

UNESP  
Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá

Guaratinguetá  
1989



1110000174





ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM TRATORES

MAURO HUGO MATHIAS

09





" ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM TRATORES "

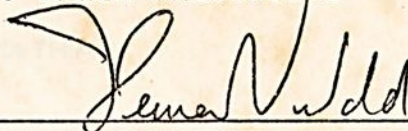
MAURO HUGO MATHIAS

ESTA DISSERTAÇÃO FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO  
TÍTULO DE "MESTRE EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA, ÁREA DE CONCENTRAÇÃO EM  
PROJETOS E MATERIAIS E, APROVADA EM SUA FORMA  
FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

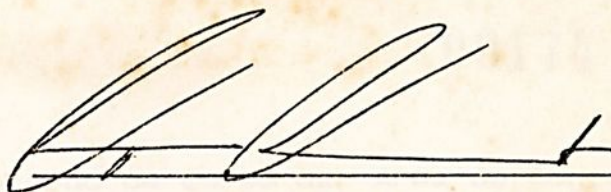


Prof. Dr. NAZEM NASCIMENTO

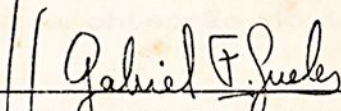


Prof. Dr. HERMAN JACOBUS C. VOORWALD

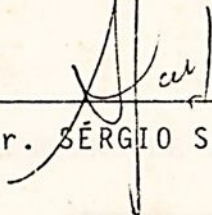
BANCA EXAMINADORA:



Prof. Dr. NAZEM NASCIMENTO



Prof. Dr. GABRIEL FELIX GUELER



Engº Dr. SÉRGIO SARTORI



UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA  
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ - FACULDADE DE ENGENHARIA  
DEPARTAMENTO DE MECÂNICA

ANÁLISE DE VIBRAÇÕES EM TRATORES

MAURO HUGO MATHIAS

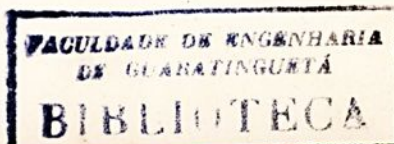
00174

Trabalho apresentado ao Conselho de Curso da Área de Concentração  
Projetos e Materiais do Curso de Pós-Graduação da Faculdade de  
Engenharia, Campus de Guaratinguetá, para a obtenção do título de  
Mestre em Engenharia Mecânica.

TS39.1 (043)  
M431e

174

GUARATINGUETÁ - DEZEMBRO DE 1989



## AGRADECIMENTOS

Aos Professores Dr. Nazim Nassimato e Dr. Gabriel Felix Gueller, pela orientação recebida.

Aos Professores e amigos José Elias Tomazini, Mauro Pedro Perez e Roberto Artur Cornelli, pelo apoio e sugestões recebidas.

Ao Dr. Antônio Gilberto Filippa Ferraz e ao Sr. João Roscato pelo fornecimento dos equipamentos agrícolas para a realização do estudo experimental.

As Indústrias Mafra S.A. e LYNA Tecnologia Eletrônica Ltda por permitir a utilização de equipamentos e softwares para o desenvolvimento do trabalho.

A Sra. Zilda de Arêde Pedron pelas facilidades de datilografia.

A Sra. Lúcia Maria de Paula pela confecção dos desenhos.

A todos, que direta ou indiretamente, colaboraram para a execução deste trabalho.

Aos meus pais, esposa e filhos.





## AGRADECIMENTOS

Aos Professores Dr. Nazem Nascimento e Dr. Gabriel Felix Gueller, pela orientação recebida.

Aos Professores e amigos José Elias Tomazini, Mauro Pedro Peres e Roberto Artur Cornetti pelo apoio e sugestões recebidas.

Ao Dr. Antonio Gilberto Filippo Fernandes e ao Sr. João Rossato pelo fornecimento dos equipamentos agrícolas para a realização do ensaio experimental.

Às Indústrias Mafersa S.A. e LYNX Tecnologia Eletrônica Ltda por permitirem a utilização de equipamentos e softwares para o desenvolvimento do trabalho.

À Sra. Zélia de Araujo Pedran pelos trabalhos de datilografia.

À Srta. Lúcia Helena de Paula pela confecção dos desenhos.

A todos, que direta ou indiretamente, colaboraram para a execução deste trabalho.



## ABSTRACT

This work presents an investigation of the dynamical vibration of an agricultural vehicle running in brazilian roads.

The study is composed by the following phases: vehicle mathematical modelling; parameters sensitivity analysis, road perfil evaluation, vehicle dynamic behaviour analysis and comfort assessment.

The road evaluation was performed running a sort of test with an instrumented vehicle. The results were acquired and compared with spectral densities obtained from the literature.

A lumped mass-damper-spring model from a phisic system (tractor plus trailer) was developed in the mathematical modelling phase.

An eigenvalues and eigenvectors (natural frequencies and mode shapes) analysis was performed to evaluate the dynamic behaviour when the system parameters are changed.

An field test was performed with the accelerometers instrumented vehicle running in farms. From the results, that were stored and analyzed in a microcomputer, the road excitation and the real vehicle dymanic behaviour was determined.

In the last phase, the tractor operator ride quality was estimated using the ISO Norm 2631.





## RESUMO

Este trabalho apresenta uma investigação das vibrações dinâmicas de um veículo agrícola trafegando em vias agrícolas brasileiras.

O estudo é composto das fases: modelagem matemática do veículo, análise de sensibilidade de parâmetros, ensaio de campo para obtenção do perfil de via, análise do comportamento dinâmico do veículo e análise de conforto.

Na fase de modelagem matemática foi desenvolvido um modelo massa-mola-amortecedor de um sistema físico (conjunto trator-carreta).

Para estudar a variação do comportamento dinâmico do sistema à alterações de parâmetros, foi realizada uma análise de autovalores e autovetores (frequências naturais e modos de vibrar, respectivamente).

Na fase seguinte foi realizado um ensaio experimental numa região agrícola com o veículo instrumentado com acelerômetros. O ensaio, que foi registrado em microcomputador, teve os seguintes objetivos: obtenção dos perfis de vias e análise do comportamento dinâmico do veículo.

Na fase final foi estudado o conforto na posição do tratorista segundo a norma ISO 2631.



## ÍNDICE

### CAPITULO 1 - INTRODUÇÃO

|      |                                               |    |
|------|-----------------------------------------------|----|
| 1.1. | Considerações gerais .....                    | 01 |
| 1.2. | Desenvolvimento e objetivos da pesquisa ..... | 05 |

### CAPITULO 2 - MODELOS DE VEICULO

|      |                                             |    |
|------|---------------------------------------------|----|
| 2.1. | Introdução .....                            | 08 |
| 2.2. | Modelos de veículos .....                   | 09 |
| 2.3. | Considerações sobre modelos de trator ..... | 18 |

### CAPITULO 3 - MODELO DE UM TRATOR ENGATADO COM UMA CARRETA AGRÍCOLA

|        |                                            |    |
|--------|--------------------------------------------|----|
| 3.1.   | Introdução.....                            | 19 |
| 3.2.   | Formulação das equações do movimento ..... | 21 |
| 3.2.1. | Energia cinética total do sistema .....    | 22 |
| 3.2.2. | Energia potencial total do sistema .....   | 23 |
| 3.2.3. | Função de dissipação de Rayleigh .....     | 24 |
| 3.2.4. | Equações do sistema .....                  | 25 |

### CAPITULO 4 - ANÁLISE DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DO MODELO TRATOR - CARRETA

|        |                                                               |    |
|--------|---------------------------------------------------------------|----|
| 4.1.   | Introdução .....                                              | 29 |
| 4.2.   | Formulação teórica do problema de autovalor e autovetor ..... | 29 |
| 4.3.   | Análise dos modos de vibração do modelo trator-carreta .....  | 32 |
| 4.3.1. | Modos de vibração do modelo trator-carreta .....              | 32 |





|                                                                                            |    |
|--------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 4.3.2. Efeito da variação da massa da carreta .....                                        | 37 |
| 4.3.3. Efeito do aumento da distância do centro de gravidade da carreta ao engate .....    | 39 |
| 4.3.4. Efeito da diminuição da distância do centro de gravidade da carreta ao engate ..... | 41 |
| 4.3.5. Efeito da variação da rigidez do feixe de molas da carreta .....                    | 43 |
| 4.3.6. Efeito da variação da rigidez do pneu da carreta .....                              | 45 |
| 4.3.7. Efeito da variação da massa do trator .....                                         | 47 |
| 4.3.8. Efeito da variação da massa do eixo da carreta .....                                | 47 |

## CAPITULO 5 - CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA DA VIA

|                                                                                           |    |
|-------------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 5.1. Introdução .....                                                                     | 50 |
| 5.2. Definições estatísticas .....                                                        | 51 |
| 5.3. Aplicação da função densidade espectral de potência para caracterização da via ..... | 57 |
| 5.4. Modelos de via apresentados na bibliografia ....                                     | 58 |

## CAPITULO 6 - ENSAIO EXPERIMENTAL

|                                             |    |
|---------------------------------------------|----|
| 6.1. Introdução .....                       | 63 |
| 6.2. Objetivos .....                        | 63 |
| 6.3. Veículos de ensaio .....               | 64 |
| 6.4. Descrição da via .....                 | 64 |
| 6.5. Instrumentação.....                    | 64 |
| 6.6. Procedimento de ensaio .....           | 65 |
| 6.7. Processamento de dados .....           | 68 |
| 6.8. Análise dos resultados .....           | 68 |
| 6.8.1. Acelerações medidas na carreta ..... | 68 |
| 6.8.2. Movimento "roll" da carreta .....    | 72 |



|                                                                                        |    |
|----------------------------------------------------------------------------------------|----|
| 6.8.3. Movimento vertical da carreta .....                                             | 74 |
| 6.8.4. Movimento "pitch" da carreta .....                                              | 75 |
| 6.8.5. Aceleração vertical no eixo da carreta .....                                    | 77 |
| 6.8.6. Comparação da aceleração na carreta para as vias<br>de asfalto e de terra ..... | 78 |
| 6.8.7. Caracterização das vias.....                                                    | 80 |

## CAPITULO 7 - ANÁLISE DE CONFORTO DO SISTEMA TRATOR- CARRETA

|                                                  |    |
|--------------------------------------------------|----|
| 7.1. Introdução .....                            | 82 |
| 7.2. Conforto .....                              | 82 |
| 7.3. Critérios de conforto .....                 | 84 |
| 7.3.1. Critério de Dieckmann .....               | 84 |
| 7.3.2. Critério de Jacklin .....                 | 85 |
| 7.3.3. Norma ISO - 2631 .....                    | 86 |
| 7.4. Conforto do sistema do trator-carreta ..... | 90 |
| 7.4.1. Avaliação do conforto do tratorista ..... | 90 |
| 7.4.2. Avaliação do conforto na carreta .....    | 94 |

## CAPITULO 8 - COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES .....

95

## BIBLIOGRAFIA .....

98

## APENDICE 1. SOFTWARES UTILIZADOS .....

101

## APENDICE 2. ESPECIFICAÇÃO DOS VEÍCULOS .....

109





# CAPÍTULO 1

## INTRODUÇÃO

### 1.1. CONSIDERAÇÕES GERAIS

Nesta década houve um aumento expressivo da produtividade agrícola no Brasil. Para atingir este estágio foi necessário o desenvolvimento de pesquisas no setor agrícola e uma crescente utilização de máquinas agrícolas.

No que se refere à mecanização agrícola verifica-se que esta desenvolveu-se basicamente através de adaptações de projetos estrangeiros, por não existir uma estrutura tecnológica no país que permitisse o desenvolvimento de produtos condizentes com as características locais, tais como clima, topografia, etc.

Diante deste quadro é natural que se desenvolvam pesquisas que possibilitem avaliar o desempenho dos equipamentos que vêm sendo utilizados de modo a verificar os problemas existentes e assim procurar obter soluções para os mesmos e ainda desenvolver produtos com tecnologia própria.



Além do exposto anteriormente existe a necessidade por parte dos órgãos de saúde ocupacional, de controlar e avaliar os problemas relativos à interação homem-máquina, a fim de estabelecer e aplicar normas relativas ao conforto e à segurança do operador.

Nos veículos agrícolas, em especial nos tratores, os problemas de conforto e segurança são altamente significativos visto que os operadores estão sujeitos à sua influência durante várias horas seguidas. Tais problemas são influenciados por fatores físicos que podem ser agrupados em:

- (1) fatores dinâmicos, que são relativos às vibrações, acelerações, etc.
- (2) fatores ambientais, que são relativos à temperatura, pressão, ruído, etc.
- (3) fatores relacionados ao espaço físico.

Dentre estes fatores deve-se destacar as vibrações ocasionadas durante a operação dos veículos, as quais interagem com a máquina e o operador, influenciando tanto nas condições mecânicas do veículo como no conforto do operador.

Portanto, diminuir os níveis de vibração em veículos agrícolas implica em avanços nos projetos no sentido de se obter um melhor aproveitamento de potência, diminuição do desgaste e de esforços mecânicos, tendo como consequência veículos mais versáteis e de menor peso, melhores níveis de produtividade e condições melhores de conforto e segurança para seus operadores.

A seguir são citados alguns trabalhos que são fontes importantes para a realização de um estudo de vibrações em tratores.

Pesquisas sobre os fatores que afetam o conforto dos





operadores de tratores são apresentadas por Matthews [M1], abordando as informações existentes sobre a influência da vibração no conforto, na eficiência do trabalho e na saúde do operador. São discutidos os aspectos das medidas de vibração em tratores operando e apresenta-se um modelo dinâmico para análise de vibrações na direção vertical. São feitas, ainda, considerações a respeito das propriedades mecânicas de vários tipos de assento com objetivo de se obter aquele que tenha um melhor isolamento de vibrações.

Matthews [M2] realizou ensaios de medidas de vibrações em um trator operando com diferentes tipos de pneus em estradas típicas de zona rural. Foram realizadas avaliações das componentes de vibração dos movimentos vertical, rotação ao redor do eixo transversal ("pitch") e rotação ao redor do eixo longitudinal ("roll").

Matthews e Talamo [M3] desenvolveram um modelo para simulação em computador que permite avaliar as vibrações vertical e "pitch", e comparou os resultados obtidos com as vibrações medidas em um trator real. Neste trabalho foram apresentados os métodos para a obtenção das características dinâmicas dos pneus de tratores e do momento de inércia do trator relativo ao eixo transversal ("pitch").

Crolla e Dale [C5] realizaram medidas das vibrações de um trator operando sem implementos, bem como operando com uma carreta agrícola de um eixo e de dois eixos. Foram tomadas medidas dos movimentos vertical, longitudinal, "roll" e "pitch" para as carretas carregadas e descarregadas, trafegando sobre quatro vias diferentes. Os resultados mostraram que, para o trator operando com carretas, os níveis de vibrações aumentaram em todas direções, principalmente a longitudinal, e observou-se ainda que as frequências dos modos predominantes do trator diminuíram. Sugestões foram feitas no sentido de se considerar nos modelos





teóricos o movimento "roll", bem como obter melhores modelos teóricos para representação de vias.

Crolla [C3] estudou um trator engatado com uma carreta agrícola através de um modelo teórico linear. O engate trator-carreta foi modelado através de uma mola longitudinal e outra vertical. Para descrever as equações, utilizou-se um modelo de seis graus de liberdade dados pelas coordenadas do movimento vertical, longitudinal e "pitch", com respeito aos centros de gravidade do trator e da carreta. A influência de certos parâmetros, tais como: efeito da carga da carreta sobre as vibrações do trator, efeito da rigidez do engate e efeito da variação dos parâmetros geométricos do trator e da carreta, foram analisados por intermédio do estudo de autovalores e da função resposta em frequência do modelo.

Stayner [S2] destacou a importância da obtenção de modelos matemáticos de tratores, como sendo uma ferramenta de simulação, que possibilita prever os níveis de vibração do trator ainda em estágio de projeto. Neste artigo é apresentado um modelo linear com sete graus de liberdade, onde o corpo do trator é considerado como um corpo rígido com seis graus de liberdade e seu eixo frontal apresenta um grau de liberdade de rotação ao redor do eixo vertical (movimento "yaw"). Os pneus são modelados por molas e amortecedores lineares. São discutidas as implicações da redução do número de graus de liberdade do sistema para cinco, três e um, enfatizando-se a importância da direção vertical na modelagem, pelo fato da mesma apresentar os níveis mais altos de vibração. O autor sugere a utilização de modelos que considere tratores engatados com carretas ou implementos agrícolas. Sugere ainda, a realização de ensaios experimentais que permitam confrontar e avaliar os modelos de simulação, obter modelos de vias mais precisos e estudos que aprimorem os modelos dos pneus.

Outros trabalhos também de grande importância para o





desenvolvimento da pesquisa são referenciados ao longo da dissertação.

## 1.2. DESENVOLVIMENTO E OBJETIVOS DA PESQUISA

O presente trabalho surgiu da intenção da Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (FEG-UNESP) em atuar na área agrícola por intermédio dos convênios existentes com o Centro Nacional de Engenharia Agrícola (CENEA) e com a Fundacentro.

Tal pesquisa tem por componentes essenciais a formulação teórica de um modelo de um sistema formado por trator-carreta e a realização de ensaios em campo do mesmo sistema.

O desenvolvimento teórico da pesquisa realizou-se na Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá (FEG) sob a orientação do Prof.Dr. Nazem Nascimento. Posteriormente, a parte experimental foi viabilizada através da orientação do Dr. Gabriel Felix Gueler que possibilitou a utilização do laboratório de ensaios dinâmicos da indústria Mafersa S.A. onde, inicialmente, foram efetuadas simulações com um modelo teórico de um trator engatado com uma carreta agrícola através da utilização de um software de simulação dinâmica da empresa LYNX TECNOLOGIA ELETRÔNICA LTDA.

Dos resultados obtidos das simulações julgou-se necessário a realização de um ensaio experimental em um trator engatado com uma carreta. Tal ensaio foi realizado na zona rural de Guaratinguetá contando com o apoio técnico e material da Mafersa e, também, do pessoal do Departamento de Mecânica da FEG e dos respectivos orientadores.



Os objetivos da pesquisa são:

- (i) desenvolver as equações de movimento de um trator engatado com uma carreta agrícola;
- (ii) medir as vibrações de um trator engatado com uma carreta agrícola operando numa via típica de zona rural;
- (iii) modelar a via de excitação com base nos resultados experimentais e
- (iv) avaliar o nível de conforto do sistema trator-carreta com base na Norma ISO - 2631.

Este trabalho compõe-se, além deste capítulo, de mais sete capítulos os quais vêm descritos a seguir.

No capítulo 2 são apresentados alguns modelos básicos de veículos onde são introduzidos os parâmetros de estudo e ainda considerações sobre modelagem de tratores.

No capítulo 3 são formuladas as equações para um modelo de um trator engatado com uma carreta agrícola de 4 graus de liberdade. As equações do movimento foram obtidas através das equações de Lagrange.

No capítulo 4 são estudadas as frequências naturais e os modos de vibração do modelo em questão através da teoria dos autovalores e autovetores. Variações nos parâmetros do modelo são feitas de modo a verificar suas influências nos modos de vibração do sistema.

No capítulo 5 são apresentados os parâmetros para definição teórica de vias, abordando-se a importância da função densidade espectral de potência para tal. Também são apresentados alguns modelos teóricos de vias obtidos da bibliografia.





No capítulo 6 é descrita a realização do ensaio experimental onde foram medidas as vibrações de um trator engatado com uma carreta operando em uma via característica de zona rural. A identificação da via e a análise dos resultados também são apresentadas.

No capítulo 7 são abordados alguns aspectos teóricos a respeito de conforto e é realizada uma análise do conforto do trator com base nos resultados obtidos no ensaio experimental, tendo como referência a Norma ISO - 2631.

No capítulo 8 são tecidos os comentários e conclusões a respeito deste trabalho, assim como sugestões para futuras pesquisas na área.

A bibliografia utilizada para a realização do trabalho é apresentada posteriormente.



## CAPÍTULO 2

### MODELOS DE VEÍCULOS

#### 2.1. INTRODUÇÃO \*

Para a análise dinâmica de veículos, os modelos matemáticos resultam em sistemas mais complexos na medida em que se deseja descrever os movimentos absolutos dos corpos o mais próximo da realidade. Estes movimentos são descritos através de um conjunto de coordenadas independentes, as quais constituem o número de graus de liberdade do modelo.

Portanto, com um maior número de graus de liberdade obtém-se modelos mais precisos, mas por outro lado, a análise e o tratamento das equações se tornam mais complexos.

Na modelagem de um veículo, deve-se escolher as variáveis de interesse e construir com base nestas um modelo simples e que descreva estes movimentos de uma maneira precisa.





## 2.2. MODELOS DE VEICULOS

Os modelos de veículos são caracterizados por corpos rígidos os quais são interligados entre si por molas e amortecedores ou elementos que possam ser modelados como tais.

Os corpos rígidos, como qualquer corpo livre no espaço, possuem seis graus de liberdade (Figura 2.1) os quais são descritos por:

- i) Movimento de translação ao longo dos eixos,  $x$  (transversal),  $y$  (longitudinal) e  $z$  (vertical),
- ii) Movimento de rotação ao redor dos eixos  $x$  ("pitch"),  $y$  ("roll") e  $z$  ("yaw").

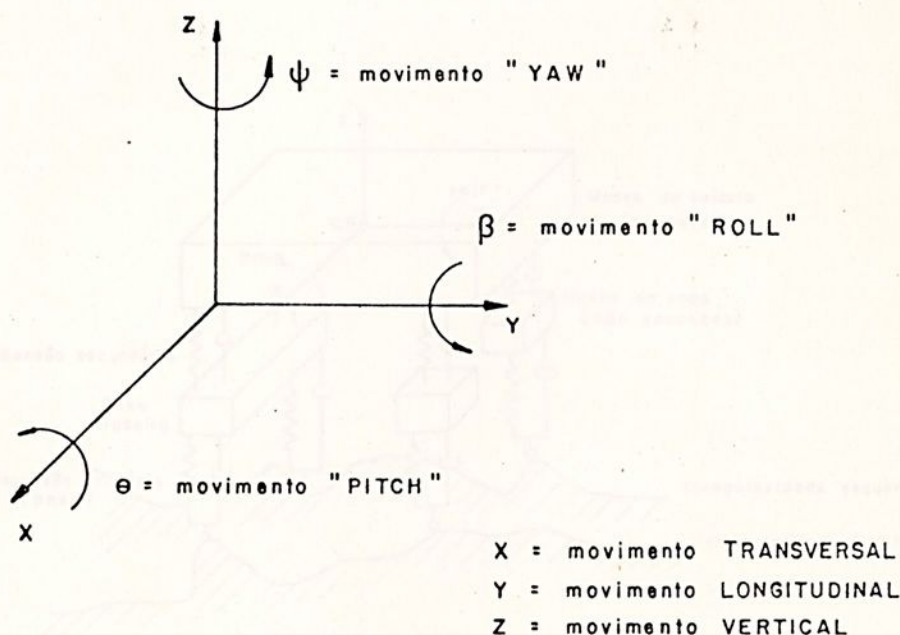


Figura 2.1. Graus de liberdade de um corpo rígido.

No que se refere a veículos, estes movimentos têm influência em certas características dinâmicas [N1, M6] como, por exemplo: o movimento longitudinal influe mais na performance do veículo no que diz respeito à aceleração e frenagem; os movimentos "roll", "yaw" e transversal têm maior influência sobre a estabilidade e controle do veículo e os movimentos vertical e "pitch" afetam mais nos aspectos relacionados ao conforto.

Portanto, dependendo do que se deseja estudar, os modelos para veículos podem variar dos mais simples, representado por um ou dois graus de liberdade, até os mais complexos, que podem ter treze ou mais graus de liberdade [S2, N1].

Um modelo que tem sido largamente utilizado para representar um automóvel é o de sete graus de liberdade com suspensão dianteira independente [W1, N1], como mostrado na Figura 2.2.

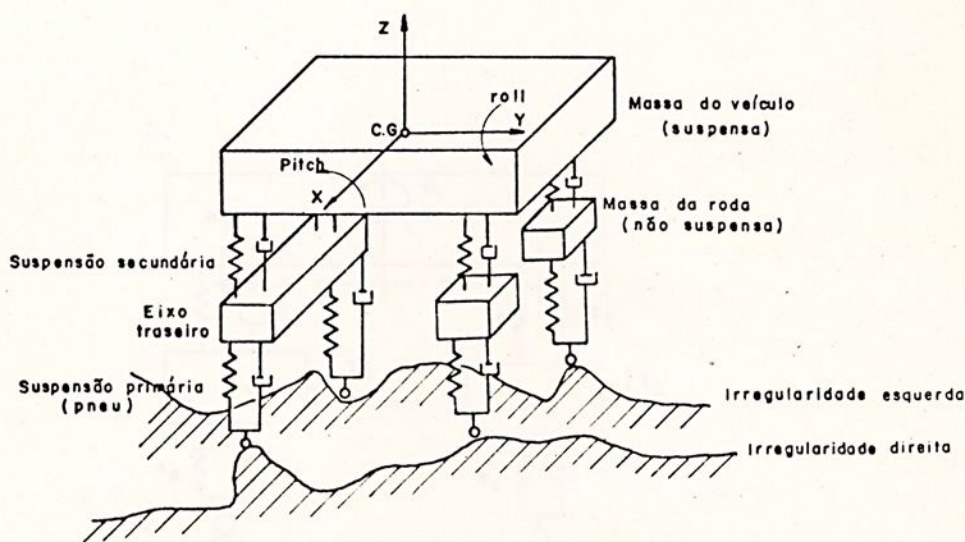


Figura 2.2. Modelo de um automóvel de sete graus de liberdade.



Este modelo é representado através de :

- (i) massa do chassis que tem os movimentos vertical, "pitch" e "roll",
- (ii) massa das rodas dianteiras que tem movimento na vertical e
- (iii) massa do eixo traseiro que tem os movimentos vertical e "roll".

Interligando os eixos e o chassis tem-se a suspensão secundária que é constituída de molas e amortecedores; interligando a via e os eixos tem-se a suspensão primária que é constituída de pneus que são modelados por molas e amortecedores.

Uma simplificação para o modelo de sete graus de liberdade é obtida considerando-se os movimentos dos eixos do chassis em um único plano como mostrado na Figura 2.3. Este modelo

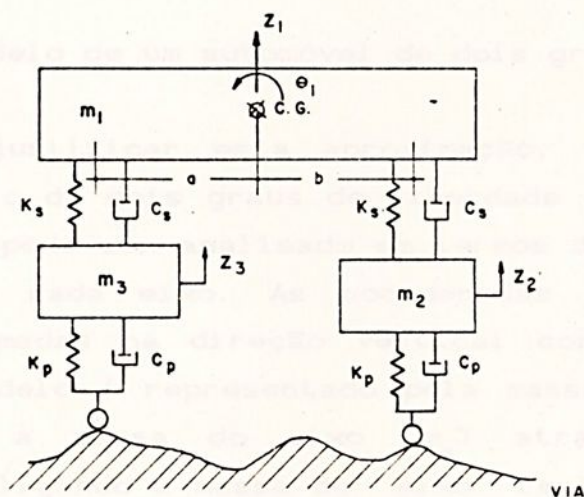


Figura 2.3. Modelo de um automóvel de quatro graus de liberdade.

representa um sistema de quatro graus de liberdade, pois só apresenta os movimentos vertical e "pitch" do chassis e os movimentos verticais do eixo dianteiro e traseiro.

Uma simplificação do modelo de quatro graus de liberdade pode ser obtida no caso em que são desconsiderados os movimentos das massas dos eixos, obtendo-se, portanto, um modelo de dois graus de liberdade como mostrado na Figura 2.4 [N3].

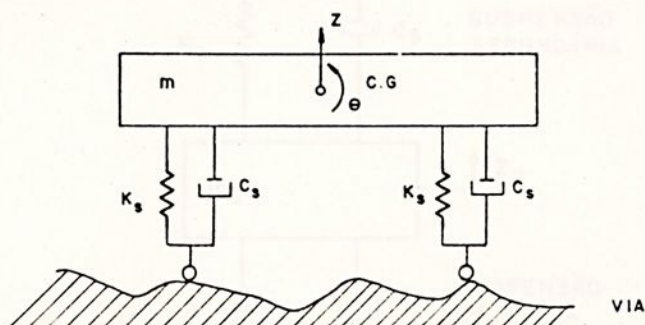


Figura 2.4. Modelo de um automóvel de dois graus de liberdade

Para justificar esta aproximação, vamos inicialmente analisar um modelo de dois graus de liberdade da suspensão de um automóvel o qual pode ser analisado em termos do veículo completo ou em termos de cada eixo. As coordenadas que representam o movimento são tomadas na direção vertical conforme mostrado na Figura 2.5. O modelo é representado pela massa do chassis ( $m_1$ ), interligada com a massa do eixo ( $m_2$ ) através da suspensão secundária; interligando a massa do eixo ( $m_2$ ) à via tem-se a suspensão primária (pneu).

As equações de movimento podem ser derivadas da 2.ª lei





de Newton considerando as coordenadas  $z_1$  e  $z_2$ . A cada coordenada é associado um autovalor (frequência natural) e um autovetor (modo de vibrar). Na prática costuma-se utilizar uma relação aproximada para a obtenção destas frequências, em virtude da massa  $m_2$  ser consideravelmente menor que  $m_1$  ( $m_2/m_1 < 0,15$ ).

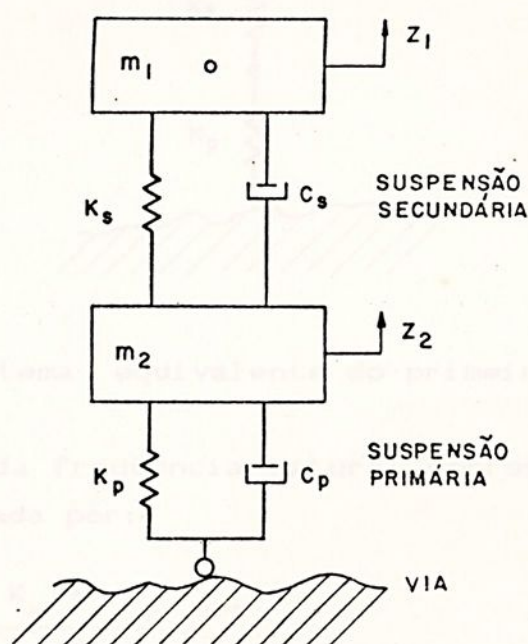


Figura 2.5. Suspensão simplificada de um veículo.

A frequência natural correspondente ao primeiro modo de vibrar ( $m_1$  em fase com  $m_2$ ) é dada por:

$$\omega_1 = \left( \frac{K_s \times K_p}{K_s + K_p} \times \frac{1}{m_1} \right)^{1/2}, \quad (2.1)$$

a qual representa a frequência natural de vibração do chassi



[W1, B1]. É como se a massa  $m_2$  fosse nula, conforme esquematizado na Figura 2.6.

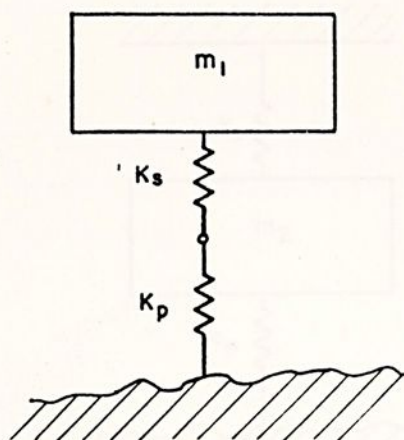


Figura 2.6. Sistema equivalente do primeiro modo de vibrar.

A segunda frequência natural correspondente ao segundo modo de vibrar é dada por:

$$\omega_2 = \left( \frac{K_s + K_p}{m_2} \right)^{1/2} \quad (2.2)$$

a qual representa a frequência natural de vibração do eixo, considerando a massa  $m_1$  fixa, conforme apresentado na Figura 2.7 [W1, B1].

O amortecimento crítico do primeiro e segundo modo de vibrar é obtido através de:

$$Cc_1 = 2 \left( \frac{k_s \times k_p}{k_s + k_p} \times m_1 \right)^{1/2} \quad (2.3)$$





$$Cc_2 = 2 [(k_s + k_p) \times m_2]^{1/2} \quad (2.4)$$

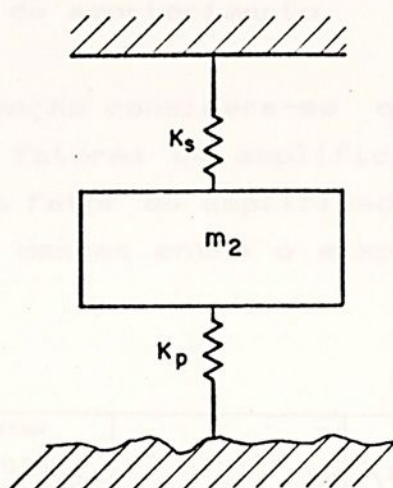


Figura 2.7. Sistema equivalente do segundo modo de vibrar.

Os parâmetros típicos de automóveis indicam que a razão entre as massas do eixo e do chassi é da ordem de 0,10 a 0,15 e que a razão entre a rigidez da suspensão primária (pneus) e da secundária é da ordem de 7 a 15 [B1, W1, M6, C4]; assim observa-se que a frequência natural do eixo é de magnitude maior do que a do chassi.

No sistema da Figura 2.5 tem-se que as irregularidades da via excitam a massa do eixo a qual, então, transmitirá os distúrbios modificados à massa de chassi. Estes distúrbios podem ser quantificados através de um fator de amplificação dado pela relação [B1]:

$$G(\omega) = \frac{1}{\{ [1 - (\frac{\omega}{\omega_n})^2]^2 + (2\zeta \frac{\omega}{\omega_n})^2 \}^{1/2}}, \quad (2.5)$$

onde:

$\omega$  é a frequência de excitação,

$\omega_n$  é a frequência natural e

$\zeta$  é o fator de amortecimento.

Nesta aproximação considera-se que o distúrbio final será o produto de dois fatores de amplificação. Na Figura 2.8 é apresentado o cálculo do fator de amplificação para uma suspensão de veículo com razão de massas entre o eixo e chassis de 0,10.

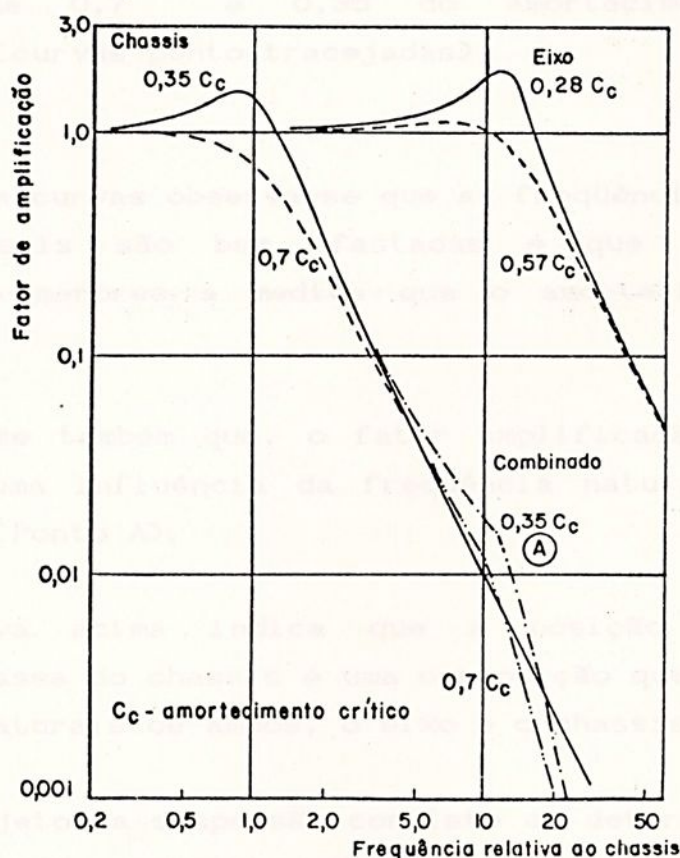


Figura 2.8. Fator de amplificação das massas do chassis e eixo, com variação de amortecimento.



Nesta figura são apresentadas as seguintes curvas:

i) fator de amplificação da massa do chassis e da massa do eixo com coeficiente de amortecimento de 0,7 e 0,57 do amortecimento crítico, respectivamente (curvas tracejadas).

ii) fator de amplificação da massa do chassis e da massa do eixo com coeficiente de amortecimento de 0,35 e 0,28 do amortecimento crítico, respectivamente (curvas cheias) e

iii) fator de amortecimento combinado com coeficiente de amortecimento de 0,7 e 0,35 do amortecimento crítico, respectivamente (curvas ponto tracejadas).

Nestas curvas observa-se que as frequências naturais do eixo e do chassis são bem afastadas e que os níveis de amplificação são menores a medida que o amortecimento cresce, [B1].

Nota-se também que, o fator amplificação obtido pelo produto indica uma influência da frequência natural do eixo na massa do chassi (Ponto A).

A curva acima indica que a posição (velocidade, aceleração) da massa do chassis é uma composição que leva em conta as frequências naturais de ambos, o eixo e o chassis.

O projeto da suspensão consiste em determinar a melhor combinação suspensão primária/suspensão secundária de modo a satisfazer um ou mais critérios (mínima aceleração no chassis, mínima força na suspensão secundária, etc) sujeito a limitações de engenharia.

A partir da análise acima é plenamente justificável a



utilização do modelo de dois graus de liberdade da Figura 2.4 onde são estudados os movimentos vertical do centro de gravidade e o movimento "pitch".

### 2.3. Considerações Sobre Modelos de Trator

Os modelos de tratores, assim como os de veículos em geral, englobam desde aqueles de um grau de liberdade até os mais complexos com vários graus de liberdade e, a escolha de um deles depende do objetivo da análise a ser realizada. O contraste observado é na modelagem da suspensão onde, para os veículos as características de vibração são determinadas principalmente pelos elementos da suspensão secundária composto de molas e amortecedores; já para os tratores as características de vibração são determinadas pelo comportamento viscoelástico dos pneus pois, normalmente, os tratores não têm suspensão secundária [C4]. Portanto, para os tratores são as características dos pneus que estabelecem a rigidez e o amortecimento que afetam o conforto e a segurança do veículo em operação.



## CAPÍTULO 3

### MODELO DE UM TRATOR ENGATADO COM UMA CARRETA AGRÍCOLA



Figura 3.1 Modelo de trator engatado com a carreta agrícola.

Para as folhas de seguintes hipóteses para o desenvolvimento

#### 3.1. INTRODUÇÃO

O modelo de um trator engatado com uma carreta é desenvolvido neste capítulo, conforme mostrado na Figura 3.1. Neste modelo o trator e a caixa da carreta são descritos por um corpo rígido com dois graus de liberdade cada; acoplado à caixa da carreta tem-se o eixo traseiro modelado com mais um grau de liberdade. As coordenadas que descrevem os movimentos são:

$Z_1$  - movimento vertical do centro de gravidade do trator,

$\theta_1$  - movimento "pitch" do trator,

$Z_2$  - movimento vertical do centro de gravidade da carreta,

$\theta_2$  - movimento "pitch" da carreta e

$Z_3$  - movimento vertical do eixo.

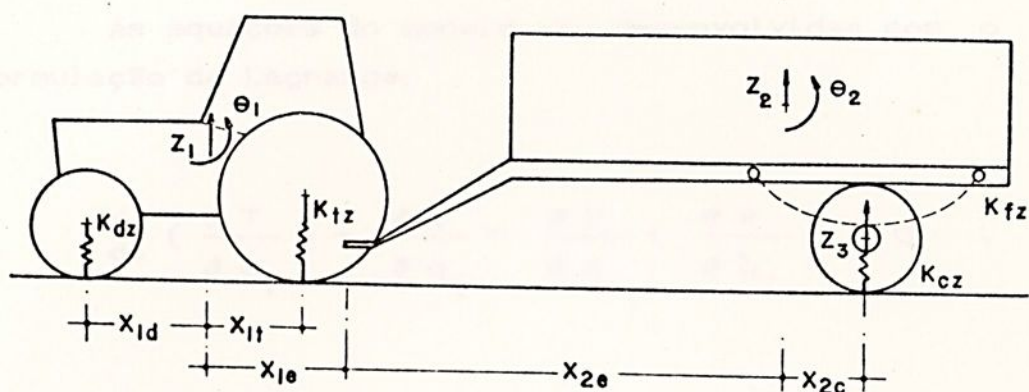


Figura 3.1. Modelo do trator engatado com a carreta agrícola.

Foram feitas as seguintes hipóteses para o desenvolvimento do modelo:

i) Os pneus do trator são modelados por molas lineares e amortecedores viscosos, e são os únicos elementos da suspensão do trator [ C1, C3, M1, S2 ];

(ii) A caixa da carreta é interligada com o eixo através de uma suspensão secundária, composta de molas lineares e amortecedores viscosos; o eixo é interligado com a via através dos pneus, modelados como no caso do trator;

(iii) O engate entre o trator e a carreta é modelado através de uma rótula, o qual constitui um elemento de restrição de movimento [ W2 ];

(iv) Os movimentos longitudinal, de rotação ao redor do eixo longitudinal e de rotação ao redor do eixo vertical foram ignorados, pois são considerados de importância secundária no estudo de conforto do operador [ C3, S2 ].



### 3.2. FORMULAÇÃO DAS EQUAÇÕES DO MOVIMENTO

As equações do modelo são desenvolvidas com o emprego da formulação de Lagrange:

$$\frac{d}{dt} \left( \frac{\partial T}{\partial \dot{q}_j} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_j} + \frac{\partial V}{\partial q_j} + \frac{\partial R}{\partial \dot{q}_j} = Q_j, \quad (3.1)$$

onde,

$T$  é a energia cinética total do sistema,

$V$  é a energia potencial total do sistema,

$R$  é a função de dissipação de Rayleigh,

$q_j$  são as coordenadas generalizadas e

$Q_j$  são as forças generalizadas que atuam no sistema.

As equações da energia cinética, energia potencial e função dissipação de Rayleigh são obtidas a partir da Figura 3.2, que representa o modelo deslocado de sua posição de equilíbrio. Verifica-se também da figura, que  $Z_2$ , a qual é uma coordenada de restrição, pode ser escrita por:

$$Z_2 = Z_1 + X_{1\theta} \theta_1 + X_{2\theta} \theta_2; \quad (3.2)$$

portanto, tem-se que o vetor das coordenadas generalizadas, o qual constitui as coordenadas independentes do sistema, é dado por:



$$\{q\}^T = \{Z_1 \quad \theta_1 \quad \theta_2 \quad Z_3\} \quad (3.3)$$

As distâncias horizontais mostradas na Figura 3.2 são as distâncias dos eixos e do engate, relativas ao centro de gravidade do trator e da carreta.

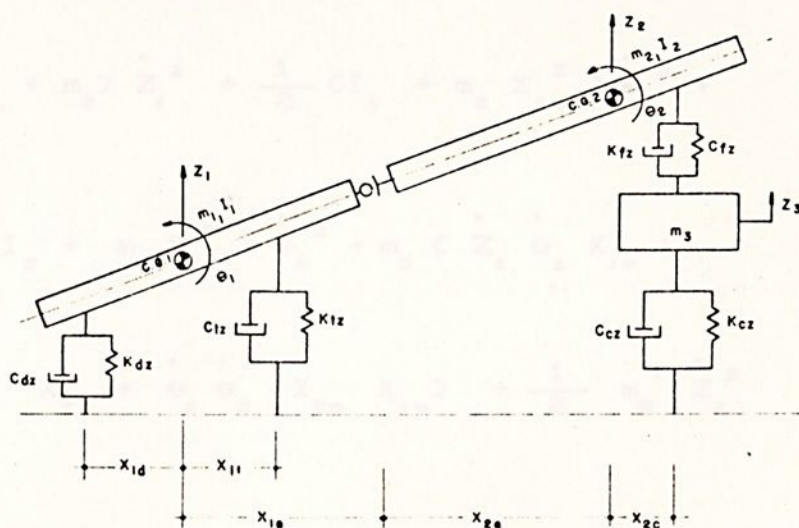


Figura 3.2. Sistema deslocado da posição de equilíbrio.

### 3.2.1. Energia Cinética Total do Sistema

A energia cinética total do sistema é dada por:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}_1^2 + \frac{1}{2} m_2 \dot{Z}_2^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\theta}_2^2 + \frac{1}{2} m_3 \dot{Z}_3^2 \quad (3.4)$$



Da equação (3.2) tem-se que:

$$\dot{Z}_2 = \dot{Z}_1 + X_{1e} \dot{\Theta}_1 + X_{2e} \dot{\Theta}_2, \quad (3.5)$$

a qual substituída em (3.4) fornece:

$$\begin{aligned} T = & \frac{1}{2} (m_1 + m_2) \dot{Z}_1^2 + \frac{1}{2} (I_1 + m_2 X_{1e}^2) \dot{\Theta}_1^2 + \\ & + \frac{1}{2} (I_2 + m_2 X_{2e}^2) \dot{\Theta}_2^2 + m_2 (\dot{Z}_1 \dot{\Theta}_1 X_{1e} + \\ & + \dot{Z}_1 \dot{\Theta}_2 X_{2e} + \dot{\Theta}_1 \dot{\Theta}_2 X_{2e} X_{1e}) + \frac{1}{2} m_3 \dot{Z}_3^2. \end{aligned} \quad (3.6)$$

### 3.2.2. Energia Potencial Total do Sistema

A energia potencial elástica do sistema é dada por

$$\begin{aligned} V = & \frac{1}{2} K_{dz} (Z_1 - X_{1d} \Theta_1)^2 + \frac{1}{2} K_{tz} (Z_1 + X_{1t} \Theta_1)^2 \\ & + \frac{1}{2} K_{fz} [(Z_2 + X_{2c} \Theta_2) - Z_3]^2 + \frac{1}{2} K_{cz} Z_3^2. \end{aligned} \quad (3.7)$$

Substituindo a equação (3.2) em (3.7) obtém-se:



$$\begin{aligned}
 V = & \frac{1}{2} K_{dz} (Z_1 - X_{1d} \theta_1)^2 + \frac{1}{2} K_{tz} (Z_1 + X_{1t} \theta_1)^2 \\
 & + \frac{1}{2} K_{fz} [Z_1 + X_{1e} \theta_1 + (X_{2e} + X_{2c}) \theta_2 - Z_3]^2 \\
 & + \frac{1}{2} K_{cz} Z_3^2 .
 \end{aligned} \tag{3.8}$$

### 3.2.3. Função de Dissipação de Rayleigh

A função de dissipação de Rayleigh é definida por

$$R = \frac{1}{2} \sum_{r=1}^n \sum_{s=1}^n C_{rs} \dot{q}_r \dot{q}_s \tag{3.9}$$

onde:

$C_{rs}$  é o coeficiente de amortecimento (simétrico em  $r$  e  $s$ )

$\dot{q}_r$  e  $\dot{q}_s$  são as velocidades generalizadas.

Como os amortecedores são viscosos e lineares, tem-se, por analogia à equação (3.8), que a função dissipação de Rayleigh é dada por:





$$\begin{aligned}
 R = & \frac{1}{2} C_{dz} (\dot{Z}_1 - X_{1d} \dot{\Theta}_1)^2 + \frac{1}{2} C_{tz} (\dot{Z}_1 + X_{1t} \dot{\Theta}_1)^2 \\
 & + \frac{1}{2} C_{fz} [\dot{Z}_1 + X_{1e} \dot{\Theta}_1 + (X_{2e} + X_{2c}) \dot{\Theta}_2 - \dot{Z}_3]^2 \\
 & + \frac{1}{2} C_{cz} \dot{Z}_3^2 .
 \end{aligned} \tag{3.10}$$

### 3.2.4. Equações do Sistema

Aplicando a expressão de Lagrange às equações (3.6), (3.8) e (3.10), obtém-se as equações de movimento, que podem ser escritas na forma matricial como:

$$[M] \langle \ddot{q} \rangle + [C] \langle \dot{q} \rangle + [K] \langle q \rangle = \langle F \rangle, \tag{3.11}$$

cujo vetor de estado  $\langle q \rangle$  é de ordem  $n$  e dado por:

$$\langle q \rangle = \begin{Bmatrix} z_1 \\ \Theta_1 \\ \Theta_2 \\ z_3 \end{Bmatrix} . \tag{3.12}$$

A matriz  $[M]$  é quadrada, simétrica de ordem  $n$  e é dada por:

$$[M] = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} & m_{13} & m_{14} \\ m_{21} & m_{22} & m_{23} & m_{24} \\ m_{31} & m_{32} & m_{33} & m_{34} \\ m_{41} & m_{42} & m_{43} & m_{44} \end{bmatrix} ; \tag{3.13}$$



cujos elementos são:

$$\begin{aligned} m_{11} &= m_1 + m_2, \\ m_{12} &= m_{21} = m_2 X_{1e}, \\ m_{13} &= m_{31} = m_2 X_{2e}, \\ m_{14} &= m_{41} = 0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{22} &= I_1 + m_2 X_{1e}^2, \\ m_{23} &= m_{32} = m_2 X_{2e} X_{1e}, \\ m_{24} &= m_{42} = 0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} m_{33} &= I_2 + m_2 X_{2e}^2, \\ m_{34} &= m_{43} = 0, \\ m_{44} &= m_3. \end{aligned}$$

A matriz de rigidez  $[K]$  é quadrada, simétrica, de ordem  $n$  e dada por:

$$[K] = \begin{bmatrix} K_{11} & K_{12} & K_{13} & K_{14} \\ K_{21} & K_{22} & K_{23} & K_{24} \\ K_{31} & K_{32} & K_{33} & K_{34} \\ K_{41} & K_{42} & K_{43} & K_{44} \end{bmatrix}, \quad (3.14)$$

cujos elementos são:

$$\begin{aligned} K_{11} &= K_{dz} + K_{tz} + K_{fz}, \\ K_{12} &= K_{21} = K_{tz} X_{1t} - K_{dz} X_{1d} + K_{fz} X_{1e}, \\ K_{13} &= K_{31} = K_{fz} (X_{2e} + X_{2c}), \\ K_{14} &= K_{41} = -K_{fz}, \end{aligned}$$





$$K_{22} = K_{dz} X_{1d}^2 + K_{tz} X_{1t}^2 + K_{fz} X_{1e}^2 ,$$

$$K_{29} = K_{92} = K_{fz} (X_{2e} + X_{2c}) X_{1e} ,$$

$$K_{24} = K_{42} = -K_{fz} X_{1e} ,$$

$$K_{99} = K_{fz} (X_{2e} + X_{2c})^2 ,$$

$$K_{94} = K_{49} = -K_{fz} (X_{2e} + X_{2c}) ,$$

$$K_{44} = K_{cz} + K_{fz} .$$

A matriz de amortecimento [ C ] é quadrada, simétrica, de ordem n e dada por:

$$[C] = \begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{19} & C_{14} \\ C_{21} & C_{22} & C_{29} & C_{24} \\ C_{91} & C_{92} & C_{99} & C_{94} \\ C_{41} & C_{42} & C_{49} & C_{44} \end{bmatrix} ,$$

cujos elementos são:

$$C_{11} = C_{dz} + C_{tz} + C_{fz} ,$$

$$C_{12} = C_{21} = C_{tz} X_{1t} - C_{dz} X_{1d} + C_{fz} X_{1e} ,$$

$$C_{19} = C_{91} = C_{fz} (X_{2e} + X_{2c}) ,$$

$$C_{14} = C_{41} = -C_{fz} ,$$

$$C_{22} = C_{dz} X_{1d}^2 + C_{tz} X_{1t}^2 + C_{fz} X_{1e}^2 ,$$

$$C_{29} = C_{92} = C_{fz} (X_{2e} + X_{2c}) X_{1e} ,$$

$$C_{24} = C_{42} = -C_{fz} X_{1e} ,$$

$$C_{99} = C_{fz} (X_{2e} + X_{2c})^2 ,$$

$$C_{94} = C_{49} = -C_{fz} (X_{2e} + X_{2c}) ,$$

$$C_{44} = C_{cz} + C_{fz} .$$

O vetor de força é de ordem  $n$  e é dado por:

$$\langle F \rangle = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \end{Bmatrix},$$

que depende da excitação através da via.

A partir destas equações obtidas será feito no capítulo seguinte um estudo das frequências naturais e modos de vibração do modelo considerando-se o sistema livre e não-amortecido.

#### 4.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são obtidas as frequências naturais e os modos de vibração do modelo trator-carreta a partir das equações de movimento obtidas no capítulo anterior. São feitas também algumas considerações sobre a influência da excitação da via na resposta do modelo.

#### 4.2. FORMULAÇÃO TEÓRICA DO PROBLEMA DE AUTOVALORES E AUTOVECTORES

Para a obtenção dos autovalores deve-se considerar o problema associado à vibração livre do modelo não-amortecido. Ou seja, a vibração na qual as forças externas são nulas (10).

Para as vibrações livres do modelo não-amortecido, a equação de movimento do sistema é dada por:





## CAPÍTULO 4

### ANÁLISE DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DO MODELO TRATOR-CARRETA

#### 4.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são obtidas as frequências naturais e os modos de vibração do modelo trator-carreta equacionado no capítulo anterior, bem como é feita uma análise da influência dos parâmetros do modelo sobre os modos de vibração.

#### 4.2. FORMULAÇÃO TEÓRICA DO PROBLEMA DE AUTOVALOR E AUTOVETOR

Para a obtenção dos autovalores deve-se considerar o problema associado às vibrações livres do modelo não-amortecido, ou seja, a vibração na qual as forças externas são nulas [M5].

Para as vibrações livres do modelo não-amortecido tem-se que a equação que rege o sistema é da forma:



$$[M] \langle \ddot{q}(t) \rangle + [K] \langle q(t) \rangle = \langle 0 \rangle \quad , \quad (4.1)$$

a qual consiste de um conjunto de  $n$  equações diferenciais homogêneas do tipo

$$\sum_{j=1}^n m_{ij} \ddot{q}_j(t) + K_{ij} q_j(t) = 0 \quad , \quad i = 1, 2, \dots, n \quad , \quad (4.2)$$

cuja solução é do tipo:

$$q_j(t) = a_j \cos(\omega t - \phi) \quad , \quad j = 1, 2 \dots n, \quad (4.3)$$

onde  $a_j$  é a amplitude de movimento da  $j$ -ésima coordenada e  $n$  é o número de graus de liberdade do sistema. A equação (4.3) pode ser escrita na forma matricial por:

$$\langle q(t) \rangle = \langle a \rangle \cos(\omega t - \phi) \quad . \quad (4.4)$$

Substituindo a equação (4.4) na equação (4.1) vem:

$$[ [k] - \omega^2 [M] ] \langle a \rangle = \langle 0 \rangle \quad , \quad (4.5)$$

a qual constitui um conjunto de  $n$  equações algébricas homogêneas com  $n$  deslocamentos  $a_j$  e um parâmetro  $\omega^2$  desconhecidos. O problema da determinação do parâmetro  $\omega^2$  para que a equação (4.5) tenha uma solução não-trivial é conhecido como problema de autovalor. O caso trivial no qual todos  $a_j$  são nulos deve ser ignorado pois ele representa o equilíbrio estático.





A solução não trivial do conjunto de equações (4.5) é possível somente se o determinante da matriz dos coeficientes se anular. Neste caso,

$$\Delta = |[k] - \omega^2 [M]| = 0, \quad (4.6)$$

onde  $\Delta$  é chamado de determinante característico ou equação característica.

A equação característica é uma equação de grau  $n$  em  $\omega^2$ , e possui em geral  $n$  raízes distintas referidas como valores característicos ou autovalores. A raiz positiva destes autovalores são as frequências naturais  $\omega_r$  do sistema ( $r = 1, 2, \dots, n$ ). As frequências naturais podem ser arranjadas em ordem crescente de valor de modo que:

$$\omega_1 \leq \omega_2 \leq \omega_3 \leq \dots \leq \omega_n, \quad (4.7)$$

sendo que a menor frequência,  $\omega_1$ , é conhecida como a frequência fundamental do sistema.

Associado a cada autovalor,  $\omega_r^2$ , existe um autovetor ou vetor característico,  $\{a\}_r$ , tal que:

$$\{a\}_r = \begin{Bmatrix} a_1 \\ a_2 \\ \vdots \\ a_n \end{Bmatrix}, \quad r = 1, 2, \dots, n, \quad (4.8)$$

os quais podem ser obtidos da equação (4.5) em função de uma constante arbitrária.

Fisicamente, os autovetores representam a forma na qual o sistema está vibrando. A seguir serão obtidas as frequências naturais e os modos associados a cada frequência do modelo em estudo.

#### 4.3. ANÁLISE DOS MODOS DE VIBRAÇÃO DO MODELO TRATOR-CARRETA

Os autovalores e autovetores do modelo trator-carreta adotado anteriormente serão obtidos, a seguir, utilizando o software denominado SDS-PC referenciado no apêndice 1.

##### 4.3.1. Modos de Vibração do Modelo Trator-Carreta

Neste item são analisadas as frequências naturais e os modos de vibração de um modelo de trator engatado com uma carreta agrícola através de uma junta rotulada. Os parâmetros aqui utilizados foram obtidos do manual de um trator Massey-Ferguson 275, do trabalho de Matthews [M2] e de medidas de campo. A seguir são apresentados os parâmetros do trator e da carreta:

##### TRATOR:

|                                         |                            |
|-----------------------------------------|----------------------------|
| massa ( $m_1$ )                         | 3673 kg,                   |
| momento de inércia<br>"pitch" ( $I_1$ ) | 3673 kg . m <sup>2</sup> , |
| rigidez do pneu dianteiro ( $K_{dx}$ )  | $4,4 \times 10^5$ N/m,     |
| rigidez do pneu traseiro ( $K_{tz}$ )   | $5,2 \times 10^5$ N/m,     |





distância do centro  
de gravidade ao eixo  
dianteiro ( $x_{1d}$ ) 1,28 m,

distância do centro  
de gravidade ao eixo  
traseiro ( $x_{1t}$ ) 0,86 m,

distância do centro  
de gravidade ao enga-  
te ( $x_{1e}$ ) 1,44 m.

#### CARRETA:

massa ( $m_2$ ) 1600 kg,

massa do eixo ( $m_g$ ) 50 kg,

momento de inércia  
"pitch" ( $I_2$ ) 2500 kg.m<sup>2</sup>,

rigidez do feixe de  
molas ( $K_{fz}$ )  $5,0 \times 10^5$  N/m,

rigidez do pneu ( $K_{cz}$ )  $8,0 \times 10^5$  N/m,

distância do centro  
de gravidade ao eixo  
( $x_{2c}$ ) 0,5 m,

distância do centro  
de gravidade ao en-  
gate ( $x_{2e}$ ) 2,5 m.



As frequências naturais e os modos de vibração do modelo trator-carreta são mostrados nos diagramas da Figura 4.1 (configuração típica). Os valores indicados correspondem à amplitude relativa das coordenadas e a linha horizontal separa os movimentos que estão em fase (acima da linha) daqueles que estão fora de fase (abaixo da linha).

Da análise da Figura 4.1, observa-se que:

- No primeiro modo com frequência natural 2,22 Hz existe um forte acoplamento entre os movimentos vertical ( $Z_1$ ) e "pitch" do trator ( $\theta_1$ ) com o movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ). Há, ainda, um pequeno acoplamento com o movimento vertical do eixo ( $Z_3$ ).
- No segundo modo, com frequência natural 2,38 Hz, os movimentos da carreta predominam em relação aos movimentos do trator, existindo apenas um pequeno acoplamento entre os mesmos. O movimento mais acentuado é o vertical da carreta ( $Z_2$ ) que apresenta um considerável acoplamento com o movimento vertical do eixo ( $Z_3$ ).
- No terceiro modo, com frequência natural 2,80 Hz, os movimentos predominantes são os do trator onde o movimento "pitch" ( $\theta_1$ ) é fortemente acoplado com o vertical ( $Z_1$ ). Verifica-se um acoplamento pequeno entre os movimentos vertical ( $Z_2$ ) e "pitch" ( $\theta_2$ ) da carreta.
- O quarto modo, com frequência natural 25,73 Hz, corresponde ao modo de vibração do eixo da carreta o qual é desacoplado de todos os outros movimentos do trator e da carreta.

Dos modos de vibração do modelo verifica-se que na frequência de 2,22 Hz é que existe um acentuado acoplamento entre os movimentos do trator e da carreta.





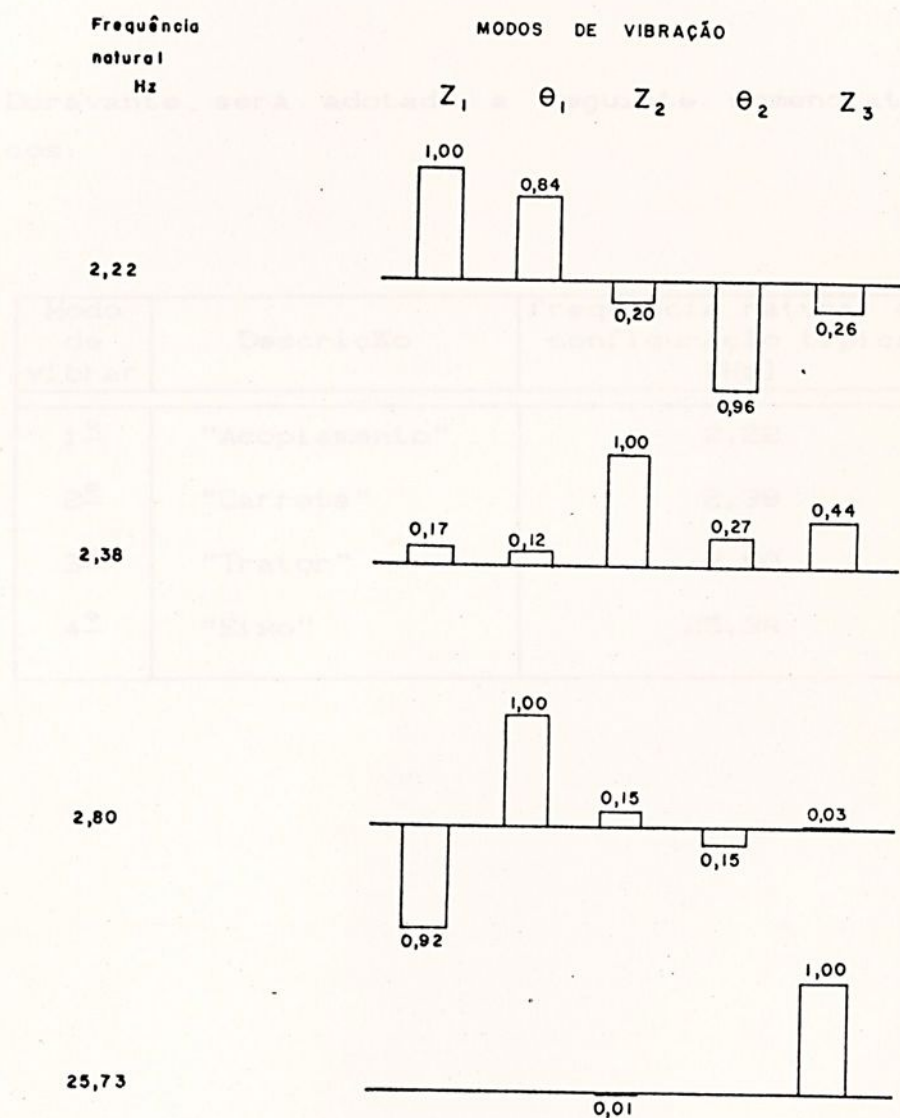


Figura 4.1. Modos de vibração da configuração típica do modelo trator-carreta.



#### 4.3.2. Efeito da Variação da Massa da Carreta

A seguir é feita uma análise da influência de variação dos parâmetros do modelo trator-carreta, em relação à configuração típica.

Doravante será adotada a seguinte nomenclatura para fins didáticos:

| Modo de vibrar | Descrição     | frequência natural da configuração típica [Hz] |
|----------------|---------------|------------------------------------------------|
| 1º             | "Acoplamento" | 2,22                                           |
| 2º             | "Carreta"     | 2,38                                           |
| 3º             | "Trator"      | 2,80                                           |
| 4º             | "Eixo"        | 25,38                                          |





#### 4.3.2. Efeito da Variação da Massa da Carreta

Na Figura 4.2 são apresentados os modos de vibração do modelo para a carreta operando sem carga, com uma massa de 600 kg, onde se observa que:

- no modo "Acoplamento" a frequência natural aumentou para 2,38 Hz, em função da diminuição da massa do sistema. Observa-se ainda que a amplitude do movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) diminuiu e a amplitude do movimento vertical da carreta ( $Z_2$ ) aumentou e mudou de fase.
- no modo "Trator" a frequência natural manteve-se praticamente inalterada (2,82 Hz). A influência maior ocorreu no modo de vibrar, onde o movimento vertical do trator ( $\theta_1$ ) diminuiu e o movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) aumentou.
- no modo "Carreta" a frequência natural aumentou 60% (3,82 Hz). Observa-se que, com a diminuição da massa da carreta em 63%, as amplitudes do movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) e movimento vertical do eixo ( $Z_3$ ) aumentaram.
- o modo que corresponde ao movimento vertical do eixo ( $Z_3$ ) pouco foi afetado.



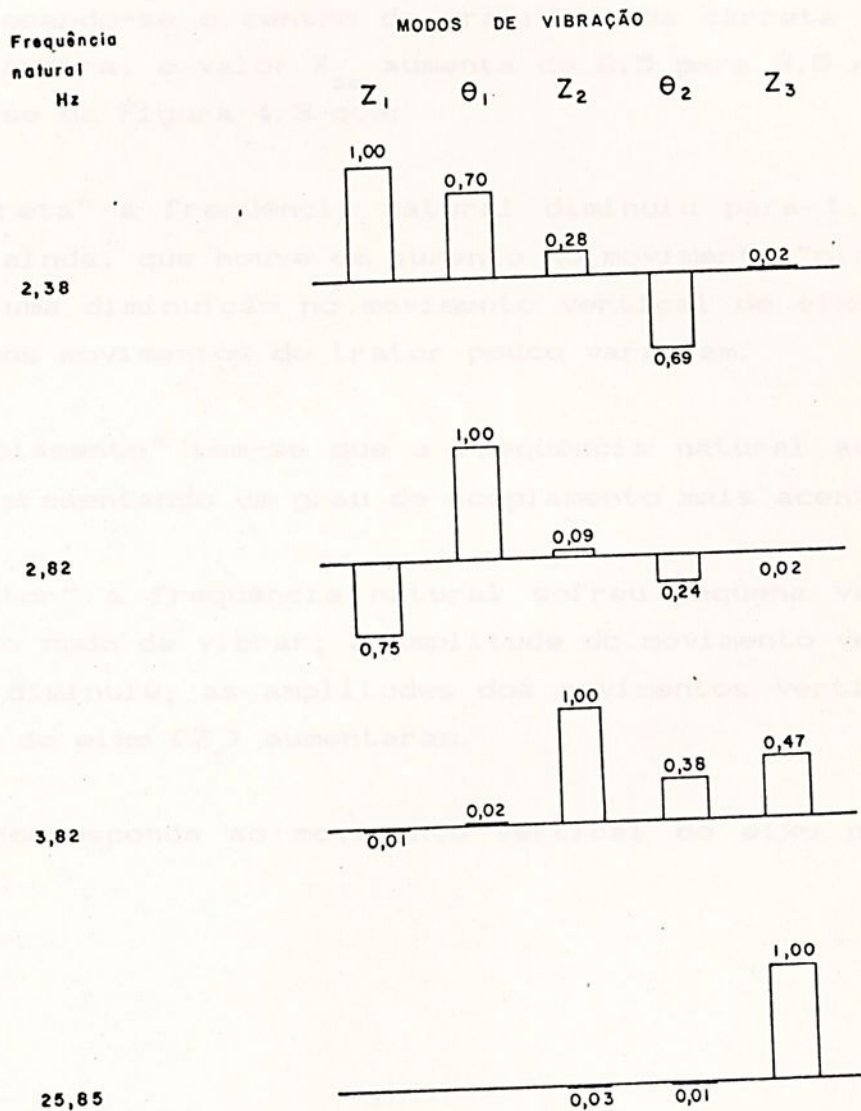


Figura 4.2. Modos de vibração de modelo trator-carreta com  $m_2 = 600 \text{ kg}$  e  $I_2 = 1000 \text{ kg} \cdot \text{m}^2$



#### 4.3.3. Efeito do Aumento da Distância do Centro de Gravidade da Carreta ao Engate.

Deslocando-se o centro de gravidade da carreta de 1 m em direção à traseira, o valor  $X_{2e}$  aumenta de 2,5 para 3,5 metros. Assim, observa-se da Figura 4.3 que:

- no modo "Carreta" a frequência natural diminuiu para 1,68 Hz. Vale observar, ainda, que houve um aumento no movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) e uma diminuição no movimento vertical do eixo ( $Z_g$ ). As amplitudes dos movimentos do trator pouco variaram.
- no modo "Acoplamento" tem-se que a frequência natural aumentou para 2,46 Hz, apresentando um grau de acoplamento mais acentuado.
- no modo "Trator" a frequência natural sofreu pequena variação para 2,83 Hz. No modo de vibrar; a amplitude do movimento vertical do trator ( $Z_1$ ) diminuiu; as amplitudes dos movimentos vertical da carreta ( $Z_2$ ) e do eixo ( $Z_g$ ) aumentaram.
- o modo que corresponde ao movimento vertical do eixo não foi afetado.



4.3.4. Efeito da Dimensão do eixo de Apoio da Carreta no Engate

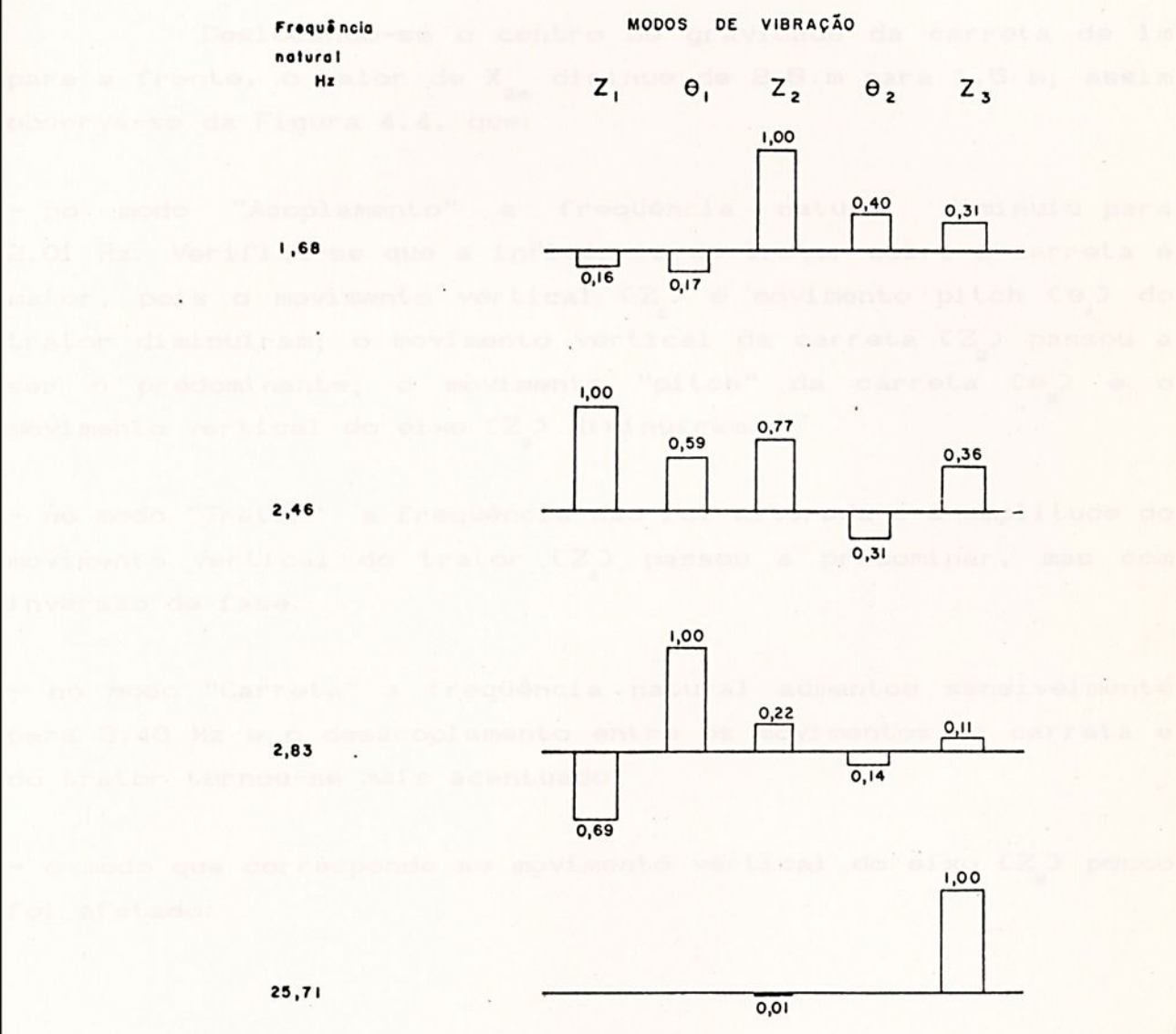


Figura 4.3. Modos de vibração de modelo trator-carreta com  $X_{2e} = 3,5$  m.

Simulador



#### 4.3.4. Efeito da Diminuição da Distância do Centro de Gravidade da Carreta ao Engate

Deslocando-se o centro de gravidade da carreta de 1m para a frente, o valor de  $X_{20}$  diminui de 2,5 m para 1,5 m; assim observa-se da Figura 4.4, que:

- no modo "Acoplamento" a frequência natural diminuiu para 2,01 Hz. Verifica-se que a influência do trator sobre a carreta é maior, pois o movimento vertical ( $Z_1$ ) e movimento pitch ( $\theta_1$ ) do trator diminuíram; o movimento vertical da carreta ( $Z_2$ ) passou a ser o predominante; o movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) e o movimento vertical do eixo ( $Z_9$ ) diminuíram.
- no modo "Trator" a frequência não foi alterada e a amplitude do movimento vertical do trator ( $Z_1$ ) passou a predominar, mas com inversão de fase.
- no modo "Carreta" a frequência natural aumentou sensivelmente para 3,40 Hz e o desacoplamento entre os movimentos da carreta e do trator tornou-se mais acentuado.
- o modo que corresponde ao movimento vertical do eixo ( $Z_9$ ) pouco foi afetado.



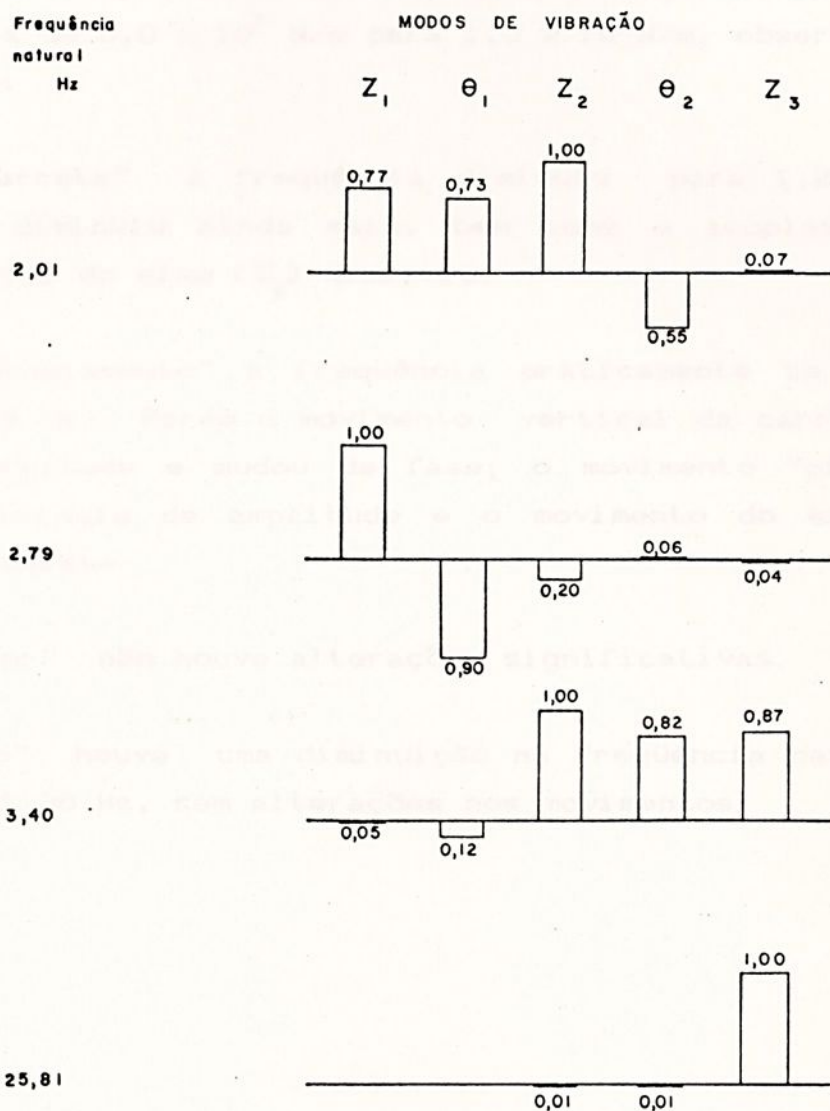


Figura 4.4. Modos de vibração de modelo trator-carreta com  $X_{2e} = 1,5$  m.



#### 4.3.5. Efeito da Variação da Rigidez do Feixe de Molas da Carreta

Variando-se o valor da constante de rigidez do feixe de molas da carreta de  $5,0 \times 10^5$  N/m para  $1,0 \times 10^5$  N/m, observa-se da Figura 4.5, que:

- no modo "Carreta" a frequência diminuiu para 1,27 Hz; o desacoplamento diminuiu ainda mais, bem como o acoplamento do movimento vertical do eixo ( $Z_g$ ) diminuiu.
- no modo "Acoplamento" a frequência praticamente se manteve inalterada (2,24 Hz). Porém o movimento vertical da carreta ( $Z_2$ ) aumentou de amplitude e mudou de fase; o movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) diminuiu de amplitude e o movimento do eixo ( $Z_g$ ) praticamente inexistente.
- no modo "Trator" não houve alterações significativas.
- no modo "Eixo" houve uma diminuição na frequência natural de 25,73 Hz para 21,36 Hz, sem alterações nos movimentos.



Frequência  
natural  
Hz

MODOS DE VIBRAÇÃO

$Z_1$   $\theta_1$   $Z_2$   $\theta_2$   $Z_3$

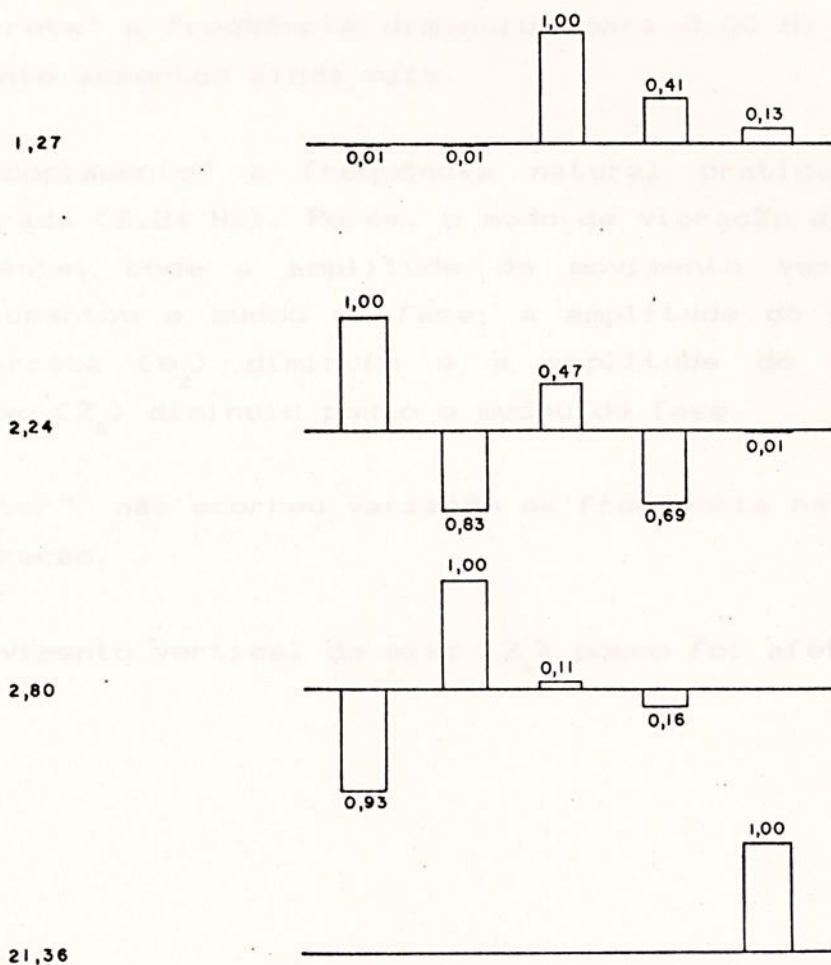


Figura 4.5. Modos de vibração de modelo trator-carreta com  $K_{fz} = 1,0 \times 10^5$  N/m.



#### 4.3.6. Efeito da Variação da Rigidez do Pneu da Carreta

Alterando-se o valor da constante elástica do pneu da carreta ( $K_{cz}$ ) de  $8,0 \times 10^5$  N/m para  $4,0 \times 10^5$  N/m observa-se da Figura 4.6, que:

- no modo "Carreta" a frequência diminuiu para 2,00 Hz e o grau de desacoplamento aumentou ainda mais.
- no modo "Acoplamento" a frequência natural praticamente se manteve inalterada (2,24 Hz). Porém, o modo de vibração alterou-se significativamente, onde a amplitude do movimento vertical da carreta ( $Z_2$ ) aumentou e mudou de fase; a amplitude do movimento "pitch" da carreta ( $\theta_2$ ) diminuiu e a amplitude do movimento vertical do eixo ( $Z_9$ ) diminuiu pouco e mudou de fase.
- no modo "Trator" não ocorreu variação na frequência natural nem no modo de vibração.
- o modo do movimento vertical do eixo ( $Z_9$ ) pouco foi afetado.



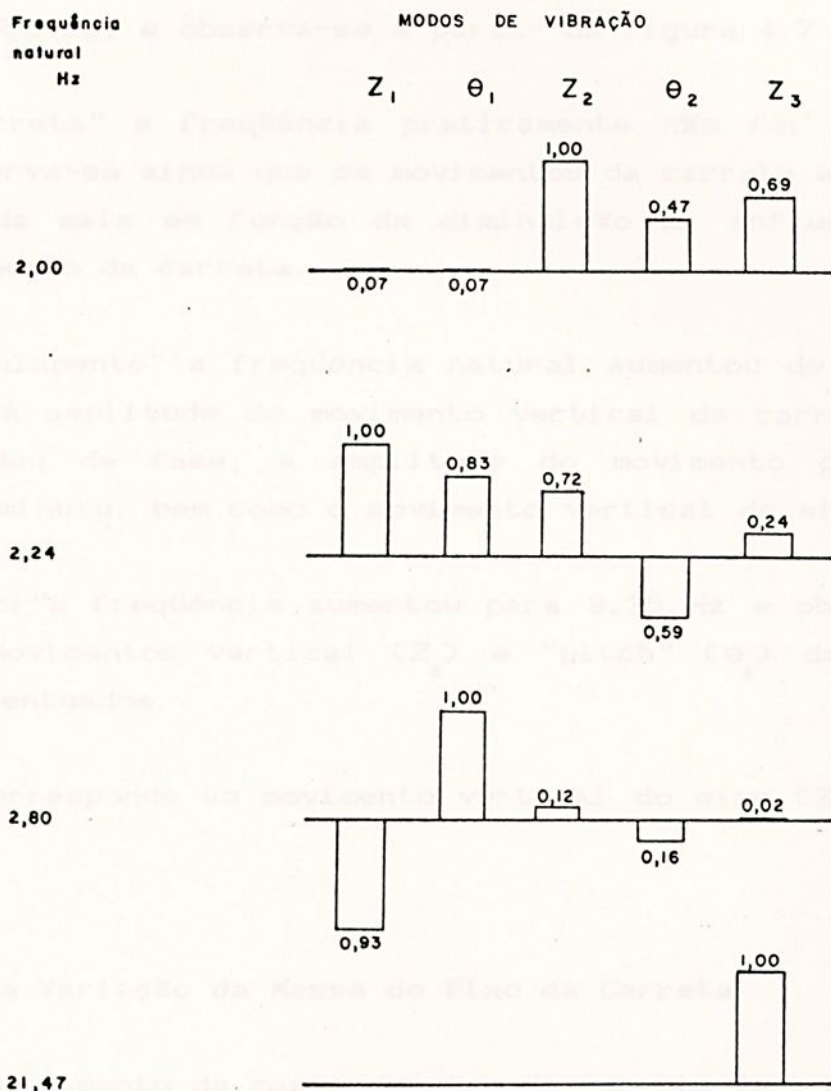


Figura 4.6. Modos de vibração do modelo trator-carreta com  
 $k_{cz} = 4 \times 10^5 \text{ N/m}$ .





#### 4.3.7. Efeito da Variação da Massa do Trator

Considerando a situação do trator sem lastro, sua massa diminui para 2553 kg, e observa-se a partir da Figura 4.7 que:

- no modo "Carreta" a frequência praticamente não foi alterada (2,35 Hz). Observa-se ainda que os movimentos da carreta e do eixo aumentaram ainda mais em função da diminuição da influência do trator no movimento da carreta.
- no modo "Acoplamento" a frequência natural aumentou de 2,22 Hz para 2,58 Hz. A amplitude do movimento vertical da carreta ( $Z_2$ ) aumentou e mudou de fase; a amplitude do movimento pitch da carreta ( $\theta_2$ ) diminuiu, bem como o movimento vertical do eixo ( $Z_8$ ).
- no modo Trator a frequência aumentou para 3,36 Hz e observa-se ainda que os movimentos vertical ( $Z_1$ ) e "pitch" ( $\theta_1$ ) do trator ficaram mais acentuados.
- o modo que corresponde ao movimento vertical do eixo ( $Z_9$ ) pouco foi afetado.

#### 4.3.8. Efeito da Variação da Massa do Eixo da Carreta

Com o aumento da massa do eixo da carreta ( $m_9$ ) de 50 kg para 100 kg, observa-se da Figura 4.8 que os modos de vibração do modelo não foram afetados, ocorrendo apenas uma diminuição na frequência natural do modo do eixo de 25,73 Hz para 18,24 Hz. Portanto, o aumento da massa do eixo não influenciou no acoplamento entre os movimentos do trator e os da carreta.



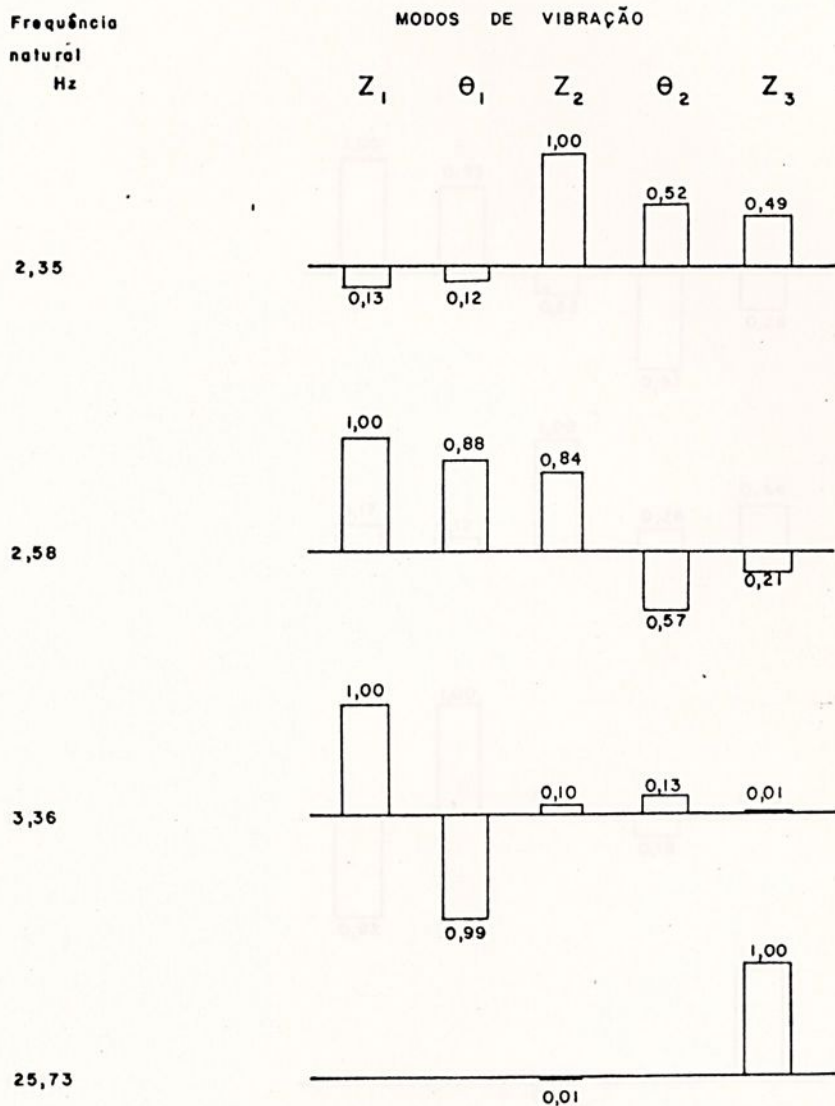


Figura 4.7. Modos de vibração do modelo trator-carreta com  $m_1 = 2553,0$  kg.



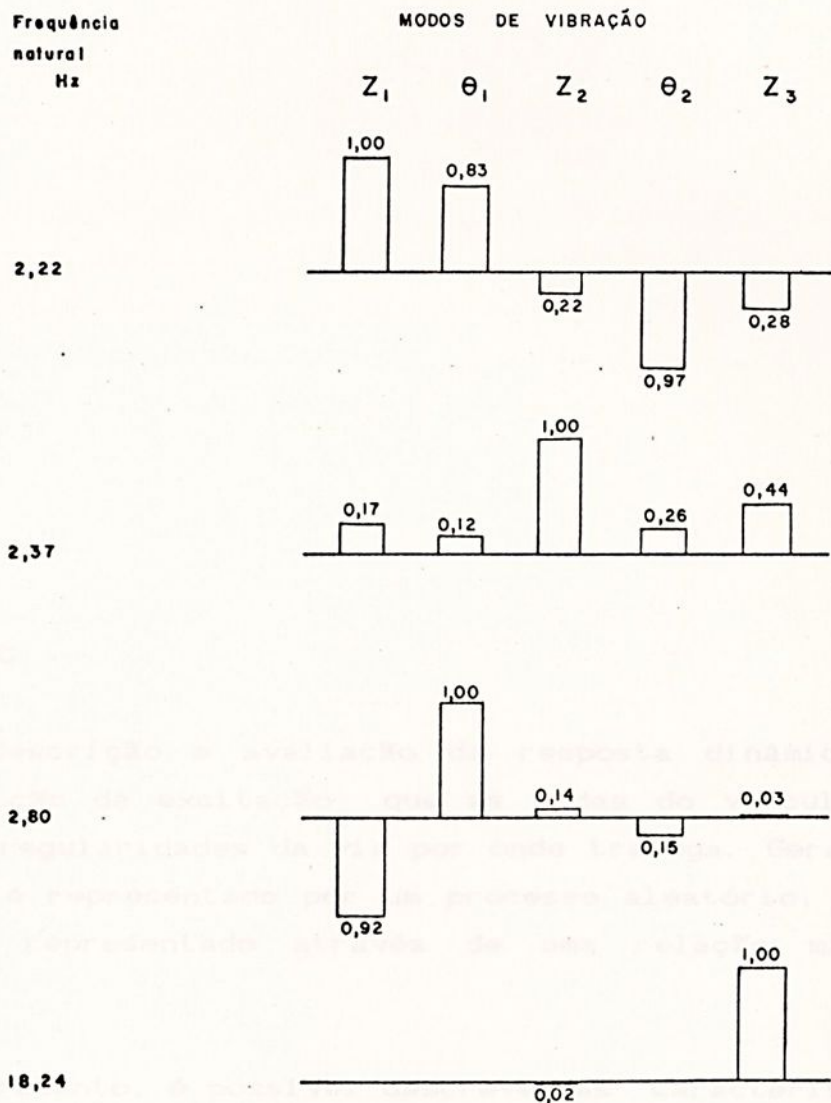


Figura 4.8. Modos de vibração do modelo trator-carreta com  $m_g = 100$  kg.

## CAPÍTULO 5

### CARACTERIZAÇÃO TEÓRICA DA VIA

#### 5.1. INTRODUÇÃO

A descrição e avaliação da resposta dinâmica de um veículo, é função da excitação que as rodas do veículo sofrem através das irregularidades da via por onde trafega. Geralmente o perfil da via é representado por um processo aleatório, ou seja, não pode ser representado através de uma relação matemática explícita.

Entretanto, é possível descrever as características da excitação, assim como a resposta do sistema (veículo), por meio de métodos estatísticos [C2, N3, B2], normalmente utilizados em vibrações aleatórias. Neste capítulo são apresentados os principais parâmetros estatísticos para a definição de uma via de excitação bem como alguns modelos de via.





## 5.2. DEFINIÇÕES ESTATÍSTICAS

Quando se tem um único histórico de tempo representando um fenômeno aleatório, tem-se a chamada função amostral. O conjunto de todas as funções amostrais possíveis de um fenômeno aleatório caracteriza um processo aleatório vetorial (ou escalar).

Considere uma coleção de funções amostrais formando um processo aleatório escalar conforme ilustrado na Figura 5.1, onde suas propriedades podem ser descritas em algum instante de tempo calculando-se as médias ou momentos estatísticos sobre todas as funções amostrais, que descrevem o processo aleatório.

Figura 5.1. Conjunto de funções amostrais formando um processo aleatório escalar.

Por exemplo, o valor médio (momento de primeira ordem) do processo aleatório em algum instante  $t_1$ , pode ser calculado



tomando-se os valores instantâneos de cada função amostral de conjunto no tempo  $t_1$ , somando-se os mesmos e dividindo pelo número de funções amostrais. De maneira análoga a correlação entre os valores de processo aleatório em dois tempos diferentes pode ser calculada tomando-se a média de conjunto dos produtos dos valores instantâneos em dois tempos,  $t_1$  e  $t_1 + \tau$ . Portanto, tem-se que a média  $\mu_x(t_1)$  é dada por:

$$\mu_x(t_1) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t_1), \quad (5.1)$$

e a função autocorrelação é dada por:

$$R_x(t_1, t_1 + \tau) = \lim_{N \rightarrow \infty} \frac{1}{N} \sum_{k=1}^N x_k(t_1) x_k(t_1 + \tau). \quad (5.2)$$

Para o caso em que  $\mu_x(t_1)$  e  $R_x(t_1, t_1 + \tau)$ , definidos nas equações (5.1) e (5.2), variam com o tempo  $t_1$ , o processo aleatório  $\{x_k(t)\}$  é denominado não estacionário. Para o caso especial onde  $\mu_x(t_1)$  e  $R_x(t_1, t_1 + \tau)$  não variam com o tempo  $t_1$ , o processo é denominado estacionário fraco, sendo que para este processo o valor médio  $\mu_x$  é constante; portanto o termo  $t_1$ , pode ser omitido, podendo a média e a função autocorrelação serem representadas respectivamente por  $\mu_x$  e  $R_x(\tau)$ .

Para o caso em que todos os outros momentos de ordem superior sobre  $\{x_k(t)\}$  forem independentes de  $t_1$ , tem-se um processo estacionário forte.

Para um processo aleatório estacionário são necessárias várias funções amostrais para obtenção das médias estatísticas. Em muitos casos, entretanto, é possível descrever as propriedades de um processo aleatório estacionário, calculando-se as médias





ao longo do tempo sobre uma determinada função amostral do processo (tais médias são chamadas médias temporais). Portanto, considerando-se uma função amostral  $x_k(t)$ , tem-se que o valor médio temporal é dado por:

$$\mu_x(k) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_k(t) dt, \quad (5.3)$$

e a função autocorrelação temporal é dada por:

$$R_x(\tau, k) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x_k(t) x_k(t + \tau) dt \quad (5.4)$$

Se o processo  $\{x_k(t)\}$  é estacionário e, se o valor médio temporal  $\mu_x(k)$  e a função autocorrelação temporal  $R_x(\tau, k)$  são as mesmas calculadas sobre diferentes funções amostrais, então o processo aleatório é dito ser ergódico.

Para processos aleatórios ergódicos os valores médio temporal e a função autocorrelação temporal (assim como os outros momentos de ordem superior) são iguais às correspondentes médias de conjunto. O que implica em  $\mu_x(k) = \mu_x$  e  $R_x(\tau, k) = R_x(\tau)$ . Deve-se observar que para um processo aleatório ser ergódico é necessário que o processo aleatório seja estacionário.

Tendo em vista as definições acima, as funções estatísticas mais usadas para descrever um processo aleatório ergódico são:

a) valor médio quadrático,





- b) função autocorrelação,
- c) função densidade espectral de potência.

#### a) Valor Médio Quadrático

O valor da intensidade de um dado aleatório pode ser descrito por meio do valor médio quadrático, sendo que para uma função aleatória  $x(t)$  ele é dado por:

$$\psi_x^2 = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x^2(t) dt, \quad (5.5)$$

cujra raiz positiva é o "root mean square" ou seja o valor "r.m.s." da função.

A variância e o valor médio estão relacionados com o valor médio quadrático através da seguinte relação:

$$\sigma_x^2 = \psi_x^2 - \mu_x^2, \quad (5.6)$$

sendo que a variância  $\sigma_x^2$  é um parâmetro estatístico que fornece informação a respeito da componente dinâmica do dado aleatório e o valor médio fornece informação relativa a componente estática do dado aleatório [B2, N2].

#### b) Função Autocorrelação

A função autocorrelação de um dado aleatório estabelece a dependência de seu valor em um determinado tempo com o valor em outro tempo. Para uma função do tempo  $x(t)$ , tem-se que a autocorrelação entre os valores de  $x(t)$  nos tempos  $t$  e  $t + \tau$  é



dada pela relação:

$$R_x(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T x(t) x(t + \tau) dt. \quad (5.7)$$

Da função autocorrelação pode-se obter o valor médio da função  $x(t)$  através da relação:

$$\mu_x^2 = R_x(\infty), \quad (5.8)$$

ou seja, o valor médio de  $x(t)$  é dado pela raiz positiva da função autocorrelação para um deslocamento de tempo muito grande [B2, N3]. Decorre, também, que o valor médio quadrático de  $x(t)$  é dado por:

$$\psi_x^2 = R_x(0), \quad (5.9)$$

ou seja, o valor médio quadrático de  $x(t)$  é obtido da função autocorrelação para um deslocamento de tempo zero.

A aplicação principal da função autocorrelação é a obtenção da função densidade espectral de potência.

### c) Função Densidade Espectral de Potência

A função densidade espectral de potência de um sinal aleatório descreve a composição geral do sinal em termos da distribuição do seu valor médio quadrático em função das frequências que o sinal contém. No caso de um sinal estacionário a função densidade espectral de potência é definida como a transformada de Fourier da função autocorrelação, ou seja:





$$G_x(f) = 2 \int_{-\infty}^{\infty} R_x(\tau) e^{-j2\pi f\tau} d\tau, \quad (5.10)$$

ou ainda através do limite do módulo quadrático da transformada de Fourier do sinal  $x(t)$ .

$$G_x(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{2}{T} \left| \int_0^T x(t) e^{-j2\pi ft} dt \right|^2, \quad (5.11)$$

onde  $G_x(f)$  é sempre uma função de valor real e não negativa.

Esta última definição é a usada no método da transformada rápida de Fourier (FFT) para a determinação da função densidade espectral de potência através de computadores digitais [ D4 ].

Da função densidade espectral de potência pode-se obter o valor médio da função  $x(t)$ ,

$$\mu_x = \int_{0-}^{0+} G_x(f) df, \quad (5.12)$$

e o valor médio quadrático,

$$\psi_x^2 = \int_0^{\infty} G_x(f) df. \quad (5.13)$$

### 5.3. APLICAÇÃO DA FUNÇÃO DENSIDADE ESPECTRAL DE POTÊNCIA PARA A CARACTERIZAÇÃO DA VIA

Um gráfico típico de espectros de potência de vias é apresentado na Figura 5.2, onde se tem nas ordenadas a densidade espectral de potência dada em ( $m^2/ciclo/m$ ), e nas abscissas a frequência espacial (que é o inverso do comprimento de onda) em (ciclos/m). Este gráfico indica a razão da mudança do valor quadrático médio da elevação da via em função da frequência espacial  $\Omega$ , sendo que a área sob o espectro de potência representa o valor médio quadrático da irregularidade total do perfil da via e a área sob a curva entre duas faixas de frequência espacial quaisquer representa a contribuição que estas duas faixas irão produzir sob a irregularidade total.

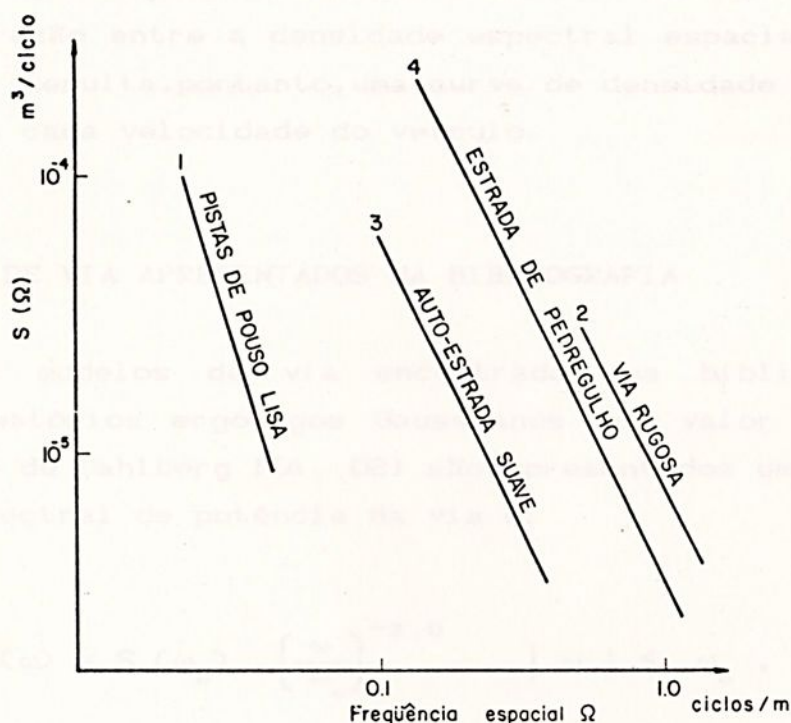


Figura 5.2. Espectros de potência típicos de vias.



O espectro de potência do perfil de amplitude da via pode ser usado também para obter informações das características do veículo, visando a determinar as frequências e comprimentos de onda [D3, S1, M7].

Para obter o espectro de via numa determinada velocidade em função da frequência cíclica são efetuadas as seguintes operações:

$$f(\text{Hz}) = \Omega (\text{ciclos/m}) \times V(\text{m/s}) \quad , \quad (5.14)$$

$$S(f) = \frac{S(\Omega)}{V} \frac{(\text{m}^2/\text{ciclo}/\text{m})}{(\text{m/s})} \quad (5.15)$$

onde a densidade espectral temporal ( $S(f)$ ) em ( $\text{m}^2/\text{ciclo}/\text{s}$ ) é obtida pela razão entre a densidade espectral espacial  $S(\Omega)$  e a velocidade  $V$ . Resulta, portanto, uma curva de densidade espectral de potência para cada velocidade do veículo.

#### 5.4. MODELOS DE VIA APRESENTADOS NA BIBLIOGRAFIA

Os modelos de via encontrados na bibliografia são processos aleatórios ergódicos Gaussianos com valor médio zero. Nos trabalhos de Dahlberg [D1, D2] são apresentados um modelo cuja densidade espectral de potência da via é:

$$S(\omega) = S(\omega_0) \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^{-2,0} , \quad |\omega| \leq \omega_0 , \quad (5.16)$$

$$S(\omega) = S(\omega_0) \left( \frac{\omega}{\omega_0} \right)^{-1,5} , \quad |\omega| \geq \omega_0 ,$$



onde  $\omega$  é a frequência temporal (rad/s) e é variável e  $S(\omega_0)$  é a densidade espectral de potência ( $m^2/s/rad$ ) numa dada frequência  $\omega_0$ . O valor de  $S(\omega_0)$  é um coeficiente de rugosidade (valor da densidade espectral de potência na frequência  $\omega_0$ ) que depende da qualidade da via e da velocidade do veículo.

Dodds e Robson [D5] apresentam este modelo de uma forma mais completa, cuja densidade espectral de potência da via é:

$$S(\Omega) = S(\Omega_0) \left( \frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-d_1}, \quad \Omega \leq \Omega_0, \quad (5.17)$$

$$S(\Omega) = S(\Omega_0) \left( \frac{\Omega}{\Omega_0} \right)^{-d_2}, \quad \Omega \geq \Omega_0,$$

onde  $\Omega$  é a frequência espacial (ciclos/m) e  $S(\Omega_0)$  é o coeficiente de rugosidade. Os valores dos parâmetros da equação (5.17) são apresentados na tabela (5.1) (classificados por tipo de via) [D5]. Na Figura 5.3 são mostradas as curvas de densidade espectral de potência das vias típicas do Modelo de Dodds.





TABELA 5.1 - CLASSIFICAÇÃO DAS VIAS BASEADAS NA DENSIDADE ESPECTRAL APRESENTADA POR DODDS [D5].

| Classe de via     | Qualidade  | $S(\Omega_o)$ *<br>Faixa | $d_1$ |               | $d_2$ |               |
|-------------------|------------|--------------------------|-------|---------------|-------|---------------|
|                   |            |                          | Média | Desvio padrão | Média | Desvio padrão |
| Rodovias          | Muito Boa  | 2-8                      | 1,945 | 0,464         | 1,360 | 0,221         |
|                   | Boa        | 8-32                     |       |               |       |               |
| Avenidas          | Muito Boa  | 2-8                      | 2,05  | 0,487         | 1,440 | 0,226         |
|                   | Boa        | 8-32                     |       |               |       |               |
|                   | Média      | 32-128                   |       |               |       |               |
|                   | Ruim       | 128-512                  |       |               |       |               |
| Estradas Vicinais | Média      | 32-128                   | 2,28  | 0,534         | 1,428 | 0,263         |
|                   | Ruim       | 128-512                  |       |               |       |               |
|                   | Muito Ruim | 512-2048                 |       |               |       |               |

\*  $S(\Omega)$  medido em unidades de  $10^{-6} \text{ m}^2/\text{ciclo}/\text{m}$

Sayers [S1] apresenta um modelo cuja densidade espectral da via é dada por:

$$S(\Omega) = S(\Omega_o) \times \Omega^{-2} \quad (5.18)$$

Crola [C4, M8] apresenta um modelo no qual a densidade espectral de potência é dada por:

$$S(\Omega) = S(\Omega_o) \times \Omega^{-d} \quad (5.19)$$

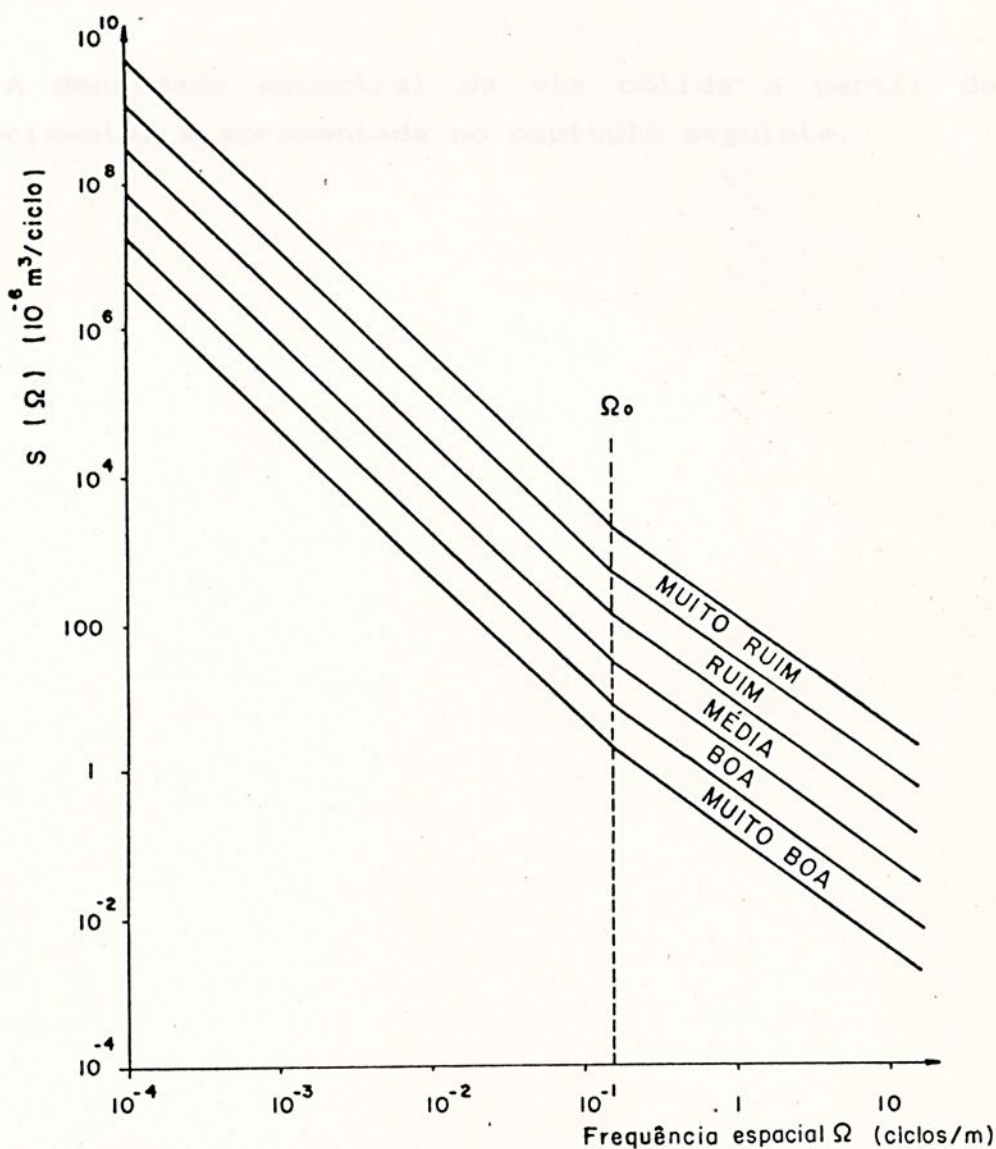


Figura 5.3. Curvas de densidade espectral de potência de vias do modelo proposto por Dodds.



A bibliografia apresenta vários modelos de vias, mas nem sempre identifica todos os parâmetros necessários, e também apresenta modelos mais complexos [D1, D2, D5, M8], os quais não são objetos deste estudo.

A densidade espectral da via obtida a partir de um ensaio experimental é apresentada no capítulo seguinte.



## CAPÍTULO 6

### ENSAIO EXPERIMENTAL

#### 6.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são analisados os resultados de um ensaio experimental de medidas de vibrações em um trator operando engatado com uma carreta agrícola de um eixo. As medidas foram obtidas para dois tipos de superfícies na região rural de Guaratinguetá.

#### 6.2. OBJETIVOS

Os objetivos dos ensaios foram:

- i) medir a intensidade das vibrações do trator engatado com a carreta e analisar as frequências características do movimento,
- ii) obter o perfil de deslocamento da via e



iii) avaliar o nível de conforto do trator com base na Norma ISO-2631.

### 6.3. VEÍCULOS DE ENSAIO

O teste foi realizado com um trator Massey Ferguson 275 operando com uma carreta agrícola de um eixo. Os dados do trator e da carreta são apresentados no Apêndice 2.

### 6.4. DESCRIÇÃO DA VIA

O ensaio foi realizado em uma via de terra e asfalto com os veículos trafegando em linha reta a uma velocidade de 10 km/h.

### 6.5. INSTRUMENTAÇÃO

O trator e a carreta foram instrumentados com acelerômetros piezo-elétricos de fundo de escala 5 "g" e 50 "g" ( $g \equiv$  aceleração da gravidade), cujos sinais foram amplificados por condicionadores de sinais. As saídas dos condicionadores foram ligadas a uma placa conversora analógica digital (modelo LYNX CAD 10/26) usada como interface com um computador compatível com o PC-XT possibilitando, assim, a gravação e análise dos sinais digitalizados. Os equipamentos foram alimentados por uma bateria de 24V-DC ligada a um conversor de tensão (24V-DC/110 V-AC). Na Figura 6.1 é apresentado um esquema da montagem da instrumentação utilizada.





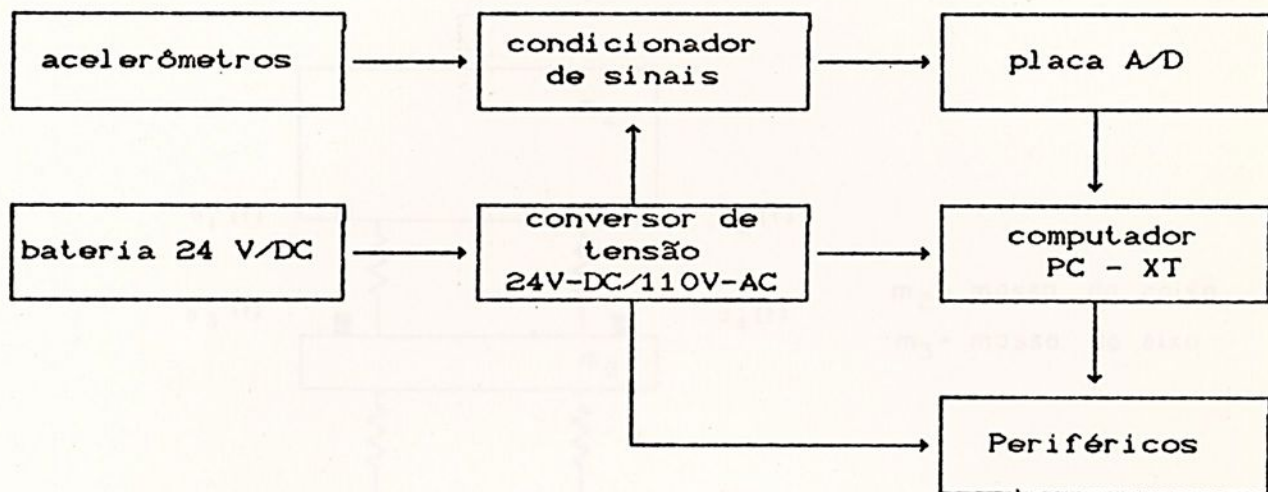


Figura 6.1. Esquema de montagem da instrumentação.

## 6.6. PROCEDIMENTO DE ENSAIO

O ensaio foi realizado para o trator trafegando engatado com uma carreta agrícola carregada com 1000 kg.

As coletas de dados foram feitas em intervalos de 1 a 2 minutos cada.

As medidas foram feitas de modo a obter as acelerações vertical, "roll" e "pitch" na carreta e as acelerações transmitidas ao tratorista através do assento do trator.

Para obtenção do movimento vertical e "roll" na carreta utilizou-se o esquema de montagem dos acelerômetros representado na Figura 6.2, onde foi montado um acelerômetro (fundo de escala 50 g) em cada extremidade do eixo da carreta (esquerda e direita) e um acelerômetro (fundo de escala 5 g) em cada extremidade da caixa da carreta alinhados com os do eixo.

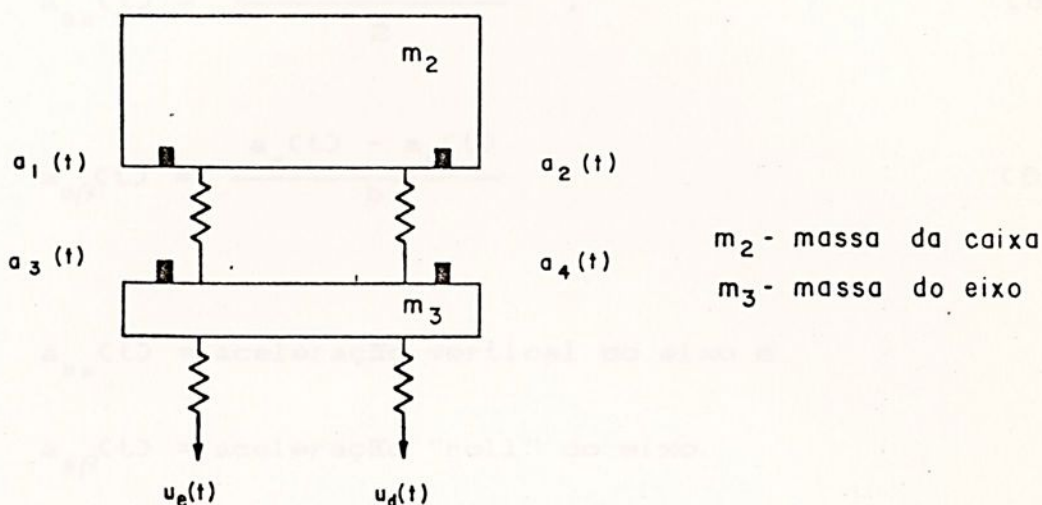


Figura 6.2. Montagem para medir acelerações vertical e "roll" na carreta.

Sendo  $a_1(t)$  e  $a_2(t)$  as componentes da aceleração vertical nas extremidades da caixa da carreta, pode-se obter as acelerações vertical e "roll" da caixa pelas expressões:

$$a_{2z} = \frac{a_1(t) + a_2(t)}{2}, \quad (6.1)$$

$$a_{2\beta} = \frac{a_2(t) - a_1(t)}{b}, \quad (6.2)$$

onde

$a_{2z}$  = aceleração vertical da caixa,

$a_{2\beta}$  = aceleração "roll" da caixa e

$b$  = distância entre os acelerômetros (0,6 m).

As acelerações vertical e "roll" do eixo também podem ser obtidas a partir de  $a_3(t)$  e  $a_4(t)$ , que são as componentes de aceleração vertical nas extremidades do eixo, pela relação

$$a_{gz}(t) = \frac{a_g(t) + a_4(t)}{2} , \quad (6.3)$$

$$a_{g\beta}(t) = \frac{a_4(t) - a_g(t)}{b} , \quad (6.4)$$

onde:

$a_{gz}(t)$  = aceleração vertical do eixo e

$a_{g\beta}(t)$  = aceleração "roll" do eixo.

Para a obtenção do movimento "pitch" foi montado mais um acelerômetro (fundo de escala 5g) no engate do trator com a carreta, sendo que o sinal neste ponto é comparado com o sinal vertical na caixa da carreta, e é obtido pela seguinte relação:

$$a_{2\theta}(t) = \frac{a_{2z}(t) - a_{\theta z}(t)}{d} , \quad (6.5)$$

onde

$a_{2z}(t)$  = aceleração vertical da caixa,

$a_{\theta z}(t)$  = aceleração vertical no engate e

$d$  = distância do eixo ao engate (3 m).

Uma terceira montagem foi feita para a obtenção da vibração transmitida ao tratorista de modo que foi instalado um acelerômetro (fundo de escala 5g) em baixo do assento do tratorista e outro sobre o eixo traseiro do trator.





## 6.7. PROCESSAMENTO DE DADOS

Os dados foram coletados e armazenados em tempo real utilizando o programa AQDADOS e a análise foi realizada com o programa SIMAS-PC (Sistema de Manipulação de Sinais) que permite efetuar análise de conforto, análise espectral, obtenção de máximos e mínimos, etc. Ambos os programas foram cedidos pela empresa LYNX Tecnologia Eletrônica Ltda.

## 6.8. ANÁLISE DOS RESULTADOS

O procedimento de análise é baseada na observação dos gráficos temporais de aceleração nos pontos estabelecidos e dos gráficos da função densidade espectral de potência da aceleração.

Uma quantidade expressiva de dados foi obtida neste ensaio; entretanto neste trabalho é apresentado um resumo para tornar a análise objetiva.

A seguir é realizada uma análise dos resultados com o objetivo de identificar a composição de sinais de aceleração na carreta. A análise normalmente se refere à condição de operação do veículo trafegando na via de terra (quando se tratar do asfalto será citado).

### 6.8.1. Acelerações Medidas na Carreta

Na Figura 6.3 tem-se as acelerações nas extremidades da caixa da carreta, onde observa-se a semelhança entre o sinal de aceleração da extremidade esquerda  $a_1(t)$  com a a extremidade direita  $a_2(t)$ .



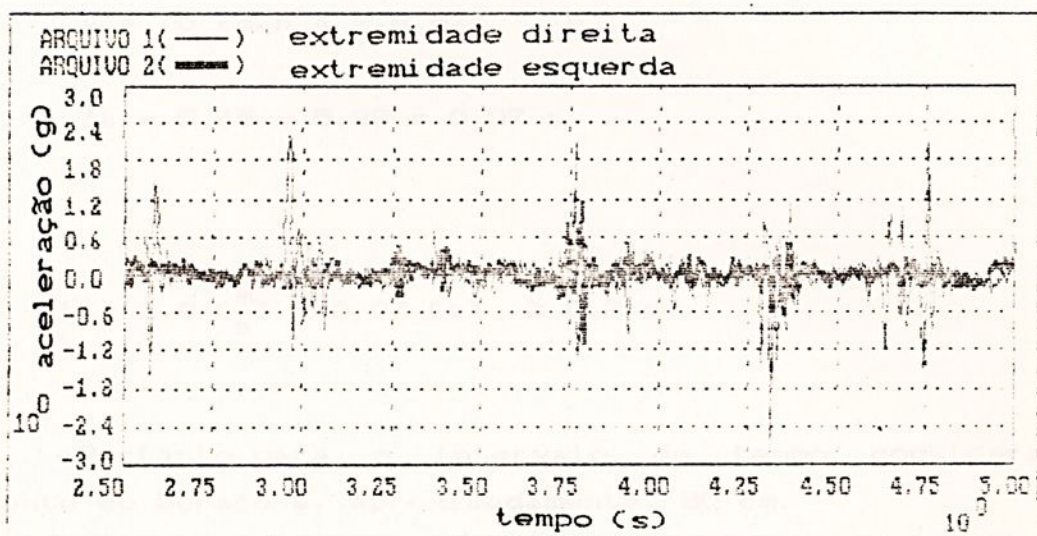


Figura 6.3. Aceleração na carreta como função do tempo.

Os picos de aceleração observados neste gráfico que são da ordem de 2 a 3 g são devidos às singularidades (buracos) que causam o movimento "roll" da caixa. Este movimento fica melhor evidenciado quando se utiliza o sinal filtrado (filtro digital passa baixa de 40 Hz) conforme mostrado na Figura 6.4, onde se verifica por exemplo que, entre os instantes 5,38 s e 5,45 s, as acelerações  $a_1(t)$  e  $a_2(t)$  têm sentidos contrários, evidenciando assim o movimento "roll".

Com intervalo de tempo citado pode-se avaliar o comprimento do buraco pela relação:

$$L = V \cdot \Delta t \quad , \quad (6.6)$$

onde:

$V$  = velocidade do trator

$\Delta t$  = intervalo de tempo



sendo:

$$V = 10 \text{ km/h} = 2,8 \text{ m/s} \quad e$$

$$\Delta t = 5,45 - 5,38 = 0,07 \text{ s}$$

tem-se

$$L = 2,8 \left( \frac{\text{m}}{\text{s}} \right) \times 0,07 \text{ (s)} \cong 0,2 \text{ m}$$

Portanto, para o intervalo de tempo considerado o comprimento do buraco é, aproximadamente, 20 cm.

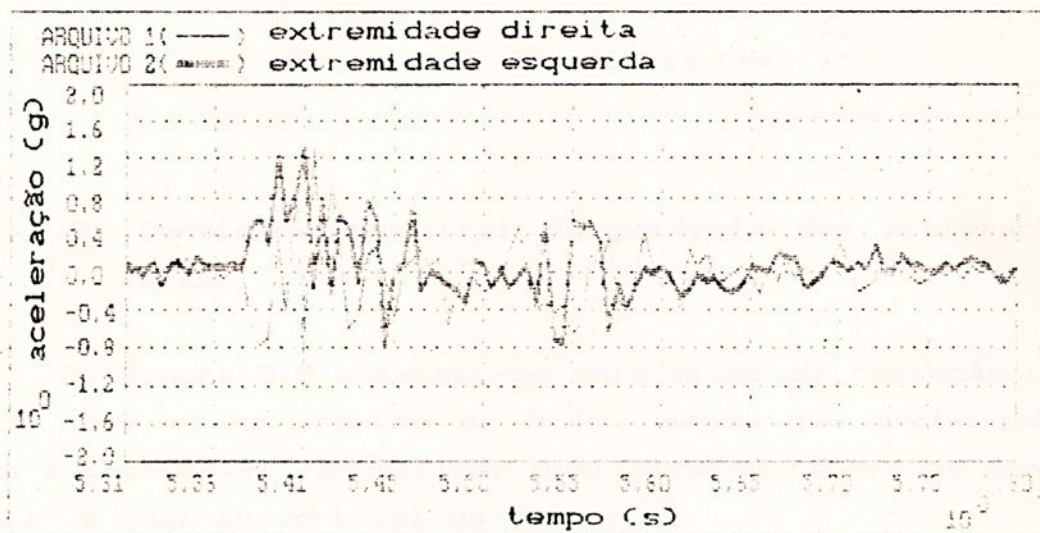


Figura 6.4. Sinal filtrado das acelerações na carreta.



Na Figura 6.5 tem-se a densidade espectral de potência das acelerações nos lados esquerdo e direito da caixa da carreta.

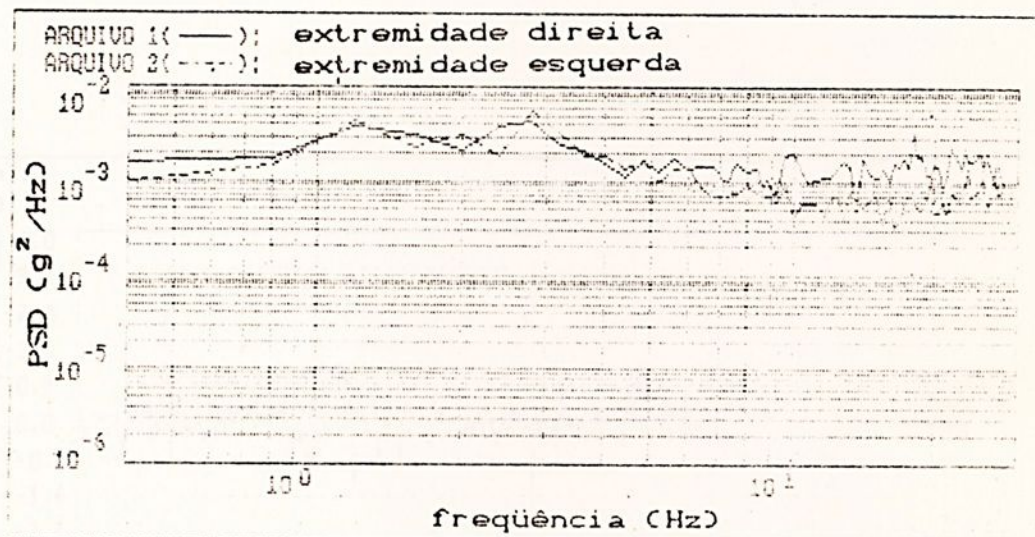


Figura 6.5. Densidade espectral de potência das acelerações na caixa.

Da Figura 6.5 observam-se dois picos de ressonância um em 1,25 Hz e outro próximo de 3 Hz, sendo que neste ponto da análise é impossível identificar qual pico se refere ao movimento de "roll" e qual ao vertical da caixa.



### 6.8.2. Movimento "Roll" da Carreta

Na Figura 6.6 tem-se a aceleração "roll" na caixa em função do tempo, obtida a partir dos sinais  $a_1(t)$  e  $a_2(t)$  segundo a equação (6.2).

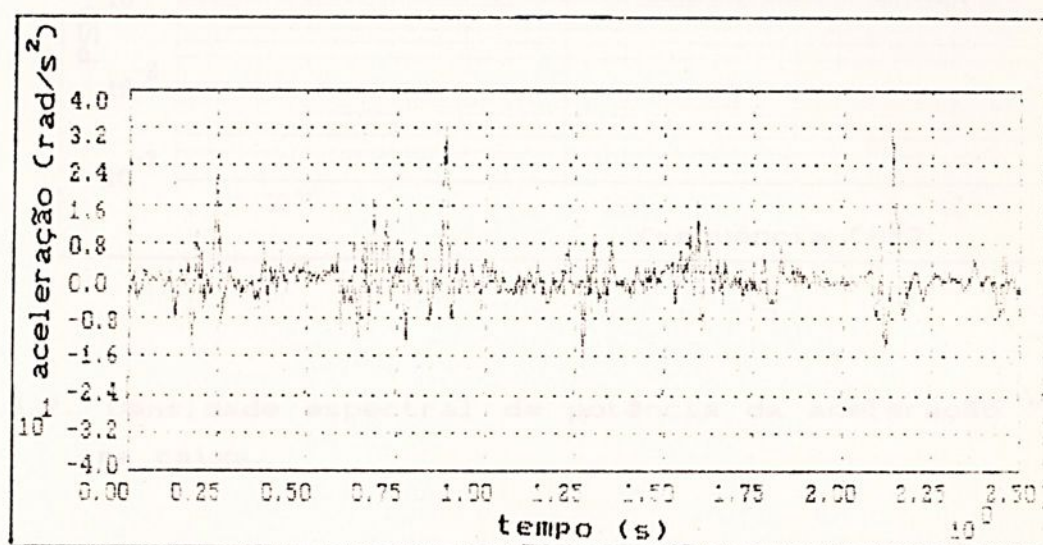


Figura 6.6. Aceleração "roll" na caixa.

A Figura 6.7 mostra o gráfico da densidade espectral de potência da aceleração "roll" na caixa, onde se verifica que a ressonância ocorre em 1,25 Hz, frequência já observada na Figura 6.5.



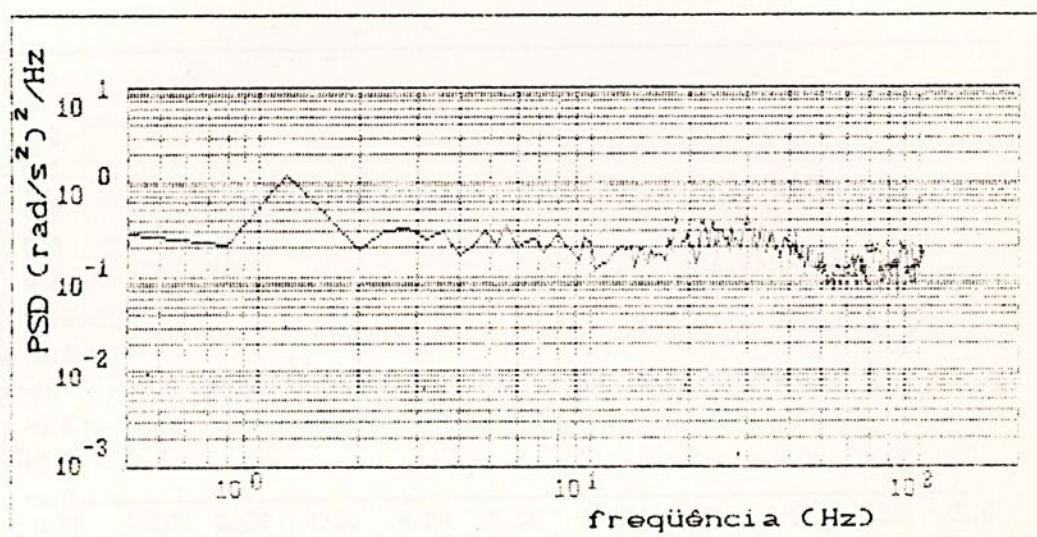


Figura 6.7. Densidade espectral de potência da aceleração "roll" na caixa.

O ângulo de "roll", representado na Figura 6.8, é obtido integrando-se duas vezes o sinal da aceleração "roll". Observa-se da curva que os valores máximos são em torno de 0,1 radianos ( $\approx 6^\circ$ ).



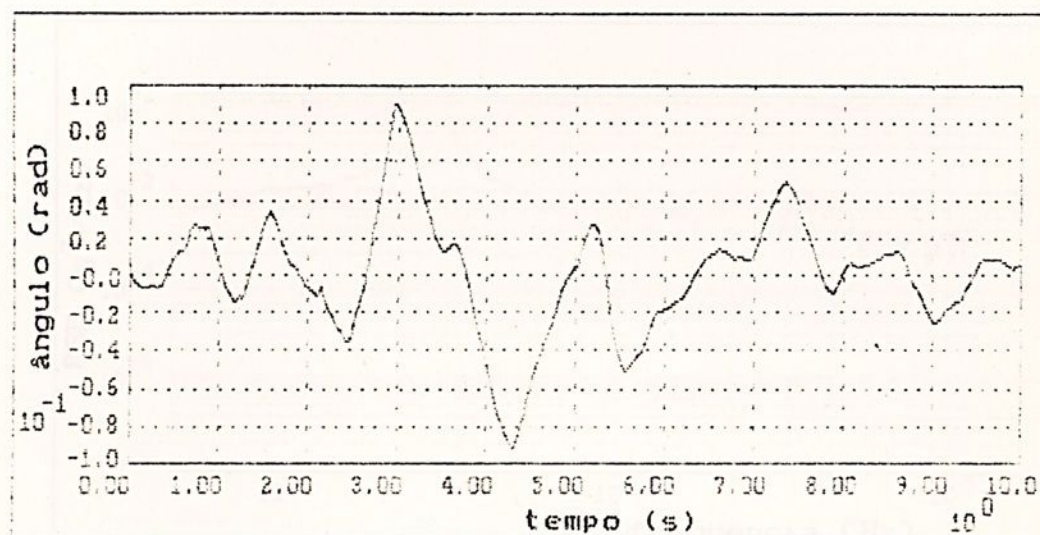


Figura 6.8. Ângulo de "roll".

### 6.8.3. Movimento Vertical da Carreta

Na Figura 6.9 tem-se a densidade espectral de potência da aceleração vertical na carreta obtida pela média dos sinais de  $a_1(t)$  e  $a_2(t)$  na caixa carreta conforme discutido no item 6.6.

Do gráfico da densidade espectral de potência observa-se que a ressonância para o movimento vertical ocorre em 2,85 Hz.

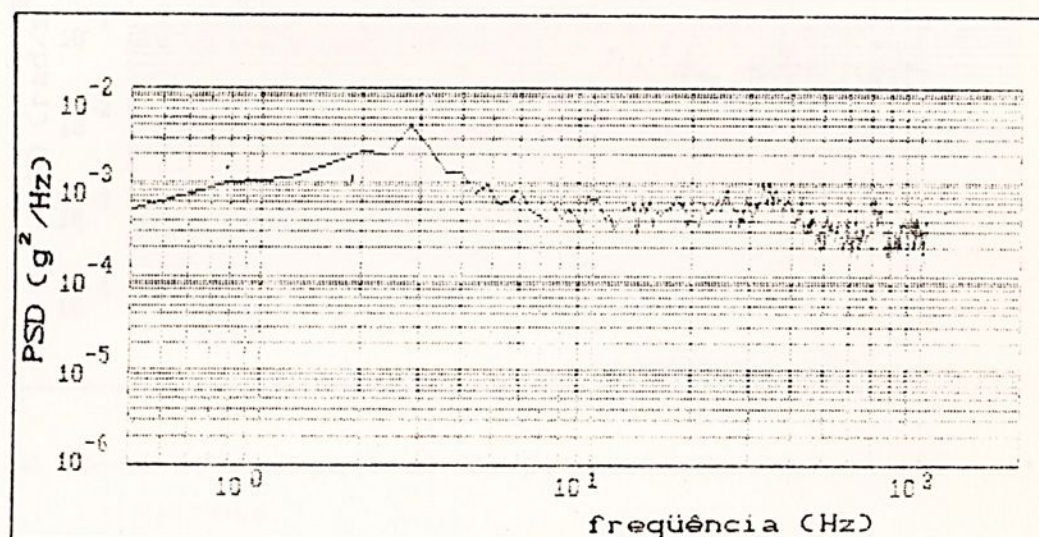


Figura 6.9. Densidade espectral de potência da aceleração vertical na carreta.

#### 6.8.4. Movimento "pitch" da Carreta

O movimento "pitch" é obtido pela comparação do movimento vertical da carreta com a aceleração vertical em cima do engate segundo a relação da equação 6.5. Na Figura 6.10 tem-se o gráfico da densidade espectral de potência da aceleração "pitch" onde se verifica duas frequências de ressonância, uma em 2 Hz e outra em 4 Hz.





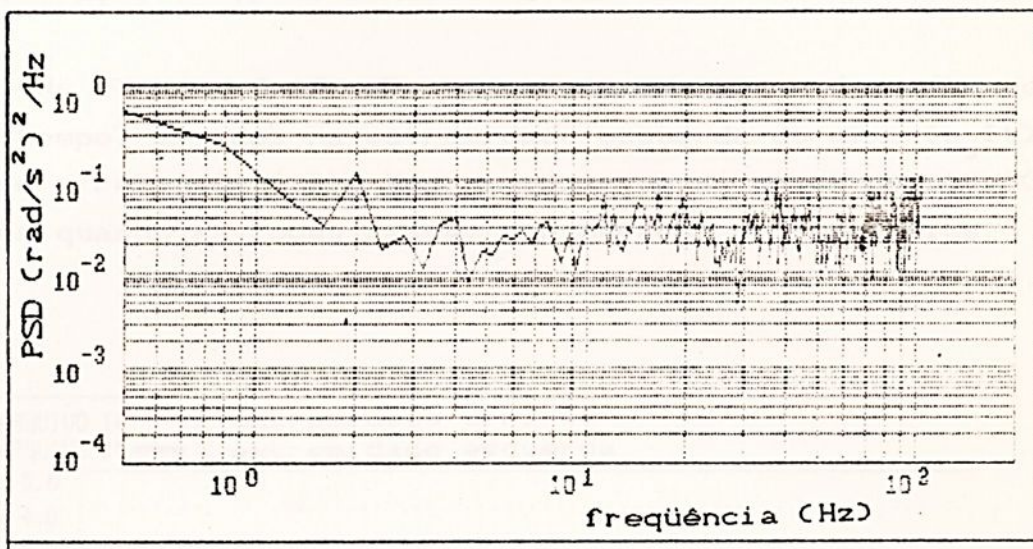


Figura 6.10. Densidade espectral de potência da aceleração "pitch" na carreta.

O ângulo de "pitch" foi obtido integrando-se duas vezes a aceleração "pitch" e é mostrado na Figura 6.11.

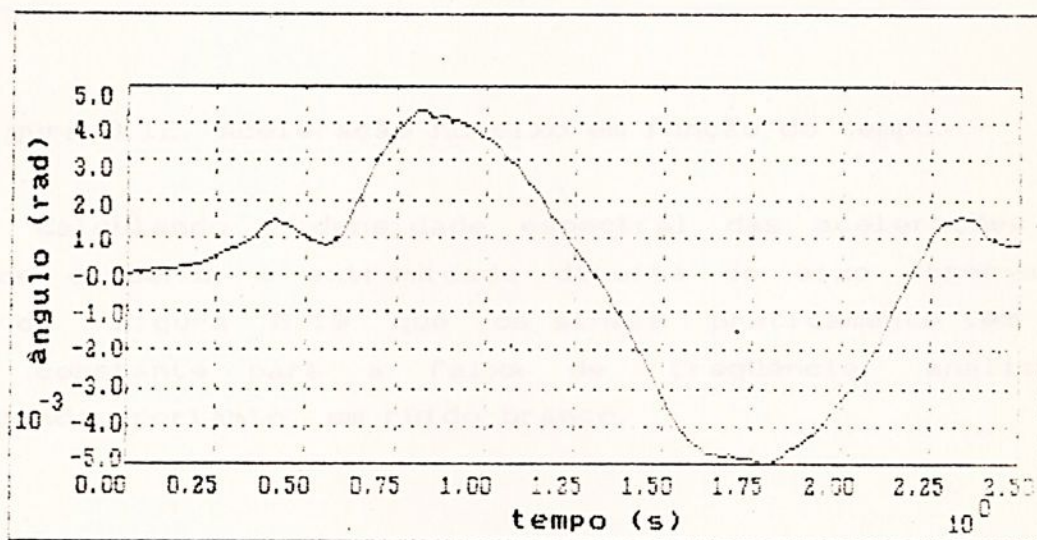


Figura 6.11. Ângulo de "pitch".



#### 6.8.5. Aceleração Vertical no Eixo da Carreta

Na Figura 6.12 são apresentadas as acelerações como função do tempo, medidas na extremidade esquerda do eixo ( $a_e(t)$ ) e extremidade direita ( $a_d(t)$ ). Nestas observam-se picos de até 30 g, que ocorrem quando as rodas passam por buracos ou obstáculos.

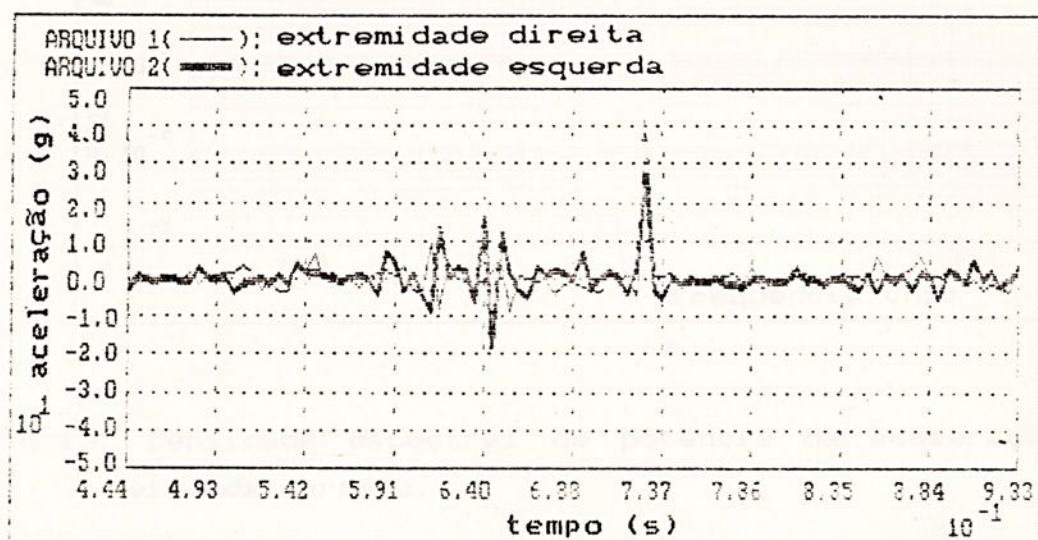


Figura 6.12. Aceleração no eixo em função do tempo.

Calculando a densidade espectral das acelerações na extremidade esquerda e extremidade direita do eixo observa-se através da Figura 6.13 que os sinais praticamente têm uma amplitude constante para a faixa de frequência analisada caracterizando, portanto, um ruído branco.

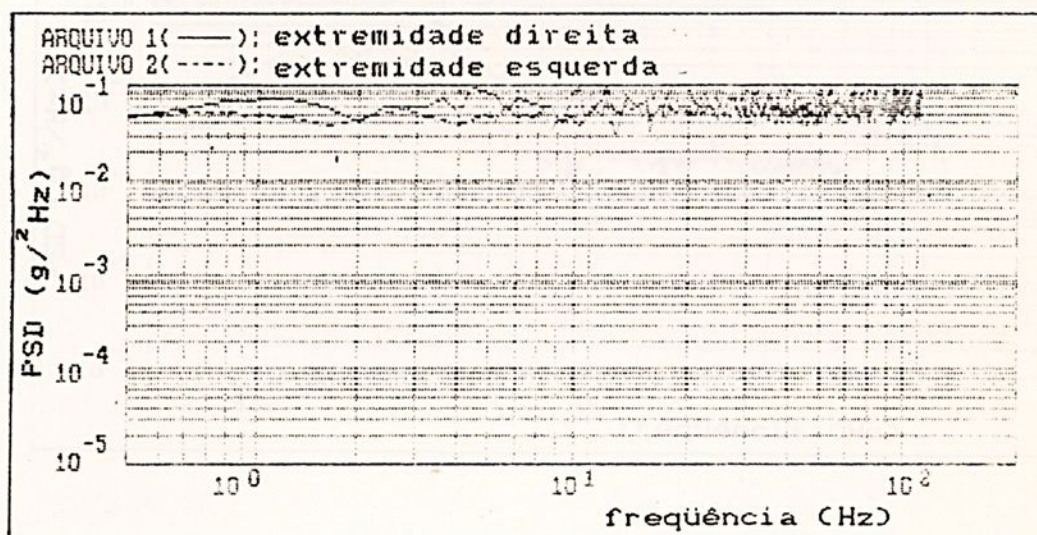


Figura 6.13. Densidade espectral de potência da acelerações no eixo da carreta.

#### 6.8.6. Comparação da Aceleração na Carreta para a Via de Asfalto e de Terra

Nas Figuras 6.14 e 6.15 são apresentadas as curvas da densidade espectral de potência das acelerações na caixa para o veículo operando no asfalto e na terra. Nestas, nota-se que, na via de asfalto, o pico de ressonância em 1,25 Hz não aparece. Isto caracteriza que nesta via o "roll" não é excitado pelo fato do contato com o solo ser mais homogêneo (menos buracos).





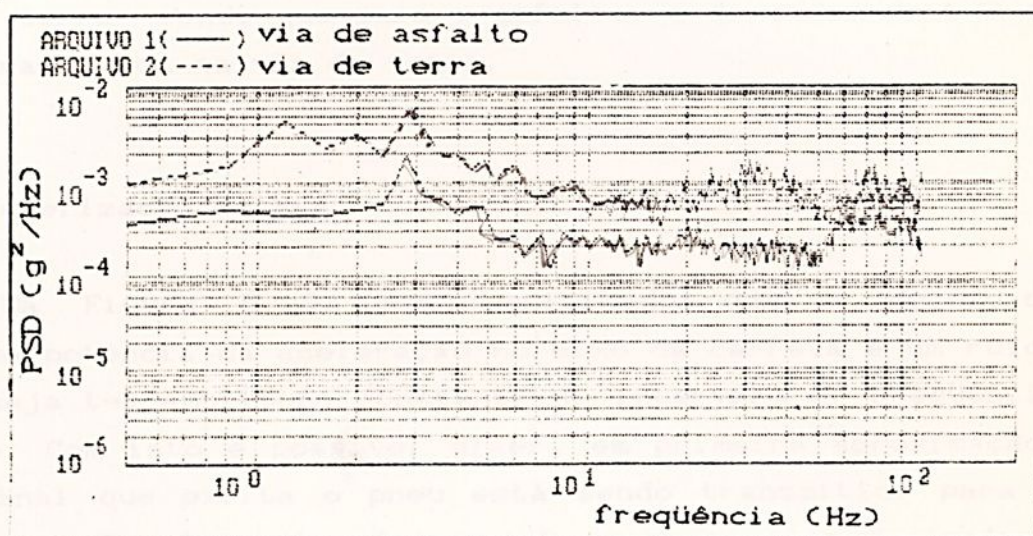


Figura 6.14. Densidade espectral de potência da aceleração  $a_1(t)$  da caixa (extremidade esquerda).

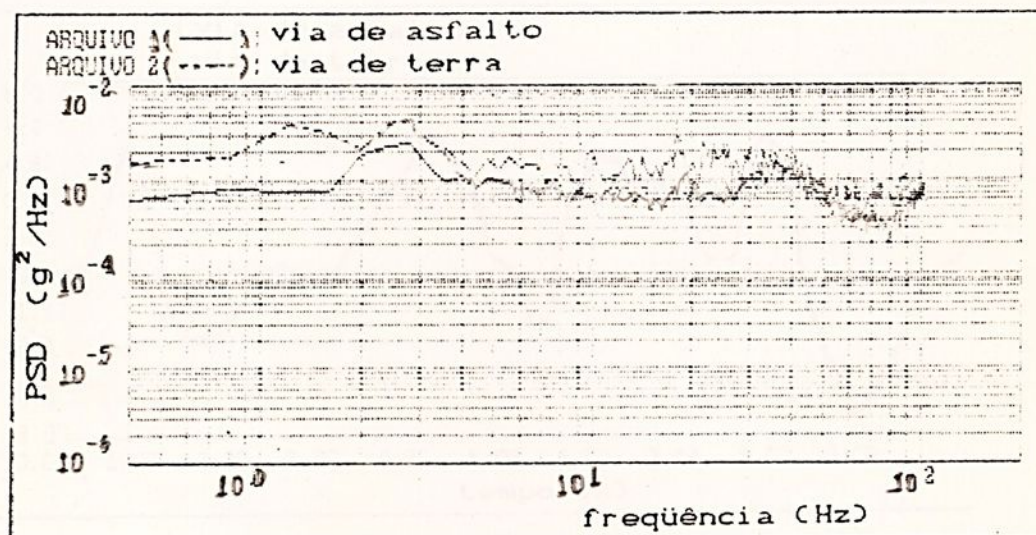


Figura 6.15. Densidade espectral de potência da aceleração  $a_2(t)$  da caixa (extremidade direita).

Nestes gráficos ainda se verifica o movimento na frequência de 2,85 Hz, mas com amplitudes diferentes para o asfalto e a terra sendo que para o asfalto, é da ordem de 1/3 da amplitude quadrática na via de terra.

#### 6.8.7. Caracterização da Via

Da Figura 6.13, foi verificado que a densidade espectral de potência da aceleração no eixo da carreta é um ruído branco ou seja tem amplitude constante no intervalo de frequência considerado. Com isto é possível dizer, em primeira aproximação, que todo sinal que excita o pneu está sendo transmitido para o eixo sem atenuação. Portanto, integrando-se duas vezes o sinal da aceleração no eixo é possível obter uma aproximação do perfil de deslocamento da via. Na Figura 6.16 é apresentado o perfil de deslocamento da via de terra e na Figura 6.17 é apresentado o perfil de deslocamento da via de asfalto.

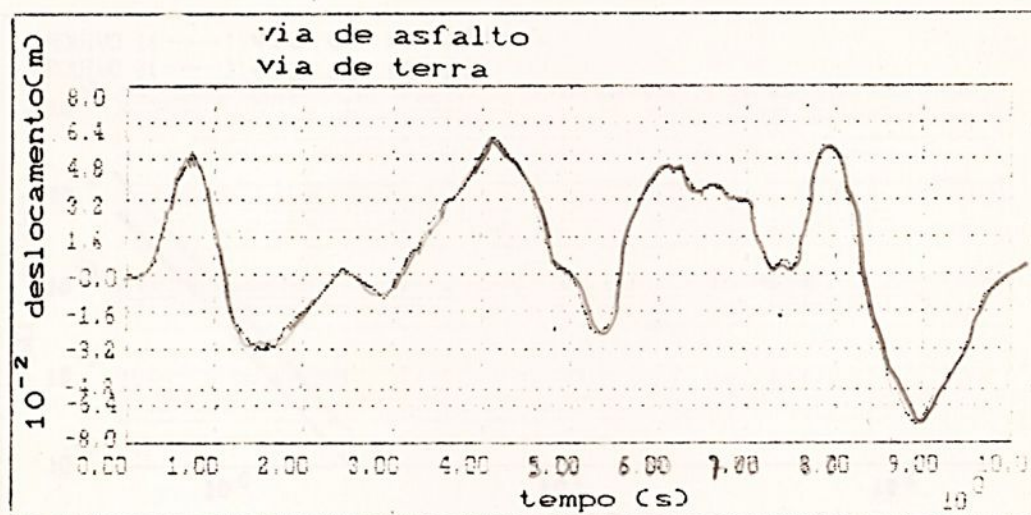


Figura 6.16. Perfil de deslocamento da via de terra.





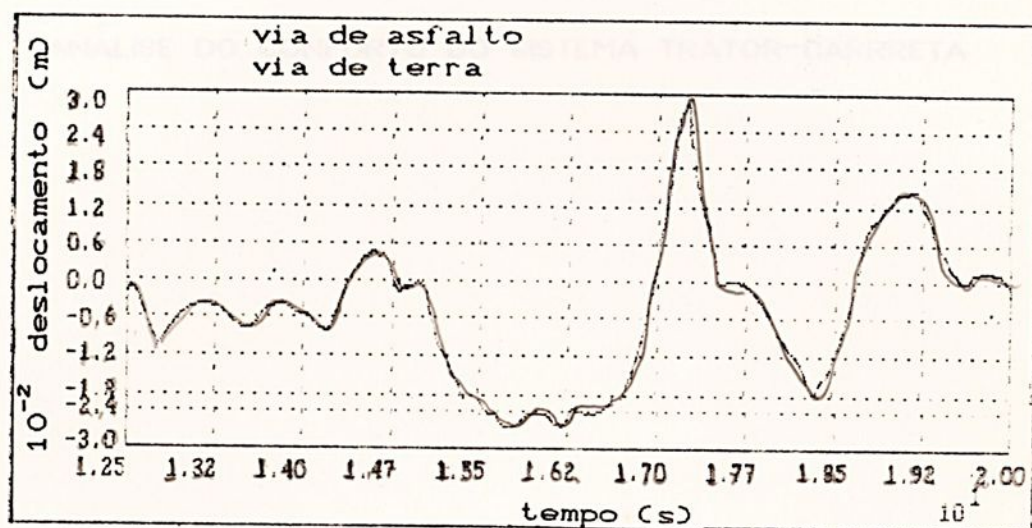


Figura 6.17. Perfil de deslocamento da via de asfalto.

Na Figura 6.18 tem-se a densidade espectral do deslocamento da via de terra e da via de asfalto.

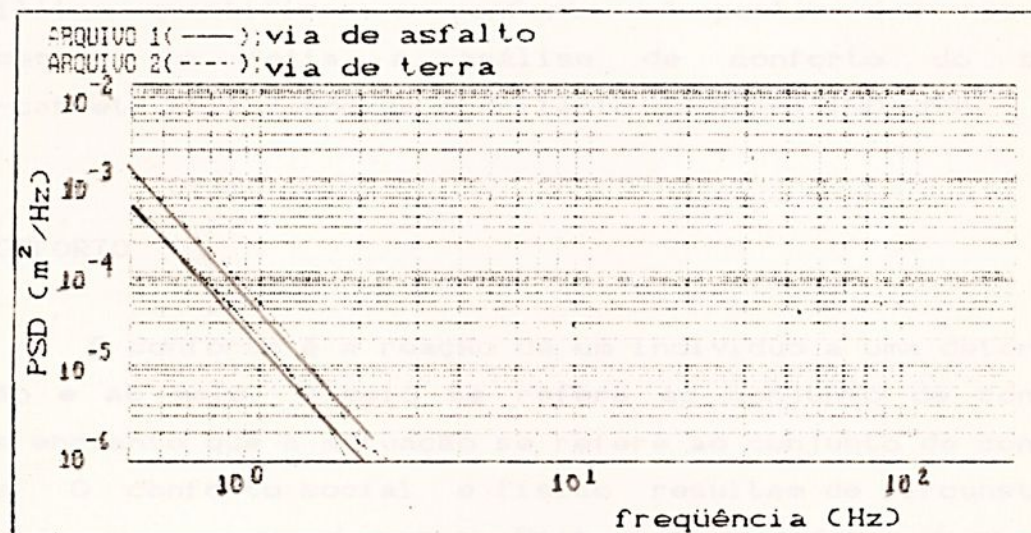


Figura 6.18. Densidade espectral de potência do deslocamento da via (asfalto e terra).

## CAPÍTULO 7

### ANÁLISE DO CONFORTO DO SISTEMA TRATOR-CARRRETA

#### 7.1. INTRODUÇÃO

Neste capítulo são apresentados os conceitos relativos ao conforto em um veículo, bem como alguns dos critérios que possibilitam quantificar o conforto. A partir dos resultados experimentais é feita a análise de conforto do sistema trator-carreta utilizando-se o critério da Norma ISO-2631.

#### 7.2. CONFORTO

O conforto é a reação de um indivíduo a uma determinada situação e ao meio. O meio se refere ao conjunto de condições físicas enquanto que a situação se refere ao conjunto de condições sociais. O conforto social e físico resultam de circunstâncias que alguém procura em si mesmo. Portanto, o conforto é um estado de subjetivo bem estar cujas reações são influenciadas por: (i) fatores físicos, (ii) fatores sociais e situacionais e (iii)





características das pessoas (diferenças individuais).

No caso particular de veículos, os fatores físicos são extremamente importantes na teoria de conforto.

As características físicas que influenciam no conforto de veículos podem ser agrupadas em fatores dinâmicos, fatores ambientais e fatores de espaço. As variáveis de cada grupo são listadas na Tabela 7.1 [ R1 ].

TABELA 7.1. FATORES FÍSICOS QUE AFETAM O CONFORTO EM VEÍCULOS.

| Fatores de Influência no Conforto |                 |                     |
|-----------------------------------|-----------------|---------------------|
| dinâmicos                         | ambientais      | espaciais           |
| aceleração vertical               | pressão         | espaço              |
| aceleração transversal            | temperatura     | dimensão do assento |
| aceleração longitudinal           | umidade         | ajuste do assento   |
| aceleração "roll"                 | ventilação      | forma do assento    |
| aceleração "pitch"                | fumaça          | rigidez do assento  |
| aceleração "yaw"                  | odores          |                     |
| choques e solavancos              | qualidade de ar |                     |
| subidas e descidas                | ruído           |                     |
| variação de velocidade            |                 |                     |

Portanto, observa-se que o conforto em veículos é um atributo multidimensional que resulta dos fatores listados na Tabela 7.1. Se algumas das variáveis acima estiverem fora de um nível especificado, o passageiro ou operador poderá se sentir desconfortável.

Concluindo, é importante frisar que o estudo de



conforto é multidisciplinar ou seja, envolve várias áreas de estudo (além da engenharia).

### 7.3. CRITÉRIOS DE CONFORTO

São vários os critérios de conforto para veículos trafegando. Neste trabalho são citados alguns dos mais utilizados.

#### 7.3.1. Critério de Dieckmann

Este critério foi obtido através de ensaios em veículos trafegando em vias reais e simuladas. Nestes ensaios foram também considerados os efeitos fisiológicos para avaliar a fadiga nos indivíduos [ M1 ].

Com a análise dos resultados dos ensaios foi estabelecido um índice "K" de conforto para três faixas de frequências que são:

(1) Faixa de 1 a 5 Hz:

$$K = x \cdot f^2 ;$$

(2) Faixa de 5 a 40 Hz:

$$K = 5x \cdot f ;$$

(3) Faixa de 40 a 200 Hz:

$$K = 200 x .$$

onde:





$x$  = valor da amplitude do deslocamento em mm e

$f$  = frequência em Hz.

Os limites estabelecidos para  $K$ , são:

$K = 0,1$  limite de percepção;

$K = 30$  limite máximo para veículos em estradas normais e

$K = 100$  limite máximo de conforto para estrada "off-road".

### 7.3.2. Critério de Jacklin

Neste critério são definidos dois limites para um parâmetro  $K$  (perturbação e desconforto) para cada direção de incidência da aceleração [ B1 ]. Os limites de  $K$  são obtidos pelas relações:

(1) Na direção vertical  $K_v = a \cdot e^{0,13f}$ , sendo os valores limites  $K_v = 2,59$  para perturbação e  $K_v = 3,05$  para desconforto.

(2) Na direção longitudinal  $K_l = a \cdot e^{0,087f}$ , sendo os valores limites  $K_l = 1,22$  para perturbação e  $K_l = 1,68$  para desconforto.

(3) Na direção transversal  $K_t = a$ , sendo os valores limites,  $K_t = 0,83$  para perturbação e  $K_t = 0,99$  para desconforto,

onde:

$a$  = amplitude da aceleração em  $m/s^2$  e

$f$  = frequência em Hz.



### 7.3.3. Norma ISO - 2631

Atualmente a norma ISO - 2631 é o critério mais usado para definir a tolerância do ser humano à vibração do corpo humano como um todo [ W1, D4 ]. Esta norma é recomendada para a avaliação de conforto tanto em veículos bem como na indústria, e distingue três critérios que permitem avaliar a nível de vibração na faixa de frequência de 1 a 80 Hz, que são:

#### i) Preservação da Eficiência Operacional ("Fatigue Decreased Proficiency Boundary")

Este critério é utilizado para delimitar os valores de exposição para pessoas que realizam uma tarefa quando submetidos a vibração (motoristas, tratoristas) cuja habilidade operacional pode ser prejudicada pela fadiga proveniente do efeito vibratório.

#### ii) Preservação da Saúde ("Exposure Limit")

Este critério é utilizado para estimar o nível máximo de exposição do corpo humano à vibração. Se este limite for excedido a saúde da pessoa pode ser prejudicada.

#### iii) Preservação do Conforto ("Reduced Comfort Boundary")

Este critério é utilizado para avaliar o conforto de pessoas em veículos de transporte. Excedendo os limites de exposição torna-se difícil aos passageiros executar tarefas básicas como ler, escrever e comer a bordo de veículos.

Devido ao corpo humano responder diferentemente às vibrações segundo os eixos coordenados representado na Figura 7.1, a norma estabelece limites diferentes para a aceleração segundo estes eixos [ I1 ].





As Figuras 7.2 e 7.3 mostram as curvas denominadas ISO-sensitivas, para o critério de "Preservação da Eficiência Operacional" segundo a direção longitudinal (z) e direções transversais (x e y) respectivamente. Estas curvas são definidas em termos de valor "rms" da aceleração em função da frequência para vários tempos de exposição.

Para obter os limites de exposição para o critério de "Preservação da Saúde" toma-se os valores de aceleração indicados nas curvas ISO - sensitivas (Figuras 7.2 e 7.3) de acordo com a direção desejada e multiplica-se por um fator 2 (ou aumenta em 6 dB). De maneira análoga para obter os limites do critério de "Preservação de Conforto" toma-se os valores indicados nas curvas de acordo com a direção desejada e divide-se por um fator 3,15 (ou diminui em 6 dB).

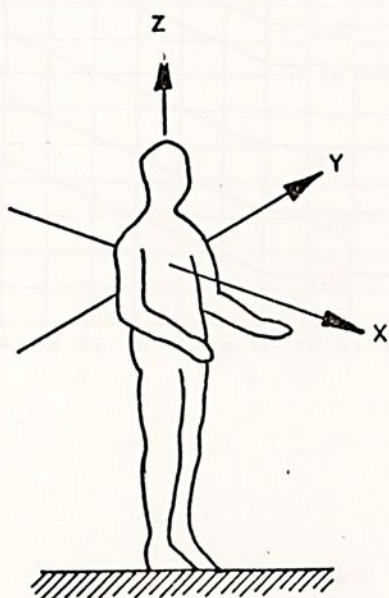


Figura 7.1. Eixos de referência do corpo humano [ I1 ].

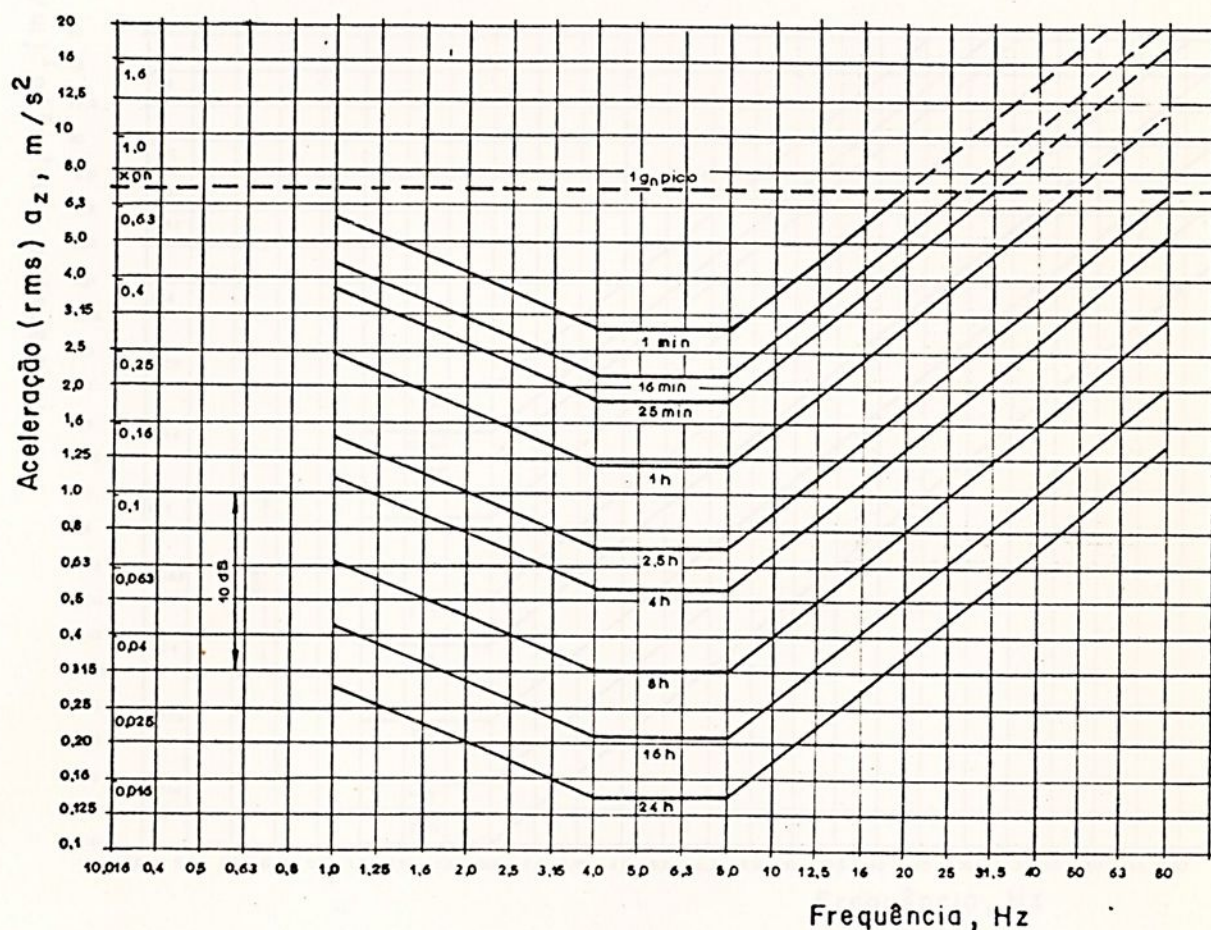


Figura 7.2. Curvas ISO - Sensitivas das acelerações limites longitudinais ( $a_z$ ).



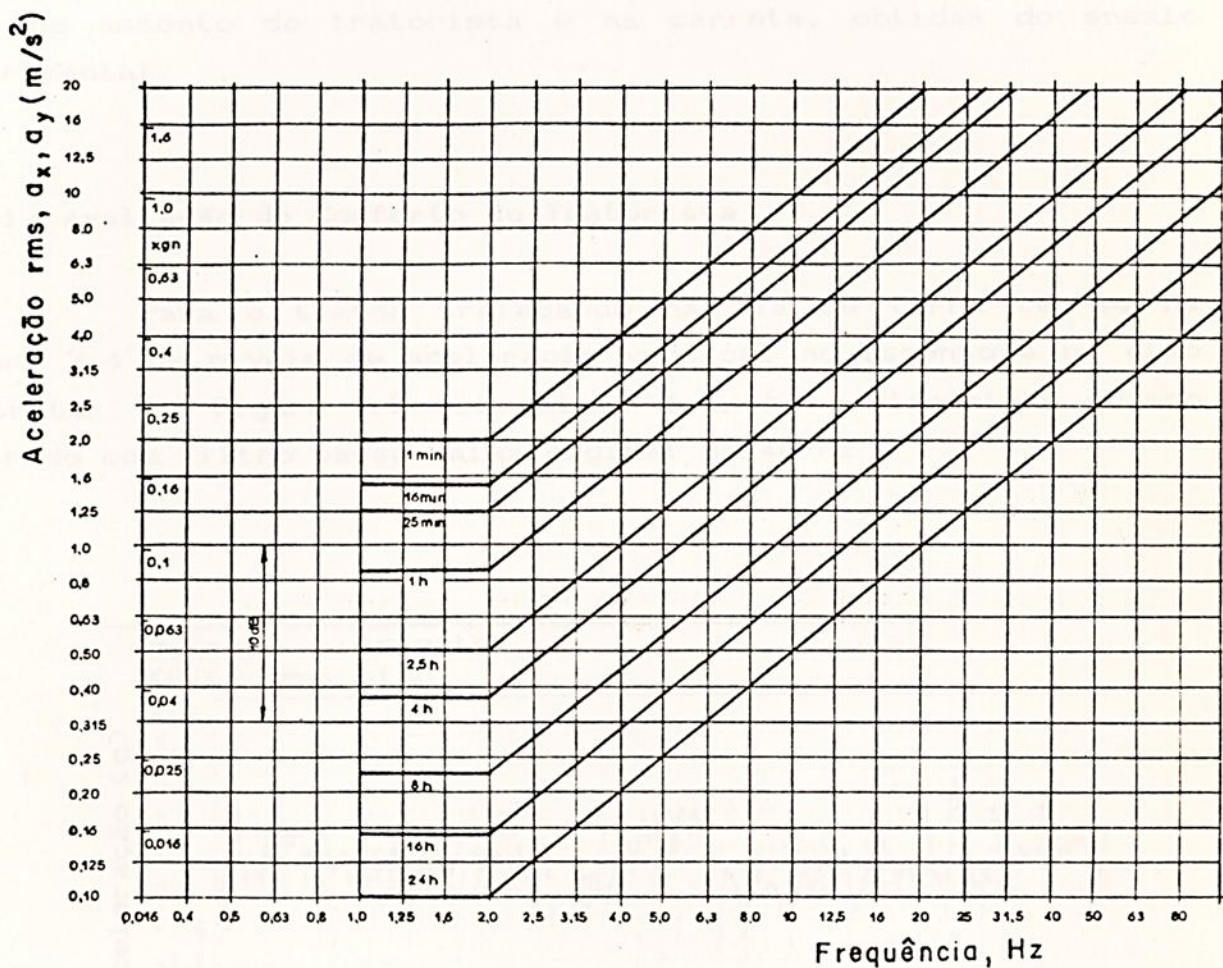


Figura 7.3. Curvas ISO - Sensitivas das acelerações limites transversais ( $a_x$  e  $a_y$ ).

#### 7.4. CONFORTO DO SISTEMA TRATOR-CARRETA

Neste item é feita um análise de conforto do sistema trator-carreta através das curvas ISO - sensitivas da norma ISO - 2631. A análise é realizada com as medidas de aceleração ( $a_z$ ) no assento do tratorista e na carreta, obtidas do ensaio experimental.

##### 7.4.1. Avaliação do Conforto do Tratorista

Para o trator trafegando na via de terra tem-se na Figura 7.4 os níveis de aceleração vertical no assento e no eixo do trator. Na Figura 7.5 este sinal é melhor evidenciado quando filtrado com filtro passa baixa digital de 40 Hz.

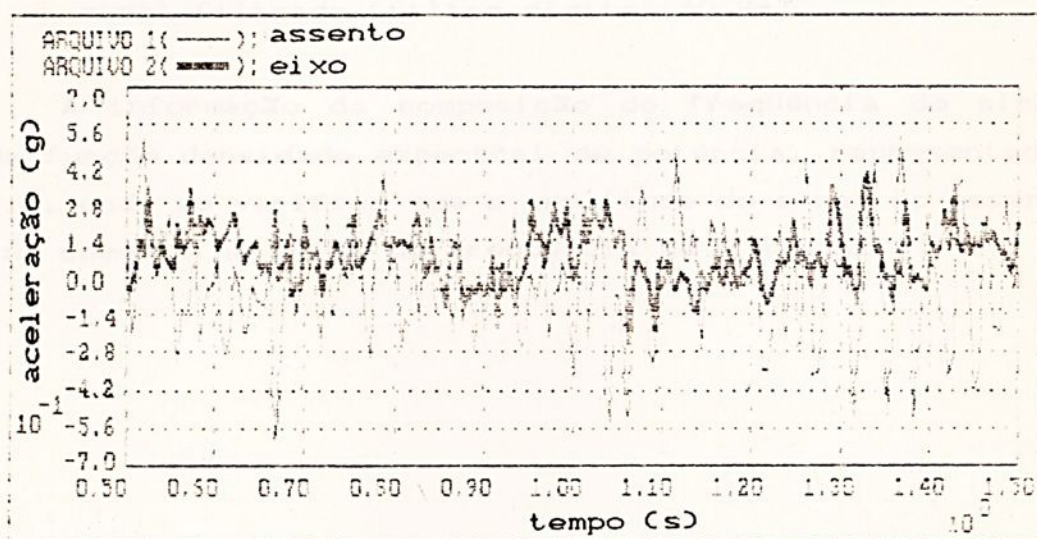


Figura 7.4. Aceleração vertical do assento e do eixo do trator, em função do tempo.





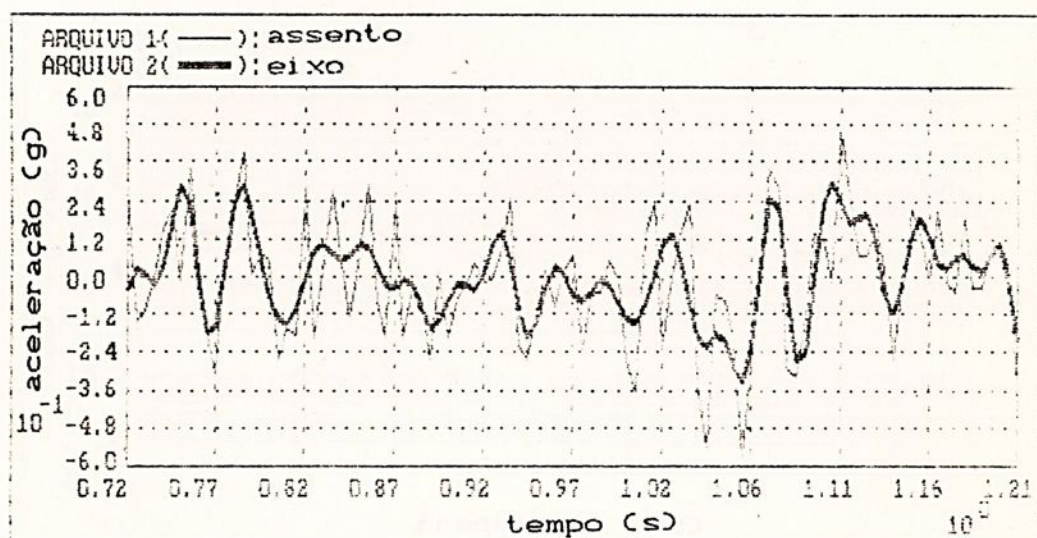


Figura 7.5. Aceleração vertical do assento e do eixo do trator com sinal filtrado (filtro digital 40 Hz).

A informação da composição de frequência do sinal é obtida da função densidade espectral de potência, representada na Figura 7.6, onde se verifica que a amplitude do sinal no assento é mais baixa somente na faixa de frequência de 4 a 8 Hz.

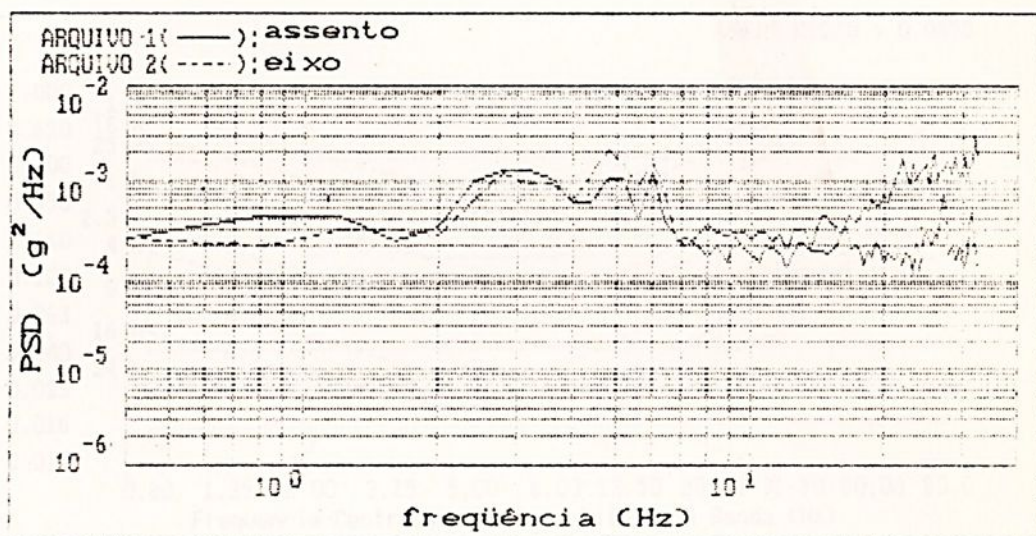


Figura 7.6. Função densidade espectral de potência da aceleração vertical do assento e do eixo do trator.

Quando é aplicado o critério de "preservação da eficiência operacional" da Norma ISO - 2631 observa-se das Figuras 7.7 e 7.8 que o assento atenua (filtra) os níveis de aceleração nas frequências críticas do corpo humano (3,15 a 8,00 Hz) [ M1, I1 ]. Fora dessa faixa de frequência verifica-se que o valor médio da aceleração no assento é maior do que no eixo do trator. Da análise da figura 7.7 observa-se que o tempo necessário para que as atividades do tratorista não sejam prejudicadas pela fadiga é limitado em 7 horas.



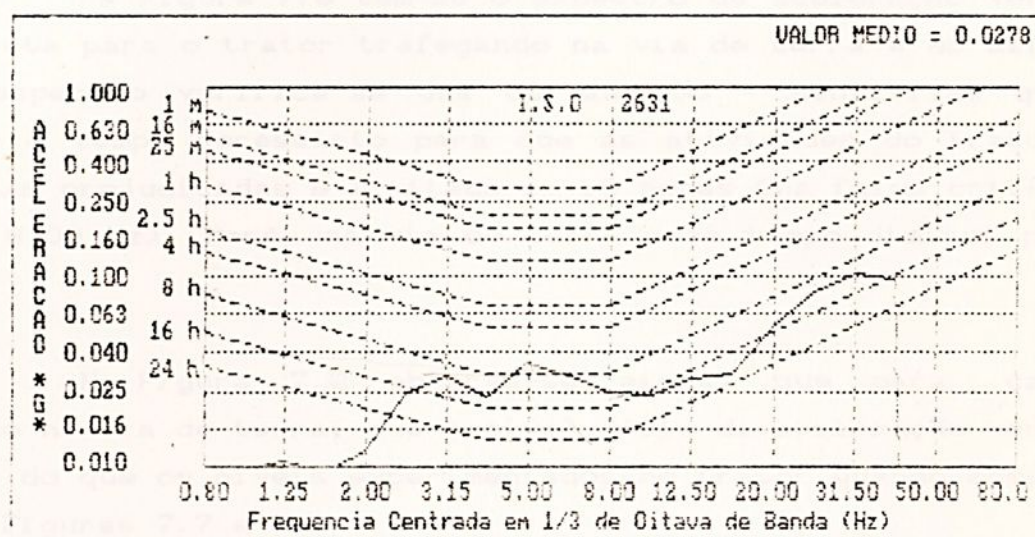


Figura 7.7. Espectro de aceleração vertical do assento.

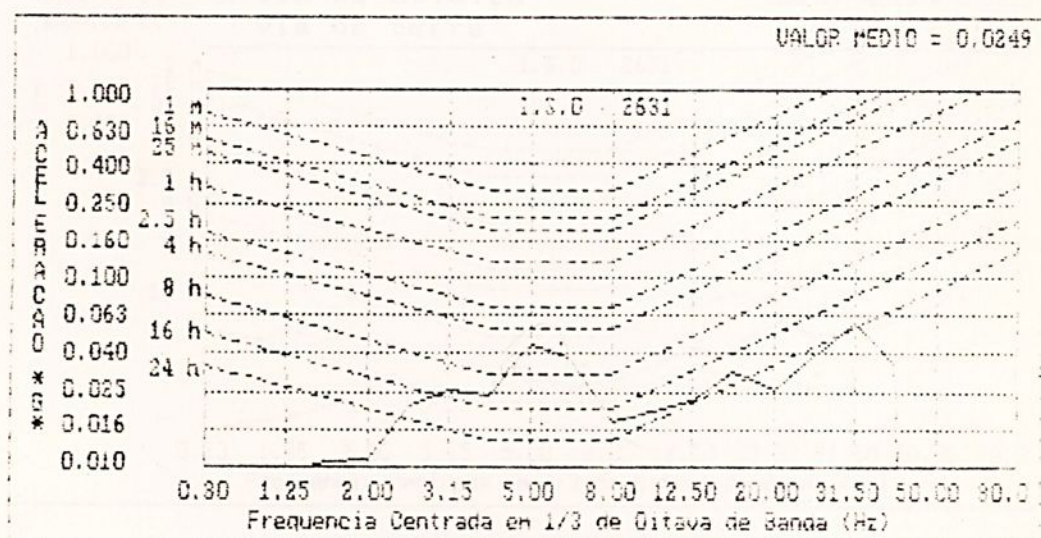


Figura 7.8. Espectro de aceleração vertical do eixo.

#### 7.4.2. Avaliação do Conforto na Carreta

Na Figura 7.9 tem-se o espectro de aceleração vertical na carreta para o trator trafegando na via de terra e no asfalto. Deste espectro verifica-se das curvas ISO - sensíveis que no asfalto o tempo necessário para que as atividades do tratorista não sejam prejudicadas é limitada em 16 horas (na faixa crítica de 3,15 a 8,00 Hz). Porém na via de terra esse tempo diminui para 6 horas.

Na Figura 7.9 observa-se, ainda, que para carreta operando na via de terra, que o nível médio da aceleração vertical é maior do que os níveis experimentados no trator quando comparado com as Figuras 7.7 e 7.8.

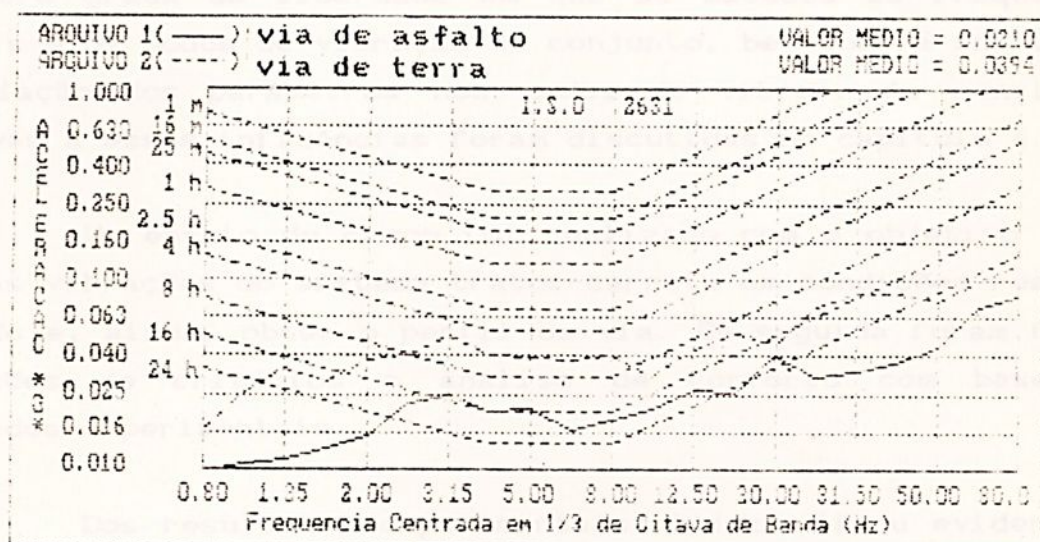


Figura 7.9 Espectro de aceleração vertical da carreta.





## CAPÍTULO 8

### COMENTÁRIOS E CONCLUSÕES

A análise das vibrações em um trator engatado com uma carreta agrícola foi realizada neste trabalho através de um modelo de quatro graus de liberdade em que se estudou as frequências naturais e os modos de vibração do conjunto, bem como a influência da variação dos parâmetros nos modos de vibrar. As conclusões relativas a essas influências foram discutidas no capítulo 4.

Um ensaio de campo foi realizado com o objetivo de se medir as vibrações do sistema trator-carreta em condições reais de operação e, ainda, obter o perfil da via. Em seguida foram feitas discussões de critérios e análise de conforto com base nos resultados experimentais.

Dos resultados experimentais obtidos ficou evidenciado que:

- na caixa da carreta os níveis de aceleração foram da ordem de 2 a 3 g);



- o ângulo de "roll" da carreta foi bem acentuado (da ordem de  $6^{\circ}$ );
- no eixo da carreta observou-se picos de aceleração da ordem de 30 g;
- com relação à pista, observou-se na via de terra maiores amplitudes do perfil de elevação a baixas frequências, se comparada à via de asfalto;
- com relação ao conforto verificou-se o efeito de atenuação das amplitudes de aceleração nas frequências que mais afetam o corpo humano (3,15 a 8,00Hz).

Do exposto verifica-se a importância do desenvolvimento de técnicas que permitam um isolamento vibratório maior no assento do tratorista, bem como uma diminuição dos fatores dinâmicos na estrutura da carreta (como, por exemplo, fadiga, tensões, etc).

Em princípio, dada as limitações de projeto, os parâmetros que podem ser otimizados são: pneus, dimensões da carreta (posição do C.G.), juntas estruturais soldadas, estudo de molas para sintonizar certas faixas de frequência e ainda características dinâmicas do assento do tratorista.

Embora os resultados obtidos tenham sido satisfatórios, para uma abordagem inicial do problema de análise dinâmico do veículo, é interessante citar os seguintes itens para investigar o sistema com maior profundidade:

i) Inclusão do movimento "roll" na modelagem matemática e realização de simulações no domínio do tempo. Nestas simulações é necessário otimizar o grau de complexidade do modelo matemático para obter resultados precisos e consistentes com a realidade. Nos modelos, além de avaliar o conforto, deverão ser, também, estudados os fatores dinâmicos para posterior estudos de fadiga.





ii) Implementação de técnicas de filtragem e utilização de filtros analógicos, pois do ensaio realizado observou-se um mascaramento de dados para determinadas faixas de frequência; e com isto não foi possível identificar com precisão a ressonância no eixo.

iii) Levantamento mais apurado de vias com o objetivo de classificação das mesmas e obtenção de um banco de dados dos espectros de vias brasileiras.

iv) Sistematização dos ensaios de maneira a considerar a influência das variações nas condições de operação, tais como variação na velocidade de operação, variação de massas e inércias, variação na pressão dos pneus, etc.

A partir destas implementações é importante a compilação dos resultados, juntamente com o desenvolvimento de um software que permita gerar vias com várias características (médias, boas, ruins) para serem usadas, em simulações de modelos teóricos e na validação dos espectros de vias medidos.



## BIBLIOGRAFIA

- [B1] BASTOW, D., Car Suspension and Handling. Pentech Press, London, 1987
- [B2] BENDAT, J.S. & PIERSOL, A.G., Random Data: Analysis and Measurement Procedures. Wiley-Interscience, New York, 1971.
- [C1] CHUDAKOV, D.A., Fundamentos de La Teoria y El Calculo de Tratores e Automoveis. Editorial Mir, Moscu, 1977.
- [C2] CRANDALL, S.H. & MARK, W.D., Random Vibration in Mechanical Systems, Academic Press, Orlando, 1963.
- [C3] CROLLA, D.A., A Theoretical Analysis of the Ride Vibration of Agricultural Tractor and Trailer Combinations. Vehicle System Dynamics, 9, p.237-260, 1980.
- [C4] CROLLA, D.A., Off-Road Vehicle Dynamics, Vehicle System Dynamics, 10, p.153-266, 1981.
- [C5] CROLLA, D.A. & DALE, A.K., Ride Vibration Measurements Tractor and Trailer Combinations, Vehicle System Dynamics, 5, p.261-279, 1976.
- [D1] DAHLBERG, T., Ride Comfort and Road Holding of a 2-Dof Vehicle Travelling on Randomly Road. Journal of Sound and Vibration, 58(2), p.179-187, 1978.
- [D2] DAHLBERG, T., Optimized Speed - Controlled Suspension of a 2-Dof Vehicle Travelling on a Randomly Profiled Road. Journal of Sound and Vibration, 62(4), p.541-546, 1979.
- [D3] DALT, A. & GUELLER, G.F., A New Approach for The Rational Design of Vehicle Suspension. Chinese Association of Automation -CSTD-85, p.1-11, 1985.
- [D4] DALT, A. Importância dos Critérios de Avaliação do Grau de Conforto de Veículos na Projeto de Suspensão, 5a Reunião Técnica da Associação Brasileira de Normas Técnicas SCB: 6:02 SUBCOMITÊ dos Estudos Gerais, p.01-20, 1983.





- [D5] DODDS, C.J. & ROBSON, J.D. The Description of Road Surface Roughness. Journal of Sound and Vibration, 31(2), p.175-183, 1973
- [H1] HEALEY, A.J.; NATHMAN, E. & SMITH, C.C. An Analytical and Experimental Study of Automobile Dynamics with Random Roadway Inputs. Journal of Dynamic Systems Measurement and Control, December, p.284-297, 1977.
- [I1] ISO 2631, Guide for the Evaluation of Human Exposure to Whole-Body Vibration. 2nd., p.1-15, 1978.
- [M1] MATTHEWS, J.R., Ride Comfort for Tractor Operators: I. Review of Existing Information, Journal of Agricultural Engineering Research, 9(1), p.3-31, 1964.
- [M2] MATTHEWS, J.R., Ride Comfort for Tractor Operators: II. Analysis of Ride Vibrations on Pneumatic-tyred Tractors. Journal of Agricultural Engineering Research, 9(2), p.147-158, 1964.
- [M3] MATTHEWS, J.R. & TALAMO, J.C.D., Ride Comfort for Tractor Operators: III. Investigations of Tractor Dynamics by Analogue Computer Simulation. Journal of Agricultural Engineering Research, 10(2), p.93-108, 1965.
- [M4] MEIROVITCH, L., Elements of Vibration Analysis. McGraw-Hill, Singapore, 1986.
- [M5] MEIROVITCH, L., Analytical Methods in Vibrations. Mc-Milan, London, 1967.
- [M6] MOLA, S., Fundamentals of Vehicle Dynamics. General Motors Institute, 03090 - 104(3-69), USA, 1969.
- [M7] MÜLLER, P.C.; POPP, K. & SCHIEHLEN, W.O., Covariance Analysis of Nonlinear Stochastic Guideway-Vehicle Systems. Proceeding of 6th IAVSD Symposium, p. 337-350, 1979.
- [M8] MITSCHKE, M., Dynamik der Kraftfahrzeuge. Springer-Verlag Berlin, 1984.



- [N1] NATHOO, N.S. & HEALEY A.J., Coupled Vertical-Lateral Dynamics of a Pneumatic Tired Vehicle: Part I - A Mathematical Model, Journal of Dynamic System, Measurement and Control, 100, p.311-318, 1978
- [N2] NEWLAND, D.E., An Introduction to Random Vibration and Spectral Analysis, Longman, London, 1975.
- [N3] NASCIMENTO, N., Vibrações de Veículos Sujeitos à Excitações Aleatórias Defasadas no Tempo; COBEM 81 - RJ, paper n<sup>o</sup> C-11, p.111-120, 1981.
- [R1] RICHARDS, L.G., On the Psychology of Passenger, In: Human Factors in Transport Research, edited by Osborne, D.J. & Levis, J.A, Academic Press, London, p. 15-23, 1980.
- [S1] SAYERS M., Characteristic Power Spectral Densit Functions for Vertical and Roll Components of Road Roughness.
- [S2] STAYNER, R.M.; COLLINS, T.S. & LINES, J.A., Tractor Ride Vibration Simulaton as an Aid to Design. Journal of Agricultural Engineering Research, 29, p.345-355, 1984.
- [W1] WONG, J.Y., Theory of Ground Vehicles. New York, JohnWiley & Sons, p.264-291, 1978.
- [W2] WU QI-YA; SU QUING-ZA; WANG JIN-WEN; FAN YONG-FA, The Simplified Dynamic Model, Measurement an Evaluation of Ride Vibration for the Combination Unit of Agricultural Hand Tractor and Trailer, Vehicle System Dynamics, 13 (1984), p.367-385.

00174





## APÊNDICE 1

101

A Figura 1 mostra uma visão geral do programa SDS-PC.

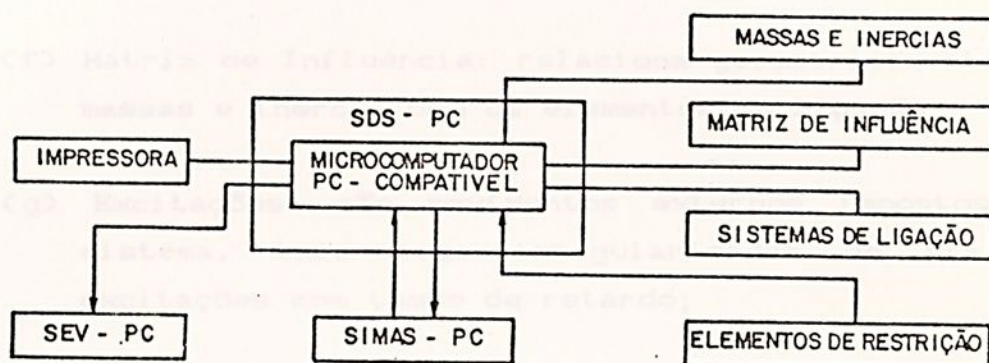


Figura 1. Elementos do SDS-PC.

Os seguintes elementos são necessários para utilizar o SDS-PC:

- (a) Microcomputador: o programa executado pelo microcomputador é responsável pela entrada, processamento e saída de dados;
- (b) Impressora: dispositivo onde são emitidos os relatórios das simulações e análises;
- (c) Massas e Inércias: são elementos que armazenam energia cinética;
- (d) Sistemas de Ligação: são elementos que interligam as massas e inércias. Podem ser elásticos (molas), dissipativos (amortecedores) ou uma combinação de ambos. A curva característica destes elementos pode ser linear ou não;





(e) Elementos de Restrição: são elementos que impõem vínculos entre as massas (articulações, pinos, rótulas);

(f) Matriz de Influência: relaciona geometricamente as massas e inércia com os elementos de ligação;

(g) Excitações: são movimentos externos impostos ao sistema, tais como irregularidades de via ou excitações com tempo de retardo;

(h) SIMAS-PC (C): programa para análise e manipulação de sinais. É utilizado para gerar excitações para o SDS-PC e para analisar as séries temporais resultantes de simulações de sistemas dinâmicos;

(i) SEV-PC (C): programa para estimação de vida em componentes.

O SDS-PC implementa as seguintes funções:

**(a) - Entrada de Dados**

O objetivo desta função é introduzir e modificar dados de um modelo matemático. Subdivide-se em:

- Parâmetros gerais do modelo matemático;
- Matriz de influência e sistemas de ligação;
- Impressão dos dados do modelo matemático.

**(b) - Autovalores e Autovetores**

Esta função permite calcular os modos de vibrar das massas e inércias do modelo matemático. Os resultados podem ser visualizados no monitor de vídeo ou listados na impressora.



### (c) - Simulação

Esta função possibilita simular o modelo matemático.

Subdivide-se em:

- Seleção do arquivo de saída (resultados da simulação);
- Seleção de atrasos entre excitações;
- Simulação propriamente dita.

## 2. Programa SIMAS-PC

O SIMAS-PC é um programa de manipulação e análise de sinais, utilizados para o estudo de sistemas dinâmicos. O programa obtém os dados a partir de ensaios realizados com a placa de interface CAD10/26 ou a partir de simulações efetuadas pelo programa de simulação SDS-PC. Os dados coletados podem ser analisados através de diversas ferramentas tais como: análise no domínio do tempo e da frequência, geração de sinais para simulação, análise de conforto, etc. Os resultados podem ser listados em impressora para efeito de relatório.

Os seguintes elementos compõem o SIMAS-PC:

- (a) Micromputador: o programa executado pelo microcomputador é responsável pela manipulação e análise dos sinais;
- (b) Impressora: dispositivos de saída onde são impressos os relatórios das análises;
- (c) CAD10/26: cartão com conversores A/D e D/A que realiza a interface entre o microcomputador e o meio externo (fonte de sinal e atuadores);





- (d) Fonte de Sinal: elemento de alimentação de sistema
- (e) Atuadores: elementos genéricos para onde se destinam os sinais emitidos pelo microcomputador;
- (f) AQDADOS(C): gerencia a aquisição de sinais provenientes da fonte de sinal e são enviados aos atuadores pela CAD10/26;
- (g) SDS-PC: programa de simulação de sistemas dinâmicos;
- (h) SEV-PC: programa de estimação de vida em componentes mecânicos.

Uma visão geral do SIMAS-PC é ilustrada na Figura 2.

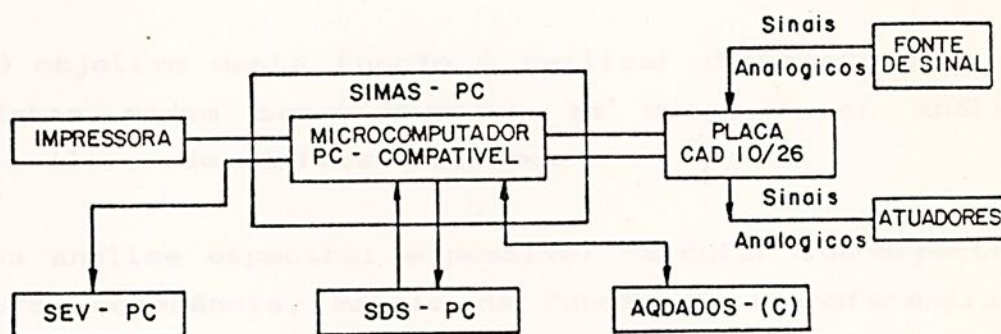


Figura 2. Componentes do SIMAS-PC.

O SIMAS-PC implementa as seguintes funções:

(a) Geração de Sinais

O objetivo desta função é gerar sinais para utilização pelo programa de simulação de sistema dinâmicos SDS-PC, ou para serem enviados ao meio externo via placa CAD10/26. Esta função abrange também as conversões de dados do formato do programa AQDADOS (C) para o padrão SIMAS-PC e vice-versa. Podem ser gerados:

- Sinais aleatórios com espectro de potência definido pelo usuário;
- Sinais regulares: ondas senoidas, triangulares ou quadradas;
- Sinais provenientes de convolução de matriz de função de transferência com uma série temporal;

(b) Análise de Sinais

O objetivo desta função é realizar diversos tipos de análises. Estas podem ser agrupadas em duas áreas: análise espectral e análises de máximos e mínimos.

Na análise espectral é possível calcular autoespectro, cross-espectro, coerência, matriz de função de transferência e inversão de matriz de função de transferência.

Na análise de máximos e mínimos são realizados cálculos da matriz de Rainflow e matriz de Markov e, ainda, obter estatísticas dos sinais de séries temporais, tais como mínimos, máximos, médias e desvio padrão (valor "rms").





### (c) Manipulação de Séries Temporais

Nesta função é possível realizar diversas operações com arquivos de séries temporais, a saber:

- Combinação aritmética de arquivos;
- Concatenação de arquivos;
- Combinação de canais de arquivos;
- Reorganização de canais de arquivo;
- Remoção de médias de arquivos;
- Seleção de blocos de arquivos.

### (d) Ensaio pelo AQDADOS (C)

Esta função permite executar o programa AQDADOS (C) a partir do SIMAS-PC, para realizar ensaios de entrada e saída de dados do microcomputador.

### (e) Display Gráfico

Nesta função é permitido visualizar resultados de sinais no domínio do tempo e da frequência. São oferecidas opções tais como:

- Zoom (janelas) em até 6 níveis de profundidade;
- Impressão de gráficos;
- Diversos tipos de escalas para sinais no domínio da frequência (linear, logarítmica);
- Gráficos de amplitude, fase, amplitude e fase, partes real e imaginária para sinais no domínio da frequência;
- Gráficos de conforto segundo Norma ISO 2631;
- Histograma de estatísticas.



(f) Acesso a funções do DOS

É permitido o acesso às seguintes funções do DOS:

- Mudar diretório;
- Listar diretório;
- Renomear arquivos;
- Deletar arquivos.

(g) Visualização e alteração de parâmetros de arquivos

É permitido ao usuário visualizar e alterar parâmetros dos arquivos de dados do SIMAS-PC.





## APÊNDICE 2

### ESPECIFICAÇÕES DOS VEÍCULOS

#### 1. TRATOR \*

Marca ..... Massey Ferguson 275

Potência Máxima ..... 73 CV a 2000 rpm

#### Pneus

- dianteiros ..... 7.50 - 16 (6 lonas)

- traseiros ..... 18.4 - 30 R1 (6 lonas)

#### Dimensões

- comprimento ..... 3414,7 mm

- largura mínima ..... 1991,4 mm

- largura máxima ..... 2601,0 mm

- altura no volante ..... 1719,0 mm

- altura no escapamento .. 2393,6 mm

- altura no toldo ..... 2497,6 mm



## Pesos

- peso em ordem de marcha

sem lastro ..... 2553,0 kg

com lastro ..... 3673,0 kg

\* Dados extraídos do manual do operador (Massey Ferguson).

## 2. CARRETA

Marca .....

Pneus ..... 9,00 x 20 (12 lonas)

## Dimensões

- comprimento total ..... 3530,0 mm

- comprimento de caçamba .... 3020,0 mm

- largura de caçamba..... 1900,0 mm

- altura da caçamba ..... 610,0 mm

- distância entre eixos ..... 1400,0 mm

## Pesos

- tara ..... 600,0 kg

- capacidade ..... 3000,0 kg





