

ESTUDO PARAMÉTRICO DE SISTEMAS DE SUSPENSÃO VEICULAR PASSIVA

João Vitor Sahadi Cavalheiro, joao_sahadi@hotmail.com¹
Suzana Moreira Avila, avilas@unb.br¹

¹ Faculdade de Engenharia UnB-Gama – FGA, Universidade de Brasília, Área Especial 2 Lote 14 Setor Central, CEP 72405-610, Gama/DF, Brasil.

Resumo: *A indústria automobilística atualmente busca melhorar cada vez mais o conforto e a dirigibilidade dos veículos. A suspensão de um veículo é um sistema que visa o conforto de seus ocupantes, proporcionando o isolamento da estrutura do veículo e os seus ocupantes das vibrações causadas pelas irregularidades encontradas na superfície do terreno; como também o fator de segurança, visto que a suspensão deve garantir um contato permanente entre o veículo e o solo. As suspensões passivas já vêm de longa data sendo utilizadas para veículos em série. Nelas as propriedades dos componentes mecânicos não podem ser modificadas em tempo real através de sinais externos, a vibração é controlada apenas armazenando ou dissipando a energia associada ao movimento através de seus principais componentes como molas, amortecedores e massas. Devido ao seu baixo custo e simplicidade de montagem e manutenção ainda são amplamente utilizadas na indústria. O processo de otimização de uma suspensão é extremamente complexo, por isto são realizadas uma série de simplificações e linearizações, para torná-lo um problema que possa ser modelado matematicamente. No presente trabalho a suspensão passiva é analisada considerando diferentes modelos discretos: modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo e modelo de $\frac{1}{2}$ veículo. As fontes de excitação do sistema consideram o perfil irregular da pista, modeladas como funções harmônicas ou aleatórias. É realizado um estudo paramétrico de suspensões passivas, verificando a influência dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão na sua performance, considerando diferentes modelagens discretas e fontes de excitação. Para tais simulações é utilizada a ferramenta computacional Simulink do MatLab.*

Palavras-chave: *suspensão passiva; dinâmica; modelo discreto.*

1. INTRODUÇÃO

A suspensão é um dos sistemas que compõem o veículo, esta faz a ligação entre a massa suspensa da carroceria com a massa não-suspensa composta pelas rodas e pneus. Seus principais objetivos são a melhoria do conforto dos passageiros e o aumento da segurança na operação proporcionando melhor condição de aderência no contato pneu-via, mantendo assim a dirigibilidade e estabilidade do veículo principalmente durante manobras e frenagens.

Uma suspensão veicular pode ser classificada como: passiva, ativa ou semi-ativa. As suspensões passivas já vêm de longa data sendo utilizadas para veículos em série (Sharp & Hassan, 1984). Nelas as propriedades dos componentes mecânicos não podem ser modificadas em tempo real através de sinais externos, a vibração é controlada apenas armazenando ou dissipando a energia associada ao movimento através de seus principais componentes como molas, amortecedores e massas. Devido ao seu baixo custo e simplicidade de montagem e manutenção ainda são amplamente utilizadas na indústria.

O princípio da suspensão ativa é inserir um atuador entre a massa suspensa e a massa não-suspensa além da mola e do amortecedor, ou em substituição aos mesmos. Sensores são instalados em diferentes pontos do veículo para medir o movimento do mesmo, da suspensão e da massa não-suspensa. As informações colhidas pelos sensores são enviadas para um controlador em tempo real que calcula a magnitude da força que precisa ser aplicada pelo atuador. O cálculo da força é realizado através de algoritmos de controle apropriados. (Esmailzadeh & Fahimi, 1997; Sadati et al, 2008). Entre as suas desvantagens podemos citar: alto custo em relação ao sistema passivo; sua complexidade reflete-se em maiores custos de manutenção e menor confiabilidade; podem desestabilizar o veículo.

Os sistemas semi-ativos são mais confiáveis e mais robustos do que os sistemas ativos. Neste tipo de suspensão as propriedades de amortecimento e rigidez podem ser controladas de maneira ativa por um sinal de controle. Tratam-se de dispositivos passivos controláveis (Picado, 1998; Tusset, 2008).

A maioria das montadoras de veículos no Brasil adota o sistema de suspensão passiva, que não utiliza fontes de energia e é relativamente barato. O que caracteriza a qualidade de uma suspensão passiva é o processo de otimização dos componentes e das dimensões da suspensão.

Para otimizar os componentes da suspensão os fabricantes cruzam as respostas dos sistemas de suspensão ajustados empiricamente, com a experiência de uma equipe de pilotos de teste e de técnicos, que modificam as especificações do amortecedor, da mola ou de outros componentes da suspensão até que a resposta dinâmica do sistema de suspensão seja satisfatória.

Já o processo de otimização de uma suspensão via modelagem matemática é um processo extremamente complexo, necessitando uma série de simplificações e linearizações para torná-lo factível. Uma destas simplificações é analisar o comportamento dinâmico da suspensão através de um modelo discreto massa-mola-amortecedor.

No presente estudo analisa-se a suspensão passiva considerando diferentes modelos discretos: modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo e modelo de $\frac{1}{2}$ veículo. As fontes de excitação do sistema consideram o perfil irregular da pista, modeladas como funções harmônicas ou aleatórias. É realizado um estudo paramétrico de suspensões passivas, verificando a influência dos parâmetros de rigidez e amortecimento da suspensão no seu desempenho, considerando diferentes modelagens discretas e fontes de excitação. Para tais simulações é utilizada a ferramenta computacional Simulink do MatLab.

2. MODELAGEM MATEMÁTICA

Para a análise do comportamento dinâmico do sistema de suspensão de um veículo este pode ser modelado como um corpo rígido, ligado por meio de molas e amortecedores a cada uma de suas rodas. Considerando que cada uma das rodas se comporta de maneira análoga pode-se ainda simplificar analisando o comportamento de uma única roda. Este modelo, conhecido como modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo, é apresentado na Fig.(1).

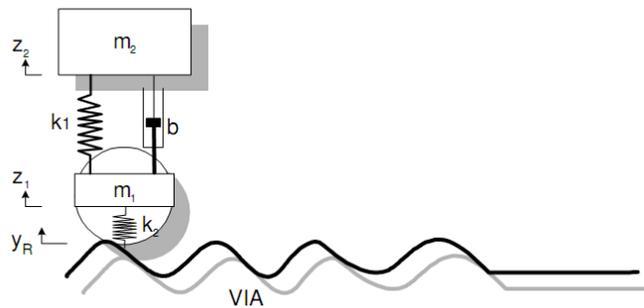


Figura 1 – Modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo (Corte-real, 2002)

As equações de movimento que descrevem o comportamento dinâmico deste modelo discreto adotado para a suspensão passiva são:

$$m_2 \ddot{z}_2 = (\dot{z}_1 - \dot{z}_2) + (z_1 - z_2)k_1 \quad (1)$$

$$m_1 \ddot{z}_1 = -(z_1 - z_2)k_1 - (\dot{z}_1 - \dot{z}_2)b + (y_r - z_1)k_2 \quad (2)$$

Diferentemente do modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo onde uma única roda é levada em consideração na análise, o modelo de $\frac{1}{2}$ veículo considera duas rodas, uma dianteira e outra traseira. Neste modelo a metade do peso do veículo mais passageiro é admitida. Este modelo apresenta algumas vantagens em relação ao anterior já que se torna possível simular os movimentos de arfagem do veículo. Pode-se ainda definir características da mola e do amortecedor diferentes para roda dianteira e traseira.

A Fig. (2) apresenta a modelagem discreta do $\frac{1}{2}$ veículo, pode-se verificar que este modelo, assim como o modelo de $\frac{1}{4}$ de veículo é bidimensional e movimenta-se somente na direção z.

As equações de movimento que descrevem o comportamento dinâmico do modelo discreto de $\frac{1}{4}$ de veículo são:

$$m_1 \ddot{z}_2 = k_{r1}(z_1 - z_2) - k_1(z_2 - z_5) - b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_5) \quad (3)$$

$$m_2 \ddot{z}_4 = k_{r2}(z_3 - z_4) - k_2(z_4 - z_6) - b_1(\dot{z}_4 - \dot{z}_6) \quad (4)$$

$$m_{s1} \ddot{z}_5 = k_1(z_2 - z_5) + b_1(\dot{z}_2 - \dot{z}_5) = F_1 \quad (5)$$

$$m_{s2} \ddot{z}_6 = k_2(z_4 - z_6) + b_1(\dot{z}_4 - \dot{z}_6) = F_2 \quad (6)$$

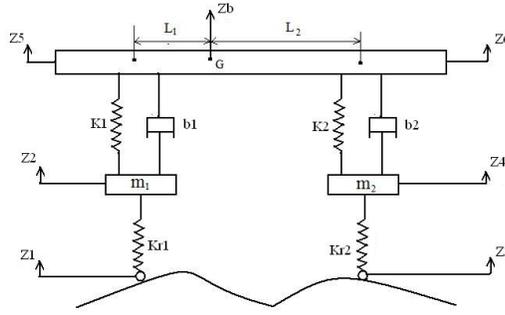


Figura 2 – Modelo de 1/2 de veículo

Onde:

$$m_{s1} = \frac{mL_2}{(L_1+L_2)} \quad (7)$$

$$m_{s2} = \frac{mL_1}{(L_1+L_2)} \quad (8)$$

$$z_5 = z_b + L_1\theta \quad (9)$$

$$z_6 = z_b - L_1\theta \quad (10)$$

O ângulo de arfagem obtido pela relação de torque é dado por:

$$F_1L_1 - F_2L_2 = I_b\ddot{\theta} \quad (11)$$

Onde m é a metade da massa total do veículo; z_b é o deslocamento do veículo (corpo rígido); m_1, m_2 são as massas não-suspensas das rodas dianteira e traseira; m_{s1}, m_{s2} são as massas suspensas pelas rodas dianteira e traseira; K_1, K_2 são as constantes de mola das suspensões dianteira e traseira; K_{r1}, K_{r2} são as constantes de mola que simulam a elasticidade dos pneus dianteiro e traseiro; b_1, b_2 são os coeficientes dos amortecedores dianteiro e traseiro; z_5, z_6 são os deslocamentos das massas suspensas dianteira e traseira; z_2, z_4 são os deslocamentos das massas não-suspensas dianteira e traseira; z_1, z_3 são os deslocamentos das rodas dianteira e traseira (perfil do terreno); I_b é a inércia; L_1 e L_2 são as respectivas distâncias ao CG das suspensões traseira e dianteira.

3. ANÁLISE NUMÉRICA

Na análise numérica do presente trabalho foi utilizada a ferramenta computacional SIMULINK de modelagem, simulação e análise de sistemas dinâmicos (MATLAB SIMULINK, 2004).

3.1. Modelo de 1/4 de Veículo

Inicialmente, analisou-se um sistema de 1/4 de um veículo do tipo ônibus, com as propriedades apresentadas em Yildirim (2004): $m_1=2500$ kg; $m_2=320$ kg; $k_1= 80000$ N/m; $k_2 = 500000$ N/m; $b_1 = 350$ Ns/m.

Verificou-se a influência na resposta de alterar-se o valor original do coeficiente do amortecedor, submetendo-se o sistema à um perfil de terreno representado por uma função harmônica, $F(t)=0.05\text{sen}(t)$. A Tabela (1) apresenta os valores RMS, considerando todo o intervalo de análise, obtidos e a Fig. (3a) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e reduzindo-se o coeficiente em a 10% e 50% do original. A Fig. (3b) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e aumentando-se o coeficiente em a 50% e 100% do original.

Tabela 1. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente do amortecedor

b_1	0.1 b_1	0.5 b_1	0.9 b_1	ORIGINAL	1.1 b_1	1.5 b_1	2.0 b_1
z_2 RMS ($\times 10^{-3}$ m)	6.121	5.612	5.209	5.123	5.014	4.722	4.390

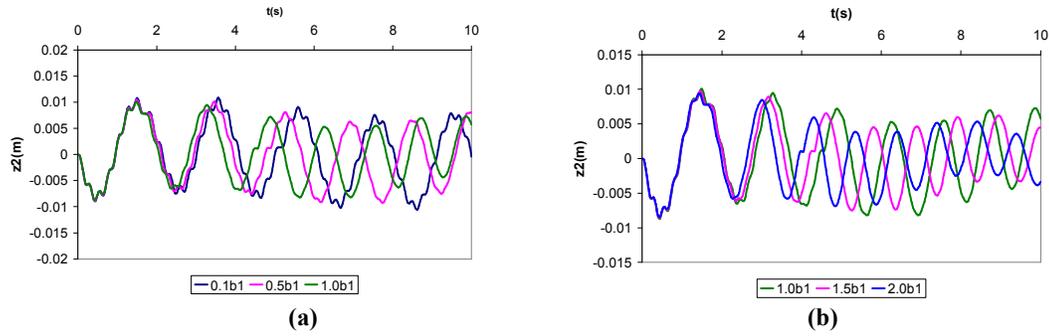


Figura 3. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor – função harmônica

Ao se observar os resultados obtidos, verifica-se que, quando há um aumento da constante de amortecimento da suspensão passiva o valor RMS e a amplitude de sua deflexão são reduzidas, o inverso ocorre no caso da redução da constante do amortecedor.

Em seguida alterou-se o perfil do terreno para gerar uma excitação aleatória, do tipo distribuição normal gaussiana de variância igual a 10^{-6} .

A Tabela (2) apresenta os valores RMS obtidos, considerando todo o intervalo de análise, e a Fig. (4a) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e reduzindo-se o coeficiente em 10% e 50% do original. A Fig. (4b) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e aumentando-se o coeficiente em 50% e 100% do original.

Tabela 2. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente do amortecedor – excitação aleatória

b_1	$0.1 b_1$	$0.5 b_1$	$0.9 b_1$	ORIGINAL	$1.1 b_1$	$1.5 b_1$	$2.0 b_1$
z_2 RMS ($\times 10^{-3}$ m)	7.214	3.467	3.890	3.721	3.556	3.272	2.331

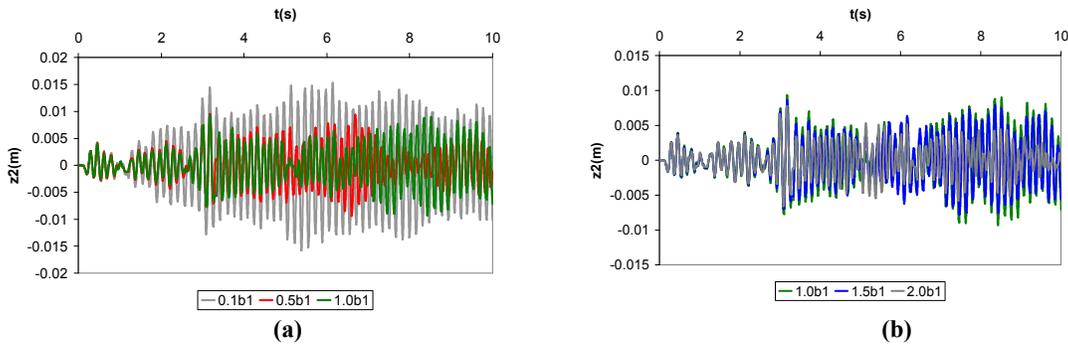


Figura 4. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor – excitação aleatória

Pode-se observar nesta análise que, neste caso, a resposta do sistema é mais afetada no caso da redução da constante do amortecedor, isto se verifica tanto nos valores de deslocamento RMS como nos gráficos apresentados.

A Tabela (3) apresenta os valores RMS obtidos, considerando todo o intervalo de análise, considerando uma perturbação no perfil do terreno como a mostrada na Fig. (5) e variando-se o valor da constante do amortecedor. A Fig. (6a) e Fig. (6b) apresentam a evolução no tempo do deslocamento da massa suspensas reduzindo-se e aumentando-se o valor do coeficiente do amortecedor, respectivamente. Verifica-se que a redução do coeficiente do amortecedor aumenta o valor da resposta RMS e da amplitude dos deslocamentos, enquanto que a redução do coeficiente reduz tanto a resposta RMS, quanto a amplitude dos deslocamentos.

Tabela 3. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente do amortecedor – perturbação

b_1	$0.1 b_1$	$0.5 b_1$	$0.9 b_1$	ORIGINAL	$1.1 b_1$	$1.5 b_1$	$2.0 b_1$
z_2 RMS ($\times 10^{-3}$ m)	5.816	4.677	4.195	4.112	4.027	3.746	3.473

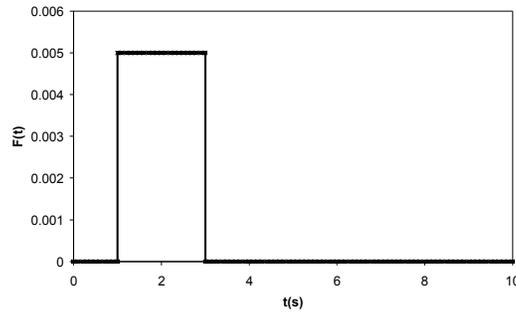


Figura 5. Perturbação no terreno

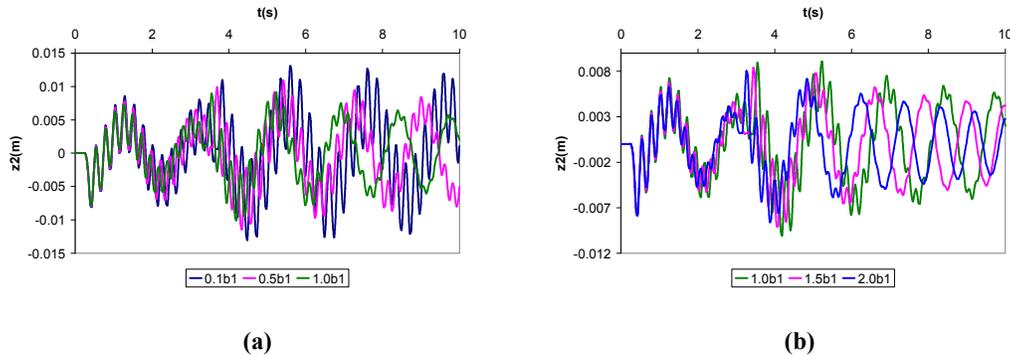


Figura 6. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor – perturbação

Dentro da idéia do presente trabalho de fazer um estudo paramétrico as próximas análises variam o coeficiente k da mola da suspensão para verificar qual a sua influência na resposta do sistema. Submetendo-se o sistema à um perfil de terreno representado por uma função senoidal. A Tabela (4) apresenta os valores RMS obtidos, considerando todo o intervalo de análise, e a Fig. (7a) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e reduzindo-se o coeficiente da mola em a 10% e 50% do original. A Fig. (7b) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e aumentando-se o coeficiente em a 50% e 100% do original.

Tabela 4. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente da mola – função senoidal

	0.1K	0.2K	0.25K	0.3K	0.5K	0.9K	ORIGINAL	1.1K	1.5K	2.0K
z_2 RMS ($\times 10^{-3}$ m)	25.748	13.968	12.135	10.385	7.644	5.414	5.123	4.837	4.029	3.428

Verifica-se alteração mais significativa na amplitude da resposta ao reduzir-se o coeficiente da mola a 10% do valor original, no caso do aumento a amplitude não sofre grande variação ocorrendo neste caso sim um atraso em relação a resposta original.

No caso do perfil do terreno simulado por uma excitação aleatória, a Tab. (5) apresenta os valores RMS obtidos, considerando todo o intervalo de análise, e a Fig. (8a) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e reduzindo-se o coeficiente da mola em a 10% e 50% do original. A Fig. (8b) apresenta a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original e aumentando-se o coeficiente em a 50% e 100% do original, e a Fig. (13) apresenta resultados para redução e acréscimo de 10% do valor original de K .

Tabela 5. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente da mola – excitação aleatória

	0.1K	0.5K	0.9K	ORIGINAL	1.1K	1.5K	2.0K
z_2 RMS ($\times 10^{-3}$ m)	4.033	3.215	2.678	3.721	3.649	2.936	2.97

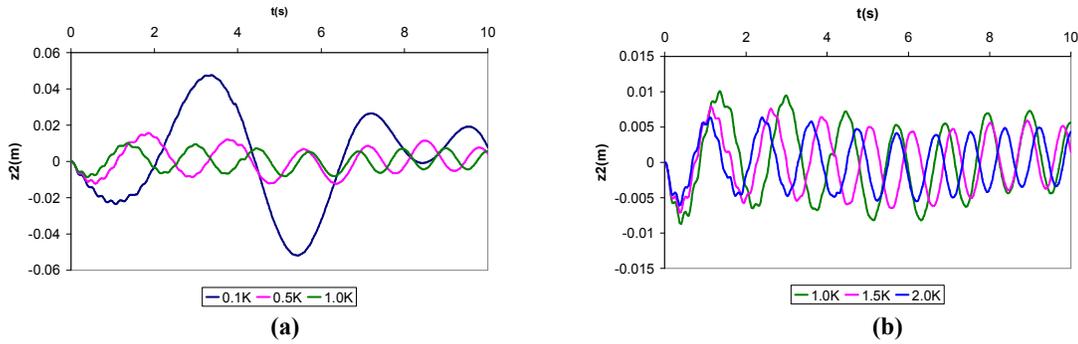


Figura 7. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola - senoidal

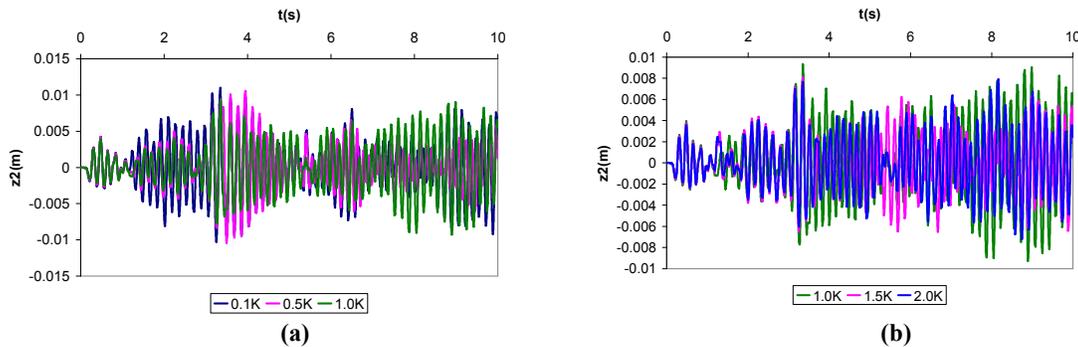


Figura 8. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola – excitação aleatória

No caso desta análise verifica-se que os efeitos da modificação da constante da mola não seguem um padrão, pode-se ver que em cada caso a resposta se altera de forma diversa havendo aumento da amplitude em alguns trechos e redução em outros. Os resultados da Tab. (5) ao se reduzir o coeficiente K inicialmente aumentam e com novo decréscimo dos valores de K são reduzidos, no caso do aumento do valor de K inicialmente o valor RMS decai e em seguida torna a subir. Este caso requer um estudo paramétrico mais refinado para tentar-se identificar algum padrão de influência do coeficiente da mola.

A Tabela 6 apresenta os valores RMS obtidos, em todo o intervalo de análise, considerando o perfil no terreno a perturbação apresentada na Fig. (5). A Fig. (9a) e Fig. 9(b) apresentam a evolução no tempo do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o valor do coeficiente da mola, respectivamente.

Tabela 6. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente da mola – perturbação

	0.1K	0.5K	0.9K	ORIGINAL	1.1K	1.5K	2.0K
z_2 RMS ($\times 10^{-3}$ m)	4.964	3.772	4.61	4.112	3.524	1.935	3.267

Analisando-se a Fig. (9a) onde se reduz o valor do coeficiente da mola percebe-se que as respostas ficam fora de fase com a original não ocorrendo grandes variações na amplitude. Já no caso do aumento do coeficiente da mola, Fig. (9b), verifica-se uma redução da amplitude para 50% de acréscimo e no caso de 100% de acréscimo a amplitude volta a aumentar ficando próxima da original e sua resposta ficando fora de fase com a mesma. Essa ausência de padrão também se verifica nos valores RMS apresentados na Tab. (6). Este caso também requer um refinamento do estudo paramétrico como comentado na análise anterior.

3.2 Modelo de ½ de Veículo

Considere um modelo discreto de ½ veículo, com as seguintes propriedades: $m=600$ Kg; $m_1=40$ Kg; $b_2=980$ Ns/m; $K_2= 17000$ N/m; $K_{r2}=170000$ N/m; $m_{s1}= 375$ Kg; $m_{s2}= 225$ Kg; $L_1=1.5$ m; $L_2=2.5$ m; $L=4.0$ m e $I_b=2700$ kgm². Inicialmente, foi simulado um perfil de terreno na forma de uma função harmônica $F(t)=0.05\text{sen}(t)$. Para este tipo de terreno foram realizadas diferentes análises variando-se, assim como foi feito para o modelo de ¼ de veículo, as constantes do amortecedor e da mola e verificando-se qual o efeito na resposta dinâmica da massa suspensa.

A Fig. (10a) e Fig. (10b) apresentam as evoluções dos deslocamentos da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor, respectivamente. A Tabela (7) apresenta os valores RMS obtidos,

considerando todo o intervalo de análise, em cada caso. Verifica-se, neste caso, que a redução do coeficiente faz com que a resposta RMS aumente e que a vibração leve um tempo mais longo para amortecer. No caso do aumento do coeficiente do amortecedor a resposta RMS reduz-se, e a resposta amortecerá mais rapidamente.

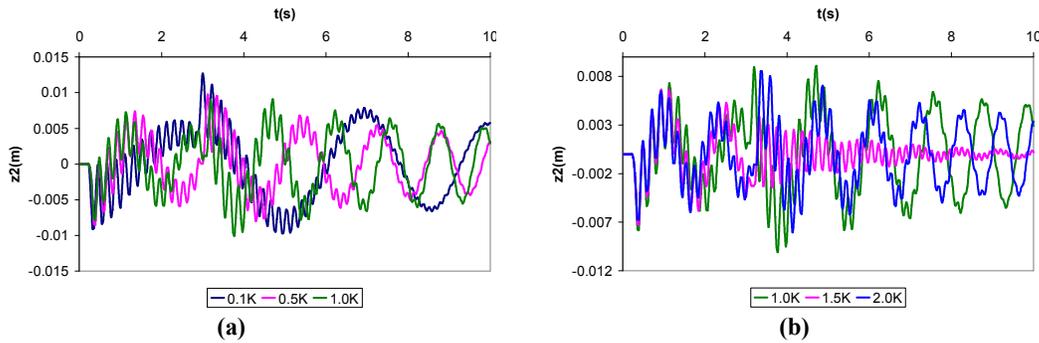


Figura 9. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola – perturbação

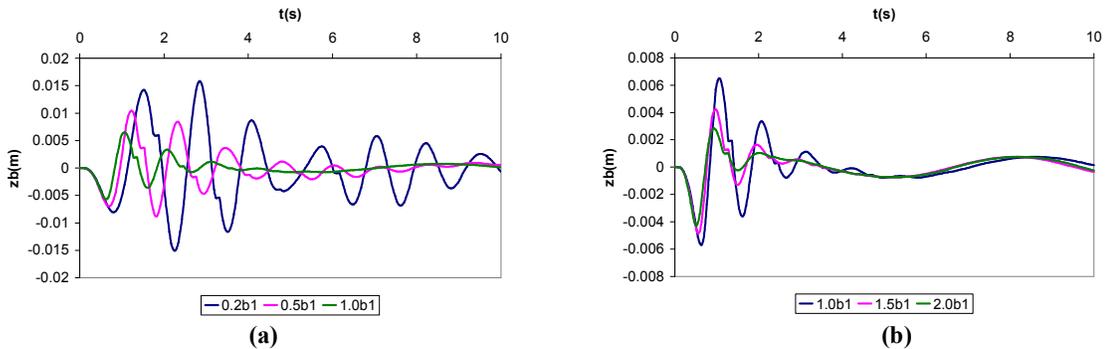


Figura 10. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor

Tabela 7. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente do amortecedor – excitação senoidal

	0.2b1	0.5b1	ORIGINAL	1.5b1	2.0b1
z_b RMS ($\times 10^{-3}$ m)	5.218	2.837	1.587	1.130	0.925

A Fig. (11a) e Fig. (11b) apresentam as evoluções dos deslocamentos da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola, respectivamente. A Tabela (8) apresenta os valores RMS, considerando todo o intervalo de análise, obtidos em cada caso.

Verifica-se, neste caso, que a redução do coeficiente faz com que a resposta RMS aumente e a evolução do deslocamento fique adiantada em relação à correspondente ao coeficiente de mola original. Já no caso do aumento do coeficiente da mola a resposta RMS sofre uma redução, mas não tão significativa. A evolução do deslocamento sofre um atraso em relação a resposta original.

Tabela 8. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente da mola – excitação senoidal

	0.2K	0.5K	ORIGINAL	1.5K	2.0K
z_b RMS ($\times 10^{-3}$ m)	3.544	2.03	1.587	1.548	1.575

Considere, em seguida, simular o perfil do terreno por uma função aleatória. A tabela (9) apresenta os valores RMS obtidos, considerando todo o intervalo de análise, e a Fig. (12a) e Fig. (12b) apresentam a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original, reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor, respectivamente.

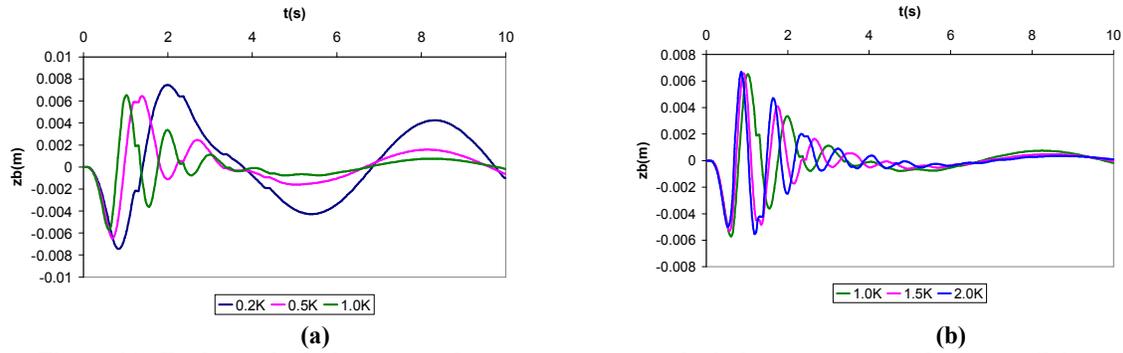


Figura 11. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola

Tabela 9. Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente do amortecedor – excitação aleatória

	0.2b1	0.5b1	ORIGINAL	1.5b1	2.0b1
z_b RMS ($\times 10^{-3}$ m)	107.080	75.276	47.188	40.668	36.110

A redução do coeficiente do amortecedor faz com que a resposta RMS aumente de valor, assim como a amplitude do deslocamento. Já o aumento do coeficiente do amortecedor reduz a resposta RMS, mas não de forma tão significativa. As amplitudes da evolução do deslocamento são reduzidas em relação à resposta original.

A Fig. (13a) e Fig. (13b) apresentam a evolução do deslocamento da massa suspensa no caso original, reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola, respectivamente, para este perfil de terreno. A Tabela (10) apresenta os valores RMS obtidos em cada caso, considerando todo o intervalo de análise.

A redução do coeficiente da mola reduz, ao longo da maior parte do tempo, a amplitude da resposta. A resposta RMS também é reduzida. Já o aumento do coeficiente da mola aumenta a amplitude da resposta, assim como o valor RMS.

Tabela 10– Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação do coeficiente da mola – excitação aleatória

	0.2K	0.5K	ORIGINAL	1.5K	2.0K
z_b RMS ($\times 10^{-3}$ m)	22.169	39.206	47.188	73.353	109.406

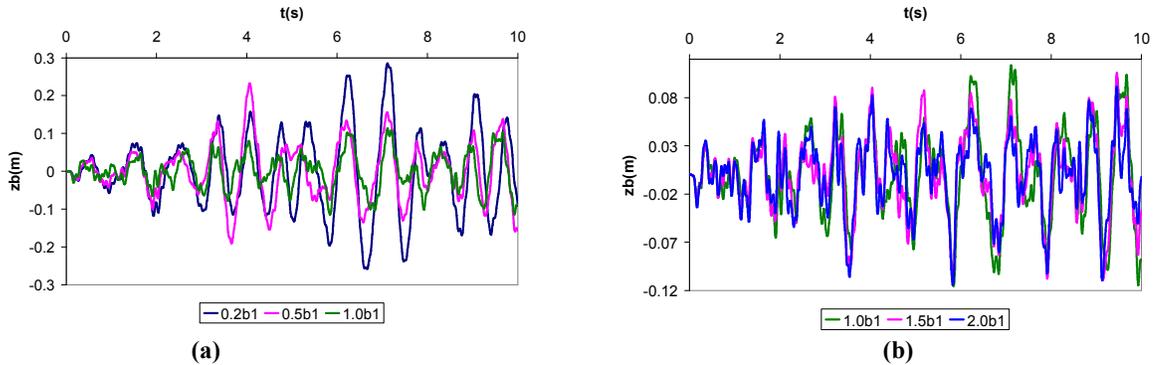


Figura 12. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor – excitação aleatória

A Tabela (11) apresenta os valores RMS obtidos, em todo o intervalo de análise, considerando a perturbação da Fig. (5) ao longo do perfil do terreno. A Fig. (14a) e Fig. (14b) apresentam a evolução no tempo do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o valor do coeficiente do amortecedor, respectivamente.

Pode-se verificar, analisando os resultados obtidos, que a redução do coeficiente do amortecedor, altera a resposta da massa suspensa, levando a amplitudes maiores de deslocamento, aumento que também se verifica nos valores RMS obtidos. Já o acréscimo deste coeficiente tem menos influência na resposta RMS, sendo que na evolução do deslocamento ao longo do tempo verifica-se pequena redução na amplitude da resposta, além de um adiantamento em relação à resposta original.

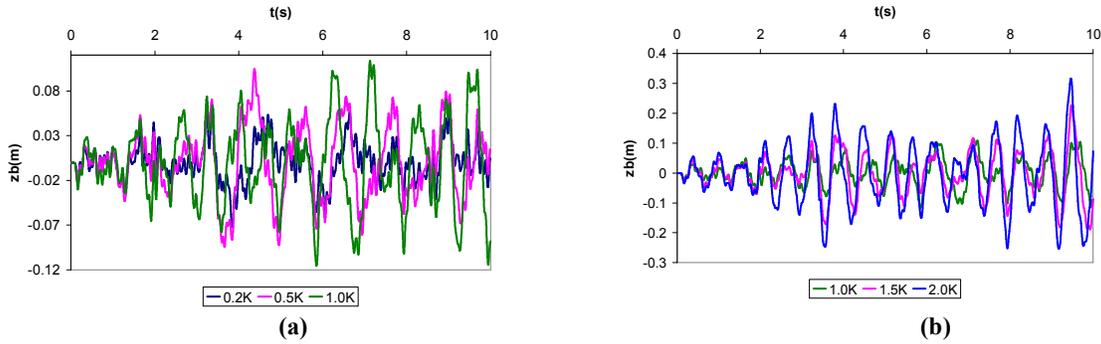


Figura 13. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola – excitação aleatória

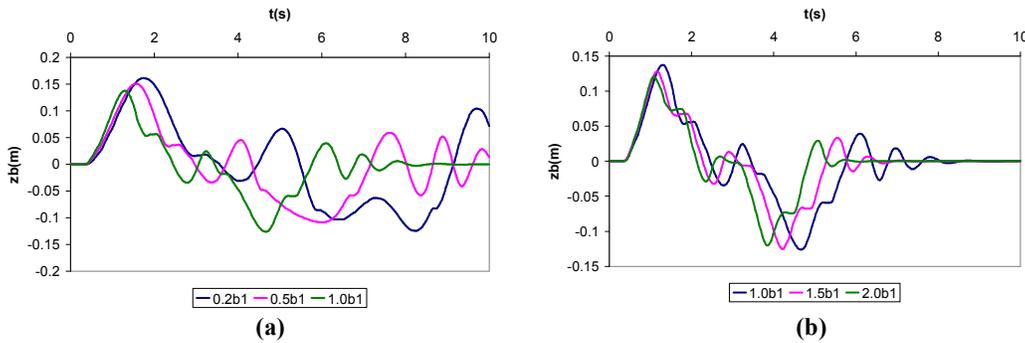


Figura 14. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente do amortecedor – perturbação

Em seguida, variou-se o coeficiente da mola, a Fig. (15a) e Fig. (15b) as evoluções do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola, respectivamente. A Tabela (11) apresenta os valores RMS, considerando todo o intervalo de análise, encontrados em cada caso. Neste caso, a modificação do coeficiente da mola não levou a alterações muito significativas na evolução da resposta e nos valores RMS.

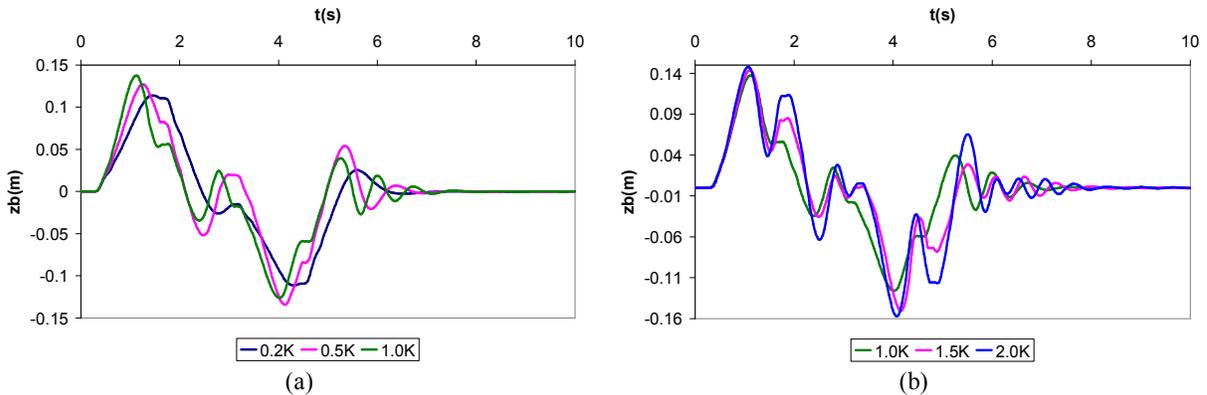


Figura 15. Evolução do deslocamento da massa suspensa reduzindo-se e aumentando-se o coeficiente da mola – perturbação

Tabela 11– Valores RMS do deslocamento da massa suspensa para variação dos coef. amortecedor e mola

	0.2b1	0.5b1	ORIGINAL	1.5b1	2.0b1
z_b RMS (x10⁻³m)	65.692	53.44	47.002	44.903	43.893
	0.2K	0.5K	ORIGINAL	1.5K	2.0K
z_b RMS (x10⁻³m)	49.198	50.115	47.002	49.516	56.429

4. CONCLUSÃO

No presente trabalho foi realizado um estudo paramétrico de sistemas de suspensão passiva através de modelos discretos de $\frac{1}{4}$ de veículo e $\frac{1}{2}$ veículo. As fontes de excitação do sistema consideram o perfil irregular da pista, modeladas como funções harmônicas ou aleatórias. As simulações foram realizadas utilizando o pacote computacional Simulink do MatLab. Verificou-se nas análises que o sistema de suspensão passiva possui alta sensibilidade. Modificações nos parâmetros da mola e do amortecedor podem levar a modificações consideráveis no desempenho do sistema. Variando-se o perfil do terreno verifica-se que utilizando os mesmos parâmetros do sistema o desempenho é totalmente diverso. Essa é uma característica da suspensão passiva que em geral é projetada para determinado tipo de terreno não possuindo a mesma performance em perfis de terreno diversos. Verifica-se através das análises realizadas que estendendo esta análise paramétrica, através um estudo mais aprofundado, utilizando algoritmos próprios de otimização, pode-se melhorar a performance deste tipo de sistema. Este tipo estudo serviria para direcionar melhor os processos de otimização empíricos-experimentais da indústria.

5. AGRADECIMENTOS

Os autores agradecem o suporte financeiro do CNPq para o desenvolvimento deste trabalho.

6. REFERÊNCIAS

- Corte-Real, E.W., “Dessensibilização da estrutura de controle LQG aplicada ao modelo de uma suspensão ativa utilizando a técnica PRABI”, Dissertação de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia (IME), (2002).
- Esmailzadeh E. and Fahimi F., “Optimal adaptive active suspensions for a full car model”. *Vehicle System Dynamics*, 27, 89-107, (1997).
- MATLAB SIMULINK User’s Guide. The MathWorks Inc., 2004.
- Picado, R. M., “Controle semi-ativo em suspensões automotivas”, Dissertação de Mestrado, Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Campinas – UNICAMP, 1998.
- Sadati, H.S., Malekzadeh, S. and Ghasemi M., “Optimal control of an 8-dof vehicle active suspension system using Kalman observer”, *Shock and Vibration*, 15, 493-503, (2008).
- Sharp R.S. and Hassan S.A., “The fundamentals of passive automotive suspension system design”. *Proceedings of the Society of Environmental Engineers Conference of Dynamics in Automotive Engineering*, 104-115, (1984).
- Tusset, A.M., “Controle ótimo aplicado em modelo de suspensão veicular não-linear controlada através de amortecedor magneto-reológico”, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, (2008).
- Yildirim, S., “Vibration control of suspension systems using a proposed neural network”, *Journal of Sound and Vibration*, 277, 1059-1069, (2004).

7. DIREITOS AUTORAIS

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo do material impresso incluído no seu trabalho.

PARAMETRIC STUDY OF PASSIVE VEHICLE SUSPENSION SYSTEMS

João Vitor Sahadi Cavalheiro, joao_sahadi@hotmail.com¹

Suzana Moreira Avila, avilas@unb.br¹

¹ Faculdade de Engenharia UnB-Gama – FGA, Universidade de Brasília, Área Especial 2 Lote 14 Setor Central, CEP 72405-610, Gama/DF, Brasil.

Abstract: *The automobile industry is nowadays looking forward to improve vehicles comfort and driveability. The car suspension is a system that aim to the occupants comfort, isolating the structure of the vehicle and the occupants of the vibrations caused by irregularities in the ground surface. It also aims safety, since the suspension should ensure a permanent contact between the vehicle and the ground. Passive suspensions have being used for a long time on vehicles manufactured in series. The properties of mechanical components cannot be modified in real time by external signals in passive suspensions, the vibration is controlled only by storing or dissipating the energy associated with the movement through its main components such as springs, dampers and masses. Due to its low cost and simplicity of installation and maintenance they are still widely used in industry. The optimization process of a suspension is extremely complex, this analysis consider a great number of simplifications and linearizations, to make it a problem that can be modeled mathematically. In this paper the passive suspension is analyzed considering different discrete models: the model of $\frac{1}{4}$ vehicle and $\frac{1}{2}$ vehicle model. The excitation of the system consider the irregular profile of the road, modeled as random or harmonic functions. In this work, It is conducted a parametric study of passive suspensions, verifying the influence of suspension stiffness and damping parameters on its performance, considering different modeling and discrete excitation sources. For such simulations is used the computational tool Matlab Simulink.*

Keywords: *passive suspension, dynamics, discrete model.*