

PROJETO DE UMA SUSPENSÃO HIDRO-PNEUMÁTICA DE DOIS ESTÁGIOS,  
PARA VEÍCULOS FORA-DE-ESTRADA

Rogério J. Marczak, Silvio C. Pereira e Edison da Rosa  
GRANTE - Grupo de Análise de Tensões. Depto. Eng. Mecânica. UFSC - Florianópolis.

RESUMO

Este trabalho apresenta inicialmente o conceito de suspensões hidro-pneumáticas de dois estágios, visando máximo controle sobre as características dinâmicas do veículo, tanto vazio como carregado. A seguir é apresentada uma metodologia para simulação dinâmica e análise de resistência dos principais componentes desse tipo de suspensão. A metodologia proposta mostrou-se bastante satisfatória para a análise de sistemas estruturais sujeitos a grandes variações de carga, onde a distribuição dessas é randômica.

1. INTRODUÇÃO

A metodologia utilizada para o projeto e dimensionamento de sistemas de suspensão de veículos segue, em geral, alguns procedimentos padrões como simulação de situações de tráfego para obtenção de esforços dinâmicos que, quando sobrepostos aos carregamentos estáticos, permitem a análise de resistência dos componentes envolvidos. Alguns outros procedimentos ainda, fazem uso de análise assintótica, obtida através de uma única excitação sobre o sistema de suspensão<sup>(5)</sup>. Um dos mais usados critérios de validação dessa etapa é a comparação de valores nominais de aceleração da massa suspensa do veículo com limites normalizados<sup>(4,7)</sup>. O projeto dos componentes parte, via de regra, de um pré-dimensionamento baseado em análise quase-estática, culminando na análise posterior desses componentes através de métodos numéricos como o método dos elementos finitos (MEF). Só então são analisadas as características de fadiga e confiabilidade, utilizando as dimensões finais desses elementos. Na prática, as etapas sucintamente descritas acima são desacopladas, isto é, realizadas de forma separada e independente umas das outras. Essa relativa independência pode vir a provocar o não cumprimento ou a relaxação de algumas características operacionais prescritas, obrigando a realização de um número maior de iterações dessas etapas, elevando muito o custo do projeto. Pode, inclusive, dificultar a realização posterior de um reprojeto.

O objetivo deste trabalho é apresentar resumidamente uma metodologia conceitualmente diferente do ponto de vista de engenharia, para projeto de suspensões de veículos de transporte de carga tipo fora-de-estrada. A metodologia aplicada visa acoplar naturalmente todas as etapas do projeto, desde a concepção do produto até

a especificação final de seus componentes, garantindo condições de conforto para o operador tanto com o veículo carregado quanto vazio (situação que às vezes é desconsiderada, para efeito de dimensionamento), bem como os níveis de confiabilidade exigidos para a vida útil do sistema. Os resultados aqui apresentados referem-se ao sistema de suspensão de um veículo com capacidade nominal de 150 toneladas, onde foi adotada uma nova concepção de dois estágios de operação independentes para cada suspensão<sup>(2,3)</sup>.

## 2. A UTILIZAÇÃO DE DOIS ESTÁGIOS

É bastante comum o uso de suspensões hidro-pneumáticas para veículos de grande capacidade de carga. Nesses casos, a rigidez é fornecida por uma massa de gás confinada a um reservatório de volume variável, enquanto o amortecimento é promovido através da perda de carga de um dado fluido (geralmente óleo) escoando em orifícios calibrados. O comportamento dinâmico do veículo é então consequência direta da ação da massa suspensa sobre esses elementos, quando submetidos a algum tipo de excitação.

Um aspecto muito importante, que não deve ser esquecido, é a grande variação de cargas que atuam sobre a suspensão para as duas situações básicas de tráfego: veículo vazio e veículo carregado. A utilização de um único estágio (circuito) para ambas as condições geralmente favorece frequências de oscilação aceitáveis para o veículo na condição carregado, obrigando muitas vezes o veículo a trafegar lastreado, quando vazio. Para evitar que um único estágio fosse responsável pelo controle do comportamento dinâmico do veículo nas duas condições citadas (o que poderia resultar um curso proibitivamente grande), utilizou-se dois estágios, cujas próprias características de rigidez determinam quando devem atuar. Essa configuração está ilustrada na figura 1, onde o primeiro estágio é responsável pelo cumprimento de condições de rigidez e amortecimento para o veículo vazio (massa suspensa  $\cong 76$  ton., assim distribuídas:  $\cong 3/5$  para a suspensão dianteira e o restante para a traseira), e o segundo atua predominantemente para o veículo carregado (massa suspensa  $\cong 210$  ton. com  $\cong 1/3$  para a suspensão dianteira e  $2/3$  para a suspensão traseira). Os valores médios da rigidez e do amortecimento foram determinados de modo a garantir uma frequência de oscilação na faixa de 0,5 a 2,0 Hz, por questões de conforto para o operador.

Em vista de uma série de restrições, utilizou-se para a suspensão dianteira a configuração tipo *McPherson* (fig. 2.a), enquanto para a suspensão traseira foi utilizada a configuração ilustrada na fig. 2.b.

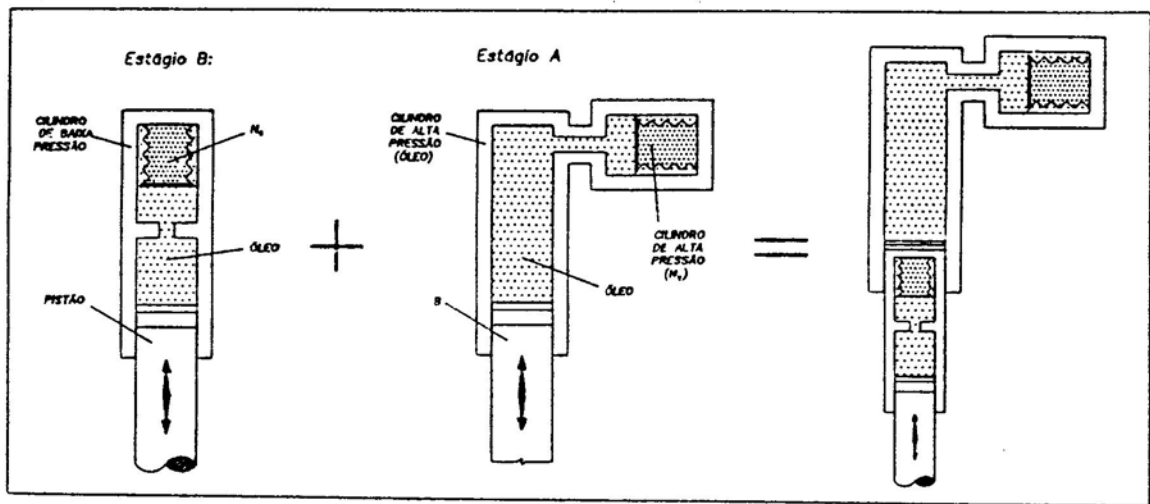


Figura 1: Concepção básica de uma suspensão hidro-pneumática de dois estágios.

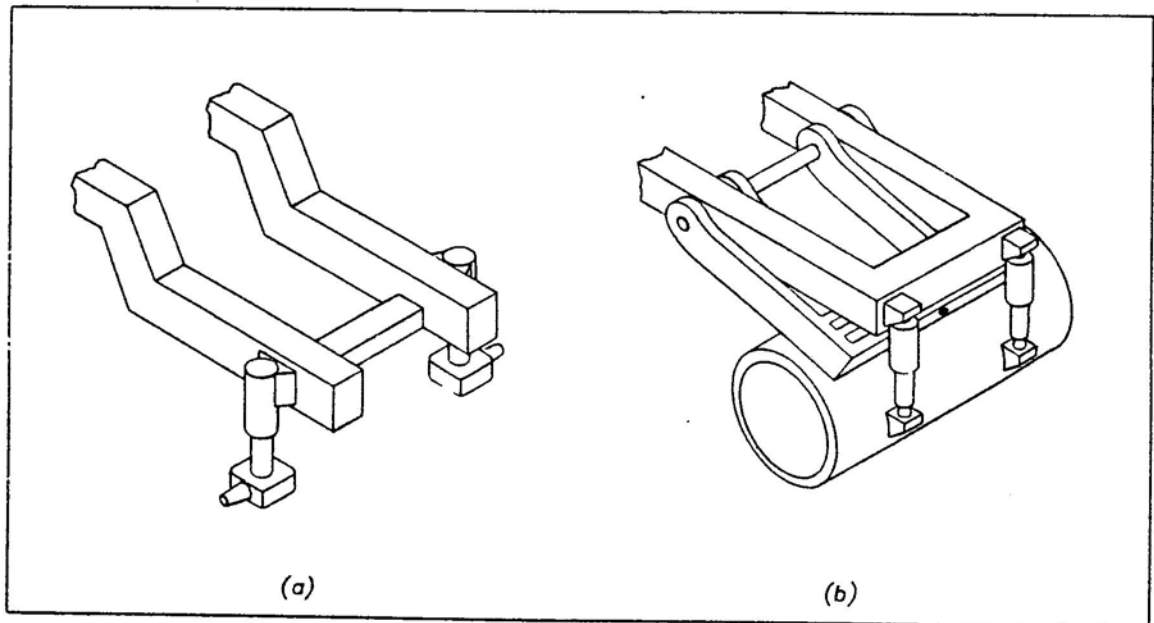


Figura 2: Configurações utilizadas para as suspensões. (a) Dianteira (McPherson) (b) Traseira.

### 3. MODELO MATEMÁTICO DO VEÍCULO

Para simulação posterior do comportamento dinâmico do veículo, foi utilizado um modelo com quatro massas, num total de sete graus de liberdade para todo o veículo, como esquematizado na fig. 3. A análise cinemática deste modelo fornece as seguintes expressões para os deslocamentos relativos das massas:

$$\delta_1 = z_1 - \theta.f - z_2 - \gamma.a \quad (1.a)$$

$$\delta_2 = z_2 - z_A(x) \quad (1.b)$$

$$\delta_3 = z_1 - z_4 - \theta.e + \gamma.b + \beta.e \quad (1.c)$$

*Handwritten note:*  $\beta \cdot e \rightarrow \beta \cdot e \cdot k$

$$\delta_4 = z_4 - \beta.c - z_A(x-a-b) \quad (1.d)$$

$$\delta_5 = z_1 - z_3 + \theta.f - \gamma.a \quad (1.e)$$

$$\delta_6 = z_3 - z_B(x) \quad (1.f)$$

$$\delta_7 = z_1 - z_4 + \theta.e + \gamma.b - \beta.e \quad (1.g)$$

$$\delta_8 = z_4 + \beta.c - z_B(x-a-b) \quad (1.h)$$

onde as dimensões a,b,c,e e f estão ilustradas na fig. 3. A seguir, baseando-se nas dimensões especificadas na concepção do produto, e nas alterações feitas no ante-projeto da transmissão, bem como as respectivas massas, foram calculados os momentos de inércia dos componentes: chassi, tanque de combustível, cabine, conjunto motor-alternador, caçamba e o conjunto completo do eixo traseiro (pneus, rodas, motores elétricos, redução, carcaça e detalhes). Esses momentos de inércia foram calculados em relação à seus próprios centros de gravidade e então usados para compor os respectivos momentos da massa-suspensa.

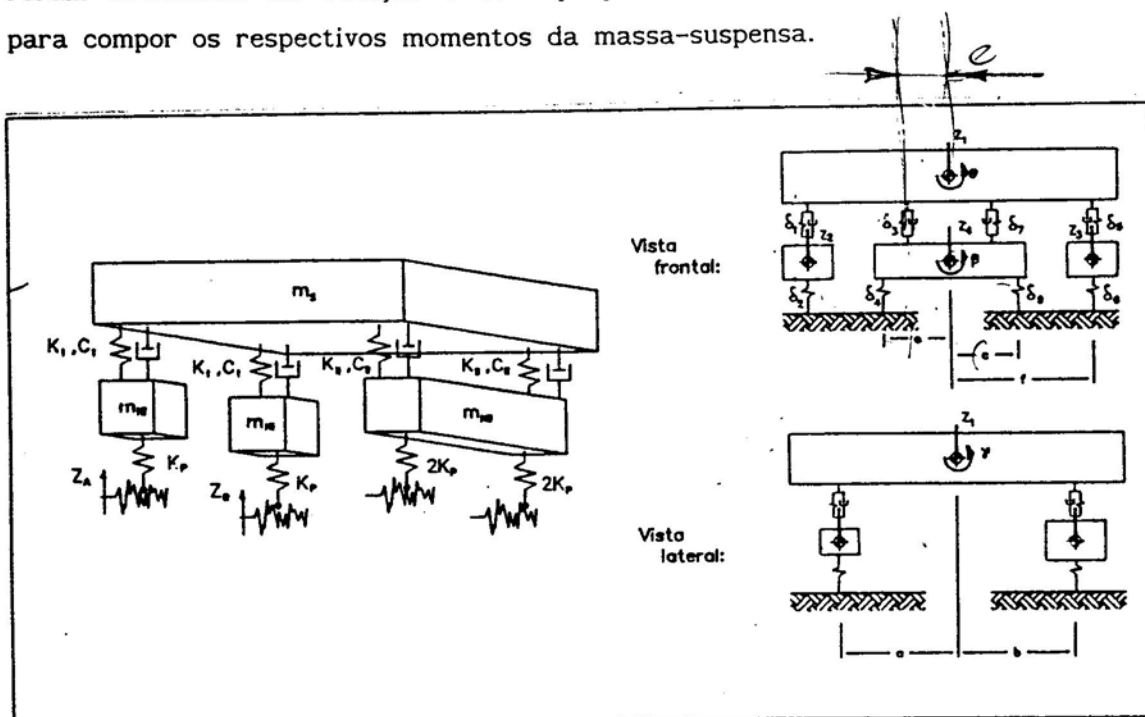


Figura 3: Modelo utilizado para a obtenção das equações do movimento.

As equações diferenciais de equilíbrio podem agora serem escritas, tomando-se o equilíbrio de forças para cada massa ilustrada na fig. 3. Esse procedimento leva a:

$$\ddot{z}_1 = \frac{-1}{m_s} \left[ K_I(\delta_1 + \delta_5) + K_{II}(\delta_3 + \delta_7) + C_I(\dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_5) + C_{II}(\dot{\delta}_3 + \dot{\delta}_7) \right] \quad (2.a)$$

$$\ddot{z}_2 = \frac{1}{m_{NI}} \left[ K_I \delta_1 + C_I \dot{\delta}_1 - 2K_P \delta_2 \right] \quad (2.b)$$

$$\ddot{z}_3 = \frac{1}{m_{NI}} \left[ K_I \delta_5 + C_I \dot{\delta}_5 - 2K_P \delta_6 \right] \quad (2.c)$$

$$\ddot{z}_4 = \frac{-1}{m_{SII}} \left[ K_{II}(\delta_3 + \delta_7) + C_{II}(\dot{\delta}_3 + \dot{\delta}_7) + 2K_P(\delta_4 + \delta_8) \right] \quad (2.d)$$

$$\ddot{\gamma} = \frac{1}{I_\gamma} \left\{ [K_I(\delta_1 + \delta_5) + C_I(\dot{\delta}_1 + \dot{\delta}_5)]a - [K_{II}(\delta_3 + \delta_7) + C_{II}(\dot{\delta}_3 + \dot{\delta}_7)]b \right\} \quad (2.e)$$

$$\ddot{\theta} = \frac{1}{I_\theta} \left\{ [K_I \delta_1 + C_I \dot{\delta}_1 - K_I \delta_5 - C_I \dot{\delta}_5]f + [K_{II} \delta_3 + C_{II} \dot{\delta}_3 - K_{II} \delta_7 - C_{II} \dot{\delta}_7]e \right\} \quad (2.f)$$

$$\ddot{\beta} = \frac{1}{I_\beta} \left[ K_{II} e(\delta_7 + \delta_3) + C_{II} e(\dot{\delta}_7 + \dot{\delta}_3) + 2K_P c(\delta_4 + \delta_8) \right] \quad (2.g)$$

#### 4. CARACTERIZAÇÃO DO PERFIL DO TERRENO

Um perfil aleatório representativo do terreno em que o veículo irá trafegar pode ser representado por um processo randomico gaussiano estacionário, utilizando curvas de densidade de potência espectral (PSD) para gerar as perturbações do terreno<sup>(12)</sup>. Utilizou-se neste trabalho um somatório de harmônicos, tal como a equação abaixo, onde optou-se por doze senóides :

$$z(x) = \sum_{i=1}^{12} A_i \text{sen}(\bar{\Omega}_i \cdot x + \phi_i) \quad (3)$$

cujas amplitudes são dadas por

$$A_i^2 = \int_{\Omega_{II}}^{\Omega_{I2}} S(\Omega) d\Omega \quad (4)$$

onde  $S(\Omega)$  é a frequência espectral, representada num gráfico bi-logarítimo na fig. 4. A função PSD do terreno é definida por

$$S(\Omega) = C \cdot \Omega^{-N} \quad (5)$$

A função tem então o seu intervalo de definição particionado em doze intervalos cujos valores médios fornecem a frequência espacial  $\bar{\Omega}_i$  a ser utilizada na distri-

buição  $z(x)$  da eq. (3), dada por:

$$\bar{\Omega}_1 = \sqrt{\Omega_{11} \cdot \Omega_{12}} \quad (6)$$

As constantes  $C$  e  $N$  da eq. (5) variam para cada tipo de terreno. O gráfico é limitado por dois valores  $\Omega_{\min}$  e  $\Omega_{\max}$ , que também variam com o tipo de terreno. Utilizou-se as mesmas amplitudes e os mesmos valores da frequência espacial tanto para o lado direito quanto para o lado esquerdo do caminhão, variando-se apenas os ângulos de fase, de modo que as excitações sejam diferentes para cada lado do veículo. Para a classe de veículos em questão, utilizou-se as constantes constantes da função PSD estão listados abaixo :

$$C = 4,4 \times 10^{-6} \quad (7.a)$$

$$N = 2,1 \quad (7.b)$$

$$\Omega_{\min} = 0,12 \quad [\text{rad/m}] \quad (7.c)$$

$$\Omega_{\max} = 1,10 \quad [\text{rad/m}] \quad (7.d)$$

Divisões arbitrárias da função PSD são recomendadas, de modo a diversificar a faixa de amplitudes assim obtidas. O cálculo de  $A_1$  é feito simplesmente resolvendo-se a integral respectiva, cuja equação final é apresentada abaixo, já com os valores numéricos incluídos :

$$A_1 = \left[ -4,0 \times 10^{-6} \left( \Omega_{12}^{-1,1} + \Omega_{11}^{-1,1} \right) \right] \quad (8)$$

Para garantir que os harmônicos não entrarão em fase, utiliza-se também ângulos de fase diversos, dados pelos gráficos da fig. 5.a para o lado esquerdo do veículo e da fig. 5.b para o lado direito.

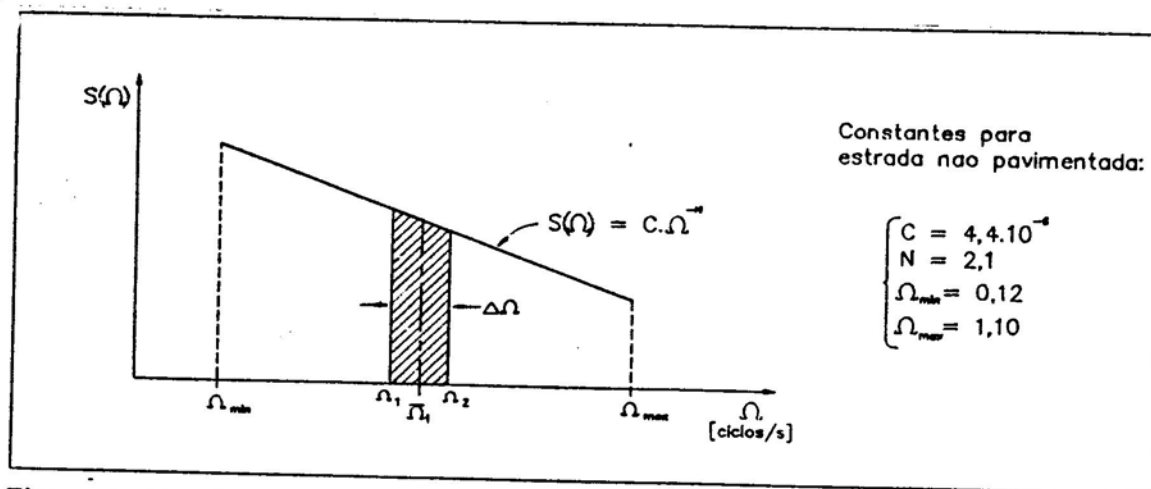


Figura 4: Função PSD para estradas não pavimentadas.

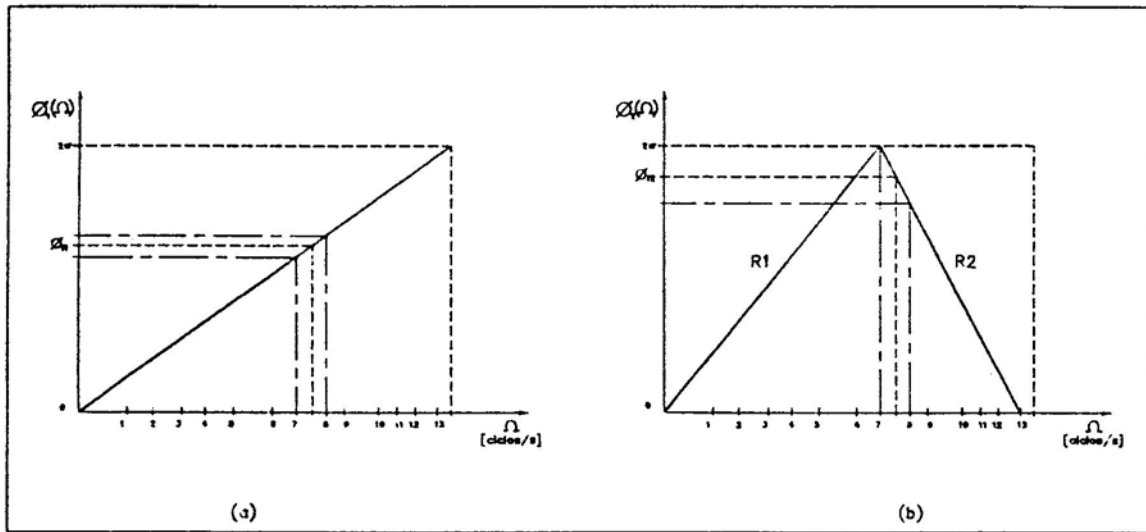


Figura 5: Distribuições utilizadas para os ângulos de fase. (a) lado esquerdo, (b) lado direito.

As equações respectivas para a obtenção dos valores dos ângulos de fase para o lado esquerdo e direito do veículo são dadas abaixo, respectivamente.

$$\phi_1(\Omega) = 6,411.\Omega - 0,769 \quad (9)$$

$$\phi_2(\Omega) = 24,983.\Omega - 2,998 \quad (\text{reta R1}) \quad (10.a)$$

$$\phi_2(\Omega) = -8,625.\Omega + 9,478 \quad (\text{reta R2}) \quad (10.b)$$

Os resultados dos cálculos estão resumidos na tab. 1. O perfil do terreno é assim representado por :

$$z_A(x) = \sum_{l=1}^{12} A_l \text{sen}(\bar{\Omega}_l x + \phi_{1l}) \quad (11.a)$$

$$z_B(x) = \sum_{l=1}^{12} A_l \text{sen}(\bar{\Omega}_l x + \phi_{12l}) \quad (11.b)$$

Em função da solução numérica das equações diferenciais de equilíbrio, torna-se necessária a determinação do tempo de duração dessa simulação e do respectivo intervalo de integração numérica, dados a serem fornecidos ao programa.

O intervalo de integração  $\Delta t$  é escolhido em função da frequência máxima dos harmônicos que compõem a excitação, de modo que fique garantida a correta representação das senóides em qualquer faixa do espectro. Adotou-se :

$$\Delta t = \frac{1}{10f_{\max}} \quad (12)$$

Já a duração mínima da simulação ( $\Delta T$ ) deve ser determinada em função do funcional de menor frequência dos harmônicos que compõem a excitação, para que até

Harmônico	[ciclos/m]			[m]	rad	
	$\Omega_1$	$\Omega_2$	$\bar{\Omega}$	A	$\phi_1$	$\phi_2$
1	0,1200	0,1585	0,1392	0,00303	0,124	0,481
2	0,1585	0,1738	0,1661	0,00171	0,296	1,153
3	0,1738	0,2239	0,1988	0,00260	0,506	1,969
4	0,2239	0,2455	0,2437	0,00142	0,735	2,865
5	0,2455	0,3020	0,2737	0,00196	0,986	3,842
6	0,3020	0,3715	0,3368	0,00175	1,390	5,415
7	0,3715	0,4385	0,4050	0,00141	1,828	5,994
8	0,4385	0,5309	0,4847	0,00137	2,338	5,306
9	0,5309	0,6310	0,5809	0,00118	2,955	4,477
10	0,6310	0,7603	0,6956	0,00111	3,691	3,487
11	0,7603	0,9120	0,8362	0,00100	4,592	2,275
12	0,9120	1,1000	1,0060	0,00091	5,681	0,810

Tabela 1: Amplitudes e angulos de fase calculados.

mesmo esse funcional complete ao menos um período, durante essa duração da análise. Adotou-se :

$$\Delta T = \frac{2,5}{f_{\min}} \quad (13)$$

As excitações  $z_A(x)$  e  $z_B(x)$  são compostas de :

$$A_1 \text{sen}(\bar{\Omega}_1 \cdot x + \phi_1) \equiv A_1 \text{sen}(\omega_1 \cdot t + \phi_1) \quad , \quad (14)$$

de onde vem,

$$\bar{\Omega}_1 x = \bar{\Omega}_1 v \cdot t = \omega_1 t \quad (15)$$



Ou seja,

$$\omega_i = \bar{\Omega}_i v \quad (16)$$

Como  $\omega_i = 2\pi f_i$  e com a velocidade adotada para o veículo durante a simulação ( $v = 11$  m/s),

$$f_i = \frac{11 \cdot \bar{\Omega}_i}{2\pi} = 1,768 \cdot \bar{\Omega}_i \quad (17)$$

E já que  $\bar{\Omega}_{i_{\min}} = 0,1392$  e  $\bar{\Omega}_{i_{\max}} = 1,0060$ ,

$$f_{\max} = 1,779 \text{ Hz} \quad (18.a)$$

$$f_{\min} = 0,246 \text{ Hz} \quad (18.b)$$

Obteve-se assim os valores  $\Delta t = 0,0158$  s e  $\Delta T = 2,8$  s. E convencionou-se utilizar, para efeitos de solução numérica:

$$\Delta t = 0,005 \text{ s} \quad \text{e} \quad \Delta T = 5,00 \text{ s} \quad (19)$$

Os perfis representativos do terreno, obtidos com a metodologia acima estão ilustrados na fig. 6.

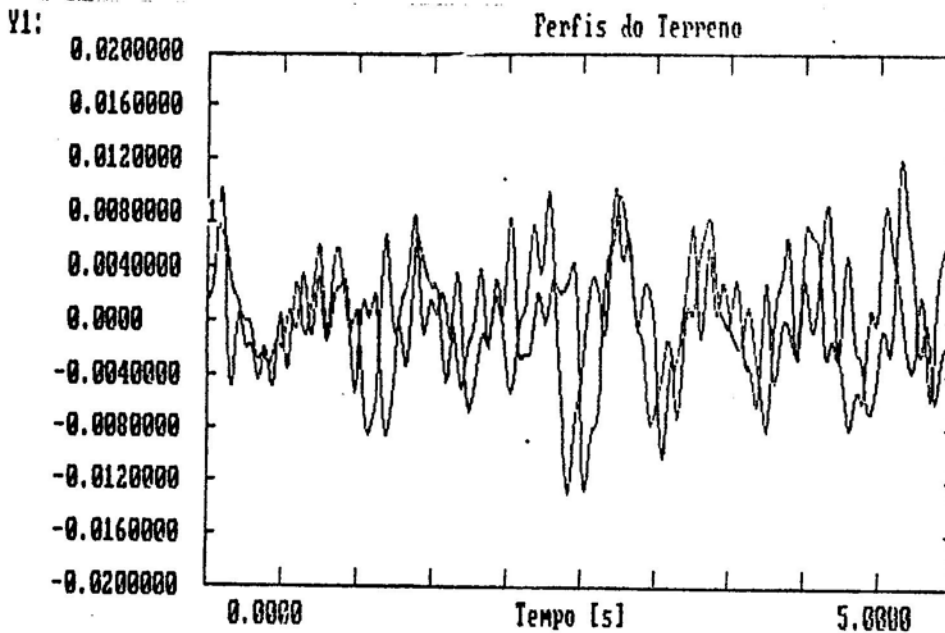


Figura 6: Perfis do terreno obtidos com a função PSD.

## 5. ANÁLISE QUASE ESTÁTICA

Antes da realização da análise numérica do comportamento dinâmico do sistema de suspensão, são necessárias as dimensões preliminares dos principais elementos

que o compõem (fig. 7). Essas dimensões são obtidas através de um pré-dimensionamento, já que as dimensões iniciais do veículo, bem como as posições do seu centro de gravidade são conhecidas, para as situações de carga citadas. Com base nesses dados, obteve-se as cargas atuantes sobre cada componente das suspensões, tanto traseira como a dianteira, com o veículo trafegando nas seguintes situações :

- ▷ Freiando em marcha à frente.
- ▷ Freiando em marcha à ré.
- ▷ Subindo a cive de 20%.
- ▷ Descendo a cive de 20%.
- ▷ Freiando em curva (o veículo foi projetado para realizar curvas mínimas de duas vezes a distância entre eixos).

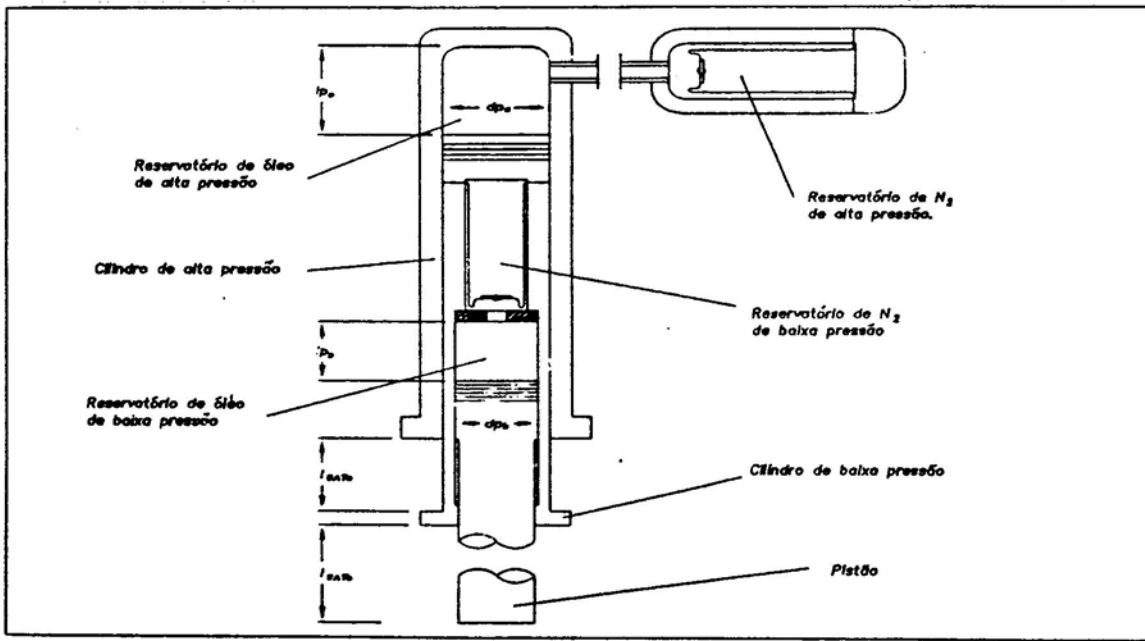


Figura 7: Dimensões principais dos componentes da suspensão.

A partir desses esforços, foram determinadas as dimensões preliminares dos componentes da suspensão (já incluída uma certa margem de segurança), utilizando teorias clássicas como as de cálculo de vigas de seção circular (pistão) e de cilindros de paredes espessas (reservatórios).

## 6. SIMULAÇÃO DE TRÁFEGO

As excitações dadas pelas eqs. (11.a) e (11.b) foram então impostas às equações diferenciais (2.a-g) durante os 5,0 seg. de simulação previamente estipulados. Alguns dos resultados relevantes estão ilustrados nas figuras 8 (deslocamentos), 9 (forças) e 10 (movimento das suspensões).

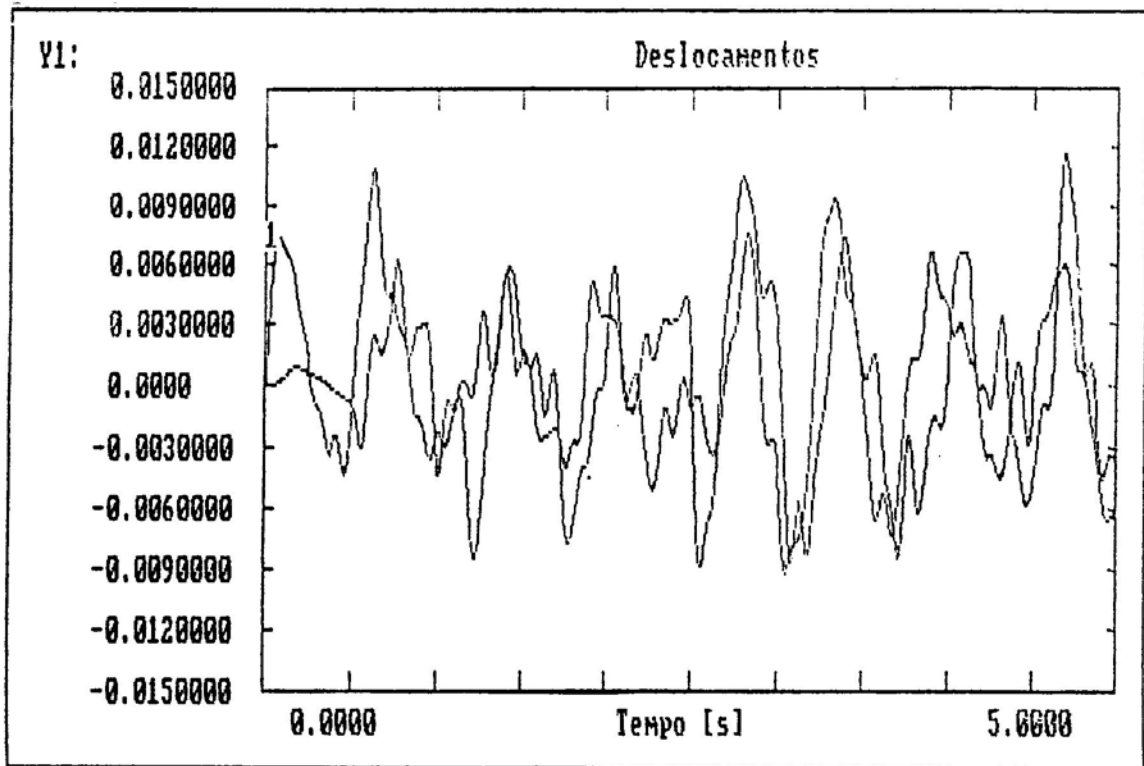


Figura 8: Deslocamentos dos centros de massa das suspensões.

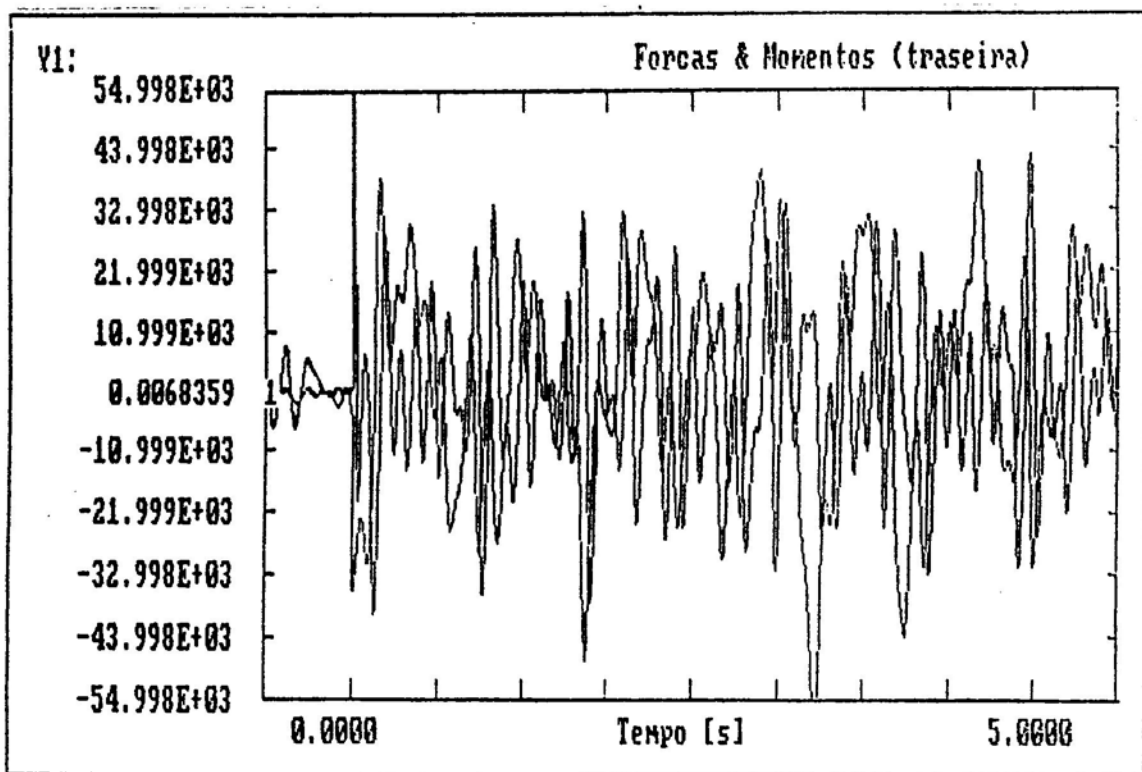


Figura 9: Forças e momentos atuantes nas suspensões.

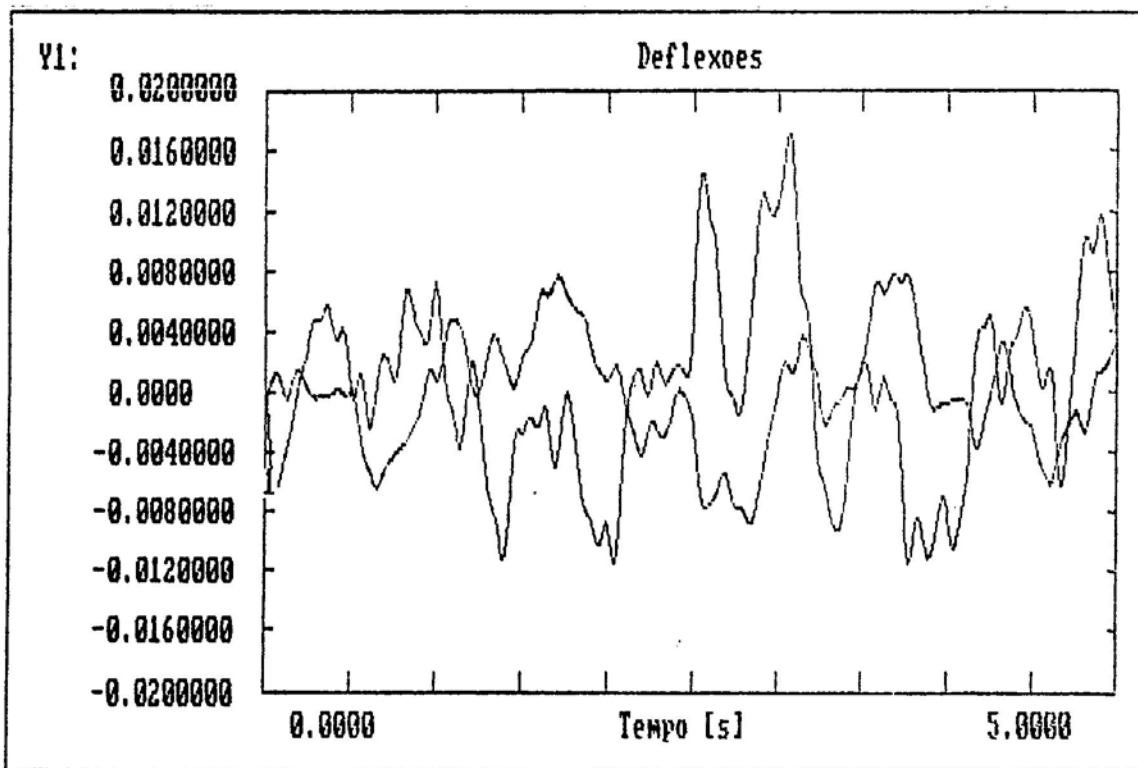


Figura 10: Deslocamentos das extremidades do pistão.

## 7. ANÁLISE DE RESISTÊNCIA

A análise de resistência da suspensão foi realizada basicamente em três etapas, a saber: cálculo da confiabilidade dos componentes principais para uma vida útil esperada de 18000 horas; análise de tensões através de modelos detalhados de elementos finitos e cálculo do dano desses componentes<sup>(11)</sup>. A seguir são detalhadas cada uma dessas etapas, onde os modos de falha utilizados para cada um dos elementos da suspensão estão sumarizados na tab. 2.

COMPONENTE	FALHA POR	
	SOBRECARGA	FADIGA
pistão	flambagem e escoamento	dano para 18000 h
cilindro de baixa pressão (óleo e N <sub>2</sub> )	escoamento	dano para 18000 h
cilindro de alta pressão (óleo)	escoamento	dano para 18000 h
cilindro de alta pressão (N <sub>2</sub> )	escoamento	dano para 18000 h

Tabela 2: Critérios de falha utilizados para os componentes.

### 7.a. Cálculo da confiabilidade para falha por sobrecarga:

Aqui foram considerados os modos de falha por sobrecarga (independentes do tempo), que são aqueles que caracterizam-se por um idêntica probabilidade de ocor-

rência em qualquer instante ao longo da vida do sistema. Esses modos atuam em geral quando a demanda que é exigida do sistema ultrapassa a capacidade de resistência do mesmo, levando-o ao colapso. Esta categoria engloba falhas por ruptura, por plastificação, por flambagem, por empenamento, etc.

A confiabilidade de um sistema para falha por sobrecarga considera que a falha pode ocorrer com igual probabilidade em qualquer instante, o que leva a uma expressão do tipo

$$C(t) = e^{-\lambda t} \quad (20)$$

onde  $t$  é a vida útil do sistema e  $\lambda$  é a taxa média de falha, que depende da intensidade relativa da solicitação e da frequência com que a solicitação atua sobre o sistema estrutural.

Considerando a distribuição estatística de pontos de máximo da solicitação como uma distribuição de Rayleigh e a resistência do sistema como uma distribuição normal, existe uma probabilidade de interferência, definida como a probabilidade que, para uma única aplicação de carga, o sistema falhe como

$$P_I = \frac{V_S}{D^{1/2}} e^{\left(\frac{-(n-1)}{2D}\right)} \quad (21)$$

onde

$$D = v_S^2 + (n V_R)^2 \quad (22)$$

e tem-se que

- $V_S$  Coeficiente de dispersão da solicitação normal que atua no sistema.
- $V_R$  Coeficiente de dispersão da resistência normal que o sistema apresenta.
- $n$  Fator de projeto adotado (coeficiente de segurança médio),  $n = \mu_R / \mu_S$ .

O cálculo da confiabilidade para os modos de falha por sobrecarga é então realizado diretamente pela eq. (20), onde a taxa média de falhas,  $\lambda$ , é calculada a partir da probabilidade de interferência:

$$\lambda = P_I f_p \quad (23)$$

onde  $f_p$  é a frequência de picos do espectro da solicitação.

O procedimento adotado neste caso é transformar o espectro de forças da fig. 9 em um espectro de pressões, e então em um de tensões, já com o carregamento estático adicionado (fig. 11, por exemplo). Somente de posse dessa distribuição é calculada a confiabilidade, segundo o procedimento acima.

#### 7.b. Análise de tensões:

Com as dimensões preliminares do componentes da suspensão, foram gerados os modelos respectivos para análise de tensões através do método dos elementos finitos. Esse procedimento é necessário para levar em conta a correta representação da geometria (já que o pré-dimensionamento é realizado usando um modelo ideal), e assim destacar eventuais problemas como pontos de concentração de tensões, etc. A fig. 12 ilustra alguns desses resultados.

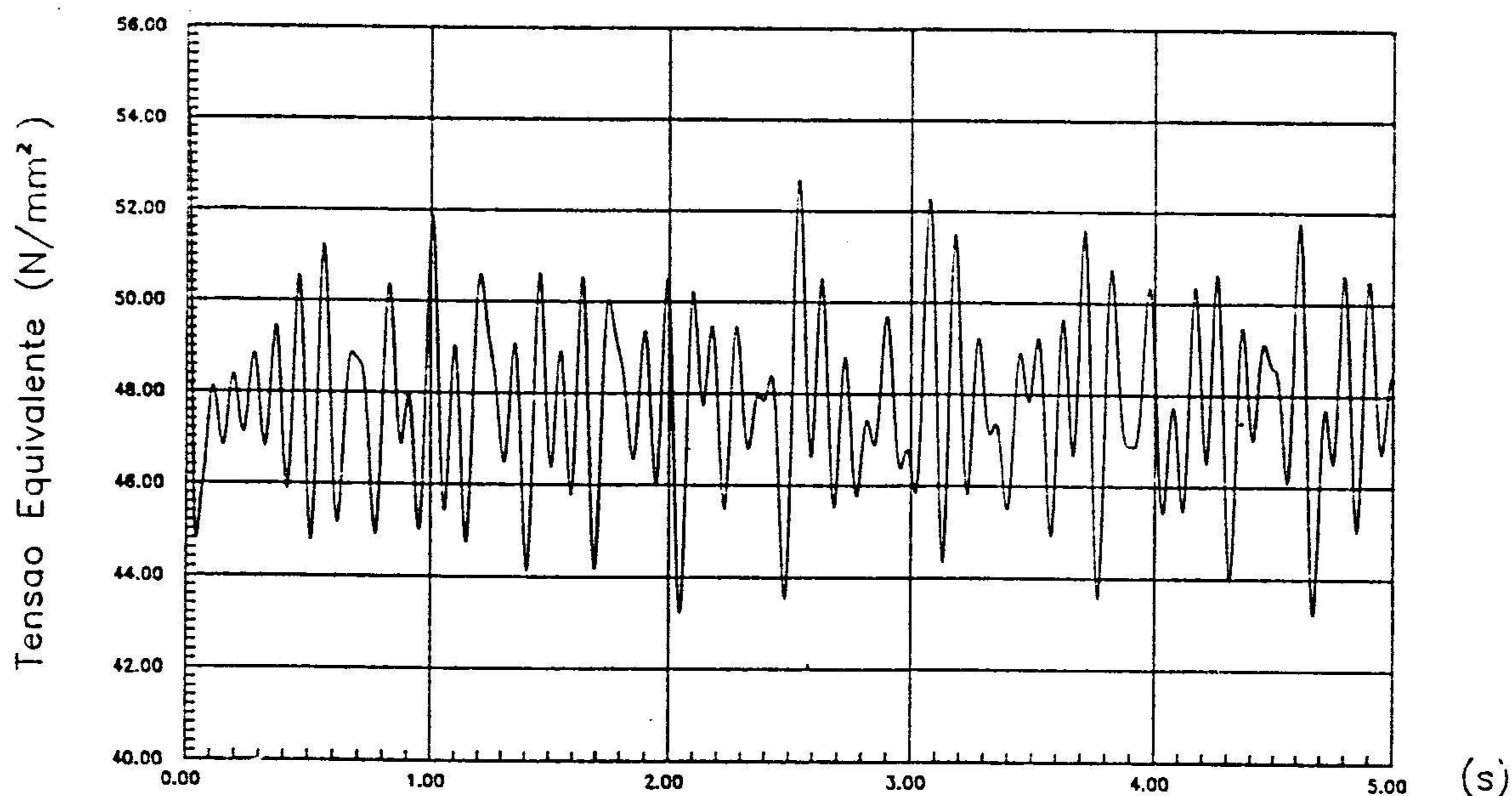


Figura 11: Espectro típico de tensão equivalente obtido a partir da distribuição de forças.

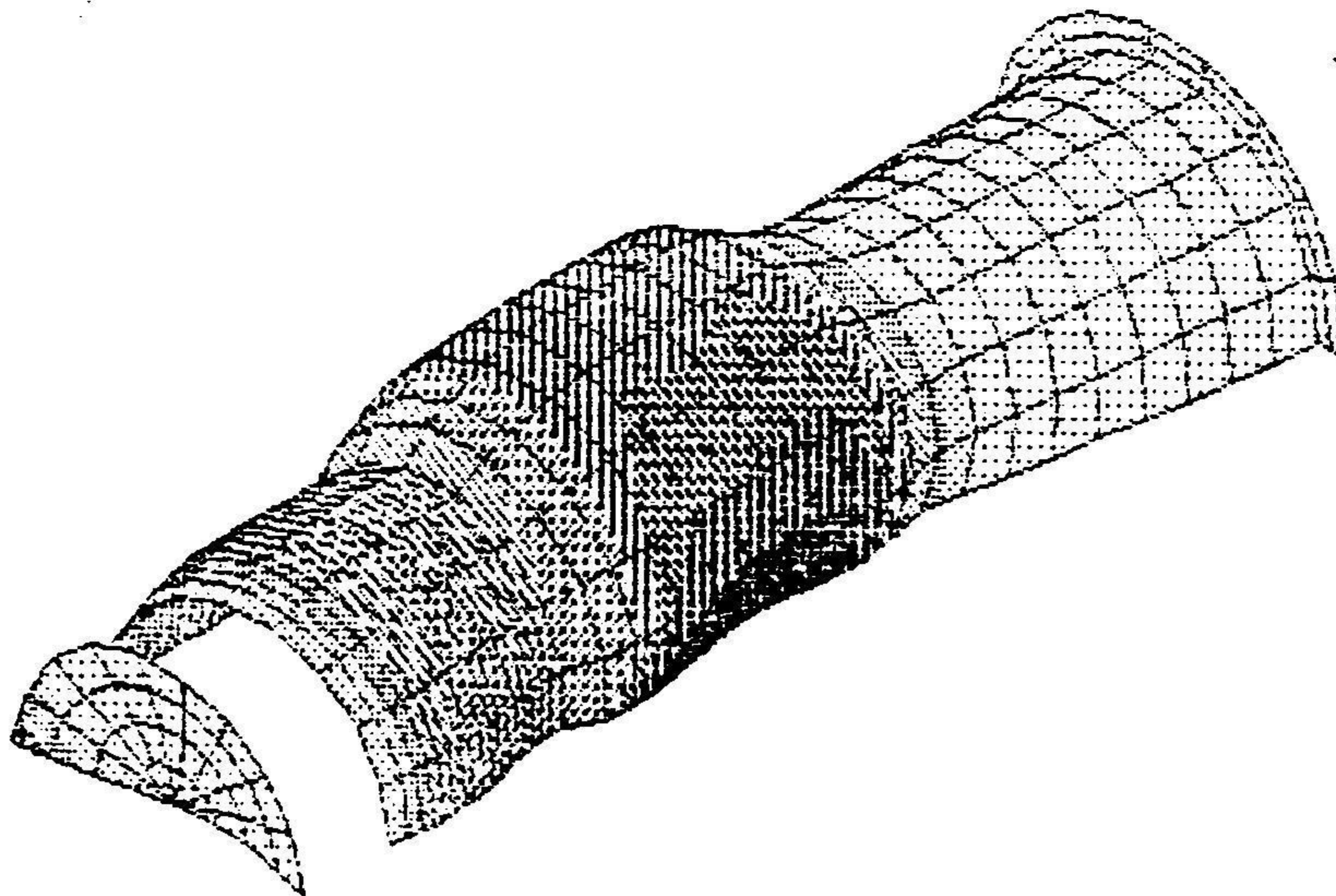


Figura 12: Alguns resultados típicos da análise por elementos finitos.

### 7.c. Cálculo da confiabilidade para falha por fadiga:

A partir dos espectros de tensão como os da fig. 11, usados como entrada de

dados para um programa de análise numérica de fadiga (Resiste 2.0), for calculado o dano acumulado nos 5,0 segundos de simulação (o método de contagem de ciclos utilizado pelo programa é o método "Rainflow"). Esse dano então foi extrapolado para as 18000 horas de vida esperada para o veículo, e verificada a condição  $D < 1$ .

Para levar em conta a estrutura real, entretanto, obteve-se, para cada componente analisado, uma aproximação para o fator de concentração de tensões. Para isso, dividiu-se a tensão máxima no(s) ponto(s) crítico(s) do componente, obtida através do modelo de elementos finitos, pela tensão média dos espectros citados em 7.a. O dano foi então calculado com os dados caracterizados pela condição de tensão local. As figs. 13 e 14 ilustram alguns resultados típicos obtidos com o procedimento acima.

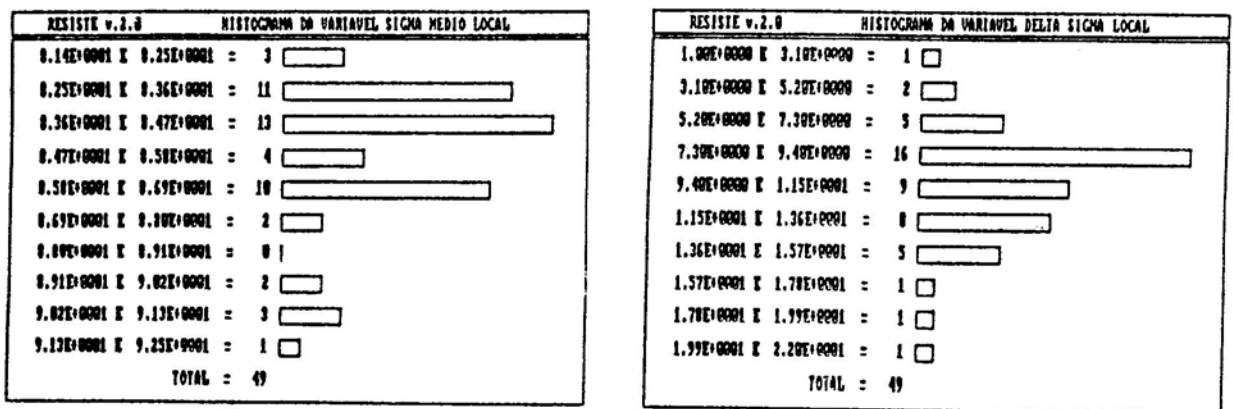


Figura 13: Histogramas obtidos pela análise numérica de fadiga.

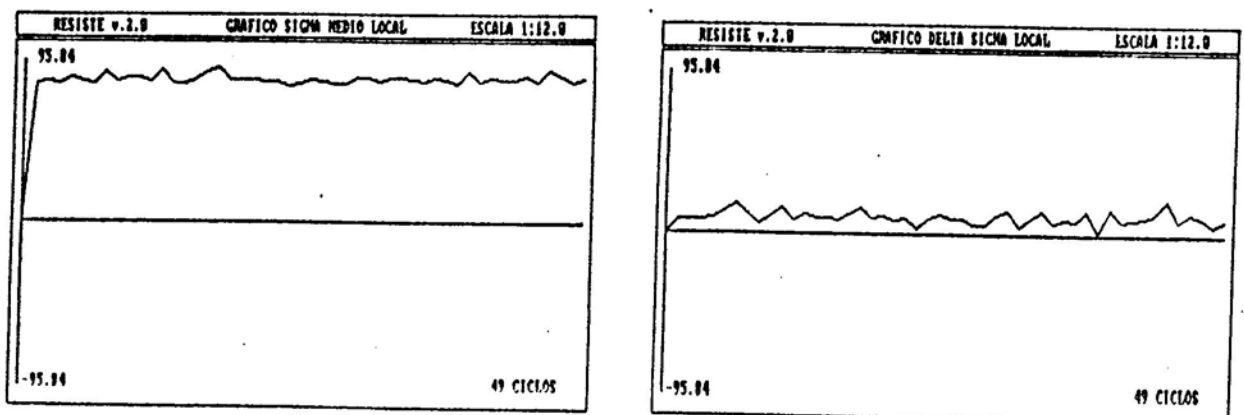


Figura 14: Alguns gráficos de flutuação de tensão obtidos em 7.c .

## 8. CONCLUSÕES

A partir dos dados apresentados, a configuração de dois estágios para suspensões hidro-pneumáticas parece aplicável a veículos de grande capacidade de cargas. Além disso, as etapas descritas acima podem, por seguirem uma seqüência natural, ser acopladas conforme a fig. 15, e assim permitirem a realização de novas iterações nas diversas fases, até atingirem valores aceitáveis de confiabilidade, características de funcionamento, etc., sem esquecer outros aspectos não abordados aqui, mas não menos importantes, como custos, normalização do maior número possível de componentes, entre outros.

No que diz respeito aos aspectos puramente mecânicos, pode-se adotar as etapas acima como metodologia padrão para projeto de componentes estruturais desta classe, caracterizados pela elevada magnitude e variação das cargas envolvidas, de distribuição randômica.

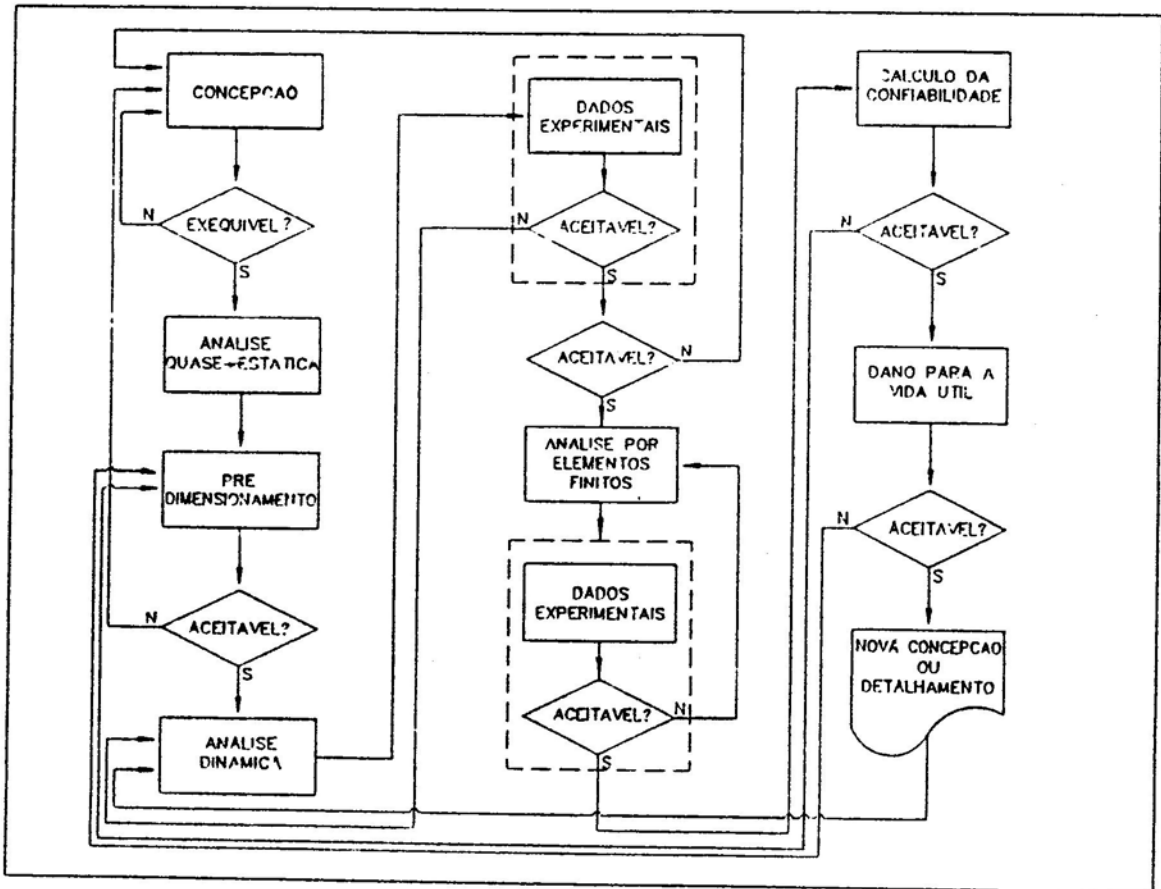


Figura 15: A metodologia utilizada na forma de um fluxograma.

## 9. BIBLIOGRAFIA

[1]- Giles, J. G. (editor); "Steering, Suspension & Tires", Automotive Technology Series, vol. 1. Iliffe Book, 1968.



- [2]- Marczak, R. J. e Pereira, S. C.; "Shaskwat 150 FE: Simulação em serviço: Suspensão". Relatório interno, GRANTE/EMC/CTC/UFSC - 1989.
- [3]- Marczak, R. J. e Pereira, S. C.; "Shaskwat 150 FE: Análise de resistência: Suspensão". Relatório interno, GRANTE/EMC/CTC/UFSC - 1989.
- [4]- Bourassa, P. e Massoud, M.; "Terrain Profile and Off-Road Vehicle Behavior Simulation". Anais do V COBEM, Campinas - 1979, pp.127-136.
- [5]- Barbieri, N. e Zampieri, D. E.; "Análise do Comportamento Excitado de um Veículo Automotivo". Anais do X COBEM, Rio de Janeiro - 1989, pp. 213-216.
- [6]- Montalvão e Silva, J. M., Silva, J. A. B. D. e Freitas, M. J. M.; "Caracterização Experimental do Comportamento Estrutural de Veículos Urbanos de Transporte de Passageiros". Anais do V SIMEA, São Paulo - 1989, pp. 81-95.
- [7]- Alvarenga, C.; "Desenvolvimento de Forças de Amortecedores Através da Análise de Conforto". Anais do V SIMEA, São Paulo - 1989, pp. 432-442.
- [8]- Fanas, M. A.; "Medições e Análise de Esforços em Suspensões McPherson". Anais do V SIMEA, São Paulo - 1989, pp. 432-442.
- [9]- Rosa, E.; "Metodologia Moderna de Projeto Estrutural". Publicação interna 01/91 - GRANTE/EMC/CTC/UFSC - 1991.
- [10]- Rosa, E.; "Análise de Sistemas Lineares à Excitações Aleatórias, com Vistas ao Cálculo da Confiabilidade". Publicação interna 02/89 - GRANTE/EMC/CTC-UFSC - 1989.
- [11]- Rosa, E. e Sandin, G. R.; "Modelos para Análise de Confiabilidade sob Cargas Aleatórias". Anais do 6.º SIBRAT - 1990, pp.223-245.
- [12]- Harris, C. M. e Crede, C. E.; "Shock and Vibration Handbook". McGraw-Hill- 1976.