



21 - 25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

AMORTECEDOR ASSIMÉTRICO APLICADO EM SISTEMA DE SUSPENSÃO PARA REDUZIR O MOVIMENTO VERTICAL E DE ARFAGEM UTILIZANDO MODELO DE METADE DE CARRO

Júlio César de Moraes Fernandes, eng.juliofernandes@hotmail.com¹

Marcos Silveira, m.silveira@feb.unesp.br¹

Bento Rodrigues de Pontes Jr., brpontes@feb.unesp.br¹

José Manoel Balthazar, jmbaltha@gmail.com¹

¹Departamento de Engenharia Mecânica - UNESP - Bauru/SP, Avenida Eng. Luiz Edmundo Carrijo Coube 14-01, CEP. 17033-360, TEL. - 55 (14) 3103-6108

Resumo: A busca por melhorias no conforto e segurança dos passageiros é constante na indústria de automóveis. Neste contexto, várias inovações tecnológicas foram feitas para sistemas de suspensão nas últimas décadas. No entanto, o alto custo impede o uso dessas tecnologias na maioria dos veículos, que ainda utilizam sistemas antiquados. Estudos anteriores demonstraram que o uso de amortecedores assimétricos ajustáveis em sistemas de suspensão veicular é vantajoso em várias situações. No entanto, sabe-se que a redução do movimento vertical pode comprometer o movimento de arfagem. Neste trabalho, o comportamento dinâmico vertical e angular de um sistema de suspensão empregando amortecimento viscoso assimétrico sob excitação harmônica é estudado, com foco na melhoria de conforto dos passageiros. Um modelo de metade de carro com 4 graus de liberdade com amortecimento assimétrico é utilizado. As irregularidades do pavimento são introduzidas no sistema, na forma de excitação harmônica. A influência da razão de assimetria na redução do movimento vertical e de arfagem é explorado. Os resultados mostram que a assimetria podem influenciar a resposta de deslocamento vertical da massa suspensa, como resultado da diferença nos períodos das fases de extensão e compressão.

Palavras-chave: Amortecimento assimétrico, dinâmica veicular, sistema de suspensão, excitação harmônica.

1. INTRODUÇÃO

Todos os veículos terrestres são submetidos a vibrações induzidas pela estrada. Estas vibrações afetam diretamente a percepção de conforto dos passageiros, e são consideradas como perturbações. Sistemas de suspensão são projetados para minimizar estes efeitos, minimizando os movimentos e acelerações imposta ou percebida pelos passageiros (Els *et al.*, 2007). Apesar de não ser o foco desse trabalho, vale a pena ressaltar que geralmente a melhora no conforto, em geral compromete a dirigibilidade (Silveira *et al.*, 2014). Geralmente, o conforto está associado a uma suspensão mais macia, enquanto que, para manter uma boa dirigibilidade, o sistema de suspensão deve ser mais rígido (Nguyen *et al.*, 2012).

Vários modelos de suspensão foram desenvolvidos durante o século passado, até chegar ao conceito de suspensão baseado em uma mola e um amortecedor (Guglielmino *et al.*, 2008; Nguyen *et al.*, 2012). A grande maioria dos sistemas de suspensão de veículos utiliza elementos passivos. No entanto, devido ao fato de utilizarem tais elementos passivos não ajustáveis, sistemas de suspensão passiva apresentam algumas limitações (Bouazara *et al.*, 2006). Motivado em desenvolver sistemas de suspensão capazes de se auto ajustar a qualquer tipo de pavimento, os engenheiros automotivos começaram a desenvolver sistemas de suspensão semi-ativa e ativa (Guglielmino *et al.*, 2008). A evolução dos computadores e dispositivos eletrônicos como, atuadores e sensores, auxiliando o desenvolvimento destes tipos de sistemas de suspensão. Porém, a utilização de tais sistemas implica no conflito que os fabricantes de automóveis enfrentam nos seus esforços para melhorar a segurança e conforto para os passageiros.

De acordo com o Gysen *et al.* (2010), os sistemas de suspensão ativa podem fornecer até 60 % mais conforto se comparado à sistema de suspensão passiva. As primeiras aplicações práticas de sistemas de suspensão ativa foram na década de 1980 (Hrovat, 1997; Nguyen *et al.*, 2012). Suspensões ativa foram primeiramente desenvolvidas para carros de Fórmula 1, sendo a Lotus o primeiro fabricante de veículos a equipar um carro com um sistema de suspensão ativa (Milliken and Milliken, 1995). Muito esforço tem sido empreendido para melhorar tais sistemas (Yoshimura *et al.*, 1999; Fischer and Isermann, 2004; Gysen *et al.*, 2010; Deshpande *et al.*, 2014). Embora os sistemas de suspensão ativa possam proporcionar um bom conforto em comparação com o sistema de suspensão passiva, a sua utilização implica no aumento

do custo global do veículo. Assim, tais sistemas de suspensão têm sido utilizados apenas em veículos de alto desempenho (Bouazara *et al.*, 2006).

Com o objetivo de reduzir o custo global do veículo sem comprometer o nível de conforto para os passageiros, os engenheiros têm buscado alternativas para essa questão. Uma solução encontrada foi o desenvolvimento de amortecedores passivos, cuja força de amortecimento atua de forma assimétrica. Alguns estudos envolvendo a análise dinâmica de sistemas de suspensão com amortecimento assimétrico mostram resultados satisfatórios (Ahmed and Rakheja, 1992; Rajalingham and Rakheja, 2003; Silveira *et al.*, 2014).

O amortecedor assimétrico possui coeficiente de amortecimento diferente durante a fase de extensão e a fase de compressão (Fig. 1). Devido à velocidade da roda ser consideravelmente mais elevada na direção ascendente, quando comparada com o sentido descendente, os amortecedores assimétricos são desenvolvidos para proporcionar uma força de amortecimento maior durante a fase de extensão do que durante a fase de compressão (Rajalingham and Rakheja, 2003). O uso desse tipo de amortecimento assimétrico causa uma mudança na posição média de deslocamento da massa suspensa. Isso ocorre porque a energia potencial armazenada na mola da suspensão durante a compressão é dissipada durante a extensão sob maior amortecimento, reduzindo assim o curso do amortecedor durante o movimento de extensão. Segundo Rajalingham and Rakheja (2003), esse efeito acontece devido às características de amortecimento assimétrico e é denominado *jacking down*.

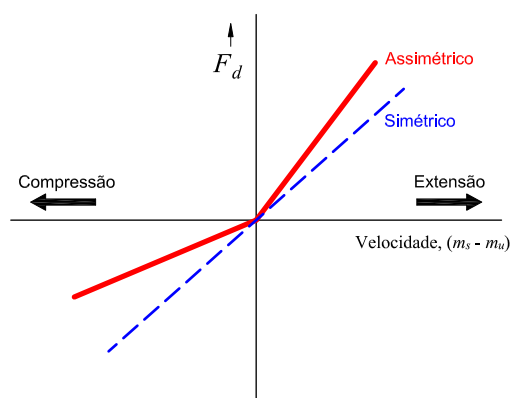


Figura 1: Característica da força de amortecimento simétrico e assimétrico para a extensão e compressão do amortecedor - fonte: Silveira *et al.* (2014).

Alguns autores explicam que esse coeficiente de amortecimento durante a fase de extensão deve ser considerado três vezes maior que o coeficiente de amortecimento durante a fase de compressão (Dixon, 2007). Apesar da utilização desse tipo de componente ser muito comum nos veículos, nota-se que ainda não existem estudos muito aprofundados para as análises desse tipo de amortecedor. Nestas análises é comum a utilização de métodos numéricos e quando possível, utilizam-se de aproximações analíticas para descrever o comportamento do sistema (Ahmed and Rakheja, 1992). O trabalho de Ahmed and Rakheja (1992) foi um dos primeiros a mostrar investigações de um sistema de suspensão através do modelo de quarto de carro utilização amortecedor assimétrico multi-fases mediante a excitação harmônica.

De acordo com a ISO 2631, o corpo humano tem inércia e rigidez distribuída, resultando em diferentes frequências naturais para cada uma de suas partes. Na avaliação de vibração ocupacional, vários fatores influenciam a caracterização do risco, entre os quais estão: amplitude de vibração, frequência, direção e o tempo de exposição (ISO-2631, 1997). Portanto, em veículos terrestres, o sistema de suspensão tem um papel importante na redução do deslocamento vertical e aceleração da massa suspensa, mantendo os níveis de conforto o mais alto possível.

Portanto, deve-se levar em consideração que a melhoria do conforto para os passageiros do veículo depende das técnicas envolvidas nas pesquisas referentes aos sistemas de suspensão. A utilização de métodos numéricos e analíticos auxilia no entendimento dos efeitos que as irregularidades do pavimento causam em relação ao conforto dos passageiros. Observando diferentes estudos envolvendo a dinâmica global de um veículo, pode-se concluir que a melhoria do conforto deve ser encarada como um aspecto global. A modelagem do sistema de suspensão deve conter o maior número de parâmetros possíveis a fim de representar com mais fidelidade o sistema real.

Dois aspectos são investigados neste trabalho a fim de melhorar o entendimento de sistemas de suspensão com amortecimento assimétrico. O primeiro é a influência de amortecimento assimétrico na resposta do sistema de suspensão. No segundo, os efeitos da combinação de amortecimento assimétrico no que diz respeito ao aparecimento de dupla periodicidade no deslocamento vertical da massa suspensa. Um modelo de metade de carro de quatro graus de liberdade, com excitação de base harmônica é apresentada na seção 2.; resultados mostrando diagramas de bifurcação e mapas de *Poincaré* são apresentados na seção 3.; e análises da sensibilidade na faixa de frequência onde ocorre a bifurcação são apresentados na seção 4. e finalmente as conclusões são tiradas na seção 5.

2. MODELAGEM DO SISTEMA DE SUSPENSÃO

O objetivo desta seção é apresentar o modelo utilizado nesse trabalho. Dessa forma, serão descritas as equações de movimento do sistema de suspensão, que foram obtidas utilizando o método de Lagrange. Será utilizado um modelo de metade de carro, contendo quatro graus de liberdade, sendo, três referente aos deslocamentos verticais das massas não suspensa e suspensa e um de deslocamento angular da massa suspensa. Trata-se de um modelo de parâmetros concentrados, utilizado para análises de vibrações verticais e angulares. Este modelo, seus parâmetros e as coordenadas são mostrados na Fig.(2).

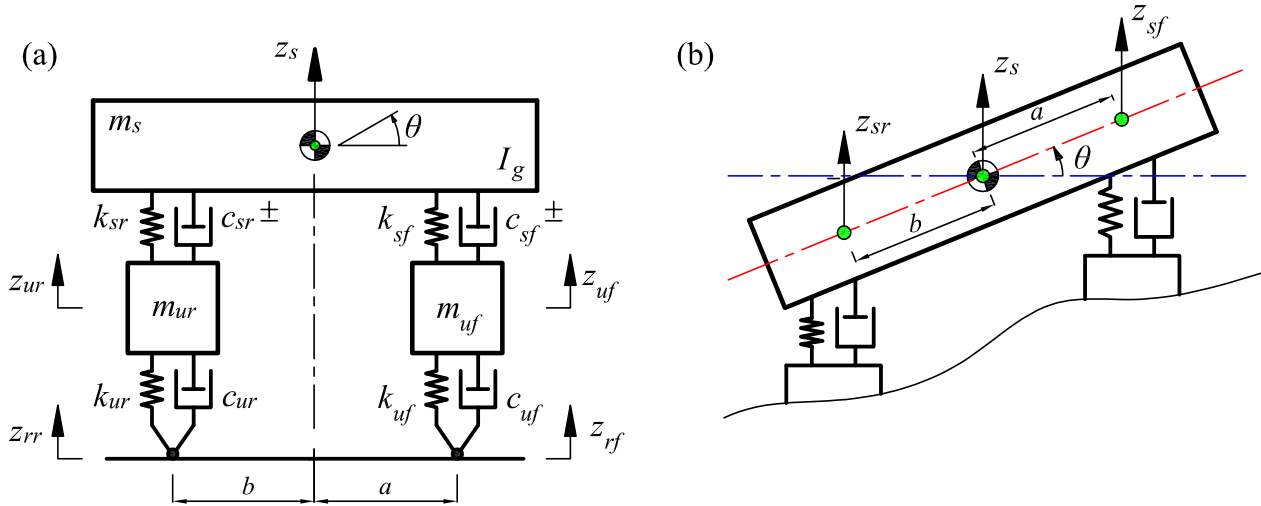


Figura 2: Modelo metade de carro com os respectivos parâmetros (a) e detalhe do movimento de arfagem dependente de z_s e θ (b).

Este sistema consiste de três subsistemas, sendo os dois subsistemas inferiores dianteiro e traseiro, e o subsistema superior. O subsistema inferior dianteiro é constituído de um bloco de massa m_{uf} , uma mola de rigidez k_{uf} e coeficiente de amortecimento simétrico c_{uf} . A massa m_{uf} representa a massa não suspensa dianteira, que inclui o braço inferior da suspensão, a roda e o pneu. O deslocamento vertical dessa massa é dado por z_{uf} . As características de rigidez e amortecimento deste subsistema são provenientes das características do pneu e roda dianteira. O subsistema inferior traseiro tem as mesmas características citadas anteriormente, e é constituído de um bloco de massa m_{ur} , uma mola de rigidez k_{ur} e coeficiente de amortecimento simétrico c_{ur} .

A massa m_{ur} representa a massa não suspensa traseira. O deslocamento vertical dessa massa é dado por z_{ur} . As características de rigidez e amortecimento deste subsistema são provenientes das características do pneu e roda traseiras.

O subsistema superior é constituído de um bloco de massa m_s , uma mola de rigidez k_s e um amortecedor de coeficiente de amortecimento assimétrico $c_s^\pm$. Esse subsistema representa a massa suspensa do veículo, incluindo o chassi, a carroceria, os passageiros, o motor e a transmissão. O seu deslocamento vertical é representado por z_s , o deslocamento angular é representado por θ e o momento de inércia da massa suspensa é representado por I_g . Os amortecedores viscosos entre o bloco de massa m_s e os blocos de massa m_{uf} e m_{ur} são considerados assimétricos. Dessa forma, os coeficientes de amortecimento dianteiro e traseiro durante a extensão são dados por c_{sf}^+ e c_{sr}^+ , e os coeficientes de amortecimento dianteiro e traseiro durante a compressão são dados por c_{sf}^- e c_{sr}^- . A distância entre o centro de massa do veículo e a dianteira é representado por a e a distância entre o centro de massa e a traseira é representada por b . Nos dois subsistemas, a rigidez é considerada linear.

Na modelagem deste sistema de metade de carro, a excitação da base representa as irregularidades do pavimento na dianteira e na traseira, e é dada pela seguinte função harmônica:

$$z_r = z_{max} \sin(\omega v t) \quad (1)$$

na qual, z_{max} é a amplitude da excitação, ω é a frequência de excitação harmônica e t é o tempo. A velocidade do veículo é definida por v e a distância entre eixos do veículo é $D = a + b$. A função que representa o tempo de defasagem em que o pneu traseiro atinge a irregularidade do pavimento depende da velocidade do veículo (v), é dada por:

$$T_d = \frac{D}{v} \quad (2)$$

Portanto, a excitação da base que representa as irregularidades do pavimento na dianteira, (z_{rf}), é dada pela Eq.(1) e para a traseira do veículo depende do tempo de defasagem (T_d), e fica na forma:

$$z_{rr} = z_{max} \sin(\omega v (t - T_d)) \quad (3)$$

A dissipação de energia do sistema de suspensão é proveniente do amortecimento viscoso. Neste sistema, a dissipação de energia é proporcional à velocidade relativa, e a força de amortecimento assimétrica dianteira ($f_{cf}^{\pm}$) e traseira ($f_{cr}^{\pm}$) são dadas por:

$$\begin{aligned} f_{cf}^{\pm} &= c_{sf}^{\pm}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) \\ f_{cr}^{\pm} &= c_{sr}^{\pm}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) \end{aligned} \quad (4)$$

no qual o coeficiente de amortecimento assimétrico para a extensão e compressão dos amortecedores dianteiro e traseiro é definido como:

$$c_{sf}^{\pm} \Rightarrow \begin{cases} c_{sf}^{+} & \text{se } \dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf} \geq 0 \\ c_{sf}^{-} & \text{se } \dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf} < 0 \end{cases} \quad c_{sr}^{\pm} \Rightarrow \begin{cases} c_{sr}^{+} & \text{se } \dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur} \geq 0 \\ c_{sr}^{-} & \text{se } \dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur} < 0 \end{cases} \quad (5)$$

dessa forma, é estabelecida a razão de assimetria:

$$\beta = \frac{c_s^{+}}{c_s^{-}} \quad (6)$$

De acordo com a teoria clássica de vibrações (Nayfeh and Balachandran, 2008; Rao, 2009), as equações de movimento para o sistema representado na Figura 2, em relação vertical e angular deslocamento relativo às suas respectivas posições de equilíbrio triviais, podem ser escrita como segue:

$$\begin{aligned} m_{uf}\ddot{z}_{uf} + k_{uf}(z_{uf} - z_{rf}) - k_{sf}(z_{sf} - z_{uf}) + c_{uf}(\dot{z}_{uf} - \dot{z}_{rf}) - c_{sf}^{\pm}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) &= 0 \\ m_{ur}\ddot{z}_{ur} + k_{ur}(z_{ur} - z_{rr}) - k_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) + c_{ur}(\dot{z}_{ur} - \dot{z}_{rr}) - c_{sr}^{\pm}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) &= 0 \\ m_s\ddot{z}_s + k_{sf}(z_{sf} - z_{uf}) + k_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) + c_{sf}^{\pm}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + c_{sr}^{\pm}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) &= 0 \\ I_g\ddot{\theta} + k_{sf}(z_{sf} - z_{uf})a \cos(\theta) - k_{sr}(z_{sr} - z_{ur})b \cos(\theta) + c_{sf}^{\pm}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf})a \cos(\theta) - \\ c_{sr}^{\pm}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur})b \cos(\theta) &= 0 \end{aligned} \quad (7)$$

Para a simulação do modelo matemático, as equações diferenciais foram integradas utilizando o método de Runge-Kutta de quarta ordem, com um passo fixo de 0.001 s. As simulações foram executadas até que o sistema estivesse no estado estacionário. As velocidades relativas relevantes para os amortecedores assimétricos são monitoradas a cada passo para que seja respeitada a comutação entre as fases de extensão e compressão dos amortecedores, de acordo com a Equação 5.

Os parâmetros utilizados são baseados em um veículo médio de passageiros conforme mostrado a seguir: $k_{ur} = k_{uf} = 200000$ N/m, $k_{sr} = k_{sf} = 22000$ N/m, $c_{ur} = c_{uf} = 20$ Ns/m, $m_{ur} = m_{uf} = 100$ kg, $m_s = 1500$ kg, $v = 10$ m/s, $a = b = 1$ m, $I_g = 2500$ kg/m², $z_{max} = 0.02$ m, $t = 100$ s e $step = 0.001$ s (Silveira *et al.* (2014).

Os mapas de *Poincaré* apresentados mostram os pontos que cruzam a seção quando $\dot{z}_s = 0$ e $\dot{\theta} = 0$.

3. RESPOSTA DO SISTEMA DE SUSPENSÃO UTILIZANDO AMORTECIMENTO ASSIMÉTRICO

Essa seção apresenta a resposta do sistema de suspensão utilizando amortecimento assimétrico sob excitação harmônica na dianteira e na traseira. Dependendo do valor de frequência de excitação (ω) utilizado nas simulações foram observados alguns efeitos na resposta de deslocamento vertical da massa suspensa.

O sistema é excitado com a mesma frequência para a dianteira e traseira, porém, com a defasagem T imposta, permite observar o sistema quando ocorre o movimento de arfagem. Dessa forma, é feita uma varredura dos valores de frequência entre $1 < \omega < 70$ rad/s, que compreende todos os auto-valores correspondentes ao sistema de suspensão.

A Figura 3 mostra o histórico de deslocamento vertical (z_s) para a frequência $\omega = 1.52$ rad/s e três valores de β . Nessa figura é possível verificar que há diferença na posição média de deslocamento, esse efeito é uma particularidade de sistemas que utilizam amortecimento assimétrico.

Quando o sistema utiliza amortecimento assimétrico com $\beta = 0.33$ (Fig. 3-a) a posição média mostra valores positivos, enquanto que para $\beta = 3$ (Fig. 3-c) o valor da posição média é negativo. Além disso, nota-se que os valores de $\beta = 0.33$ e $\beta = 3$ observados no histórico apresentam indícios de dupla periodicidade. O histórico do sistema simétrico com $\beta = 1$ mostrado na figura (Fig. 3-b) não apresenta comportamento incomum.

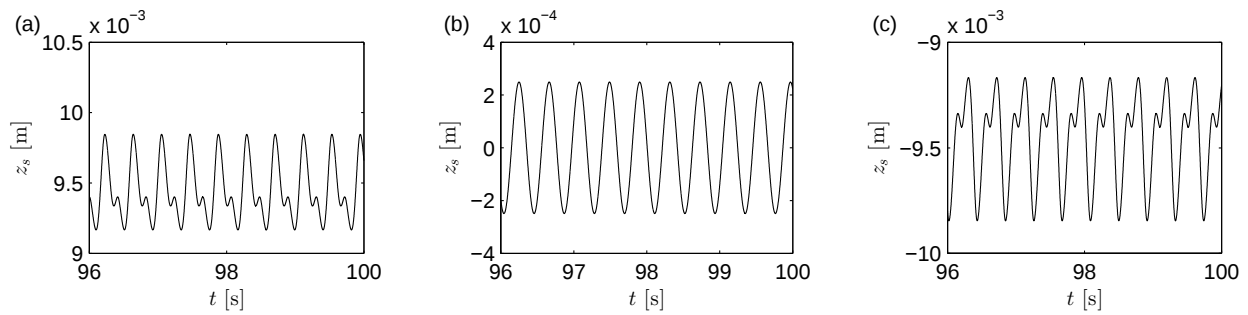


Figura 3: **Histórico de deslocamento vertical da massa suspensa (z_s) para a frequência $\omega = 1.52$ rad/s utilizando $\beta = 0.33$ (a), $\beta = 1$ (b) e $\beta = 3$ (c).**

O diagrama de bifurcação mostrado na Figura 4 mostra o comportamento do deslocamento vertical da massa suspensa com $\beta = 0.33$ na faixa de frequência entre $1.4 < \omega < 1.7$ rad/s a fim de mostrar o aparecimento de periodicidade dois.

A Figura 4-a mostra o detalhe do mapa de *Poincaré* para a seção z_s e $\dot{z}_s$ para $\omega = 1.52$ rad/s. Para esse valor de frequência a resposta de deslocamento tem periodicidade dois, enquanto que para $\omega = 1.57$ rad/s existe um cruzamento onde o período é 1 e é observado apenas um ponto no mapa (Fig. 4-b). Entre a faixa de $1.57 < \omega < 1.65$ rad/s o sistema volta a apresentar periodicidade dois (Fig. 4-c) e acima desse valor de ω observa-se apenas um ponto no mapa novamente.

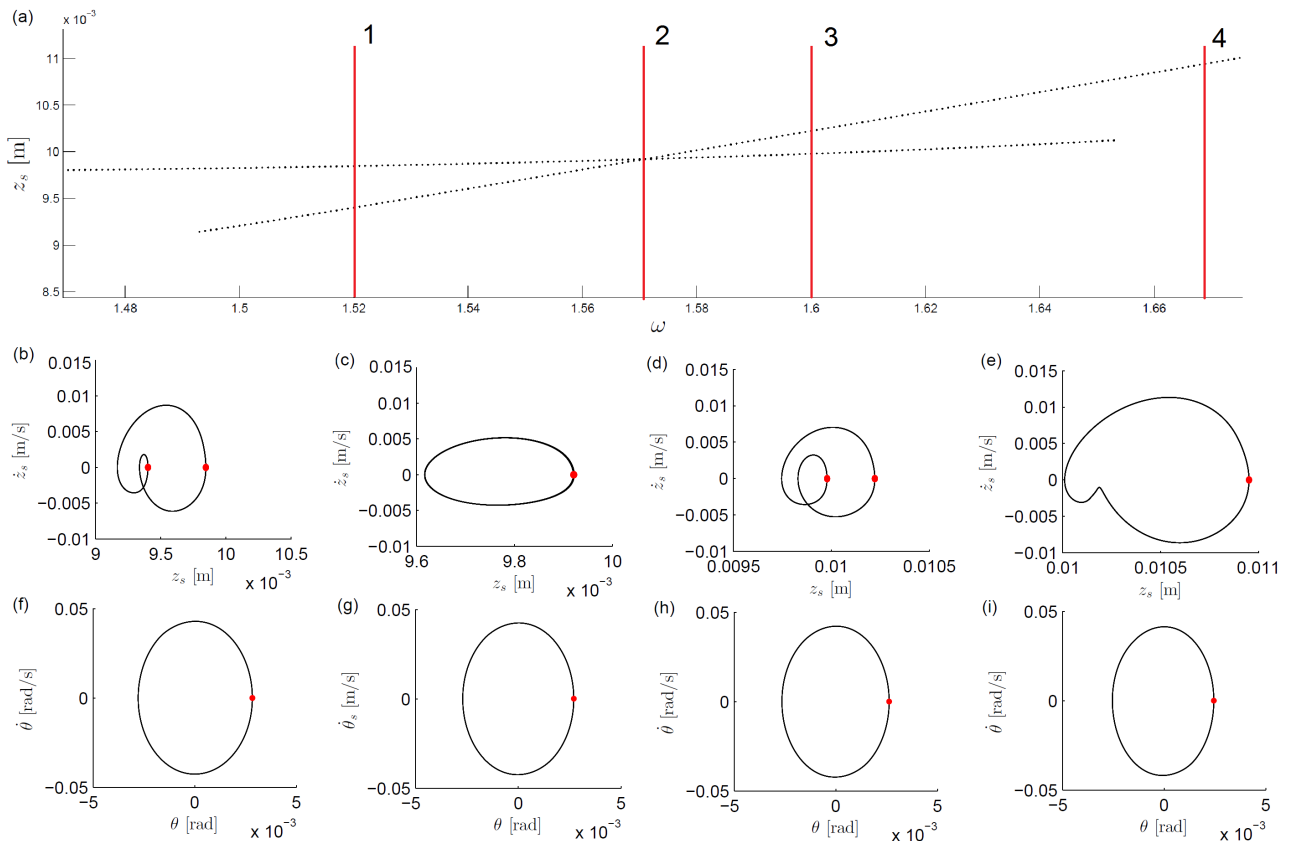


Figura 4: **Diagrama de bifurcação de z_s em relação à ω utilizando amortecimento assimétrico com $\beta = 0.33$ para $1.47 < \omega < 1.67$ rad/s (a), mapas de *Poincaré* da seção $z_s \times \dot{z}_s$ com $\omega = 1.52$ rad/s (b), $\omega = 1.57$ rad/s (c), $\omega = 1.60$ rad/s (d) e $\omega = 1.67$ rad/s (e); mapas de *Poincaré* da seção $\theta \times \dot{\theta}$ com $\omega = 1.52$ rad/s (f), $\omega = 1.57$ rad/s (g), $\omega = 1.60$ rad/s (h) e $\omega = 1.67$ rad/s (i).**

O diagrama de bifurcação mostrado na Figura 5 também mostra o comportamento do deslocamento vertical da massa suspensa com $\beta = 0.33$, porém, na faixa de frequência entre $4.5 < \omega < 4.9$ rad/s a fim de mostrar o aparecimento de periodicidade dois. Da mesma forma como observado no caso anterior (Fig. 4), na curva da resposta também existe um ponto de cruzamento quando $\omega = 4.71$ rad/s onde o sistema passa de período dois para período 1 (Fig. 5-b). Antes do cruzamento das curvas onde $\omega = 4.64$ rad/s é observado apenas os dois no mapa (Fig. 5-c). O sistema volta a apresentar periodicidade um quando $\omega > 4.84$ rad/s, mostrando apenas um ponto no mapa (Fig. 5-c).

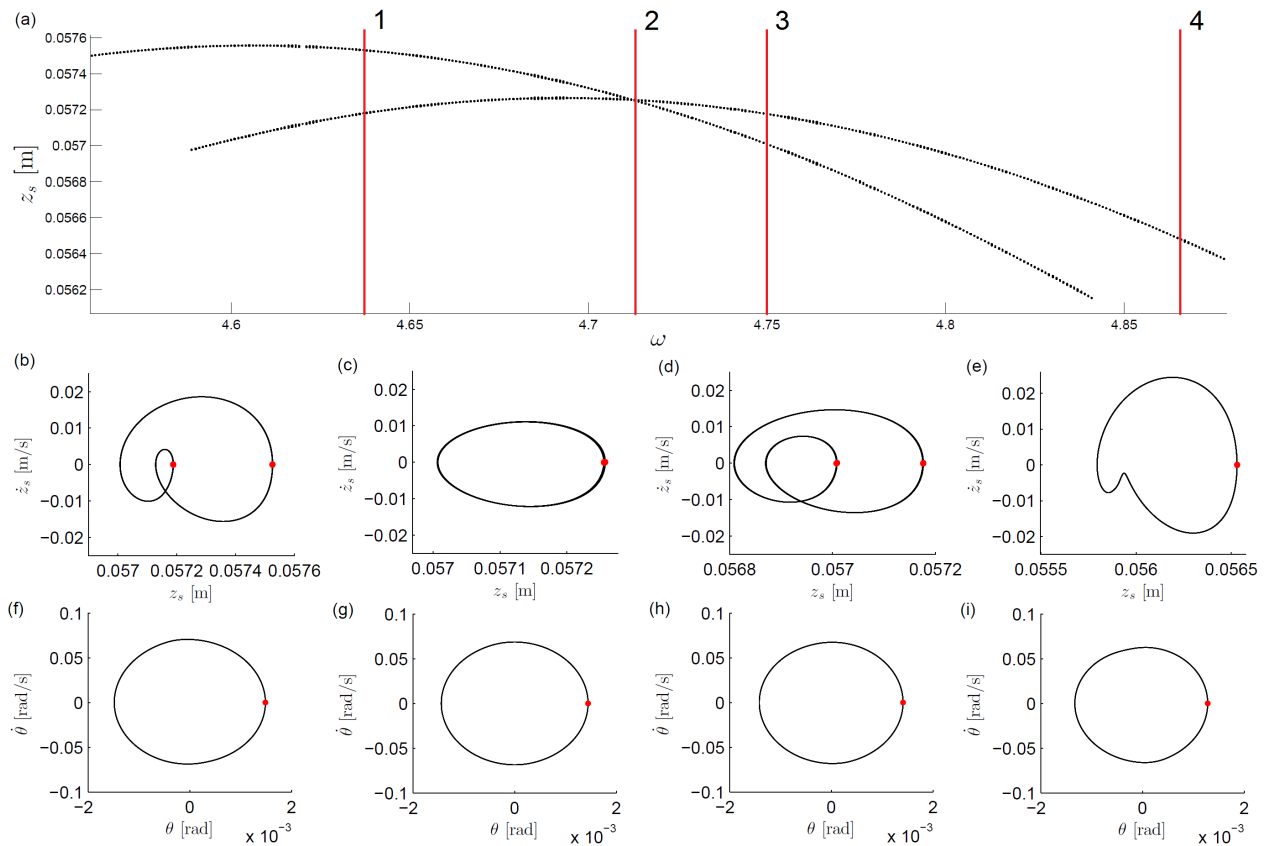


Figura 5: **Diagrama de bifurcação de z_s em relação à ω utilizando amortecimento assimétrico com $\beta = 0.33$ para $4.5 < \omega < 4.9$ rad/s (a), mapas de *Poincaré* da seção $z_s \times \dot{z}_s$ com $\omega = 4.64$ rad/s (b), $\omega = 4.71$ rad/s (c), $\omega = 4.75$ rad/s (d) e $\omega = 4.86$ rad/s (e); mapas de *Poincaré* da seção $\theta \times \dot{\theta}$ com $\omega = 4.64$ rad/s (f), $\omega = 4.71$ rad/s (g), $\omega = 4.75$ rad/s (h) e $\omega = 4.86$ rad/s (i).**

Análises paramétricas foram feitas em outros valores de velocidade e foi observado que a periodicidade dois também ocorre para valores de $\beta > 1$, porém, não é observado quando $\beta = 1$. A diferença entre o diagrama de bifurcação e os mapas de *Poincaré* do sistema com $\beta = 3$ e $\beta = 0.33$ é notada apenas na posição média de deslocamento. É observado também nas Figuras 4 e 5 que o aparecimento de periodicidade dois no deslocamento vertical não influencia o deslocamento angular da massa suspensa. As faixas entre $1.47 < \omega < 1.67$ rad/s e $4.5 < \omega < 4.9$ rad/s apresentam apenas um ponto nos mapas de *Poincaré* na seção $\theta \times \dot{\theta}$.

4. SENSIBILIDADE DA RESPOSTA MEDIANTE À VARIAÇÃO NA RAZÃO DE ASSIMETRIA

Esta seção mostra qual a influência de β sobre o primeiro valor de ω e sobre a faixa de frequência ($\Delta\omega$) em que ocorrem as bifurcações. Essas análises apresentadas referem-se às bifurcações mostradas nas Figuras 4 e 5.

A Figura 6 mostra que o valor de ω em que ocorre a primeira bifurcação diminui a medida que se aumenta a razão de assimetria. Isso ocorre tanto para os valores da faixa de frequência $1.47 < \omega < 1.67$ rad/s (Fig. 6-a) quanto para a faixa $4.4 < \omega < 5$ rad/s (Fig. 6-b).

O valor de $\Delta\omega$ refere-se a diferença entre o último e o primeiro valor de frequência que o sistema apresenta periodicidade dois dentro das faixas de frequência $1.47 < \omega < 1.67$ rad/s e $4.4 < \omega < 5$ rad/s.

A Figura 7 mostra a variação que a faixa de frequência ($\Delta\omega$) sofre mediante à variação na razão de assimetria onde $\beta \geq 1$. Nesse caso observa-se que a medida que se aumenta a razão de assimetria o valor de $\Delta\omega$ também aumenta.

Também nota-se, como mencionado anteriormente, quando $\beta = 1$ o valor de $\Delta\omega$ é zero. Isso indica também que quando $\beta = 1$ não ocorre bifurcação. O mesmo pode ser observado na Figura 7, porém, observa-se que essa faixa de frequência é mais influenciada pela variação na razão de assimetria.

Para as duas faixas analisadas foi observado que apesar de $\Delta\omega$ sofrer um aumento à medida que se aumenta a razão de assimetria, o ponto onde há um cruzamento na bifurcação não sofre alteração no valor de ω . No primeiro caso o valor da frequência onde existe o cruzamento se manteve em $\omega = 1.57$ rad/s enquanto que para o segundo caso $\omega = 4.71$ rad/s. Foram feitas as mesmas análises para $\beta \leq 1$ e foi observado os mesmos valores de cruzamento na bifurcação e de $\Delta\omega$.

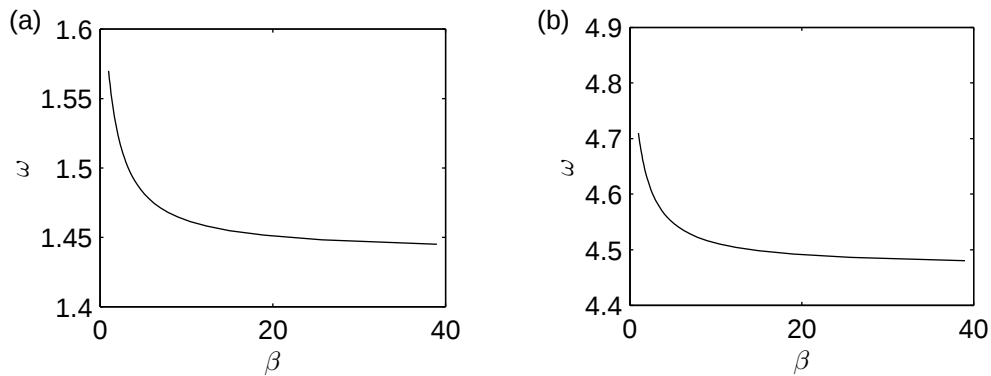


Figura 6: Variação do primeiro valor de ω em que ocorrem as bifurcações mediante ao aumento na razão de assimetria (β) para a faixa de frequência $1.47 < \omega < 1.67$ rad/s (a) e para a faixa de frequência $4.4 < \omega < 5$ rad/s (b).

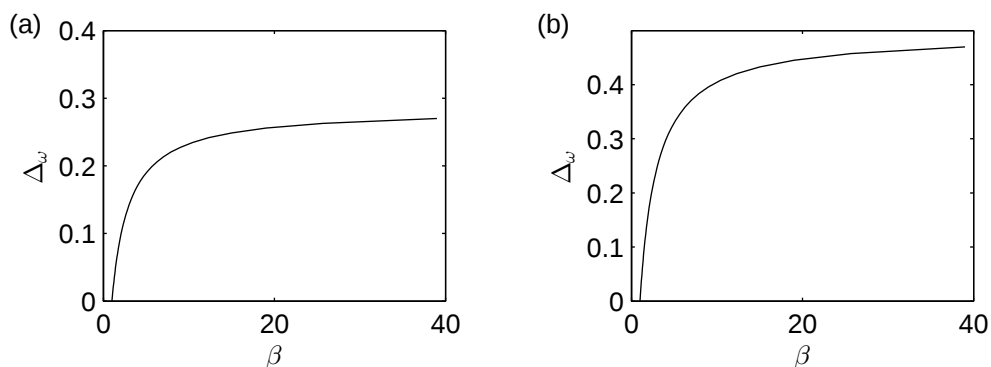


Figura 7: Variação na faixa de frequência ($\Delta\omega$) mediante ao aumento na razão de assimetria (β) para a faixa de frequência $1.47 < \omega < 1.67$ rad/s.

5. CONCLUSÕES

Esse artigo apresentou a modelagem e a resposta de um sistema de suspensão utilizando amortecimento assimétrico mediante a uma excitação harmônica. Foi observado que quando o sistema adota amortecimento assimétrico aparecem faixas de frequência com periodicidade dois no deslocamento vertical da massa suspensa.

Apesar de o sistema ser considerado não linear, o amortecimento assimétrico é considerado linear dentro da fase de compressão e expansão. Dessa forma, o aparecimento de dupla periodicidade é pouco comum no tipo de sistema de suspensão analisado. Possivelmente esse fenômeno ocorre devido à diferença no coeficiente de amortecimento durante a fase de extensão e compressão do amortecedor em conjunto com a defasagem entre a excitação dianteira e traseira. Apesar de esse fenômeno ocorrer em algumas faixas de frequência, o mesmo não influencia o comportamento dos outros graus de liberdade do sistema.

As análises de sensibilidade em relação à razão de assimetria mostram que uma pequena variação de 1 % no coeficiente de amortecimento das fases de compressão e extensão é suficiente para o surgimento da dupla periodicidade, dependendo do valor de frequência utilizado. Porém, a razão de assimetria não influencia o ponto onde existe o cruzamento no diagrama de bifurcação.

6. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem ao CNPq (Conselho nacional de desenvolvimento científico e tecnológico) e a CAPES (Coordenação de aperfeiçoamento de pessoal de nível superior) pelo apoio financeiro durante essa pesquisa.

7. REFERÊNCIAS

- Ahmed, A.K.W. and Rakheja, S., 1992. "An equivalent linearization technique for the frequency response analysis of asymmetric dampers". *Journal of sound and vibration*, Vol. 153(3), pp. 537–542. doi:10.1016/0022-460X(92)90383-9.
- Bouazara, M., Richard, M. and Rakheja, S., 2006. "Safety and comfort analysis of a 3-d vehicle model with optimal non-linear active seat suspension". *Journal of Terramechanics*, Vol. 43, No. 2, pp. 97–118. doi:10.1016/j.jterra.2004.10.003.
- Deshpande, V.S., Mohan, B., Shendge, P. and Phadke, S., 2014. "Disturbance observer based sliding mode control of active suspension systems". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 11, pp. 2281–2296. doi:10.1016/j.jsv.2014.01.023.

- Dixon, J., 2007. *The shock absorber handbook*. John Wiley & Sons.
- Els, P.S., Theron, N., Uys, P. and Thoreson, M., 2007. "The ride comfort vs. handling compromise for off-road vehicles". *Journal of Terramechanics*, Vol. 44, No. 4, pp. 303–317. doi:10.1016/j.jterra.2007.05.001.
- Fischer, D. and Isermann, R., 2004. "Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions". *Control Engineering Practice*, Vol. 12, No. 11, pp. 1353–1367. doi:10.1016/j.conengprac.2003.08.003.
- Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C.W., Ghita, G. and Giuclea, M., 2008. *Semi-active suspension control*. Springer.
- Gysen, B.L., Paulides, J.J., Janssen, J.L. and Lomonova, E.A., 2010. "Active electromagnetic suspension system for improved vehicle dynamics". *Vehicular Technology, IEEE Transactions on*, Vol. 59, No. 3, pp. 1156–1163. doi:10.1109/TVT.2009.2038706.
- Hrovat, D., 1997. "Survey of advanced suspension developments and related optimal control applications". *Automatica*, Vol. 33, No. 10, pp. 1781–1817. doi:10.1016/S0005-1098(97)00101-5.
- ISO-2631, 1997. "Mechanical vibration and shock-evaluation of human exposure to whole-body vibration-part 1: General requirements".
- Milliken, W.F. and Milliken, D.L., 1995. *Race car vehicle dynamics*, Vol. 400. Society of Automotive Engineers Warrendale.
- Nayfeh, A.H. and Balachandran, B., 2008. *Applied nonlinear dynamics: analytical, computational and experimental methods*. John Wiley & Sons.
- Nguyen, Q., Choi, S. and Park, Y., 2012. "An analytical approach to optimally design of electrorheological fluid damper for vehicle suspension system". *Meccanica*, Vol. 47, No. 7, pp. 1633–1647. doi:10.1007/s11012-012-9544-3.
- Rajalingham, C. and Rakheja, S., 2003. "Influence of suspension damper asymmetry on vehicle vibration response to ground excitation". *Journal of sound and vibration*, Vol. 266, No. 5, pp. 1117–1129. doi:10.1016/S0022-460X(03)00054-3.
- Rao, S.S., 2009. *Vibrações mecânicas*. Pearson Prentice Hall.
- Silveira, M., Pontes Jr, B.R. and Balthazar, J.M., 2014. "Use of nonlinear asymmetrical shock absorber to improve comfort on passenger vehicles". *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 333, No. 7, pp. 2114–2129. doi:10.1016/j.jsv.2013.12.001.
- Yoshimura, T., Nakaminami, K., Kurimoto, M. and Hino, J., 1999. "Active suspension of passenger cars using linear and fuzzy-logic controls". *Control Engineering Practice*, Vol. 7, No. 1, pp. 41–47. doi:10.1016/S0967-0661(98)00145-2.

8. RESPONSABILIDADE AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

ASYMMETRICAL DAMPER APPLIED IN SUSPENSION SYSTEM TO REDUCE THE VERTICAL AND PITCH MOVEMENTS USING THE HALF-CAR MODEL

Júlio César de Moraes Fernandes, eng.juliofernandes@hotmail.com¹

Marcos Silveira, m.silveira@feb.unesp.br¹

Bento Rodrigues de Pontes Jr., brpontes@feb.unesp.br¹

José Manoel Balthazar, jmbaltha@gmail.com¹

¹Department of Mechanical Engineering - UNESP - Bauru/SP, Brazil, Address: Avenue Eng. Luiz Ed. Carrijo Coube 14-01, Zip code - 17033-360, Phone - 55 14 3103-6119

Resumo: The search for improvements in the comfort and safety of passengers is constant in the automotive industry. In this context, several technological innovations were made for the suspension systems in recent decades. However, the high cost prevents the use of these technologies in most vehicles that still using antiquated systems. Previous studies have shown that the use of asymmetric adjustable shock absorbers in vehicle suspension systems is advantageous in various situations. Although, it is known that the reduction of vertical movement may compromise the pitch movement. In this work, the vertical and angular dynamic behavior of a suspension system employing asymmetric viscous damping under harmonic excitation is studied, focusing on improving the passenger comfort. A half-car model with 4 degrees of freedom with asymmetrical damping is used. The pavement irregularities are introduced in the system in the form of harmonic excitation. The influence of asymmetry ratio in reducing the vertical and pitch movements are explored. The results show that the asymmetry ratio can be used to reduce both vertical and pitch accelerations simultaneously, as a result of the difference in the periods of the phases of compression and extension.

Palavras-chave: Asymmetrical shock absorber, vehicle dynamic, suspension system, harmonic excitation.