

XVIII CONGRESSO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA DA UNESP

COMPORTAMENTO DE AMORTECEDORES NÃO-LINEARES EM SISTEMAS DE SUSPENSÃO AUTOMOTIVA. Marcos Silveira, Bento Rodrigues de Pontes Jr. – Engenharia – Engenharia Mecânica - Departamento de Engenharia Mecânica – Faculdade de Engenharia – Campus de Bauru.

Neste trabalho são estudados os comportamentos de diferentes configurações de amortecedores em sistemas absorvedores de impacto e vibrações, através de simulação de modelos matemáticos. Em Pontes et al. [1], estudou-se o comportamento de absorvedores de impacto e vibrações, através de um modelo de um grau de liberdade, em duas configurações: uma com amortecimento simétrico e outra com amortecimento assimétrico. Nesse estudo, constatou-se os benefícios de cada configuração de absorvedor e da diferença de absorção de impacto entre eles. A partir das análises pôde-se compreender a razão da utilização dos amortecedores unidirecionais nas suspensões de veículos.

Em Rajalingham & Rakheja [2], verificou-se o desempenho do amortecedor assimétrico, montado num sistema de dois graus de liberdade com excitação na base, no qual através de simulações numéricas pôde-se detectar um fenômeno de variação na posição de equilíbrio da massa suspensa, cujo efeito foi causado devido à assimetria do amortecedor. Tal efeito pode ser prejudicial ao funcionamento da suspensão, pois diminui a distância livre do sistema em relação ao solo.

Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo estudar o comportamento de absorvedores de impacto com características assimétricas em sistemas com um, dois ou mais graus de liberdade. Para isso, apresentam-se a modelagem e a análise do comportamento de algumas configurações de absorvedores de impacto, com amortecimento viscoso simétrico (convencional) e com amortecimento viscoso assimétrico.

Dentro dos modelos elaborados configura-se a atuação do amortecedor, fazendo-o atuar de forma simétrica ou assimétrica. Os resultados foram obtidos através de simulação computacional de modelos de um quarto de veículo e de metade de veículo. Foram utilizados padrões de entrada usuais para simulação de sistemas de suspensão de veículos, apresentados em Crede [3].

O sistema mostrado na Figura 1 está sujeito a uma vibração forçada amortecida devido a sua configuração, ou seja, o movimento é continuamente excitado por uma força de perturbação. Essa força perturbadora pode ser aplicada externamente ou pode ser gerada dentro do sistema, por exemplo, por meio de partes girantes desequilibradas. Vibrações forçadas também podem ser excitadas pelo movimento da fundação do sistema, que é o que ocorre neste estudo, onde a força perturbadora ocorre devido à interação da massa não suspensa (roda e pneu) com o pavimento, gerando impactos ou excitações periódicas.

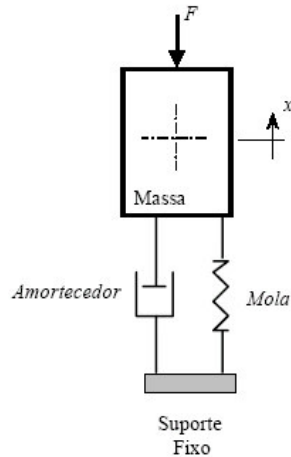


Figura 1 - Modelo de suspensão de um quarto de veículo com um grau de liberdade.

Este modelo tem seu movimento representado pela seguinte equação:

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F(t) \quad (1)$$

Neste sistema deve-se condicionar a atuação do absorvedor com uma função do tipo chaveamento. $D_A(\dot{x}) = \begin{cases} c_F & \text{para } \dot{x} \geq 0 \\ c_C & \text{para } \dot{x} < 0 \end{cases}$. Assim, a equação do movimento fica na forma:

$$m\ddot{x} + D_A(\dot{x})\dot{x} + kx = F(t) \quad (2)$$

Para a modelagem de um sistema com dois graus de liberdade, o esquema fica como o da Figura 2. Nesse modelo há dois conjuntos, cada qual contém um elemento elástico (mola), um elemento viscoso dissipativo (amortecedor) e massa.

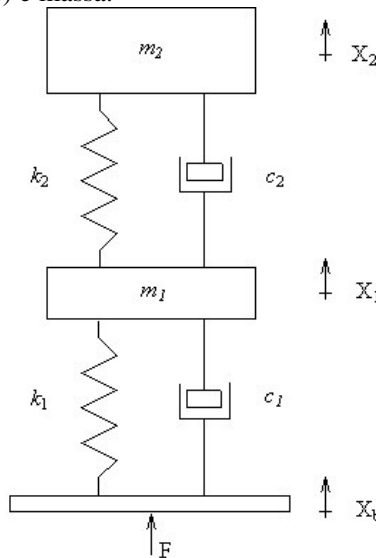


Figura 2 - Modelo de suspensão de um quarto de veículo com dois graus de liberdade.

O modelo de dois graus de liberdade é representado pelas seguintes equações:

$$m_1\ddot{x}_1 - k_1x_b + k_1x_1 - c_1\dot{x}_1 + c_1\dot{x}_2 + k_2x_1 - k_2x_2 + c_2\dot{x}_1 - c_2\dot{x}_2 = 0 \quad (3)$$

$$m_2\ddot{x}_2 - k_2x_1 + k_2x_2 - c_2\dot{x}_1 + c_2\dot{x}_2 = 0 \quad (4)$$

Um modelo de metade de veículo com dois graus de liberdade em cada extremidade é mostrado na Figura 3, e tem o seguinte conjunto de equações:

$$\left\{ \begin{array}{l} m_{1f} \ddot{x}_{1f} + c_{1f}(\dot{x}_{1f} - \dot{x}_{bf}) + k_{1f}(x_{1f} - x_{bf}) - c_{2f}(\dot{x}_{2f} - \dot{x}_{1f}) + k_{2f}(x_{2f} - x_{1f}) = 0 \\ m_{2f} \ddot{x}_{2f} + c_{2f}(\dot{x}_{2f} - \dot{x}_{1f}) + k_{2f}(x_{2f} - x_{1f}) = 0 \\ m_{1r} \ddot{x}_{1r} + c_{1r}(\dot{x}_{1r} - \dot{x}_{br}) + k_{1r}(x_{1r} - x_{br}) - c_{2r}(\dot{x}_{2r} - \dot{x}_{1r}) + k_{2r}(x_{2r} - x_{1r}) = 0 \\ m_{2r} \ddot{x}_{2r} + c_{2r}(\dot{x}_{2r} - \dot{x}_{1r}) + k_{2r}(x_{2r} - x_{1r}) = 0 \\ \theta = \arcsen\left(\frac{x_{2f} + x_{2r}}{a + b}\right) \\ x_{cg} = x_{2r} + b \sin(\theta) \end{array} \right. \quad (5)$$

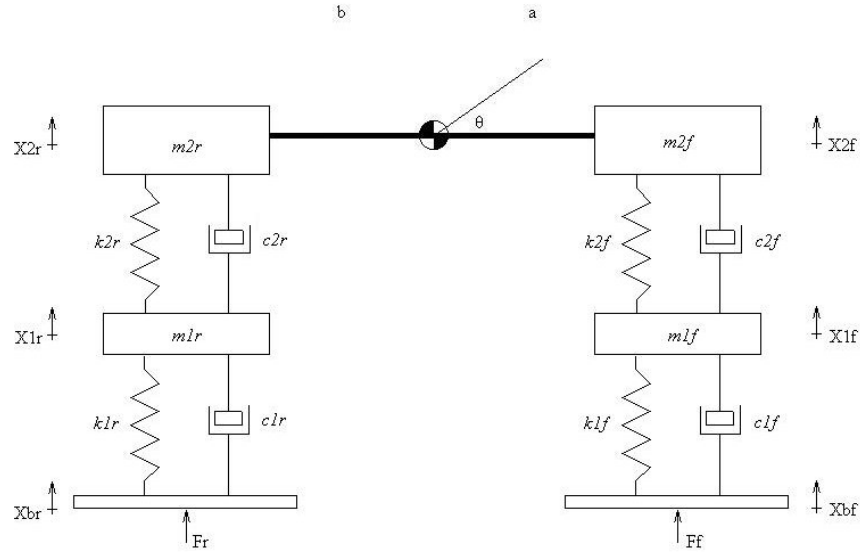


Figura 3 – Modelo de metade de veículo com dois graus de liberdade em cada extremidade.

Os sistemas podem ser analisados através de índices de desempenho, como demonstrado por Shekhar [5]. Utilizando as respostas obtidas por simulação computacional do modelo acima, pode-se construir a Tabela 1:

Tabela 1 – Índices de desempenho para entrada rounded step com $\tilde{C}=5$

Índices	Sistema simétrico	Sistema assimétrico
RDRf	0,0857	0,2978
RDRr	0,0857	0,2974
SDRf	1,0161	1,2001
SDRr	1,0161	1,2001
SARf	-7,3244	-7,3221
SARr	-7,3244	-7,3221
$ x_{cg} _{\max}$ (m)	1,0080	1,1127
$ \ddot{x}_{cg} _{\max}$ (m/s ²)	4,8962	6,0139
$ \theta _{\max}$ (rad)	0,5329	0,6436
$ \ddot{\theta} _{\max}$ (rad/s ²)	4,8975	5,5176

Primeiramente, nota-se que os desempenhos da parte frontal e da parte traseira são iguais, devido à simetria em relação ao c.g., indicada pelas distâncias a e b iguais.

Nota-se que, para $\tilde{\omega}=5$ (uma entrada menos severa), o sistema assimétrico possui deslocamentos maiores do que o sistema simétrico. Os valores do índice SAR para os dois sistemas são muito próximos, indicando acelerações verticais semelhantes em cada extremidade do modelo.

Porém, nota-se que os valores de aceleração vertical do c.g. são menores para o sistema simétrico, bem como os valores de aceleração angular. Esses resultados mostram que o sistema assimétrico apresenta características semelhantes ou inferiores do que o sistema simétrico para entrada menos severa.

Utilizando as respostas obtidas por simulação computacional do modelo acima, pode-se construir a Tabela 2:

Tabela 2 – Índices de desempenho para entrada rounded step com $\tilde{\omega}=20$

Índices	Sistema simétrico	Sistema assimétrico
RDR	0,2261	0,6776
SDR	1,2255	1,6774
SAR	-14,3140	-20,0131
$ x_{cg} _{\max}$ (m)	1,1117	1,3551
$ \ddot{x}_{cg} _{\max}$ (m/s ²)	26,1349	15,2924
$ \theta _{\max}$ (rad)	0,6596	0,9949
$ \dot{\theta} _{\max}$ (rad/s)	25,5174	13,6861

Nota-se que, para $\tilde{\omega}=20$ (uma entrada mais severa), o sistema assimétrico também possui deslocamentos maiores do que o sistema simétrico. Entretanto, os valores do índice SAR para o sistema assimétrico são menores do que para o sistema simétrico, indicando menores acelerações verticais em cada extremidade do modelo.

Pode-se notar também que os valores de aceleração vertical do c.g. também são menores para o sistema assimétrico, bem como os valores de aceleração angular. Enquanto para deslocamento do c.g. o sistema assimétrico possui valores até 22 % maiores, as acelerações são até 42 % menores. Para o deslocamento angular, esses valores são 51 % e 47 %, respectivamente. Esses resultados mostram que o sistema assimétrico possui um comportamento mais suave do que o sistema simétrico, indicado pelas menores acelerações. Isto é possível porque o sistema assimétrico absorve os impactos ou vibrações por um período maior de tempo.

Os resultados mostram que as diferenças de resposta entre os sistemas simétrico e assimétrico aumentam de acordo o aumento da frequência de excitação. Visto que menores níveis de aceleração são essenciais para o conforto dos passageiros, conclui-se que o sistema assimétrico para absorção de vibrações e impactos é mais vantajoso para uso em veículos de passageiros.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] B. R. Pontes, J. M. Balthazar, C. E. F. Cardia, A. Rosa Jr. "Estudo do Comportamento de um Absorvedor de Impacto para Diferentes Formas de Amortecimento Viscoso: Bidirecional e Unidirecional", II Congresso Temático de Dinâmica, Controle e Aplicações (DINCON 2003), ITA/CTA, São José dos Campos, 1-10. (2003)
- [2] C. Rajalingham, S. Rakheja Influence of suspension damper asymmetry on vehicle vibration response to ground excitation., *Journal of Sound and Vibration*, 266, 1117–1129, 2003.
- [3] C. E. Crede *Vibration and Shock Isolation*, New York, Wiley, 1951.
- [4] N. C. Shekhar, H. Hatwal and A. K. Mallik Performance of non-linear isolators and absorbers to shock excitations., *J. Sound and Vibration*, 227(2), 293-307, 1999.
- [5] C. M. Harris *Shock and Vibration Handbook*, third edition , New York: McGraw-Hill, 1988.