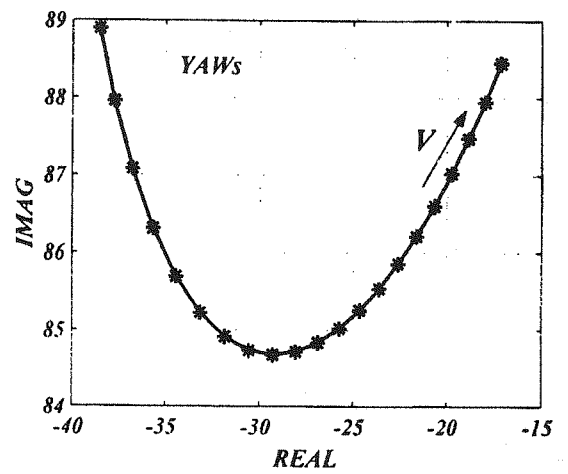
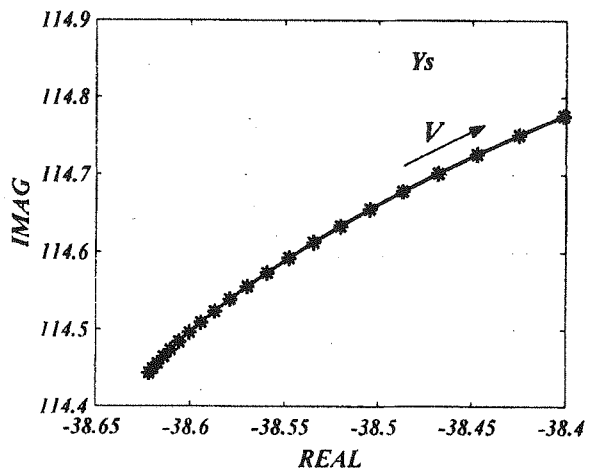
شکل (۱) سیستم محورهای مختصات در عبور مدل FWCW از قوس.



شکل (۲) مدل FWCW در عبور از قوس.

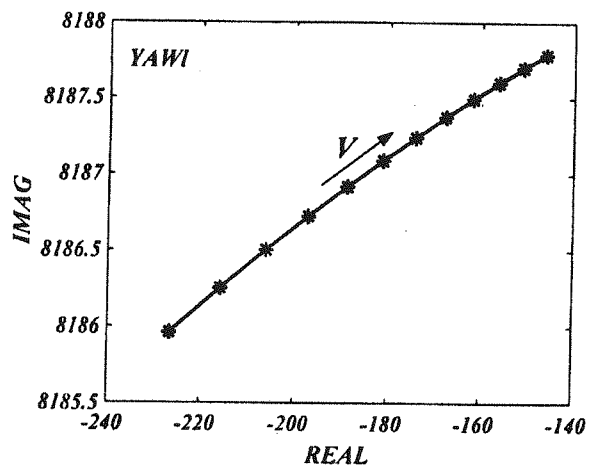
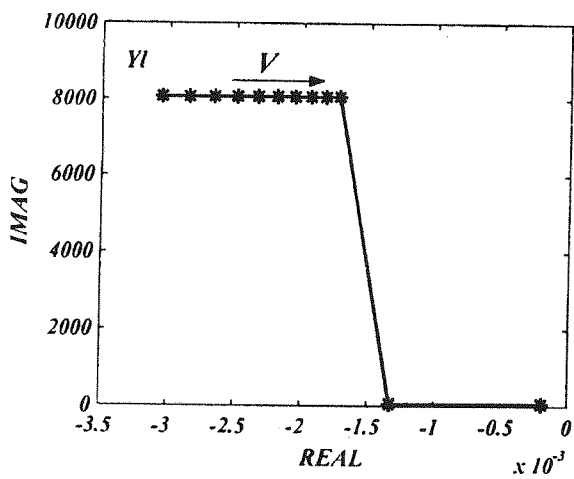
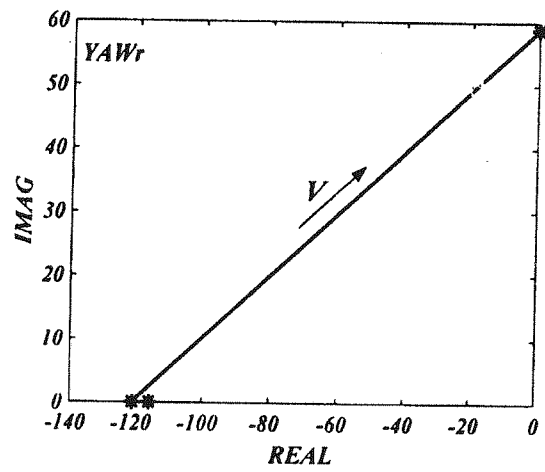
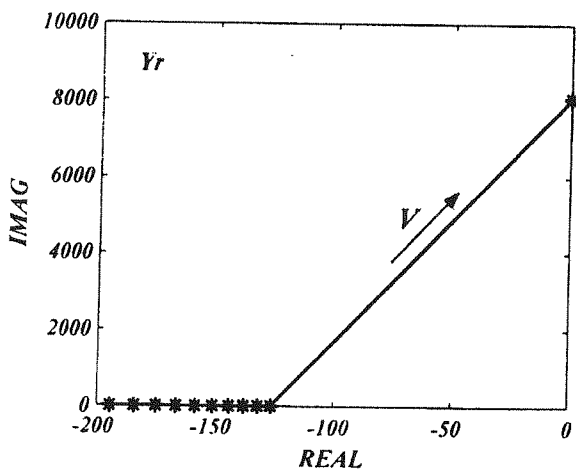
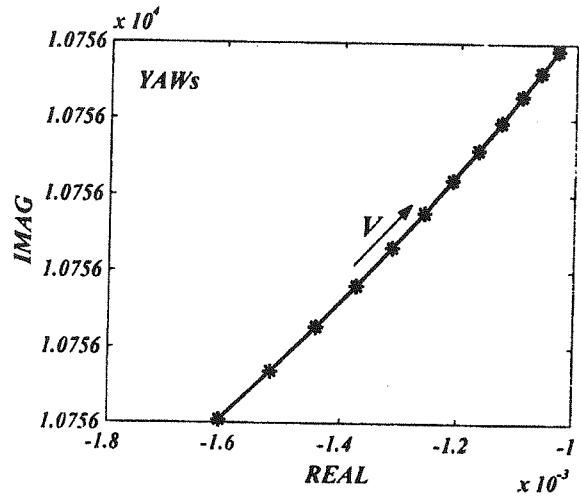
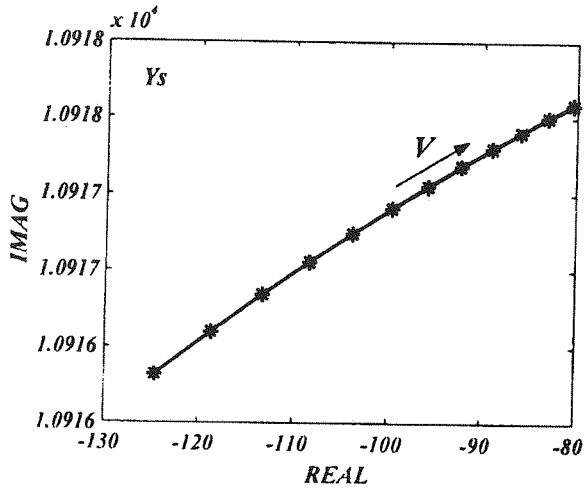


شکل (۳) دیاگرام نیروی گریز از مرکز و وزن اعمال شده به مدل



Critical Velocity = 104 m/s

شکل (۴) مکان هندسی ریشه های معادله مشخصه مدل FWCW در عبور از قوس.



Critical Velocity = 32 m/s

شکل (۵) مکان هندسی ریشه های معادله مشخصه مدل چرخ محور معمولی در عبور از قوس.

- [1] Hans True, "Does a Critical Speed for Railroad Vehicles Exist?", Proceedings of the 1994 ASME/IEEE. Joint Railroad Conference 1994.
- [2] Semih Kalay & Albert Reinschmidt, "Overview of Wheel/Rail Load Environment Caused by Freight Car Suspension Dynamics", Transportation Research Record n 1241 1989 P34-52.
- [3] Elkins, J. a., "The Performance of Three Piece Trucks Equipped with Independently Rotating Wheels", Proceedings of The 11Th IAVSD Symposium, PP203 - 216 (1989).
- [4] Dukkipati, R. V., Bowler, E.H. and Garlicki, A.M., "Dynamics of Independently Rotating Wheel System, Past Experience and Possible Future Exploitation", Proceedings 5th Symposium on Engineering Application of Mechanisms, Canada, pp. 259-263.
- [5] Becker, P. 1970, "On the Use of Individually Supported Free Rolling Wheels on Railway Vehicles", Eisenbahntechnische Rundschau, No. 11, November, pp. 457-463.
- [6] Kaplan, A., Hasselman, T.K. and Short, S. A., 1970, "Independently Rotating Wheels for high-Speed Trains," SAE Paper No. 700841.
- [7] Hadden, J.A., and Law, E.H., 1977, "Effects of Truck Design on Hunting Stability of Railway Vehicle," ASME Journal of Engineering for Industry, pp 162-171.
- [8] S. Narayana Swamy & M. O. M. Osman & R. V. Dukkipati, "Performance of A Rail Car System Equipped with Independently Rotating Wheelset Having Yaw Control", DSC-Vol. 44 Transportation System - ASME (1992).
- [9] S. H. Emami, M. Bahrami, "The Efect of the Flexible wheds in Ocurrance of the Hunting Phenomenon in Railway Vehides", 8th. Interational Congress On Sound and Vibration 2-6 Joly 2001.
- [10] Hedrick, J. K., Wormly, D.N., Murray, W., and Baum, W., "Performance Limits of Rail Passeger vehicles: Evaluation and Optimization", m Report DOT-RSPA-DPB-50-79-32, U.S. Dept. of Transportation, Washington, D.C., 1979.
- [11] Nagurka, M.L., bell, C.E., Hedrick, J.K., and Wormley, D.N., "Computational Method in Ground Transportation Vehicle", Vol. 50, Presented at ASME Winter Annual Meeting at Phoenix, Arizona, Nov. 14-19th, 1982, pp. 153-179.
- [12] kalker, J.J., "Simplified Theory of Rolling Contact", Delft. Progress Report, Series C, Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding, 1, 1973, PP. 1-10.
- [13] A.E.W. Hobbs, "A Survery of Creep", DYN / 52, British Railway Researh Dept. Deiby. England, 1967.