

ANÁLISE DO CONFORTO VEICULAR

ATRAVÉS DA

SIMULAÇÃO DINÂMICA

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da USP para obtenção
do título de Mestre em Engenharia
Mecânica.

Prof. Orientador : Dr. José Sotelo Jr.

Aluno : LUCIANO AMODIO

SÃO PAULO

1995

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao Professor Dr. José Sotelo Junior pela orientação ,pelo apoio e incentivo dados ao desenvolvimento e à conclusão deste trabalho.

Agradeço também às pessoas que direta ou indiretamente colaboraram com a execução deste trabalho.

Agradeço ao CNPQ pela bolsa de estudo durante o período de 01 ano, em que me encontrei desempregado.

Agradeço principalmente à minha esposa Ruth Girdauskas Amodio que tanto me incentivou e colaborou privando-se tantas vezes da minha companhia, para que eu pudesse concluir o objetivo da obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica.

DEDALUS - Acervo - EPBC



31200029731

F0-5753

ERRATAS DA DISSERTAÇÃO : ANÁLISE DO CONFORTO VEICULAR ATRAVÉS DA
SIMULAÇÃO DINÂMICA.

AUTOR : LUCIANO AMODIO

ANO : 1995

1 - pg 12, 3º parág, 4º linha :

onde se lê : "Esses sintomas são completamente diferentes
daqueles fornecidos na Tabela 3.1."

leia-se : "Esses sintomas não têm relação com aqueles
fornecidos na Tabela 3.1."

2 - pg 13, 1º parág, 1º linha :

onde se lê : "Sintomas do Ser Humano ..."

leia-se : "[Guenter,1984] Sintomas do Ser Humano ..."

3 - pg 18, último parágrafo :

eliminar o item f .

4 - pg 20, 2º linha :

onde se lê : "- tempo de duração da vibração;"

leia-se : "- tempo de exposição da vibração;"

5 - pg 24, último parág, 6º linha :

onde se lê : "- não requer análise ..."

leia-se : "- não requer explicitamente uma análise ..."

6 - pg 28, acrescentar após valores de C_i o seguinte parágrafo :

"Unidades :

C_1 e C_7 em s^5 ; C_2 e C_8 em s^4 ; C_3 e C_9 em s^3 ;

C_4 e C_{10} em s^2 ; C_5 e C_{11} em s ; C_6 e C_{12} adimensionais."

7 - pg 28, nota 2, 2° linha :

onde se lê : "... verificou-se que a linearidade entre ..."

leia-se : "... verificou-se que a relação entre ..."

8 - pg 29, 1° parág, 3° linha :

onde se lê : "... humanos do sexo masculino."

leia-se : "... humanos (posição sentada) do sexo masculino."

9 - pg 36, 5° parág, 7° linha :

onde se lê : "...APG 1.70 tem RMS de 1.70in."

leia-se : "...APG 1.70 tem RMS de 1.70in (ver perfil no Apêndice F)."

10 - pg 45, Figura 6.1 :

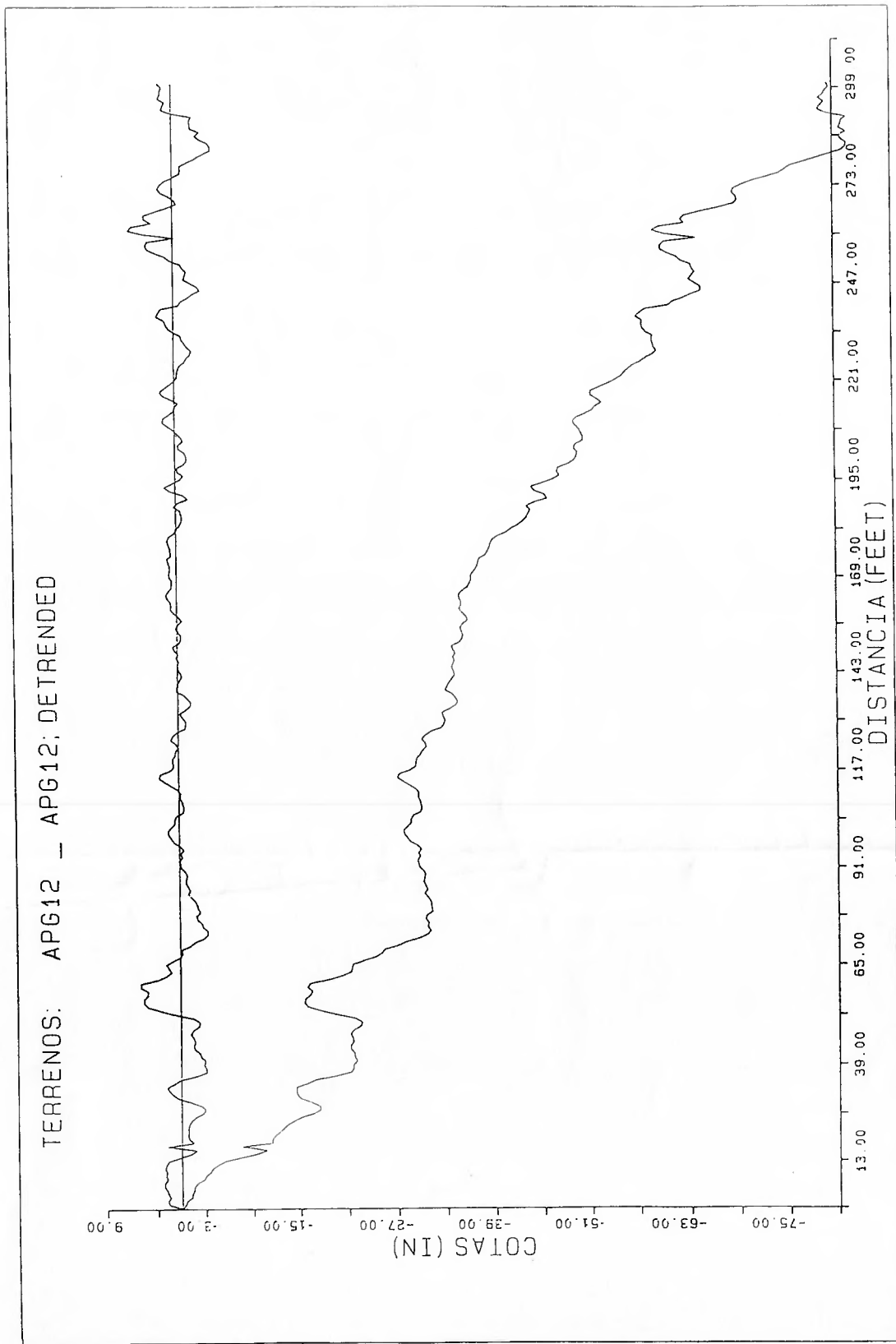
onde se lê : "rate do pneu"

leia-se : "rigidez do pneu"

11 - Acrescentado Apêndice F (pg 42).

APENDICE "F"

Perfil do Terreno APG 12 de RMS = 1.70in



ÍNDICE

| | PAG |
|---|-----|
| Agradecimentos | i |
| Índice | ii |
| Lista de Ilustrações | vii |
| Relação de Tabelas | ix |
| Conversão de Unidades (inglês / métrico) | ix |
| | |
| I - Objetivo | 1 |
| | |
| II - Introdução | 3 |
| II.1 - Importância da Análise do Conforto Veicular | 3 |
| II.2 - Simulação Dinâmica de veículos | 4 |
| | |
| III - Fatores Humanos | 9 |
| III.1 - Considerações Iniciais | 9 |
| III.2 - Reações humanas à vibrações | 10 |
| III.2.1 - Efeitos físicos | 10 |
| III.2.2 - Efeitos fisiológicos | 11 |
| III.2.3 - Efeitos psicológicos | 12 |
| III.2.4 - Alguns resultados experimentais..... | 14 |
| | |
| IV - Análise do Conforto Veicular | |
| Objetivos | 16 |
| IV.1 - Introdução | 17 |
| IV.2 - Norma ISO 2631 | 19 |
| IV.2.1 - Introdução | 19 |

| | |
|---|----|
| IV.2.2 - Avaliação da Vibração | 20 |
| IV.2.3 - Comentários Gerais | 21 |
| IV.3 - Potência Absorvida (PA) | 24 |
| IV.3.1 - Introdução | 24 |
| IV.3.2 - Discussão da PA | 25 |
| IV.3.3 - Obtenção e Equacionamento da PA | 30 |
| IV.3.4 - Valores Orientativos p/ Projeto | 33 |
| IV.3.5 - Comentários Finais | 34 |
| | |
| V - Terrenos | |
| Objetivos | 35 |
| V.1 - Introdução | 35 |
| V.2 - Parâmetros do Terreno | 36 |
| V.3 - Obstáculos Discretos | 37 |
| V.4 - Medição de Terrenos | 38 |
| V.5 - Considerações Práticas | 41 |
| | |
| VI - Modelamento e Equações do Movimento | 44 |
| VI.1 - Considerações Iniciais | 44 |
| VI.2 - Equacionamento | 46 |
| VI.2.1 - Aproximações p/ ângulo de Pitch | 48 |
| VI.2.2 - Movimento vertical da Massa Suspensa . | 48 |
| VI.2.3 - Movimento de Pitch da Massa Suspensa . | 49 |
| VI.2.4 - Movimento vertical do eixo/roda | 49 |
| VI.2.5 - Aceleração no Motorista | 49 |
| VI.3 - Modelamento interação pneu/solo | 50 |
| VI.3.1 - Introdução | 50 |

| | |
|--|----|
| VI.3.2 - Interação Pneu/Solo | 50 |
| VII - Programa de Simulação | |
| VII.1 - Introdução | 58 |
| VII.2 - Dados de Entrada do Programa | 59 |
| VII.2.1 - Veículo | 59 |
| VII.2.2 - Terreno | 61 |
| VII.2.3 - Dados de Controle | 61 |
| VII.3 - Metodologia utilizada na Solução | 62 |
| VII.4 - Resultados do Programa | 63 |
| VII.5 - Validação dos Resultados do Programa | |
| Objetivos | 64 |
| VII.5.1 - Modelos a serem utilizados | 65 |
| VII.5.2 - Modelo massa/mola | |
| VII.5.2.a - Solução analítica | 67 |
| VII.5.2.b - Resultados | 69 |
| VII.5.2.b.1 - Analíticos | 69 |
| VII.5.2.b.2 - Programa | 70 |
| VII.5.2.c - Comparação dos Resultados | 71 |
| VII.5.2.c.1 - Aceleração vertical | 71 |
| VII.5.2.c.2 - Potência absorvida | 72 |
| VII.5.2.d - Conclusão | 72 |
| VII.5.3 - Modelo massa/mola/amortecedor | |
| VII.5.3.a - Solução analítica | 73 |
| VII.5.3.b - Resultados | 74 |
| VII.5.3.b.1 - Analíticos | 75 |
| VII.5.3.b.2 - Programa | 76 |

| | |
|---|-----|
| VII.5.3.c - Comparação dos Resultados | 76 |
| VII.5.3.c.1 - Aceleração vertical | 77 |
| VII.5.3.c.2 - Potência absorvida | 79 |
| VII.5.3.d - Conclusão | 80 |
| VII.6 - Estrutura do Programa DINVE | |
| VII.6.1 - Sequência das sub-rotinas | 81 |
| VII.6.2 - Diagrama de blocos sub-rot INTNUM ... | 82 |
| VII.6.3 - Notação do Arquivo de Entrada | 85 |
| VII.6.4 - Arquivo de Entrada | 86 |
| VII.6.5 - Arquivo do Terreno | 87 |
| VII.6.6 - Notas Gerais do Programa | 87 |
| VIII - Aplicação da Análise de Conforto (Exemplo) | |
| VIII.1 - Introdução | 88 |
| VIII.2 - Dados do veículo EE-12 | 89 |
| VIII.3 - Análise prévia da suspensão | 91 |
| VIII.3.1 - Suspensão dianteira | 92 |
| VIII.3.2 - Suspensão traseira | 94 |
| VIII.4 - Aplicação do programa : | |
| Pesquisa amortecimento | 95 |
| VIII.4.1 - Amortecedor dianteiro | 97 |
| VIII.4.2 - Amortecedor traseiro | 98 |
| VIII.4.3 - Aplicação do programa | 99 |
| VIII.4.3.1 - Arquivo do terreno | 99 |
| VIII.4.3.2 - Arquivo do veículo | 99 |
| VIII.4.4 - Resultados Amortec vs Conforto | 101 |
| VIII.4.5 - Resultados amortec vs dirigibil ... | 107 |

| | |
|--|-----|
| VIII.4.6 - Conclusão Final | 108 |
| VIII.5 - Aplicação do Programa : | |
| Dimensionamento de Componentes ... | 110 |
| VIII.6 - Aplicação do Programa : | |
| Escolha / Comparação de Veículos | |
| VIII.6.1 - Comparação entre veículos | 113 |
| VIII.6.2 - Conclusão | 119 |
| VIII.7 - Velocidade Média sobre uma Região | 121 |
| IX - Conclusões e Futuros Desenvolvimentos | |
| IX.1 - Conclusões | 123 |
| IX.2 - Futuros Desenvolvimentos | 125 |
| Referências | 127 |

APÊNDICES

| | |
|---|----|
| Apêndice "A" : Alguns conceitos utilizados no trabalho | 01 |
| Apêndice "B" : Formulação da Potência Absorvida | 02 |
| Apêndice "C" : Notas sobre Terrenos | 12 |
| Apêndice "D" : Listagem do Programa DINVE | 15 |
| Apêndice "E" : Arquivo de Dados dos Veículos F1000 e M151 ... | 40 |

LISTA DAS ILUSTRAÇÕES

| Figura | Descrição | página |
|--------|---|--------|
| 3.1 | Sistema dinâmico para o corpo humano. | 11 |
| 3.2 | Reação humana à vibração vertical. | 15 |
| 4.1 | Aceleração limite em função da frequência a_z . | 22 |
| 4.2 | Aceleração limite em função da frequência a_x/a_y . | 23 |
| 4.3 | Representação geral de função de transferência. | 25 |
| 4.4 | Transmissibilidade assento/cabeça. | 27 |
| 4.5 | Comparação resultados função de transferência | 29 |
| 5.1 | Representação de obstáculo. | 37 |
| 5.2 | Vista geral do aparelho de medir perfis. | 38 |
| 5.3 | Modelo de um veículo. | 40 |
| 5.4 | Terreno "detrended". | 43 |
| 6.1 | Modelo de uma suspensão independente. | 45 |
| 6.2 | Modelo para equacionamento de um veículo. | 46 |
| 6.3 | Representação das forças agindo na roda. | 49 |
| 6.4 | Molas radiais representando o pneu. | 51 |
| 6.5 | Determinação da rigidez radial do pneu. | 52 |
| 6.6 | Forças normal e radial agindo no pneu. | 53 |
| 6.7 | Resultante das forças agindo no pneu. | 55 |
| 6.8 | Perfil de um segmento no pneu. | 56 |
| 6.9 | Segmento de perfil parcialmente dentro da roda. | 57 |
| 7.1 | Modelo ponto seguidor. | 65 |
| 7.2 | Modelo massa/mola/amortecedor. | 65 |

| <u>Figura</u> | <u>Descrição</u> | <u>página</u> |
|---------------|---|---------------|
| 7.3 | Esquemático do perfil de terreno | 66 |
| 7.4 | Solução analítica massa/mola. | 67 |
| 7.5 | Solução analítica massa/mola/amortecedor | 73 |
| 7.6 | Resultado massa/mola. | 77 |
| 7.7 | Resultado massa/mola/amortecedor. | 78 |
| 8.1 | Esquemático do veículo EE-12. | 89 |
| 8.2 | Gráfico Potência Absorvida vs % Amortecimento. | 96 |
| 8.3 | Pesquisa amortecimento do EE-12 - conforto. | 102 |
| 8.4 | Pesquisa amortecimento do EE-12 - dirigibilidade. | 107 |
| 8.5 | Pesquisa amortecimento do EE-12 - dirigibilidade. | 108 |
| 8.6 | Esforços nos suportes dianteiros mola/amortec. | 111 |
| 8.7 | Esforços nos suportes traseiros mola/amortec. | 112 |
| 8.8 | Conforto de veículos no terreno RMS104. | 116 |
| 8.9 | Conforto de veículos no terreno RMS132. | 116 |
| 8.10 | Conforto de veículos no terreno RMS170. | 117 |
| 8.11 | Conforto de veículos no terreno RMS217. | 117 |
| 8.12 | Conforto de veículos no terreno RMS068. | 118 |

RELAÇÃO DAS TABELAS

| Tabela | Descrição | página |
|--------|---|--------|
| 3.1 | Sintomas do Ser Humano sujeito às vibrações. | 13 |
| 4.1 | Valores de K_t . | 32 |
| 7.1 | Resultado PA analítico (massa/mola). | 70 |
| 7.2 | Resultados analítico/programa (massa/mola). | 71 |
| 7.3 | Resultado PA analítico (massa/mola/amortecedor). | 76 |
| 7.4 | Resultados analítico/programa (massa/mola/amortec). | 79 |
| 7.5 | Resultados PA (massa/mola/amortecedor). | 79 |
| 8.1 | Curva da Suspensão Dianteira EE-12. | 93 |
| 8.2 | Curva da Suspensão Traseira EE-12. | 94 |
| 8.3 | Curva da Amortecedor Dianteiro EE-12. | 98 |
| 8.4 | Curva da Amortecedor Traseiro EE-12. | 98 |
| 8.5 | Conforto vs Amortecimento EE-12. | 101 |
| 8.6 | Curva otimizada dos amortecedores EE-12. | 109 |
| 8.7 | Velocidade vs PA (EE12/F1000/M151) RMS068. | 114 |
| 8.8 | Velocidade vs PA (EE12/F1000/M151) RMS104/132. | 115 |
| 8.9 | Velocidade vs PA (EE12/F1000/M151) RMS170/217. | 115 |
| 8.10 | Velocidade de 6W para Veículos vs Terrenos. | 119 |

UNIDADES DE MEDIDAS E FATORES DE CONVERSÃO

Apresentamos abaixo algumas transformações de unidades entre o Sistema Internacional (métrico) e o Sistema Inglês usado em algumas situações neste trabalho.

| <u>Multiplicar</u> | <u>Por</u> | <u>Para Obter</u> |
|-----------------------|------------|---------------------------|
| polegada (in) | 0,0254 | metro (m) |
| pé (ft) | 0,3048 | metro (m) |
| milhas por hora (mph) | 1,6093 | kilometro por hora (km/h) |
| libra força (lbf) | 4,4482 | Newton (N) |

ALGUMAS ABREVIACÕES UTILIZADAS NESTE TRABALHO

| | | |
|-------|---|---|
| 2D/3D | = | 2 Dimensões / 3 Dimensões |
| APG | = | Aberdeen Proving Ground; |
| CG | = | Centro de Gravidade; |
| DINVE | = | Dinâmica Veicular; |
| g | = | aceleração da Gravidade; |
| ISO | = | International Standard Organization; |
| PA | = | Potência Absorvida; |
| RMS | = | Root Mean Square (raiz quadrada da média quadrática); |
| SAE | = | Society of Automotive Engineers; |
| WES | = | Waterways Experiment Station; |

I- OBJETIVO

Dentre os vários objetivos que orientam este trabalho, descreve-se a seguir os principais :

- 1 - desenvolver uma metodologia para análise do conforto veicular através da simulação dinâmica. Nesta metodologia serão envolvidos o comportamento do corpo humano quando sujeito à vibrações e à dinâmica do veículo;
- 2 - orientar o projetista no projeto e na avaliação de veículos com uma determinada missão e finalidade do ponto de vista de conforto;
- 3 - minimizar o movimento de vibração transmitido à carroceria com ajuda da suspensão ou quaisquer sistemas de isolação e mostrar como seus componentes (bancos, pneus, molas, amortecedores, batentes, etc...) influenciam na análise do conforto veicular;
- 4 - mostrar a avaliação da mobilidade veicular através do compromisso existente entre a velocidade e o conforto;
- 5 - ajudar e orientar no dimensionamento de componentes da suspensão e do eixo do veículo;
- 6 - apresentar resultados e conclusões de pesquisas e experiências acumuladas durante muitos anos de estudos junto a órgãos militares na busca do aprimoramento da mobilidade veicular.

Para o desenvolvimento deste trabalho, serão utilizados resultados de pesquisas experimentais, modelos teóricos, dados e estudos envolvendo os seguintes tópicos :

- a - Entendimento da resposta subjetiva do corpo humano à vibrações (consequências e reações);

- b - Alguns critérios internacionais de conforto, com mais atenção aos da Norma ISO e da Potência Absorvida;
- c - Alguns perfis de terrenos existentes e utilizados pelo Exército Americano na avaliação de missões;
- d - Modelamento de veículos com detalhes suficientes para análise das influências das variáveis de projeto do veículo na vibração transmitida da via para o passageiro;

Como ferramenta de análise, será apresentado um método computacional de previsão de conforto usando um modelo dinâmico de um veículo, excitado por um perfil de terreno.

Finalmente, serão mostrados exemplos de aplicação dos conceitos mencionados neste trabalho ao avaliar-se um veículo existente.

II - INTRODUÇÃO

II.1 - IMPORTÂNCIA DA ANÁLISE DO CONFORTO VEICULAR :

O desenvolvimento de novos sistemas de transporte, bem como o aperfeiçoamento dos já existentes, visam oferecer ao público transporte mais eficiente, seguro, rápido e confortável. Desta maneira, existe a necessidade da introdução de critérios para avaliação de conforto mais atualizados dos que vinham sendo praticados até aqui.

Veículos (ar, terra e água) expõem o homem à vibrações mecânicas as quais podem interferir com o conforto, com a eficiência do seu desempenho e em algumas circunstâncias com suas segurança e integridade física. Por causa da "rugosidade" ou imperfeição da via e do aumento da velocidade dos veículos, os seus ocupantes estão sujeitos a maiores choques e vibrações.

Vários métodos de medidas e limites de exposições do corpo humano têm sido desenvolvidos, baseados em dados experimentais (laboratórios e campo de provas). Nenhum dos métodos podem ser considerados aplicáveis em todas as situações e conseqüentemente nenhum tem sido universalmente aceito.

Citam-se abaixo algumas vantagens como conseqüência da melhoria do conforto de um veículo :

- aumento da velocidade média;
- aumento da vida dos componentes do veículo, pois estarão sujeitos a menores esforços;

- maior preservação das vias (menor interação de esforços entre rodas e via);
- maior segurança para o motorista, devido ao menor cansaço e conseqüentemente a manutenção dos reflexos;
- possibilidade de maior utilização da eletrônica embarcada, pois a carroceria estará sujeita a menores níveis de vibração.

II.2 - SIMULAÇÃO DINÂMICA DE VEÍCULOS :

A simulação dinâmica aplicada à veículos, é uma ferramenta de análise importantíssima pois obtém-se rapidamente resultados orientativos para projeto de veículos, diminuindo-se conseqüentemente o tempo e os custos com testes de campo e laboratório. Eliminar-se totalmente os testes não seria conveniente pois, mesmo adotando-se para os veículos modelos representativos do sistema, dificilmente consegue-se reproduzir todos os efeitos que ocorrem num teste prático.

Para desenvolvimento de produtos, pode-se com a simulação dinâmica obter-se os desempenhos de veículos similares, e assim orientar na especificação e nas características desejáveis para o novo produto.

Vários são os programas de simulação dinâmica existentes no mercado. Como exemplo podemos citar :

- ADAMS/Vehicle : é um módulo utilizado em análises de sistemas de suspensão e direção veiculares, criando modelos parciais ou totais de veículos. O ADAMS roda em

ambiente DOS 3.3 (mínimo) e necessita de 16 Mb RAM. Os resultados são deslocamentos, velocidades, acelerações e carregamento dinâmico para qualquer ponto de interesse.

Neste trabalho utiliza-se como ferramenta de estudo, um programa dirigido exclusivamente para simulação dinâmica veicular tornando-o mais rápido e simples de operacionalizar. Isto pode ser traduzido por :

- a - menores inércias de programação (tamanho menor);
- b - menores custos de aquisição do programa. Como exemplo o módulo do ADAMS para micro-computador tem um custo a partir de US\$ 12.000,00;
- c - arquivo de entrada de dados mais simples.

O programa a ser utilizado, denominado DINVE, foi baseado num programa existente no Exército Americano para avaliação dinâmica de veículos militares. A limitação do mesmo se deve ao fato de trabalhar apenas em 2D (movimentos de bounce e pitch). A transformação do programa para 3D e outras propostas de melhorias estão citadas no capítulo IX.

Na simulação dinâmica de veículos, que é o estudo da predição, medida e análise de movimentos e esforços nos veículos, é normal dividir-se em 03 partes :

1 - Desempenho :

capacidade de aceleração e frenagem de um veículo em resposta aos comandos do motorista, obtendo-se :

velocidade máxima, consumo de combustível, rampa máxima, retomada de velocidade, capacidade de reboque, espaço de frenagem, etc...

2 - *Dirigibilidade* :

respostas aos comandos de direção e como perturbações do meio (curvas, ventos, chuva, neblina, neve, obstáculos, rugosidade da via) influenciam o controle do veículo.

3 - *Qualidade de Percurso* :

como a atividade vibratória do veículo excitada por irregularidades da via, afeta o conforto dos passageiros.

É evidente que desempenho, dirigibilidade e qualidade de percurso são apenas aspectos de um único problema : mobilidade veicular. Existe grande interação entre eles.

Assim as irregularidades do terreno, e conseqüentemente a vibração transmitida ao motorista, podem influenciar a velocidade do veículo em função do desconforto do motorista / passageiro e perda do controle direcional do veículo.

Como conseqüência, a tendência será o motorista diminuir a velocidade e deste modo afetar também o desempenho do veículo. Este comportamento se torna mais acentuado em veículos fora de estrada (principalmente veículos militares), cuja característica principal é trafegar em vias com muitos obstáculos e alta rugosidade e portanto sujeitos muito mais à choques e vibrações.

Definem-se vários tipos de velocidades limites para um veículo :

- *Velocidade Técnica* :

Definida como a maior velocidade do veículo, excluindo-se os fatores humanos, normalmente é proporcional à razão peso/potência e decresce com os aumentos da resistência de rolamento e inclinação do terreno. Entretanto em muitos casos essa alta velocidade, embora tecnicamente possível, não pode ser tolerada pelo corpo humano (vibração) Daí, o motorista reduzir a velocidade para a :

- *Velocidade Tolerável* :

Velocidade definida de modo a permitir aos passageiros e motorista desenvolverem certas atividades como : ler, comer, controlar o veículo e fornecer certo conforto (diminuir o cansaço em viagens longas).

No caso de Veículos Militares tem-se ainda a :

- *Velocidade de Tiro* :

Definida como a velocidade na qual as armas instaladas no veículo, podem ser disparadas sem perda de precisão de tiro.

É claro que dependendo da aplicação do veículo, utiliza-se a velocidade máxima específica ao caso, mas, em todas elas, a Qualidade de Percurso influi diretamente.

Apesar do conforto veicular ser desejável, o seu aumento em demasia poderá ser conflitante com a dirigibilidade do veículo (poderá torná-lo extremamente instável como por exemplo em curvas). Existe uma grande interação entre os sistemas de suspensão e direção de um veículo.

Mesmo com os melhores modelos matemáticos, não se pode eliminar o teste prático, e conseqüentemente o ajuste dos parâmetros envolvidos no conforto, com o objetivo de fornecer indicações do melhor compromisso entre suspensão e direção.

A utilização do programa DINVE mencionado, permitirá as seguintes análises :

- da suspensão (amortecedores, molas e coxins) e conseqüente otimização do amortecimento sob o ponto de vista do conforto;
- da comparação e do comportamento de veículos fora de estrada;
- dos esforços dinâmicos em suportes de amortecedores e molas;
- da dirigibilidade dada pelo tempo de perda de contacto do pneu com o solo;
- velocidade máxima do veículo em função do conforto desejável.

III - FATORES HUMANOS

OBJETIVOS :

Neste capítulo são apresentados alguns efeitos provocados pela ação da vibração mecânica sobre o corpo humano, e da relação existente entre amplitude e frequência de vibração com a sensação de conforto.

Alguns resultados obtidos experimentalmente são mostrados para confirmar e reforçar os conceitos expostos neste capítulo.

III.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

O corpo humano é fisicamente e biologicamente um sistema extremamente complexo. Quando visto sob o ponto de vista de um sistema mecânico, pode ser considerado como formado por um conjunto de elementos lineares e não lineares variando de pessoa para pessoa.

A situação se complica ainda mais, quando se levam em conta efeitos psicológicos.

Dados sobre a influência das vibrações sobre o corpo humano têm sido coletados por pesquisas experimentais e realizadas análises estatísticas. Estas pesquisas concluíram que um ser humano dependendo do nível de vibrações mecânicas a que é exposto, tem afetados seu conforto, sua competência de efetuar tarefas, sua segurança e sua saúde.

III.2 - REAÇÕES HUMANAS ÀS VIBRAÇÕES

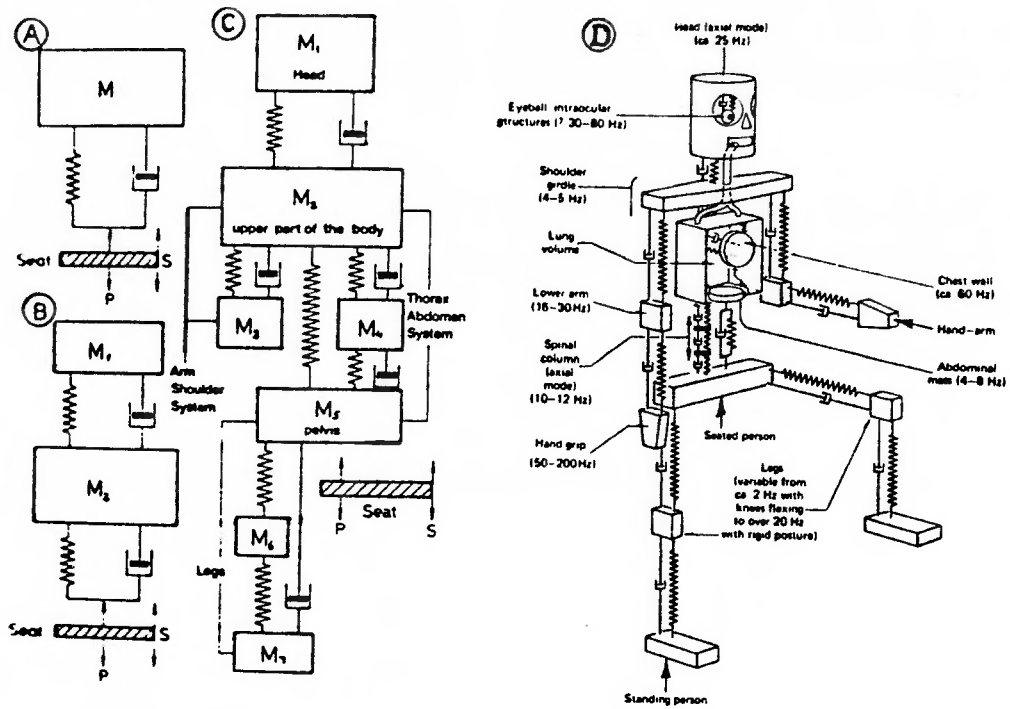
As reações humanas às vibrações são classificadas e conseqüentes de :

- efeitos físicos;
- efeitos fisiológicos;
- efeitos psicológicos.

III.2.1 - Efeitos físicos (modelo mecânico)

Para a análise dos efeitos da vibração mecânica, o corpo humano não deve ser considerado como uma massa rígida. Vários modelos com diversos graus de complexidade têm sido desenvolvidos. Alguns modelos mecânicos formados por massas, molas e amortecedores são mostrados na figura 3.1 (extraídos da referência [Guenter,1984]).

Uma das mais importantes partes do modelamento do corpo humano com respeito aos efeitos da vibração e, choques é o sistema tórax / abdome. Isto se deve ao fato de várias frequências de ressonância dos órgãos internos estarem dentro da faixa de 3 a 8 Hz.



Mechanical substitute system for the human body. (Dieckmann and Coermann modified by Dupuis)

- (A) 1 mass-1 spring-1 damper-system
- (B) 2 masses-2 springs-2 dampers-system
- (C) 7 masses-7 springs-5 dampers-system

- (D) Multiple masses-springs-dampers system (Brüel & Kjaer)

Figura 3.1

III.2.2 - Efeitos fisiológicos

Muitos estudos sobre efeitos fisiológicos tais como percepção, desconforto e dor têm sido desenvolvidos em motoristas de veículos e pilotos de aeronaves, variando-se as condições de vibrações. Essa pesquisa conclui que vibrações mecânicas podem resultar em danos fisiológicos.

No intervalo de 1 a 3 Hz a diminuição da respiração foi detectada (frequência de respiração diferente da do pulmão). Entre 4 e 9 Hz as amplitudes dos movimentos das vísceras chegam ao máximo e o corpo humano esforça-se para diminuir este efeito com a

redução da respiração.

Um notável efeito de vibração mecânica acima de 20 Hz é a diminuição dos reflexos musculares e tal efeito se refere como um desarranjo do sistema nervoso central.

Dados sobre os sintomas mais dominantes com respeito às frequências de vibração é apresentada na Tabela 3.1. Salienta-se que esses efeitos e sintomas são difíceis de se quantificar.

Vibrações com baixas frequências aumentam a pulsação. Frequências abaixo de 1 Hz podem causar sensações de desconforto como : tonturas, enjôos, mal estares. Esses sintomas são completamente diferentes daqueles fornecidos na Tabela 3.1. As reações às vibrações abaixo de 1 Hz dependem também de um grande número de fatores externos tais como : idade, sexo, visão, atividade no momento e odores, os quais nada tem a ver com o movimento do veículo.

III.2.3 - Efeitos psicológicos

Complementando os efeitos sobre o corpo humano , tem-se ainda os efeitos psicológicos. Esses são devidos ao 'stress' (cansaço), medo (caso de se viajar em lugares desconhecidos e perigosos como serras, regiões de neblina, sob muita chuva). No caso de veículos militares, quando em operação, existe ainda o problema da tensão de "guerra" cuja influência é mais acentuada na tripulação, que na maioria das vezes não tem a visão do que está ocorrendo e nem do terreno no qual está trafegando (fora de estrada).

Tabela 3.1 - Sintomas do Ser Humano para Vibração Mecânica.

| <u>frequ.hz</u> | <u>órgãos envolvidos</u> | <u>efeitos e sintomas</u> |
|-----------------|--------------------------|---|
| 1 - 3 | vários | -influência nos movimentos da respiração. |
| 3 - 4 | cabeça | -desconforto no tecido facial, ansiedade. |
| 4 - 7 | tórax/abdômen | -menor aceleração tolerável, dano físico mais provável, desconforto intestinal, dores nos rins e fígado, prejuízo da circulação, contrações musculares. |
| 6 - 9 | região do coração | -dôr no tórax. |
| > 8 | visão | -redução acuidade visual e mecânica. |
| 10 | testículos | -dôr. |
| 10 - 18 | bexiga | -estímulo em urinar. |
| 13 - 20 | vários | -dificuldade na fala, sintomas na cabeça. |
| 20 | pele | -dôr e sensação de pressão. |
| >20 | sistema nervoso | -parcial supressão de reflexos musculares (influência no sistema nervoso central). |

Os efeitos produzidos por ruídos também produzem desconforto tais como :

- a - interferência com a comunicação;

- b - perda da audição (temporária ou permanente);
- c - fadiga, perda de sono, dor e até problemas no sistema psicomático.

Nota -considera-se que intensidades sonoras acima de 130 dB, ainda que por curta duração, são prejudiciais ao ser humano.

III.2.4 - Alguns comentários e resultados experimentais

comentários :

Sabe-se que o modelo mecânico do corpo humano é muito mais complicado daquele mostrado na Figura 3.1 que não considera elementos elásticos transversais e longitudinais. Mas, notamos pela sequência (A,B,C e D) apresentada na figura 3.1, que devido às pesquisas [Rasmussen,1982] ainda em andamento, tem-se obtido maior representatividade para o modelo do corpo humano.

resultados experimentais :

Apresenta-se a seguir a recomendação fornecida por R. N. Janeway, Janeway Engineering Corporation ([SAE,1965]) fig 3.2 cujas informações foram obtidas de testes experimentais em automóveis e trens. As curvas mostradas fornecem a relação entre amplitudes e frequências. Estes gráficos indicam que uma pessoa pode tolerar maiores amplitudes de vibrações se a frequência for pequena. Altas frequências devem ser acompanhadas por baixas amplitudes. Todos os valores mostrados a seguir foram baseados em vibrações senoidais de uma simples frequência.

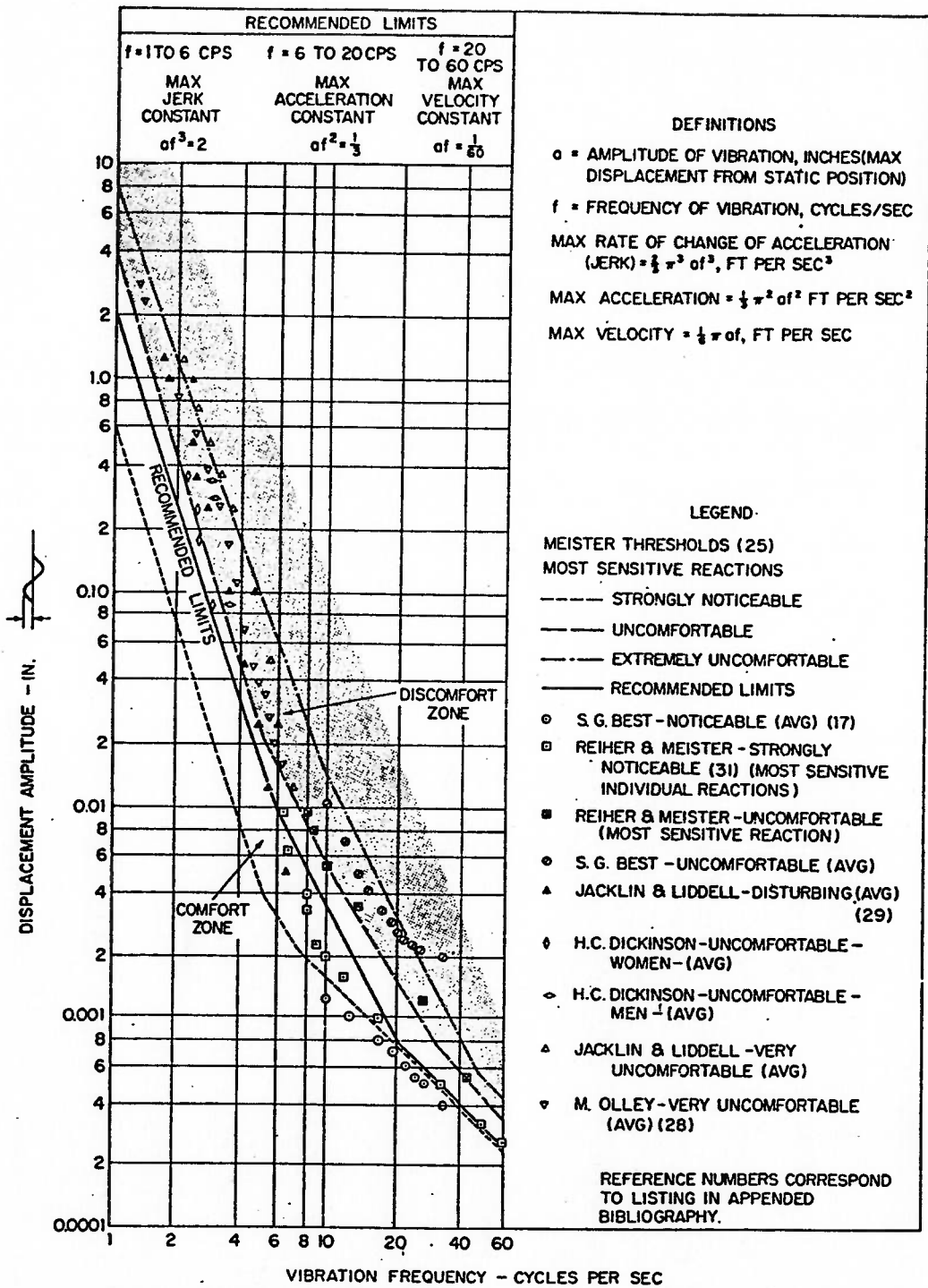


Figura 3.2 Reação humana à vibração vertical
(retirado da ref [SAE,1965], pg 25)

IV - ANÁLISE DO CONFORTO VEICULAR

OBJETIVOS :

Serão mostrados neste capítulo os dois mais utilizados critérios de análise e previsão de conforto. Ambos se baseiam fundamentalmente no comportamento e resposta do corpo humano quando sujeito às vibrações.

Os dois critérios mencionados são :

1 - *ISO standards 2631 (human exposure vibration)*

É o resultado de 10 anos de trabalho de especialistas na área, desenvolvido por 22 países. O índice de conforto é função do gráfico obtido da aceleração Vs frequência a que o corpo humano está sujeito.

2 - *Potência Absorvida (Pradko-Lee)*

Índice de conforto representado por uma quantidade escalar relacionada com a severidade do percurso e com a média da potência dissipada pelo corpo humano.

O programa de simulação mostrado no capítulo VII, utiliza a Potência Absorvida como avaliação do conforto veicular. Como a aceleração é também um dos resultados fornecidos pelo programa, o leitor, aplicando alguns tratamentos matemáticos na aceleração, poderá também utilizar a norma ISO 2631 para avaliar o conforto.

Estes dois métodos de avaliação de conforto (compatíveis entre si) serão vistos com mais detalhes nos capítulos IV.2 e IV.3.

IV.1 - INTRODUÇÃO

Os efeitos dinâmicos provocados por um veículo quando trafegando sobre um determinado terreno a uma certa velocidade, agem tanto nas partes que compõem o veículo (medido por tensões e deformações), como nos seus ocupantes (medido pelo conforto e tolerância do corpo humano às vibrações).

Foram ao longo do tempo desenvolvidos vários métodos e critérios para avaliação do conforto tais como :

1 - *Recomendação da Janeways* [SAE,1948]

Apresenta dados de avaliações subjetivas de seres humanos e estabelece um critério para o limite de aceitabilidade da vibração veicular (ver figura 3.2).

2 - *Recomendação da VDI 2057* [Guenter,1984]

VDI que significa Sociedade Alemã de Engenheiros, publicou em 1963 as avaliações efetuadas nas reações do corpo humano às vibrações. Os parâmetros de avaliação são a aceleração (RMS) e a frequência. Com estes dados, por meio de gráficos, obtém-se o índice de conforto denominado de "K". Este critério muito se assemelha à norma ISO 2631.

3 - *Norma ISO 2631* [ISO,1978]

A ser visto com mais detalhes no capítulo IV.2.

4 - Potência Absorvida [Pradko Lee, 1967]

A ser visto com mais detalhes no capítulo IV.3.

Os dois métodos mais utilizados são os da potência absorvida e o da norma ISO.

Muitos fatores contribuem para a complexidade do problema tais como :

- a - o corpo humano é um complexo transdutor de vibrações (ver capítulo III);
- b - muitos pesquisadores têm concentrado em laboratórios experimentos envolvendo excitação senoidal ao invés de randômica;
- c - falta de informações sobre conforto de veículos devido ao alto custo / tempo e falta de procedimentos de testes padronizados;
- d - balisamento por avaliação subjetiva;
- e - elevado número de variáveis envolvidas (do veículo e do terreno);
- f - competitividade e razão custo / benefício da melhoria do conforto veicular.

IV.2 - NORMA ISO 2631

IV.2.1 - Introdução

A Norma ISO (International Standard Organization) abrange as vibrações transmitidas para o corpo humano como um todo e tem aplicações mais abrangentes, não sendo voltada apenas para veículos. As avaliações efetuadas foram com vários tipos de pessoas aptas a suportarem um trabalho normal diário de 8 horas.

São considerados na norma valores de frequências transmitidas na faixa de 1 a 80 Hz. Vibrações abaixo de 1Hz têm relações com problemas especiais como enjôos e outros fatores humanos individuais. Acima de 80Hz até os tipos de roupas utilizadas pelo indivíduo, na área de aplicação da vibração, podem afetar as vibrações transmitidas, pois funcionam como pequenos amortecedores, dificultando assim a análise de resultados medidos.

A norma considera três critérios para avaliação da vibração sobre o corpo humano com seus respectivos limites :

- 1 - preservação do conforto : limite de conforto (permite acomodações de passageiros, comer, ler, beber);
- 2 - preservação da eficiência do trabalho : limite de fadiga / competência (efetuar tarefas e trabalhos);
- 3 - preservação da saúde : limite de exposição.

Os limites acima são especificados em função das seguintes variáveis :

- frequência de vibração;

- magnitude da aceleração;
- tempo de duração da vibração;
- direção da vibração.

Os critérios são apresentados na forma de gráficos envolvendo as variáveis mencionadas.

IV.2.2 - Avaliação da vibração

Para avaliação das vibrações são consideradas as seguintes acelerações (em RMS) :

- $\pm a_z$ = aceleração vertical;
- $\pm a_x$ = aceleração peito / costas;
- $\pm a_y$ = aceleração lateral

Os limites considerados para as acelerações mencionadas são os seguintes :

a - Limites de Fadiga / Competência :

Os valores limites apresentados nas figuras 4.1 e 4.2 (extraídas da referência [ISO,1978]) significam um grande risco ao desempenho da pessoa em suas tarefas (por exemplo dirigir um veículo).

Observa-se nos gráficos (figuras 4.1 e 4.2) que o intervalo de maior sensibilidade para o homem é o intervalo de 4 a 8 Hz para a vibração vertical (a_z) e abaixo de 2 Hz para as vibrações transversais (a_x e a_y).

Notas :

- até 2.8 Hz o limite em a_z é maior que o limite em a_x e a_y .
- maior que 2.8 Hz o limite em a_z é inferior aos limites em a_x e a_y .

b - Limites de Exposição :

Os valores limites de exposição são determinados para qualquer frequência, pelo dobro dos valores anteriores (item "a") o que equivale a um acréscimo na magnitude de 6 dB.

Os limites recomendados são aproximadamente a metade dos níveis considerados no limiar do suportável pelo homem.

c - Limites de Conforto :

Estes valores estão a 1/3 dos níveis considerados para o item "a" ou uma redução de 10 dB em magnitude. Nas bandas de frequências de maior sensibilidade, o limite de aceleração perceptível é de 0.01 m/s².

IV.2.3 - Comentários Gerais

- 1 - Se a vibração ocorrer em mais do que uma direção simultaneamente, os correspondentes limites se aplicam separadamente para cada componente vetorial (nos três eixos).
- 2 - A Potência Absorvida de 6 W equivale a uma aceleração RMS de 2 m/s² durante o tempo de 1 hora segundo a Norma ISO.
- 3 - Para veículos de passeio, a norma ISO é mais indicada que o método da Potência Absorvida, pois o universo de indivíduos testados e as condições de avaliação do conforto são mais condizentes com o tipo de veículo considerado.
- 3 - Dependendo da missão, a vibração influi mais numa pessoa que necessite habilidade do que numa que necessite força física.

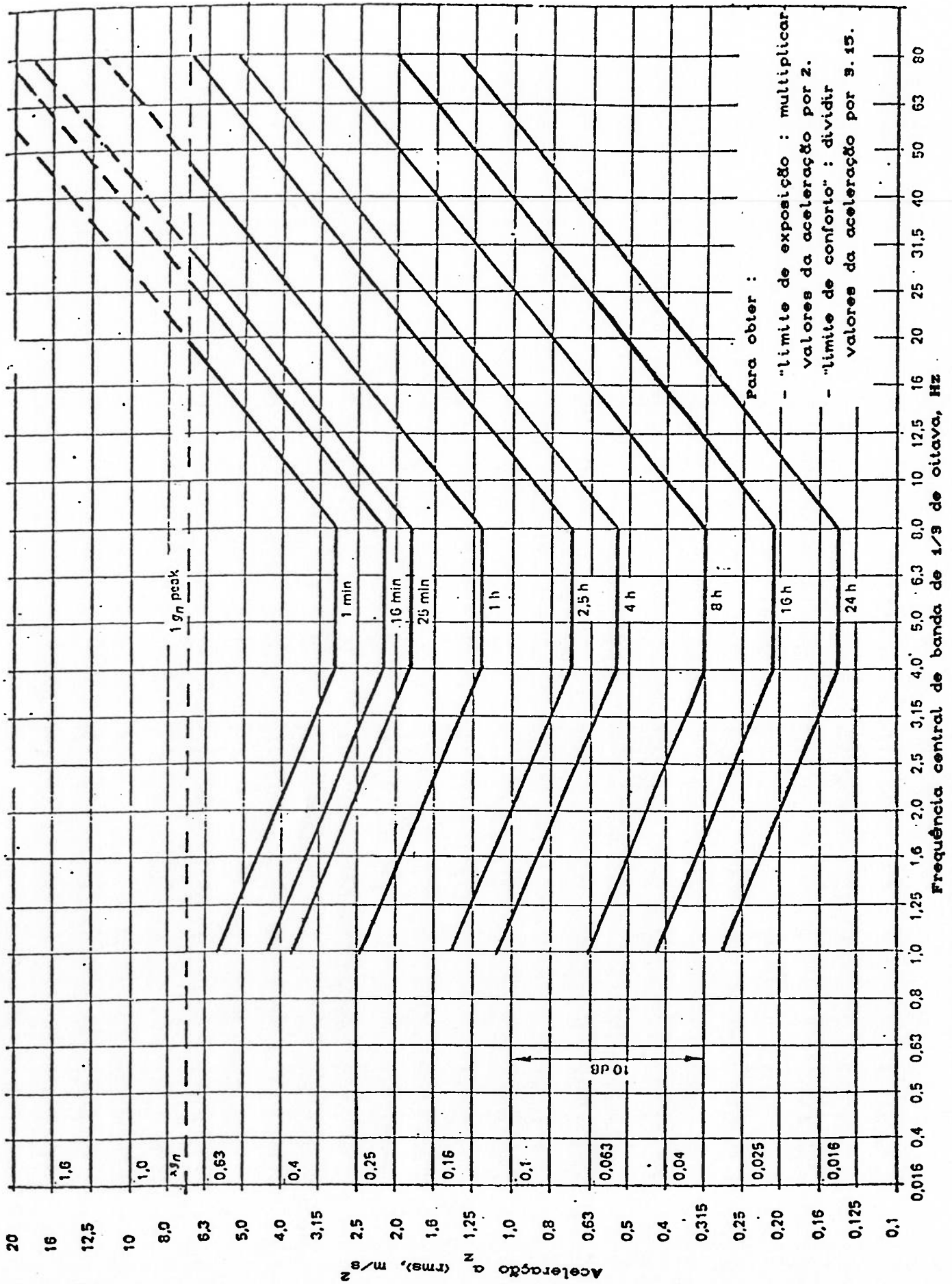


FIGURA 4.1 - Aceleração a limite em função da frequência e tempo de exposição ; fadiga / limite de competência

IV.3 - POTÊNCIA ABSORVIDA (PA) [Pradko-Lee,1967]; [Stikeleather]

IV.3.1 - Introdução

Critério desenvolvido e utilizado principalmente pelo Exército Americano para análise do conforto veicular, com a finalidade do emprego tático dos veículos militares.

Pradko e Lee propuseram uma quantidade escalar chamada de Potência Absorvida (PA) para relacionar a análise subjetiva do conforto com a severidade do percurso.

A energia vibratória a que o ser humano (modelado por molas e amortecedores lineares) fica submetido, se transfere para os órgãos internos excitando-os de modo diferenciado. Esta energia acaba sofrendo uma dissipação por efeito de amortecimento num processo bastante complexo envolvendo músculos, nervos, pele, esqueleto e órgãos internos.

A PA é uma medida da razão na qual a energia vibratória é dissipada pelo corpo humano. Depende da intensidade e da frequência da vibração (aceleração).

As vantagens da PA sobre os métodos que utilizam a aceleração como índice de conforto (como a norma ISO), são as seguintes :

- quantidade escalar que pode ser somada em multi graus de liberdade;
- não requer análise espectral para sua utilização (ver capítulo IV.3.3);
- permite avaliação direta e rápida do conforto alterando - se os parâmetros de projeto (molas,

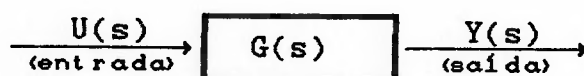
amortecedores, bancos, pneus, etc...).

O critério da PA considera a resposta do corpo humano à vibrações mecânicas abaixo de 60 Hz.

IV.3.2 Discussão da Potência Absorvida

As primeiras hipóteses consideradas são as aplicações das técnicas de função de transferência e o uso dos conceitos de transmissibilidade à dinâmica do corpo humano. Para tal, foi considerado e estabelecido que o corpo humano se comporta como um sistema linear dentro de determinados níveis de vibração.

Uma função de transferência pode ser representada conforme diagrama de blocos mostrado na figura 4.3 onde $G(s)$ representa a transformada de Laplace da resposta impulsiva do sistema linear considerado.



$$Y(s) = G(s).U(s)$$

Figura 4.3

É prática comum em análise de sistemas, efetuar-se uma varredura de frequências num determinado sistema dinâmico sob teste experimental e posteriormente aproximar os resultados obtidos por funções de transferência analíticas. Muitos casos a aproximação analítica fornece bons resultados através de razões polinomiais.

Na forma geral a função de transferência $G(s)$ é :

$$G(s) = \frac{\text{resposta}}{\text{entrada}}$$

O sistema mais comum de medida de vibração de um sistema mecânico é por acelerômetros. Para cálculo da PA do sistema vibratório (ver fórmula 4.2 parágrafo IV.3.3) necessitam-se de uma medida de velocidade e de uma medida de força. A velocidade de vibração obtém-se facilmente por integração da aceleração no tempo. A força de reação do corpo humano sob o assento do veículo deve ser obtida através de uma função de transferência (G_H) em que a entrada é a aceleração (a_{in}).

Num trabalho realizado por Pradko-Lee são apresentados resultados coletados em séries de experimentos envolvendo 31 homens do exército americano, com a finalidade de obtenção de uma função de transferência entre a aceleração e a força de reação do corpo humano para várias direções de vibrações. Também foi medida a aceleração na cabeça dos indivíduos (a_{out}).

A figura 4.4 a seguir mostra um gráfico da transmissibilidade da relação dos valores médios de acelerações entre a cabeça e a entrada. Foram usadas vibrações randômicas, movimento senoidal, ondas triangulares e ondas quadradas.

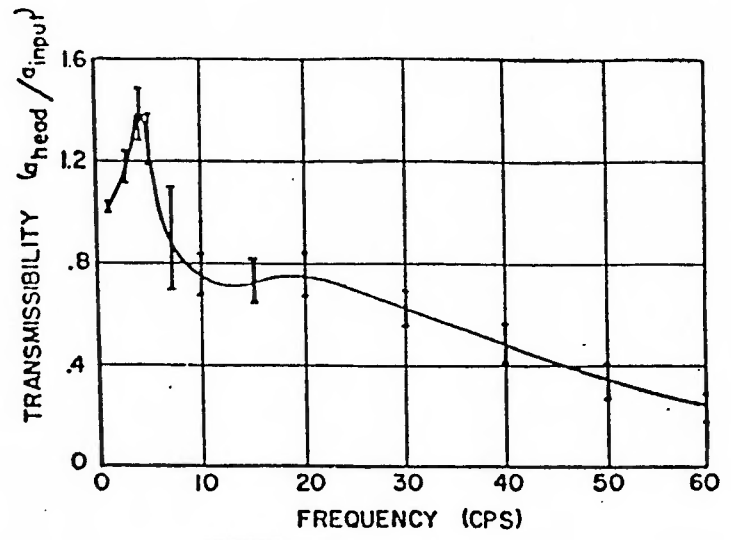
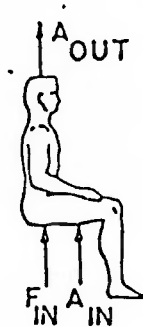


Fig. 4.4 - transmissibilidade assento/cabeça [Pradko-Lee,1967]

Em cada teste a frequência foi mantida constante. A amplitude do sinal de entrada da aceleração foi aumentada em pequenos incrementos desde a posição estática até a condição tolerável pelo elemento. O critério de tolerância foi baseado na avaliação individual referente à combinação de severidade, dor, perda de controle motor ou da acuidade visual.

Na faixa de 1 a 30 Hz, dentro dos níveis de vibração testados, o modelo mecânico do corpo humano comportou-se muito próximo ao modelo linear.

Como cada combinação de saída e entrada num sistema linear pode ser descrita por uma função de transferência, tem-se :

$$G_A(s) = \frac{A_{out}}{A_{in}}(s) \quad \left\{ \begin{array}{l} A_{out} = \text{aceleração na cabeça} \\ A_{in} = \text{aceleração da fonte de} \\ \text{vibração (entrada)} \end{array} \right.$$

$$G_F(s) = \frac{F_{in}}{A_{out}}(s) \quad \left\{ \begin{array}{l} F_{in} = \text{força de reação (resposta)} \end{array} \right.$$

$$G_H(s) = G_A \cdot G_F \quad \text{onde } G_H = \text{função de transferência do} \\ \text{corpo humano.}$$

Por razões de omissão dos próprios papers não foi possível obtermos G_F . Apresentamos na fórmula 4.1 a função G_A .

$$G_A(s) = \frac{C_1 s^5 + C_2 s^4 + C_3 s^3 + C_4 s^2 + C_5 s + C_6}{s^6 + C_7 s^5 + C_8 s^4 + C_9 s^3 + C_{10} s^2 + C_{11} s + C_{12}} \quad (4.1)$$

$$\begin{array}{lll} \text{onde : } C_1 = 11,28 \cdot 10^0 & C_2 = 10,40 \cdot 10^4 & C_3 = 38,70 \cdot 10^6 \\ C_4 = 16,08 \cdot 10^6 & C_5 = 44,31 \cdot 10^{11} & C_6 = 98,41 \cdot 10^{11} \\ C_7 = 95,24 \cdot 10^0 & C_8 = 46,20 \cdot 10^4 & C_9 = 45,12 \cdot 10^6 \\ C_{10} = 10,17 \cdot 10^9 & C_{11} = 64,20 \cdot 10^{11} & C_{12} = 98,42 \cdot 10^{11} \end{array}$$

Notas :

- 1 - Os trabalhos mencionados como referência no início do capítulo IV.3 não dão indicações da função de transferência G_H , embora os resultados de potência absorvida obtidos neste trabalho têm embutida a função de transferência G_H por meio das constantes utilizadas.
- 2 - Quanto ao aspecto da sensação subjetiva dos efeitos de vibração, verificou-se que a linearidade entre estímulo e resposta (sensação de desconforto) não obedece uma linearidade.

A figura 4.5 mostra a comparação dos resultados analíticos da função de transferência com os dados experimentais obtidos em 10 seres humanos do sexo masculino.

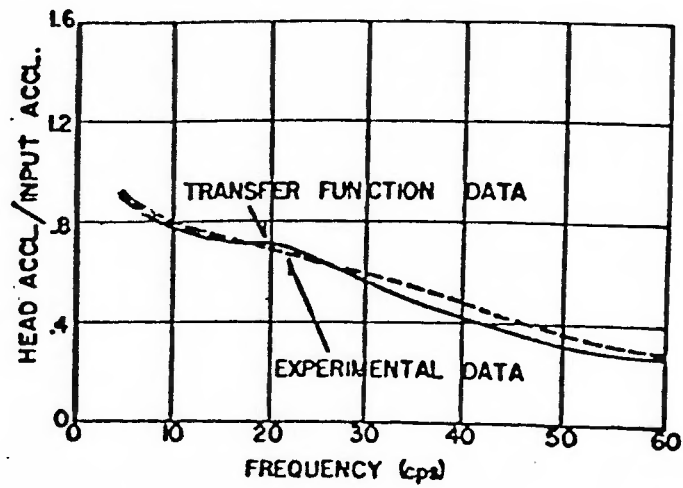


Figura 4.5 [Pradko-Lee, 1966]

IV.3.3 - Obtenção e Equacionamento da Potência Média Absorvida

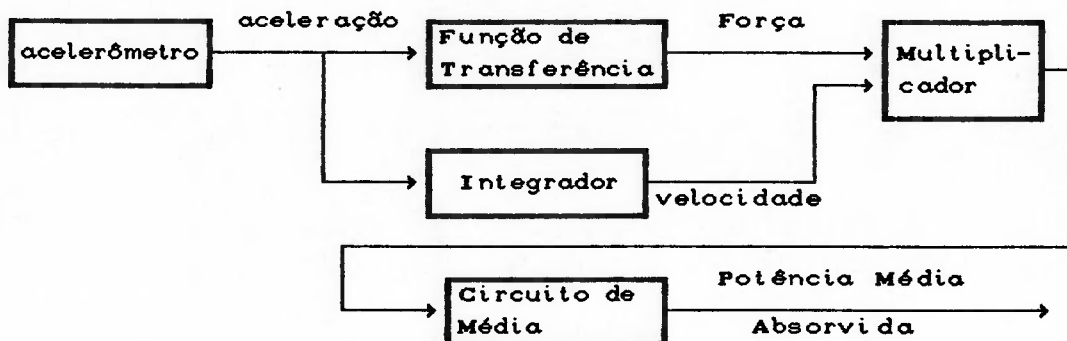
No domínio do tempo a Potência Média Absorvida (PA) pode ser escrita para um tempo infinito como :

$$PA = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t) \cdot V(t) dt \quad \begin{array}{l} F(t) = \text{força de reação} \\ V(t) = \text{velocidade de entrada} \end{array} \quad (4.2)$$

No caso de se querer determinar experimentalmente a PA num motorista, procede-se da seguinte maneira :

- Obtém-se o sinal de aceleração diretamente de um acelerômetro colocado sobre o assento;
- Esse sinal é enviado a um circuito eletrônico que sintetiza a função de transferência G_H . A saída deste circuito é força;
- A aceleração é também enviada a um integrador, obtendo-se a velocidade;
- A força e a velocidade são então multiplicadas eletronicamente;
- Passa-se através de um circuito de média;
- Obtém-se a " Potência Média Absorvida " .

Esquemáticamente temos :



Além da expressão mostrada na fórmula 4.2, a PA pode também ser calculada no domínio da frequência.

A expressão 4.3, aproximada para a faixa considerada de interesse (1 a 60 Hz), permite o cálculo da potência média absorvida no domínio da frequência, através do produto do valor RMS da aceleração ao quadrado pelo valor de K_i (função da frequência - ver apêndice B).

$$PA = \sum_{i=0}^N K_i \cdot A_{rms_i}^2 \quad (A_{rms} \text{ em ft/s}^2) \quad (4.3)$$

Na referência [Pradko-Lee, 1970] são fornecidos os valores de K_i em função da frequência f_i para vários tipos de direções de acelerações / movimentos : vertical, longitudinal e transversal. Os valores de K_i são determinados a partir da seguinte expressão :

$$K_i = K_1 \cdot K_0 \cdot \frac{F_1 \cdot F_4 - F_2 \cdot F_3}{F_3 + W_i \cdot F_4} \quad (\text{ver apêndice "B"}) \quad (4.4)$$

Para vibração vertical e a PA dada em W (Watt), A_{rms} em ft/s² e K_i em W/(ft/s²)², são fornecidos a seguir os valores de K_0 e K_1 e os valores de K_i pela tabela 4.1.

$$K_0 = 4.354 \quad W_i = 2\pi f_i \Rightarrow f_i = \text{frequência em Hz}$$

$$K_1 = 1.356$$

$F_{1,2,3,4}$ - valores em função de f_i ([Pradko-Lee, 1970]).

- valores derivados de dados experimentais.

Tabela 4.1 - Valores de K_i

| <u>Hertz</u> | <u>K_i</u> | <u>Hertz</u> | <u>K_i</u> | <u>Hertz</u> | <u>K_i</u> |
|--------------|-------------------------|--------------|-------------------------|--------------|-------------------------|
| 0.25 | 0.000517 | 5.25 | 0.189990 | 10.25 | 0.047362 |
| 0.50 | 0.002113 | 5.50 | 0.178213 | 10.50 | 0.046228 |
| 0.75 | 0.004921 | 5.75 | 0.164369 | 10.75 | 0.044921 |
| 1.00 | 0.009149 | 6.00 | 0.149459 | 11.00 | 0.043447 |
| 1.25 | 0.015061 | 6.25 | 0.134379 | 11.25 | 0.041829 |
| 1.50 | 0.022941 | 6.50 | 0.119861 | 11.50 | 0.040100 |
| 1.75 | 0.033051 | 6.75 | 0.106449 | 11.75 | 0.038298 |
| 2.00 | 0.045577 | 7.00 | 0.094499 | 12.00 | 0.036461 |
| 2.25 | 0.060561 | 7.25 | 0.084199 | 12.25 | 0.034624 |
| 2.50 | 0.077842 | 7.50 | 0.075597 | 12.50 | 0.032819 |
| 2.75 | 0.097002 | 7.75 | 0.068632 | 12.75 | 0.031069 |
| 3.00 | 0.117334 | 8.00 | 0.063166 | 13.00 | 0.029393 |
| 3.25 | 0.137872 | 8.25 | 0.059007 | 13.25 | 0.027803 |
| 3.50 | 0.157448 | 8.50 | 0.055934 | 13.50 | 0.026308 |
| 3.75 | 0.174823 | 8.75 | 0.053719 | 13.75 | 0.024912 |
| 4.00 | 0.188836 | 9.00 | 0.052134 | 14.00 | 0.023614 |
| 4.25 | 0.198567 | 9.25 | 0.050970 | 14.25 | 0.022415 |
| 4.50 | 0.208461 | 9.50 | 0.050045 | 14.50 | 0.021309 |
| 4.75 | 0.203398 | 9.75 | 0.049207 | 14.75 | 0.020292 |
| 5.00 | 0.198687 | 10.00 | 0.048340 | 15.00 | 0.019359 |

IV.3.4 - Valores Orientativos de PA para Projeto :

- 1 - limite confortável superior de PA para :
automóveis : 0.2 a 0.3 W;
veículos fora de estrada : 6 a 10 W;
veículos comerciais : 0.5 a 1.0 W.
- 2 - Para veículos militares o limite superior considerado é de 6.0 W. Este valor considera que o condutor e a tripulação conseguem ler os instrumentos. Em torno de 4 a 5 W considera-se o limite que permite a tripulação atirar com arma de fogo.
- 3 - Para níveis de 15 W, existe um tempo médio máximo de 10 minutos que o ser humano pode suportar.

IV.3.5 - Comentários Finais :

Sabe-se que durante a discussão da Potência Absorvida houveram hipóteses simplificadoras, que apesar dos testes efetuados, podem deixar algumas questões ou dúvidas que mereceriam ser mais pesquisadas. São elas :

- Validade da técnica de função de transferência para a dinâmica do corpo humano sob o aspecto de linearidade, apesar de que para o intervalo de frequências de interesse os testes mostraram uma forte linearidade [Pradko Lee,1967];
- Comportamento do corpo humano quando sujeito a aceleração vertical de cima para baixo superior a da gravidade;
- Como o ruído deve influenciar a análise subjetiva do nível de conforto;
- Como o envolvimento do assento no corpo humano e conseqüente distribuição da força de reação influencia o conforto;
- Como o tempo de exposição a um certo valor de potência média absorvida pode influenciar na avaliação subjetiva do ser humano;
- Para utilização do método para veículos de passageiros (excetuando-se os fora de estrada), deveriam ser pesquisados outros dados, curvas e critérios;
- Como os efeitos psicológicos influenciam a avaliação subjetiva do conforto pelo ser humano.

V - TERRENOS

OBJETIVOS

Este capítulo visa informar ao leitor os parâmetros principais que devem ser utilizados para representar um perfil onde o veículo pode trafegar como : auto estrada, via secundária, terra batida ou fora de estrada.

O perfil de terreno será um dos dados de entrada do programa de previsão de conforto e de simulação dinâmica de um veículo a ser utilizado no capítulo VII.

Serão mostrados também, alguns métodos de medição de perfil e alguns parâmetros práticos que permitirão classificar um terreno.

V.1 - INTRODUÇÃO

A simulação dinâmica de um veículo pode ser efetuada em :

- terrenos contínuos;
- obstáculos discretos.

Nota : Os perfis de terrenos encontrados na prática são randômicos e não periódicos.

V.2 - PARÂMETROS DO TERRENO

Ao analisar-se o desempenho de um veículo referente ao conforto, o mesmo deve trafegar sobre perfis reais.

As representações dos perfis podem ser da forma senoidal (mais simples), ou randomica (via seu espectro ou pares de pontos x e y). Para algumas aplicações existem terrenos padrões que representam o ambiente da provável utilização do veículo.

Em nosso trabalho utiliza-se a mesma representação de terrenos padrões usada pela WES (Waterway Experimental Station) da " Army Engineer - Vicksburg - USA " que normalmente configuram condições fora de estrada.

A partir de terrenos reais (estrada e fora de estrada) são registradas uma série de ordenadas verticais a intervalos horizontais regulares (espaçamentos iguais). A experiência tem mostrado que o espaçamento entre medidas deve ser menor que $1/3$ do raio da roda do veículo a ser utilizado.

Em Aberdeen Proving Ground (próximo a Washington DC) num campo de provas do Exército Americano foram construídos vários perfis de terrenos. Para cada um deles foi designado um nome, como por exemplo : APG 1.70, APG 3.40, APG 1.04 . Os três últimos algarismos do nome representam o valor RMS (Root Mean Square) do terreno em questão em polegadas (in). Por exemplo : APG 1.70 tem RMS de 1.70in. Essas medidas são reais e a severidade aumenta com o aumento do valor RMS do terreno.

Para a utilização de terrenos nas simulações dinâmicas de veículos a serem feitas no capítulo VII e VIII, serão usados os

APGs acima mencionados. Os arquivos desses terrenos são representados por um conjunto de ordenadas espaçadas de 0,305m (1ft).

V.3 - OBSTÁCULOS DISCRETOS

Quando o valor de amplitude do perfil é muito grande em relação ao RMS do terreno, chamamos de obstáculo.

O obstáculo é representado por coordenadas (elevação) espaçadas igualmente ou por pares de valores (x,y). Exemplo :

| x | y |
|----|-----|
| 0 | 0 |
| 20 | 0 |
| 25 | 8,7 |
| 30 | 10 |
| 35 | 8,7 |
| 40 | 0 |
| 60 | 0 |

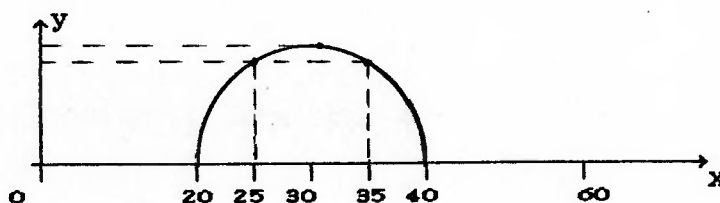


Figura 5.1

V.4 - MEDIÇÃO DE TERRENOS

Serão apresentados a seguir dois métodos para se determinar perfis de terreno :

1 - Método com giroscópio :

Um dos métodos de se medir perfis de terrenos é utilizar um aparelho com um giroscópio vertical (ver fig. 5.2).

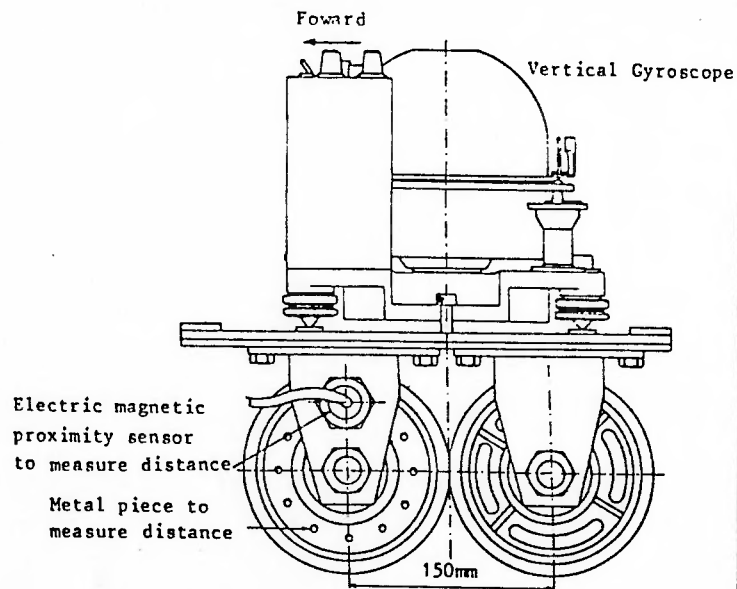


Figura 5.2 - Vista geral do aparelho p/ medir perfis [Ohmiya, 1984]

O princípio deste método é descrito abaixo :

- a - Ao deslocarmos o aparelho sobre o perfil a se medir, tem-se a medida da distância percorrida obtida pelo pickup magnético da primeira roda a cada contato dos sensores. A inclinação de cada intervalo percorrido é dado pelo giroscópio vertical instalado no aparelho. Deste modo, tem-se discretizado o perfil do terreno.

b - as duas dimensões medidas continuamente (a distância percorrida pelo aparelho e a inclinação) fornecem o perfil do terreno pelas seguintes fórmulas :

$$y(N)-y(o) = \sum_{i=1}^N \operatorname{tg} \theta_{i-1} \cdot \Delta x_i \quad (5.1)$$

$$\Delta x_i = \cos \theta_{i-1} \cdot \Delta l \quad (5.2)$$

onde :

y_o = ordenada de referência inicial do terreno.

θ = inclinação do solo sob o aparelho.

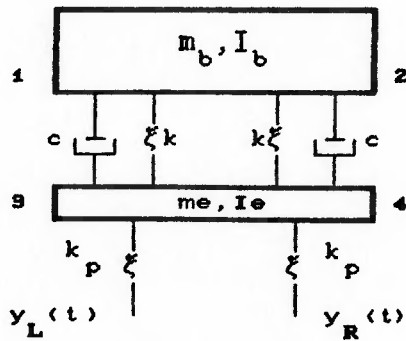
$$y(N) = \text{elevação na posição } x_N = \sum_{i=1}^N \cos \theta_{i-1} \cdot \Delta l \quad (5.3)$$

Δl = espaçamento entre medições.

2 - Medida através de um veículo instrumentado :

A determinação das irregularidades da via pode ser efetuada através de ensaios dinâmicos de campo com um veículo instrumentado. Conhecendo-se todos os parâmetros do veículo (molas, amortecedores, pneus, etc...) o mesmo é instrumentado com acelerômetros devidamente posicionados [Gabriel,1987]. Portanto, mede-se a resposta de um sistema dinâmico conhecido em que a entrada é desconhecida. Assumindo linearidade, determina-se a entrada do sistema ou o perfil da via.

Exemplo :



$1, 2, 3, 4$ = acelerômetros
 m_b, m_e = massas caixa e eixo
 I_b, I_e = inércias caixa e eixo
 $y_{L,R}(t)$ = perfil do terreno sob rodas LE, LD.

Figura 5.3

Conhecendo-se todas as variáveis envolvidas e medindo-se as acelerações, pelo equacionamento (lei de Newton), obtém-se os esforços agindo nos eixos provenientes dos pneus F_{p_L} e F_{p_R} . Desta forma, utilizando-se as curvas da Força vs Deflexão dos pneus obtém-se x_{p_L} e x_{p_R} , que são as deflexões dos pneus. A partir das integrais das acelerações, calculam-se os deslocamentos dos eixos :

$$x_3(t) = \iint a_3(t) dt \quad (5.4)$$

$$x_4(t) = \iint a_4(t) dt \quad (5.5)$$

e finalmente obtém-se :

$$y_L(t) = x_3(t) - x_{p_L}(t) \quad (5.6)$$

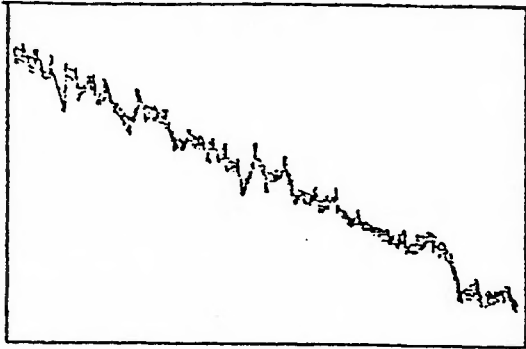
$$y_R(t) = x_4(t) - x_{p_R}(t) \quad (5.7)$$

V.5 - CONSIDERAÇÕES PRÁTICAS

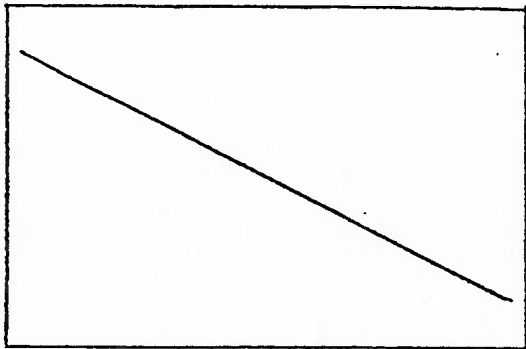
- a - Da referência [Bostow,1987], obteve-se alguns valores de alturas de irregularidades encontradas normalmente em estradas pavimentadas, que nos dão idéia da severidade da mesma. Como por exemplo as ondulações com :
- amplitudes de 19 a 25 mm causam desconforto às velocidades médias de 55 km/h;
 - amplitudes menores que 13 mm representam qualidade média de estradas;
 - amplitudes abaixo de 5 mm representam ótimas estradas.
- b - Experiências mostram que perfis de terrenos devem ter no mínimo 91,4 m (300ft) de comprimento para se conseguir confiáveis valores estatísticos [WES,1975].
- c - Para terrenos fora de estrada é incomum rampas maiores que 70%, a não ser que seja terreno totalmente rochoso. Para veículos militares considera-se rampa máxima de 60% que é o valor limite considerado para o coeficiente de atrito pneu / solo e rampa máxima que os soldados conseguem andar em zigue zague [AMCP,1967].
- d - Características de estradas [AMCP,1967] :
- d.1 - primárias : - sem obstáculos;
- suaves ondulações longitudinais;
 - rampas menores que 10 %.

- d.2 - secundárias : - rampas até 32% ;
- maior resistência ao rolamento.
- e - Rugosidade RMS de vias dado em polegadas (in) [AMCP,1967] :
- Ø.2 - auto estradas;
 - Ø.6 - estradas secundárias;
 - 2.1 - trilhas;
 - 2.5 - fora de estrada.
- f - Na determinação da rugosidade de uma superfície para análise do conforto veicular, é conveniente que sejam eliminadas as tendências do terreno ou componentes como longos comprimentos de onda, inclinações, etc... O processo para remoção das tendências é usualmente chamado de "detrending".
- A figura 5.4 a seguir exemplifica o exposto acima.
- No Apêndice "C" são fornecidos maiores detalhes sobre como remover as tendências de um terreno.

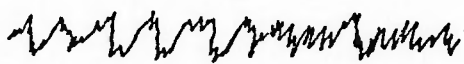
perfil A



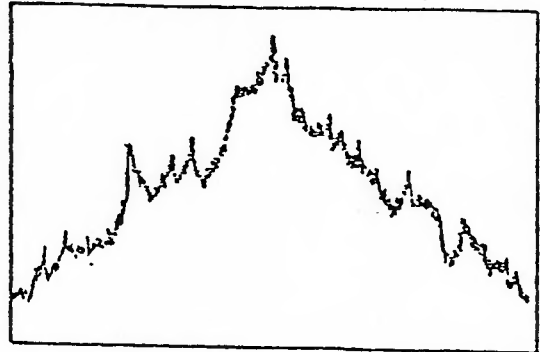
tendência A



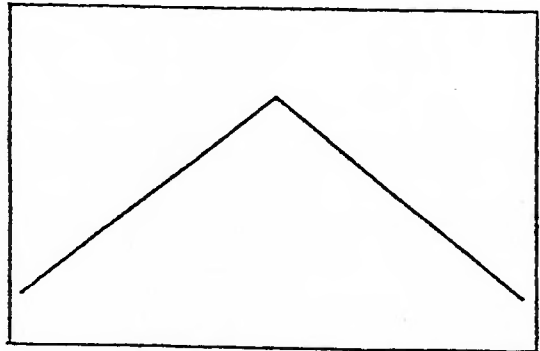
detrended A



perfil B



tendência B



detrended B



Figura 5.4

VI - MODELAMENTO E EQUAÇÕES DO MOVIMENTO

Neste capítulo serão modelados :

- um veículo considerando os graus de liberdade de "bounce" (movimento vertical) e de "pitch" (inclinação longitudinal);
- a interação Pneu vs Solo.

Os modelamentos expostos neste capítulo serão utilizados no programa de simulação dinâmica, a ser mostrado no capítulo VII. Os resultados obtidos do programa de simulação serão usados no capítulo VIII para avaliação e projeto de veículos.

VI.1 - CONSIDERAÇÕES INICIAIS

No modelamento e equacionamento serão consideradas as seguintes hipóteses :

- a - Veículo com chassi (ou carroceria) rígido, não levando em conta possíveis deformações (consideradas pequenas face ao movimento da suspensão);
- b - Movimentos apenas no plano (movimentos bidimensionais);
- c - As equações do movimento serão desenvolvidas por meio da convencional mecânica Newtoniana;

d - As suspensões utilizadas serão do tipo independente como mostrado na figura 6.1 abaixo :

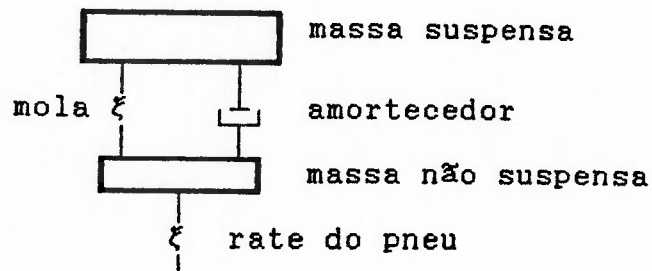


Figura 6.1

e - Serão considerados três tipos de movimentos independentes para cada configuração de veículo :

e1 - movimento vertical do Centro de Gravidade (CG) da massa suspensa;

e2 - movimento de pitch (rotação) da massa suspensa em torno do seu CG;

e3 - movimento vertical de cada eixo.

f - A Potência Absorvida (PA) será a medida de conforto adotada. Com estas medidas, conseguir-se-á rápida e facilmente comparar o nível de conforto entre vários veículos em várias condições. Em testes práticos pode-se obter medidas do conforto por meio do watímetro (aparelho que mede a potência absorvida), sem necessitarmos de avaliar e processar as informações de campo em laboratório. Daí, obtenção dos resultados de maneira muito mais rápida.

nota : O Exército Americano tem usado a PA como parâmetro de avaliação de conforto tanto para veículos existentes como para especificações de novos veículos.

g - A velocidade do veículo será mantida constante durante a simulação dinâmica, e a altura do veículo não será considerada na obtenção dos resultados de conforto.

VI.2 - EQUACIONAMENTO

É representado na figura 6.2 um veículo de dois eixos que servirá como guia e orientação para as equações que serão fornecidas a seguir.

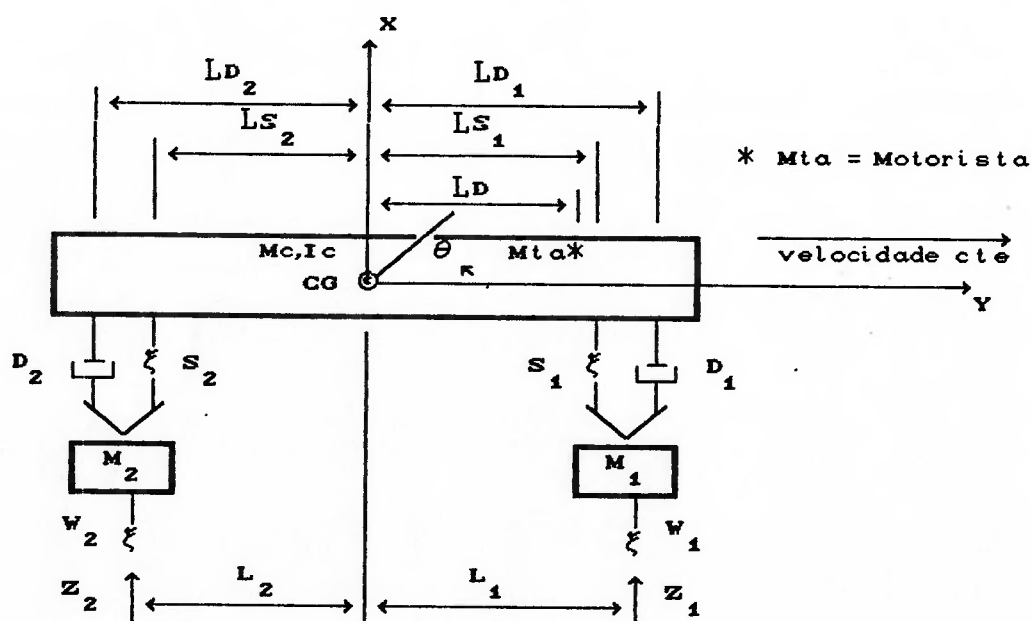


Figura 6.2

- Serão adotados deslocamentos / forças verticais para cima e momentos / rotações anti-horários como positivos.
- Os eixos fixos x e y têm suas origens no CG da massa suspensa considerando todas as suspensões e pneus com deflexão zero e com

os pneus apenas tocando a superfície do solo. Em função dos pesos próprios serão medidos os deslocamentos de cada um dos elementos para obtenção da posição de equilíbrio estático. Como consequência das deflexões dos elementos (pneus e suspensões), obtemos o deslocamento do CG.

- As rodas e eixos são numerados na ordem crescente de contato com o terreno.

- Legenda :

CG = centro de Gravidade da massa suspensa;

D_i = amortecimento da suspensão " i ";

g = aceleração da gravidade;

i = índice da suspensão;

l = índice da roda ou eixo

L_i = distância do eixo/centro da roda ao CG;

L_D = dist. longitudinal do CG à posição do motorista;

L_{D_i} = dist. longit. do CG ao ponto de ação do amortecedor;

L_{S_i} = dist. longit. do CG ao ponto de ação da mola;

M_c = massa suspensa;

M_l = massa não suspensa do roda/eixo " l ";

N_s = número de suspensões;

S_i = rigidez da mola da suspensão " i ";

W_l = rigidez vertical do pneu da roda/eixo " l ";

x_c = deslocamento vertical do CG;

x_i = deslocamento vertical da suspensão;

z_D = deslocamento vertical do motorista;

z_l = ordenada do terreno sob a roda " l ";

δ_l = deformação vertical do pneu da roda/eixo " l ";

Δ_i = deflexão vertical da $i^{\text{ésima}}$ suspensão;

θ = desloc. angular da massa suspensa em torno do CG.

Notas : a) $\Delta_i = x_i - x_c - Ls_i \cdot \text{sen } \theta$. (6.1)

b) $\delta_l = z_l - x_i$ (6.2)

c) $z_D = x_c + LD * \text{sen } \theta$ (6.3)

d) A posição longitudinal do motorista será adotada de 75mm (3in) atrás da borda dianteira do banco.

VI.2.1- Aproximações para o ângulo de pitch "θ"

Avaliações em campos de testes, com o veículo trafegando em terrenos rugosos (inclui-se aqui os fora de estrada), concluíram que o ângulo de pitch "θ" tem em média variações entre ± 3 graus e em alguns casos chegando a um pico de 6 graus. Desta maneira, nas equações que se seguem, serão desprezadas as influências do seno e cosseno efetuando-se as seguintes aproximações :

$$\theta = 6^\circ = 0.1047 \text{ rad}$$

$$\cos \theta = 0.9945 \approx 1.0$$

$$\text{sen } \theta = 0.1045 \approx \theta$$

VI.2.2 - Movimento vertical do CG da Massa Suspensa :

$$M_c \cdot \ddot{x}_c = \sum_{i=1}^{N_s} (S_i \cdot \Delta_i + D_i \cdot \dot{\Delta}_i) - M_c \cdot g \quad (6.4)$$

VI.2.3 - Movimento de Pitch da Massa Suspensa em torno do seu CG :

$$I_c \cdot \ddot{\theta} = \sum_{i=1}^{N_s} (S_i \cdot \Delta_i \cdot Ls_i + D_i \cdot \dot{\Delta}_i \cdot LD_i) \quad (6.5)$$

VI.2.4 - Movimento Vertical da roda/eixo :

$$M_l \cdot \ddot{x}_l = -S_i \cdot \Delta_i - D_i \cdot \dot{\Delta}_i + W_l \cdot \delta_l - M_l \cdot g \quad (6.6)$$

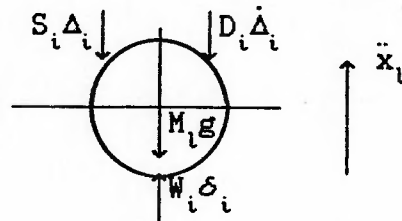


Figura 6.3

VI.2.5 - Aceleração no motorista :

$$\ddot{z}_D = \ddot{x}_c + LD \cdot (\ddot{\theta} - \dot{\theta}^2 \cdot \theta) \quad (6.7)$$

VI.3 - MODELAMENTO DA INTERAÇÃO PNEU / SOLO

VI.3.1 - Introdução

Um modelo matemático para o pneu será usado para calcular as forças verticais transmitidas para o veículo através do pneu deformado pelo perfil do terreno. A modelagem proposta, bem superior ao modelo de ponto seguidor, considera que o pneu pode envolver certos obstáculos.

Desta maneira, serão calculadas as forças que ocorrem entre o pneu e o solo de maneira muito mais próxima à realidade, do que daquela utilizada com o modelo de ponto seguidor. A força obtida será utilizada como dado para o estudo da dinâmica do veículo.

O solo será considerado neste estudo como rígido, havendo portanto no contacto entre pneu e solo somente deformação do pneu.

VI.3.2 - Interação Pneu / Solo

A deflexão de cada roda/pneu devido à interação com o perfil do terreno será inevitável.

Os dados do pneu para o modelamento consideram :

R = raio do pneu sem deformação;

δ = deformação radial do pneu para uma carga específica F_z ;

F_z = carga sob o pneu (contacto com o solo) que provoca a deformação δ .

Normalmente considera-se que F_z e δ sejam a carga e a

deformação sob o pneu na condição estática do veículo. Os valores de δ e F_z podem ser obtidos da curva do pneu que fornece valores de Força vs Deflexão para várias pressões de inflação do pneu.

Esses valores são utilizados para definir a rigidez radial por unidade de ângulo. A figura 6.4 mostra a força F_z agindo na roda.

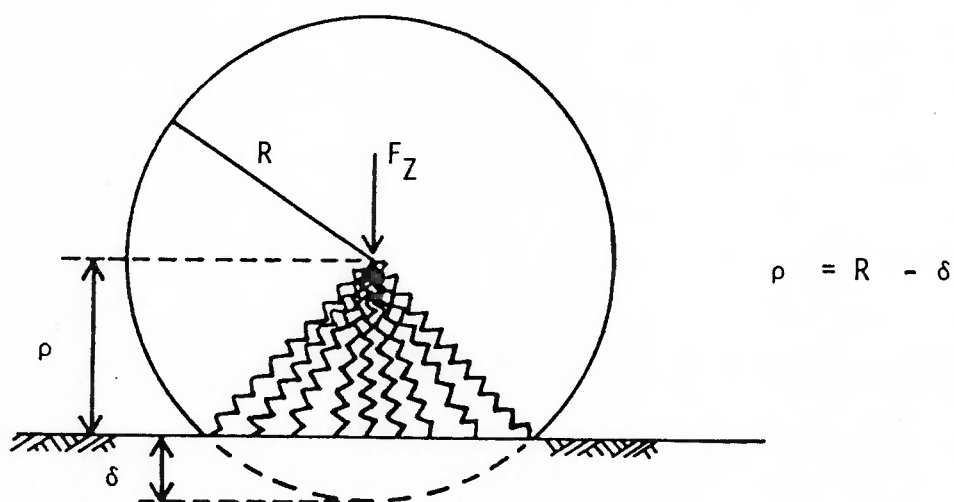


Figura 6.4 - Molas radiais comprimidas sob a força F_z .

As molas radiais na figura indicam a região da roda influenciada pela deflexão δ . O restante da roda é considerado não afetado pela força F_z .

O primeiro passo é utilizar-se esse modelo para determinar o valor de SC (rigidez radial por unidade de ângulo).

De acordo com a figura 6.5 a força radial dF_r aplicada num ângulo $d\psi$ pode ser expresso como :

$$dF_r = SC \cdot d\psi \cdot \Delta \quad (6.8)$$

$$\Delta = R - \frac{\rho}{\cos \psi} \quad (6.9)$$

$$\rho = R - \delta \quad (6.10)$$

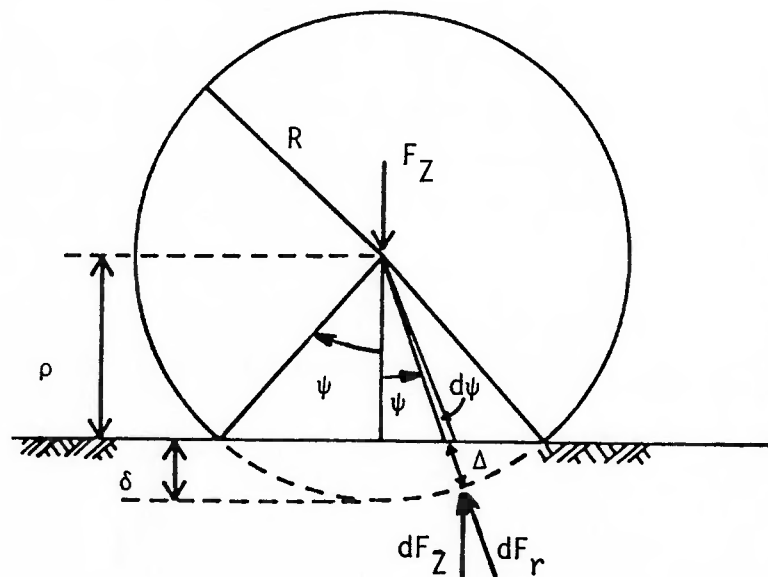


Figura 6.5 - Determinação da rigidez radial SC.

A componente vertical será :

$$dF_z = dF_r \cdot \cos \psi \quad (6.11)$$

Somando-se todas as forças verticais de todas as molas defletidas tem-se :

$$F_z = \int_{-\psi}^{\psi} dF_z = 2 \cdot \int_0^{\psi} SC \cdot \cos \psi \cdot \left(R - \frac{\rho}{\cos \psi} \right) d\psi \quad (6.12)$$

e da figura verifica-se que :

$$\psi = \arccos (\rho/R). \quad (6.13)$$

Integrando-se a equação de F_z e tirando-se o valor de SC obtém-se :

$$SC = \frac{F_z}{2.(R.\sin\psi - \rho.\psi)} \quad (6.14)$$

A constante SC define a resposta de uma particular roda/pneu. No caso de mudança, como por exemplo, da pressão interna do pneu, o valor de SC também sofrerá alteração, pois os valores de δ e ψ também mudarão.

A figura 6.6 representa a interação de uma roda com rigidez SC com um trecho de um perfil de terreno tendo como contato o segmento de reta dado pelos pontos P_1 e P_2 .

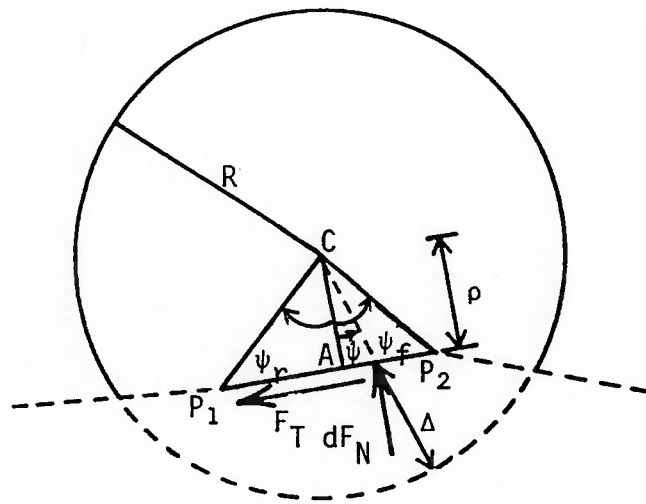


Figura 6.6 - Forças normal e tangencial devido a interação entre a roda e um segmento do terreno.

Uma linha perpendicular ao segmento do terreno passando pelo centro da roda C define o ponto A . Desta maneira definem-se os ângulos ψ_r e ψ_f .

Usando o mesmo princípio utilizado para determinar o valor de SC calculam-se :

a - Força Normal

$$dF_N = (SC \cdot d\psi \cdot \Delta) \cdot \cos \psi \quad (6.15)$$

e desde que $\Delta = R - \frac{\rho}{\cos \psi}$ (fórmula 6.9) obtém-se :

$$F_N = \int_{\psi_r}^{\psi_f} dF_N = \int_{\psi_r}^{\psi_f} SC \cdot \left[R - \frac{\rho}{\cos \psi} \right] \cos \psi \cdot d\psi$$

$$F_N = \int_{\psi_r}^{\psi_f} SC \cdot [R \cdot \cos \psi - \rho] d\psi$$

$$F_N = SC \cdot [R \cdot (\text{sen} \psi_f - \text{sen} \psi_r) - \rho \cdot (\psi_f - \psi_r)] \quad (6.16)$$

b - Força Tangencial

$$dF_T = (SC \cdot d\psi \cdot \Delta) \cdot \text{sen} \psi \quad (6.17)$$

$$dF_T = SC \cdot \left[R - \frac{\rho}{\cos \psi} \right] \cdot \text{sen} \psi \cdot d\psi$$

$$F_T = \int_{\psi_r}^{\psi_f} SC \cdot \left[R - \frac{\rho}{\cos \psi} \right] \text{sen} \psi \cdot d\psi$$

$$F_T = SC \left[R(\cos \psi_r - \cos \psi_f) + \rho \cdot \ln \left(\frac{\cos \psi_f}{\cos \psi_r} \right) \right] \quad (6.18)$$

A resultante das Forças verticais agindo sob a roda será dado por :

$$F_v = \sum (F_N \cdot \cos \eta - F_T \cdot \sin \eta) \quad (6.19)$$

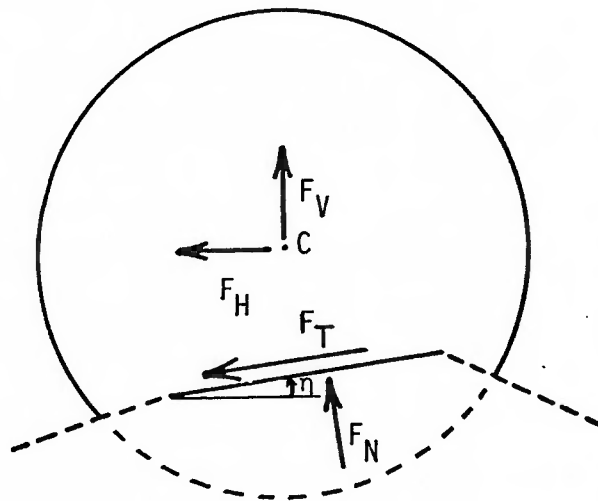


Figura 6.7 - Resultante das forças agindo no centro da roda.

A somatória é considerada para todos os segmentos que estão internos à circunferência da roda, e η é o ângulo de cada segmento em relação à direção horizontal.

Para calcular a contribuição de outros segmentos interagindo com a dada roda, é necessário não incluir o mesmo setor duas vezes, tal como quando todo ou parte de um segmento está sob a "sombra" de seu segmento vizinho. Na Figura 6.8 tem-se um exemplo desta condição.

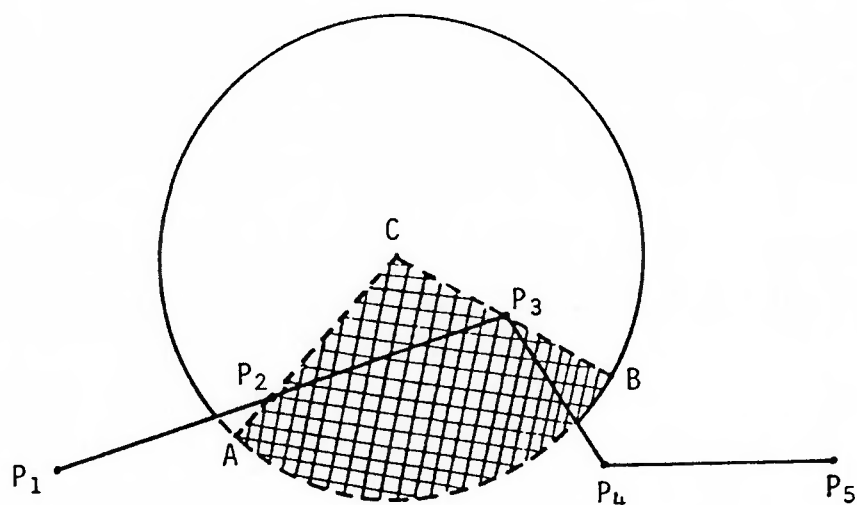


Figura 6.8 - Perfil de um segmento na sombra de seu vizinho.

P_1 , P_2 , P_3 , P_4 e P_5 são pontos definindo parte de um perfil de um terreno no qual a roda está atravessando. A área achuriada define o setor da roda envolvida no cálculo da força vertical devido à contribuição do segmento P_2P_3 .

O segmento subsequente P_3P_4 não contribui para o cálculo da força vertical porque a posição deste segmento interno à roda está sob a sombra do segmento P_2P_3 (área AP_2P_3B). A resultante das forças devido à deflexão das molas radiais na área ACB , que inclui AP_2P_3B , foi previamente calculada quando o segmento P_2P_3 foi utilizado.

Existe também o caso de quando o segmento do perfil não está totalmente contido na área delimitada pela roda. A figura 6.9 mostra o segmento P_2P_3 interseccionando a roda de centro C . Como o

ponto P_2 está fora da circunferência da roda, o ângulo ψ_r é o ângulo $P_2'CA$ onde o segmento AC é normal ao segmento P_2P_3 e P_2' é a intersecção do segmento P_2P_3 com a circunferência da roda.

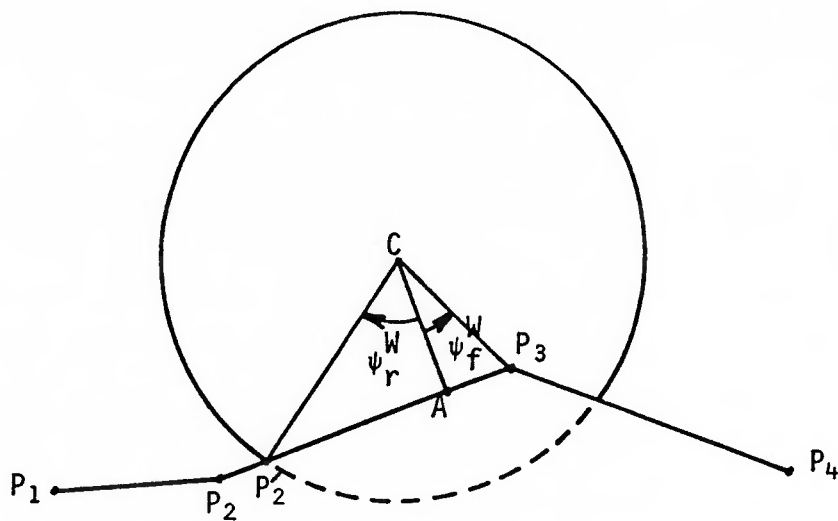


Figura 6.9 - Segmento de perfil parcialmente dentro da roda.

VII - PROGRAMA DE SIMULAÇÃO

VII.1 - INTRODUÇÃO

O programa denominado de DINVE (Dinâmica Veicular) [Creighton, 1986] presta-se a ser utilizado como uma ferramenta para o método de análise dinâmica de um veículo, a partir dos modelamentos feitos no capítulo VI.

O objetivo é obter como resposta do programa :

- a - as solicitações dinâmicas a que estão sujeitos tanto a suspensão como os seus ocupantes e carga;
- b - nível de conforto a que estão sujeitos o motorista ou passageiros utilizando-se o método da potência absorvida visto no capítulo IV.3.

VII.2 - DADOS DE ENTRADA DO PROGRAMA

Os dados de entrada do programa DINVE a serem considerados na análise devem ser fornecidos por dois arquivos : um referente ao veículo e o outro referente ao terreno.

VII.2.1 - Veículo

O modelo mecânico a ser utilizado é o mesmo mostrado no capítulo VI.2 figura 6.2.

Os elementos considerados no programa são os seguintes :

a - suspensão

Do tipo independente composta de molas, batentes (coxins) e amortecedores.

Devem ser conhecidas a curva Força vs Deflexão de cada sistema de mola e a curva Força vs Velocidade de cada sistema de amortecedor. Essas curvas são fornecidas por meio de pares de pontos, onde um dos valores corresponde à força e o outro à deflexão ou velocidade. Exemplo :

$$\begin{array}{l} \text{Força} \longrightarrow F_1, F_2, F_3, F_4, F_5, \dots \\ \text{velocidade} \longrightarrow V_1, V_2, V_3, V_4, V_5, \dots \end{array}$$

Desta maneira possibilita ao programa utilizar curvas de molas e amortecedores não lineares. Caso durante a execução do programa, o mesmo necessitar um valor entre dois pontos dados, uma sub-rotina de interpolação linear é usada.

As forças dos coxins (batentes de fim de curso da suspensão) devem ser adicionadas na curva Força vs Deflexão da mola nas correspondentes posições de atuação.

Os posicionamentos das molas e amortecedores em relação ao Centro de Gravidade (CG) da massa suspensa devem ser conhecidos.

b - Massa não suspensa

Dados a serem conhecidos :

- *peso* : são considerados os pesos das rodas, pneus, diferenciais, tubos, freios, ponteiras e parte dos pesos das barras da suspensão/direção, das molas e dos amortecedores;
- *posição do CG* : distância do CG da massa não suspensa em relação ao CG da massa suspensa;
- *dados do pneu* : raio externo do pneu, carga sob o mesmo e respectiva deformação.

c - Massa suspensa

Dados a serem conhecidos :

- *peso* : deve incluir os pesos da carroceria, da carga, e parte dos pesos dos elementos da suspensão e direção (barras, molas, amortecedores) e peso da tripulação;
- *posição do CG* ;
- *momento de inércia* : considerar o momento de inércia da massa suspensa em relação ao CG.

d - Posição do motorista

Deve-se conhecer a posição do motorista ou passageiro em relação ao CG da massa suspensa.

Todos os dados do veículo devem estar disponíveis num arquivo a ser chamado pelo programa principal. Os dados dentro deste arquivo, devem estar dispostos numa ordem pré-estabelecida. Detalhes e modelo deste arquivo são mostrados no capítulo VII.6.4.

VII.2.2 - Terreno

O perfil do terreno deve ser fornecido por meio de elevações igualmente espaçadas. O espaçamento adotado entre elevações também deve ser fornecido.

No caso de obstáculos, por serem de comprimentos menores, podem ser fornecidos por pares de pontos (x,y) onde x representa a posição e y representa a elevação.

Os dados do terreno devem estar disponíveis num arquivo que será chamado pelo programa principal.

VII.2.3 - Dados de Controle

Os dados de controle são os seguintes :

- a - A velocidade em que se deseje que o veículo trafegue sobre o terreno dado;
- b - Comprimento total do terreno;
- c - Intervalo de integração;
- d - Número de intervalos de integração para impressão dos resultados parciais.

Estes dados são acrescentados no arquivo dos dados do veículo (últimas linhas).

VII.3 - METODOLOGIA UTILIZADA NA SOLUÇÃO

- a - Composição da matriz de massa e rigidez da estrutura a partir das matrizes locais dos elementos da suspensão, para obtenção das equações que permitam determinar o equilíbrio estático;
- b - Método de iteração para solução das equações resultantes;
- c - Montagem da matriz de influência para solução dinâmica;
- d - Integração do sistema de equações diferenciais da dinâmica pelo algoritmo Runge-Kutta (intervalo de 0,01s);
- e - Aplicação de um filtro digital para a função de transferência idealizada e comprovada por Pradko-Lee para cálculo da Potência Absorvida;
- f - Interação entre pneu e solo realizado pelo método da densidade de rigidez (ver capítulo VI.3).

VII.4 - RESULTADOS DO PROGRAMA

Após execução do programa com os dados de entrada, são imprimidos num determinado arquivo de saída os seguintes itens :

- a - Dados do arquivo de entrada do veículo;
- b - Para cada intervalo de impressão são registrados os deslocamentos, velocidades e acelerações de cada grau de liberdade incluindo também o motorista ou passageiro;
- c - Valor máximo e mínimo da aceleração de cada grau de liberdade até o instante considerado;
- d - Força vs Deflexão e Força vs Velocidade para as molas e amortecedores respectivamente, no instante de impressão;
- e - Potência média Absorvida pelo motorista ou passageiro até aquele instante e a Potência Absorvida para aquele instante considerado.

Nota: - O nível de conforto (potência absorvida) e a aceleração podem ser obtidos para qualquer ponto do veículo como por exemplo : motorista, passageiros ou até a carga, só que para este último utiliza-se apenas o histórico das acelerações.

VII.5 - VALIDAÇÃO DOS RESULTADOS DO PROGRAMA

Objetivo

O objetivo deste capítulo é de se comparar os resultados obtidos do programa com os obtidos analiticamente. Desta maneira, pode-se ter uma idéia da precisão dos resultados do programa referente principalmente a :

- sub-rotinas de cálculo da aceleração da massa suspensa;
- método numérico de integração;
- sub-rotinas de cálculo da potência absorvida, que utilizam um módulo digital equivalente a um módulo analógico ajustado após diversos ensaios experimentais.

Vale salientar que a sub-rotina da potência absorvida foi retirada do relatório técnico [Lins,1972] editado pela Mobility System Laboratory e é a mesma utilizada pelo programa atual de Análise de Mobilidade Veicular do Exército Americano.

Para avaliação e comparação dos resultados utilizar-se-á um modelo de veículo simplificado que permita uma solução analítica mais simples, sem necessidade de recorrer-se à métodos numéricos.

Todos os dados do veículo a serem usados nesta validação serão do Jeep de fabricação Engesa denominado EE-4. Este Jeep é um veículo fabricado tanto para o mercado civil como para o mercado militar.

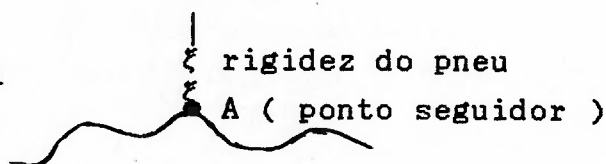
VII.5.1 - Modelos a serem utilizados

a - Programa

Será utilizado como modelo da interação pneu-solo a opção de ponto seguidor existente no programa (ver figura 7.1).

Neste caso considera-se que exista uma mola representando o pneu (de rate constante) e que o ponto inferior da mesma siga invariavelmente o perfil do terreno.

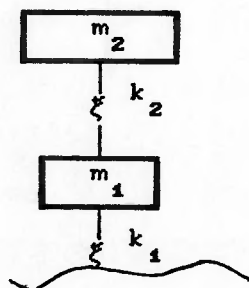
Figura 7.1



b - Veículo

O modelamento do veículo será feito de maneira a facilitar a solução analítica. Serão adotados 2 tipos de modelos :

modelo massa/mola



modelo massa/mola/amortecedor

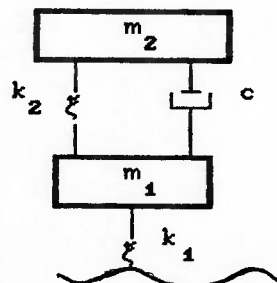


Figura 7.2

onde :

- m_2 = massa suspensa sobre o eixo 1 ;
- k_2 = rigidez da mola da suspensão;
- m_1 = massa não suspensa (eixo 1);
- k_1 = rigidez do pneu considerando modelo pneu/solo como ponto seguidor;

c = amortecimento representando o amortecedor entre as massas suspensa e não suspensa.

c - Terreno

Os terrenos a serem considerados nesta avaliação serão senoidais cuja amplitude e comprimento de onda podem ser alterados (ver figura 7.3).

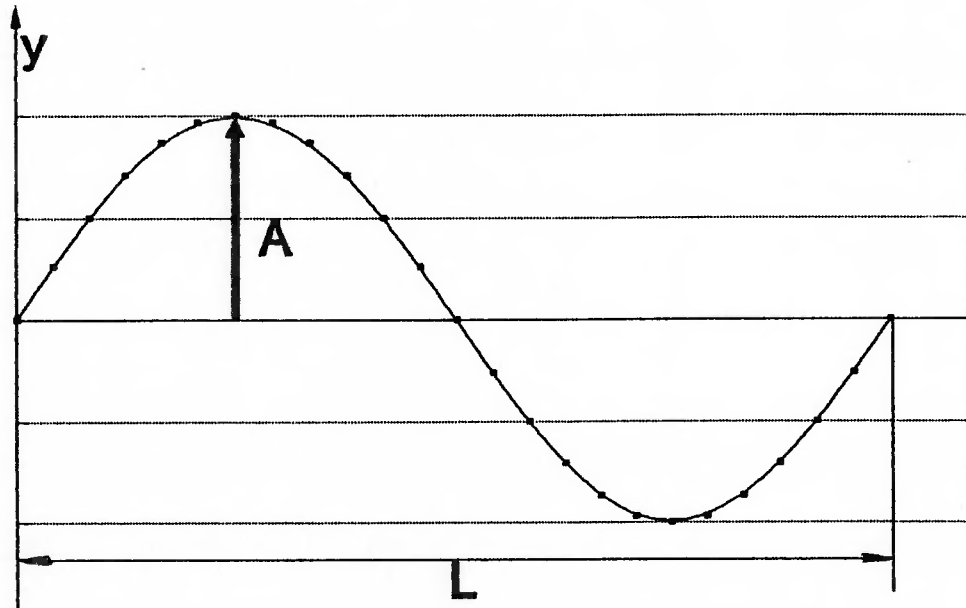


Figura 7.3

O perfil do terreno será fornecido pela seguinte expressão :

$$y = A \cdot \text{sen} \frac{2 \cdot \Pi \cdot v}{L} t \quad (7.1)$$

onde :
 A = amplitude da senóide;
 L = comprimento de onda;
 v = velocidade (constante) do veículo.

Portanto a frequência de excitação será dada por :

$$\omega = 2 \cdot \Pi \cdot v / L \quad (\text{rd/s}) \quad \text{ou} \quad (7.2)$$
$$f_{\omega} = v / L \quad (\text{hz}).$$

VII.5.2 - Modelo massa/mola

VII.5.2.a - Solução analítica

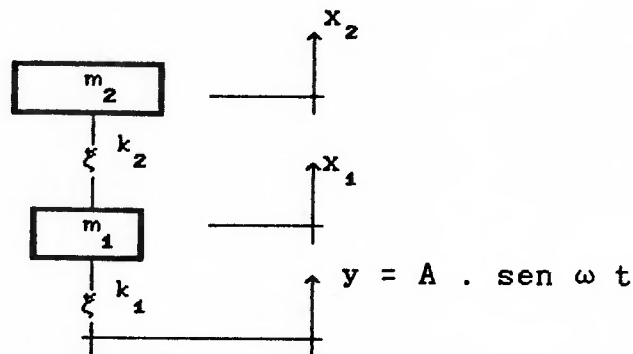


Figura 7.4

Equações do movimento :

$$m_1 \cdot \ddot{x}_1 + k_2(x_1 - x_2) + k_1 \cdot x_1 = k_1 \cdot y \quad (7.3)$$

$$m_2 \cdot \ddot{x}_2 - k_2 \cdot x_1 + k_2 \cdot x_2 = 0 \quad (7.4)$$

Condições iniciais : $x_1(0) = x_2(0) = 0$

$$\dot{x}_1(0) = \dot{x}_2(0) = 0$$

A solução geral [Vierck, 1979] que é a soma da solução homogênea com a solução particular, é do tipo :

$$x_1 = C_1 \sin(\omega_1 t + \theta_1) + C_2 \sin(\omega_2 t + \theta_2) + X_1 \sin \omega t \quad (7.5)$$

$$x_2 = \eta_1 C_1 \sin(\omega_1 t + \theta_1) - \eta_2 C_2 \sin(\omega_2 t + \theta_2) + X_2 \sin \omega t \quad (7.6)$$

e

$$\dot{x}_1 = C_1 \omega_1 \cos(\omega_1 t + \theta_1) + C_2 \omega_2 \cos(\omega_2 t + \theta_2) + X_1 \omega \cos \omega t$$

$$\dot{x}_2 = \eta_1 C_1 \omega_1 \cos(\omega_1 t + \theta_1) - \eta_2 C_2 \omega_2 \cos(\omega_2 t + \theta_2) + X_2 \omega \cos \omega t$$

Considerando as condições iniciais obtém-se :

$$\theta_1 = \theta_2 = 0$$

$$C_1 = \frac{-\omega (X_2 + \eta_2 X_1)}{\omega_1 (\eta_1 + \eta_2)} \quad (7.7)$$

$$C_2 = \frac{\omega (X_2 - \eta_1 X_1)}{\omega_2 (\eta_1 + \eta_2)} \quad (7.8)$$

$$\omega_{1,2} = \sqrt{(\alpha + \beta) \mp \sqrt{(\alpha - \beta)^2 + \gamma \cdot \epsilon}} \quad (7.9)$$

$$\alpha = (k_1 + k_2) / (2m_1)$$

$$\beta = k_2 / (2m_2)$$

$$\gamma = k_2 / m_1$$

$$\epsilon = k_2 / m_2$$

$$\eta_{1,2} = \frac{C_2}{C_1} = \left[(\alpha - \beta) \pm \sqrt{(\alpha - \beta)^2 + \gamma \cdot \epsilon} \right] / \gamma \quad (7.10)$$

$$X_1 = \frac{k_1 \cdot A \cdot (k_2 - m_2 \omega^2)}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (7.11)$$

$$X_2 = \frac{k_1 \cdot A \cdot k_2}{(k_1 + k_2 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - k_2^2} \quad (7.12)$$

Desta maneira, obtém-se finalmente as acelerações :

$$\ddot{x}_1 = -C_1 \omega_1^2 \text{sen}(\omega_1 t) - C_2 \omega_2^2 \text{sen}(\omega_2 t) - X_1 \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.13)$$

$$\ddot{x}_2 = -\eta_1 C_1 \omega_1^2 \text{sen}(\omega_1 t) + \eta_2 C_2 \omega_2^2 \text{sen}(\omega_2 t) - X_2 \omega^2 \text{sen}(\omega t) \quad (7.14)$$

VII.5.2.b - Resultados

Para avaliação dos resultados entre as soluções do programa e a analítica, serão utilizados os seguintes dados :

$$P_1 = 1112 \text{ N (250 lbf)} \quad k_1 = 175118 \text{ N/m (1000 lbf/in)}$$

$$P_2 = 2669 \text{ N (600 lbf)} \quad k_2 = 23816 \text{ N/m (136 lbf/in)}$$

$$A = 25 \text{ mm (1 in)} \quad L = 1,219 \text{ m (48 in)}$$

$$V = 4,47 \text{ m/s (176 in/s)} \quad G = 9,806 \text{ m/s}^2 \quad (386 \text{ in/s}^2)$$

VII.5.2.b.1 - Resultados da solução analítica

- frequência do mvto forçado, hz : 3,7

- amplitudes do mvto forçado, mm (in) : $X_1 = 31,0 (1,221)$

$$X_2 = -6,1 (-0,241)$$

- frequências naturais, hz : $f_1 = 1,4$; $f_2 = 6,7$

- amplitudes para massa 1, mm (in) : $C_1 = 1,5 (0,058)$

$$C_2 = -17,3 (-0,682)$$

- relação de amplitudes para massa 2, : $\eta_1 = 7,988$; $\eta_2 = -0,052$

Desta maneira, utilizando-se as expressões apresentadas no item VII.5.2.a, ficam definidos pelo método analítico em qualquer instante as posições, velocidades e acelerações das massas 1 e 2 do modelo massa/mola da figura 7.4.

Para cálculo da potência absorvida pelo método analítico utiliza-se a seguinte expressão 4.3 deduzida no capítulo IV.3.3 :

$$P_{ab} = \sum K_i \cdot A_{i\text{rms}}^2$$

Como é conhecido o movimento da massa "2" (composto por 3 senóides), determina-se a PA total somando-se a PA de cada senóide (tabela 7.1). São utilizadas as seguintes fórmulas :

$$A_{i\text{rms}} = 0.707 A_i = \text{valor RMS da aceleração, ft/s}^2 ;$$

A_i = valor da amplitude da aceleração para senóide "i" ;
 K_i = valores em função da frequência f_i (dados na tabela 4.1 do capítulo IV.3.3).

Tabela 7.1 : Resultado PA analítico (massa/mola).

| senóide i | f_i ,hz | A_i , ft/s ² | $A_{i\text{rms}}^2$ | K_i | Pot Abs, W |
|----------------|-----------|---------------------------|---------------------|-----------|----------------|
| 1 | 1,4 | 2,94 | 4,33 | 0,0194738 | 0,08 |
| 2 | 6,7 | 5,22 | 13,63 | 0,1096679 | 1,49 |
| 3 | 3,7 | 10,68 | 57,00 | 0,1686130 | 9,62 |
| | | | | | Σ 11,19 |

VII.5.2.b.2 - Resultados do Programa

Para se obter os resultados do programa deve-se providenciar os seguintes dados :

arquivo de dados do veículo :

- utilizado os mesmos dados do modelo analítico;
- veículo considerado com apenas 1 eixo;
- CG da massa suspensa na vertical do centro do eixo;
- interação pneu/solo considerado como ponto seguidor;
- posição do motorista : no CG da massa suspensa.

arquivo do terreno :

Consideradas as elevações espaçadas de 76 mm (3 in) de uma senóide de amplitude de 25 mm (1 in) e comprimento de onda igual a 1,219 m (48 in).

resultados :

Foi criado um arquivo de saída no programa no qual

para cada intervalo de tempo considerado foram registrados valores dos deslocamentos e das acelerações das massas.

O valor da Potência Absorvida fornecida pelo programa ao fim de um percurso de 24,4 m (960 in) no terreno dado foi de :

$$\text{Pot abs} = 10.63 \text{ W.}$$

VII.5.2.c - Comparação dos resultados

Para comparar os resultados serão utilizadas a aceleração vertical do CG da massa suspensa em cada instante e a potência absorvida pelo motorista.

VII.5.2.c.1 - Aceleração Vertical

A tabela 7.2 mostra os resultados de instantes escolhidos arbitrariamente referentes ao CG da massa suspensa .

Tabela 7.2 : Resultados analítico/programa (massa/mola)

| T,s | deslocamento, in | | aceleração, g's | | aceleração diferença, % |
|-----|------------------|-------|-----------------|-------|----------------------------|
| | analít | progr | analít | progr | |
| 0.0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 |
| 0.1 | 0.15 | 0.14 | 0.32 | 0.31 | 3 |
| 0.2 | 0.73 | 0.72 | -0.56 | -0.55 | 2 |
| 0.3 | 0.09 | 0.09 | 0.14 | 0.14 | 0 |
| 0.4 | -0.24 | -0.24 | 0.25 | 0.24 | 4 |
| 0.5 | -0.20 | -0.20 | -0.34 | -0.33 | 3 |
| 0.7 | -0.01 | -0.01 | 0.03 | 0.03 | 0 |
| 0.9 | 0.24 | 0.24 | 0.21 | 0.21 | 0 |
| 1.2 | -0.54 | -0.54 | 0.25 | 0.26 | 4 |

VII.5.2.c.2 - Potência Absorvida pelo Motorista

Comparando o resultado obtido do programa (10.63 W) com o obtido pelo método analítico (11.19 W) a diferença é de aproximadamente 5%.

VII.5.2.d - Conclusão

Analisando a comparação efetuada entre os resultados obtidos da solução analítica com os do programa, concluiu-se ser o programa satisfatório para aplicação desejada.

Desta maneira, o circuito analógico e filtros utilizados nas sub-rotinas em questão são adequados para o modelo apresentado (massa/mola).

VII.5.3 - Modelo Massa/Mola/Amortecedor

VII.5.3.a - Solução analítica

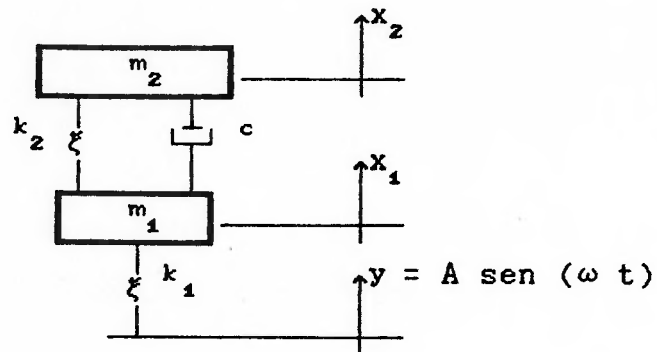


Figura 7.5

Considerando que com o amortecimento o movimento transiente rapidamente tende a zero, levar-se-á em conta apenas a solução forçada a qual se mantém ao longo de todo o percurso.

Portanto, as equações diferenciais do movimento serão :

$$m_1 \ddot{x}_1 + c \dot{x}_1 + (k_1 + k_2)x_1 - c \dot{x}_2 - k_2 x_2 = k_1 y \quad (7.15)$$

$$m_2 \ddot{x}_2 - c \dot{x}_1 - k_2 x_1 + c \dot{x}_2 + k_2 x_2 = 0 \quad (7.16)$$

Supondo :

$$x_1 = \bar{X}_1 e^{i\omega t} \quad e \quad \bar{X}_1 = X_1 e^{-i\psi}$$

$$x_2 = \bar{X}_2 e^{i\omega t} \quad e \quad \bar{X}_2 = X_2 e^{-i\psi}$$

$$k_1 y = k_1 A \text{ sen } (\omega t) = \text{Im} [X_0 e^{i\omega t}] , \quad \text{com } X_0 = k_1 A$$

e chamando de :

$$A_1 = k_2 - m_2 \omega^2 \quad A_2 = k_2$$

$$B = c \omega$$

$$C = (k_1 - m_1 \omega^2)(k_2 - m_2 \omega^2) - m_2 \omega^2 k_2$$

$$D = c \omega (-m_1 \omega^2 + k_1 - m_2 \omega^2)$$

$$\text{e considerando } x_1 = X_1 \text{ sen } (\omega t - \psi_1) \quad (7.17)$$

$$x_2 = X_2 \text{ sen } (\omega t - \psi_2) \quad (7.18)$$

obtem-se :

$$\begin{aligned} X_1 &= X_0 \sqrt{\frac{A_1^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \\ X_2 &= X_0 \sqrt{\frac{A_2^2 + B^2}{C^2 + D^2}} \end{aligned} \quad (7.19)$$

$$\psi_1 = - \operatorname{arctg} \left(\frac{BC - A_1 D}{A_1 C + BD} \right)$$

$$\psi_2 = - \operatorname{arctg} \left(\frac{BC - A_2 D}{A_2 C + BD} \right) \quad (7.20)$$

Como o principal interesse é na aceleração da massa 2 (massa suspensa para o modelo), obtém-se :

$$\ddot{x}_2 = -\omega^2 X_2 \operatorname{sen} (\omega t - \psi_2) \quad (7.21)$$

VII.5.3.b - Resultados

Para este modelo serão utilizados os seguintes dados para avaliação dos resultados :

$$P_1 = 1112 \text{ N (250 lbf)} \quad k_1 = 175118 \text{ N/m (1000 lbf/in)}$$

$$P_2 = 2669 \text{ N (600 lbf)} \quad k_2 = 23816 \text{ N/m (136 lbf/in)}$$

$$\xi = 0,30 \text{ (fator de amortecimento)}$$

Como este caso representa mais realisticamente um modelo do comportamento de um veículo, serão comparados os resultados para dois tipos de terrenos senoidais :

terreno 1 : $A = 25 \text{ mm (1 in)}$ (amplitude)
 $L = 1,219 \text{ m (48 in)}$ (comprimento de onda)
 $L_T = 24,4 \text{ m (80 ft)}$ (comprimento do terreno)

terreno 2 : $A = 25 \text{ mm (1 in)}$ (amplitude)
 $L = 4,877 \text{ m (192 in)}$ (comprimento de onda)
 $L_T = 160,9 \text{ m (528 ft)}$ (comprimento do terreno)

VII.5.3.b.1 - Resultados da solução analítica

caso 1 : terreno 1

$V_1 = 1,341 \text{ m/s (52,8 in/s)}$ (velocidade do veículo)
frequência natural massa 2, $\text{hz} = 1,5$
amortecimento c , $\text{N.s/m (lbf.s/in)} = 1528 (8.724)$
frequência movto forçado, $\text{hz} = 1,1$
amplitude movto forçado X_2 , $\text{mm (in)} = 51,5 (2.027)$

caso 2 : terreno 2

$V_2 = 8,941 \text{ m/s (352 in/s)}$ (velocidade do veículo)
frequência natural massa 2, $\text{hz} = 1,5$
amortecimento c , $\text{N.s/m (lbf.s/in)} = 1528 (8.724)$
frequência movto forçado, $\text{hz} = 1,8$
amplitude movto forçado X_2 , $\text{mm (in)} = 36,9 (1.451)$

Com estes resultados consegue-se determinar em qualquer instante, desprezando o movimento transiente, as posições, velocidades e acelerações da massa 2 do modelo em questão.

Da mesma maneira do modelo massa/mola (capítulo VII.5.2), serão utilizadas as expressões fornecidas no capítulo IV.3.3 para cálculo da potência absorvida pelo método analítico (tabela 7.3).

Tabela 7.3 : Resultado analítico PA (massa/mola/amortecedor)

| caso | X_2 , in | w , rd/s | $Acel_{rms}^2$ (ft/s ²) ² | k_i | Pot abs, W |
|------|------------|------------|---|------------|---------------|
| 1 | 2,03 | 6,9 | 32,5 | 0,01151380 | 0,38 |
| 2 | 1,45 | 11,5 | 128,7 | 0,03705932 | 4,77 |

VII.5.3.b.2 - Resultados do Programa

Partindo-se das mesmas considerações feitas no item VII.5.2.b.2 obtém-se do programa os resultados para o modelo massa/mola/amortecedor.

Os valores da Potência Absorvida obtidos dos resultados do programa foram de :

- caso 1 : pot abs₁ = 0,39 W
- caso 2 : pot abs₂ = 4,69 W

Nota : Lembrar que para o modelo em questão utilizaram-se 2 tipos de terrenos senoidais (caso 1 e caso 2).

VII.5.3.c - Comparação dos Resultados

Para comparação dos resultados serão considerados os valores de :

- aceleração vertical do CG da massa 2;
- potência absorvida pelo motorista.

VII.5.3.c.1 - Aceleração vertical

Com o propósito de visualizar os resultados, gráficos superpostos das acelerações obtidas pelo programa e pelo método analítico são mostrados nas figuras 7.6 e 7.7.

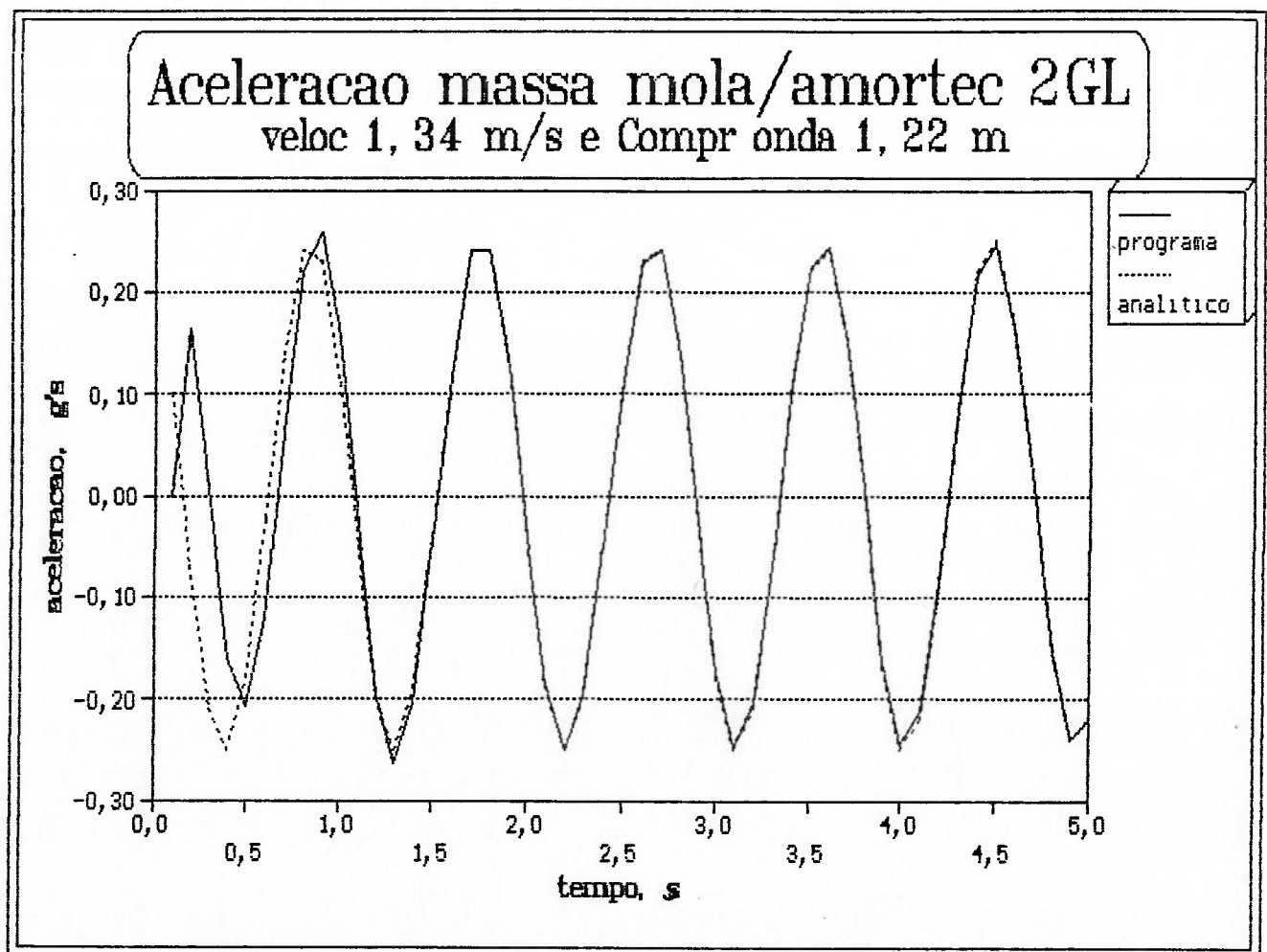


Figura 7.6

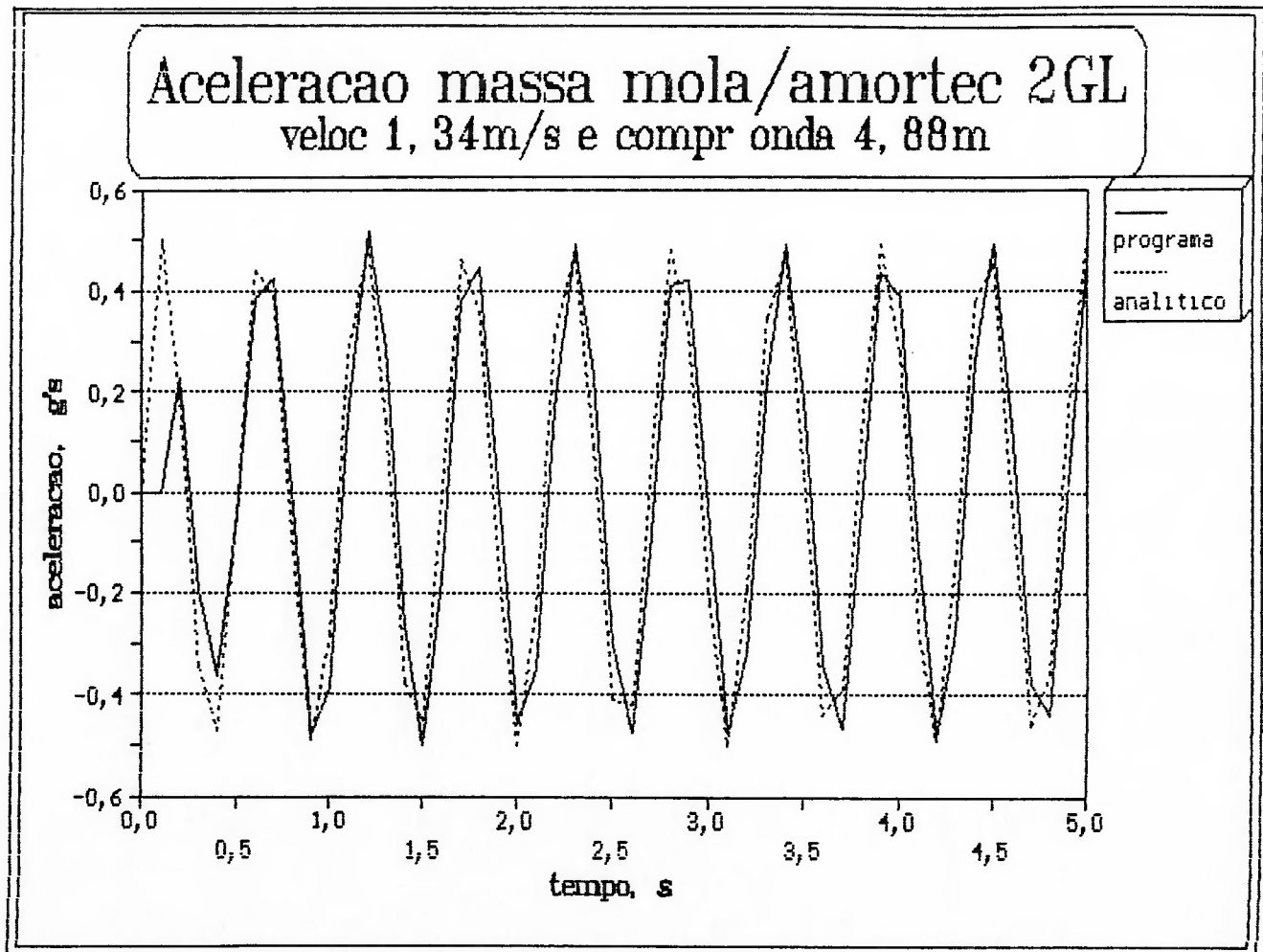


Figura 7.7

Alguns valores estatísticos referentes aos gráficos apresentados são mostrados na tabela 7.4 .

Tabela 7.4

Resultados analítico/programa (massa/mola/amortecedor)
valores da aceleração, g's

| | | <u>média</u> | <u>RMS</u> | <u>máx</u> | <u>min</u> |
|--------|-----------|--------------|------------|------------|------------|
| caso 1 | analítico | 0.0 | 0.18 | 0.25 | -0.25 |
| | programa | 0.0 | 0.17 | 0.26 | -0.26 |
| caso 2 | analítico | 0.0 | 0.35 | 0.50 | -0.50 |
| | programa | 0.0 | 0.35 | 0.51 | -0.50 |

VII.5.3.c.2 - Potência absorvida

A tabela 7.5 mostra a comparação entre os resultados do programa e da solução analítica para os dois terrenos utilizados.

Tabela 7.5

Resultados PA analítico/programa (massa/mola/amortecedor)

| caso | Potência absorvida, W | | diferença, % |
|------|-----------------------|--------------|--------------|
| | <u>analít</u> | <u>progr</u> | |
| 1 | 0,38 | 0,39 | 2,6 |
| 2 | 4,77 | 4,69 | 1,7 |

VII.5.3.d - Conclusão

Utilizando-se o modelo massa/mola/amortecedor e comparando-se os resultados obtidos do programa de simulação dinâmica com os do método analítico, conclui-se estarem os mesmos próximos suficientes para que se considere as sub-rotinas do programa, para cálculos da aceleração e potência absorvida, aprovadas como ferramentas para auxílio nas avaliações dinâmicas de veículos e na previsão de conforto a que estão sujeitos os seus ocupantes.

VII.6 - ESTRUTURA DO PROGRAMA DINVE

Neste capítulo são fornecidas orientações sobre a utilização do programa DINVE (DINâmica VEicular).

A listagem do Programa é fornecido no Adendo "D".

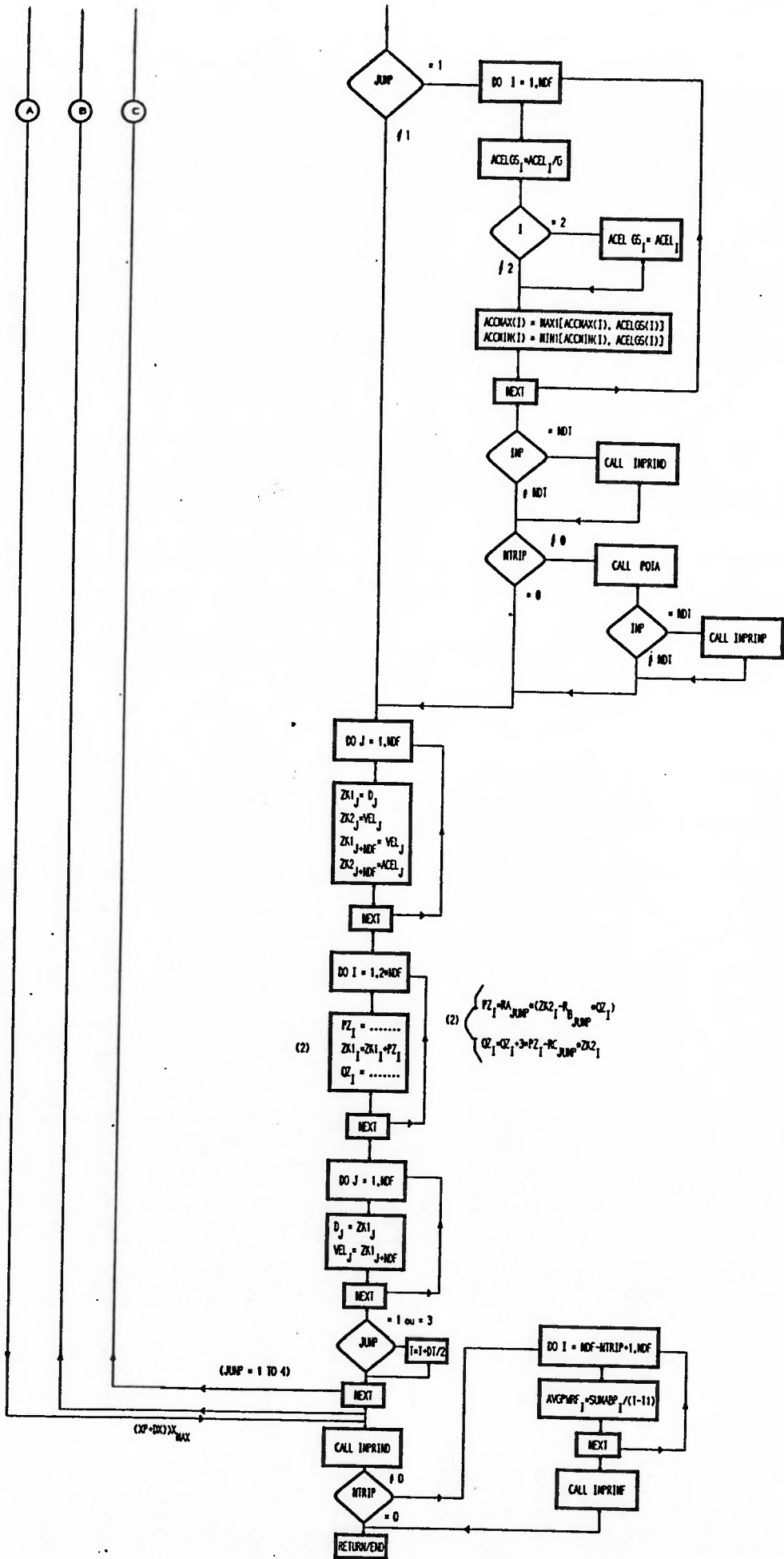
VII.6.1 - Sequência das Sub-rotinas Utilizadas

```
*Programa DINVE  
Read  
  Numint  
  Terrain  
Condi  
  Relat  
  MountI  
    Zerom , Curve(2) , Elem  
  Solve  
Intnum  
  Zerom  
  Mount  
    Zerom  
  Imprimd  
  Zerom  
  Relat  
  Forces  
    Zerom , Curve(1) , Curve (2)  
  Fw  
  Exc_Ind  
    Tlinear
```

```
Imprind
Pota
    Power
Imprind
Imprimf
End
```

VII.6.2 - Diagrama de blocos da sub-rotina INTNUM

A sub-rotina INTNUM, que calcula as acelerações do veículo e estima o conforto dos passageiros, é considerada a mais importante do programa. Por este motivo é mostrado nas duas páginas seguintes o seu diagrama de blocos.



VII.6.3 - Notação utilizada no arquivo de entrada

| | |
|-------------|---|
| CARG | = carga sob a roda/pneu, lbf; |
| DISP | = deformação do pneu p/ a carga CARG, in; |
| DM | = peso do elemento eixo, lbf; |
| DT | = intervalo de integração, seg ; |
| $GM_{i,i}$ | = peso/inércia da massa suspensa, lbf/lbf.s ² .in ; |
| IPF | = identificador da interação veículo/solo (=0 pto seguidor e =1 pneu/solo) |
| N | = n ^o do elemento considerado; |
| NDT | = n ^o de intervalos de DT para impressão dos resultados parciais; |
| NE | = n ^o de elementos (eixos + tripulantes); |
| NET | = tipo do elemento (= 1 para susp indep e = 2 para tripulante); |
| $NPCD_N$ | = n ^o de pontos da curva do amortecedor ; |
| $NPCS_N$ | = n ^o de pontos da curva da mola ; |
| RAD_N | = raio do pneu sem carga, in.; |
| SPAC | = espaçamento entre os pontos do terreno, in ; |
| TID/VID | = nome do terreno/veículo a ser utilizado; |
| VMPH | = velocidade do veículo em milhas por hora (mph); |
| X_N | = posição do elemento N em relação ao CG da massa suspensa, in ; |
| X_{max} | = comprimento do terreno, ft ; |
| $XCD_{N,i}$ | = abcissas da curva do amortecedor, in/s ; |
| $XCS_{N,i}$ | = abcissas da curva da mola, in ; |
| $YCD_{N,i}$ | = ordenadas da curva do amortecedor, lbf ; |
| $YCS_{N,i}$ | = ordenadas da curva da mola, lbf ; |

VII.6.4 - Arquivo de entrada do Programa

linha 1 : VID (título até 72 caracteres)

linha 2 : NE , IPF

linha 3 : Peso suspenso , Inércia ao pitch

linha 4 : N , NET

linha 5 :

Se NET = 1 → DM , X_N , RAD_N , CARG , DISP

Se NET = 2 → X_N

linha 6 : $NPCD_N$

linha 7 : XCD_N

linha 8 : YCD_N

linha 9 : $NPCS_N$

linha 10 : XCS_N

linha 11 : YCS_N

nota : - repetir as linhas de 4 a 11 para cada elemento N , iniciando pelos eixos e por último o motorista. Exemplo - veículo com 2 eixos :

N=1 - eixo dianteiro NET=1

N=2 - eixo traseiro NET=1

N=3 - motorista NET=2.

- para NET=2 (motorista/tripulante) omitir as linhas de números 6 a 11.

linha 12 : VMPH

linha 13 : X_{MAX} , DT , NDT

VII.6.5 - Arquivo de dados do Terreno

linha 1 : TID (título até 72 caracteres)

linha 2 : SPAC

demais linhas : (ordenadas em *in* espaçadas de SPAC)

VII.6.6 - Notas gerais para utilização do Programa

- a - O arquivo de dados do veículo deve ter nome DV.DAT;
- b - O arquivo do Terreno deve ter nome de TER.DAT;
- c - O arquivo de resultados é denominado RV.DAT;
- d - O programa pode ser rodado em qualquer micro computador do tipo PC, desde que tenha co-processador aritmético.
- e - A listagem completa do Programa editado em Fortran IV é fornecida no Apêndice "D".

VIII - APLICAÇÃO DA ANÁLISE DE CONFORTO

VIII.1 - INTRODUÇÃO

Neste capítulo será mostrada como a avaliação do conforto em um veículo servirá de orientação para :

- projetar, alterar e definir componentes do veículo;
- comparar veículos de mesma categoria;
- escolher o veículo mais adequado para uma missão determinada (muito usado para veículos militares).

Como exemplo de aplicação do programa utilizar-se-á o Jeep Engesa EE-12 fabricado de 1985 a 1990 para uso militar e civil.

Para avaliação e definição dos parâmetros da suspensão e para comparação entre veículos, será usado o programa de simulação dinâmica e previsão de conforto DINVE (mostrado no capítulo VII).

A sequência de exposição do exemplo é a seguinte :

- dados do veículo;
- análise prévia da suspensão;
- pesquisa do amortecimento;
- comparação com outro veículo similar;

VIII.2 - DADOS DO VEÍCULO

A seguir, são fornecidos os dados e o esquemático do EE-12 versão militar :

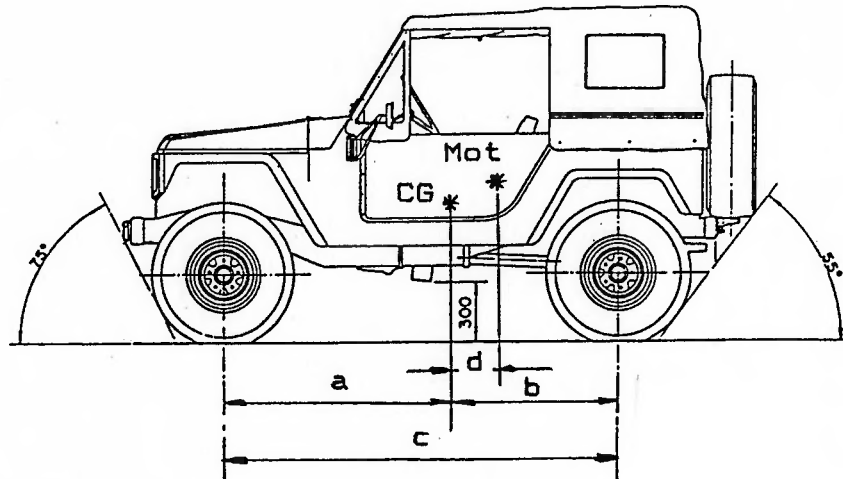


Figura 8.1

CG = Centro de Gravidade da massa suspensa;

Mot = posição do Motorista

Dados geométricos, mm (in) : a = 1346 (53)

b = 813 (32)

c = 2160 (85)

d = 203 (8)

Dados de pesos, N (lbf)

(índices 1 e 2 para eixos dianteiro e traseiro respectivamente)

Suspensão : $P_s = 14042$ (3157)

$P_{s_1} = 5289$ (1189)

$P_{s_2} = 8754$ (1968)

Não Suspenso : $P_{ns_1} = 2286 (514)$

$P_{ns_2} = 2188 (492)$

Total : $P_1 = 7575 (1703)$

$P_2 = 10942 (2460)$

$P_T = 18517 (4163)$

carga considerada : (motorista + 3 tripulantes) = 3656 (822)

Momento de Inércia da massa suspensa : $168.2 \text{ kg.s}^2.\text{m}$

$(14600 \text{ lb.s}^2.\text{in})$.

VIII.3 - ANÁLISE PRÉVIA DA SUSPENSÃO

A primeira etapa é obter-se as curvas das suspensões dianteira e traseira. As mesmas são dados de entrada para o programa de simulação dinâmica DINVE.

A curva de cada suspensão é composta pela :

- curva Deflexão vs Força da mola e coxins;
- curva Velocidade vs Força do amortecedor.

Para avaliação da frequência natural devido ao movimento vertical de cada suspensão é usada a seguinte expressão :

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K}{M}}$$

onde : f = frequência natural, hz

K = rigidez combinada do pneu e suspensão, N/m

$$K = K_T \cdot K_s / (K_T + K_s)$$

K_T = rigidez do pneu

K_s = rigidez da suspensão

M (massa suspensa, kg) = P/g

P = peso suspenso, N

g = aceleração da gravidade, m/s^2

O valor de K_T será aproximado pela seguinte relação :

$$K_T = (\text{carga sob o pneu}) / (\text{deflexão do pneu})$$

No caso de nosso exemplo a deflexão considerada para o pneu utilizado (Candango 7.50 - Pirelli) será de 22,1 mm (0.87").

Daí, usando os pesos dados em VIII.2 obtém-se :

$$K_{T1} = 171.3 \text{ N/mm}$$

$$K_{T2} = 247.6 \text{ N/mm}$$

VIII.3.1 - Suspensão dianteira

Considerando as expressões fornecidas anteriormente e o valor da rigidez da mola dianteira (dado do veículo) igual a 23,73 N/mm (2,42 kgf/mm) obtém-se :

$$K_1 = 171,3 \times 23,73 / (171,3 + 23,73) = 20,84 \text{ N/mm}$$

$$M_1 = (5289/2)/9,806 = 269,7 \text{ kg}$$

$$f_1 = 1,40 \text{ hz.}$$

O valor encontrado da frequência poderia ser melhorado diminuindo-se a rigidez da suspensão. Um valor considerado bom do ponto de vista de conforto seria a frequência em torno de 1,1/1,2 hz, pois é uma frequência em torno do qual o corpo humano está acostumado (é a frequência do andar do ser humano), e ver também a figura 3.2 mostrada no capítulo III.2.4 .

Para diminuir a rigidez da suspensão poder-se-ia efetuar algumas mudanças como :

- diminuir a rigidez da mola;
- utilizar uma mola de rigidez variável;
- utilizar coxins atuando como mola auxiliar e a partir de um determinado curso de suspensão.

Mas, todas essas mudanças devem ser feitas cuidadosamente pois sabe-se que ao melhorar o conforto, prejudica-se a estabilidade e a dirigibilidade do veículo. Para este exemplo será mantida a rigidez da mola utilizada.

Nota : Apenas como dado comparativo o Jeep Willys, fabricado nas décadas de 50 e 60, tem frequência natural em torno de 1,53 hz.

A próxima etapa é obter a curva da suspensão. Para isso deve-se considerar para cada deflexão da suspensão a soma da força da mola com a força devido ao coxim ou batente de fim de curso.

A curva da suspensão, mostrada na tabela 8.1, será utilizada no arquivo de entrada para o programa de simulação dinâmica.

Tabela 8.1 : Curva da Suspensão dianteira EE-12.

| <u>pt</u> | <u>curso da suspensão,mm(in)</u> | <u>força da mola, kgf</u> | <u>força do coxim, kgf</u> | <u>força da suspensão, kgf(lbf)</u> |
|-----------|----------------------------------|---------------------------|----------------------------|-------------------------------------|
| 1 | -3 (-0.1) | | | -1005(-2215) |
| 2 | 0 (0) | 24 | -258 | -234 (-515) |
| 3 | 10 (0.4) | 48 | -65 | -17 (-36) |
| 4 | 20 (0.8) | 73 | 0 | 73 (160) |
| 5 | 179 (7.0) | 457 | 0 | 457 (1007) |
| 6 | 190 (7.5) | 484 | 105 | 589 (1298) |
| 7 | 201 (7.9) | 511 | 175 | 686 (1512) |
| 8 | 219 (8.6) | 554 | 528 | 1082 (2385) |
| 9 | 225 (8.9) | 569 | 794 | 1363 (3005) |
| 10 | 229 (9.0) | | | 2134 (4705) |

VIII.3.2 - Suspensão traseira

Utilizando-se os mesmos princípios e procedimentos da suspensão dianteira, obtém-se de maneira análoga a curva da suspensão traseira, conforme mostrado na tabela 8.2 .

$$K_{e2} = 42,17 \text{ N/mm (rigidez da mola obtida do veículo)}$$

$$K_2 = 247,6 \times 42,17 / (247,6 + 42,17) = 36,03 \text{ N/mm}$$

$$M_2 = (8754/2)/9,806 = 446,4 \text{ kg}$$

$$f_2 = 1,43 \text{ Hz.}$$

Valem aqui as mesmas observações feitas para a suspensão dianteira.

Tabela 8.2 : Curva da Suspensão traseira EE-12.

| pt | curso da suspensão,mm(in) | força da mola, kgf | força do coxim, kgf | força da suspensão, kgf(lbf) |
|----|---------------------------|--------------------|---------------------|------------------------------|
| 1 | -3 (-0.1) | | | -995 (-2193) |
| 2 | 0 (0) | 43 | -267 | -224 (-493) |
| 3 | 10 (0.4) | 86 | -67 | 19 (41) |
| 4 | 20 (0.8) | 129 | 0 | 129 (284) |
| 5 | 161 (6.3) | 735 | 0 | 735 (1621) |
| 6 | 191 (7.5) | 864 | 153 | 1017 (2243) |
| 7 | 211 (8.3) | 950 | 435 | 1385 (3054) |
| 8 | 225 (8.9) | 1011 | 807 | 1818 (4007) |
| 9 | 229 (9.0) | | | 2589 (5707) |

Nota : A rigidez no início e fim dos cursos das suspensões foi considerada bem alta (± 17000 lbf/in) para representar a condição metal/metal. Este valor não pode ser superior a 19000 lbf/in por problemas computacionais do programa.

VIII.4 - APLICAÇÃO DO PROGRAMA : PESQUISA DO AMORTECIMENTO

Para pesquisa do amortecimento desejável para um veículo, serão utilizados os seguintes parâmetros :

1 - de conforto :

As etapas para obtenção do amortecimento que otimize o conforto são as seguintes :

- a - calcula-se o amortecimento crítico para cada suspensão;
- b - Adota-se um fator de amortecimento (por ex. 0,12);
- c - Utiliza-se o programa para avaliar o conforto;
- d - Aumenta-se o fator de amortecimento de por ex. 0,04;
- e - Volta-se para o item "c".

Repetem-se os itens "c" e "d" até por exemplo ser atingido um fator de amortecimento igual a 0,40 , obtendo-se assim uma curva do tipo da figura 8.2. O vértice da curva é o valor do amortecimento otimizado do ponto de vista de conforto para um determinado veículo e terreno.

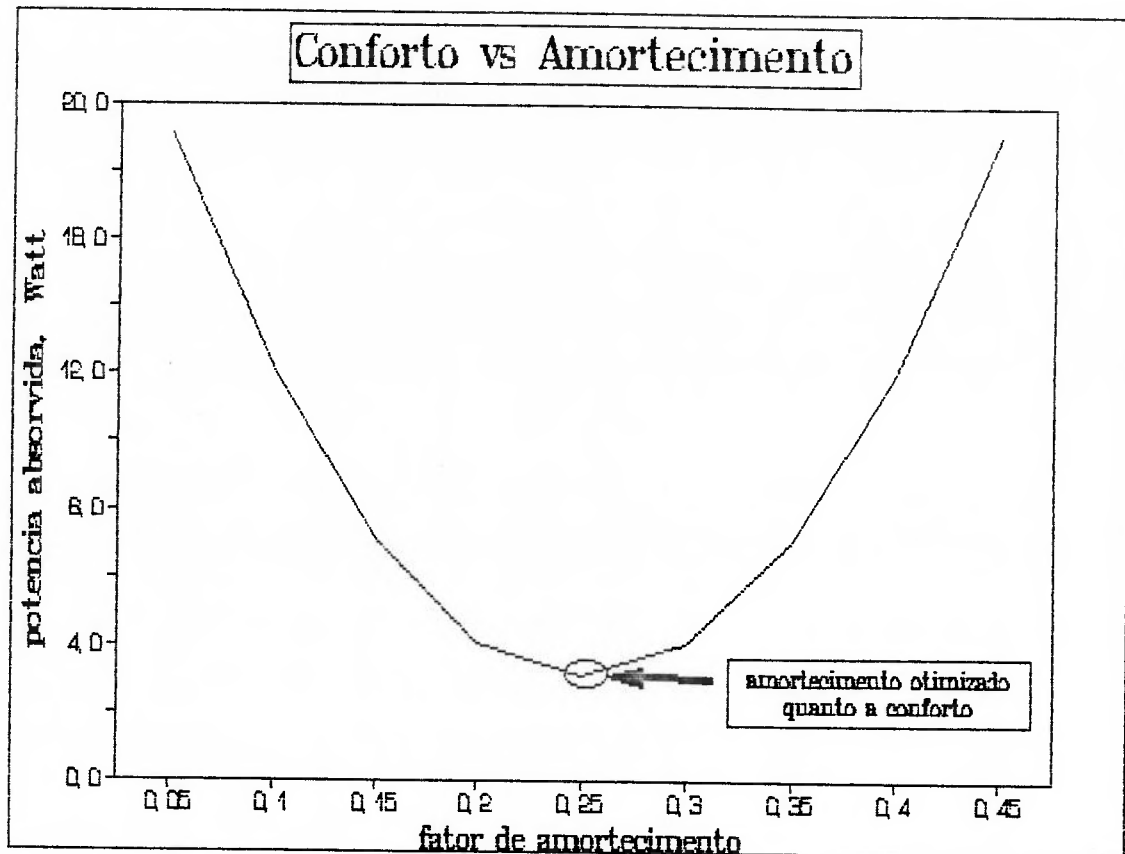


Figura 8.2

2 - de dirigibilidade :

Para se obter orientações do comportamento do amortecimento Vs dirigibilidade, será utilizado como medida o valor da porcentagem do tempo total de percurso em que o pneu perde contato com o solo durante a simulação dinâmica. Quanto menor for este valor maior será a possibilidade do veículo ter uma dirigibilidade melhor.

O procedimento é o mesmo do descrito no item 1 acima, exceto pelo item "c" que ao invés de se avaliar o conforto, será avaliado o contato do pneu com o solo.

Nota : O amortecimento crítico para um sistema massa, mola e amortecedor é dado pela seguinte expressão :

$$C_c = 2 \cdot \sqrt{K \cdot M} \quad (8.1)$$

onde K = rigidez da mola, N/m (lbf/in)

M = massa suspensa = P/g

P = peso suspenso, N (lbf)

g = $9,806 \text{ m/s}^2$ (386 in/s^2)

VIII.4.1 - Amortecedor dianteiro

O fator de amortecimento adotado inicialmente será de $0,12$.

Utilizando-se a expressão 8.1 obtém-se :

$$C_{c_1} = 2 \sqrt{K_1 \cdot M_1}$$

onde : $K_1 = 23730 \text{ N/m}$

$$M_1 = (5289/2)/9,806 = 269,7 \text{ N.s}^2/\text{m}$$

$$C_{c_1} = 5060 \text{ N.s/m} = 28,9 \text{ lbf.s/in.}$$

daí : $C_1 = 0,12 \times 5060 = 607 \text{ N.s/m} = 3,47 \text{ lbf.s/in.}$

Com o valor de C_1 obtém-se a curva do amortecedor. Para velocidades superiores a 381 mm/s (15 in/s) considerar-se-á o amortecimento igual a $0,70 \cdot C_1$ (aproximação de um amortecedor real). Deste modo, a curva inicial do amortecedor dianteiro será conforme dados da tabela 8.3 .

Tabela 8.3 : Curva amortecedor dianteiro EE-12.

| velocidade <u>mm/s (in/s)</u> | força <u>N (lbf)</u> |
|----------------------------------|-------------------------|
| -1016 (-40) | -502 (-113) |
| -381 (-15) | -231 (-52) |
| 0 | 0 |
| 381 (15) | 231 (52) |
| 1016 (40) | 502 (113) |

VIII.4.2 - Amortecedor traseiro

Adotando-se o mesmo procedimento de VIII.4.1, obtém-se a curva do amortecedor traseiro (tabela 8.4) :

$$C_{c_2} = 2 \sqrt{K_2 \cdot M_2}$$

onde : $K_2 = 42170 \text{ N/m}$

$$M_2 = (8754/2)/9,806 = 446,4 \text{ N.s}^2/\text{m}$$

$$C_{c_2} = 8677 \text{ N.s/m} = 49,6 \text{ lbf.s/in.}$$

daí : $C_2 = 0,12 \times 8677 = 1040 \text{ N.s/m} = 5,95 \text{ lbf.s/in.}$

Tabela 8.4 : Curva amortecedor traseiro EE-12.

| velocidade <u>mm/s (in/s)</u> | força <u>N (lbf)</u> |
|----------------------------------|-------------------------|
| -1016 (-40) | -858 (-193) |
| -381 (-15) | -396 (-89) |
| 0 | 0 |
| 381 (15) | 396 (89) |
| 1016 (40) | 858 (193) |

VIII.4.3 - Aplicação do Programa

Para avaliações utilizando-se o programa de Simulação Dinâmica, deve-se construir os seguintes arquivos de entrada : do terreno e do veículo.

VIII.4.3.1 - Arquivo de Dados do Terreno (TER.DAT)

Para esta aplicação três terrenos considerados como padrão para avaliação de veículos fora de estrada serão utilizados. Os perfis destes terrenos foram obtidos em campos de provas do Exército Americano (Aberdeen Proving Ground) denominados :

APG course 12 : comprimento de 91,7 m (301 ft) e rugosidade de 43,2 mm (1.70 in) RMS (Root Mean Square);

APG course 11 : comprimento de 122 m (401 ft) e rugosidade de 33,5 mm (1.32 in) RMS;

APG course 10 : comprimento de 91,7 m (301 ft) e rugosidade de 26,4 mm (1.04 in) RMS.

VIII.4.3.2 - Arquivo de dados do veículo (DV.DAT)

Utilizando os dados fornecidos no capítulo VIII.2 e formatando-os conforme indicado no capítulo VII.6.4 , é construído o arquivo de dados do veículo conforme mostrado a seguir.

Nota : Unidades no sistema inglês.

Arquivo DV.DAT

EE12 DE PRODUCAO,TERRENO:RMS132.DAT,INTERP LINEAR

3,1

3157,14600

1,1

257,53,14.7,851,0.87

5

-40 -15 0 15 40

-113 -52 0 52 113

10

-0.1 0 .4 .8 7.0 7.5 7.9 8.6 8.9 9.0

-2215 -515 -36 160 1007 1298 1512 2385 3005 4705

2,1

246,-32,14.7,1230,0.87

5

-40 -15 0 15 40

-193 -89 0 89 193

9

-0.1 0 .4 .8 6.3 7.5 8.3 8.9 9.0

-2193 -493 41 284 1621 2243 3054 4007 5707

3,2

-8

17

400 0.01 500

A velocidade de tráfego sobre os terrenos considerados (fora de estrada) será aquela que se aproxima ou até ultrapassa 6,0 Watt de potência média absorvida no motorista (valor este considerado limite para desempenho de tarefas - ver capítulo IV.3.4). Para o terreno de RMS = 1.70in usaremos a velocidade de 25,7 km/h (16 mph), para o de RMS = 1.32in 27,4 km/h (17 mph) e para o de RMS = 1.04in 32,2 km/h (20 mph).

VIII.4.4 - Resultados : amortecimento Vs conforto

Apresenta-se a seguir o resumo (tabela 8.5) e o gráfico dos resultados de conforto no motorista (figura 8.3) obtidos do programa de Simulação Dinâmica, conforme exposto na introdução do capítulo VIII.4, para os terrenos de RMS 1.70in e de RMS 1.32in . Cada amortecimento e terreno representa uma utilização do programa.

Tabela 8.5 : Conforto vs Amortecimento EE-12.

| % do amortec crítico | Potência Absorvida, W | |
|-------------------------|--------------------------------------|--------------------------------------|
| | terreno RMS 1.70 veloc= 25,4 km/h | terreno RMS 1.32 veloc= 27,4 km/h |
| 12 | 12,9 | 7,3 |
| 16 | 10,9 | 7,2 |
| 20 | 9,6 | 6,5 |
| 24 | 9,2 | 6,5 |
| 28 | 9,3 | 6,6 |
| 32 | 9,8 | 7,1 |
| 36 | 10,6 | 7,5 |
| 40 | 11,6 | 8,0 |

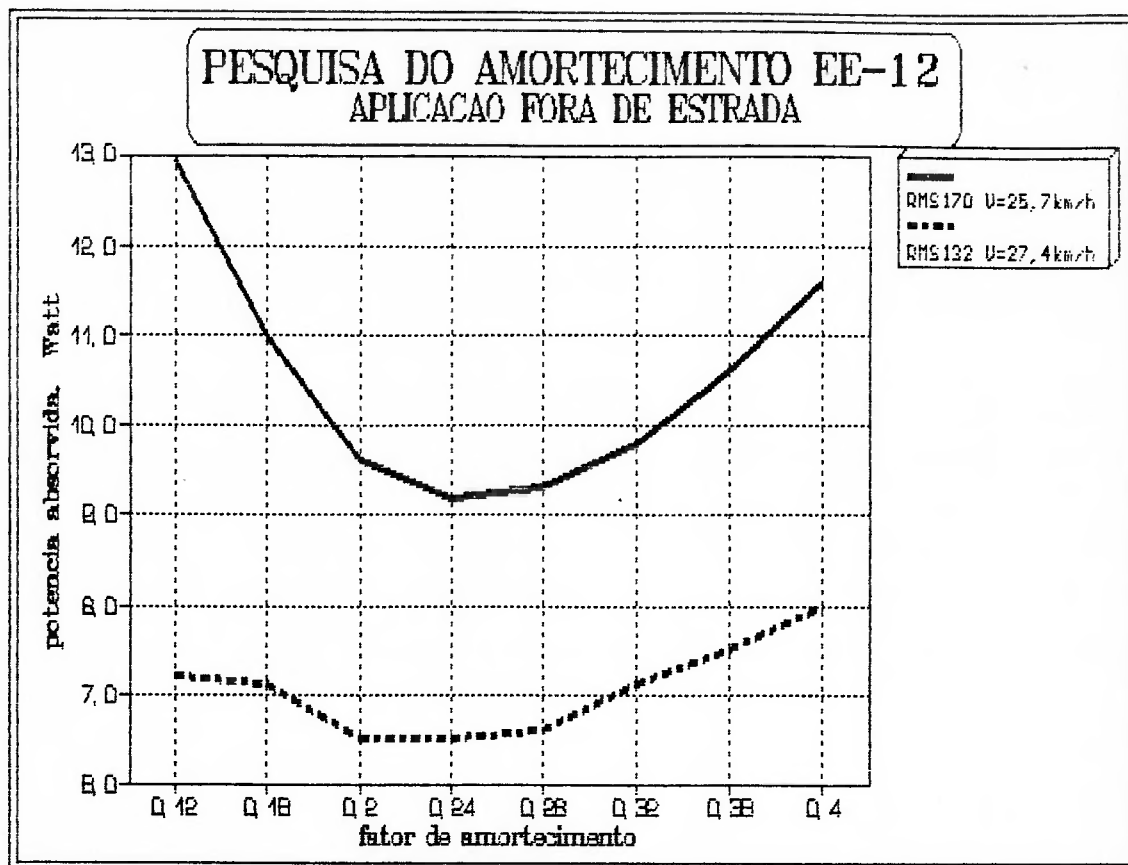


Figura 8.3

Como exemplo, é mostrado a seguir, o arquivo de saída do programa (RV.DAT) para um fator de amortecimento igual a 0,20 e utilizando-se o terreno RMS132. O valor da potência absorvida pelo motorista é fornecido na última linha do arquivo.

* TITULO *

=====

EE12 DE PRODUCAO,TERRENO:RMS132,INTERP LINEAR
 TERRENO PERCORRIDO COM INTERACAO PNEU_SOLO

* MASSA SUSPENSAS

=====

PESO: 3157.000
 PITCH INERTIA: 14600.0

* EIXO: 1

=====

PESO: PE= 257.00
 ORDENADA: X= 53.00
 PNEU/RATE: PR= 2125.98
 RAO/RODA: R= 14.70
 CURVA DO AMORTECEDOR(IN/SEC X LBS): 5 PONTOS
 VEL: -40.00 -15.00 .00 15.00 40.00
 FORC: -188. -87. 0. 87. 188.
 CURVA DE MOLA(IN X LBS):10 PONTOS
 DEFL: -.10 .00 .40 .80 7.00 7.50 7.90 8.60 8.90 9.00
 FORC: -2215. -515. -36. 160. 1007. 1298. 1512. 2385. 3005. 4705.

* EIXO: 2

=====

PESO: PE= 246.00
 ORDENADA: X= -32.00
 PNEU/RATE: PR= 3072.81
 RAO/RODA: R= 14.70
 CURVA DO AMORTECEDOR(IN/SEC X LBS): 5 PONTOS
 VEL: -40.00 -15.00 .00 15.00 40.00
 FORC: -322. -148. 0. 148. 322.
 CURVA DE MOLA(IN X LBS): 9 PONTOS
 DEFL: -.10 .00 .40 .80 6.30 7.50 8.30 8.90 9.00
 FORC: -2193. -493. 41. 284. 1621. 2243. 3054. 4007. 5707.

* TRIPULANTE: 1

=====

ORDENADA: X= -8.00

* TERRENO PARA AMBOS OS LADOS

=====

APG COURSE 11, 401 FEET LONG (1.32 IN. RMS)

* VELOCIDADE: V=17.00 MPH

=====

* DADOS DE INTEGRACAO

=====

PERCURSO: XTOT=400.000 FT

INTERV INT: DT= .010 SEG

INTERV IMP: NDT= 500

UNIDADES UTILIZADAS

=====

DISPL (in e rd); VELOC (in/s e rd/s);
ACCEL (g e rd/s²); FORCA (lbf).

* CONDICAOES INICIAIS: APOS 22 ITERACOES

=====

 VERT:CG PITCH EIXO:1 EIXO:2 TRIP:1
DISPL -4.6630 -.0035 -.8702 -.8701 -4.6349

T= .000

X= -2.450(FT)

| | VERT:CG | PITCH | EIXO:1 | EIXO:2 | TRIP:1 |
|--------|---------|-------|--------|--------|--------|
| DISPL | -4.66 | -.00 | -.87 | -.87 | -4.63 |
| VELOC | .00 | .00 | .00 | .00 | .00 |
| ACCEL | .00 | .00 | .00 | .00 | .00 |
| ACCMIN | .00 | .00 | .00 | .00 | .00 |
| ACCMAX | .00 | .00 | .00 | .00 | .00 |
| DEFLEC | | | 3.98 | 3.68 | .00 |

| | | | |
|--------|--------|--------|-----|
| FOMOLA | 594.26 | 984.24 | .00 |
| RATEDF | .00 | .00 | .00 |
| FOAMOR | .00 | .00 | .00 |

T= 5.000

X=122.217(FT)

| | VERT:CG | PITCH | EIXO:1 | EIXO:2 | TRIP:1 |
|--------|---------|-------|--------|---------|--------|
| DISPL | 12.98 | .04 | 20.22 | 15.53 | 12.69 |
| VELOC | 4.96 | .54 | 26.76 | 16.87 | .64 |
| ACCEL | .25 | -.26 | -.20 | 1.34 | .26 |
| ACCMIN | -.89 | -9.03 | -4.61 | -7.23 | -1.04 |
| ACCMAX | .65 | 7.57 | 8.55 | 10.73 | .64 |
| DEFLEC | | | 5.21 | 3.79 | -.02 |
| FOMOLA | | | 762.82 | 1010.39 | .00 |
| RATEDF | | | -6.86 | 29.22 | -.00 |
| FOAMOR | | | -39.82 | 246.97 | .00 |

TRIP:1

PWR .1244

AVGPWR 4.5162

T=10.000

X=246.883(FT)

| | VERT:CG | PITCH | EIXO:1 | EIXO:2 | TRIP:1 |
|--------|---------|--------|--------|---------|--------|
| DISPL | -6.42 | -.10 | -6.58 | -1.41 | -5.13 |
| VELOC | -22.09 | -.02 | 48.24 | -59.59 | -21.81 |
| ACCEL | -.18 | 6.43 | 9.79 | 4.16 | -.32 |
| ACCMIN | -3.12 | -46.10 | -11.29 | -21.49 | -2.86 |
| ACCMAX | 2.14 | 21.30 | 24.19 | 22.93 | 2.61 |
| DEFLEC | | | 4.92 | 1.93 | -.52 |
| FOMOLA | | | 722.21 | 559.89 | .00 |
| RATEDF | | | 71.49 | -38.20 | -.11 |
| FOAMOR | | | 315.23 | -309.50 | .00 |

TRIP:1

PWR 6.9057

AVGPWR 5.5086

T=15.000

X=371.550(FT)

| | VERT:CG | PITCH | EIXO:1 | EIXO:2 | TRIP:1 |
|--------|---------|--------|---------|---------|--------|
| DISPL | -.43 | -.05 | 4.48 | 1.66 | 1.44 |
| VELOC | 10.09 | -.10 | 29.40 | -7.54 | 11.19 |
| ACCEL | -.14 | 12.43 | -4.00 | 1.04 | -.40 |
| ACCMIN | -3.12 | -46.10 | -15.21 | -21.49 | -2.86 |
| ACCMAX | 2.36 | 28.14 | 24.19 | 22.93 | 2.61 |
| DEFLEC | | | 7.79 | .34 | -1.43 |
| FOMOLA | | | 1452.01 | -33.93 | .00 |
| RATEDF | | | 24.58 | -20.81 | -.31 |
| FOAMOR | | | 125.71 | -188.43 | .00 |
| | | TRIP:1 | | | |
| PWR | | 1.9020 | | | |
| AVGPWR | | 6.7241 | | | |

T=16.140

X=399.974(FT)

| | VERT:CG | PITCH | EIXO:1 | EIXO:2 | TRIP:1 |
|------------|---------|--------|--------|---------|--------|
| DISPL | 2.48 | -.07 | 3.70 | 7.00 | 4.86 |
| VELOC | -11.82 | -.22 | 18.85 | -21.17 | -9.72 |
| ACCEL | -.10 | 4.30 | .45 | -1.74 | -.19 |
| ACCMIN | -3.12 | -46.10 | -15.21 | -21.49 | -2.86 |
| ACCMAX | 2.36 | 28.14 | 24.19 | 22.93 | 2.61 |
| DEFLEC | | | 5.17 | 2.13 | -1.79 |
| FOMOLA | | | 756.73 | 608.43 | .00 |
| RATEDF | | | 42.43 | -16.34 | -.31 |
| FOAMOR | | | 197.80 | -157.34 | .00 |
| | | TRIP:1 | | | |
| AVG PWR F: | | 6.4720 | | | |

VIII.4.5 - Resultados : amortecimento Vs dirigibilidade

Os gráficos a seguir (figuras 8.4 e 8.5) mostram os resultados da perda de contato do pneu com o solo (em %) obtidos do programa de simulação dinâmica utilizando-se os terrenos de RMS 1.70in e RMS 1.04in.

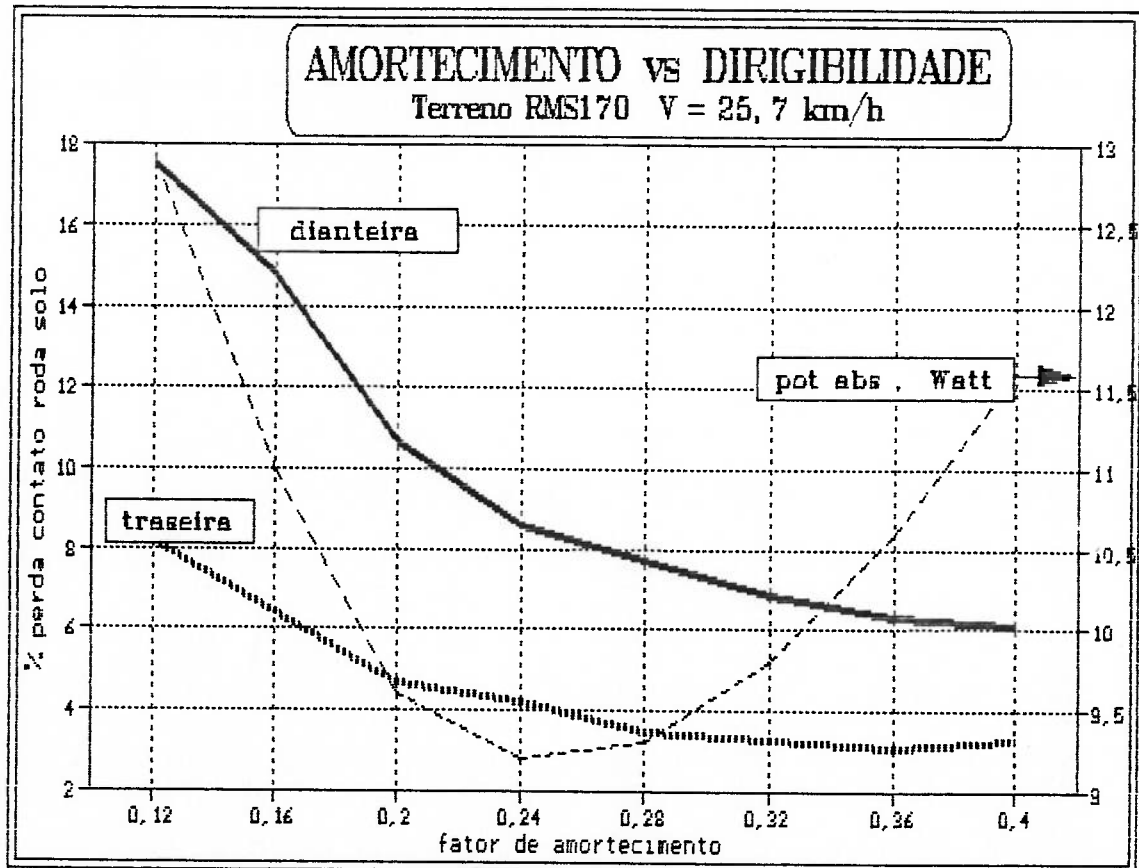


Figura 8.4

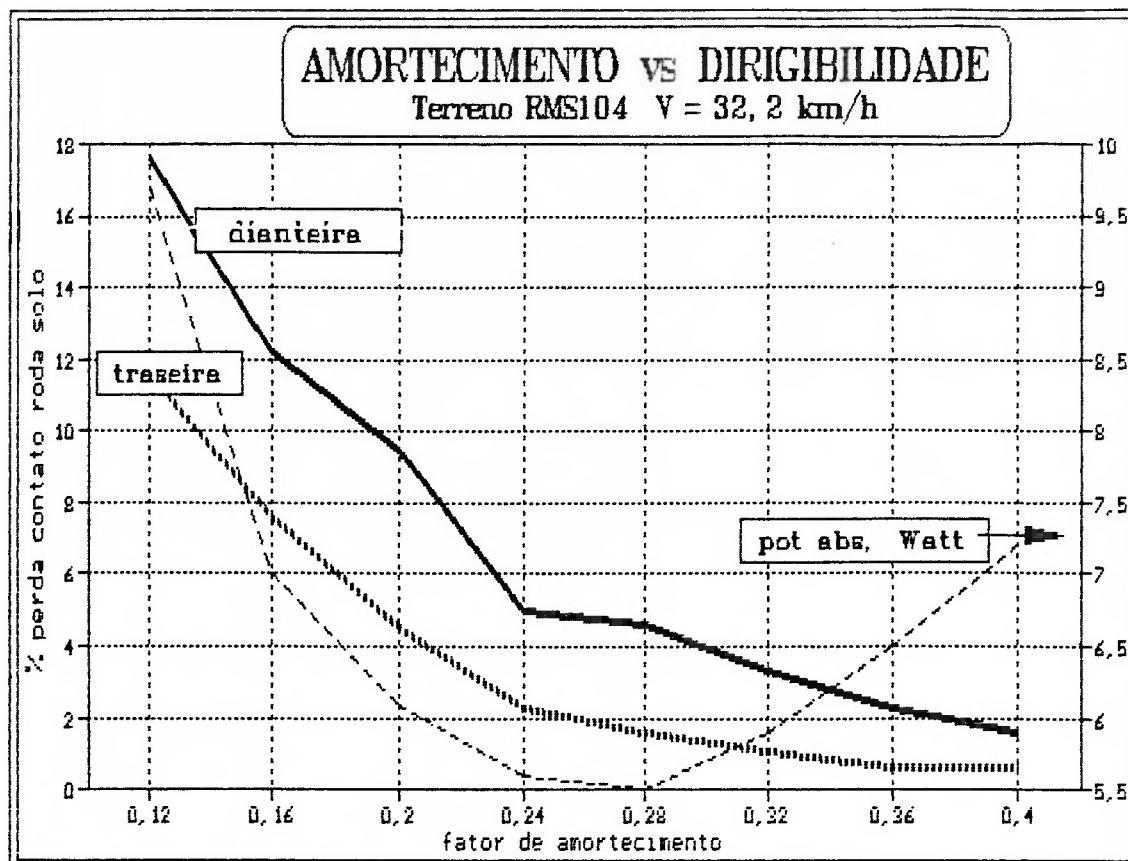


Figura 8.5

VIII.4.6 - Conclusão Final

Pela análise do conforto, o fator de amortecimento deve ficar entre 0,20 e 0,28. Do ponto de vista de dirigibilidade a orientação é maximizarmos o amortecimento.

Estas conclusões nos indicam que um fator de amortecimento de 0,28 seria o mais indicado. Mas, será adotado o valor de 0,24, pois este valor otimiza o conforto do veículo para o terreno de RMS 1.70in, que é o terreno previsto para maior utilização do EE-12.

Desta maneira, obtém-se as curvas desejáveis para os amortecedores dianteiros e traseiros conforme tabela 8.6 .

Tabela 8.6 : Curvas otimizadas dos amortecedores EE-12

| velocidade mm/s (in/s) | força, N (lbf) | |
|---------------------------|------------------|-----------------|
| | <u>dianteira</u> | <u>traseira</u> |
| -1016 (-40) | -1005 (-226) | -1717 (-386) |
| -381 (-15) | -463 (-104) | -792 (-178) |
| 0 | 0 | 0 |
| 381 (15) | 463 (104) | 792 (178) |
| 1016 (40) | 1005 (226) | 1717 (386) |

Na verdade, pode-se ainda melhorar o projeto dos amortecedores com o uso do programa, efetuando-se algumas alterações como :

- amortecimento dianteiro diferente do traseiro;
- forças dos amortecedores de compressão diferentes das de tração.

Como o procedimento para avaliações das modificações acima propostas é o mesmo já visto neste capítulo, serão dadas a seguir preferência para outras aplicações do programa.

VIII.5 - APLICAÇÃO DO PROGRAMA : DIMENSIONAMENTO DE COMPONENTES

Para obtenção dos esforços agentes nos suportes dos amortecedores e molas será utilizado o programa de simulação dinâmica.

Diminuindo-se o tempo de impressão dos resultados do programa, obtém-se as forças nos suportes para cada instante desejado durante a passagem do veículo com uma determinada velocidade sobre um terreno escolhido. De posse destes dados tem-se informações necessárias para dimensionar os suportes.

Nas figuras 8.6 e 8.7 (páginas seguintes) são mostrados os resultados obtidos no veículo EE-12 trafegando sobre o terreno de RMS 1.32in com a velocidade de 27,4 km/h (17 mph).

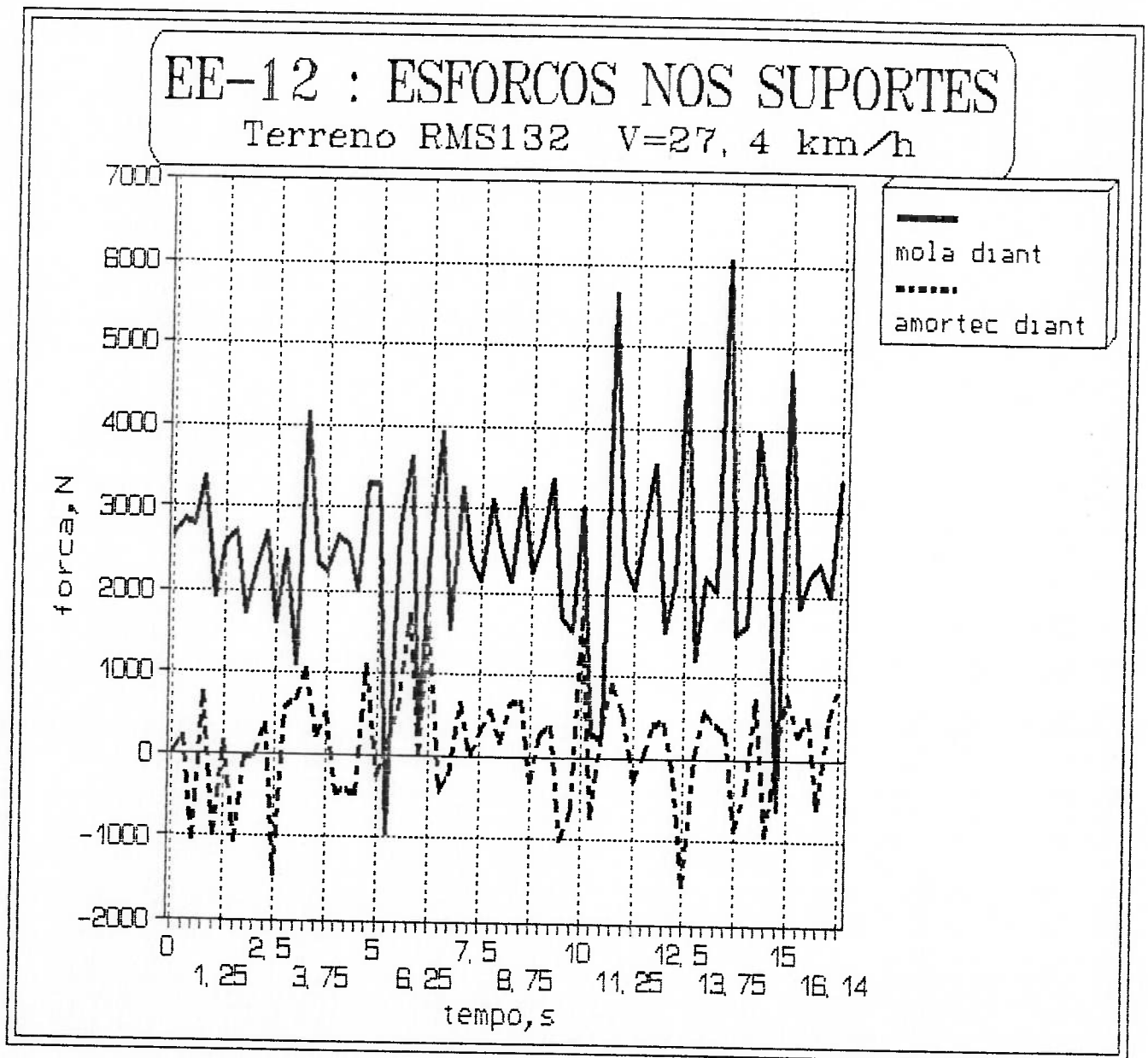


Figura 8.6 - Esforços nos suportes de amortec e mola dianteiros.

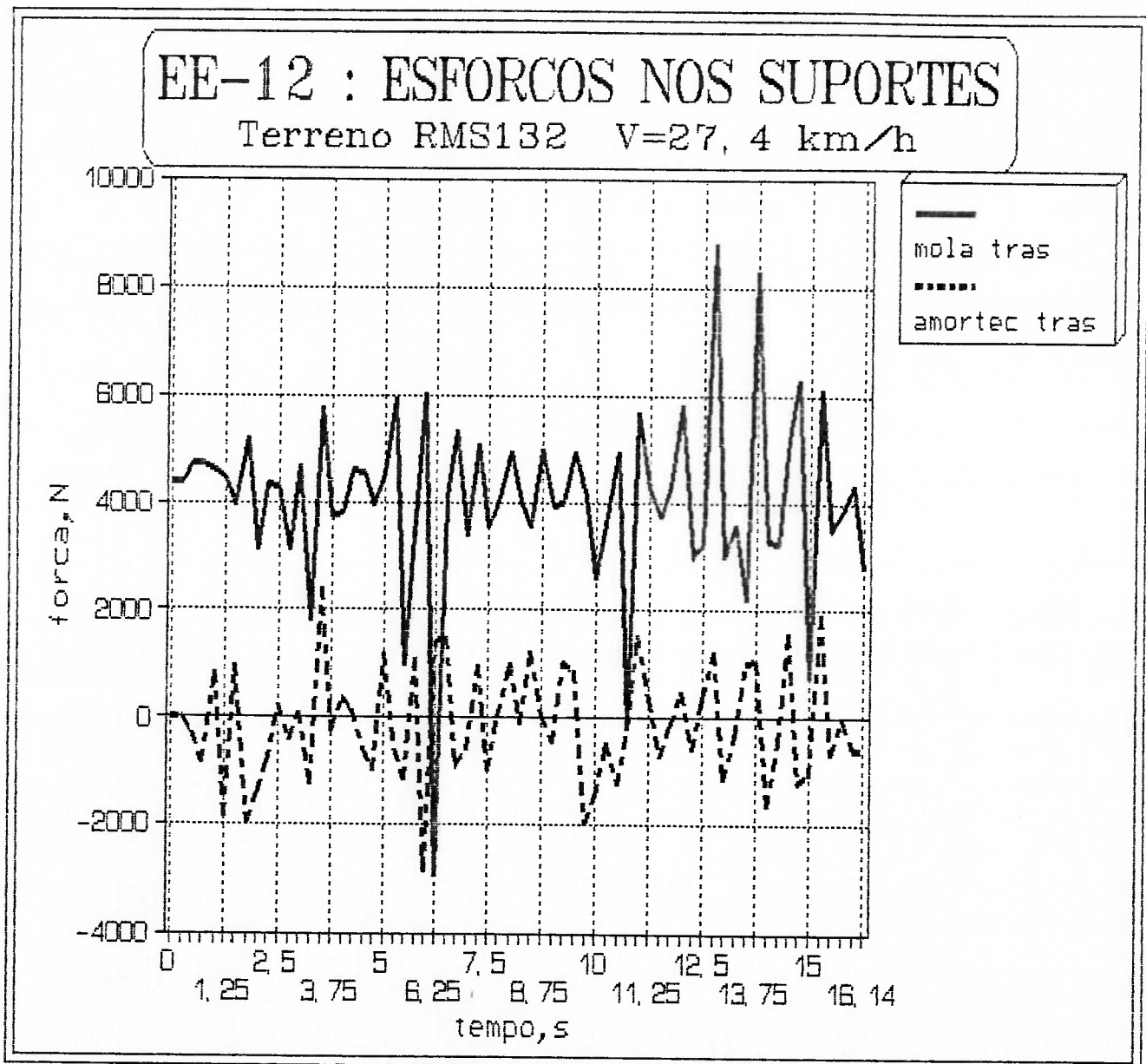


Figura 8.7 - Esforços nos suportes de amortec e mola traseiros.

VIII.6 - APLICAÇÃO DO PROGRAMA : ESCOLHA / COMPARAÇÃO DE VEÍCULOS

Neste capítulo utiliza-se o programa de simulação dinâmica para avaliar e comparar os níveis de conforto de veículos similares quando trafegando sobre um determinado terreno.

Desta maneira, seleciona-se dentre veículos existentes qual o mais indicado para uma certa missão. Na fase de projeto, esta comparação pode nos orientar quanto ao projeto da suspensão ou da distribuição de pesos para permitir um desempenho melhor ou similar aos veículos existentes.

Para avaliação do conforto será considerada a velocidade do veículo que proporcione em torno de 6 W de potência média absorvida no motorista. Este valor é considerado limite para o motorista desempenhar suas atribuições.

VIII.6.1 - Comparação entre veículos

Como exemplo serão utilizados três veículos :

- Jeep EE-12;
- Pick-up F-1000 4x4;
- Jeep M151 : veículo militar americano otimizado para utilização em fora de estrada.

No Apêndice E são mostrados os arquivos de entrada dos veículos F1000 e M151.

Os terrenos para avaliação dos veículos serão os seguintes :

| <u>arquivos de terrenos</u> | <u>rugosidade em RMS, mm (in)</u> |
|-----------------------------|-----------------------------------|
| RMS068.DAT | 17,2 (0.68) |
| RMS104.DAT | 26,4 (1.04) |
| RMS132.DAT | 33,5 (1.32) |
| RMS170.DAT | 43,2 (1.70) |
| RMS217.DAT | 55,1 (2.17) |

Estes arquivos representam terrenos fora de estrada utilizados pelo Exército Americano para avaliação de veículos militares e com perfis obtidos dos campos de prova em Aberdeen Proving Ground (Washington DC - USA).

Os resultados da potência média absorvida no motorista em função da velocidade e do terreno obtidos do programa, são apresentados a seguir em tabelas e em gráficos.

Tabela 8.7 : Velocidade vs PA (EE-12/F1000/M151) - RMS068.

| <u>velocidade</u> <u>km/h (mph)</u> | pot abs mot, W | | |
|--|----------------|--------------|-------------|
| | terreno RMS068 | | |
| | <u>EE12</u> | <u>F1000</u> | <u>M151</u> |
| 56,3 (35) | 3,6 | 3,3 | 3,2 |
| 61,2 (38) | 5,0 | 4,1 | 5,5 |
| 64,4 (40) | 6,3 | 4,9 | 8,2 |
| 67,6 (42) | 7,7 | 5,6 | 21,3 |
| 72,4 (45) | 10,0 | 7,3 | - |

Tabela 8.8 : Velocidade vs PA (EE-12/F1000/M151) - RMS104/132.

| velocidade km/h (mph) | potencia absorvida motorista, W | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|--------------|-------------|----------------|--------------|-------------|
| | terreno RMS104 | | | terreno RMS132 | | |
| | <u>EE12</u> | <u>F1000</u> | <u>M151</u> | <u>EE12</u> | <u>F1000</u> | <u>M151</u> |
| 22,5 (14) | - | - | - | 3,5 | 4,9 | 3,1 |
| 24,1 (15) | - | - | - | 4,2 | 5,4 | 2,9 |
| 25,7 (16) | - | - | - | 5,0 | 5,9 | 4,4 |
| 27,4 (17) | 3,6 | 4,5 | 3,1 | 6,6 | 6,4 | 4,8 |
| 29,0 (18) | 4,0 | 5,0 | 3,5 | 8,8 | 7,0 | 5,4 |
| 30,6 (19) | 4,8 | 5,7 | 4,0 | - | 7,4 | 5,9 |
| 32,2 (20) | 5,6 | 6,4 | 5,0 | - | 7,9 | 8,7 |
| 33,8 (21) | 8,2 | 7,2 | 6,6 | - | - | - |
| 35,4 (22) | 10,8 | 7,9 | 7,8 | - | - | - |
| 37,0 (23) | 14,8 | 8,7 | 10,0 | - | - | - |

Tabela 8.9 : Velocidade vs PA (EE-12/F1000/M151) - RMS170/217.

| velocidade km/h (mph) | potencia absorvida motorista, W | | | | | |
|--------------------------|---------------------------------|--------------|-------------|----------------|--------------|-------------|
| | terreno RMS170 | | | terreno RMS217 | | |
| | <u>EE12</u> | <u>F1000</u> | <u>M151</u> | <u>EE12</u> | <u>F1000</u> | <u>M151</u> |
| 14,5 (9) | - | - | - | 3,0 | 3,3 | 4,0 |
| 16,1 (10) | 3,6 | 3,9 | 2,4 | 4,2 | 4,2 | 4,7 |
| 17,7 (11) | 4,8 | 5,1 | 3,0 | 6,4 | 5,5 | 6,1 |
| 19,3 (12) | 7,5 | 6,7 | 3,6 | 8,8 | 7,6 | 6,8 |
| 20,9 (13) | 9,5 | 8,5 | 5,4 | 11,0 | 8,9 | 7,4 |
| 22,5 (14) | 9,5 | 9,8 | 8,5 | 11,7 | 9,8 | 6,8 |
| 24,1 (15) | 9,3 | 10,7 | 17,2 | - | - | - |
| 25,7 (16) | 9,2 | 11,4 | 19,2 | - | - | - |

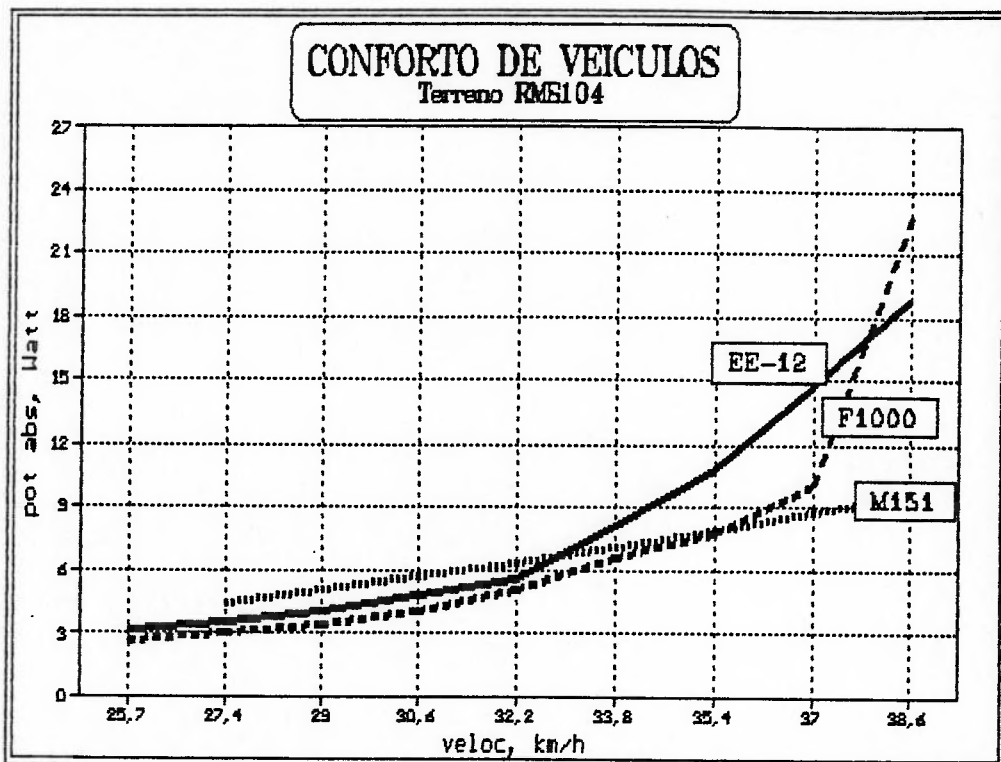


Figura 8.8

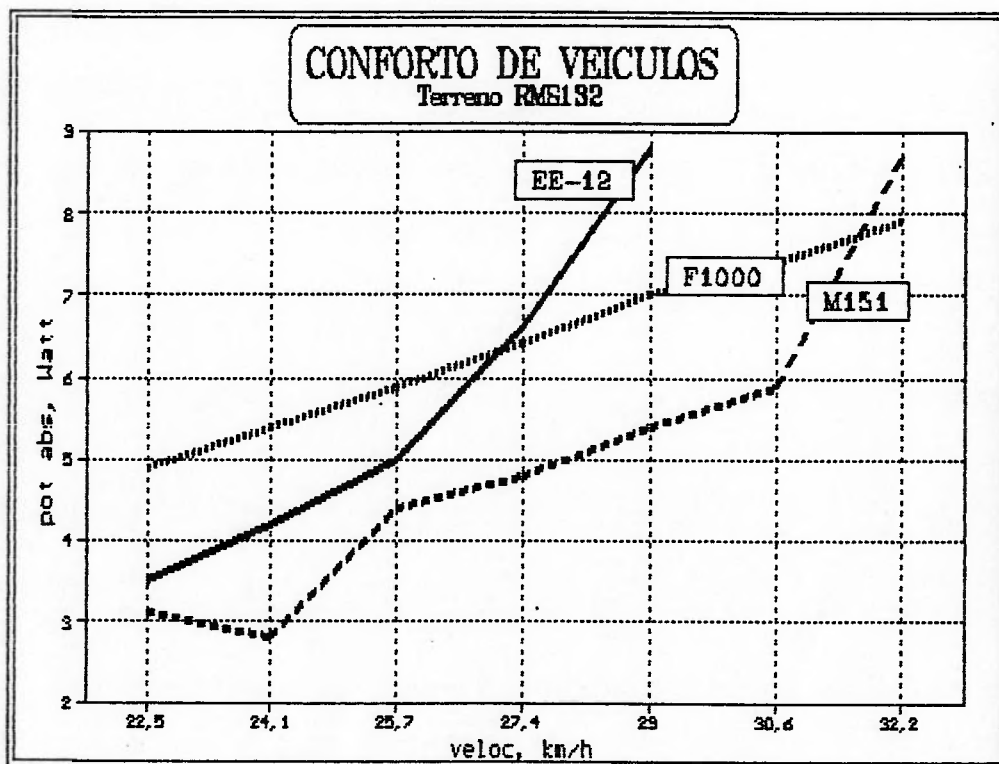


Figura 8.9

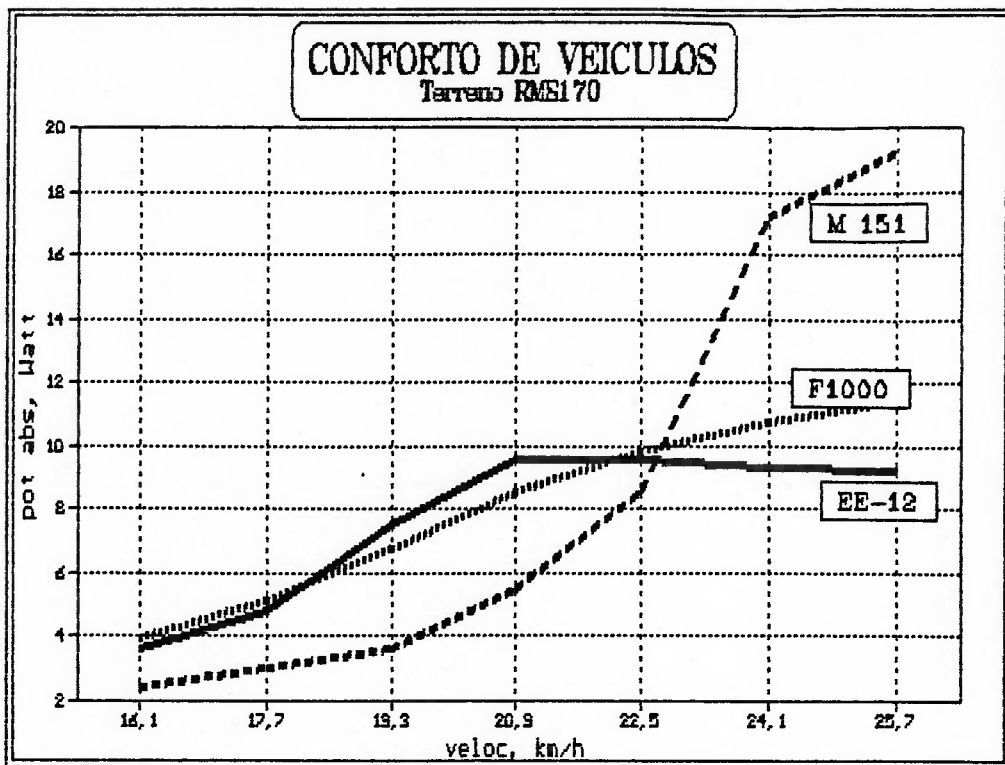


Figura 8.10

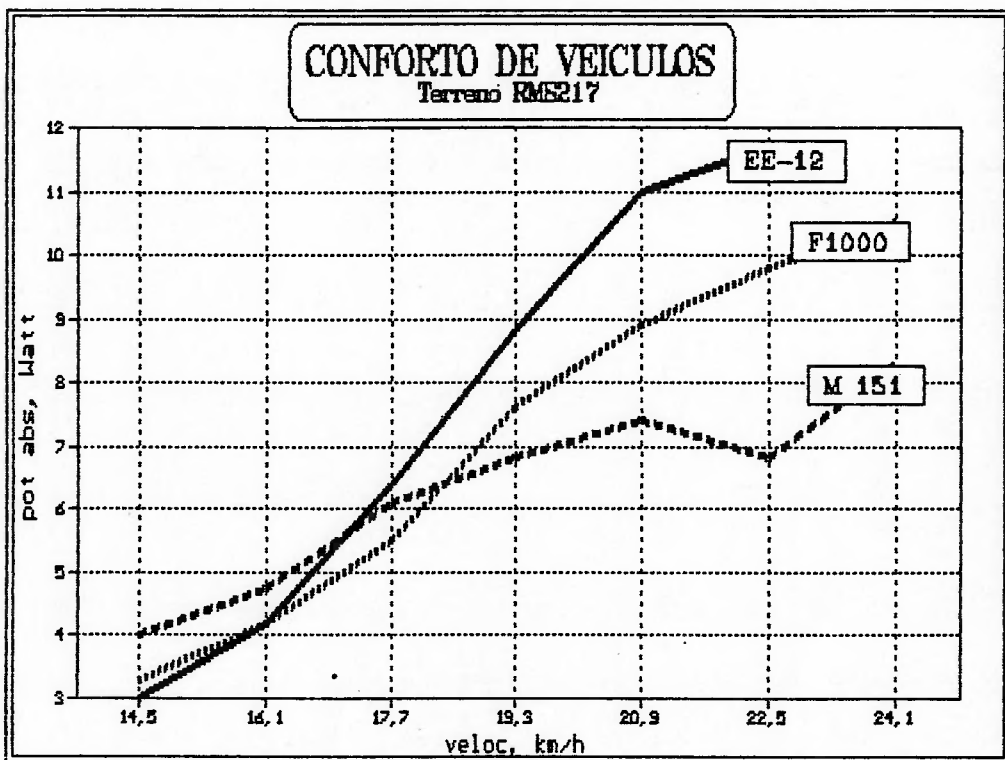


Figura 8.11

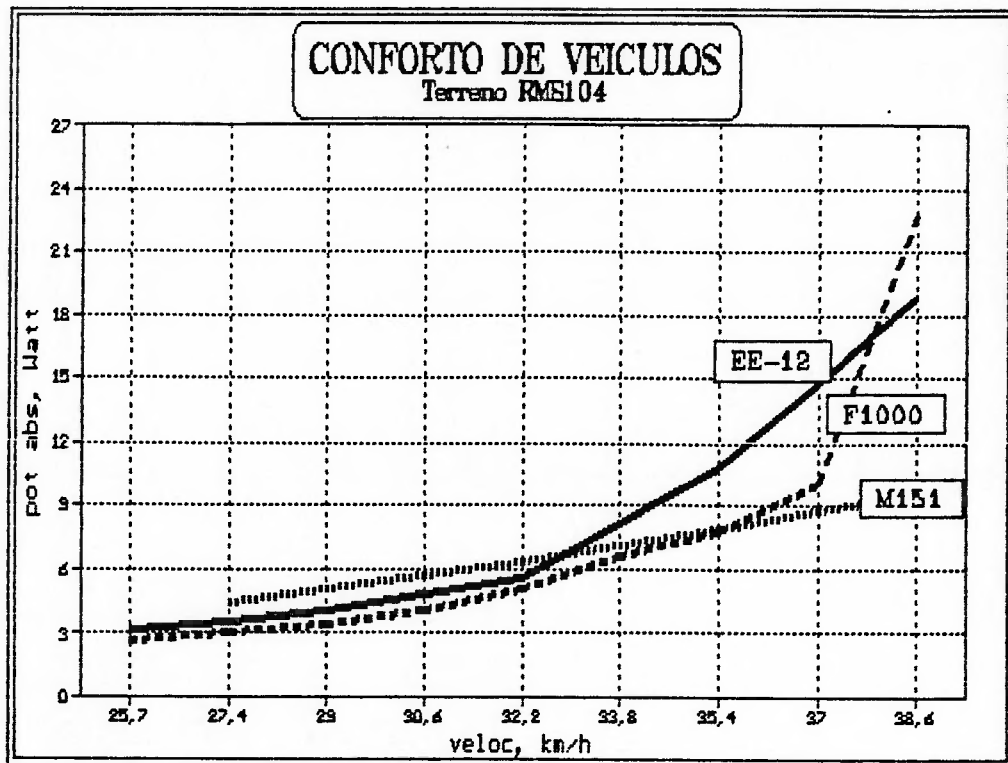


Figura 8.12

VIII.6.2 - Conclusão

Para comparação dos resultados de velocidades entre os veículos, para uma determinada potência, será adotado o índice IC dado pela relação entre a velocidade do veículo correspondente e a mínima velocidade obtida entre os três veículos em estudo.

$$IC = (V_i) / (\text{mínimo valor dos } V_i \text{'s}) \quad (8.2)$$

V_i = velocidade do veículo "i" para uma determinada potência média absorvida.

Por meio dos gráficos apresentados (de 8.8 a 8.12) pode-se obter a velocidade de 6 W de potência absorvida no motorista para cada veículo e terreno. Na tabela 8.10 são mostradas as velocidades obtidas.

Tabela 8.10 : Velocidade(km/h) de 6W para Veículos vs Terrenos.

| terreno | EE-12 | | F1000 | | M-151 | |
|---------|-------|------|-------|------|-------|------|
| | veloc | IC | veloc | IC | veloc | IC |
| RMS068 | 63,5 | 1,03 | 68,7 | 1,11 | 61,6 | 1,00 |
| RMS104 | 32,3 | 1,04 | 33,1 | 1,06 | 31,2 | 1,00 |
| RMS132 | 26,7 | 1,03 | 25,9 | 1,00 | 30,6 | 1,14 |
| RMS170 | 18,5 | 1,00 | 18,5 | 1,00 | 21,1 | 1,14 |
| RMS217 | 17,4 | 1,00 | 18,2 | 1,05 | 17,4 | 1,00 |

Os comentários sobre os resultados mostrados pelos gráficos (figuras de 8.8 a 8.12) e pela tabela 8.10 são os seguintes :

1 - Em alguns casos as velocidades de 6 W (tabela 8.10), para um determinado terreno e para os veículos simulados, estão próximas entre si (menor que 5%). Isto é explicado pelo fato dos veículos serem similares e pelos projetos do EE-12 e do F1000 terem sido balizados pelo do M151.

2 - Em função da missão ou desempenho desejado em um determinado terreno pode-se, dentre os veículos em estudo, escolher o mais indicado. Por exemplo :

Suponha que para uma determinada missão em um terreno de 55,1mm (2.17in) de RMS se admita até 8 W de potência média absorvida no motorista. Do gráfico 8.11 obtém-se as correspondentes velocidades :

EE-12 $v = 18,8$ km/h (IC = 1,00)

F1000 $v = 19,8$ km/h (IC = 1,05)

M151 $v = 23,8$ km/h (IC = 1,26)

Neste caso a mínima diferença é de aproximadamente 20% em favor do M151.

3 - Pode-se também, retornar ao projeto do veículo EE-12 alterando-se alguns elementos (como rigidez das molas, cursos de suspensão, distribuição de pesos, distância entre eixos, pneus, amortecedores, batentes, etc ...), repetir as etapas já mostradas e verificar se as modificações efetuadas melhoraram o desempenho.

VIII.7 - DETERMINAÇÃO DA VELOCIDADE MÉDIA SOBRE UMA REGIÃO

Fixando-se um determinado terreno pelo seu valor RMS, é possível determinar a máxima velocidade para não exceder um nível de PA. Por exemplo, tomando-se o terreno RMS 132, o EE-12 tem uma velocidade máxima de 26,7 km/h para uma PA de 6 W (tabela 8.10).

Admitindo-se que uma região seja composta por trechos de terrenos com RMS conhecidos, é possível determinar através de uma média a velocidade do veículo para cumprir uma determinada missão (caso de viaturas militares). As expressões envolvidas são as seguintes :

$$V_M = \sum V_i \cdot P_i \quad (8.3)$$

$$P_i = \frac{L_i/V_i}{\sum L_i/V_i} \quad (8.4)$$

onde V_M = velocidade média numa região composta por "i" terrenos;
 V_i = velocidade no terreno "i" para uma determinada PA;
 L_i = relação entre o comprimento do terreno "i" e o comprimento total da região a ser percorrida.

Por exemplo, supondo que o EE-12 trafegue em uma área composta por 60% de trecho de terreno com RMS132, 20% com RMS217 e 20% com RMS104, para uma PA de 6 W, obteria-se da tabela 8.10 :

$$V_1 = 26,7 \text{ km/h} \quad (\text{RMS132}) \quad \text{e} \quad L_1 = 0,6$$

$$V_2 = 17,4 \text{ km/h} \quad (\text{RMS217}) \quad \text{e} \quad L_2 = 0,2$$

$$V_3 = 32,3 \text{ km/h} \quad (\text{RMS104}) \quad \text{e} \quad L_3 = 0,2$$

utilizando-se as expressões 8.3 e 8.4 obtém-se :

$$P_1 = 0,56 ; P_2 = 0,29 ; P_3 = 0,15$$

$$V_M = 24,8 \text{ km/h.}$$

Portanto, para a região considerada o EE-12 teria uma velocidade média de 24,8 km/h considerando uma potência absorvida no motorista de 6 W.

IX - CONCLUSÕES E FUTUROS DESENVOLVIMENTOS

IX.1 - CONCLUSÕES

Neste trabalho foi mostrado que a avaliação do conforto através da simulação dinâmica é uma importante ferramenta na orientação do projeto de veículos.

A utilização do conceito de Potência Absorvida no corpo humano é mais uma medida à nossa disposição para obter-se as informações sobre o desempenho veicular e conseqüente conforto.

À disposição do leitor são colocados dados e resultados colhidos durante anos de pesquisa que orientam no projeto de veículos e que dificilmente encontram-se reunidos e disponíveis em publicações do gênero.

Foram mostrados alguns conceitos sobre o comportamento do corpo humano quando sujeito às vibrações, para possibilitar o entendimento das avaliações e medidas do conforto.

O modelamento tanto do veículo como do comportamento do pneu na interação com o solo, tem por objetivo as forças externas agentes no veículo, que são dados de entrada para a simulação dinâmica.

Os resultados obtidos do programa de simulação dinâmica são as acelerações e o nível de conforto a que está sujeito o motorista ou tripulação, os esforços em componentes mecânicos e a avaliação da dirigibilidade .

Os conceitos, modelos e metodologia descritos neste trabalho foram utilizados durante vários anos no projeto de veículos fora de estrada, mostrando-se muito eficazes.

Deve ser esclarecido que apesar do uso dos resultados fornecidos pela simulação dinâmica para projeto de veículos, os ajustes finais dos componentes envolvidos na análise devem ser sempre acompanhados com testes práticos de campo.

Algumas sugestões de melhorias e desenvolvimentos a serem feitos em complementação a este trabalho, são descritos no capítulo seguinte IX.2 .

Melhorando-se os modelamentos e as ferramentas utilizadas na simulação dinâmica, reduz-se custo e tempo de desenvolvimento de novos projetos, proporcionando aumentos da confiabilidade e da qualidade dos produtos.

IX.2 - FUTUROS DESENVOLVIMENTOS

Ao desenvolver-se um tema, percebe-se ao longo do mesmo assuntos que mereceriam ser mais explorados e pesquisados. Mas, sabe-se também que para se concluir um trabalho proposto deve-se ater aos objetivos iniciais do mesmo.

No trabalho aqui apresentado, várias vezes estes fatos ocorreram. Por esta razão, são sugeridos assuntos e desenvolvimentos que enriqueceriam e complementariam este trabalho. São eles :

- integralização dos resultados do programa com um sistema tipo CAD ou similar, para visualização dos movimentos envolvidos;
- transformação do programa de 2D para 3D envolvendo os movimentos de bounce (vertical), pitch (rotação em torno de um eixo transversal), e roll (rotação em torno de um eixo longitudinal);
- pesquisa nos esforços que ocorrem entre pneu e solo, envolvendo tipo de pneu, pressão do pneu e tipo de solo;
- saída do programa de simulação dinâmica no formato para utilização direta da análise de conforto conforme apresentado pela norma ISO 2631;
- relação entre resultados obtidos de movimentação da suspensão com a dirigibilidade do veículo;
- estudo dos perfis de terrenos utilizando parâmetros para definir e classificar a severidade da rugosidade. Eliminação

- das tendências (inclinação) dos perfis dos terrenos;
- permitir que o programa interaja com operador, a fim de tornar mais fácil e simples a entrada de dados;
 - introdução de módulos que modelem outros tipos de suspensão;
 - modelação da hystereese existente no sistema mecânico massa, mola e amortecedor;
 - introdução do sistema massa, mola e amortecedor de modo a simular o banco do motorista ou passageiro.

REFERÊNCIAS UTILIZADAS NO TRABALHO

- [AMCP,1967] : Engineering Design Hand Book, 1967 AMCP-706-356 - Army Materiel Command.
- [Amodio,1989] : Apostila do curso de Ride Dynamic por Luciano Amodio em 1989 na Empresa Engesa SA.
- [Bostow,1987] : Car Suspension and Handling - Donald Bastow.
Editado por Pentech Press Limited 1987 - England.
- [Bruce,1969] : Analytical Techniques for Designing Riding Quality into Automotive Vehicles by Bruce D. Van Deusen.
Editado pela SAE em 1969.
- [Creighton,1986] : Revised Vehicles Dynamic Module - Department of Army USA - 1986.
- [Gabriel,1987] : Desenvolvimento de um Sistema p/ Projeto e Análise de Suspensões de Veículos - Gabriel F. Gueler e Aurélio Da Dalt (Mafersa - SP).
- [Gillesp'e,1992] : Fundamentals of Vehicle Dynamics by Thomas D. Gillesp'e - 1992.
- [Guenter,1984] : International Society Terrain-Vehicle Systems ISTVS 1984 - Cambridge England, Vol I of III-Ride Comfort of off-Road Vehicles by Guenter H. Hohl.
- [Hartog,1972] : Vibrações nos Sistemas Mecânicos by J. P. Den Hartog. Editora Edgard Blücher.
- [ISO,1978] : International Standard - ISO 2631 - 1978.

- [Lessen,1968] : Dynamics of Wheeled Vehicles - A Mathematical Model for the Transversal of Rigid Obstacles by a Pneumatic Tire - U. S. Army Materiel Command, by A.S. Lessen - 1978.
- [Lins,1972] : Human Vibration Response Measurement - Thechnical Report no. 11551 - by William F. Lins - Mobility Systems Laboratory - Army USA (1972).
- [Meirovitch,1975] : Elements of Vibration Analysis by Leonard Meirovitich. Editora McGraw-Hill.
- [Murphy,1984] : A Method for Determining Terrain Surface Roughness by Newell R. Murphy Jr. - 1984 - U.S. Army Engineer Waterways Experiment Station - Vicksburg Mississippi.
- [Murphy,1971] : A Statistical Analysis of Terrain-Vehicle-Speed Systems by N. R. Murphy, Jr. - U.S. Army Report 3 of Wheeled Vehicles.
- [Ohmiya,1984] : Characteristics of Farm Field Profiles as Sources of Tractor Vibration - K. Ohmiya, K. Matsui - Japan - International Society Terrain Vehicle Systems - 1984.
- [Pradko-Lee,1967] : Theory of Human Vibration Response by Fred Pradko, Richard Lee and Victor Kaluza.
Referência ASME - 66WA/BHF-15.
- [Pradko-Lee,1970] : Analytical Analysis of Human Vibration - Fred Pradko e Richard Lee - 1970. SAE paper 680091.

- [Pradko-Lee,1966] : Vibration Comfort Criteria - Pradko & Lee.
SAE paper 6660139 editado em 1966.
- [Rasmussen,1982] : Technical Review : Human Body Vibration by G.
Rasmussen em 1982.
Editado por Brüel & Kjaer - Dinamarca.
- [SAE,1948 : R.N.Janeway, Passenger Vibrations Limit.
SAE Journal vol 56 (August,1948).
- [SAE,1965] : Ride and Vibration Data Manual SAE-J6A - 1965.
- [SAE ISBN 1-56091,1993] : Vehicle Dynamics and Simulation.
- [SAE SP-917,1992] : Automotive Suspensions and Steering Systems.
- [Steidel,1971] : An Introduction Mechanical Vibrations Robert F.
Steidel Jr. Editora John Wiley & Sons, Inc.
- [Stikeleather] : Review of Ride Vibration Standards and Tolerance
Criteria - Paper 76041 by Larry F. Stikeleather.
Advanced Technology Center, Allis-Chalmers Corp.
- [Stikeleather,1972] : A Study of Vehicle Vibration Spectra as
Related to Seating Dynamics - L.F.
Stikeleather, G.O. Hall and A.O. Radke.
SAE paper n^o 720001 / 1972.
- [Vierck,1979] : Vibration Analysis by Robert K. Vierck.
Editora Harpes & Row, Publishers.
- [WES,1975] : WES Papers - International Society Terrain Vehicles
Systems - 1975 Army Engineer Waterways Experiment
Station - Vicksburg - Mississippi - USA.

APÉNDICES

APÊNDICE "A"

ALGUMAS DEFINIÇÕES UTILIZADAS NESTE TRABALHO

1 - Vibrações periódicas :

- repete-se ciclos em iguais intervalos de tempo;
- as diferentes frequências são conhecidas e harmônicamente relacionadas;
- em qualquer instante no futuro pode-se determinar por exemplo a aceleração por análise da história ao longo do tempo passado.

2 - Vibrações aperiódicas :

- não há repetitividade;
- é formada por várias amplitudes e frequências de ordem transiente ou randômica;
- em qualquer instante no futuro pode-se determinar por exemplo a aceleração pela probabilidade de ocorrência futura.

APÊNDICE "B"

OBTENÇÃO DOS " K_{ve} " DA EQUAÇÃO 4.3 DA POTÊNCIA ABSORVIDA (CAPIT IV.3) [PRADKO-LEE,1967].

A equação para a Aceleração RMS é dada por :

$$A_{RMS} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T a^2(t) dt} \quad (1)$$

onde $a(t)$ é a aceleração em função do tempo e A_{rms} é o valor RMS da aceleração $a(t)$.

Se a velocidade é senoidal e dada por :

$$V(t) = \frac{A_p}{\omega} \cos \omega t \quad (2)$$

onde A_p é o pico de amplitude da aceleração. Deste modo, a aceleração para essa velocidade será :

$$a(t) = -A_p \sin \omega t \quad (3)$$

O valor RMS para essa aceleração senoidal é :

$$A_{rms} = \sqrt{\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T A_p^2 \sin^2 \omega t dt} \quad (4)$$

Elevando ao quadrado ambos os lados :

$$A_{rms}^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{A_p^2}{T} \int_0^T \sin^2 \omega t dt \quad (5)$$

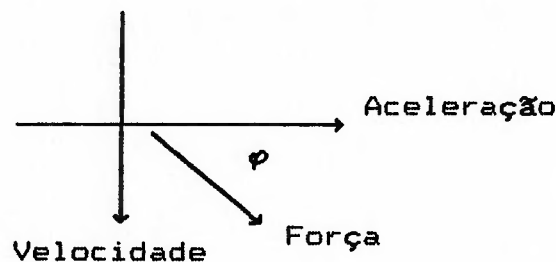
Uma expressão generalizada para a potência média (P) desenvolvida por um sistema pode ser representada por :

$$P = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t) V(t) dt \quad (6)$$

Para um sistema linear, excitado senoidalmente, a força é uma função do tempo :

$$F(t) = K_{\sigma P} A \sin(\omega t + \varphi) \quad (7)$$

onde φ é o ângulo entre a força e aceleração e K_{σ} é o factor de ganho.



Ambos φ e K_{σ} são funções de ω mas são constantes para uma dada frequência.

Substituindo a equação (2) e equação (7) na equação (6), a potência pode ser expressa como :

$$P = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \left[K_{\sigma P} A \sin(\omega t + \varphi) \frac{A_P}{\omega} \cos \omega t \right] dt \quad (8)$$

Considerando :

$$\sin(\omega t + \varphi) = \sin \omega t \cos \varphi + \cos \omega t \sin \varphi \quad (9)$$

Então :

$$P = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \frac{K_{\sigma} A_P^2}{\omega} \cdot (\sin \omega t \cos \omega t \cos \varphi + \cos^2 \omega t \sin \varphi) dt \quad (10)$$

Sendo :

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \sin^2 \omega t \, dt = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \cos^2 \omega t \, dt \quad (11)$$

e

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \sin \omega t \cos \omega t \, dt = 0 \quad (12)$$

A equação para a Potência média se torna :

$$P = \frac{K_g \sin \varphi}{\omega} \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{A_p^2}{T} \int_0^T \sin^2 \omega t \, dt \right] \quad (13)$$

O termo dentro dos colchetes da equação (13) é a mesma da equação (5) e é igual a A_{rms}^2 .

Portanto, a equação (13) pode ser escrita :

$$P = \frac{K_g \sin \varphi}{\omega} \cdot A_{rms}^2 \quad (14)$$

Desde que K_g e φ são constantes para uma frequência, a equação (14) pode ser escrita como :

$$P_i = K_i A_{i,rms}^2 \quad (15)$$

onde o índice i indica o valor numa frequência discreta e sendo

$$K_i = \frac{K_{g_i} \sin \varphi_i}{\omega_i} \quad (16)$$

Se K_i é conhecida para cada frequência, a potência absorvida pode ser calculada quando o RMS de uma aceleração senoidal é conhecida. As vibrações são geralmente definidas pelas frequências contidas, ou estatisticamente ou no domínio do tempo. Medidas de campo são geralmente reduzidas para esta forma. Assim, a potência absorvida deve ser determinada quando os dados de entrada estiverem na forma de espectro de vibração, ou RMS da aceleração ou como PSD.

Portanto, avaliando a seguinte integral

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t) V(t) dt \quad (17)$$

onde a força é dada por :

$$F(t) = \sum_{i=1}^n F_i \sin(\omega_i t + \varphi_i) \quad (18)$$

e a velocidade dada por :

$$V(t) = \sum_{i=1}^n V_i \cos \omega_i t \quad (19)$$

Usando a identidade :

$$\sin(\omega t + \varphi) = \sin \omega t \cos \varphi + \cos \omega t \sin \varphi, \quad (20)$$

a força pode ser escrita como :

$$F(t) = \sum_{i=1}^n (F_i \cos \varphi_i) \sin \omega_i t + \sum_{i=1}^n (F_i \sin \varphi_i) \cos \omega_i t \quad (21)$$

Tomando o produto da força pela velocidade teremos :

$$\begin{aligned}
 F(t) V(t) &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n F_i V_j \cos \varphi_i (\sin \omega_i t \cos \omega_j t) + \\
 &+ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n F_i V_j \sin \varphi_i (\cos \omega_i t \cos \omega_j t) \quad (22)
 \end{aligned}$$

Substituindo a equação (22) na equação (17) teremos :

$$\begin{aligned}
 P &= \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n F_i V_j \cos \varphi_i \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \sin \omega_i t \cos \omega_j t dt \right] + \\
 &+ \sum_{i=1}^n \sum_{j=1}^n F_i V_j \sin \varphi_i \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \cos \omega_i t \cos \omega_j t dt \right] \quad (23)
 \end{aligned}$$

Desde que :

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \sin \omega_i t \cos \omega_j t dt = 0 \quad (24)$$

e se $i \neq j$

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \cos \omega_i t \cos \omega_j t dt = 0 \quad (25)$$

e se $i = j$

$$\begin{aligned}
 &\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \cos \omega_i t \cos \omega_j t dt = \\
 &= \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T \cos^2 \omega_j t dt \neq 0 \quad (26)
 \end{aligned}$$

Portanto, a equação (23) torna-se :

$$P = \sum_{i=1}^n F_i V_i \sin \varphi_i \cdot \left[\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \left(\frac{T}{2} + \frac{\sin 2\omega_i T}{4\omega_i} \right) \right] \quad (27)$$

Tomando os limites, obtemos :

$$P = 1/2 \sum_{i=1}^n F_i V_i \sin \varphi_i \quad (28)$$

Desde que para ondas senoidais

$$F_i = K_{G_i} A_{P_i}, \quad V_i = A_{P_i} / \omega_i \quad \text{e} \quad A_P^2 = 2 A_{rms}^2 \quad (29)$$

a equação (28) pode ser escrita :

$$P = \sum_{i=1}^n K_i A_{i,rms}^2 \quad (30)$$

Portanto, a Potência absorvida total para um espectro de vibração é a soma das potências para cada frequência. A potência em cada frequência pode ser computada pela multiplicação do quadrado da aceleração pela sua apropriada constante (K_i).

OBTENÇÃO DOS K_i 's :

Se $G(S)$ é um polinômio da forma :

$$G(S) = K_o \left[\frac{S^n + C_1 S^{n-1} + \dots + C_{n-1} S + C_n}{S^m + C_{n+1} S^{m-1} + \dots + C_{n+m-1} S + C_{n+m}} \right] \quad (31)$$

fazendo $S \rightarrow J\omega$ obtemos :

$$G(J\omega) = K_o \cdot$$

$$\cdot \left[\frac{(J\omega)^n + C_1 (J\omega)^{n-1} + \dots + C_{n-1} (J\omega) + C_n}{(J\omega)^m + C_{n+1} (J\omega)^{m-1} + \dots + C_{n+m-1} (J\omega) + C_{n+m}} \right] \quad (32)$$

O numerador e denominador da equação (32) podem ser separados nas partes reais e imaginárias.

Se o expoente r é par, as partes reais e imaginárias são dadas por :

$$R_o = \left[\omega^r - C_2 \omega^{r-2} + C_4 \omega^{r-4} - C_6 \omega^{r-6} + \dots \right] \quad (33)$$

$$I_m = \omega \left[-C_1 \omega^{r-2} + C_3 \omega^{r-4} - C_5 \omega^{r-6} + C_7 \omega^{r-8} + \dots \right] \quad (34)$$

Se o expoente é ímpar, a forma é :

$$R_o = \left[C_1 \omega^{r-1} - C_3 \omega^{r-3} + C_5 \omega^{r-5} - C_7 \omega^{r-7} + \dots \right] \quad (35)$$

$$I_m = \omega \left[\omega^{r-1} - C_2 \omega^{r-3} + C_4 \omega^{r-5} - C_6 \omega^{r-7} + \dots \right] \quad (36)$$

onde r é o grau do polinômio ou no numerador ou no denominador.

Escrevendo a equação (32) na forma :

$$G(J\omega) = \frac{K_o (F_1 + J\omega F_2)}{F_3 + J\omega F_4} \quad (37)$$

onde os F 's são dados pelas equações (33) a (36).

Colocando a equação (37) na forma :

$$G(j\omega) = K_o \left[\frac{F_1 F_3 + \omega^2 F_2 F_4 + j\omega (F_2 F_3 - F_1 F_4)}{F_3^2 + \omega^2 F_4^2} \right] \quad (38)$$

e

$$|G(\omega)| = K_o \left[\frac{\sqrt{(F_1 F_3 + \omega^2 F_2 F_4)^2 + \omega^2 (F_2 F_3 - F_1 F_4)^2}}{F_3^2 + \omega^2 F_4^2} \right]$$

(módulo)

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{-\omega(F_2 F_3 - F_1 F_4)}{F_1 F_3 + \omega^2 F_2 F_4} \right] \quad (39)$$

(âng de fase)

Fatorando e simplificando :

$$|G(\omega)| = K_o \sqrt{\frac{F_1^2 + \omega^2 F_2^2}{F_3^2 + \omega^2 F_4^2}}$$

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{\omega(F_1 F_4 - F_2 F_3)}{F_1 F_3 + \omega^2 F_2 F_4} \right] \quad (40)$$

se $G(\omega)$ é uma função de transferência definida por :

$$\frac{\text{Força}}{\text{Aceleração}} = G(\omega) \quad (41)$$

Então :

$$F_i = A_{p_i} \cdot G(\omega_i) \quad (42)$$

Usando a equação (28) e as relações dadas na expressão (29), a potência absorvida pode ser escrita como :

$$P = \sum_{i=1}^n \frac{1}{2} \left(A_{p_i} |G(\omega_i)| A_{p_i} / \omega_i \right) \sin \varphi_i \quad (43)$$

Sendo $A_{p_i}^2 = 2 \cdot A_{i_{rms}}^2$ e substituindo na equação (43), temos :

$$P = \sum_{i=1}^n \left[\frac{|G(\omega_i)| A_{i_{rms}}^2}{\omega_i} \right] \sin \varphi_i \quad (44)$$

Essa é a mesma que a equação (30) com

$$K_i = \frac{|G(\omega_i)| \sin \varphi_i}{\omega_i} \quad (45)$$

onde

$$|G(\omega)| = K_0 \sqrt{\frac{F_1^2 + \omega^2 F_2^2}{F_3^2 + \omega^2 F_4^2}} \quad (46)$$

e

$$\varphi = \tan^{-1} \left[\frac{\omega(F_1 F_4 - F_2 F_3)}{F_1 F_3 + \omega^2 F_2 F_4} \right] \quad (47)$$

Substituindo as expressões de $|G(\omega)|$ e $\sin \varphi$ na equação (45) obteremos :

$$K_i = K_0 \left[\frac{F_1 F_4 - F_2 F_3}{F_3^2 + \omega^2 F_4^2} \right] \quad (48)$$

Usando as equações (48) e (30), uma potência absorvida pode ser calculada para um dado espectro de frequência :

$$P = \sum_{i=1}^n K_0 K_1 \left[\frac{F_1 F_4 - F_2 F_3}{F_3^2 + \omega^2 F_4^2} \right] A_{i_{rms}}^2 \quad (49)$$

onde K_1 é uma constante de acerto das unidades. Por exemplo :

para $P \rightarrow$ watt e $A_{i_{rms}} \rightarrow$ ft/s² temos $K_1 = 1,356$.

Os valores de F_1, F_2, F_3, F_4 e K_0 foram obtidos em função de ω_i (exceto K_0) e de dados experimentais.

APÊNDICE "C"

REMOÇÃO DAS TENDÊNCIAS DE UM TERRENO (DETRENDED).

Extrato tirado do Paper :

A Method for Determining Terrain Surface Roughness
[Murphy, 1984]

1. Por razões matemáticas é desejável perfis de terrenos sem tendência e que sejam estacionários com zero de média. Estacionário significa que as propriedades estatísticas (média quadrática, RMS,.....) de segmentos dos perfis não mudem significativamente de segmento para segmento.
2. Tendências do terreno :

$$\overline{F(x)} = \frac{\sum_{N=0}^{\infty} [F(x + NA) + F(x - NA)] \cdot e^{-\frac{NA}{\lambda}}}{2 \cdot \sum_{N=0}^{\infty} e^{-NA/\lambda}}$$

onde :

$\overline{F(x)}$ = tendência do ponto x

F(x) = perfil original

A = espaço entre pontos

λ = constante de avaliação

Daí, o perfil do terreno sem tendências será dado por :

$$F_d(x) = F(x) - \overline{F(x)}$$

Notas :

a) $\frac{NA}{\lambda} = \pm 3$ já é suficiente para cálculo;

b) Pode-se adotar $\lambda = 10\text{ft}$ (3,048 m)

c) Um terreno sem tendência resulta num perfil estacionário com zero de média.

$$\text{Valor RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^M F_i^2(x)}{M}}$$

$M = n^2$ de pontos do terreno já sem tendências.

3. Comprimentos de onda de terrenos excitam as frequências naturais do veículo que provocam grandes forças e movimentos entre o veículo e o terreno.

Temos a seguinte relação :

$$\text{Comprimento de onda} \left[\frac{\text{m}}{\text{cyc}} \right] = \text{veloc.} \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right] \div \text{frequência} \left[\frac{\text{Cyc}}{\text{s}} \right]$$

Exemplo : fora da estrada \rightarrow veloc. max. = 48 km/h.

\rightarrow menor freq.natural = 0,75 Hz

Então o máximo comprimento de onda que influi no rodar do veículo é em torno de 18m. Acima desse valor tem pouca influência no comportamento do veículo.

4. Perfis menores que 300ft (91.4m) não fornecem bom dados para o valor RMS.

Pode-se repetir trechos de terrenos para se conseguir um representativo valor do RMS.

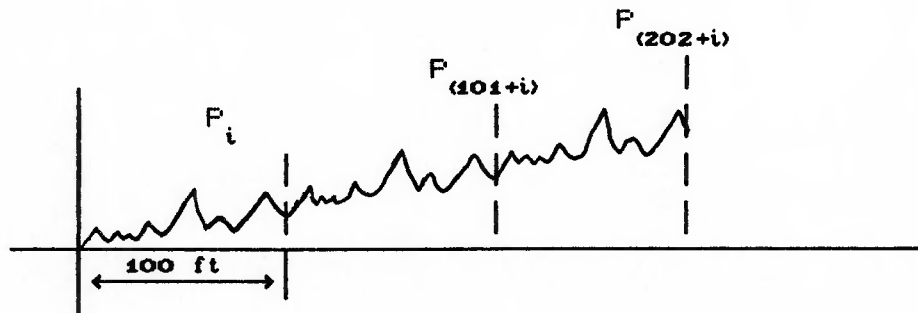
Exemplo : Supor que temos um terreno com um trecho de 100ft e queremos repeti-lo até 300 ft :

$$P_{(rn+i)} = r (P_n - P_1) + P_i , \text{ onde}$$

r = número de repetição do perfil;

n = número de pontos do perfil original;

i = localização do ith ponto



APÊNDICE "D"

Apresentamos a seguir a listagem do programa DINVE editado em Fortran, utilizado na Dissertação de Mestrado (ano de 1994) de Luciano Amodio intitulado "Análise de Conforto Veicular através da Simulação Dinâmica" .

\$NOTRUNCATE

\$NOTSTRICT

```
PROGRAM DINVE
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  CHARACTER*122 CAB
  COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
  COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NPCS(25),XCS(20,50),
+       YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
  COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+       F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+       DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
  COMMON/POT/ACELGS(40),AVGPWR(40),ABSPWR(40),DRVMAX(40),
+       SUMABF(40),RA(4),RB(4),RC(4),T,XFF,T1,DT,NDT,XMAX,IMP
  OPEN(UNIT=3,FILE='DV.DAT',STATUS='OLD')
  OPEN(UNIT=1,FILE='RV.DAT',STATUS='NEW')
  L3 = 3
  I1 = 1
  NDF = 2
  G = 386.0
  PI = 3.141593654
  NTRIP = 0
  RA(1) = 0.5
  RA(2) = 0.292893219
  RA(3) = 1.70710678
  RA(4) = 0.166666667
  RB(1) = 2.0
  RB(2) = 1.0
  RB(3) = 1.0
  RB(4) = 2.0
  RC(1) = 0.5
```

```

RC(2) = 0.292893219
RC(3) = 1.70710678
RC(4) = 0.5
DO 20 III=1, 20
  RAD(III) = 0
20 CONTINUE
CAB = 'VERT:CG PITCH '
NEIX = 0
NTRIP = 0
DO 21 III=1,40
  SUMABP(III) = 0
21 CONTINUE
CALL READ
DO 10 I=1,4
  RA(I)=RA(I)*DT
  RB(I)=RB(I)/DT
  RC(I)=RC(I)*DT
10 CONTINUE
CALL CONDI
CALL INTNUM
STOP 'INTERRUPCAD NO PROG PRINCIPAL'
END

```

```

SUBROUTINE READ
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
CHARACTER*122 CAB
COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NPCS(25),XCS(20,50),
+      YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+      F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+      DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
COMMON/POT/ACELGS(40),AVGPWR(40),ABSPWR(40),DRVMAX(40),
+      SUMABP(40),RA(4),RB(4),RC(4),T,XPF,T1,DT,NDT,XMAX,IMP
DIMENSION VID(72)
DATA NF/2/
READ(L3,3070)VID

```

```

3070 FORMAT(72A1)
      READ(L3,*)NE,IPF
      READ(L3,*)GM(1,1),GM(2,2)
      WRITE(I1,3000)VID
3000 FORMAT(/,5X,'* TITULO *',/,7X,10('='),/,T10,72A1)
      IF(IPF.EQ.0)WRITE(I1,3001)
      IF(IPF.EQ.1)WRITE(I1,3002)
3001 FORMAT(T10,'TERRENO PERCORRIDO COMO PONTO SEGUIDOR')
3002 FORMAT(T10,'TERRENO PERCORRIDO COM INTERACAO PNEU_SOLO')
      WRITE(I1,3003)GM(1,1),GM(2,2)
      GM(1,1)=GM(1,1)/(2*G)
      GM(2,2)=GM(2,2)/2.
3003 FORMAT(1(/),5X,'* MASSA SUSPensa',/,7X,14('='),/,17X,'PESO:',
+ F10.3,/,8X,'PITCH INERTIA:',F10.1,/)
      DO 2000 I=1,NE
      READ(L3,*)N,NET
      IF(NET.EQ.1)THEN
        READ(L3,*)DM,X(N),RAD(N),CARG,DISP
        IF(IPF.EQ.1)THEN
          RMD=RAD(N)-DISP
          THETA=DACOS(RMD/RAD(N))
          PR(N)=0.5*CARG/(RAD(N)*DSIN(THETA)-RMD*THETA)
        ELSE
          PR(N)=CARG/DISP
        END IF
        IF (NP .EQ. 1) WRITE(I1,'(A1)')CHAR(12)
        WRITE(I1,3010)NEIX+1,DM,X(N),PR(N),RAD(N)
      END IF
3010 FORMAT(/,5X,'* EIXO:',I2,/,7X,7('='),/,12X,' PESO: PE=',
+F7.2,/,8X,' ORDENADA: X=',F7.2,/,8X,'PNEU/RATE: PR=',F8.2,/,
+8X,'RAIO/RODA: R=',F8.2)
      IF(NET.EQ.2)THEN
        READ(L3,*)X(N)
        PR(N)=0
        IF (NP .EQ. 1) WRITE(I1,'(A1)')CHAR(12)
        WRITE(I1,3020)NTRIP+1,DM,X(N)
      END IF

```

```

3020 FORMAT(/,5X,'* TRIPULANTE:',I2,/,7X,13('='),/,12X,
+      ' PESO: P=',F7.2,/,8X,' ORDENADA: X=',F7.2)
CALL NUMINT(NET,N,DM,GM)
IF(NET.EQ.2.AND.DM.EQ.0)GOTO 2000
READ(L3,*)NFCD(N)
ND=NFCD(N)
IF(ND.NE.0)THEN
  READ(L3,*)(XCD(N,L),L=1,ND)
  READ(L3,*)(YCD(N,L),L=1,ND)
  DO 10 J=1,ND-1
    XCD(N,J+ND)=(YCD(N,J+1)-YCD(N,J))/(XCD(N,J+1)-XCD(N,J))
    YCD(N,J+ND)=YCD(N,J)-XCD(N,J+ND)*XCD(N,J)
10  CONTINUE
  WRITE(I1,3040)ND,(XCD(N,L),L=1,ND)
  WRITE(I1,3041)(YCD(N,L),L=1,ND)
  END IF
3040 FORMAT(/,1X,'CURVA DO AMORTECEDOR(IN/SEC X LBS):',I2,' PONTOS',
+/,      2X,'VEL:',20F7.2)
3041 FORMAT(' FORC:',20F7.0)
READ(L3,*)NPCS(N)
NS=NPCS(N)
IF(NS.NE.0)THEN
  READ(L3,*)(XCS(N,L),L=1,NS)
  READ(L3,*)(YCS(N,L),L=1,NS)
  DO 11 J=1,NS-1
    XCS(N,J+NS)=(YCS(N,J+1)-YCS(N,J))/(XCS(N,J+1)-XCS(N,J))
    YCS(N,J+NS)=YCS(N,J)-XCS(N,J+NS)*XCS(N,J)
11  CONTINUE
  WRITE(I1,3050)NS,(XCS(N,L),L=1,NS)
  WRITE(I1,3051)(YCS(N,L),L=1,NS)
  END IF
3050 FORMAT(/,1X,'CURVA DE MOLLA(IN X LBS):',I2,' PONTOS',/,1X,
+ ' DEFL:',      20F6.1)
3051 FORMAT(' FORC:',20F7.0)
2000 CONTINUE
READ(L3,*)VMPH
CALL TERRAIN

```

```

WRITE(I1,3055)VMPH
3055 FORMAT(/,5X,'* VELOCIDADE: V=',F5.2,' MPH',/,7X,10('='))
READ(L3,*)XMAX,DT,NDT
WRITE(I1,3060)XMAX,DT,NDT
IF(XMAX*12.GT.XT(NPRO-1))THEN
  WRITE(I1,*)'PERCURSO MAIOR QUE O TERRENO'
  STOP 'PERCURSO MAIOR QUE O TERRENO'
END IF
3060 FORMAT(//,5X,'* DADOS DE INTEGRACAO',/,7X,19('='),//,8X,
.' PERCURSO: XTOT=',F7.3,' FT',/,8X,' INTERV INT: DT=',F7.3,
.' SEG',/,8X,' INTERV IMP: NDT=',I4)
WRITE (I1,3062)
3062 FORMAT(/,5X,'* UNIDADES UTILIZADAS',/,7X,19('='),/,8X,
.'DISPL(in e rad); VELOC(in/s e rd/s);',/,8X,
.'ACCEL(g e rd/s^2); FORCA(lbf)')
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE NUMINT(NET,N,DM,GM)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
CHARACTER*122 CAB
CHARACTER EIX*8,TR*8
COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
INTEGER J
DIMENSION GM(40,40)
DATA J/16/
IF(NET.EQ.1)THEN
  NDF=NDF+1
  IEL(NDF,1)=N
  IEL(NDF,2)=NET
  GM(NDF,NDF)=DM/G
  NEIX=NEIX+1
  WRITE(EIX,10)NEIX
10  FORMAT('EIXO:',I1)
  CAB=CAB(1:J)//EIX
  J=J+8
RETURN

```

```

END IF
IF (NET.EQ.2) THEN
  NDF=NDF+1
  IEL(NDF,1)=N
  IEL(NDF,2)=NET
  GM(NDF,NDF)=DM/G
  NTRIP=NTRIP+1
  WRITE(TR,30)NTRIP
30  FORMAT('TRIP:',I1)
  CAB=CAB(1:J)//TR
  J=J+8
  RETURN
END IF
END

```

```

SUBROUTINE ELEM(XX,R,PPS,PHI,E)
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
DIMENSION E(4,4)
E(1,1)=R
E(1,2)=XX*R
E(1,3)=-R
E(2,2)=XX*XX*R
E(2,3)=-XX*R
E(3,3)=R+PPS
DO 10 I=1,4
  DO 20 J=I,4
    E(J,I)=E(I,J)
20  CONTINUE
10  CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE MOUNTI
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  CHARACTER*122 CAB
  COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
  COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NPCS(25),XCS(20,50),
+       YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
  COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+       F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+       DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
  DIMENSION SE(4,4)
  CALL ZEROM(GS,40,40)
  C** LOOP NOS ELEMENTOS PARA MONTAR MATRIZ DE RIGIDEZ GLOBAL **
  DO 2000 L=3,NDF
    CALL ZEROM(SE,4,4)
    N=IEL(L,1)
    IS=IEL(L,2)
    IF(IS.EQ.0)GOTO 2000
    XX=X(N)
  C** DETERMINAÇÃO DO COEFICIENTE DE MOLLA **
    IF(IS.EQ.2.AND.GM(L,L).EQ.0.)GOTO 1010
    CALL CURVE(2,DR(L),N,XCS,YCS,NPCS(N),SF(L))
    IF(DR(L).NE.0)SR=SF(L)/DR(L)
    IF(DR(L).EQ.0.)SR=-XCS(N,1)
    IF(SR.LE.0)SR=100.
  1010 IF(IS.EQ.2.AND.GM(L,L).EQ.0.)SR=1000.
  C ** DETERMINAÇÃO DO RATE DO PNEU **
    IF(D(L).LE.0)THEN
      IF(IPF.EQ.1.AND.IS.NE.2)THEN
        RMD=RAD(N)+D(L)
        ARG=DACOS(RMD/RAD(N))
        PPS=DABS((2*PR(N)*(RAD(N)*DSIN(ARG)-RMD*ARG))/D(L))
      ELSE
        PPS=PR(N)
      END IF
    ELSE
      PPS=0.
    END IF

```



```

C** ELEMENTOS INDEPENDENTE E TRIPULANTE **
      CALL ELEM(XX,SR,PPS,D(2),SE)
C** MONTAGEM DA MATRIZ GLOBAL **
      DO 2060 I=1,2
      DO 2050 J=1,2
2050   GS(I,J)=GS(I,J)+SE(I,J)
2060   GS(I,L)=GS(I,L)+SE(I,3)
      GS(L,L)=GS(L,L)+SE(3,3)
2000 CONTINUE
C** COMPLETA A MATRIZ SIMETRICA **
      DO 2070 I=1,NDF
      DO 2070 J=I,NDF
2070   GS(J,I)=GS(I,J)
      RETURN
      END

      SUBROUTINE INFLU
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
      CHARACTER*122 CAB
      COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
      COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NPCS(25),XCS(20,50),
+         YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
      COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+         F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+         DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
      ENTRY MOUNT
      CALL ZEROM(GS,40,40)
C ** LOOP NOS ELEMENTOS PARA MONTAGEM DA MATRIZ DE INFLUENCIA **
      DO 2000 L=3,NDF
      IS=IEL(L,2)
      IF(IS.EQ.0)GOTO 2000
      N=IEL(L,1)
      XX=X(N)
      IF(IS.EQ.1)THEN
      GS(1,L)=1
      GS(2,L)=XX
      GS(L,L)=-1

```

```

END IF
IF (IS.EQ.2.AND.GM(L,L).NE.0.) THEN
  GS(1,L)=-1
  GS(2,L)=-XX
  GS(L,L)=1
END IF
2000 CONTINUE
RETURN

ENTRY FORCES
CALL ZEROM(F,40,1)
DO 2010 L=3,NDF
  N=IEL(L,1)
  IS=IEL(L,2)
C** DETERMINAÇÃO DOS COEFICIENTES DE MOLA E AMORTECEDOR **
  IF (IS.EQ.2.AND.GM(L,L).EQ.0) GOTO 2010
  IF (IS.EQ.0) GOTO 2010
  IF (NPCD(N).NE.0) THEN
    IF (IS.EQ.1.OR.IS.EQ.2) THEN
      CALL CURVE(1,VR(L),N,XCD,YCD,NPCD(N),AF(L))
      DF(L)=AF(L)
    END IF
  END IF
  CALL CURVE(2,DR(L),N,XCS,YCS,NPCS(N),SF(L))
2010 CONTINUE
RETURN
END

SUBROUTINE CONDI
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
CHARACTER*122 CAB
COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+      F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+      DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
DIMENSION DD(40)
IC=0

```

```

      DO 2000 I=1,NDF
2000 FE(I)=-GM(I,I)*G
      FE(2)=0.
C** DESLOCAMENTOS INICIAIS ARBITRADOS **
      D(1)=-1.5
      D(2)=0.
      J=2
      DO 10 I=3,NDF
          IS=IEL(I,2)
          IF(IS.GT.0)THEN
              J=J+1
              D(I)=-1./(J*2.)
          END IF
          IF(IS.EQ.0)THEN
              D(I)=0.
              FE(I)=0.
          END IF
10    CONTINUE
1000 CALL RELAT
      CALL MOUNTI
      DO 20 I=1,NDF
          DD(I)=FE(I)
20    CONTINUE
C** SOLUCAO DO SISTEMA DE EQUACOES **
      IC=IC+1
      IF(IC.GT.500)GOTO 1010
      CALL SOLVE(GS,DD,NDF)
C** CRITERIO DE ITERACAO **
      ERRO=0.
      DO 2060 I=1,NDF
          ERRO=DMAX1(DABS(D(I)-DD(I)),ERRO)
2060 D(I)=(D(I)+DD(I))/2.
          IF(ERRO.GT.0.00001)GOTO 1000
C** IMPRESSAO DAS CONDICAOES INICIAIS **
      WRITE(I1,3000)IC
      WRITE(I1,3005)CAB

```

```

WRITE(I1,3010)(D(I),I=1,NDF)
3000 FORMAT(/,5X,'* CONDICAOES INICIAIS: APOS ',I3,' ITERACOES',
  +/,      7X,18('='))
3005 FORMAT(/,10X,A)
3010 FORMAT(/,1X,'DISPL  ',20F8.4,/)
RETURN
1010 WRITE(I1,*)'COND INIC NAO CONVERGIU APOS 500 ITERACOES'
STOP'INTERRUPCAO EM CONDI IC MAIOR QUE 500'
END

SUBROUTINE INTNUM
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
CHARACTER*122 CAB
COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NPCS(25),XCS(20,50),
+      YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+      F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+      DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
COMMON/POT/ACELGS(40),AVGPWR(40),ABSPWR(40),DRVMAX(40),
+      SUMABP(40),RA(4),RB(4),RC(4),T,XPF,T1,DT,NDT,XMAX,IMP
DIMENSION ACEL(40),AVGPWRF(40),ZK1(80),ZK2(80),PZ(80),QZ(80)
CALL ZEROM(VEL,40,1)
C** RECUCO NO TERRENO E NO TEMPO **
XR=2*RAD(1)
XPI=-XR
XPF=-XR/12.
VIPS=17.6*VMPH
M=0
900 IF ((VIPS*M*DT).LT.XR) THEN
M=M+1
GOTO 900
ENDIF
T1=(M-1)*DT
T=0
IMP=-1
CALL MOUNT

```

```

DX=VIPS*DT/12.
C** INICIO DO LOOP NOS INCREMENTOS DE TEMPO **
902   IF (.NOT.(XMAX.GE.XPF+DX)) GOTO 903
      IMP=IMP+1
      IF(IMP.EQ.0)CALL IMPRIMD(D)
      DO 904 JUMP=1,4
        CALL ZEROM(ACEL,40,1)
        CALL RELAT
        CALL FORCES
        XPI=VIPS*T-XR
        XPF=XPI/12.

      IF(IPF.EQ.1)THEN
        DO 905 K=3,NDF-NTRIP
          N=IEL(K,1)
          IS=IEL(K,2)
          XP=XPI-(X(1)-X(N))
          IF(IS.EQ.1)THEN
            YP=RAD(N)+D(K)
            CALL FW(K,N,XP,YP,YFORCE,1,RAD(N),PR)
            F(K)=YFORCE
          END IF
605     CONTINUE
      END IF
      IF(IPF.EQ.0)THEN
        DO 907 K=3,NDF-NTRIP
          N=IEL(K,1)
          XP=XPI-(X(1)-X(N))
          IS=IEL(K,2)
          CALL EXC_IND(N,K,XP,XT,HT)
907     CONTINUE
      END IF
      DO 910 I=1,NDF
        TRIG=1
        N=IEL(I,1)

```

```

          IF(GM(I,I).NE.0)THEN
            DO 914 L=3,NDF
              ACEL(I)=ACEL(I)+GS(I,L)*(SF(L)+DF(L))*TRIG
914      CONTINUE
              ACEL(I)=(ACEL(I)+FE(I)+F(I))/GM(I,I)
            ELSE
              IF(IEL(I,2).EQ.2)ACEL(I)=ACEL(1)+X(N)*(ACEL(2)*
+              TRIG-VEL(2)*VEL(2)*D(2))
            END IF
910      CONTINUE
          IF(JUMP.EQ.1)THEN
            DO 911 I=1,NDF
              ACELGS(I)=ACEL(I)/G
              IF(I.EQ.2)ACELGS(I)=ACEL(I)
              ACCMAX(I)=DMAX1(ACCMAX(I),ACELGS(I))
              ACCMIN(I)=DMIN1(ACCMIN(I),ACELGS(I))
911      CONTINUE
              IF(IMP.EQ.NDT)CALL IMPRIMD(D)
              IF(NTRIP.NE.0)THEN
                CALL POTA
                IF(IMP.EQ.NDT)CALL IMPRIMP
              END IF
            END IF
            DO 912 J=1,NDF
              ZK1(J)=D(J)
              ZK2(J)=VEL(J)
              ZK1(J+NDF)=VEL(J)
              ZK2(J+NDF)=ACEL(J)
912      CONTINUE
            DO 915 I=1,2*NDF
              PZ(I)=RA(JUMP)*(ZK2(I)-RB(JUMP)*QZ(I))
              QZ(I)=QZ(I)+3*PZ(I)-RC(JUMP)*ZK2(I)
915      CONTINUE
            DO 916 J=1,NDF
              D(J)=ZK1(J)
              VEL(J)=ZK1(J+NDF)

```

```
916      CONTINUE
          IF(JUMP.EQ.1.OR.JUMP.EQ.3)T=T+DT/2
```

```
904      CONTINUE
```

```
        GOTO 902
```

```
903      CONTINUE
```

```
        CALL IMPRIMD(D)
```

```
        IF(NTRIP.NE.0)THEN
```

```
          DO 917 I=NDF-NTRIP+1,NDF
```

```
            AVGPWRF(I)=SUMABP(I)/(T-T1)
```

```
917      CONTINUE
```

```
        CALL IMPRIMF(AVGPWRF)
```

```
        END IF
```

```
        RETURN
```

```
        END
```

```
      SUBROUTINE EXC
```

```
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
```

```
      COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
```

```
+      F(40),FR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
```

```
+      DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
```

```
      DIMENSION HT(2000),XT(2000)
```

```
      ENTRY EXC_IND(N,K,XP,XT,HT)
```

```
      CALL TLINEAR(K,1,XP,XT,HT,VELEX,DE(K))
```

```
      DISP=DE(K)-D(K)
```

```
      IF(DISP.LT.0)DISP=0.
```

```
      F(K)=PR(N)*DISP
```

```
      RETURN
```

```
      END
```

```
      SUBROUTINE TERRAIN
```

```
      IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
```

```
      CHARACTER*122 CAB
```

```
      COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
```

```
      COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NPCS(25),XCS(20,50),
```

```
+      YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
```

```
      COMMON/TER/SLOPE(2000),B(2000),SACA(2000),
```

```
+      SINA(2000),COSA(2000)
```

```

DIMENSION TID(72)
OPEN(UNIT=2,FILE='TER.DAT',STATUS='OLD')
  L2=2
  READ(L2,3000)TID
  WRITE(I1,3010)CHAR(12),TID
  READ(L2,*)SPAC
  READ(L2,*)OFFSET
  XT(1)=-1.D10
  HT(1)=0.
  NP=2
  HT(NP)=0.
  XT(NP)=0.
1000  READ(L2,*,END=1010)H
      NP=NP+1
      HT(NP)=H-OFFSET
      XT(NP)=SPAC*(NP-2)
      GOTO 1000
1010  NP=NP+1
      NPRO=NP
      HT(NP)=HT(NP-1)
      XT(NP)=1.D10
      IF(IPF.EQ.1.OR.NSK.NE.0)THEN
        DO 10 N=2,NP
          SLOPE(N-1)=(HT(N)-HT(N-1))/(XT(N)-XT(N-1))
          IF(SLOPE(N-1).NE.0)THEN
            B(N-1)=HT(N-1)-SLOPE(N-1)*XT(N-1)
            SACA(N-1)=SLOPE(N-1)/(SLOPE(N-1)*SLOPE(N-1)+1)
          END IF
          COSA(N-1)=1./DSQRT(SLOPE(N-1)*SLOPE(N-1)+1)
          SINA(N-1)=COSA(N-1)*SLOPE(N-1)
10    CONTINUE
      END IF
      RETURN
3000  FORMAT(72A1)
3010  FORMAT(A1,/,5X,'* TERRENO PARA AMBOS OS LADOS',/,7X,27('=')//,
+       5X,72A1,/)
      END

```



```

SUBROUTINE FW(K,N,XP,YP,YFORCE,IB1,RD,PR)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
COMMON/INT/NPCD(25),XCD(20,50),YCD(20,50),NFCS(25),XCS(20,50),
+      YCS(20,50),HT(2000),XT(2000),NPRO
COMMON/TER/SLOPE(2000),B(2000),SACA(2000),
+      SINA(2000),COSA(2000)
DIMENSION IWHPT(40,2),PR(20)
DO 10, III=1,40
  IWHPT(III,1) = 1
  IWHPT(III,2) = 1
10  CONTINUE
  INCNP=1
  INCE=0
  YFORCE=0
  NP=IWHPT(K,IB1)
900 IF (XP.LT.XT(NP)) GOTO 901
  NP=NP+1
  GOTO 900
901 CONTINUE
  XPF=XT(NP)
  YPF=HT(NP)
  NP=NP-1
  XPR=XT(NP)
  YPR=HT(NP)
  IWHPT(K,IB1)=NP
70  CONTINUE
  IF (SLOPE(NP).EQ.0.) THEN
    RMD=YP-YPF
    XINT=XP
    YINT=YPF
  ELSE
    XINT=SACA(NP)*(XP/SLOPE(NP)+YP-B(NP))
    YINT=SLOPE(NP)*XINT+B(NP)
    RMD=DABS(SLOPE(NP)*XP+B(NP)-YP)*DABS(COSA(NP))
  END IF
  IF(RMD.LT.RD) THEN
    IFFLAG=0

```

```

IRFLAG=0
INTFLG=0
FDIST=(XPF-XP)*(XPF-XP)+(YPF-YP)*(YPF-YP)
RDIST=(XPR-XP)*(XPR-XP)+(YPR-YP)*(YPR-YP)
IF(XINT.LT.XPR.OR.XINT.GT.XPF)INTFLG=1
IF(FDIST.GT.RD*RD)IFFLAG=1
IF(RDIST.GT.RD*RD)IRFLAG=1
IF(IFFLAG+IRFLAG+INTFLG.NE.3)THEN
  IF(IFFLAG.EQ.1.AND.IRFLAG.EQ.1)THEN
    THETA=DACOS(RMD/RD)
    FORCE=2.*PR(N)*(RD*DSIN(THETA)-RMD*THETA)
    YFORCE=YFORCE+COXA(NP)*FORCE
  ELSE
    SINTT=SINA(NP)
    IF(IFFLAG.EQ.0.AND.IRFLAG.EQ.0)THEN
      IF(SINTT.EQ.0.)THF=DATAN((XPF-XINT)/RMD)
      IF(SINTT.NE.0.)THF=DATAN((YPF-YINT)/(SINTT*RMD))
      IF(SINTT.EQ.0.)THR=DATAN((XPR-XINT)/RMD)
      IF(SINTT.NE.0.)THR=DATAN((YPR-YINT)/(SINTT*RMD))
    END IF
    IF(IFFLAG.EQ.0.AND.IRFLAG.EQ.1)THEN
      IF(SINTT.EQ.0.)THF=DATAN((XPF-XINT)/RMD)
      IF(SINTT.NE.0.)THF=DATAN((YPF-YINT)/(SINTT*RMD))
      THR=-DACOS(RMD/RD)
    END IF
    IF(IFFLAG.EQ.1.AND.IRFLAG.EQ.0)THEN
      THF=DACOS(RMD/RD)
      IF(SINTT.EQ.0.)THR=DATAN((XPR-XINT)/RMD)
      IF(SINTT.NE.0.)THR=DATAN((YPR-YINT)/(SINTT*RMD))
    END IF
    FORCE=RD*(DSIN(THF)-DSIN(THR))-RMD*(THF-THR)
    FP=RD*(DCOS(THF)-DCOS(THR))-RMD*DLOG(DCOS(THF)/DCOS(THR))
    YFORCE=YFORCE+PR(N)*(COXA(NP)*FORCE+SINA(NP)*FP)
  END IF
END IF
END IF
NP=NP+INCNP

```

```

170 IF (NP.EQ.0)RETURN
    IF (DABS(XT(NP+INCE)-XP).GE.RD) GO TO 230
    NPE=NP+1
    NFLAG=0
    SLOPEE=(HT(NP+INCE)-YP)/(XT(NP+INCE)-XP)
    BE=YP-SLOPEE*XP
902 IF (HT(NPE-INCE).GT.SLOPEE*XT(NPE-INCE)+BE) GOTO 903
    NFLAG=1
    NP=NP+INCNP
    NPE=NP+1
    IF (NPE.GT.NPRO.OR.NP.EQ.0)GOTO 230
    IF (DABS(XT(NP+INCE)-XP).GE.RD)GOTO 230
    GOTO 902
903 CONTINUE
    IF(NFLAG.EQ.1)THEN
        XMOD=(BE-B(NP))/(SLOPE(NP)-SLOPEE)
        YMOD=SLOPEE*XMOD+BE
        IF(INCNP.EQ.1)THEN
            XPR=XMOD
            YPR=YMOD
            XPF=XT(NPE)
            YPF=HT(NPE)
        ELSE
            XPR=XT(NP)
            YPR=HT(NP)
            XPF=XMOD
            YPF=YMOD
        END IF
    ELSE
        XPR=XT(NP)
        YPR=HT(NP)
        XPF=XT(NPE)
        YPF=HT(NPE)
        IF(INCNP.EQ.1)XMOD=XPR
        IF(INCNP.EQ.-1)XMOD=XPF
    END IF
    IF(DABS(XMOD-XP).LT.RD) GOTO 70

```

```

230 IF (INCNP.EQ.1) THEN
    INCNP=-1
    INCE=1
    NP=IWHPT(K,IB1)-1
    IF (NP.GE.0) THEN
        IF (XT(NP+1).EQ.XP) THEN
            XPR=XT(NP)
            YPR=HT(NP)
            XPF=XT(NP+1)
            YPF=HT(NP+1)
            GOTO 70
        END IF
        GOTO 170
    END IF
END IF
RETURN
END

```

SUBROUTINE RELAT

IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)

CHARACTER*122 CAB

COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF

COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),

+ F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),

+ DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)

PHI=D(2)

DO 2000 I=3,NDF

IF (IEL(I,2).EQ.0) GOTO 2000

N=IEL(I,1)

DR(I)=-D(1)-X(N)*(PHI)+D(I)

IF (IEL(I,2).EQ.2) DR(I)=-DR(I)

VR(I)=-VEL(1)-X(N)*VEL(2)*(1)+VEL(I)

IF (IEL(I,2).EQ.2) VR(I)=-VR(I)

2000 CONTINUE

RETURN

END

```

SUBROUTINE ZEROM(AA,I,K)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  DIMENSION AA(1)
  IK=I*K
  DO 2000 J=1,IK
2000 AA(J)=0.0
  RETURN
  END

```

```

SUBROUTINE SOLVE(S,R,IS)
  IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
  DIMENSION S(40,40),R(40)
  DO 90 I=1,IS
  DO 20 J=1,IS
  IF(S(I,J))30,20,30
30 DO 40 M=1,IS
  BB=S(I,M)
  S(I,M)=S(J,M)
  S(J,M)=BB
40 CONTINUE
  BB=R(I)
  R(I)=R(J)
  R(J)=BB
  GO TO 50
20 CONTINUE
  GO TO 90
50 C=S(I,I)
  DO 60 K=1,IS
  S(I,K)=S(I,K)/C
60 CONTINUE
  R(I)=R(I)/C
  DO 80 L=1,IS
  IF(L-I)70,80,70
70 D=S(L,I)
  DO 10 IP=1,IS
  S(L,IP)=S(L,IP)-D*S(I,IP)
10 CONTINUE

```

```

R(L)=R(L)-D*R(I)
80 CONTINUE
90 CONTINUE
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE POTA
IMPLICIT REAL*8 (A-H,O-Z)
CHARACTER*122 CAB
COMMON/IND/NDF,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
COMMON/POT/ACELGS(40),AVGPWR(40),ABSPWR(40),DRVMAX(40),
+      SUMABP(40),RA(4),RB(4),RC(4),T,XPF,T1,DT,NDT,XMAX,IMP
DIMENSION DRV(5,40),DRVNEW(5,40),PWRFK(7,40),PWRVAR(7,40),
+      P(7,40),Q(7,40),DRVOLD(40),U5(40)
DO 10 L=NDF-NTRIP+1,NDF
  DRV(5,L)=ACELGS(L)
  DO 11 J=1,4
    IF(J.EQ.1) THEN
      DELDRV=(DRV(5,L)-DRVOLD(L))/2.
      CALL POWER(PWRFK,PWRVAR,DRVOLD,U5,L)
      SUMABP(L)=SUMABP(L)+ABSPWR(L)*DT
      IF(IMP.EQ.NDT) THEN
        IF(T.GT.T1)XN=1./(T-T1)
        AVGPWR(L)=SUMABP(L)*XN
      END IF
    ELSE
      CALL POWER(PWRFK,PWRVAR,DRVOLD,U5,L)
    END IF
    TA=RA(J)
    TB=RB(J)
    TC=RC(J)
    DO 12 I=1,7
      P(I,L)=TA*(PWRFK(I,L)-TB*Q(I,L))
      PWRVAR(I,L)=PWRVAR(I,L)+P(I,L)
      Q(I,L)=Q(I,L)+3.*P(I,L)-TC*PWRFK(I,L)
    CONTINUE
  CONTINUE

```

12


```

        IF(X.GT.XC(N,I))THEN
900    IF (.NOT.(X.GT.XC(N,I).AND.I.LT.NPTS)) GOTO 901
        I=I+1
        GOTO 900
901    CONTINUE
        J=I-1+NPTS
        ORD=XC(N,J)*X+YC(N,J)
        IF(N,IC)=I-1
        RETURN
    END IF
    IF(X.LT.XC(N,I))THEN
902    IF (.NOT.(X.LE.XC(N,I).AND.I.GT.1)) GOTO 903
        I=I-1
        GOTO 902
903    CONTINUE
        J=I+NPTS
        ORD=XC(N,J)*X+YC(N,J)
        IF(N,IC)=I
        RETURN
    END IF
END

```

```

SUBROUTINE TLINEAR(K,IB1,XP,XT,HT,RATE,ORD)
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
DIMENSION XT(2000),HT(2000),IWHPT(40,2)
DO 101 III=1, 40
    IWHPT(III,1) = 1
    IWHPT(III,2) = 1
101 CONTINUE
    IF(XP.EQ.XT(1))THEN
        ORD=HT(1)
        RATE=(HT(2)-HT(1))/(XT(2)-XT(1))
        RETURN
    END IF
    I=IWHPT(K,IB1)
900    IF (.NOT.(XP.GT.XT(I))) GOTO 901
        I=I+1

```



```

GOTO 900
901 CONTINUE
IWHPT(K,IB1)=I-1
RATE=(HT(I)-HT(I-1))/(XT(I)-XT(I-1))
ORD=HT(I-1)+RATE*(XP-XT(I-1))
RETURN
END

```

```

SUBROUTINE IMPRIM
IMPLICIT REAL*8(A-H,O-Z)
CHARACTER*6 COL(14)
CHARACTER*122 CAB
COMMON/IND/NDP,NE,L3,I1,IEL(40,2),G,NEIX,NTRIP,CAB,IPF
COMMON/GER/VMPH,GM(40,40),GS(40,40),X(20),
+      F(40),PR(20),RAD(20),D(40),DR(40),VEL(40),VR(40),FE(40),
+      DE(40),SF(40),AF(40),DF(40),ACCMIN(40),ACCMAX(40)
COMMON/POT/ACELGS(40),AVGPWR(40),ABSPWR(40),DRVMAX(40),
+      SUMABP(40),RA(4),RB(4),RC(4),T,XPF,T1,DT,NDT,XMAX,IMP
DIMENSION AVGPWRF(40),DIMP(40)
DATA NP/1/
ENTRY IMPRIMD(DIMP)
COL(1) = 'DISPL'
COL(2) = 'VELOC'
COL(3) = 'ACCEL'
COL(4) = 'RMSACC'
COL(5) = 'ACCMIN'
COL(6) = 'ACCMAX'
COL(7) = 'DEFLEC'
COL(8) = 'FOMOLA'
COL(9) = 'RATEDF'
COL(10) = 'FOAMOR'
COL(11) = 'TIREFDF'
IF (NP .EQ. 1) WRITE(I1,'(A1)')CHAR(12)
WRITE(I1,10)T,XPF
NP=NP+1
IF(NP.EQ.4)NP=1
10 FORMAT(/,1X,'T=',F6.3,15X,'X=',F7.3,'(FT)')

```

```

WRITE(I1,20)CAB
20 FORMAT(/,10X,A122)
WRITE(I1,30)COL(1),(DIMP(I),I=1,NDF)
WRITE(I1,30)COL(2),(VEL(I),I=1,NDF)
WRITE(I1,30)COL(3),(ACELGS(I),I=1,NDF)
WRITE(I1,30)COL(5),(ACCMIN(I),I=1,NDF)
WRITE(I1,30)COL(6),(ACCMAX(I),I=1,NDF)
WRITE(I1,35)COL(7),(DR(I),I=3,NDF)
WRITE(I1,35)COL(8),(SF(I),I=3,NDF)
WRITE(I1,35)COL(9),(VR(I),I=3,NDF)
WRITE(I1,35)COL(10),(AF(I),I=3,NDF)
IF(IPF.EQ.0)WRITE(I1,35)COL(12),(DE(I),I=3,NDF-NTRIP)
30 FORMAT(1X,A6,20F8.2)
35 FORMAT(1X,A6,16X,20F8.2)
IF(NTRIP.EQ.0)IMP=0
RETURN
ENTRY IMPRIMP
COL(13) = 'PWR'
COL(14) = 'AVGPWR'
WRITE(I1,50)'TRIP:',(I,I=1,NTRIP)
WRITE(I1,40)COL(13),(ABSPWR(I),I=NDF-NTRIP+1,NDF)
WRITE(I1,40)COL(14),(AVGPWR(I),I=NDF-NTRIP+1,NDF)
40 FORMAT(1X,A6,4X,20F8.4)
IMP=0
RETURN
ENTRY IMPRIMP(AVGPWRF)
WRITE(I1,50)'TRIP:',(I,I=1,NTRIP)
WRITE(I1,60)(AVGPWRF(I),I=NDF-NTRIP+1,NDF)
50 FORMAT(/,13X,20(A5,I1,2X))
60 FORMAT(1X,'AVG PWR F:',20F8.4)
RETURN
END

```

APÊNDICE "E"

Arquivo de Dados : F1000

F1000 4x4 - 2 TRIP S/ CARGA - 2340kgf - AMORT. REAL - FEV/89

3,1

4303,17610

1,1

198,55.5,15.94,1523,1.35

5

-26 -13 0 13 26

-926 -672 0 214 373

8

-1.0 0.0 5.67 5.94 6.73 7.52 8.46 8.56

-18959 39 1325 1387 1770 2421 3787 5688

2,1

229,-58.3,15.94,1056,1.35

5

-31.0 -15.5 0 15.5 31.0

-659 -478 0 138 198

9

-1.0 0.0 1.46 3.46 6.10 7.09 7.24 7.48 7.58

-18521 454 827 1343 2427 3530 4632 6506 8406

3,2

0

62

656,0.01,400

/*

Arquivo de Dados : M151

M151A2 JEEP (WITH WES MEASURED SUSPENSIONS) (7 FEB 79)

3,1

3119,8636

1,1

104.2,37.5,14.2,600,0.89

5

-100 -20.4 0 34.8 100

-203 -203 0 480 480

6

-1 0 0.2 3 6.4 7

-20000 0 120 520 1150 10000

2,1

104.2,-42.5,14.2,600,0.89

5

-100 -12 0 33.6 100

-163 -163 0 497 497

6

-1 0 0.2 3 6.4 7

-20000 0 120 520 1150 10000

3,2

0

10

300 0.01 400