

ARTIGO TÉCNICO

INFLUÊNCIA DA SUSPENSÃO NA SEGURANÇA E NO CONFORTO DE UM PULVERIZADOR AUTOPROPELIDO

ANDRÉ L. FERREIRA¹, JOSÉ M. BALTHAZAR², BENTO R. PONTES JÚNIOR³

RESUMO: Para avaliar o comportamento da suspensão do pulverizador autopropelido, foram desenvolvidos modelos físicos e matemáticos em função da excitação ocasionada pelas irregularidades do solo. Neste trabalho, estas irregularidades são representadas por obstáculos de uma pista normalizada segundo a norma ISO 5008. As equações do movimento são obtidas a partir dos modelos matemáticos de meio veículo. As simulações numéricas são executadas nos softwares Matlab® e Simulink®. A partir da entrada conhecida, podem-se determinar as características dos elementos da suspensão para obter níveis desejáveis de conforto e segurança. Foram analisadas quatro diferentes configurações do sistema, variando-se a relação de rigidez a partir de um modelo considerado padrão. Constatou-se que o aumento da relação de rigidez resulta na redução da aceleração vertical e no aumento do curso da suspensão, melhorando o conforto e diminuindo a segurança.

PALAVRAS-CHAVE: Suspensão passiva, veículos agrícolas, simulações numéricas.

INFLUENCE OF SUSPENSION IN THE SAFETY AND COMFORT OF A SELF-PROPELLED SPRAYER

ABSTRACT: To evaluate the behavior of the suspension of self-propelled sprayer were developed physical and mathematical models as a function of excitement caused by irregularities in the soil. In this work, these irregularities are represented by obstacles of a track standard from ISO 5008. The motion equations are obtained from half car model. The numeric simulations are executed in software Matlab® and Simulink®. From a known entry, the characteristics of the suspension elements can be determined for obtain desirable levels of comfort and safety. Four settings with different stiffness ratio were simulated. It was found that the increase of stiffness ratio results in the reduction of vertical acceleration and in the increase of suspension travel, improving the comfort and decreasing safety.

KEYWORDS: Passive suspension, agricultural vehicles, numerical simulations.

INTRODUÇÃO

A cada dia, novos recursos são incorporados à agricultura e, conseqüentemente, mais exigências são feitas pelos operadores de máquinas agrícolas. Uma dessas exigências são equipamentos capazes de gerar alta produtividade. No caso da aplicação de defensivos agrícolas, uns dos grandes aliados para obter elevado desempenho são os pulverizadores autopropelidos, os quais têm como principais vantagens a alta velocidade, a extensa faixa de aplicação e o grande volume do reservatório. Além disso, os agricultores exigem que estes pulverizadores proporcionem conforto e segurança aos operadores. Esses parâmetros podem ser melhorados, selecionando-se adequadamente os elementos da suspensão, pois esta tem como função isolar a estrutura e os ocupantes do veículo das vibrações causadas pelas irregularidades da superfície.

MOURA & LIMA JÚNIOR (2002) estudaram o comportamento dinâmico da suspensão de um veículo de passeio. Basearam-se em um modelo plano, considerando-se simultaneamente a

¹ Mestre, Engenheiro Mecânico, Máquinas Agrícolas Jacto, engenharia.andre@ig.com.br.

² Professor Livre Docente, Matemático, Departamento de Estatística, Matemática Aplicada e Computacional - UNESP, Rio Claro, jmbaltha@rc.unesp.br.

³ Prof. Doutor, Eng^o Mecânico, Departamento de Engenharia Mecânica, UNESP, Bauru - SP, brpontes@feb.unesp.br.

Recebido pelo Conselho Editorial em: 5-5-2008

Aprovado pelo Conselho Editorial em: 23-5-2010

dinâmica da suspensão traseira e dianteira. A partir das respostas da suspensão, que foi submetida a uma excitação harmônica, analisaram-se o conforto, a segurança e a estabilidade do veículo com suspensão ativa e passiva. O modelo simulado possuía 3 graus de liberdade. A excitação foi representada por um impulso de 100 milímetros de altura com o veículo a 20 km/h. Os autores observaram que a suspensão ativa reduziu a aceleração do centro de gravidade em 75%, e o deslocamento vertical em 90%, proporcionando maior conforto e estabilidade para o modelo simulado.

BEN GAID et al. (2004) simularam um modelo com 7 graus de liberdade, assumindo pequenos ângulos longitudinais e transversais, para obter um modelo linear. Neste modelo, a massa suspensa tem liberdade para rotacionar longitudinal e transversalmente em relação ao centro de gravidade e deslocar linearmente na vertical. Para maximizar o conforto ao dirigir (mensurado pela aceleração da massa suspensa) e a segurança (mensurado pela variação da carga no pneu), foram adotadas leis de controle. Concluíram que conforto e segurança são conflitantes e devem ser tratados separadamente.

TUSSET et al. (2005) desenvolveram modelos matemáticos que representam veículos com um grau de liberdade nas formas linear e não linear para sistemas passivo e ativo. Constataram que, na forma não linear, os picos de aceleração e a aceleração média quadrática (RMS) são maiores (17% para pico de aceleração e 30% para aceleração média quadrática) que na forma linear e, em sentido contrário à maioria da literatura, a simulação mostrou que, devido às oscilações periódicas do sistema, a suspensão ativa para o modelo não linear não mostrou resultado satisfatório frente à suspensão passiva quando utilizado o controle ótimo. A diferença foi de apenas 2%.

Já AHMADIAN & BLANCHARD (2007) analisaram as respostas do modelo correspondente a um quarto de veículo com dois graus de liberdade utilizando amortecedores passivos e semiativos. O comportamento de um veículo semiativo foi avaliado usando um controle híbrido. O controle híbrido combina os controles *skyhook* e *groundhook*. O controle *skyhook* destaca-se pelo isolamento da massa suspensa da excitação da base, com a desvantagem de aumentar o deslocamento da massa não suspensa. O controle *groundhook* foca a massa não suspensa. A relação entre isolamento de vibração, deflexão da suspensão e estabilidade foi estudada para o modelo um quarto de veículo. Os autores avaliaram o isolamento de vibração, o curso da suspensão e a estabilidade. Estes índices são baseados na aceleração média quadrática vertical da massa suspensa, no curso médio quadrático da suspensão e na deflexão do pneu. Foram simuladas dez configurações de modelo com cinco diferentes relações de rigidez para conforto híbrido e controle passivo. Os resultados indicam que o controle híbrido produz melhor conforto que a suspensão passiva, sem reduzir a qualidade da estabilidade ou aumentar o deslocamento da suspensão.

O presente trabalho tem por objetivo avaliar a influência da suspensão na segurança e no conforto de um pulverizador autopropelido. Para esta finalidade, foram elaborados modelos matemáticos que possibilitam analisar o comportamento dinâmico do veículo em função de diferentes situações simuladas.

MATERIAL E MÉTODOS

O modelo meio veículo estudado tem 4 graus de liberdade. A Figura 1 representa esse modelo. Esse modelo permite simular os movimentos longitudinais do veículo e os efeitos do centro de gravidade, além da possibilidade de simular diferentes tipos de amortecedores e molas. Pela simulação, obtêm-se os deslocamentos verticais das massas suspensas e não suspensas e o deslocamento angular da massa não suspensa no plano longitudinal, sendo possível mensurar satisfatoriamente o conforto e a segurança para o veículo analisado.

O modelo é composto por uma massa suspensa M_s com momento de inércia I_θ que representa o chassi do veículo e duas massas não suspensas - m_d e m_t , que correspondem, respectivamente, às massas dos eixos dianteiro e traseiro. Essas massas são conectadas pelas molas

dianteira e traseira, que têm constante de rigidez k_{md} e k_{mt} e pelos amortecedores dianteiro e traseiro, que têm coeficiente de amortecimento c_{ad} e c_{at} , respectivamente.

O contato do veículo com o solo é feito pelos pneus dianteiro e traseiro, que têm constante de rigidez k_{pd} e k_{pt} , respectivamente. O sistema é excitado pelas irregularidades da pista de amplitude Z_{pd} para dianteira e Z_{pt} para traseira.

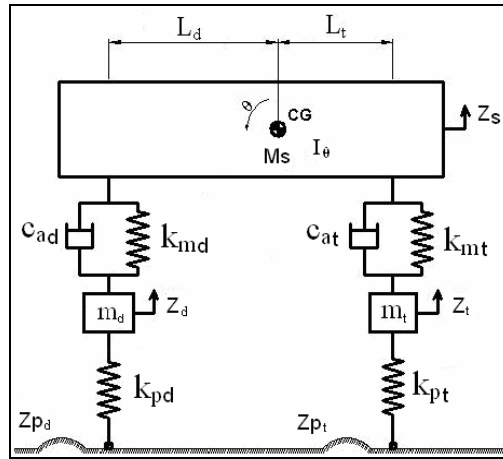


FIGURA 1. Modelo meio veículo para representar o veículo. **Half-car model to represent the vehicle.**

A partir da excitação da pista, todo o sistema é movimentado verticalmente e, no caso da massa suspensa, angularmente também, fazendo com que as forças sejam geradas nos elementos de suspensão.

O diagrama de corpo livre, ilustrado na Figura 2, é obtido baseando-se nas considerações de BARGER et al. (1963).

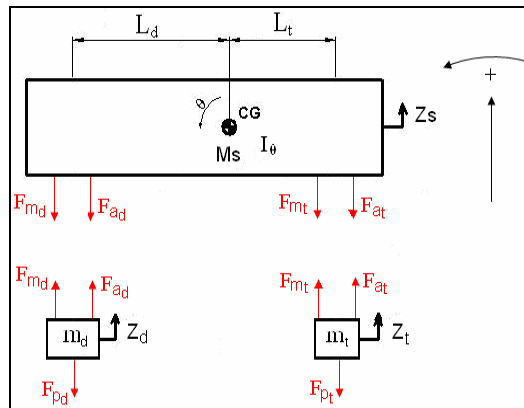


FIGURA 2. Diagrama de corpo livre. **Free body diagram.**

Na Figura 2, F_{md} e F_{mt} representam a força nas molas dianteira e traseira, F_{ad} e F_{at} a força nos amortecedores dianteiro e traseiro, F_{pd} e F_{pt} a força devido à rigidez dos pneus dianteiro e traseiro, respectivamente. Z_s corresponde ao deslocamento vertical da massa suspensa, θ ao deslocamento angular longitudinal da massa suspensa, Z_d ao deslocamento vertical da massa não suspensa dianteira e Z_t ao deslocamento vertical da massa não suspensa traseira.

Os deslocamentos e a velocidade dos elementos de suspensão são dados pelo movimento relativo entre os corpos e a pista. Assim, a deflexão da mola é dada pela diferença entre os deslocamentos verticais da massa suspensa e não suspensa, a velocidade do amortecedor é dada pela diferença entre as velocidades destas massas e a deflexão do pneu é dada pela diferença entre o

deslocamento vertical da massa não suspensa e a amplitude da pista. A Figura 3 mostra graficamente essa relação.

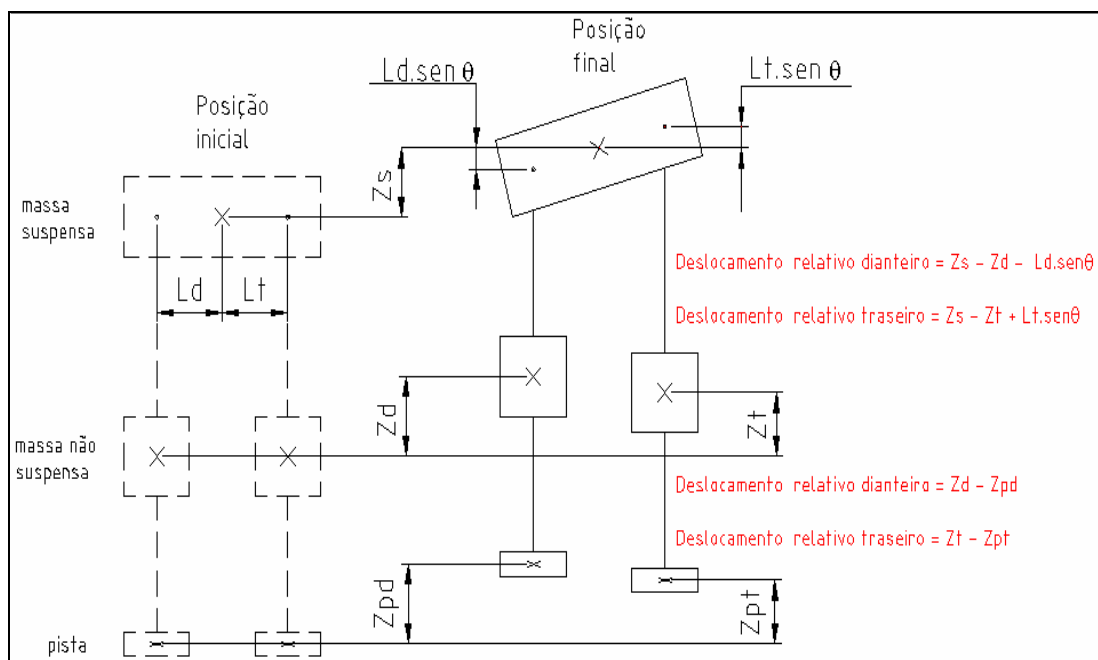


FIGURA 3. Esquema representativo do movimento relativo entre os elementos do sistema.
Representative sketch of the relative motion between the elements of the system.

Utilizando-se da 2ª Lei de Newton e a somatória dos momentos em relação ao centro de gravidade, foram obtidas as seguintes equações.

- Massa não suspensa traseira

$$\sum F_z = ma \Rightarrow F_{mt} + F_{at} - F_{pt} = m_t \ddot{Z}_t$$

$$\ddot{Z}_t = \frac{1}{m_t} \left(k_{pt} Z_{pt} - c_{at} \dot{Z}_t - (k_{pt} + k_{mt}) Z_t + c_{at} \dot{Z}_s + k_{mt} Z_s + c_{at} L_t \dot{\theta} \sin \theta + k_{mt} L_t \sin \theta \right) \quad (1)$$

- Massa não suspensa dianteira

$$\sum F_z = ma \Rightarrow F_{md} + F_{ad} - F_{pd} = m_d \ddot{Z}_d$$

$$\ddot{Z}_d = \frac{1}{m_d} \left(k_{pd} Z_{pd} - c_{ad} \dot{Z}_d - (k_{pd} + k_{md}) Z_d + c_{ad} \dot{Z}_s + k_{md} Z_s - c_{ad} L_d \dot{\theta} \sin \theta - k_{md} L_d \sin \theta \right) \quad (2)$$

- Massa suspensa vertical

$$\sum F_Z = ma \Rightarrow -F_{md} - F_{ad} - F_{mt} - F_{at} = M_s \ddot{Z}_s$$

$$\ddot{Z}_s = \frac{1}{m_s} (c_{ad} \dot{Z}_d + k_{md} Z_d + c_{at} \dot{Z}_t + k_{mt} Z_t - (c_{ad} + c_{at}) \dot{Z}_s - (k_{md} + k_{mt}) Z_s + (c_{ad} L_d - c_{at} L_t) \dot{\theta} + (k_{md} L_d - k_{mt} L_t) \text{sen } \theta_s$$
(3)

- Massa suspensa longitudinal

$$\sum M_{CG} = I_\theta \ddot{\theta} \Rightarrow F_{md} L_d + F_{ad} L_d - F_{mt} L_t - F_{at} L_t = I_\theta \ddot{\theta}$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I_\theta} * (-c_{ad} L_d \dot{Z}_d - k_{md} L_d Z_d + c_{at} L_t \dot{Z}_t + k_{mt} L_t Z_t + (c_{ad} L_d - c_{at} L_t) \dot{Z}_s + (k_{md} L_d - k_{mt} L_t) Z_s - (c_{at} L_t^2 + c_{ad} L_d^2) \dot{\theta} - (k_{mt} L_t^2 + k_{md} L_d^2) \text{sen } \theta_s$$
(4)

RESULTADOS E DISCUSSÃO

Utiliza-se como excitação da pista o lado direito do perfil acidentado da norma ISO 5008 (ISO, 1980). A simulação corresponde a três voltas nessa pista que tem 35 m de comprimento. Dessa forma, o tempo de simulação é suficiente para analisar a resposta do sistema. Uma consideração admitida e implementada no sinal é uma defasagem entre os obstáculos dianteiros e traseiros referente a distância entre eixos e à velocidade do veículo. Nessa simulação, o veículo trafegou na velocidade de trabalho comumente utilizada em campo, ou seja, 18 km h⁻¹ (5 m s⁻¹).

Na Figura 4, apresenta-se o sinal utilizado para a construção do modelo da pista. Note que sempre que a amplitude cai para zero, significa uma nova volta na pista.

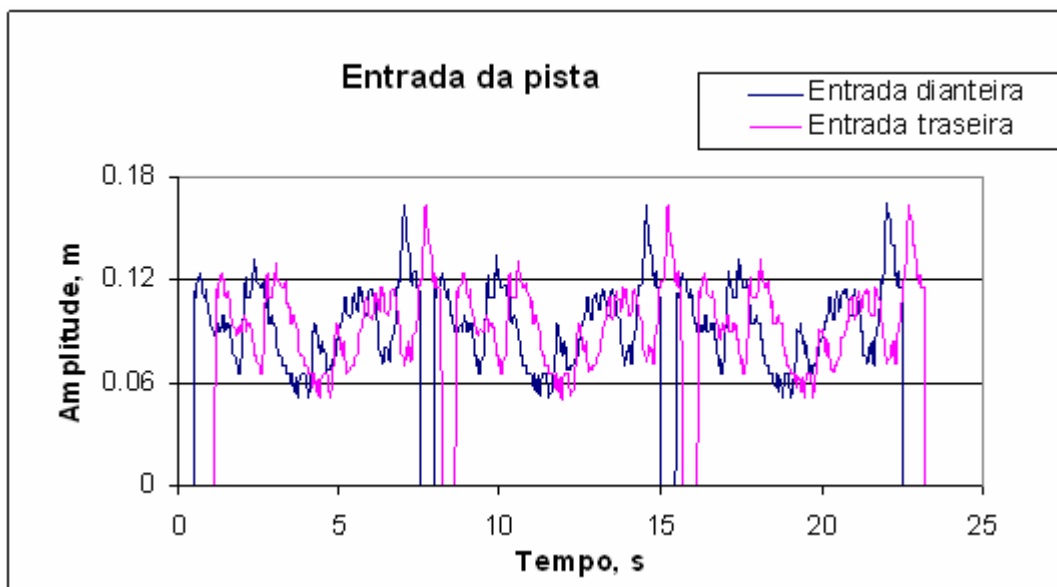


FIGURA 4. Sinal de entrada da pista acidentada ISO 5008. **Input signal ISO 5008 rugged trail.**

O modelo matemático foi construído no Simulink® através de diagrama de blocos, e as variáveis de entrada são atribuídas no Matlab®. Os outros parâmetros de entrada necessários para simular o modelo estão listados na Tabela 1. Esses valores são referentes a um pulverizador agrícola e foram obtidos em medições de laboratório. Esse modelo será chamado de modelo-padrão.

Diversos parâmetros de desempenho podem ser obtidos com o auxílio da simulação desse modelo.

Os parâmetros aceleração vertical da massa suspensa e curso da suspensão foram utilizados para avaliar o conforto e a segurança. A redução dos valores de aceleração vertical e curso da suspensão possibilitam aumentar o conforto e a segurança, respectivamente.

TABELA 1. Parâmetros de entrada para modelo-padrão. **Input parameters to standard model.**

Parâmetros	Símbolo	Valores	Unidade
Massa suspensa	M_s	30.000	kg
Momento de inércia	I_θ	24.000	kg m ²
Massa não suspensa dianteira	m_d	500	kg
Massa não suspensa traseira	m_t	500	kg
Constante de rigidez equivalente da mola dianteira	k_{md}	320.000	N m ⁻¹
Constante de rigidez equivalente da mola traseira	k_{mt}	320.000	N m ⁻¹
Constante de amortecimento equivalente do amortecedor dianteiro	c_{ad}	5.000	N s m ⁻¹
Constante de amortecimento equivalente do amortecedor traseiro	c_{at}	5.000	N s m ⁻¹
Constante de rigidez do pneu dianteiro	k_{pd}	800.000	N m ⁻¹
Constante de rigidez do pneu traseiro	k_{pt}	800.000	N m ⁻¹
Relação de rigidez	r_k	2,5	Adimensional

Na Tabela 2, mostram-se os valores médios quadráticos (RMS) da aceleração vertical e do curso das suspensões dianteira e traseira para o modelo-padrão, que tem relação de rigidez 2,5 (constante de rigidez da mola de 320.000 N/m e constante de rigidez do pneu de 800.000 N/m).

TABELA 2. Parâmetros do modelo-padrão. **Parameters of the standard model.**

Parâmetro	Valor	Unidade
Aceleração vertical RMS da massa suspensa	3,68	m s ⁻²
Curso RMS da suspensão dianteira	0,063	m
Curso RMS da suspensão traseira	0,065	m

Considerando-se os parâmetros do modelo-padrão listados na Tabela 1 e variando-se a relação de rigidez com valores de 1; 5 e 8, outros modelos foram simulados, conforme demonstrado a seguir.

Análise de sensibilidade - efeito da relação de rigidez no desempenho

A partir do modelo-padrão foram simuladas três configurações variando-se a relação de rigidez. Para isso, utilizaram-se outros três modelos de mola comercialmente disponível com constante de rigidez de 100.000 N/m, 160.000 N/m e 800.000 N/m. Dessa forma, a relação de rigidez destes modelos é, respectivamente, 8; 5 e 1. Quanto maior a constante de rigidez da mola, menor será a relação de rigidez.

A Tabela 3 agrupa os valores RMS dos parâmetros simulados para cada relação de rigidez - 1; 2,5; 5 e 8 - com constante de amortecimento equivalente dos amortecedores dianteiro e traseiro igual a 5.000 Ns/m.

Na Figura 5, ilustra-se o efeito da relação de rigidez. À medida que a relação de rigidez é aumentada, a aceleração vertical é reduzida e o curso da suspensão é aumentado. Dessa forma, quanto maior a relação de rigidez, maior será o conforto para um mesmo curso de suspensão. Por

outro lado, o aumento da relação de rigidez resulta na redução da segurança. Vale lembrar que o aumento da relação de rigidez dá-se pela diminuição da rigidez da mola.

TABELA 3. Parâmetros RMS em função da relação de rigidez. **RMS parameters versus stiffness ratio.**

Parâmetros	Unidade	Relação de rigidez (adimensional)			
		1	2,5	5	8
Aceleração vertical RMS da massa suspensa	$m\ s^{-2}$	8,83	3,68	2,75	2,23
Curso RMS da suspensão dianteira	m	0,026	0,063	0,076	0,084
Curso RMS da suspensão traseira	m	0,027	0,065	0,080	0,088

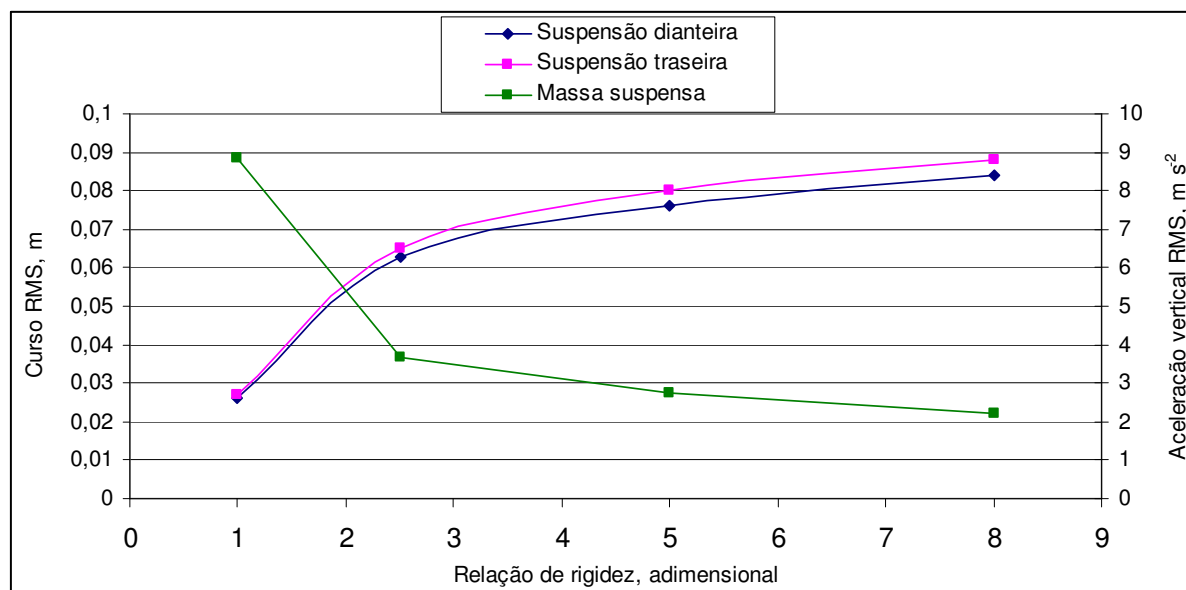


FIGURA 5. Parâmetros de desempenho em função da relação de rigidez. **Performance parameters versus stiffness ratio.**

CONCLUSÕES

A simulação mostrou-se uma excelente ferramenta na fase inicial para o projeto da suspensão do pulverizador, podendo reduzir os custos com protótipos e testes.

A relação de rigidez influencia no conforto e na segurança do pulverizador, sendo que o seu aumento eleva o conforto, entretanto reduz a segurança.

Os cursos da suspensão dianteira e traseira são próximos. Isto ocorre devido à boa distribuição de peso, uma vez que o centro de gravidade se localiza no ponto médio da distância entre eixos. Embora próximos, quanto maior a relação de rigidez, maior é a diferença entre os cursos dianteiro e traseiro.

REFERÊNCIAS

AHMADIAN, M.; BLANCHARD, E. Non-dimensional analysis of the performance of semiactive vehicle suspensions. In: ASME 2007 INTERNATIONAL DESIGN ENGINEERING TECHNICAL CONFERENCES & COMPUTERS AND INFORMATION IN ENGINEERING CONFERENCE, 2007, Las Vegas. *Proceedings...* Las Vegas. 1 CD-ROM/

BARGER, E.L.; LILJEDAHN, J. B.; CARLETON, W.M.; Mc Kibben, E.G. *Tratores e seus motores*. New York: Edgard Blucher, 1963. 398 p.

BEN GAID, M.; CELA, A.; KOCIK, R. Distributed control of a car suspension system. In: CONGRESS ON MODELING AND SIMULATION, 5., 2004, Paris. Disponível em: <<http://www.esiee.fr/~kocikr/publis/Eurosim2004.pdf>>.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. *ISO 5008*: agricultural wheeled tractors and field machinery measurement of whole-body vibration of the operator, 1980. 11 p.

MOURA, E.D.A.; LIMA JÚNIOR, J.J. Estudo de uma suspensão passiva e ativa. In: SIMPÓSIO MINEIRO DE MECÂNICA COMPUTACIONAL, 5., 2002, Juiz de Fora. *Anais...* p.179-186.

TUSSET, A.M.; BALTHAZAR, J.M.; RAFIKOV, M. Aplicação do controle linear feedback em suspensão ativa. In: CONGRESSO TEMÁTICO DE DINÂMICA, CONTROLE E APLICAÇÕES, 4., 2005, Bauru. *Anais...* Bauru, 2005. 1 CD-ROM.