

## **Análise de Conforto em Veículos Pesados com Chassi Flexível**

*Renato Seixas da Rocha\**  
*Fernando Ribeiro da Silva\**

### **RESUMO**

O modelo dinâmico de veículos automotores tem sido de grande importância nas etapas do projeto e/ou especificação dos componentes estruturais do veículo. Assim, a partir de um procedimento sistemático de modelagem pode-se obter o modelo matemático representativo do veículo considerando todas as interações dinâmicas ocorrentes entre seus subsistemas constituintes. Neste trabalho é utilizada a técnica dos grafos de ligação que, graças à sua modularidade, facilita o processo de modelagem permitindo obter-se as equações de governo do problema. Analisa-se particularmente o aspecto do conforto do passageiro de um veículo de médio porte (ônibus ou caminhão) onde considerou-se a flexibilidade do chassi

### **1. INTRODUÇÃO**

A área de dinâmica veicular tem recebido grandes contribuições no sentido do desenvolvimento de modelos matemáticos representativos do comportamento de diversos tipos de veículos, um exemplo é a revista especializada *Vehicle System Dynamics*, onde são abor-

dados diversos assuntos relacionados ao comportamento dinâmico de vários tipos de veículos. A grande maioria dos trabalhos trata o veículo como um corpo rígido considerando a flexibilidade do pneu e da suspensão (Ellis, 1969 e Martinez, 1990), outros tratam o veículo como flexível, entretanto não analisam os aspectos de seu conforto. (Margolis, 1978, Da Silva, F.R. e Rocha, R.S., 1998).

Neste trabalho utiliza-se a técnica generalizada dos grafos de ligação para

\*Departamento de Engenharia Mecânica e de Materiais – Instituto Militar de Engenharia.

modelar um veículo de médio porte (ônibus ou caminhão), onde a flexibilidade de seu chassi é considerada. Consideraram-se também no modelo os elementos associados a uma suspensão de feixe de molas, dois passageiros e o motor, além das várias condições de carregamento sobre o chassi. Após obtido o modelo matemático procedeu-se a uma simulação onde foram de particular interesse as respostas dos níveis de aceleração submetidos aos passageiros quando o veículo passa por estradas isotrópicas padronizadas quanto à severidade das irregularidades (Norma ISO 8608:1995). Os resultados qualificaram o veículo típico utilizado como exemplo, quanto aos aspectos de conforto.

## 2. DINÂMICA VERTICAL DE UM VEÍCULO COM CHASSI FLEXÍVEL

O veículo típico utilizado como exemplo é mostrado na Fig. 1, onde são ilustrados os subsistemas acoplados ao chassi. Este modelo foi construído com simetria em relação ao eixo longitudinal para facilitar as análises de coerência dos resultados. Por isso, foram acoplados três subsistemas massa-mola-amortecedor sobre o chassis, sendo que dois deles, exatamente iguais, representam os dois passageiros e os respectivos assentos, e o terceiro acoplado sobre o eixo de simetria, representa o motor. A suspensão modelada como quatro subsistemas discretos, procura reproduzir o efeito de distribuição da força de reação por dois pontos de acoplamento no chassis, como na suspensão de feixe de molas real. Não existe nenhuma restrição na metodologia ou no programa desenvolvido que obrigue o modelo a manter a simetria. Na Fig. 1 também está indicada a numeração adotada para identificar os sete subsistemas discretos acoplados ao chassi.

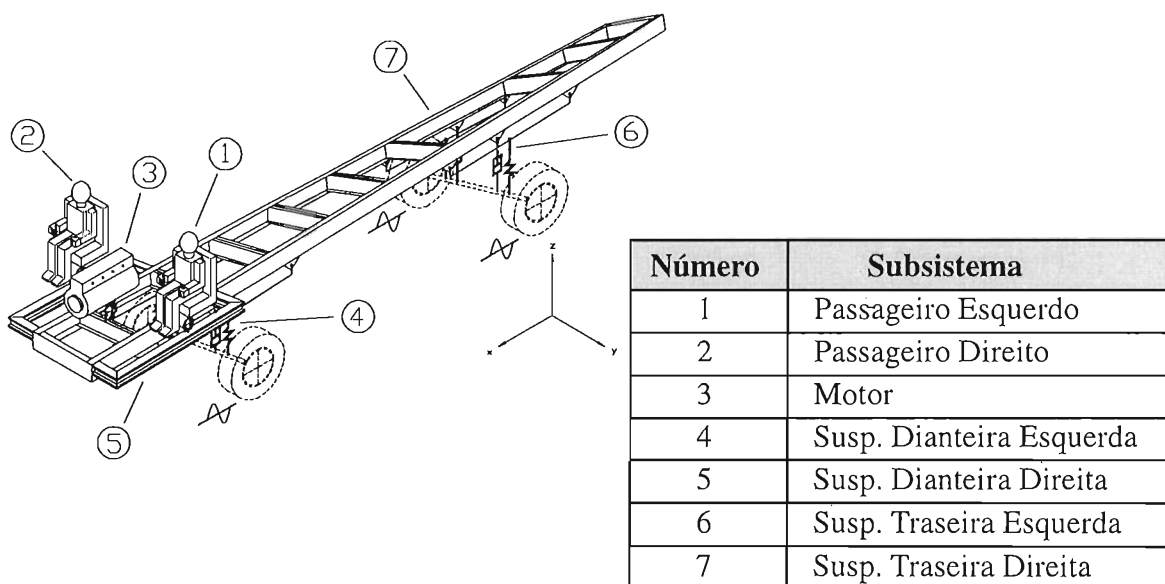


Figura 1 – Modelo físico do veículo (sistema global).

O detalhamento dos modelos lineares de cada um dos três subsistemas, desenvolvidos individualmente pela técnica dos grafos de ligação - chassis, suspensão, passageiros e motor - é apresentado por Rocha (1998) onde são feitos os devidos acoplamentos, produzindo o grafo de ligação mostrado na Fig. 2. A manipulação das equações associadas a este grafo (equações de equilíbrio - junções 1, equações de continuidade - junções 0 e relações constitutivas) gera o modelo de estado global na forma da Eq. 1

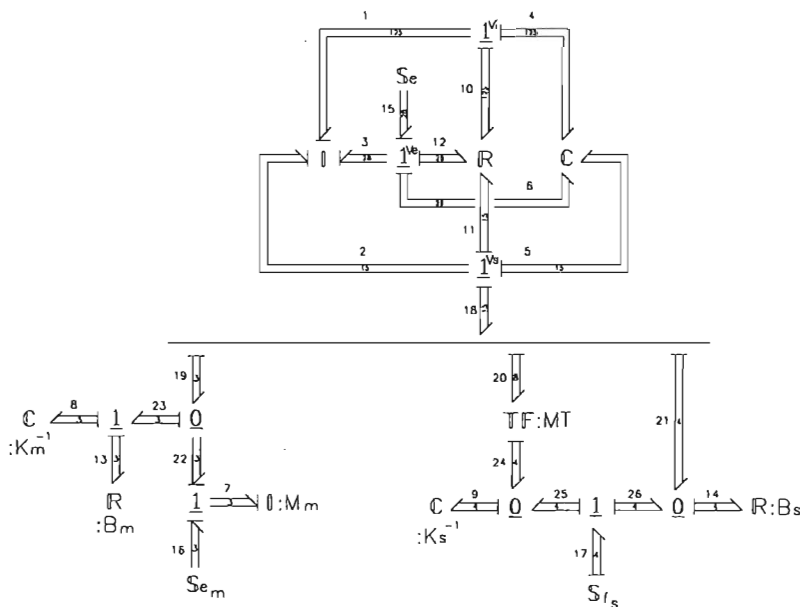


Figura 2: Grafo multiligação do sistema global.

$$\dot{\bar{x}} = \mathbf{A} \cdot \bar{x} + \mathbf{B} \cdot \bar{u} \tag{1}$$

onde  $\bar{x}^T = [\bar{p}_1^T \quad \bar{p}_2^T \quad \bar{p}_3^T \quad \bar{q}_4^T \quad \bar{q}_5^T \quad \bar{q}_6^T \quad \bar{p}_7^T \quad \bar{q}_8^T \quad \bar{q}_9^T]$  é o vetor de estado,

$\bar{u}^T = [\bar{e}_{15}^T \quad \bar{e}_{16}^T \quad \bar{f}_{17}^T]$  é o vetor de entradas.

- $\bar{p}_1$  – quantidade de movimento dos graus de liberdade internos do chassis,
- $\bar{p}_2$  – quantidade de movimento dos graus de liberdade do chassis que interagem com os subsistemas externos,
- $\bar{p}_3$  – quantidade de movimento dos graus de liberdade do chassis que recebem esforços,
- $\bar{q}_4$  – deformação (deslocamentos) dos graus de liberdade internos do chassis,
- $\bar{q}_5$  – deformação (deslocamentos) dos graus de liberdade do chassis que interagem com os subsistemas externos,

- $\bar{q}_6$  – deformação (deslocamentos) dos graus de liberdade do chassis que recebem esforços,
- $\bar{p}_7$  – quantidade de movimento das massas dos passageiros e do motor (subsistemas massa-mola-amortecedor),
- $\bar{q}_8$  – deformação das “molas” dos assentos dos passageiros e deformação do “calço” do motor,
- $\bar{q}_9$  – deformação das molas da suspensão,
- $\bar{e}_{15}$  – esforços (peso) aplicados ao chassis,
- $\bar{e}_{16}$  – esforços (peso) aplicados sobre os passageiros e o motor e
- $\bar{f}_{14}$  – fluxos prescritos sobre a suspensão.

No acoplamento entre os subsistemas, a soma direta de multiligações no grafo da Fig. 2, representa a decomposição da multiligação número 18 do grafo do chassis em três outras multiligações.

Na forma vetorial, esse acoplamento pode ser representado por:

$$\bar{e}_{18}^T = [\bar{e}_{19}^T \quad \bar{e}_{20}^T \quad \bar{e}_{21}^T] \quad (2)$$

e

$$\bar{f}_{18}^T = [\bar{f}_{19}^T \quad \bar{f}_{20}^T \quad \bar{f}_{21}^T] \quad (3)$$

onde

- $\bar{e}_{19}$  – esforço no acoplamento entre passageiros e motor com o chassis,
- $\bar{e}_{20}$  – esforço no acoplamento entre o feixe de molas e o chassis,
- $\bar{e}_{21}$  – esforço no acoplamento entre os amortecedores da suspensão e o chassis,
- $\bar{f}_{19}$  – fluxo no acoplamento entre passageiros e motor com o chassis,
- $\bar{f}_{20}$  – fluxo no acoplamento entre o feixe de molas e o chassis e
- $\bar{f}_{21}$  – fluxo no acoplamento entre os amortecedores da suspensão e o chassis.

Obteve-se a partir dos procedimentos da técnica e do particionamento do acoplamento acima, o modelo na forma de equações diferenciais ordinárias de primeira ordem:

$$\begin{aligned} \dot{\bar{p}}_1 &= -\mathbf{R}_{11}\bar{f}_1 - \mathbf{R}_{12}\bar{f}_2 - \mathbf{R}_{13}\bar{f}_3 - \mathbf{K}_{11}\bar{q}_4 - \mathbf{K}_{12}\bar{q}_5 - \mathbf{K}_{13}\bar{q}_6 \\ \dot{\bar{p}}_2 &= -\mathbf{R}_{21}\bar{f}_1 - \mathbf{R}_{22}\bar{f}_2 - \mathbf{R}_{23}\bar{f}_3 - \mathbf{K}_{21}\bar{q}_4 - \mathbf{K}_{22}\bar{q}_5 - \mathbf{K}_{23}\bar{q}_6 - \boxed{\bar{e}_{18}} \\ \dot{\bar{p}}_3 &= -\mathbf{R}_{31}\bar{f}_1 - \mathbf{R}_{32}\bar{f}_2 - \mathbf{R}_{33}\bar{f}_3 - \mathbf{K}_{31}\bar{q}_4 - \mathbf{K}_{32}\bar{q}_5 - \mathbf{K}_{33}\bar{q}_6 + \bar{e}_{15} \\ \dot{\bar{q}}_4 &= \mathbf{D}'_{11}\bar{p}_1 + \mathbf{D}'_{12}\bar{p}_2 + \mathbf{D}'_{13}\bar{p}_3 \\ \dot{\bar{q}}_5 &= \mathbf{D}'_{21}\bar{p}_1 + \mathbf{D}'_{22}\bar{p}_2 + \mathbf{D}'_{23}\bar{p}_3 \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned}\dot{\bar{\mathbf{q}}}_6 &= \mathbf{D}'_{31} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{D}'_{32} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{D}'_{33} \bar{\mathbf{p}}_3 \\ \dot{\bar{\mathbf{p}}}_7 &= \mathbf{K}_m \bar{\mathbf{q}}_8 - \mathbf{B}_m (\mathbf{M}_m)^{-1} \bar{\mathbf{p}}_7 + \mathbf{B}_m \boxed{\bar{\mathbf{f}}_{19}} + \bar{\mathbf{e}}_{16} \\ \dot{\bar{\mathbf{q}}}_8 &= -(\mathbf{M}_m)^{-1} \bar{\mathbf{p}}_7 + \boxed{\bar{\mathbf{f}}_{19}} \\ \dot{\bar{\mathbf{q}}}_9 &= (\mathbf{M}\mathbf{T}) \boxed{\bar{\mathbf{f}}_{20}} + \bar{\mathbf{f}}_{17}\end{aligned}$$

onde

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{f}}_1 &= \mathbf{D}'_{11} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{D}'_{12} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{D}'_{13} \bar{\mathbf{p}}_3 \\ \bar{\mathbf{f}}_2 &= \mathbf{D}'_{21} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{D}'_{22} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{D}'_{23} \bar{\mathbf{p}}_3 \\ \bar{\mathbf{f}}_3 &= \mathbf{D}'_{31} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{D}'_{32} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{D}'_{33} \bar{\mathbf{p}}_3\end{aligned}\tag{5}$$

Os termos destacados nas Eqs. 4, são os termos de acoplamento, relacionados às Eqs. 2 e 3. A partir dos procedimentos da técnica para obtenção das equações do modelo, deduz-se que cada um dos subvetores do acoplamento é formado pelas seguintes relações:

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{e}}_{19} &= \mathbf{K}_m \bar{\mathbf{q}}_9 - \mathbf{B}_m (\mathbf{M}_m)^{-1} \bar{\mathbf{p}}_7 + \mathbf{B}_m \boxed{\bar{\mathbf{f}}_{19}} \\ \bar{\mathbf{e}}_{20} &= (\mathbf{M}\mathbf{T})^T \mathbf{K}_s \bar{\mathbf{q}}_9 \\ \bar{\mathbf{e}}_{21} &= \mathbf{B}_s \boxed{\bar{\mathbf{f}}_{21}} + \mathbf{B}_s \bar{\mathbf{f}}_{17}\end{aligned}\tag{6}$$

e

$$\begin{aligned}\bar{\mathbf{f}}_{19} &= \mathbf{H}_{11} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{H}_{12} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{H}_{13} \bar{\mathbf{p}}_3 \\ \bar{\mathbf{f}}_{20} &= \mathbf{H}_{21} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{H}_{22} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{H}_{23} \bar{\mathbf{p}}_3 \\ \bar{\mathbf{f}}_{21} &= \mathbf{H}_{31} \bar{\mathbf{p}}_1 + \mathbf{H}_{32} \bar{\mathbf{p}}_2 + \mathbf{H}_{33} \bar{\mathbf{p}}_3\end{aligned}\tag{7}$$

onde

$\mathbf{R}_{ij}$  e  $\mathbf{K}_{ij}$  são submatrizes das matrizes de amortecimento e rigidez geradas pelo método dos elementos finitos, após terem sido ordenadas apropriadamente.

$\mathbf{D}'_{ij}$  são submatrizes da inversa da matriz de massa ordenada do método dos elementos finitos e  $\mathbf{H}_{ij}$  são submatrizes da matriz  $\mathbf{D}'_2$ .

### 3. FREQUÊNCIAS NATURAIS E MODOS DE VIBRAÇÃO

Realizou-se a análise de autovalores e autovetores da matriz de estado do modelo global do veículo.

Na Tabela 1 são mostradas as dez primeiras frequências naturais e a descrição dos respectivos modos de vibração para o veículo sob condição de carregamento parcial.

Tabela 1 – As dez primeiras freqüências naturais do veículo sob carregamento parcial e a descrição dos respectivos modos de vibração.

Freqüência natural	Descrição do modo
1,235 Hz	Movimento de “pitch” do chassis.
1,379 Hz	Primeiro modo de torção do chassis, maior deformação na parte dianteira.
1,626 Hz	Movimento de “bounce” da parte traseira do chassis.
1,655 Hz	Movimento de “roll” do chassis, com a maior deformação na parte traseira.
2,307 Hz	Movimento de “bounce”, em fase, dos dois assentos dos passageiros, juntamente com o movimento de “bounce” da parte dianteira do chassis.
2,511 Hz	Movimento de “bounce”, fora de fase, dos dois assentos dos passageiros, juntamente com uma variação do primeiro modo de torção do chassis (segundo modo).
4,015 Hz	Movimento de flexão do chassis (“beaming”) com a maior de formação na parte traseira.
4,489 Hz	Combinação dos movimentos de “roll” e “beaming” no chasis. 8,682 Hz Movimento de “bounce” do motor, juntamente com a flexão do chassis (“beaming”).
11,306 Hz	Combinação dos movimentos de “pitch” e “beaming”.

Na Fig. 3, são representados os quatro primeiros modos de vibração do veículo parcialmente carregado.

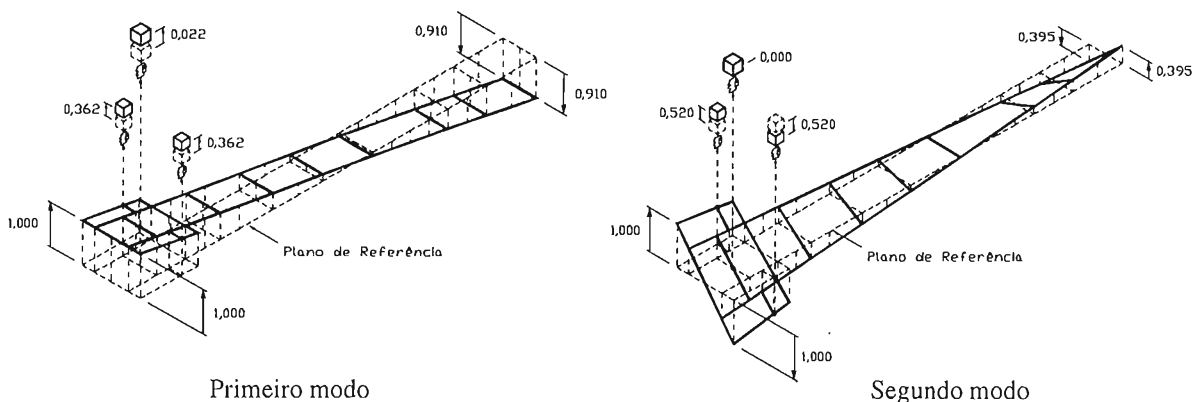


Figura 3 – Modos de vibração do veículo.

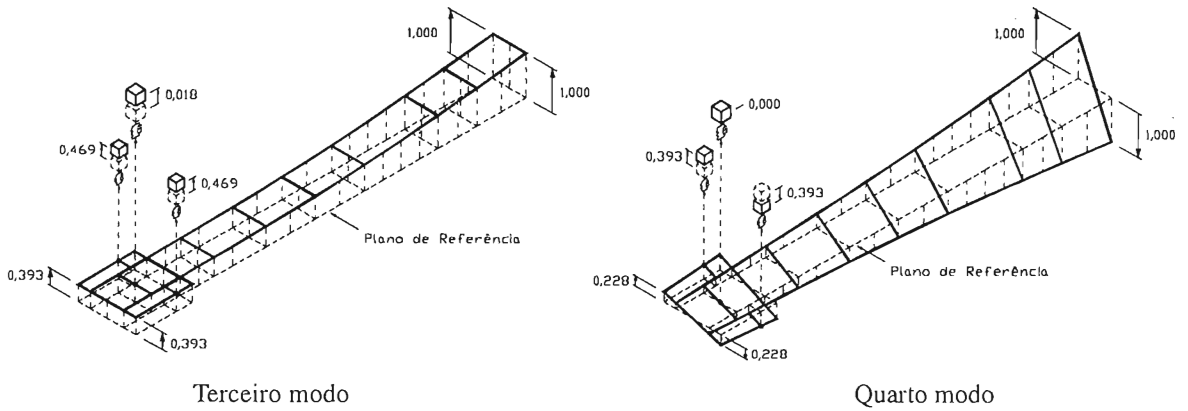


Figura 3 – Modos de vibração do veículo (cont).

#### 4. ANÁLISE DE CONFORTO DOS PASSAGEIROS

Simulou-se o veículo trafegando sobre três classes diferentes de estradas, seguindo a classificação da norma ISO 8608:1995: classes B, C e D. Destas três classes, a classe B é a mais suave, enquanto a classe D é a mais irregular. Esta norma define oito classes de estradas, de A até H, classificadas segundo o valor da densidade espectral de potência de deslocamento na frequência espacial de referência (0,1 ciclos/m). Limitou-se a simulação até a classe D porque autores como Dodds e Robson (1973) e Kamash e Robson (1978) por exemplo, classificam o nível da densidade espectral de potência de deslocamento equivalente a classe ISO D, de estradas menores ou muito pobres.

Para simular cada uma das três classes de estradas foram geradas, aleatoriamente, duas trilhas paralelas com a distância entre si igual à das rodas do veículo (2,1m), Fig. 4.

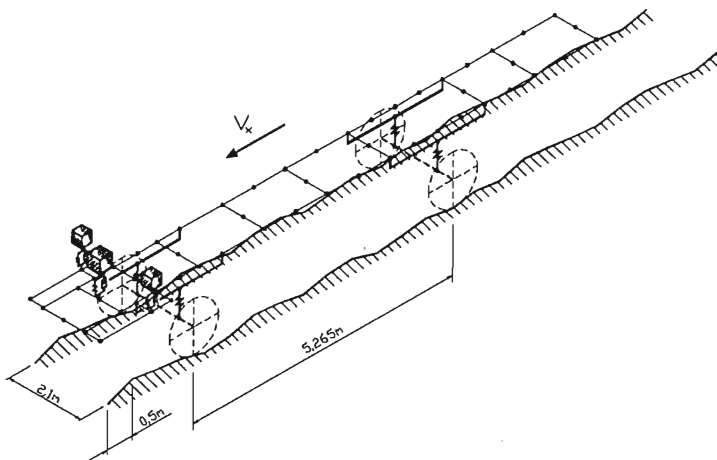


Figura 4 – Trilhas para a simulação das estradas.

Utilizou-se na geração destas trilhas o modelo de Parkhilovskii, considerando a hipótese de isotropia em sua construção. A distância horizontal entre cada ponto que define a elevação da trilha é igual 0,5 metros, Figs. 4 e 5.

Como se pode inferir da Fig. 4, as rodas traseiras recebem a mesma excitação que as dianteiras, com um atraso que é função da distância entre eixos e da velocidade do veículo.

Para um veículo trafegando com velocidade horizontal constante  $V_x$ , Fig. 5, a velocidade vertical de excitação  $V_z$  é gerada pela inclinação aleatória da estrada segundo a Eq. 8.

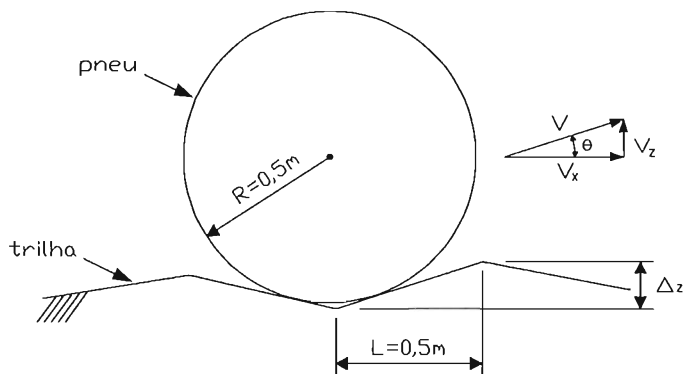


Figura 5: Perfil da trilha da estrada e composição da velocidade vertical de excitação.

$$V_z = \text{tg}(\theta) \cdot V_x \quad (8)$$

Assim, utilizou-se a Eq. 8 para geração dos fluxos prescritos fornecidos ao modelo a partir da geometria da estrada, que é variável, e da velocidade horizontal do veículo que é constante. Ao se aplicar a Eq. 8 durante todos os trechos da estrada, está se desconsiderando a diferença que existe entre o perfil original da estrada e o perfil aparente gerado pelo centro da roda ao rolar sobre esta, como foi considerado na simulação do obstáculo. Esta diferença no caso dos perfis das estradas das classes simuladas é muito pequena e fica aparente ao se observar que a diferença  $\Delta z$  na Fig. 5, entre as elevações de dois pontos consecutivos da estrada mais irregular não é superior a 7 mm. A implementação do perfil mais realista não compensaria o aumento considerável de complexidade na geração dos fluxos verticais.

O tempo de simulação corresponde ao necessário para o veículo percorrer um trecho de 2047,5 metros de estrada onde é feita a aquisição do sinal de aceleração para a análise de conforto.

Uma vez que a excitação gerada pela estrada no veículo é aleatória e o tempo de simulação é limitado, foram considerados procedimentos estatísticos nas análises espectrais realizadas. Assim, os gráficos de densidade espectral de potência apresentados foram construídos seguindo os procedimentos de Newland (1984). Adotou-se um erro aleatório em todas as análises espectrais igual a 0,2.



O modelo do veículo possui cento e setenta e um modos de vibração cujas frequências naturais mais baixas são muito próximas umas das outras, Tabela 1. Como é aplicada no veículo uma excitação de base aleatória distinta em cada um dos seus lados e com um atraso de tempo nas rodas traseiras, que depende da velocidade do veículo, torna-se bastante complexa uma análise dos picos correspondentes às suas frequências naturais num espectro de frequências. Devido aos efeitos de acoplamento num sistema com múltiplos graus de liberdade onde uma vibração influencia as outras, picos podem ser atenuados, deslocados para uma frequência diferente ou até desaparecerem, Dokainish e Elmadany (1980). Além disso, como as frequências naturais mais baixas estão muito próximas entre si, seria necessária uma resolução muito maior da análise para se identificar com precisão picos distintos. Na Fig. 6 pode-se verificar que apenas os modos com frequências mais baixas são excitados. A excitação neste caso, tem um valor máximo de aproximadamente 22,22 Hz, uma vez que a maior frequência espacial das trilhas é igual a 1 ciclo/m e a velocidade do veículo de 80 km/h.

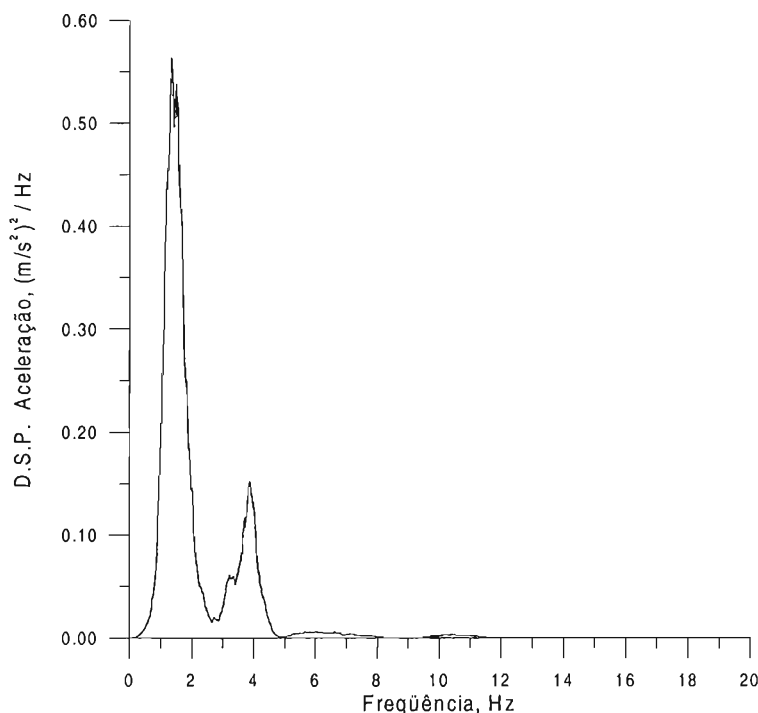


Figura 6 – Densidade espectral de potência de aceleração do passageiro esquerdo, sob carregamento parcial, estrada classe B, velocidade 80 km/h.

Nas Figs. 7, 8 e 9, são apresentadas as densidades espectrais de potência de aceleração do passageiro esquerdo com o veículo parcialmente carregado trafegando a 50 km/h nas três classes de estradas. Nota-se que a “forma” dos gráficos é aproximadamente a mesma nos três casos, uma vez que os seus picos estão posicionados nas mesmas frequências. O que varia nos gráficos é o nível do sinal de aceleração que aumenta acompanhando a irregularidade das

estradas. Comparando-se o gráfico da Fig. 6 com o da Fig. 7, que correspondem a mesma classe de estrada, pode-se verificar que a distribuição dos picos na frequência é alterada com a mudança da velocidade.

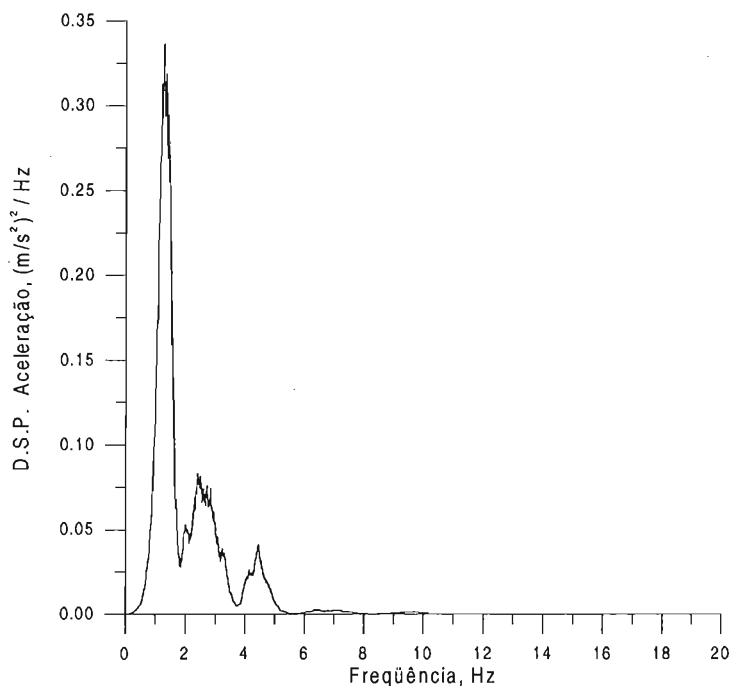
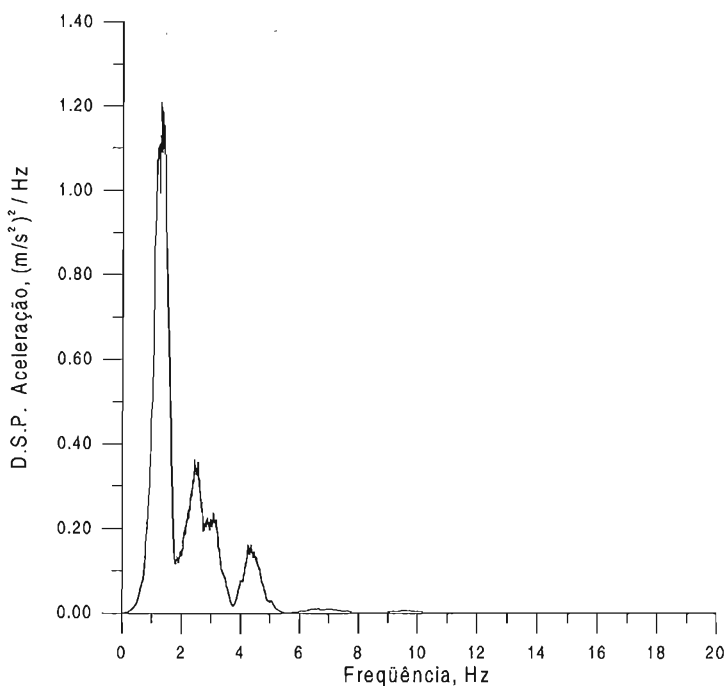


Figura 7 – Densidade espectral de potência de aceleração do passageiro esquerdo, sob carregamento parcial, estrada classe B, velocidade 50 km/h.

Figura 8 – Densidade espectral de potência de aceleração do passageiro esquerdo, sob carregamento parcial, estrada classe C, velocidade 50 km/h.



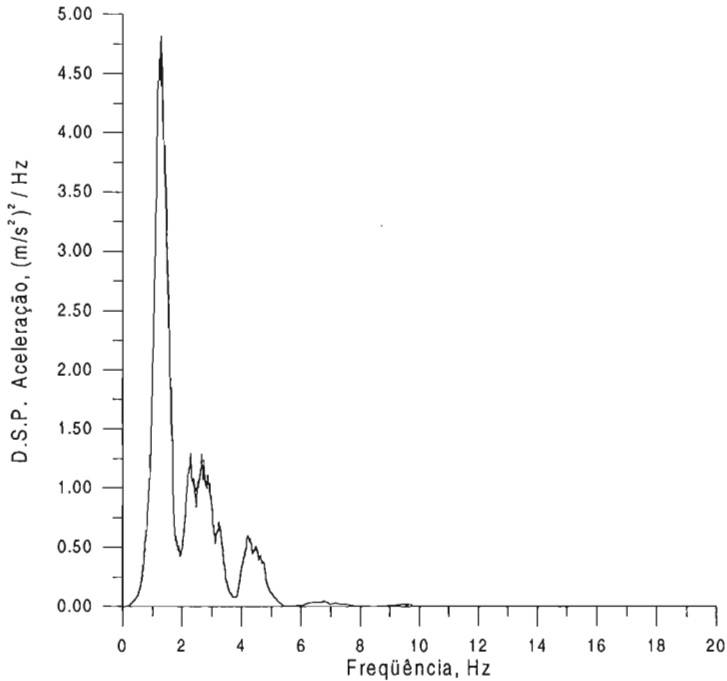


Figura 9 – Densidade espectral de potência de aceleração do passageiro esquerdo, sob carregamento parcial, estrada classe D, velocidade 50 km/h.

#### 4.1. A Norma ISO 2631/1:1997

Realizou-se análise do conforto proporcionado pelo veículo aos passageiros com base na norma ISO 2631/1:1997. Esta norma estabelece o método para avaliação da vibração usando a aceleração r.m.s. ponderada, segundo a Eq. 9.

$$a_w = \left[ \sum_i (W_i \cdot a_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

onde

$a_w$  é a aceleração global ponderada na frequência;

$W_i$  é o fator de ponderação (peso) para a  $i$ -ésima faixa de frequência com largura de um terço de oitava;

$a_i$  é a aceleração r.m.s. para a  $i$ -ésima faixa de frequência com largura de um terço de oitava.

Os pesos  $W_i$  são especificados na norma ISO 2631 para valores padronizados de frequências centrais de largura de banda de um terço de oitava, e a faixa de frequências conside-

rada é de 0,5 Hz até 80 Hz para conforto. A segunda edição da norma, de 1997, não estabelece limites de exposição para as acelerações avaliadas pelo método definido pela Eq. 9.

A primeira edição da norma, de 1985, estabelecia limites para exposição que eram confrontados com o espectro de aceleração da vibração analisada. Assim, aquela norma estabelecia as “curvas ISO” para avaliação do desconforto humano, que eram usadas de acordo com três critérios de severidade de exposição: o limite de redução de conforto (relativo à redução do conforto), o limite de redução da proficiência por fadiga (relativo à preservação da eficiência no trabalho) e o limite de exposição (relativo à preservação da saúde ou segurança).

A edição de 1997 conclui que os valores aceitáveis de vibração dependem de muitos fatores que variam para cada aplicação. Por isso ela apenas aconselha o uso dos valores fornecidos no seu Anexo C, que relacionam as reações humanas a diferentes níveis de vibração em transportes públicos. Este valores foram reproduzido na Tabela 2.

Tabela 2 – Reações humanas esperadas em função do valor da aceleração global, segundo a norma ISO 2631/1:1997.

Menor que 0,315 m/s <sup>2</sup>	não desconfortável
0,315 m/s <sup>2</sup> até 0,63 m/s <sup>2</sup>	um pouco desconfortável
0,5 m/s <sup>2</sup> até 1 m/s <sup>2</sup>	bastante desconfortável
0,8 m/s <sup>2</sup> até 1,6 m/s <sup>2</sup>	desconfortável
1,25 m/s <sup>2</sup> até 2,5 m/s <sup>2</sup>	muito desconfortável
Maior que 2 m/s <sup>2</sup>	extremamente desconfortável

## 4.2 - Avaliação e Comparação dos Resultados

Resumiram-se na Tabela 3 os valores da aceleração global ponderada na frequência calculados para algumas condições de operação apresentadas anteriormente, e a faixa de conforto em que se enquadra segundo o aconselhamento da Tabela 2.

Segundo os critérios sugeridos pela norma ISO 2631 o veículo não se enquadrou na classificação mais confortável (“não desconfortável”) em nenhuma das simulações realizadas. Porém, verifica-se que numericamente o veículo se aproximou bastante desta classificação quando simulado numa estrada da classe B. Se fosse simulada uma estrada classe A, muito provavelmente ele alcançaria esta classificação. Outra consideração que poderia ser feita seria a inclusão no modelo das massas não-suspensas, o que seria bem simples utilizando o procedimento do grafo de ligação. As massa não-suspensas atenuariam os níveis de aceleração nos passageiros, através da dissipação e da absorção de uma parcela da energia fornecida à dinâmica vertical. Porém, não foi objetivo deste trabalho projetar o veículo mais

Tabela 3 –Classificação do nível de conforto do veículo em diferentes condições de operação, segundo o aconselhamento da norma ISO 2631/1:1997.

Condição de operação	Aceleração global ponderada	Classificação do conforto
Estrada classe B, velocidade de 50 km/h, carregamento parcial.	0,338 m/s <sup>2</sup>	um pouco desconfortável
Estrada classe C, velocidade de 50 km/h, carregamento parcial.	0,681 m/s <sup>2</sup>	bastante desconfortável
Estrada classe D, velocidade de 50 km/h, carregamento parcial.	1,340 m/s <sup>2</sup>	desconfortável
Estrada classe B, velocidade de 80 km/h, carregamento parcial.	0,475 m/s <sup>2</sup>	um pouco desconfortável
Estrada classe B, velocidade de 80 km/h, carregamento máximo.	0,365 m/s <sup>2</sup>	um pouco desconfortável

confortável, pois seriam necessárias muito mais análises para verificar-se a influência dos diversos parâmetros do modelo, como por exemplo, a rigidez e o amortecimento da suspensão. Muito interessante também, seria a aplicação de técnicas de otimização a este problema, o que já vem sendo feito por vários autores.

Os valores de aceleração da Tabela 3, mostram que a severidade da aceleração dos passageiros, considerando-se a mesma velocidade, aumentou com a irregularidade das estradas.

Verifica-se também, que na mesma classe de estrada, neste caso a classe B, o nível de aceleração cresceu acompanhando o aumento da velocidade.

Os dois últimos valores da tabela mostram que o veículo sob a condição de carregamento máximo apresenta um nível de aceleração menor (maior conforto) do que no carregamento parcial.

**REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS**

- DA SILVA, F.R. e ROCHA, R.S., Modelagem da Dinâmica de Chassi Considerando as Interações com os Elementos de Suspensão e Subsistemas Componentes do Veículo, a ser publicado no V CEM-NNE, 1998.
- DODDS, C. J. e ROBSON, J. D., “The Description of Road Surface Roughness”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 31(2), pp. 175-183, 1973.
- DOKAINISH, M. A. e ELMADANY, M. M., “Random Response of Tractor-Semitrailer System”, Vehicle Systems Dynamics, Vol. 9, pp. 87-112, 1980.
- ELLIS, J.R., Vehicle Dynamics, London Books Limited, 1969.
- KAMASH, K. M. A. e ROBSON, J. D., “The Application of Isotropy in Road Surface Modeling”, Journal of Sound and Vibration, Vol. 57(1), pp. 89-100, 1978.
- KARNOFF, D.C., Bond Graphs for Vehicle Dynamics, Vehicle System Dynamics, 1976, Vol. 5, pp 171-184.
- MARGOLIS, D.L., Bond Graphs, Normal Modes and Vehicular Structures, Vehicle System Dynamics, Vol. 7, pp. 49-63, 1978
- MARTINEZ, J.F., Modelos para Análise de Veículos sobre Suspensão, Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, 1990.
- NEWLAND, D. E., “An Intruduction to Random Vibrations and Spectral Analysis”, Logman, 1984.
- ROCHA, R.S., Análise Dinâmica de Chassi Veicular utilizando os Procedimentos Generalizados da Técnica dos Grafos de Ligação, Tese de Mestrado, Instituto Militar de Engenharia, 1998.
- SPERANZA NETO, M., DA SILVA, F.R. e MARTINEZ, J., Abordagem da Dinâmica de Veículos Terrestres como um Caso Particular da Dinâmica de Sistema, VI Simpósio de Engenharia Automotiva, pp. 953-967, São Paulo-SP, 1991.
- NEWLAND, D. E., “An Intruduction to Random Vibrations and Spectral Analysis”, Logman, 1984.