

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA MARIA  
CENTRO DE CIÊNCIAS RURAIS  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA AGRÍCOLA**

**VIBRAÇÕES EM UM TRATOR AGRÍCOLA CABINADO:  
MAGNITUDE DAS ACELERAÇÕES NO ASSENTO E  
TRANSMISSIBILIDADE ATRAVÉS DO COXIM**

**TESE DE DOUTORADO**

**Marivan da Silva Pinho**

**Santa Maria, RS, Brasil  
2012**

**VIBRAÇÕES EM UM TRATOR AGRÍCOLA CABINADO:  
MAGNITUDE DAS ACELERAÇÕES NO ASSENTO E  
TRANSMISSIBILIDADE ATRAVÉS DO COXIM**

por

**Marivan da Silva Pinho**

Tese apresentada ao programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, Área de Concentração em Mecanização Agrícola, da Universidade Federal de Santa Maria (UFSM, RS), como requisito parcial para a obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Agrícola.**

**Orientador: Prof. Dr. José Fernando Schlosser**

**Santa Maria, RS, Brasil  
2012**

Ficha catalográfica elaborada através do Programa de Geração Automática da Biblioteca Central da UFSM, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a).

Pinho, Marivan da Silva

Vibrações em um trator agrícola cabinado: Magnitude das Acelerações no assento e transmissibilidade através do coxim / Marivan da Silva Pinho.-2012.

160 p.; 30cm

Orientador: José Fernando Schlosser

Tese (doutorado) - Universidade Federal de Santa Maria, Centro de Ciências Rurais, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola, RS, 2012

1. Engenharia Agrícola 2. Ergonomia 3. Vibrações 4. Trator I. Schlosser, José Fernando II. Título.

---

© 2012

Todos os direitos autorais reservados a Marivan da Silva Pinho. A reprodução de partes ou do todo deste trabalho só poderá ser feita com autorização por escrito do autor. Endereço: Cidade Universitária, NEMA/UFSM, Bairro Camobi, Santa Maria, RS. 97105-900. Fone: (0xx) 55 220 8175 . E – mail: marivanpinho@hotmail.com

---

**Universidade Federal de Santa Maria  
Centro de Ciências Rurais  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola**

A Comissão Examinadora, abaixo assinada,  
aprova a Tese de Doutorado

**VIBRAÇÕES EM UM TRATOR AGRÍCOLA CABINADO:  
MAGNITUDE DAS ACELERAÇÕES NO ASSENTO E  
TRANSMISSIBILIDADE ATRAVÉS DO COXIM**

elaborada por

**Marivan da Silva Pinho**

como requisito parcial para a obtenção do grau de  
**Doutor em Engenharia Agrícola**

**Comissão Examinadora**

---

**José Fernando Schlosser, Dr. (UFSM)**  
(Presidente/Orientador)

---

**Leonardo Nabaes Romano, Dr. Eng. Mec. (UFSM)**

---

**Leandro Costa de Oliveira, Dr. Eng. Mec. (UFSM)**

---

**Alexandre Russini, Dr. Eng. Agr. (UNIPAMPA)**

---

**João Eduardo Guarnetti dos Santos, Dr. Eng. Agric. (UNESP)**

Santa Maria, 19 de outubro de 2012.

Dedico ao Grandioso Jesus Cristo, razão do meu viver  
à minha querida esposa Josiane  
aos meus estimados pais Manoel e Deli  
e ao meu grande irmão João Manoel

## **AGRADECIMENTOS**

Deus, o verdadeiro, pois toda honra e glória pertence a Ele.

Ao professor José Fernando Schlosser, pela oportunidade, estímulo e amizade.

Aos professores e servidores do programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola.

Aos amigos do Núcleo de Ensaios de Máquinas Agrícolas, Ulisses Giacomini Frantz, Marcelo Silveira de Farias, André Luiz Casali, Gustavo Heller Nietiedt, Pablo Silva Ferrer, Daniel Uhry, Rodrigo Lampert Ribas, Fabricio Azevedo Rodrigues e Alexandre Russini pela colaboração.

Aos professores Leonardo Nabaes Romano, Leandro Costa de Oliveira, João Eduardo Guarnetti dos Santos, Claudio Weissheimer Roth e Rouverson Pereira da Silva pelas contribuições durante a elaboração da tese.

Ao Danilo Franchini pela amizade e auxílio no trabalho.

Ao Éder e ao João pela disponibilidade dos recursos físicos do experimento.

Aos meus pais Manoel e Deli e ao meu irmão João Manoel.

A minha esposa Josiane, pelo incentivo.

## RESUMO

Tese de Doutorado  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola  
Universidade Federal de Santa Maria, RS, Brasil

### **VIBRAÇÕES EM UM TRATOR AGRÍCOLA CABINADO: MAGNITUDE DAS ACELERAÇÕES NO ASSENTO E TRANSMISSIBILIDADE ATRAVÉS DO COXIM**

AUTOR: MARIVAN DA SILVA PINHO  
ORIENTADOR: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER  
Santa Maria, 19 de outubro de 2012

O trator é uma das máquinas que fornece a maior parte da potência para execução das atividades rurais dentro da mecanização agrícola, sendo oportunas maiores investigações dos parâmetros de frequência da vibração nos coxins e magnitudes tridimensionais no assento, a fim de contribuir para futuras pesquisas de engenharia. Sendo assim, este trabalho teve por objetivo analisar as magnitudes das acelerações eficazes na interface assento-operador e a transmissibilidade das vibrações no coxim de um trator agrícola cabinado, utilizando três posições de regulagem do assento, duas profundidades de escarificação, duas velocidades de deslocamento e três configurações de lastros. O experimento foi realizado na Universidade Federal de Santa Maria com delineamento de parcelas subdivididas, com 4 repetições, totalizando 144 unidades experimentais. Utilizou-se um trator, (4x2 TDA) com potência no motor de 63 kW (85 cv), tendo um escarificador acoplado, os dados foram registrados através de acelerômetros instalados no piso da cabina, na plataforma, no coxim e no assento. Concluiu-se que as magnitudes das acelerações eficazes obtidas, na interface assento-operador, em todos os 36 tratamentos, ficaram acima do limite de conforto na frequência de 1 a 80 Hz, estabelecidas pela norma (ISO 2631-1: 1997) para exposição de 8h diária do operador. As magnitudes das acelerações eficazes na direção vertical (z), no piso da cabina do trator, em todos os 36 tratamentos, tiveram índice confortável para a lastragem metálica total (LMT) e pouco desconfortável para a lastragem metálica parcial (LMP) e lastragem hidráulica total (LHT), de acordo com a (ISO 2631-1: 1997). A transmissibilidade de vibração na direção (z) através do coxim teve amplificação no intervalo de 0 a 15 Hz para a LMT, de 0 a 19 Hz para a LMP e de 71 a 76 Hz para a LHT. Os valores de transmissibilidade na análise de 1 a 80 Hz corresponderam a 59%, 74% e 88%, respectivamente para a LMT, LMP e LHT. Em todos os tratamentos a transmissibilidade de vibração do piso para o assento foi em torno de 20 vezes maior em relação à transmissibilidade da plataforma para o piso do trator, sendo a faixa frequência de 1 a 80 Hz. Na simulação dinâmica virtual, o elastômero utilizado proporcionou uma redução da magnitude de vibração na interface assento-operador, em torno de 11%, na direção vertical.

**Palavras- chave:** Assento, Coxim, Cabina, Vibração.

## **ABSTRACT**

Doctoral Dissertation  
Agricultural Engineering Post-Graduation Program  
Federal University of Santa Maria, RS, Brasil

### **VIBRATIONS ON AN AGRICULTURAL TRACTOR WITH A CABIN: MAGNITUDE OF ACCELERATIONS ON THE SEAT AND TRANSMISSIBILITY THROUGH THE RUBBER GROMMET**

AUTHOR: MARIVAN DA SILVA PINHO  
SUPERVISOR: PROF. DR. JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER  
SANTA MARIA, OCTOBER 19TH, 2012

The tractor is the machines that provides the largest percentage of power used on rural activities inside the agricultural automation, making the researches on parameters of the vibration frequency on the rubber grommet and the tridimensional magnitude more convenient, in order to contribute to the future engineering researches. Therefore, this work has the main objective to analyze the magnitude of efficient accelerations on the seat-operator interface and the vibrations transmissibility of the rubber grommet on the agricultural tractor with a cabin, using three adjustment knob positions, two scarification depths, two displacement speeds and three different ballast settings. The experiment was held at the Phytotechny School's experimental area (Federal University of Santa Maria) through a subdivided portion outlining with 4 repetitions and 144 experimental units. A 4x2 TDA tractor was used with 63 kW of power on the engine (63 kW) attached to the chisel plow. The information was recorded by the accelerometers that were installed on the floor of the cabin, platform, rubber grommet and on the seat. It was concluded that the magnitude of efficient accelerations obtained on the seat-operator interface in all the 36 individual tests stayed above the comfort limit on the frequency of 1 to 80Hz, established by the standard (ISO 2631-1: 1997) for daily 8-hour exposure. The magnitude of efficient accelerations on the vertical direction (z) in the tractor's cabin floor in all the 36 individual tests had comfortable rates for the total metallic ballasting (TMB) and little uncomfortable for both the partial metallic ballasting (PMB) and the total hydraulic ballasting (THB) according to the (ISO 2631-1: 1997). The vibration transmissibility, on the direction (z) through the rubber grommet, had an amplification in the interval from 0 to 15Hz for TMB, from 0 to 19Hz for PMB and from 71 to 76Hz for THB. The transmissibility rates in the analysis between 1 and 80 Hz corresponded to 59%, 74% and 88% for TMB, PMB and THB, respectively. In all the individual tests, the vibration transmissibility from the floor to the seat was around twenty times higher compared to the vibration transmissibility from the platform to the tractor floor, using the frequency range from 1 to 80 Hz. On the virtual dynamic simulation, the elastomer provided around 11% reduction for the vibration magnitude on the seat-operator interface in the vertical direction.

**Key-words:** Seat, Rubber Grommet, Cabin, Vibration.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

|  |    |
|--|----|
| Figura 1 - Imagem do pneu com 60% do volume interno ocupado por água .....   | 28 |
| Figura 2 - Imagem da área de contato pneu-solo para: a) pouca lastragem; b) lastragem excessiva; c) lastragem correta .....                    | 29 |
| Figura 3 - Representação gráfica da variabilidade da rigidez no pneu.....  | 33 |
| Figura 4 - Índice da percepção de conforto para vibrações de corpo inteiro .....   | 34 |
| Figura 5 - Imagem da transformação do sistema cartesiano (Deslocamento x Tempo) em (Amplitude x Frequência) .....                              | 37 |
| Figura 6 - Representação dos componentes mecânicos em cada frequência .....  | 37 |
| Figura 7 - Representação do sistema de transmissão do motor de propulsão.....  | 38 |
| Figura 8 - Exemplo de análise comparativa dos níveis de vibração.....  | 39 |
| Figura 9 - Valores de amplitude para a determinação da aceleração eficaz .....   | 40 |
| Figura 10 - Representação gráfica do sistema ortogonal dos eixos para a medição da vibração no corpo humano .....                              | 43 |
| Figura 11 - Vistas ortogonais do suporte para o acelerômetro.....  | 44 |
| Figura 12 - Limites de aceleração eficaz versus frequência para os eixos: a) longitudinal (x e y); b) vertical (z).....                        | 45 |
| Figura 13 - Representação gráfica do modelo geométrico do corpo humano Casimir: a) corpo inteiro; b) detalhe lateral do tronco do modelo ..... | 47 |
| Figura 14 - Representação gráfica do boneco antropométrico.....  | 48 |
| Figura 15 - Esquema geral do método de elementos finitos de forma virtual.....   | 49 |
| Figura 16 - Representação gráfica da modelagem tridimensional da cabina .....  | 50 |
| Figura 17 - Representação gráfica da modelagem tridimensional da cabine com os respectivos coxins.....   | 50 |
| Figura 18 - Vista lateral da representação gráfica da cabina .....   | 51 |
| Figura 19 - Representação gráfica da secção longitudinal do coxim elastomérico ...   | 54 |
| Figura 20 - Representação do coxim de modelo desacoplado.....  | 55 |

|   |    |
|---|----|
| Figura 21 - Representação gráfica do coxim de modelo não-desacoplado.....   | 56 |
| Figura 22 - Rigidez do coxim em função da frequência .....  | 57 |
| Figura 23 - Amortecimento das amplitudes da vibração ao longo do tempo pelos diferentes modelos de assentos.....                    | 59 |
| Figura 24 - Transmissibilidade em relação ao corpo humano .....   | 61 |
| Figura 25 - Magnitude de aceleração na interface assento-operador .....   | 62 |
| Figura 26 - Magnitude de aceleração no piso do ônibus .....   | 62 |
| Figura 27 - Comparativos de modelos de ônibus e pisos na variável transmissibilidade no assento do motorista.....                   | 63 |
| Figura 28 - Vista geral da área experimental.....   | 64 |
| Figura 29 - Trator e escarificador: a) vista lateral trator-implemento; b) detalhe dos componentes do escarificador e do SHTP ..... | 65 |
| Figura 30 - Pesagem do trator: a) pesagem total do trator; b) pesagem do eixo traseiro; c) pesagem do eixo dianteiro.....           | 67 |
| Figura 31 - Lastros metálicos acoplados ao rodado traseiro .....  | 68 |
| Figura 32 - Lastros no para-choque dianteiro do trator: a) vista lateral dos lastros; b) vista frontal dos lastros no trator .....  | 69 |
| Figura 33 - Enchimento de água no pneu a 75% do volume interno.....   | 71 |
| Figura 34 - Ajuste de Rigidez na suspensão do assento .....   | 72 |
| Figura 35 - Trator em operação para determinação da velocidade de deslocamento .....  | 73 |
| Figura 36 - Regulagem da roda limitadora de profundidade .....  | 74 |
| Figura 37 - Obtenção da rugosidade do terreno: a) perfilômetro b) perfilômetros lado a lado.....                                    | 75 |
| Figura 38 - Solo e pneu marcados com a cal para a obtenção da área de contato ..  | 76 |
| Figura 39 - Área de contato do pneu com o solo e as medidas dos semi-eixos da elipse.....   | 77 |
| Figura 40 - Croqui da área experimental com as dimensões na unidade (m) .....   | 80 |
| Figura 41 - Conjunto de acessórios do analisador 4447 para a verificação dos níveis de vibração.....                                | 81 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 42 - Interface do software HBV com registro dos dados do experimento a campo.....   | 82  |
| Figura 43 - Acelerômetros uniaxiais instalados na cabina: a) posição dos acelerômetros; b) detalhe do acelerômetro.....  | 83  |
| Figura 44 - Módulo 3050-B-060 conectado à bateria e aos acelerômetros da cabina .....  | 84  |
| Figura 45 - Interface do software pulse: a) notebook no interior da cabina; b) detalhe da interface gráfica do Pulse.....  | 85  |
| Figura 46 - Conexão do conversor tensão: a) conversor ligado através de cabos na bateria do trator; b) detalhe do conversor de tensão.....   | 86  |
| Figura 47 - Obtenção dos dados de vibração: a) registro das acelerações no interior do trator; b) direções de obtenção das acelerações tridimensionais na interface assento-operador ..... | 87  |
| Figura 48 - Simulação dinâmica e geométrica no software <i>Working Model</i> .....   | 92  |
| Figura 49 - Modelo dinâmico do deslocamento de um veículo.....   | 92  |
| Figura 50 - Modelo simplificado do sistema biodinâmico do corpo humano.....  | 93  |
| Figura 51 - Acelerações eficazes na direção vertical ( $m.s^{-2}$ ) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....                                 | 96  |
| Figura 52 - Acelerações eficazes na direção longitudinal ( $m.s^{-2}$ ) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h .....                            | 100 |
| Figura 53 - Acelerações eficazes na direção transversal ( $m.s^{-2}$ ) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h .....                             | 102 |
| Figura 54 - Aceleração eficaz nos eixos (x,y,z) ( $m.s^{-2}$ ) no assento na frequência de 0 a 80Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....                                       | 104 |
| Figura 55 - Acelerações eficazes (z) ( $m.s^{-2}$ ) no piso da cabina na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....  | 106 |
| Figura 56 - Aceleração eficaz (z) ( $m.s^{-2}$ ) na plataforma na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h .....  | 107 |
| Figura 57 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro metálico total .....                                      | 109 |
| Figura 58 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro metálico parcial.....                                     | 111 |

|  |     |
|--|-----|
| Figura 59 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro hidráulico total .....  | 113 |
| Figura 60 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro metálico parcial e total e hidráulico total.....  | 115 |
| Figura 61 - Comportamento da transmissibilidade no coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz, com lastro metálico parcial e total na relação massa/potência de 43 a 49 kg.cv <sup>-1</sup> fixando as velocidades de 3,5 e 4,5 km.h <sup>-1</sup> .....            | 117 |
| Figura 62 - Comportamento da transmissibilidade através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro metálico parcial e total na relação massa/potência de 43 a 49 kg.cv <sup>-1</sup> fixando as profundidades de escarificação de 15 a 30 cm.....     | 118 |
| Figura 63 - Comportamento da transmissibilidade no coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro metálico parcial e total hidráulico na relação massa/potência de 43 a 49 kg.cv <sup>-1</sup> fixando as velocidades de 3,5 e 4,5 km.h <sup>-1</sup> .....  | 119 |
| Figura 64 - Comportamento da transmissibilidade no coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro parcial metálico e total hidráulico na relação massa/potência de 43 a 49 kgf.cv <sup>-1</sup> fixando as profundidades de escarificação de 15 a 30 cm..... | 119 |
| Figura 65 - Comportamento da magnitude de vibração na cabina no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro total e parcial metálico e total hidráulico na relação massa/potência de 43 a 49 kg.cv <sup>-1</sup> .....   | 123 |
| Figura 66 - Comparativo das acelerações eficazes no experimento a campo com a simulação virtual.....   | 127 |

## LISTA DE TABELAS

|  |     |
|--|-----|
| Tabela 1 - Aquisição de tratores no Brasil por faixa de potência.....  | 25  |
| Tabela 2 - Exposições máximas permissíveis (NR 15) .....   | 26  |
| Tabela 3 - Frequências críticas ao corpo humano .....  | 42  |
| Tabela 4 - Limites de exposição do corpo humano à vibração.....  | 46  |
| Tabela 5 - Tratamentos da relação massa/ potência e tipo de lastro .....   | 68  |
| Tabela 6 - Condições experimentais obtidos pelo tetra-fatorial (3x3x2x2) .....   | 78  |
| Tabela 7 - Fatores de compensação estabelecidos pela ISO 2631-1/1997, na banda de 1/3 de oitava.....   | 89  |
| Tabela 8 - Acelerações eficazes na direção vertical ( $m.s^{-2}$ ) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....                    | 95  |
| Tabela 9 - Valores de VDV ( $m/s^{1,75}$ ) na direção vertical ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....                        | 97  |
| Tabela 10 - Acelerações eficazes ( $m/s^2$ ) na direção longitudinal ao deslocamento do trator, na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....  | 99  |
| Tabela 11 - Acelerações eficazes ( $m.s^{-2}$ ) na direção transversal ao deslocamento do trator, na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.... | 101 |
| Tabela 12 - Aceleração eficaz (z) ( $m.s^{-2}$ ) no piso da cabina na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....                               | 105 |
| Tabela 13 - Comparação de médias dos dados de transmissibilidade no piso da cabina, intervalo de frequência de 0 a 10 Hz, com lastro hidráulico e metálico .....             | 120 |
| Tabela 14 - Comparação de médias dos dados de aceleração ( $m.s^{-2}$ ) no piso da cabina, intervalo de frequência de 0 a 10 Hz, com lastro hidráulico e metálico ....       | 122 |
| Tabela 15 - Transmissibilidade de vibração (%) da plataforma para o piso na frequência de 0 a 80Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h .....                         | 125 |
| Tabela 16 - Transmissibilidade de vibração do piso para o assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....                                | 126 |

## LISTA DE SIGLAS, ABREVIações E SÍMBOLOS

**A** - Amplitude

**ABNT**- Associação Brasileira de Normas Técnicas

**ALA** - Alta rigidez do assento

**C** - Coeficiente de amortecimento

**cm** - Unidade de medida linear de comprimento

**cm<sup>3</sup>** - Centímetro cúbico - Unidade de medida de volume

**cv** - Cavalo- vapor- Unidade de medida de potência

**dB** - Decibel- Unidade logarítmica de proporção

**dms** - Diferença mínima significativa

**FFT** - Transformada rápida de Fourier (Fast Fourier Transform)

$f_n$  - Frequência natural linear

**GPS** - Sistema de posicionamento global (*global positioning system*)

**HT** - Lastro Hidráulico total

**Hz** - Hertz - Unidade de medida para frequência

**ISO** - International Organization for Standardization

**K** - Rigidez- Constante de mola

**kgf** - Quilograma força- Unidade de medida de força

**kg.cv<sup>-1</sup>** - Quilograma por cavalo vapor- relação massa potência

**km.h<sup>-1</sup>** - Quilometro por hora- Unidade de velocidade

**kg. (kW)<sup>-1</sup>** - Quilograma por kilowatt- relação massa potência

**kPa** - Quilopascal- Unidade de medida de pressão

**kw** - Kilowatt- Unidade de medida de potência

**LHT** - Lastragem hidráulica total

**LMP** - Lastragem metálica parcial

**LMT** - Lastragem metálica total

**MEA** - Média rigidez do assento

**MF** - Massey ferguson

**MIA** - Mínima rigidez do assento

**MP** - Lastro metálico parcial

**MT** - Lastro metálico total

**m.s<sup>-2</sup>** - Unidade de medida de aceleração

**m.s<sup>-1</sup>** - Unidade de medida de velocidade

**N.m<sup>-1</sup>** - Unidade de medida do coeficiente de rigidez de mola

**N.m<sup>-2</sup>** - Unidade de medida do módulo de elasticidade

**N.s.m<sup>-1</sup>** - Unidade de medida do coeficiente de amortecimento

**NBR** - Norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas

**NEMA** - Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas

**PIB** - Produto Interno Bruto

**PPGEA** - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola

**Psi** - Unidade de medida de pressão

**PR15** - Profundidade de escarificação de 15 cm

**PR30** - Profundidade de escarificação de 30 cm

**r.m.s.** - Raiz média quadrática (*root mean square*)

**s** - Segundos- Unidade de medida de tempo

**SEAT%** - Transmissibilidade efetiva da vibração do banco (*seat effective amplitude transmissibility*)

**TDA** - Tração dianteira auxiliar

**V3,5** - Velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>

**V4,5** - Velocidade de deslocamento de  $4,5 \text{ km.h}^{-1}$

**VDV** - Valor de dose de vibração (*vibration dose value*)

$\omega$  - Frequência natural

**WBV** - Vibração de corpo inteiro (*whole body vibration*)

**x** - Direção horizontal e paralela ao deslocamento

**x** - Deformação linear do material

**y** - Direção horizontal e transversal ao deslocamento

**z** - Direção vertical e perpendicular ao deslocamento



# SUMÁRIO

|   |           |
|---|-----------|
| <b>1 INTRODUÇÃO</b> .....   | <b>20</b> |
| <b>1.1 Objetivos</b> .....  | <b>22</b> |
| 1.1.1 Objetivo Geral .....  | 22        |
| 1.1.2 Objetivos Específicos .....   | 22        |
| <b>2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....  | <b>24</b> |
| <b>2.1 Introdução à mecanização agrícola</b> .....  | <b>24</b> |
| 2.1.1 Tratores com tração dianteira auxiliar e escarificadores .....  | 24        |
| 2.1.2 Relação massa/potência de tratores agrícolas .....  | 27        |
| <b>2.2 Vibrações em tratores agrícolas</b> .....  | <b>30</b> |
| <b>2.3 Estudo dos parâmetros das vibrações</b> .....  | <b>35</b> |
| <b>2.4 Exposição do corpo humano às vibrações</b> .....   | <b>41</b> |
| <b>2.5 Simulações Computacionais das Vibrações</b> .....  | <b>46</b> |
| <b>2.6 Transmissibilidade das vibrações através do coxim</b> .....  | <b>52</b> |
| <b>2.7 Transmissibilidade das Vibrações através do Assento</b> .....  | <b>57</b> |
| <b>3 MATERIAIS E MÉTODOS</b> .....  | <b>64</b> |
| <b>3.1 Localização</b> .....  | <b>64</b> |
| <b>3.2 Trator e escarificador na área experimental</b> .....  | <b>65</b> |
| <b>3.3 Tratamentos utilizados no experimento</b> .....  | <b>66</b> |
| 3.3.1 Fator massa/potência e tipo de lastro: (lastro metálico total, lastro metálico parcial e lastro hidráulico total) ..... | 66        |
| 3.3.2 Fator Ajuste de Rigidez no Assento: (máxima, média e mínima) .....  | 71        |
| 3.3.3 Fator velocidade de deslocamento: (3,5 e 4,5 Km.h <sup>-1</sup> ) .....   | 72        |
| 3.3.4 Fator profundidade de escarificação: (15 e 30 cm) .....   | 73        |
| <b>3.4 Perfilometria</b> .....  | <b>74</b> |
| <b>3.5 Pressão dos rodados sobre o solo</b> .....   | <b>75</b> |
| <b>3.6 Planejamento Experimental</b> .....  | <b>77</b> |
| <b>3.7 Variáveis resposta</b> .....   | <b>81</b> |

|  |            |
|--|------------|
| <b>3.8 Simulação Dinâmica da Vibração .....</b>  | <b>91</b>  |
| <b>4 RESULTADOS E DISCUSSÃO .....</b>  | <b>94</b>  |
| <b>4.1 Análise da aceleração eficaz tridimensional na interface assento-operador, em 8h de exposição .....</b>                               | <b>94</b>  |
| 4.1.1 Análise da aceleração eficaz na direção vertical na interface assento-operador .....   | 94         |
| 4.1.2 Análise da aceleração em VDV na direção vertical da interface assento-operador .....   | 97         |
| 4.1.3 Análise da aceleração eficaz na direção longitudinal na interface assento-operador .....   | 98         |
| 4.1.4 Análise da aceleração eficaz na direção transversal na interface assento-operador .....  | 101        |
| 4.1.5 Sobreposição das acelerações eficazes nas direções vertical, longitudinal e transversal na interface assento-operador .....            | 103        |
| <b>4.2 Análise da aceleração eficaz na direção perpendicular ao piso da cabina, em 8h de exposição .....</b>                                 | <b>105</b> |
| <b>4.3 Análise da aceleração eficaz na plataforma na frequência de 1 a 80 Hz, em 8h de exposição .....</b>                                   | <b>107</b> |
| <b>4.4 Análise espectral de 0 a 200 Hz da transmissibilidade de vibração através do coxim.....</b>   | <b>108</b> |
| 4.4.1 Transmissibilidade através do coxim com o uso de lastro metálico total...  | 108        |
| 4.4.2 Transmissibilidade através do coxim com uso de lastro metálico parcial ..  | 110        |
| 4.4.3 Transmissibilidade através do coxim com o uso de lastro hidráulico total.  | 112        |
| 4.4.4 Transmissibilidade através do coxim com sobreposição dos tipos de lastros .....  | 114        |
| <b>4.5 Transmissibilidade de vibração através do coxim na frequência de 0 a 10 Hz.....</b>   | <b>116</b> |
| <b>4.6 Transmissibilidade de vibração através do coxim na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h .....</b>      | <b>123</b> |
| <b>4.7 Transmissibilidade de vibração do piso para o assento na frequência de 0 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h.....</b> | <b>125</b> |

|   |            |
|---|------------|
| <b>4.8 Simulação virtual de materiais na base do assento para minimizar as vibrações.....</b> | <b>126</b> |
| <b>5 CONCLUSÕES .....</b>   | <b>128</b> |
| <b>6 PROPOSTA DE CONTINUIDADE PARA FUTUROS TRABALHOS .....</b>                                | <b>129</b> |
| <b>ANEXOS .....</b>   | <b>139</b> |

# 1 INTRODUÇÃO

Historicamente a mecanização agrícola tem proporcionado grandes avanços na produção de alimentos de tal forma a contribuir com o Produto Interno Bruto (PIB) brasileiro, e, dentre os elementos da mecanização, o trator tem seu destaque em virtude da versatilidade de atuação. Os tratores agrícolas são unidades dinâmicas de potência, permitindo o acoplamento de inúmeros implementos de acordo com a sua utilidade. O trator é o elemento básico para a execução das tarefas de campo, servindo como uma ferramenta auxiliar para o homem, desta forma é vital a relação com a ergonomia, que é o estudo da relação de conforto e eficiência entre o operador e a máquina.

O desenvolvimento de um projeto de trator agrícola deve ajustar-se, primeiramente, às limitações impostas pelo homem, propiciando assim, segurança, bem estar e satisfação ao trabalhador. Entretanto, a preocupação dos fabricantes com a ergonomia é observada a partir da década de 80, tendo em vista a exigência por parte dos consumidores em decorrência de alterações fisiológicas e psicológicas que comprometem tanto a saúde do trabalhador como sua eficiência no ambiente de trabalho. É evidente que condições adequadas de ergonomia influenciam no bom desempenho do operador, pois permitem que ele esteja em condições adequadas na execução de suas tarefas.

A jornada de trabalho do operador no trator agrícola é bastante árdua devido o mesmo estar exposto a poeiras, vibrações e intempéries. Um dos segmentos de estudos da ergonomia corresponde às vibrações ocupacionais, que são amplamente reconhecidas como um fator de risco para os trabalhadores. O operador no posto de trabalho, não mantém uma postura estável, pois o contato dos membros do corpo no piso da cabina, na direção e no assento, faz com que haja propagação das vibrações para o corpo durante a execução das tarefas. Desta forma a exposição do corpo humano às vibrações, proporcionam inúmeros problemas na coluna vertebral, tais como hérnia de disco e degeneração da região lombar.

Verifica-se, de uma maneira geral, que a massa dos tratores agrícolas tende a reduzir em virtude de obter-se menor custo de fabricação e, também, por possibilitar melhor versatilidade de execução em algumas operações. Quando há exigência de

grandes esforços pelo trator, é necessária a adição de lastro, que é uma massa que se acrescenta ou retira-se dos rodados e do suporte frontal do trator, a fim de promover maior estabilidade e rendimento operacional. Na área de mecanização agrícola é relevante o estudo de vibrações tanto em tratores com lastros metálicos como hidráulicos, permitindo assim, a verificação de qual configuração de lastro é mais adequada a minimizar a propagação das vibrações até a interface assento-operador.

A vibração é definida por três variáveis: direção do movimento nos eixos (x, y e z), magnitude da aceleração imposta ao corpo ( $m.s^{-2}$ ) e frequência medida em ciclos por segundo (Hz). Os tratores agrícolas, em virtude do contato dos rodados com o solo, produzem vibrações de baixa frequência, o que de certa forma interfere diretamente no posto de operação ocasionando inúmeros inconvenientes, tais como problemas digestivos, irritabilidade, entre outros. Neste contexto, as pesquisas estão cada vez mais se concentrando em análises de sistemas de suspensão, de tal forma a evitar os incômodos oriundos da baixa frequência.

Pesquisas recentes têm evidenciado a necessidade de avaliar as vibrações tridimensionais, ou seja, analisar as vibrações nas direções longitudinais e transversais visto que estas proporcionam danos na espinha dorsal. As vibrações transmitidas ao corpo humano causam efeitos diferentes de região para região do corpo, sendo abordadas na norma ISO 2631/1 (1997) a qual estabelece os limites de exposição a vibrações na faixa de frequência de 1 a 80 Hz, o que corresponde ao intervalo de frequência de maior sensibilidade ao corpo humano.

Há vários estudos de análise de vibrações na interface assento-operador, no entanto, desconhecem os pontos críticos de propagação da vibração no interior da cabina, ou seja, as magnitudes de vibração podem ter maior propagação do piso da cabina para o assento ou da plataforma do trator para o piso. A plataforma corresponde a uma parte do chassi do trator, no qual os coxins são fixados. Os coxins são isoladores elastoméricos, que minimizam a magnitude de vibração produzida do motor para a cabina, sendo a faixa de 0 a 200 Hz o intervalo que permite a caracterização completa da transmissibilidade através do coxim.

Este trabalho fundamentou-se na hipótese que considerando-se a análise das acelerações tridimensionais no assento, vertical no piso e vertical na plataforma de um trator agrícola, bem como a caracterização da transmissibilidade de vibração

no coxim na faixa espectral de 0 a 200 Hz, permitem verificar os limites aceitáveis de vibração para o corpo humano, contribuindo para a boa execução das tarefas por parte do operador.

## **1.1 Objetivos**

### **1.1.1 Objetivo Geral**

Analisar as magnitudes das acelerações eficazes na interface assento-operador e a transmissibilidade das vibrações no coxim de um trator agrícola cabinado (4x2 TDA) com potência no motor de 63 kW (85 cv) em operação de escarificação, utilizando variações nas posições de regulação do assento, nas profundidades de escarificação, nas velocidades de deslocamento e nas configurações de lastros.

### **1.1.2 Objetivos Específicos**

a) Verificar se as magnitudes das acelerações eficazes nos três eixos (x, y e z) na interface assento-operador estão dentro dos limites estabelecidos pela norma ISO 2631-1: 1997.

b) Verificar se as magnitudes das acelerações eficazes na direção vertical (z), no piso da cabina do trator encontram-se dentro dos limites estabelecido pela norma ISO 2631-1: 1997.

c) Caracterizar as faixas de frequências nas quais ocorre a amplificação da transmissibilidade através do coxim no espectro de 0 a 200 Hz e, determinar os valores médios da transmissibilidade no espectro de 1 a 80 Hz.

d) Avaliar a propagação da transmissibilidade na direção vertical da plataforma para o piso da cabina, e do piso para o assento.

e) Realizar a simulação dinâmica virtual do conjunto trator e escarificador, a fim de propor alternativas de reduzir as magnitudes das acelerações eficazes na interface assento-operador.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Introdução à mecanização agrícola

#### 2.1.1 Tratores com tração dianteira auxiliar e escarificadores

Conforme Fiedler et al. (2006) e Roth (2010), apesar do grande desenvolvimento da mecanização agrícola nas últimas décadas, muitos equipamentos da indústria nacional ficam abaixo do recomendado no quesito segurança, com isso, os operadores de tratores agrícolas ainda ficam submetidos as condições indesejáveis de trabalho, tais como: ruído, calor, poeira, vibrações, entre outras.

Com a demanda progressiva da população por alimentos é visível a necessidade de melhorar a eficiência das máquinas agrícolas, tanto em relação à produção quanto na sua adequação para o usuário (CAMPOS et al., 2008). Na agricultura, a maior fonte de potência para a produção de alimentos é oriunda da atividade do trator com Tração Dianteira Auxiliar (TDA), que com auxílio de implementos permite a execução de inúmeras tarefas como: preparo do solo, transporte, pulverização, entre outras (CORREA et al., 2000).

Segundo Machado et al. (2010), o trator com Tração Dianteira Auxiliar (4x2 TDA) é aquele que é equipado com um eixo motriz na dianteira, sendo o diâmetro dos pneus na dianteira menor que os da traseira, sendo que a tração da dianteira pode ser interrompida em função da exigência de tração. Isto condiciona ao trator com TDA maior capacidade de tração e melhor relação custo benefício (CAMPOS et al., 2008).

Conforme Campos et al. (2008), com a TDA acionada pelo operador, os eixos dianteiro e traseiro do trator são conectados de forma rígida, estabelecendo assim, uma rotação superior do eixo dianteiro em relação ao traseiro, o que corresponde ao avanço cinemático que pode ser alterado pelos fabricantes, com diferentes relações



de transmissão, ou pelos usuários com modificações nos pneus. Segundo Linares (1996); Schlosser et al. (2005) e Campos et al., (2008), quanto menor o avanço cinemático (1-5%), maior a potência na barra de tração e menor consumo de combustível.

Nas últimas décadas verifica-se que a tendência no mercado de máquinas é dos consumidores terem tratores com maior faixa de potência, acima de 147,2 kW (200 cv), entretanto, ainda prevalece o maior percentual de aquisição de tratores na faixa de 36,8 a 72,8 (50 a 99 cv) conforme a (Tabela 1) da Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA, 2011).

**Tabela 1 - Aquisição de tratores no Brasil por faixa de potência**

| <b>Período</b> | <b>&lt; 49 CV</b> | <b>50 CV - 99 CV</b> | <b>100 CV - 199 CV</b> | <b>&gt; 200 CV</b> | <b>Total</b> |
|----------------|-------------------|----------------------|------------------------|--------------------|--------------|
| <b>1990</b>    | <b>8,9%</b>       | <b>70,5%</b>         | <b>20,5%</b>           | <b>0,1%</b>        | <b>100%</b>  |
| <b>2006</b>    | <b>6,2%</b>       | <b>57,9%</b>         | <b>35,1%</b>           | <b>0,8%</b>        | <b>100%</b>  |
| <b>2010</b>    | <b>2,2%</b>       | <b>67,1%</b>         | <b>29%</b>             | <b>1,7%</b>        | <b>100%</b>  |

Fonte: ANFAVEA (2011)

De acordo com Camara et al. (2005), no conjunto do trator com TDA e implemento acoplado, o escarificador destaca-se como elemento imprescindível para a prática conservacionista. Os mesmos autores, também relatam que o escarificador é composto basicamente de três elementos: chassi, haste e ponteira. O chassi é o elemento mediador entre o elemento tracionante e a haste, e esta por sua vez interliga a ponteira que é o elemento ativo a mobilizar o solo. O escarificador é um implemento muito utilizado na agricultura conservacionista, tendo em vista que sua função é a mobilização do solo sem que haja inversão das camadas, permitindo assim, romper as camadas compactadas do solo com alteração de aproximadamente 1/3 da cobertura do terreno, reduzindo sobre maneira a erosão da área, além de diminuir a pulverização no solo (CAMARA et al., 2005).

Segundo Lanças (2002) e Camara et al. (2005), atualmente, o escarificador substituiu de maneira significativa o uso de arados e grades devido às vantagens impostas à conservação do solo. Segundo os mesmos autores, o aumento do número de hastes na escarificação propicia maior consumo energético, patinamento

e demanda da força de tração. A haste do escarificador mobiliza o solo de maneira a movimentá-lo em três direções: longitudinal, transversal e vertical, condicionando assim, um rompimento tridimensional, o que caracteriza a manutenção da estrutura do solo diferentemente de outros implementos, tais como a grade que corta o solo continuamente destruindo a estrutura natural (LANÇAS, 2002). O mesmo autor ainda salienta que a ruptura do solo no espaço tridimensional gera grandes vibrações no escarificador, comparadas a outros implementos, requerendo desta forma, pesquisas que analisem a relação de diferentes profundidades de escarificação com os valores da magnitude de vibração.

Pesquisas realizadas por Lanças (2002) e Richart (2005) mostram a eficiência do uso do escarificador com haste parabólica e ponteira sem asa produzindo no solo: maior aeração, maior porosidade, maior retenção de água e menor desagregação. A mobilização no solo, com o uso do escarificador, se restringe a -0,3 m de cota em relação ao plano de nível, diferenciando assim, do subsolador que apresenta os mesmos mecanismos do escarificador, no entanto, o valor de cota na mobilização do solo pode atingir -0,6 m em virtude de o subsolador ter elementos de maior resistência quando interagem com o solo (LANÇAS, 2002).

Na avaliação do nível de ruído de um trator com escarificador acoplado, com profundidade de trabalho das hastes de 0,2 m, concluiu-se que o operador não deve superar o tempo de 1h 15min na jornada de trabalho sem a utilização de protetor auricular, conforme os limites recomendados pela Norma Regulamentadora de Saúde e Segurança do Trabalho (NR-15, 2011). Segundo Fernandes (2000), no levantamento obre o nível de ruído produzido através da utilização de implementos agrícolas é notável que estas operações ultrapassem os limites recomendados pela (NR-15) para uma jornada de 8h de trabalho, conforme a Tabela 2.

**Tabela 2 - Exposições máximas permissíveis (NR 15)**

| Trator         | Operação   | Ruído dB(A) | Expos. Máx. |
|----------------|------------|-------------|-------------|
| Agrale 4300    | roçagem    | 98,3        | 1:00 h      |
| Yanmar 1040    | transporte | 96,3        | 1:15 h      |
| M.F. 265       | roçagem    | 100,3       | 45 min.     |
| Ford 4610      | aração     | 100,5       | 45 min.     |
| CBT 8440       | subsolagem | 99,0        | 1:00 h      |
| Caterpillar D6 | cultivo    | 102,0       | 45 min.     |
| Komatsu        | subsolagem | 104,3       | 30 min.     |

Fonte: Fernandes (2000)

### 2.1.2 Relação massa/potência de tratores agrícolas

Segundo Schlosser et al. (2005) e Biondi et al. (1996), a relação massa/potência do trator é um parâmetro que influencia diretamente o desempenho da máquina no campo, sendo a classificação dividida em tratores leves, que possuem em média  $30 \text{ kg.}(kW)^{-1}$ , que servem para atividades de pulverização, a qual requer altas velocidades e tratores pesados, com média de  $60 \text{ kg.}(kW)^{-1}$ , que convêm para operações de preparo primário do solo como escarificação e gradagem.

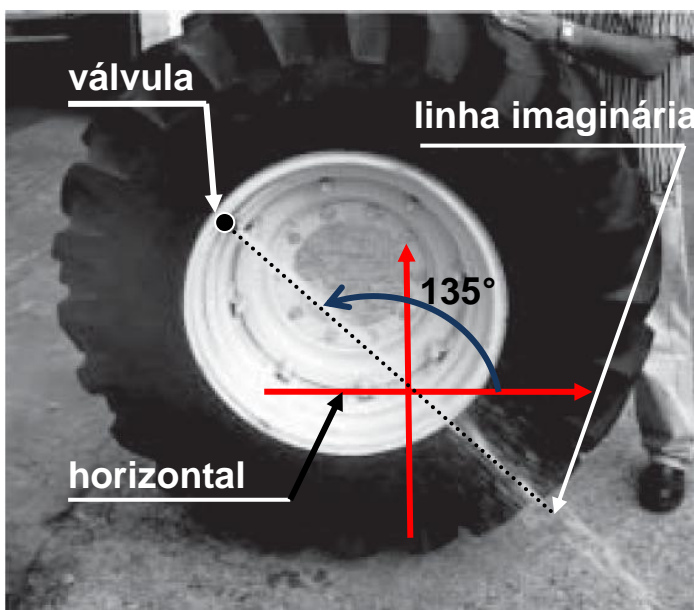
De acordo com Monteiro et al. (2009) e Schlosser et al. (2005), a tendência de fabricação dos novos tratores agrícolas é a redução de material, ou seja, diminuição da sua massa, de forma a economizar a matéria prima e o gasto energético na produção, entretanto, para a realização das tarefas agrícolas é imprescindível a inserção de lastros ao trator, de forma a permitir a melhor eficiência.

A adição de massa nos rodados pode ser hidráulica ou metálica, sendo que a lastragem hidráulica poderá ocasionar rigidez no pneu quando este se encontra com baixa pressão de inflagem (MONTEIRO et al., 2009). A determinação do volume de lastro hidráulico no interior do pneu tem relação com o ângulo da linha imaginária, que une a válvula do pneu ao plano horizontal, ou seja, para a lastragem de 75%, significa que o volume interno do pneu terá 75% de sua capacidade ocupada. Para que ocorra este volume a inclinação da linha imaginária da válvula em relação ao solo será de  $90^\circ$ , para obter outros volumes, utiliza-se uma interpolação dos valores de volume com os de inclinação (CAMPOS et al., 2008).

Para a lastragem hidráulica, a colocação de água nos pneus procede da seguinte forma: 1° posiciona-se o trator em um local plano; 2° levanta-se o pneu por meio de um mecanismo hidráulico; 3° solta-se a válvula para a saída do ar; 4° gira-se o pneu até o posicionamento desejado da válvula correspondente ao volume hidráulico; 5° coloca-se o líquido, no pneu, através de uma mangueira adaptada, quando o enchimento atingir o nível da válvula, ocorrerá a saída do fluido excedente pelo adaptador; 6° calibra-se o pneu com a pressão recomendada (MONTEIRO et al., 2009).

De acordo com Monteiro et al. (2009), a lastragem hidráulica tem como vantagem o baixo custo, a rápida colocação de água no interior do pneu e a alternativa de diferentes volumes. O lastro hidráulico, em determinadas situações, deve conter cloreto de cálcio ou um produto que diminua a temperatura do ponto de solidificação que corresponde ao ponto da passagem do estado líquido da matéria para o estado sólido.

Na análise de diferentes proporções de volume de lastro hidráulico em pneus diagonais e radiais em trator agrícola, constatou-se que o nível de 75% com pneu diagonal proporcionou a maior eficiência de potência na barra de tração, menor consumo energético e menor patinagem, sendo os outros níveis volumétricos de água no interior do pneu em percentual (%) de (0; 40 e 60) (MONTEIRO et al., 2009). Segundo Masiero et al. (2009), no tipo diagonal, as lonas formam um ângulo médio de  $30^\circ$  proporcionando maior rigidez ao flanco e à banda de rodagem. No tipo radial, as lonas são posicionadas paralelas ao perfil transversal da carcaça, propiciando assim, maior flexibilidade ao flanco e à banda de rodagem. Na Figura 1 está representado 60% do volume interno do pneu ocupado por água, observa-se que a direção da linha imaginária, que une a válvula com a horizontal, forma um ângulo de  $135^\circ$  no sentido anti-horário (MONTEIRO et al., 2009).

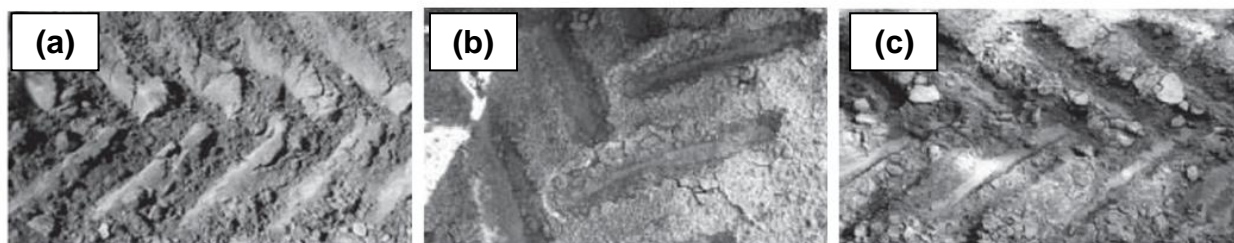


**Figura 1 - Imagem do pneu com 60% do volume interno ocupado por água**  
Fonte: Monteiro et al. (2009)

Conforme Monteiro et al. (2009) na lastragem metálica, são inseridos discos nos rodados traseiros e pesos no suporte frontal, sendo o valor das massas pré-estabelecidas de acordo com o fornecimento do fabricante, portanto, inviável a utilização de partições de cada disco ou peça. Os discos metálicos têm aproximadamente 60 kg cada e as peças utilizadas na dianteira do trator 40 kg cada.

O lastro correto no trator é aquele que permite pequena patinação dos pneus, contudo, esta perda de aderência com a superfície é função do terreno. No caso de terras baixas, onde se tem maior patinação, os valores ficam em torno de 13 a 18%, sendo que quanto maior a resistência do terreno, menor o valor de patinamento aceitável, podendo obter-se valores de patinação de 8 a 12% para tratores com TDA, em solos firmes (CAMPOS et al., 2008).

De acordo com Monteiro et al. (2009) e Campos et al. (2008), a lastragem proporciona maior capacidade operacional nos tratores, no entanto, não deve ser demasiada, pois implica na compactação do solo. Na Figura 2 ficam caracterizados os formatos resultantes do contato do pneu no solo em virtude do tipo de lastragem. Na Figura 2a pode-se observar que a área de contato do microrelevo no solo apresenta baixa nitidez em consequência da pouca lastragem, o que provoca desgaste excessivo da banda de rolagem, aumento da patinação e redução de velocidade; na Figura 2b observa-se alta nitidez em consequência do excesso de lastragem, o que promove a compactação no solo devido ao excesso de pressão e também, danifica os componentes do trator por exigir maior esforço; na Figura 2c a lastragem correta é apresentada, verificando-se alta nitidez de relevo no centro e baixa nas extremidades, obtendo-se, neste caso, a máxima eficiência na tração.



**Figura 2- Imagem da área de contato pneu-solo para: a) pouca lastragem; b) lastragem excessiva; c) lastragem correta**

Fonte: Monteiro et al., (2009)

## 2.2 Vibrações em tratores agrícolas

Segundo Lida (2000) a vibração de corpo inteiro é definida como a vibração transferida para todo o corpo humano através da interface assento-operador, ou através da interface dos pés com o piso da cabina. Barceló et al. (2004), na verificação da vibração de corpo inteiro em operadores de máquinas agrícolas, os tratores são as máquinas que produzem as maiores vibrações em virtude do projeto robusto e da rigidez dos seus componentes. Segundo estes autores, a maior massa do trator transfere a menor magnitude de vibração para o operador, devido a massa do trator condicionar um efeito estabilizador.

Em relação à magnitude de vibração, Barbosa et al. (2005) observaram que pneus diagonais produzem maiores magnitudes de vibração em relação aos pneus radiais, isto para velocidade de  $10 \text{ km.h}^{-1}$  ( $2,78 \text{ m.s}^{-1}$ ). Na área agrícola, para operações que exigem maior tração e conseqüentemente lastragem no trator, utiliza-se o pneu diagonal.

O modelo de pneu interfere na eficiência do trator, na execução das tarefas e no impacto ambiental, pois produz compactação ao solo (SOBCZAK, 2010). O pneu diagonal tem baixo custo de aquisição e requer maior pressão de inflação, em torno de  $144,79 \text{ kPa}$  (21 psi), conduzindo assim, à baixa deformidade (CORREA et al., 2000). As baixas pressões de inflação dos pneus conduzem à maior capacidade de tração devido à área de contato com o solo ser maior, no entanto, provoca maiores magnitudes de vibrações para a interface assento-operador (TOSIN, 2009).

Segundo Correa et al. (2000), o ideal é que a pressão interna dos pneus esteja de acordo com as especificações dos fabricantes, pois, melhora a eficiência do trator em vários aspectos tais como: redução do consumo de combustível em 3,2%; redução de patinação em 11,5% e aumento de 3,7% da potência da barra de tração.

Tosin (2009) estudou a vibração de dois tratores agrícolas com potências de 55,2 kW e 80,9 kW, sendo as seguintes variáveis:

- Tipo de pista: asfalto, concreto e solo firme;
- Velocidade média de deslocamento ( $\text{m.s}^{-1}$ ): 1,0; 1,4 e 1,9;
- Pressão de inflação nos pneus (kPa): 103,4; 137,9; 172,4 e 206,8.

Segundo o autor, a vibração no operador foi maior para o trator com 80,9 kW, a velocidade de  $1,9 \text{ m.s}^{-1}$  que produziu valores superiores às recomendadas pela norma ISO 2631-1: 1997, sendo a pressão interna dos pneus de 206,8 kPa a que melhor minimizou a vibração. Em relação ao tipo de pista, o asfalto e o solo firme tiveram maior absorção da vibração, se comparado com o concreto.

A pressão interna dos pneus afeta diretamente os níveis de vibração transmitidos para o operador, ou seja, quanto maior a pressão de inflação dos pneus, dentro de limites especificados pelos fabricantes, menor a sua vibração, pois as moléculas de ar, quando se encontram mais comprimidas no interior do pneu, absorvem as vibrações com maior capacidade (TOSIN, 2009). De acordo com o autor, somente a maior pressão de interna nos pneus permitiu a realização de uma jornada de 8h de trabalho dentro dos limites da norma, em superfície regular.

Em relação ao ruído, não se observou influência dos fatores citados, no entanto, o autor concluiu que a utilização da cabina restringe a propagação do ruído. Em veículos pesados, cujas frequências ficam no intervalo de 2 a 5 Hz, é recomendado que a magnitude de vibração não ultrapasse  $0,45 \text{ m.s}^{-2}$  por uma jornada de 8h de trabalho, no entanto, a maioria das máquinas excede o limite, necessitando aperfeiçoamento em projetos de assentos, coxins e amortecedores, de tal forma a evitar danos a saúde (KROEMER et al., 2005).

Barceló et al. (2004) verificaram o efeito da combinação de três fatores: pressão de inflagem nos pneus com os níveis 69; 103 e 207 kPa ( 10; 15; 30 psi); velocidade de deslocamento do trator com os níveis 7; 12 e 27  $\text{km.h}^{-1}$  (1,94; 3,33 e  $7,5 \text{ m.s}^{-1}$ ) e regulagem do assento com os níveis mínimo e máximo de rigidez em piso de concreto. Os mesmos autores constataram que o nível de vibração foi reduzido significativamente quando a velocidade de deslocamento é baixa e a regulagem do assento, que controla a rigidez, é compatível com a massa do operador, ou seja, a máxima rigidez para a maior massa do operador e a mínima rigidez para a menor massa do operador.

Utilizando a pressão de inflagem nos pneus de 103 kPa (15 psi), com a regulagem do assento adequada e velocidade baixa de  $7,2 \text{ km.h}^{-1}$  ( $2 \text{ m.s}^{-1}$ ), o tempo de exposição permitido ficou entre 5 e 8h de trabalho, sendo que na alteração para a velocidade de  $27,2 \text{ km.h}^{-1}$  ( $7,56 \text{ m.s}^{-1}$ ) o tempo de exposição ficou entre 1,5 e 2,5 horas, isto avaliando a aceleração eficaz na direção vertical (BARCELÓ et al., 2004).

De acordo Fernandes (2003) na avaliação de vibração na interface assento-operador de um trator de 75 cv acoplado a uma grade niveladora, com o objetivo de verificar a faixa de frequência, que tem as maiores amplitudes de aceleração, o autor conclui que o intervalo de frequência se limitou ao intervalo de 2 a 4 Hz, sendo as amplitudes ponderadas limitadas aos valores de  $1,7 \text{ m.s}^{-2}$  a  $2,6 \text{ m.s}^{-2}$ , valores estes acima dos recomendados pela norma ISO 2631-1: 1997).

Segundo Barceló et al. (2004) a vibração em tratores pode ser reduzida a valores nocivos à saúde com a utilização de suspensão de amortecimento nas rodas e na cabina, no entanto, este sistema de amortecimento requer alto custo. O contato quase constante do trabalhador com a vibração, durante um longo período de sua vida, indica que este tem uma maior probabilidade de desordens nos discos vertebrais (OLIVEIRA, 2011).

Utilizando um trator acoplado a uma semeadora submetida a duas velocidades de deslocamento e três pressões de inflação nos pneus, com medições através de acelerômetros colocados no assento do trator, obtiveram-se acelerações de  $0,68$  a  $3,32 \text{ m.s}^{-2}$ , o que indica índice qualitativo de razoável desconforto até desconfortável (FRANCHINI, 2007).

De acordo com Fiedler et al. (2006), em um ambiente de operação agrícola, existem inúmeras variáveis que interferem no conforto do operador. De acordo com os mesmos autores, se destacam o ruído, a vibração e o calor, sendo que estas, além de influenciarem no desempenho e na saúde do operador, propiciam aumento de acidentes de trabalho. Segundo Barceló et al. (2004), a inserção da cabina em tratores proporcionou melhorias ergonômicas em relação ao desconforto térmico e à poeira, mas, no entanto, a análise de vibrações no interior da cabina é desconhecida.

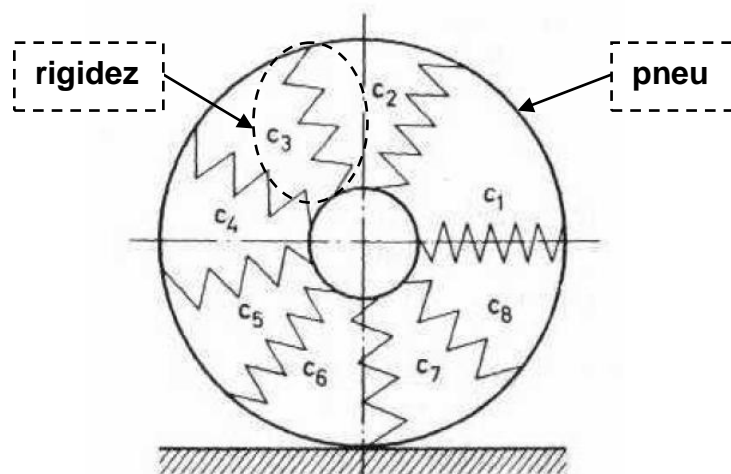
Conforme Barbosa et al. (2005) os rodados do trator, ao girar em determinada superfície, podem excitar faixas de frequência em função da irregularidade geométrica do pneu. Segundo os autores, os pneus com deformações de formato oval excitam frequências na ordem de 2 vezes a velocidade angular, no caso de pneus com deformação de formato triangular, as frequências são excitadas da ordem de 3 vezes a velocidade angular.

Segundo Barceló et al. (2004) e Barbosa et al. (2005), as vibrações de alta frequência são absorvidas em grande parte pelos pneus na interface com o solo, no



entanto, na baixa frequência, as vibrações são propagadas através da estrutura do trator até a interface assento-operador. A frequência natural dos pneus varia no intervalo de 60 a 90 Hz, com isto, excitações nesta faixa de frequência conduzem à ressonância no sistema pneumático.

Barbosa et al. (2005) afirma que a irregularidade do formato do pneu é proveniente dos processos de fabricação que afetam diretamente a rigidez e a espessura do talão, condicionando a produção de vibrações. Na Figura 3 é representada a variabilidade da rigidez na direção radial do pneu, o que implica em alterações da frequência natural, a rigidez condiciona forças com frequências similares da rotação e com seus respectivos harmônicos (frequências com valores múltiplos).



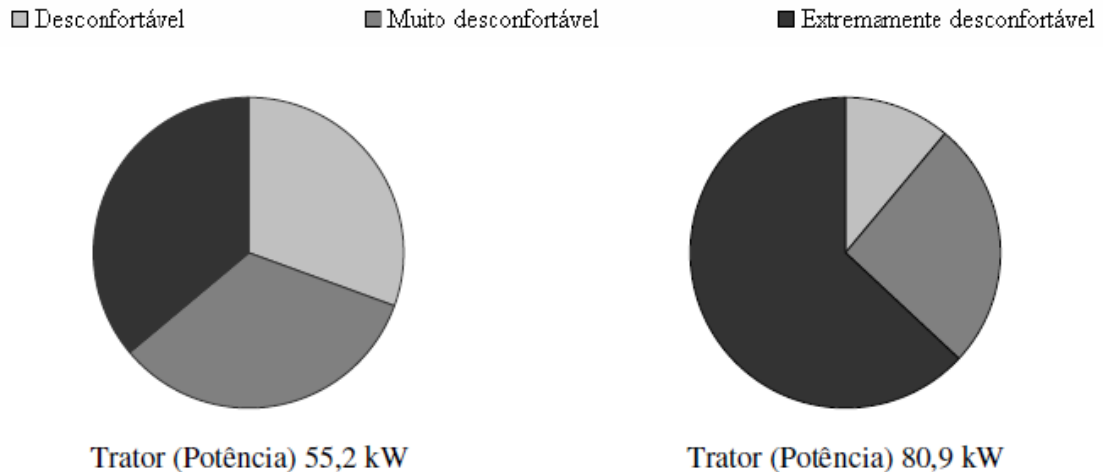
**Figura 3 – Representação gráfica da variabilidade da rigidez no pneu**

Fonte: Monteiro *et al.*, (2009)

Segundo Tosin (2009), para aceleração de corpo inteiro, a magnitude máxima de aceleração para oito horas de exposição é de  $0,64 \text{ m.s}^{-2}$  com o trator de potência 55,2 kW, velocidade média de  $1 \text{ m.s}^{-1}$  e pressão nos pneus de 172,4 kPa (25 psi). De acordo com o autor, no caso de utilizar o trator com a potência de 80,9 kW, velocidade média de  $1,9 \text{ m.s}^{-1}$  e pressão nos pneus de 137,9 kPa (20 psi), a magnitude de aceleração é de  $3,18 \text{ m.s}^{-2}$ .

Na Figura 4 é retratado o índice de conforto do corpo humano quando submetido a diferentes potências de tratores, evidenciando que o aumento da

potência do trator reduz a percepção de conforto no operador, sendo que, para a maior potência, o índice de extremamente desconfortável é predominante.



**Figura 4 - Índice da percepção de conforto para vibrações de corpo inteiro**

Fonte: Tosin (2009)

De acordo com Cunha (2009), as operações de aração e gradagem realizadas por um trator Massey Ferguson sem cabine nas rotações 1700 rpm, 1850 rpm e 2000 rpm apresentaram níveis de ruídos acima de 85 dB para oito horas de exposição. Segundo o mesmo autor, foi verificado que os níveis de vibração ficaram acima dos toleráveis pela norma, expondo, assim, o tratorista a efeitos prejudiciais a saúde, a segurança e ao conforto.

Segundo Becker (2006) e Roth (2010), qualquer sistema mecânico que oscile apresenta vibração, se diferindo apenas em conteúdo espectral. No desenvolvimento da atividade agrícola, o tratorista pode ficar períodos de tempo prolongados na execução de determinada atividade, onerando sobremaneira a sua saúde em virtude das vibrações transmitidas da irregularidade do terreno, em função da baixa frequência e da alta amplitude, induzindo, assim, ressonância com o corpo humano (ROTH, 2010).

### 2.3 Estudo dos parâmetros das vibrações

De acordo com Dimaragonas (1990), a teoria relacionada à vibração teve origem aproximadamente há 500 a.C com o uso de instrumentos musicais, de tal forma que, se constatou que independentemente da forma na qual os instrumentos eram tocados, eles mantinham a mesma frequência natural. Conforme o autor, desde os primórdios, o homem teve uma relação estreita com os fenômenos relacionados à vibração, pois foi através desta interação que ele pode transmitir suas idéias e pensamentos.

Segundo Lida (2000), a vibração pode ser regular, do tipo senoidal ou irregular tipo vibrações veiculares, sendo que a vibração irregular exerce maior influência nas atividades agrícolas, principalmente no percurso do trator na execução das atividades. A oscilação que uma massa desempenha ao redor de um ponto fixo chama-se vibração, sendo Hertz (Hz) o número de ciclos do movimento que se repete em uma unidade de tempo (s). De acordo o autor, um ciclo fica definido quando o corpo sai da sua posição de equilíbrio e se desloca de uma extremidade a outra voltando para a sua posição de equilíbrio.

Kroemer et al. (2005) e Lida (2000), relatam que o deslocamento da massa em torno do ponto de equilíbrio proporciona uma alternância da energia cinética em potencial e vice versa, sendo que o movimento seria contínuo caso não houvesse dissipação em outras formas de energia. A amplitude é o deslocamento máximo do corpo em relação a sua posição de equilíbrio, sendo a magnitude de aceleração uma das formas de se representar a amplitude de vibração (STEIN et al., 2007). A raiz quadrática média (RMS) é o parâmetro utilizado para a verificação da magnitude, pois corresponde o valor da aceleração eficaz da vibração (KROEMER et al., 2005).

De acordo com Lida (2000), a vibração é uma característica intrínseca de corpos que possuem massa e rigidez. No corpo humano, cada órgão possui uma frequência natural, o que poderá propiciar uma amplificação da vibração, caso a frequência externa excitante seja igual à frequência natural do corpo, correspondendo assim, ao fenômeno de ressonância. Para a obtenção da

frequência natural linear (Hz) é necessário obter a frequência natural angular, conforme as Equações 1 e 2.

$$\omega_n = 2\pi f = \sqrt{\frac{k}{m}} \quad (1)$$

$$f_n = \frac{\omega_n}{2\pi} \quad (2)$$

Em que:

$k$  é a rigidez do objeto ( $\text{N.m}^{-1}$ );

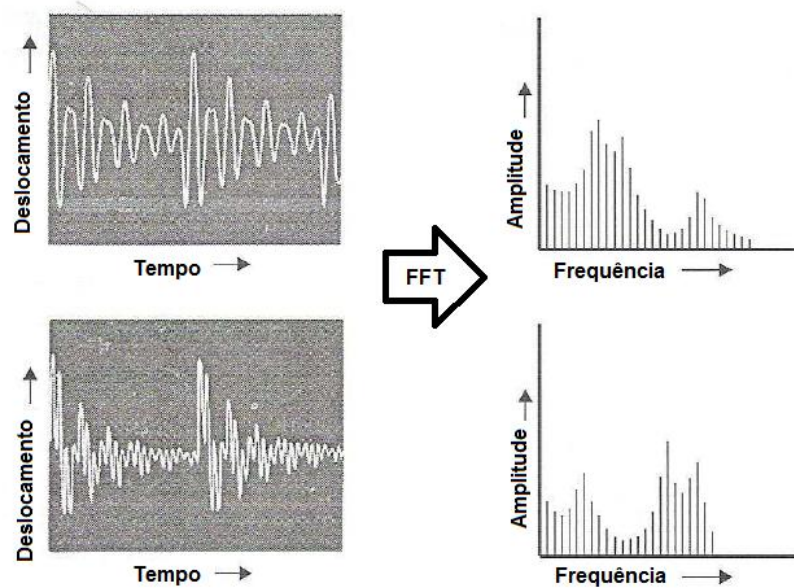
$m$  é a massa do objeto (kg);

$\omega_n$  é a frequência natural angular ( $\text{rad.s}^{-1}$ );

$f_n$  é a frequência natural linear (Hz).

De acordo com Walber (2009), na avaliação da análise de frequência, é necessário estabelecer em qual intervalo se obtém os maiores valores de amplitude, isto permite uma verificação mais precisa do comportamento espectral. Para se obter a amplitude em função da frequência, é necessário utilizar a Transformada Rápida de *Fourier* (FFT), o que implica em modificar o sistema cartesiano (deslocamento x tempo em amplitude x frequência), conforme mostra a Figura 5.

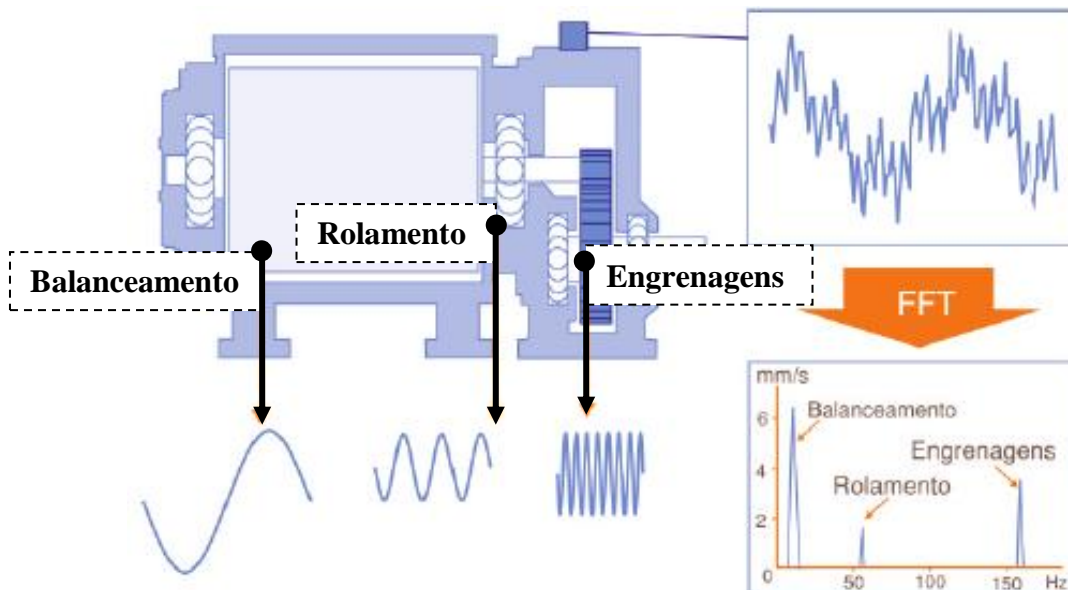
Segundo Lida (2000), a análise no espectro de frequência possibilita melhores inferências na solução de problemas da vibração, uma vez que, a faixa de frequência de 0 a 200 Hz permite visualizar as amplitudes críticas.



**Figura 5 – Imagem da transformação do sistema cartesiano (Deslocamento x Tempo) em (Amplitude x Frequência)**

Fonte: Walber (2009)

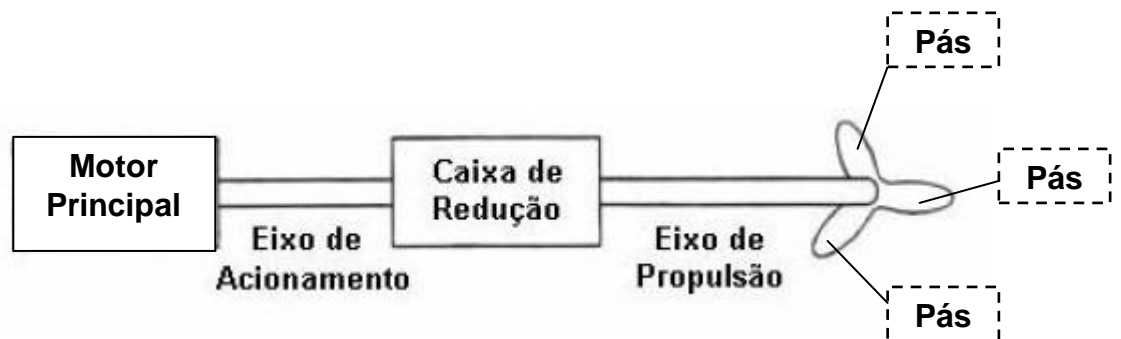
Como cada componente mecânico tem seu próprio valor de frequência, consegue-se verificar qual o componente é responsável pelas amplitudes das vibrações da máquina, conforme a Figura 6.



**Figura 6 - Representação dos componentes mecânicos em cada frequência**

Fonte: Mecatrônica (2003)

Segundo Lida (2000), para atenuar a propagação da vibração pode-se isolar a fonte, ou seja, inserir materiais isolantes que enclausure o elemento que origina a vibração; inserir mecanismos de amortecimentos, tais como os coxins na interface cabina e chassi; modificar as propriedades dos materiais, ou seja, alterar a massa e a rigidez de forma a modificar a frequência natural, impedindo, desta forma, a propagação da vibração procedente do motor. A representação gráfica do sistema de transmissão do motor segue conforme a Figura 7.



**Figura 7 – Representação do sistema de transmissão do motor de propulsão**  
Fonte: Quintas (2010)

A determinação das frequências de um motor de propulsão segue conforme as equações (3, 4, 5 e 6), estabelecidas por (QUINTAS, 2010).

Frequência de rotação no eixo de acionamento do motor, sendo a rotação de 1500 rpm, equação 3:

$$f_{\text{eixo de acionamento}} = \frac{\text{Rotação no eixo (rpm)}}{60} = \frac{1500}{60} = 25 \text{ Hz} \quad (3)$$

Frequência de rotação no eixo terminal da caixa de redução do motor, sendo a redução de 1:4,9, equação 4:

$$f_{\text{caixa de redução}} = \frac{\text{Rotação no eixo (rpm)}}{60 \times \text{Redução}} = \frac{1500}{60 \times 4,9} = 5,1 \text{ Hz} \quad (4)$$

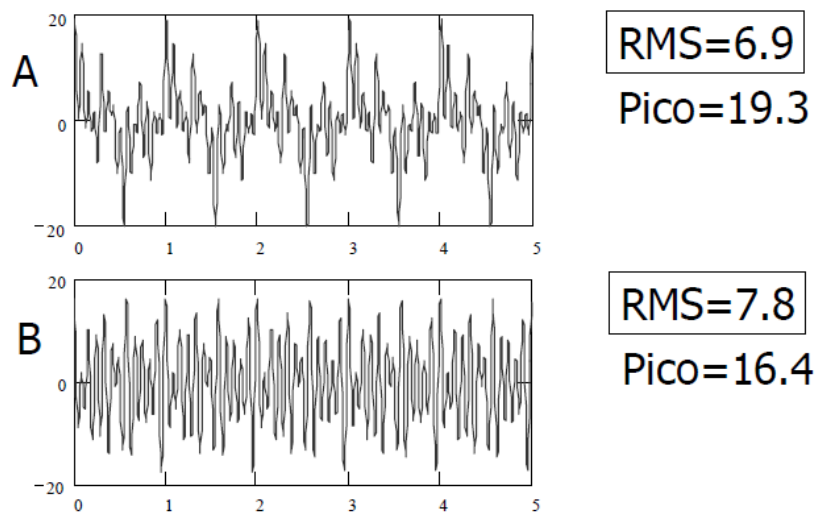
Frequência gerada pela rotação das pás do ventilador, sendo o número de 3 pás, equação 5:

$$f_{\text{gerada pelas pás}} = \frac{\text{Rotação no eixo (rpm)}}{60 \times \text{Redução}} \times n^{\circ} \text{ de pás} = \frac{1500}{60 \times 4,9} \times 3 = 15,3 \text{ Hz} \quad (5)$$

Frequência gerada pelo movimento dos pistões no interior dos cilindros, sendo o número de 8 cilindros, equação 6:

$$f_{\text{explosão dos cilindros}} = \frac{\text{Rotação no eixo (rpm)} \times (n^{\circ} \text{ cil} / 2)}{60} = \frac{1500 \times 8 / 2}{60} = 100 \text{ Hz} \quad (6)$$

De acordo com Sampaio (2012), a vibração pode ser quantificada pela posição, velocidade ou aceleração, sendo mais utilizado os valores de aceleração, torna-se importante verificar que os valores de pico de aceleração não são suficientes para a representatividade dos níveis de vibração ao longo de um período, para isso, é necessária a utilização da aceleração eficaz (RMS). Na Figura 8 verifica-se que embora os níveis de vibração do item (A) tenham um valor de pico superior ao item B, não se pode estabelecer que (A) tenha as maiores amplitudes de vibração no intervalo.



**Figura 8 – Exemplo de análise comparativa dos níveis de vibração**  
 Fonte: Sampaio (2012)

Conforme Sampaio (2012), a determinação da aceleração eficaz é representada pela equação (7).

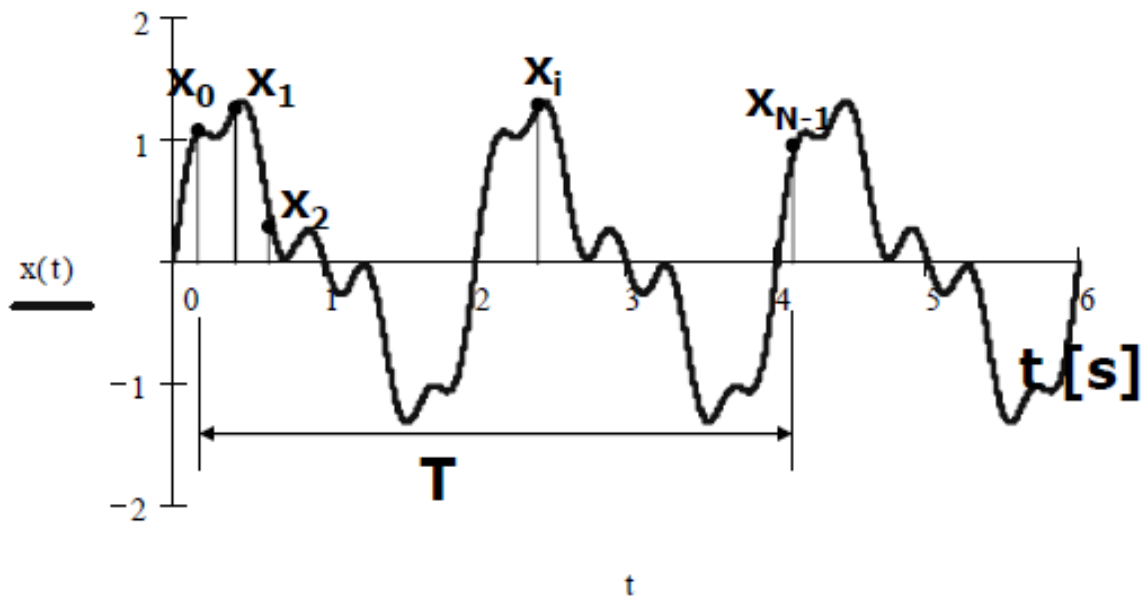
$$RMS = \sqrt{\frac{\sum_{i=0}^{N-1} x_i^2}{N}} = \sqrt{\frac{x_0^2 + x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_i^2 + \dots + x_{N-1}^2}{N}} \quad (7)$$

Em que:

$X_i$  é o valor da aceleração em determinado instante ( $m.s^{-2}$ ) e;

$N$  é o número de amostras de acelerações.

A determinação do RMS, em função das amplitudes ao longo do tempo, permite uma melhor análise do comportamento vibratório, conforme demonstrado na Figura 9.



**Figura 9 - Valores de amplitude para a determinação da aceleração eficaz**

Fonte: Sampaio (2012)



## 2.4 Exposição do corpo humano às vibrações

No corpo humano, a vibração não é uniforme, uma vez que, a estrutura do corpo é composta por inúmeros membros com características diferentes de rigidez (IIDA, 2000). De acordo com Kroemer et al. (2005), para se ter o entendimento da vibração no corpo é necessária a verificação das frequências naturais de ressonância de cada parte do corpo.

No corpo humano, cada órgão tem uma frequência natural distinta, ou seja, cada região do corpo responde de maneira diferente a frequência externa a ela imposta, no caso do sistema cardiovascular, frequências inferiores a 20 Hz estabelecem um aumento da atividade cardíaca, sendo que intervalos de 0,1 a 0,7 Hz produzem efeitos como insônia, enjôos e diminuição da acuidade visual (ISHITAKE E MATOBA, 2000).

De acordo com a NR-15 (2011), toda atividade que expõe o operador a níveis de vibrações, seja no segmento mão braço ou no de corpo inteiro, sem que o operador tenha alguma proteção, pode se caracterizar como uma atividade insalubre de grau médio, permitindo, ao funcionário, um adicional de 20% sobre o salário mínimo.

Devido a sensibilidade da coluna vertebral, os limites de magnitude da aceleração de corpo inteiro têm o nível de ação em  $0,5 \text{ m.s}^{-2}$ , valor acima do qual devem ser tomadas medidas preventivas para minimizar os efeitos da vibração (GRIFFIN, 1990).

No corpo humano, as pernas e o pescoço têm a função de absorver as vibrações de agentes externos a fim de não permitir que estas cheguem à cabeça, no entanto, poderá haver ressonância se a frequência externa coincidir com as produzidas através das pernas e do pescoço (SERVADIO et al., 2007).

A frequência de ressonância do corpo humano, na direção vertical, compreende ao intervalo de 4 a 8 Hz, sendo a direção longitudinal e transversal do corpo humano mais sensível aos efeitos vibratórios na frequência de 1 a 2 Hz (GRIFFIN, 1990).

Segundo Iida (2000), as análises de vibração no corpo humano envolvem inúmeras variáveis, desta forma, seu diagnóstico é complexo, necessitando um conhecimento do equipamento e do objeto a ser analisado. Ao fazer uma analogia

do corpo humano com a modelagem física, isto no ambiente de análise de vibrações, pode-se considerar o corpo humano como um sistema mola-massa, em que os ossos representariam à rigidez do sistema e os músculos a parte elástica (SERVADIO et al., 2007). Na Tabela 3 são representadas as faixas de frequências críticas para o corpo humano.

**Tabela 3 – Frequências críticas ao corpo humano**

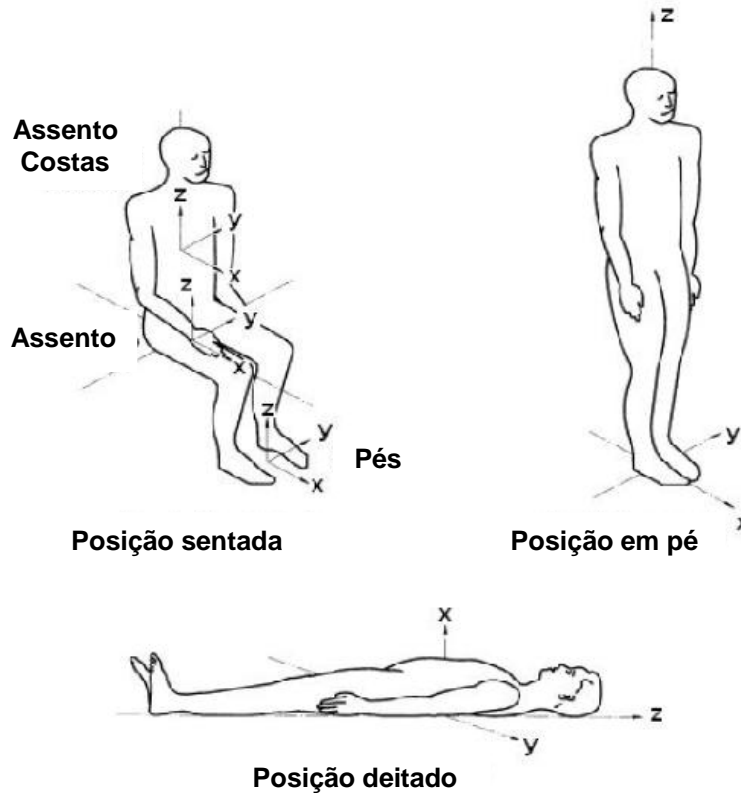
| <i>Efeitos da WBV na saúde do corpo humano</i>  | <i>Frequências (Hz)</i> |    |    |    |    |    |    |     |     |  |
|---|-------------------------|----|----|----|----|----|----|-----|-----|--|
|   | 03                      | 04 | 05 | 20 | 30 | 60 | 90 | 100 | 200 |  |
| Forte ressonância na coluna vertebral cervical  | ■                       | ■  |    |    |    |    |    |     |     |  |
| Picos de ressonância na coluna vertebral lombar |                         | ■  |    |    |    |    |    |     |     |  |
| Ressonância muito forte na cintura escapular    |                         |    | ■  |    |    |    |    |     |     |  |
| Ressonância entre a cabeça e o ombro            |                         |    |    | ■  | ■  |    |    |     |     |  |
| Ressonância na pupila dos olhos                 |                         |    |    |    |    | ■  | ■  |     |     |  |
| Ressonância no maxilar                          |                         |    |    |    |    |    |    | ■   | ■   |  |

Fonte: lida (2000)

O intervalo de 1 a 80 Hz abrange a maioria das frequências críticas nos órgãos do corpo, segundo a ISO 2631/1 (1997). Em um estudo sobre a influência da vibração sobre pilotos de aeronaves Packer (2008) verificou que faixas de frequências inferiores a 9 Hz produziram os piores resultados na execução de tarefas por parte dos pilotos, no intervalo de 9 a 15 Hz, a maioria das pessoas que participaram do experimento encontraram dificuldades em tarefas como escrita e digitação, já a frequência de 21 Hz estabeleceu o melhor parâmetro para a execução das tarefas.

No corpo humano, a vibração pode ser medida através dos três eixos ortogonais (x, y e z), de acordo com esta análise, a direção (z) é vinculada aos valores de vibração vertical dos pés ou nádegas para a cabeça, na direção (x) estão os valores correspondentes ao longo do eixo longitudinal das costas ao peito e no eixo (y) estão os valores correspondentes na direção transversal da direita para a

esquerda, conforme a ISO 2631/1 (1997), visualiza-se a representação gráfica do corpo na Figura 10.



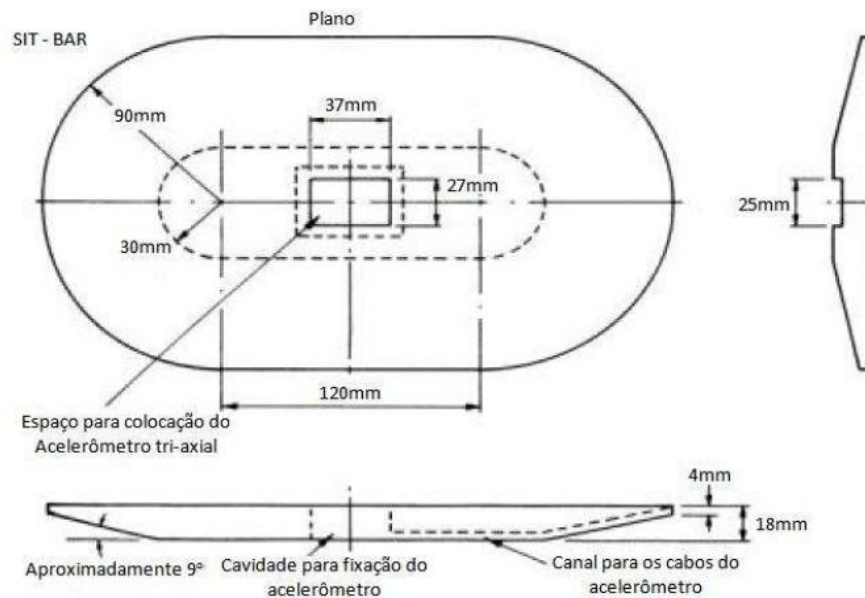
**Figura 10 - Representação gráfica do sistema ortogonal dos eixos para a medição da vibração no corpo humano**

Fonte: ISO 2631/1 (1997)

A ISO 2631/1 (1997) estabelece três parâmetros limites de análise de vibrações: conforto, fadiga e saúde. O conforto é analisado para os passageiros de veículos automotores; a fadiga relaciona a eficiência dos operadores de máquinas e veículos; a saúde é vinculada aos riscos inerentes das atividades que causam perigo direto ao operador. A mesma norma relaciona estes parâmetros em função do posicionamento da massa corpórea com a superfície de contato, sendo as seguintes formas: em pé, sentado e deitado.

Conforme a ISO 2631/1 (1997), a vibração do corpo humano na posição sentada pode ser avaliada em três regiões do corpo: o cóccix, as costas e os pés. Conforme a mesma norma, é necessário que a coleta dos dados seja realizada na interface entre a região do corpo e a superfície vibrante, neste caso, o acelerômetro

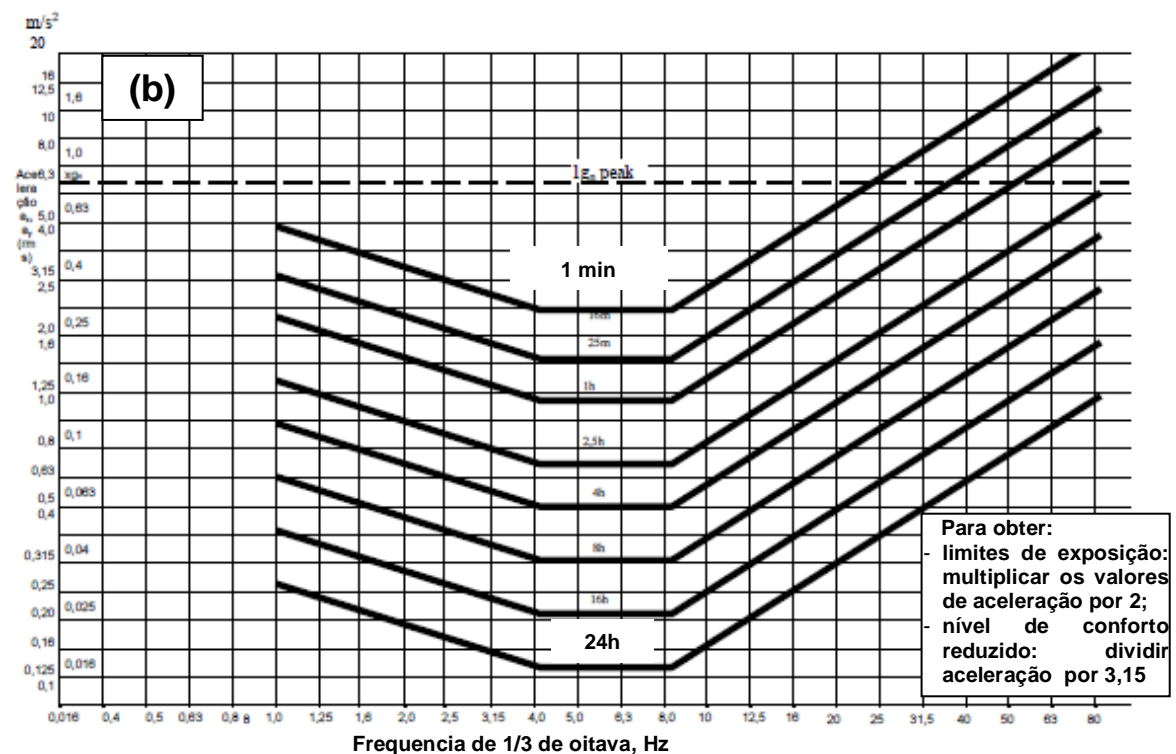
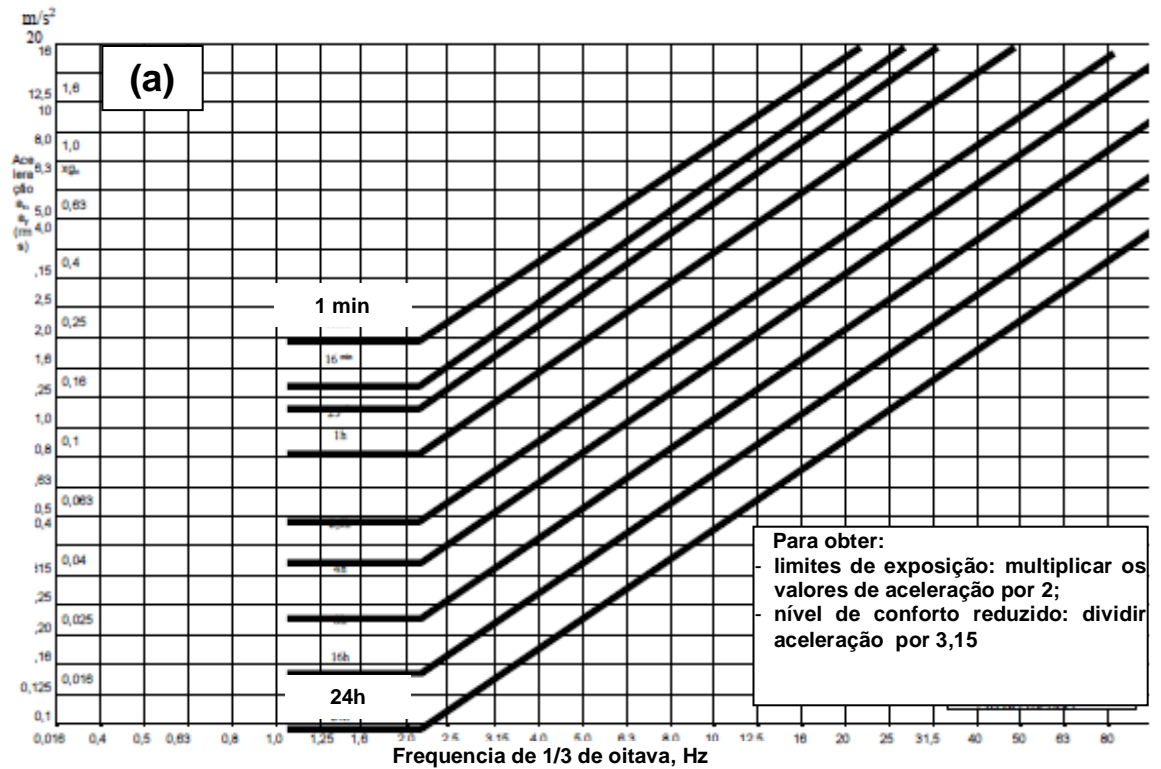
deve estar inserido na interface do assento, encosto e piso. Griffin (1990) desenvolveu um suporte circular semi-rígido, composto de borracha com interior vazado, para o posicionamento do acelerômetro e para que a pressão seja constante na superfície de contato assento-operador, conforme a Figura 11.



**Figura 11 - Vistas ortogonais do suporte para o acelerômetro**

Fonte: GRIFFIN (1990)

Na normatização para análise de vibrações, utilizam-se os parâmetros de oitavas e terças, as quais são fundamentais para a ponderação dos valores, de acordo com a ISO 2631/1 (1997). Ainda de acordo com a norma, uma oitava corresponde ao intervalo onde o valor da frequência maior é o dobro da menor, ou seja, os intervalos de 8 a 16 Hz, 16 a 32 Hz e 32 a 64 Hz correspondem a uma oitava, à terça correspondem os valores de frequência obtidos na divisão proporcional no intervalo de uma oitava, ou seja, uma terça no intervalo de 16 a 32 Hz correspondem os valores de frequência de 21,3 Hz e 26,7 Hz. O corpo humano, quando submetido às acelerações longitudinais x e y tem maior sensibilidade na frequências de 1 a 2 Hz. Quando a aceleração está na direção vertical, os limites de tolerância do corpo humano têm maior sensibilidade no intervalo de 4 a 8 Hz, conforme a Figura 12 (ISO 2631-1, 1997).



**Figura 12 - Limites de aceleração eficaz versus frequência para os eixos: a) longitudinal (x e y); b) vertical (z)**  
 Fonte: ISO 2631-1 (1997)

A vibração no corpo humano causa perturbações, desta forma, para intervalos de acelerações a norma ISO 2631-1 (1997), convencionou índices qualitativos da exposição do corpo humano em função das magnitudes, conforme a Tabela 4.

**Tabela 4 – Limites de exposição do corpo humano à vibração**

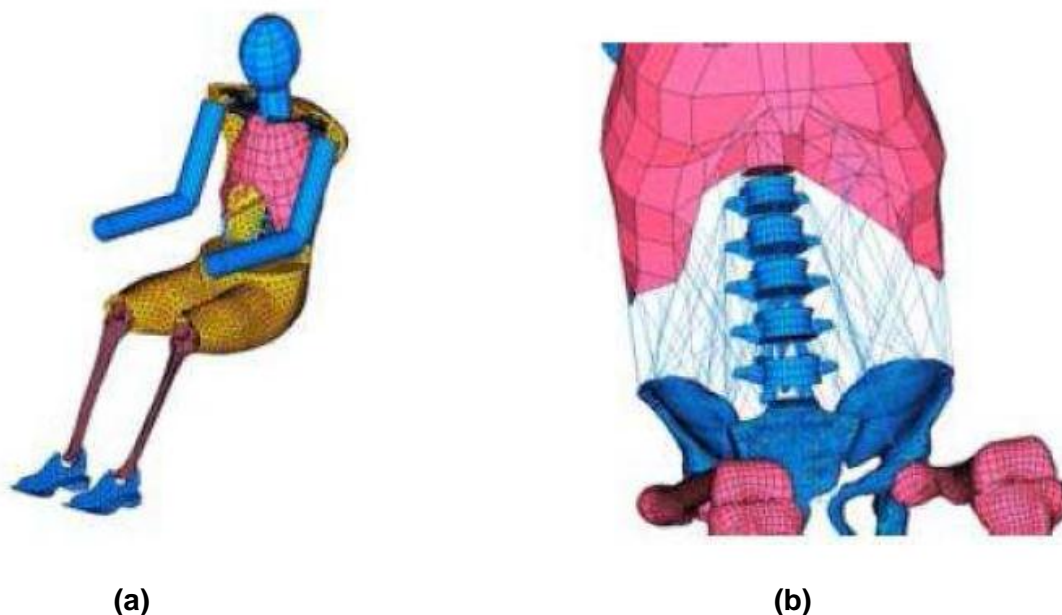
| <i>Aceleração</i>                              | <i>Reações com relação ao conforto</i> |
|--|--|
| < 0,315 m/s <sup>2</sup>                       | confortável                            |
| 0,315 m/s <sup>2</sup> a 0,63 m/s <sup>2</sup> | pouco desconfortável                   |
| 0,8 m/s <sup>2</sup> a 1,6 m/s <sup>2</sup>    | desconfortável                         |
| 1,25 m/s <sup>2</sup> a 2,5 m/s <sup>2</sup>   | muito desconfortável                   |
| > 2,0 m/s <sup>2</sup>                         | extremamente desconfortável            |

Fonte: ISO 2631-1 (1997)

## 2.5 Simulações Computacionais das Vibrações

Segundo Walber (2009), o estudo da vibração é facilitado através do auxílio do computador, que serve como uma ferramenta no desenvolvimento de modelos matemáticos para representar o comportamento real de determinado sistema. Para o desenvolvimento de tratores agrícolas é necessária a previsão de uma modelagem matemática (simulação numérica) que implique em resultados realistas com a atividade prática (PANKOKE, 2006).

Segundo Walber (2009), em estudos recentes sobre vibrações, é verificada a utilização de modelos numéricos interligados com a simulação geométrica de tal forma a simular os efeitos da realidade, baseado nisto, foi desenvolvido um modelo dinâmico humano de elementos finitos chamados Casimir, de acordo com a Figura 13. Conforme o autor, este modelo geométrico permite simular o comportamento das regiões do corpo em função da influência da vibração.



**Figura 13 – Representação gráfica do modelo geométrico do corpo humano Casimir: a) corpo inteiro; b) detalhe lateral do tronco do modelo**

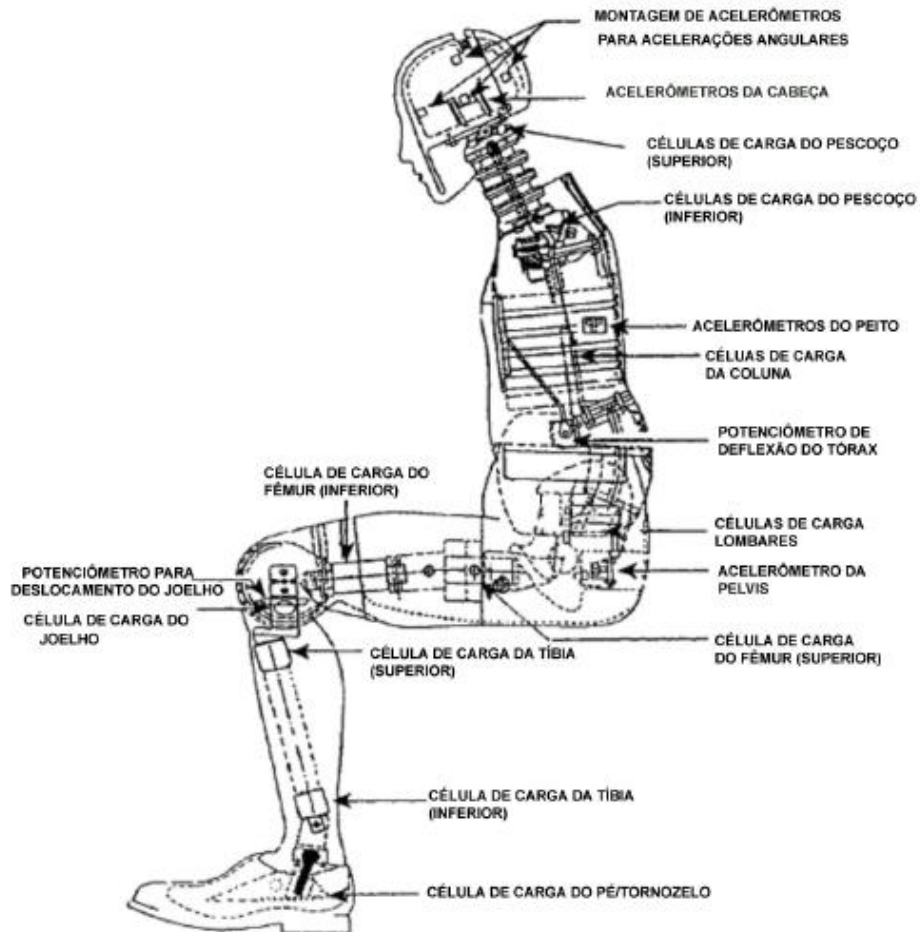
Fonte: Walber (2009)

De acordo com Tewari et al. (2009) e Anflor (2003), dos vários *softwares* utilizados para simulações de vibrações o *Working Model* se destaca em função da sua interface simplificada, permitindo uma interação dinâmica entre o aspecto geométrico e físico. Conforme os mesmos autores, a simulação das magnitudes de vibrações em diferentes condições permite a alteração de propriedades tais como: rigidez, massa, geometria, entre outras.

Na simulação dos parâmetros físicos de vibração do pulverizador, Gomes (2010) verificou a necessidade de aumentar a rigidez da estrutura do pulverizador, obtendo desta forma, uma redução da magnitude de aceleração na frequência de 9 Hz a qual é nociva a saúde do operador conforme ISO 2631/1 (1997). Em relação à redução de massa, observou que a ressonância em 40 Hz foi eliminada, no entanto, constatou-se que os principais parâmetros de atenuação da ressonância foram às mudanças de massa e de geometria.

Para análise de simulações dinâmicas específicas do corpo humano utiliza-se um boneco antropométrico dotado de vários sensores que reproduzem as respostas em função do movimento estabelecido, segundo Harris e Piersol (2002) o boneco

*Hybrid III*, na Figura 14, tornou-se referência internacional em testes de vibrações principalmente em colisões de automóveis.

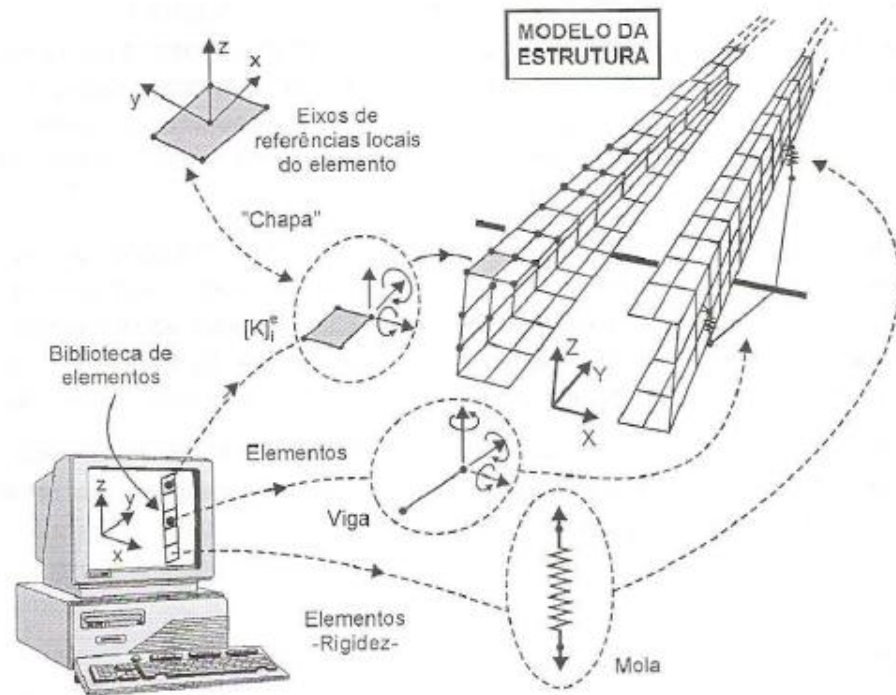


**Figura 14 - Representação gráfica do boneco antropométrico**

Fonte: HARRIS E PIERSOL (2002)

Para a verificação do comportamento físico vibratório de determinado componente de forma virtual utilizam-se *softwares* que contemplam parâmetros de elementos finitos, entre eles se destaca o *Solidworks Cosmos* (SOUZA et al., 2001). Este *software* traz consigo uma biblioteca de materiais que contemplam a matriz de rigidez específica e conseqüentemente se obtém a rigidez do conjunto dos diferentes materiais, desta forma, é possível a verificação da frequência natural de cada corpo e o seu respectivo efeito sobre o conjunto. Na Figura 15 é representada a esquematização do método de elementos finitos, que corresponde a uma forma geométrica de resolver as equações diferenciais.

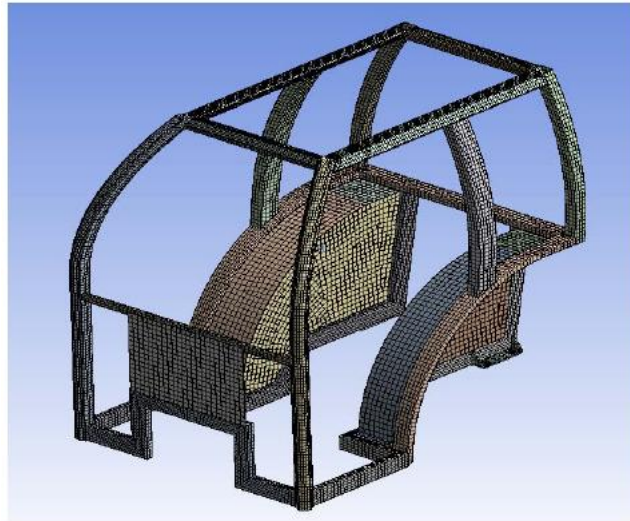




**Figura 15 - Esquema geral do método de elementos finitos de forma virtual**  
 Fonte: Filho (2005)

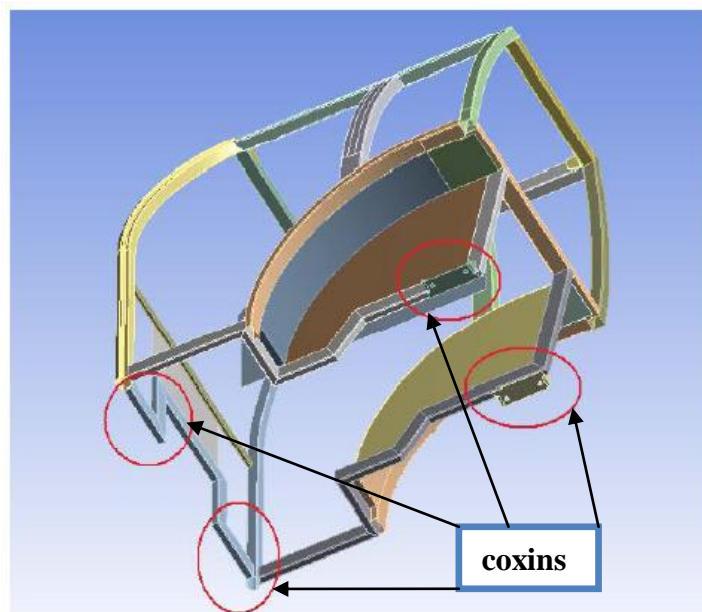
O material estrutural da cabina da maioria dos tratores é composto por aço e aço liga, sendo que os mais utilizados são: ASTM A36, ASTM A500 e SAE 1020 (CESA, 2010). Conforme Barbetti (2005), a análise da aplicação do teste de contorno (método computacional para soluções de equações diferenciais), propicia a redução custos de material, no entanto, são necessárias pesquisas que mostrem a montagem da cabina sobre diferentes tipos de coxins de borracha, a fim de promover a minimização da vibração no assento.

Na aplicação do método de elementos finitos na análise de uma cabina de trator possibilita a simulação virtual do mesmo, permitindo desta forma, alterações de melhorias tais como: design, material, deformação, entre outros (CESA, 2010). O mesmo autor ainda realizou a modelagem tridimensional da estrutura da cabina do trator, conforme a Figura 16.



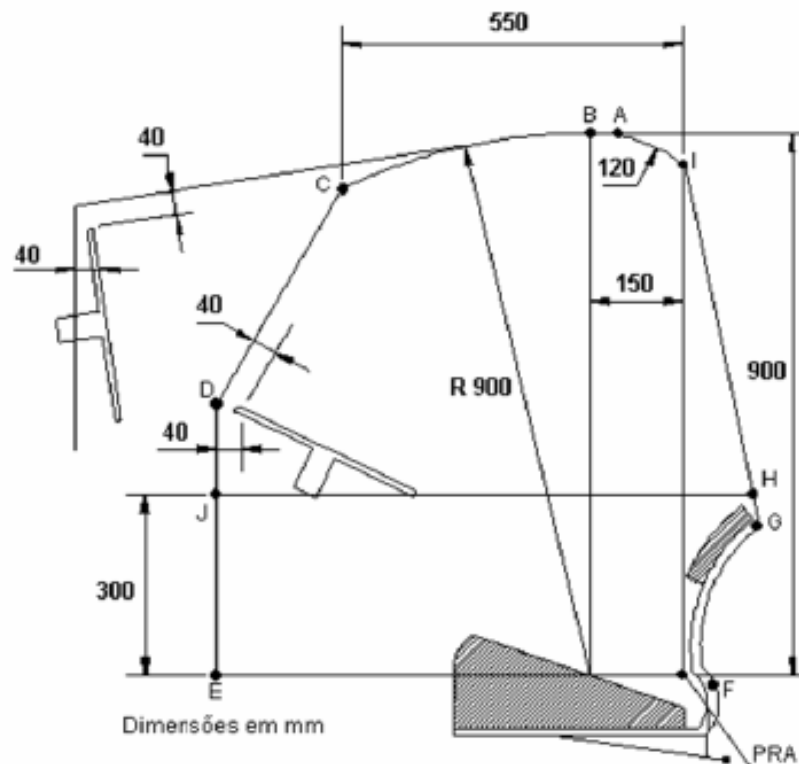
**Figura 16 – Representação gráfica da modelagem tridimensional da cabina**  
Fonte: CESA (2010)

Na definição da geometria da cabina é necessária primeiramente a verificação dos tipos de arquitetura disponíveis para a geração do objeto tridimensional (CESA, 2010). Na Figura 17 são representados os suportes onde foi aparafusada a estrutura da cabina ao chassi.



**Figura 17 – Representação gráfica da modelagem tridimensional da cabine com os respectivos coxins**  
Fonte: CESA (2010)

A estrutura da cabina do trator deve ter um espaço mínimo o suficiente para proporcionar segurança ao operador, sendo necessária a verificação da magnitude de vibração em intervalos de frequência da estrutura (CESA, 2010). Na Figura 18 são representadas as medidas mínimas toleráveis pela norma (SAE J2194, 2009). Estas dimensões são imprescindíveis para a segurança do operador uma vez que alterações de deformações na estrutura poderão comprometer a segurança do operador.



**Figura 18 - Vista lateral da representação gráfica da cabina**

Fonte: SAE J2194 (2009)

Gomes (2010), estudando os níveis de vibração produzidos por pulverizadores, que interferiam na saúde dos operadores, constatou que as principais fontes de vibração são oriundas do desbalanceamento das pás do ventilador e do próprio chassi, o qual aumentou a amplitude de aceleração. Os sistemas de amortecimento não foram eficazes na atenuação da aceleração, e para uma melhor eficiência são necessárias simulações da massa e da rigidez do chassi.

## 2.6 Transmissibilidade das vibrações através do coxim

Segundo Oliveira (2011), a predição de novos modelos elastoméricos é um campo promissor dentro da área de Engenharia, principalmente o que envolve a teoria molecular dinâmica da borracha, que auxilia na obtenção de materiais eficientes na atenuação de vibrações. O motor do trator é uma fonte primária de vibração, produzindo magnitudes de acelerações principalmente na alta frequência, no entanto, a massa do motor, além de estrutural, funciona como absorvedor dessas magnitudes.

De acordo com Barbetti (2005), os coxins se dividem em dois grupos: elastoméricos e hidráulicos, os mais utilizados atualmente no Brasil são os hidráulicos, no entanto, pesquisas recentes têm mostrado que os coxins elastoméricos têm mostrado bom desempenho na atenuação das vibrações em altas frequências e também, em relação ao custo ser três vezes menor ao coxim hidráulico.

A transmissibilidade através do coxim é a relação estabelecida entre a razão da força transmitida na parte superior do coxim e a força excitante na parte inferior do coxim ou a razão da magnitude transmitida e a magnitude excitante (GRIFFIN, 1990. Segundo Walber (2009) e Roth (2010) os valores obtidos destas razões podem ser classificados em maiores que 1, o que indica que houve amplificação no sistema, menores que 1, indicando que houve absorção da amplitude e valores iguais a 1, indicando que o meio não interferiu na propagação da vibração.

Barbetti (2005), descreve que devido o contato dos coxins com o motor serem de seis graus de liberdade, tem-se a propagação da magnitude nas três direções (x,y e z), além das três rotações em cada um dos eixos. A principal direção a ser analisada, tendo em vista o conforto do operador, é a direção vertical (Franchini, 2007).

Conforme Oliveira (2011) e Barbetti (2005), a mecanização agrícola teve grandes avanços nas últimas décadas, pois existia uma solda do chassi com o posto de trabalho e conseqüentemente houve melhorias no aspecto ergonômico ao inserir coxins entre o chassi e a cabina, no entanto, a vibração atuante nos coxins acelera a fadiga estrutural e resulta falha de componente.

Barbetti (2005) menciona que desde a década de 30 que o coxim é utilizado para amortecer as vibrações veiculares, no princípio era constituído apenas por um prisma de borracha que minimizava as vibrações provenientes do motor. De acordo com Oliveira (2011), os coxins exercem algumas funções principais:

- Previne falhas dos componentes de apoio da estrutura;
- Isola forças oriundas do desbalanceamento do motor;
- Diminui a magnitude de vibrações provenientes do motor para a cabina;
- Atenua o desconforto humano;
- Suporta a massa da cabina.

Segundo Balbinot (2000); Walber (2009) e Oliveira (2011), para reduzir a transmissibilidade de vibração é fundamental que a frequência natural do coxim seja inferior a frequência originada do motor, ou seja, é necessária baixa rigidez (maciez) para isolar altos valores de frequência, no entanto, baixos valores de rigidez no coxim podem proporcionar grandes deslocamentos no motor, afetando, desta forma, os componentes e também o conforto do corpo humano.

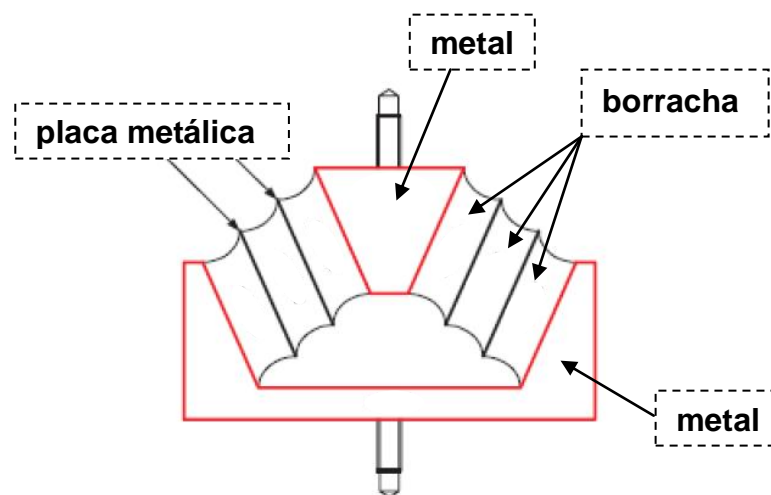
Os baixos valores de amortecimento e rigidez têm influencia direta na minimização da magnitude de vibração na alta frequência, desta forma, as últimas pesquisas tem direcionado e verificado o comportamento dinâmico de coxins, a fim de propor melhorias (OLIVEIRA, 2011).

Conforme Oliveira (2011) e Barbetti (2005), os pontos de apoio do motor em relação à estrutura veicular têm como interface os coxins que suportam a massa do motor e isolam as vibrações do mesmo para a cabina. De acordo com os mesmos autores, os pontos de apoio do motor em relação à estrutura são posicionados de forma que a carga do motor seja distribuída proporcionalmente aos coxins. A isolação através do coxim serve para amenizar os efeitos da combustão durante a explosão e o movimento dos componentes mecânicos tais como: manivela e virabrequim.

Na exposição de vibração de corpo inteiro, se desconhece o percentual de transmissibilidade que atravessa os coxins da cabina (STEIN et al., 2007). Os coxins são simulados com frequência natural inferior ao motor e modelados com

parâmetros de molas com coeficiente de rigidez e viscosidade de amortecimento (BARBETTI, 2005).

O uso de materiais de elastômeros em coxins é justificado devido à alta tensão por unidade de massa, boa compactação, baixo custo e simples manutenção, sendo, no entanto, necessário que a distribuição de borracha ao longo do coxim mantenha as características de rigidez apropriadas em todas as direções (OLIVEIRA, 2011). Na Figura 19, é representada a seção longitudinal de um coxim elastomérico.

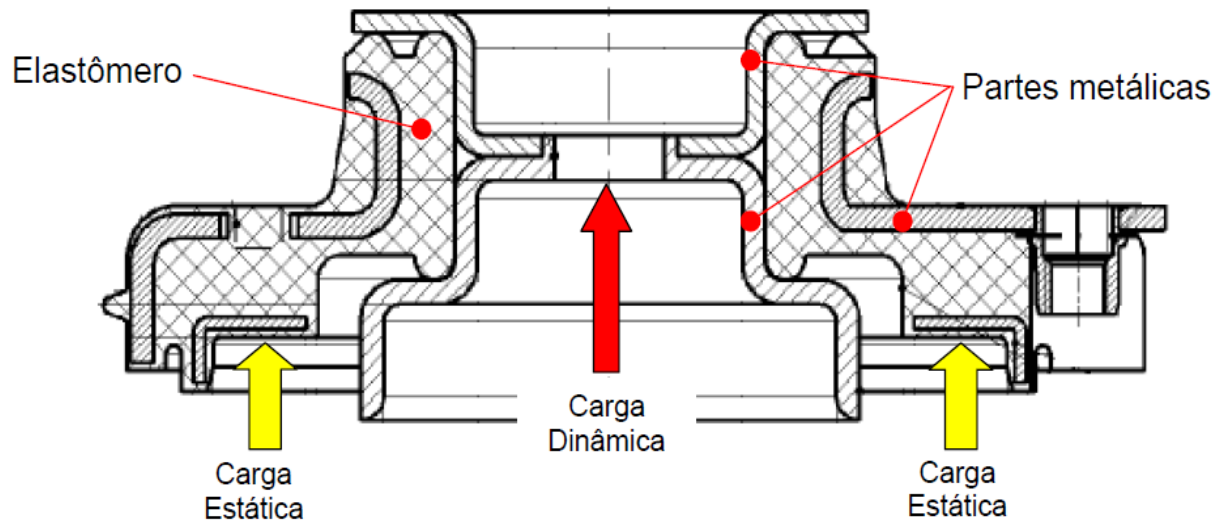


**Figura 19 – Representação gráfica da secção longitudinal do coxim elastomérico**

Fonte: OLIVEIRA (2011)

Conforme Barbetti (2005) e Freitas (2006), os coxins mais utilizados na interface estrutural geralmente são constituídos por metal e borracha, conforme se verificam a representação de três coxins do sistema de suspensão dianteira do tipo *MacPherson*.

O coxim superior da suspensão é classificado em dois modelos: desacoplado (Figura 20) e o não desacoplado (FREITAS, 2006). De acordo com o mesmo autor, no coxim desacoplado as cargas estáticas e dinâmicas são transmitidas em diferentes áreas, o valor de rigidez do modelo desacoplado corresponde a 350 N.m<sup>-1</sup>.



**Figura 20 - Representação do coxim de modelo desacoplado**

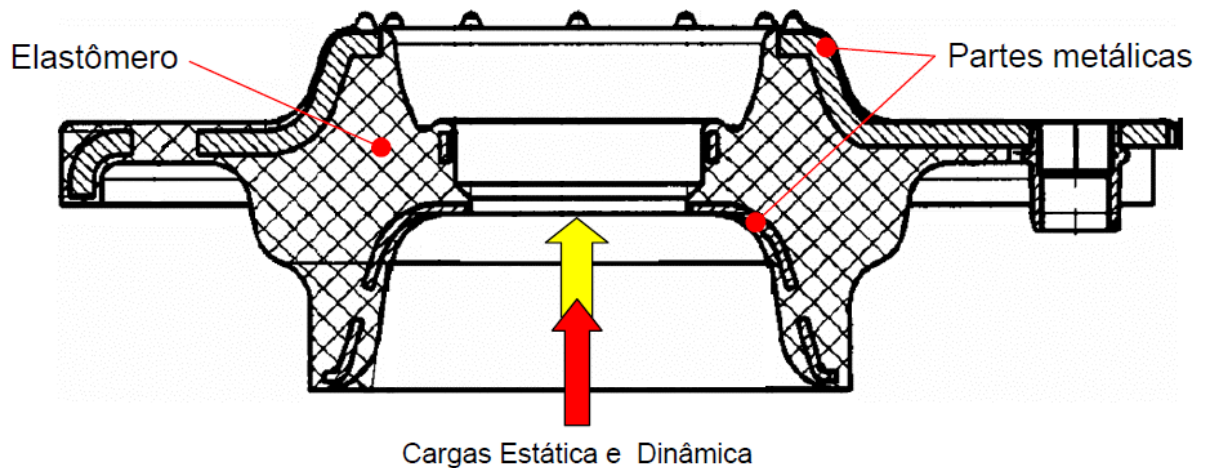
Fonte: Freitas (2006)

Segundo Barbetti (2005), para a modelagem de um sistema de apoio o motor é simulado como um corpo rígido, tendo seis graus de liberdade, ou seja, o corpo tem liberdade do movimento linear em três direções (x, y e z) e em três rotações em cada eixo. Evidencia-se que para os futuros projetos de coxins é necessária a manutenção da frequência natural independente do carregamento exercido sobre o mesmo e, para isto, há necessidade de alterações nas características não lineares de rigidez e amortecimento (OGATA, 1998).

O coxim pode ser considerado um sistema mola e amortecedor que serve para reduzir a magnitude da vibração transmitida do motor para a cabina, reduzindo a transmissibilidade da magnitude de aceleração (OLIVEIRA, 2011). A mola tem a função de armazenar a energia mecânica enquanto que o amortecedor serve para dissipar a energia. (BARBETTI, 2005; OGATA, 1998).

No coxim de modelo não-desacoplado, as cargas são direcionadas para um único ponto de atuação, sendo assim, para minimizar a magnitude das vibrações verticais, é necessária uma alta rigidez, em torno da faixa de 500 a 750  $\text{N.m}^{-1}$

(FREITAS, 2006). Na Figura 21 é representada graficamente a secção transversal do coxim não-desacoplado.



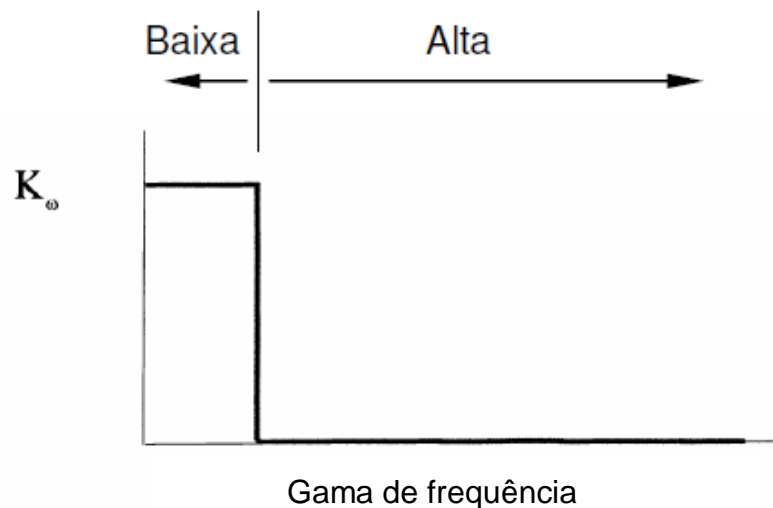
**Figura 21 – Representação gráfica do coxim de modelo não-desacoplado**

Fonte: Freitas (2006)

Para o isolamento da vibração do motor em altas frequências, o coxim deve apresentar baixa rigidez dinâmica e baixo amortecimento, no entanto, a baixa rigidez dinâmica não atenua as vibrações nas frequências inferiores a 30 Hz que são aquelas provenientes do motor em marcha lenta e do deslocamento do trator no terreno (FREITAS, 2006). De acordo com o mesmo autor, os valores de alta rigidez e alto amortecimento promovem a minimização da vibração do motor reduzindo assim a transmissibilidade da vibração nas baixas frequências.

Segundo Freitas (2006) e Barbetti (2005) de uma forma geral, o coxim ideal deve apresentar alta rigidez e alto amortecimento para reduzir a transmissibilidade em frequências inferiores a 30 Hz, baixa rigidez e baixo amortecimento para reduzir as frequências de 30 a 200 Hz que correspondem à faixa de frequência produzida pelas rotações do motor. Na Figura 22 é representada a rigidez ideal em função da frequência para um coxim de motor.





**Figura 22 – Rigidez do coxim em função da frequência**

Fonte: Barbetti (2005)

## 2.7 Transmissibilidade das Vibrações através do Assento

Conforme Lida (2000), os assentos, em geral, contribuíram de forma significativa para a mudança comportamental do homem favorecendo-o em alguns aspectos tais como: promover maior estabilidade para o corpo, porém trouxe alguns malefícios de ordem ergonômica.

Griffin (1990) e Becker (2006) relatam a importância do desenvolvimento de novos projetos para assentos que minimizem os esforços e o estresse do operador na utilização de tratores agrícolas. De acordo com os mesmos autores, os parâmetros mais importantes no isolamento da vibração nos assentos são o material, a densidade e a espessura, no entanto, é conveniente estudos no sistema mola e amortecedor que compõem a estrutura de assento de tratores.

O operador sente os efeitos da vibração no assento por dois parâmetros principais: o estático e o dinâmico. Geralmente no estático, a vibração é produzida através do funcionamento do motor, já no dinâmico, geralmente, é oriunda do deslocamento trator através do terreno (ROTH, 2010).

Nos tratores agrícolas, os assentos são fundamentais para a absorção da vibração oriunda da irregularidade do terreno, minimizando os efeitos negativos ao

operador (ROTH, 2010). Conforme Lida (2000) e Tewari et al. (2009), o operador deve ficar em uma posição confortável no assento em virtude do tempo prolongado da jornada de trabalho, o assento deve ser projetado de forma a permitir que em torno de 90% da população consiga conduzir a máquina agrícola de forma adequada, sem comprometer a integridade física do indivíduo.

Na avaliação dos níveis de vibração em motoristas de ônibus (Walber, 2009) verificou-se que os assentos não amortecem a vibração, principalmente em frequências próximas da natural da coluna vertebral, necessitando assim, de outras pesquisas, principalmente em assentos de tratores agrícolas que provavelmente condicionará efeitos mais danosos à saúde (Roth, 2010). Segundo Packer (2008), o uso de assentos acolchoados possibilitaria uma redução de custo e em certas condições um melhor conforto para o operador, no entanto, esta estratégia seria ineficaz, uma vez que este tipo de assento não consegue atenuar as vibrações de baixa frequência.

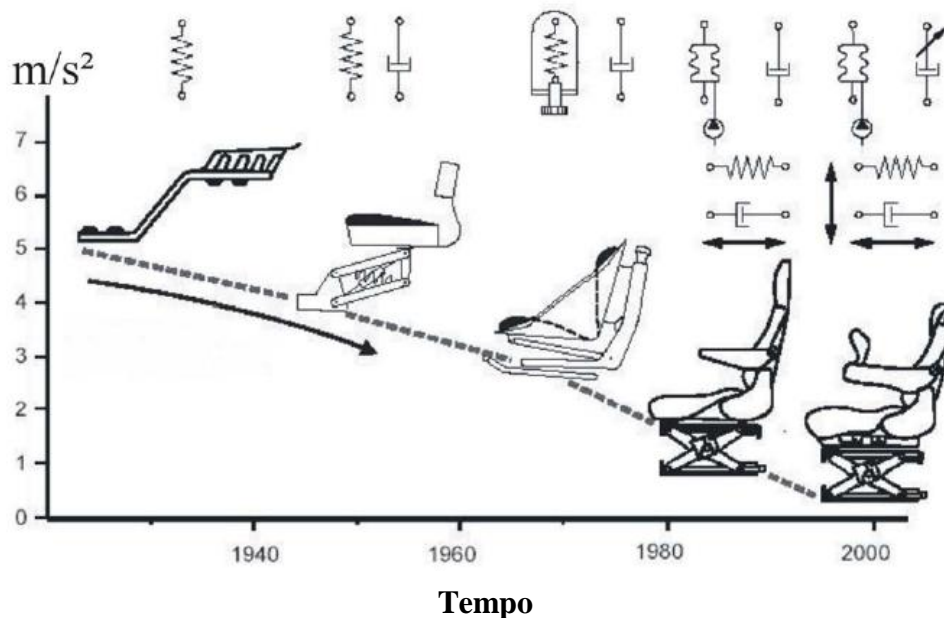
Roth (2010) e Franchini (2007) referem que no desenvolvimento de trabalhos a campo, os operadores de tratores ficam horas na posição sentada em contato direto com o assento e conseqüentemente com as oscilações mecânicas. A posição de conforto na interface assento-operador reflete sobremaneira a eficiência do tratorista na execução das tarefas, sendo conveniente a verificação de diferentes posições do manípulo no assento, a fim de minimizar as doses de amplitudes ao operador.

A vibração crítica que atinge o operador é transmitida através do assento, sendo a sua direção vertical a principal causa de problemas para a saúde do operador (FRANCHINI, 2007). Segundo Roth (2010) e Franchini (2007), mencionam que embora o meio de transmissão da vibração seja o assento, outros mecanismos influenciam na magnitude da vibração como: pneus, coxins, amortecedor, posição do manípulo, entre outros.

A modificação nos futuros projetos de assentos de tratores agrícolas, de tal forma que estes propiciem o máximo de absorção das vibrações, permite assim, uma adequação do tratorista ao seu respectivo posto de trabalho (IIDA, 2000). O mesmo autor também destaca que os principais parâmetros de projeto a serem considerados no desenvolvimento de assentos são: tipo de material, encosto, apoio

para os braços, ajustes de altura e inclinação, rugosidade e calor específico do material.

O isolamento do assento para minimizar as vibrações é fundamental, uma vez que atenua as lesões na coluna e problemas de fadiga (DUPUIS et al., 1995). De acordo com os mesmos autores, pesquisas realizadas constataram um aumento de 8% nos danos causados na espinha dorsal de tratoristas durante um período de cinco anos, evidenciando que o tempo prolongado do operador no assento tem influencia significativa na sua saúde. Na Figura 23, verificam-se os diferentes modelos de assentos ao longo das décadas com o objetivo de atenuar a magnitude das vibrações.



**Figura 23 - Amortecimento das amplitudes da vibração ao longo do tempo pelos diferentes modelos de assentos**

Fonte: Hauck (2001)

De acordo com Roth (2010) a suspensão mecânica do assento é composta por um pino de articulação do assento, um sistema de mola e um mecanismo de regulagem do cursor. Segundo o mesmo autor, o cursor tem um movimento linear limitado, em torno de 4 cm (0,04 m), que é alterado em função da massa do operador, no entanto, na prática, os operadores deixam o manípulo fixo.

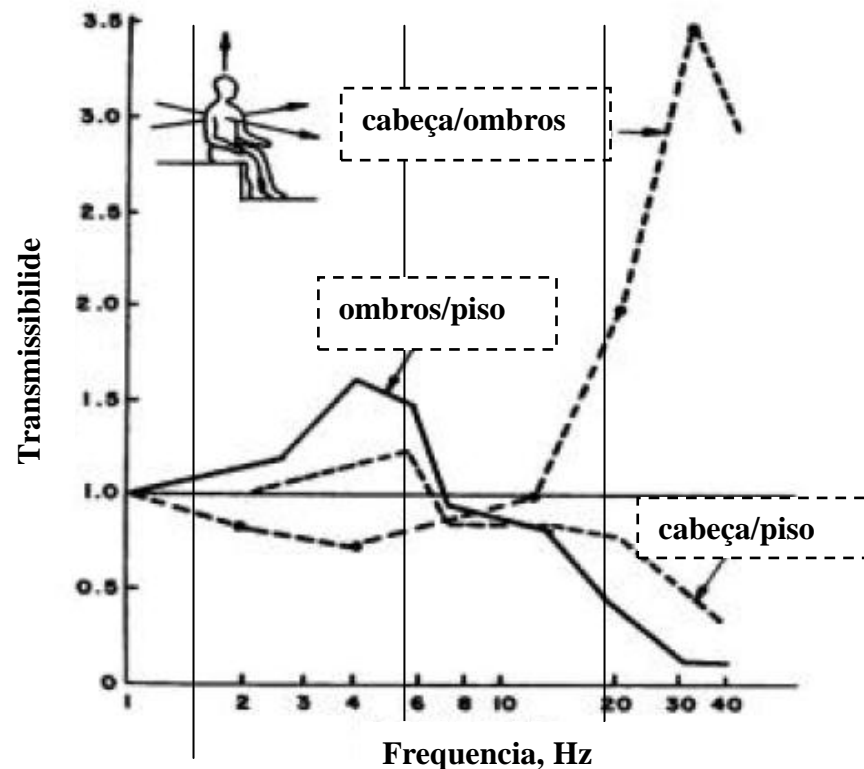
Na comparação de dois tipos de assentos, o assento com geometria simples atenuou melhor a magnitude das vibrações, se comparado com assento de formato complexo (DUPUIS et al., 1995). Estes melhores resultados do assento simplificado são consequência da utilização de almofadas de ar, que condicionaram uma barreira na transmissão da intensidade vibratória.

As vibrações oriundas do motor e dos elementos de transmissão de potência são constatadas na alta frequência, no entanto, a magnitude de aceleração é baixa, não afetando de maneira significativa a saúde do operador, pois ocorre a absorção da vibração pelas pernas e braços, sendo a frequência que propicia a maior transmissibilidade de vibração fica no intervalo de 4 a 5 Hz (Chaffin *et al.*, 1999; Panjabi *et al.*, 1986).

De maneira geral, a vibração propagada através do solo é de baixa frequência e alta amplitude, sendo esta, problemática para a saúde do operador em virtude de coincidir com a frequência natural da coluna vertebral e de outras partes do corpo (Roth, 2010). A vibração desta natureza tem o seu meio principal de transmissão os coxins da cabina e o assento.

De acordo com Oliveira (2011) e Roth (2010) o assento macio pode trazer benefícios na distribuição da pressão ao redor da pélvis, no entanto, poderá sobrecarregar a região do quadril. O assento for duro poderá prejudicar a pélvis em virtude da pressão ficar concentrada em uma só região. O modelo básico da suspensão de um assento é constituído por três elementos: massa, mola e amortecedor, sendo que, quando cada um destes elementos é submetido a uma força constante a vibração é diretamente proporcional

O encosto do banco serve para proporcionar um conforto para o operador, porém, em muitas situações, o encosto pode transmitir a magnitude das vibrações para a cabeça do operador, sendo necessária a verificação da transmissibilidade do assento em relação ao encosto, a fim de determinar o quanto é transmitido de vibração (GRIFFIN, 1990). Na Figura 24 verificam-se valores para a transmissibilidade acima de 1, o que indica a amplificação da intensidade de vibração em determinadas faixas de frequência no intervalo de 1 a 8 Hz, verifica-se ressonância no ombro em relação ao piso, de 12 a 30 Hz e ressonância da cabeça em relação ao ombro (CHAFFIN et al., 1999).

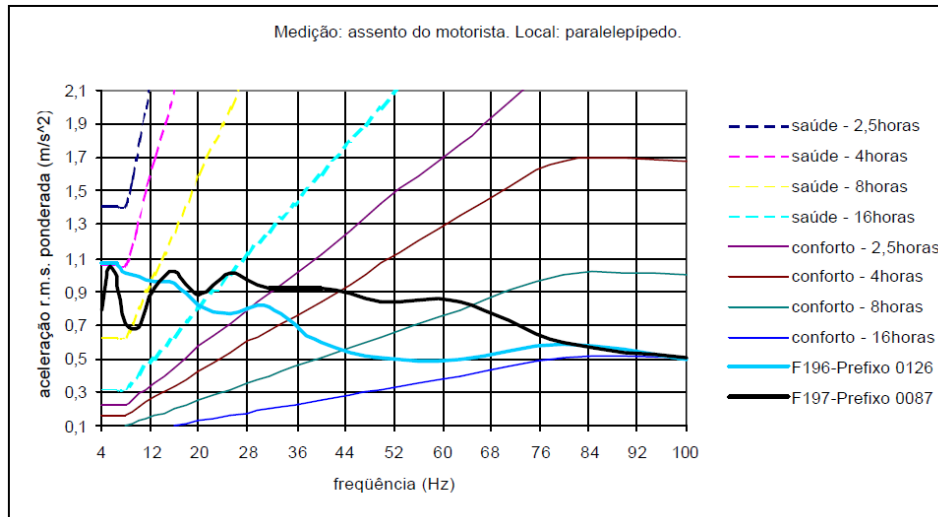


**Figura 24 - Transmissibilidade em relação ao corpo humano**

Fonte: CHAFFIN et al. (1999)

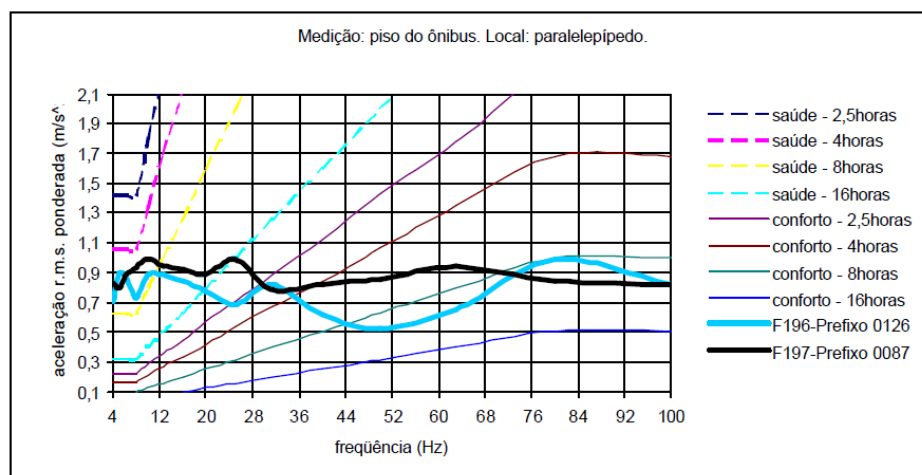
Conforme Mansfield *et al.* (2000), uma pesquisa realizada na Finlândia, com operadores de locomotivas, observou que os mecanismos difusores da vibração estavam relacionados com as propriedades do percurso, tipo de rodado e sistema de amortecimento. Para esta avaliação foram colocados acelerômetros Tria-axiais da *Bruel Kjaer*, sendo um no piso e outro no assento. Constataram que os limites de amplitudes de vibração foram ultrapassados de acordo com a norma ISO 2631/1 (1997).

Nos ensaios realizados por Balbinot (2001) com assentos de motoristas, observa-se que os limites em relação ao conforto foram excedidos nas frequências de 4 a 25 Hz. De acordo com o mesmo autor, em relação à saúde, à exposição de 8h, todos os veículos excederam os limites estabelecidos pela norma ISO 2631-1 (1997). Observa-se que as maiores amplitudes estão no intervalo de 4 a 28 Hz, conforme a Figura 25.



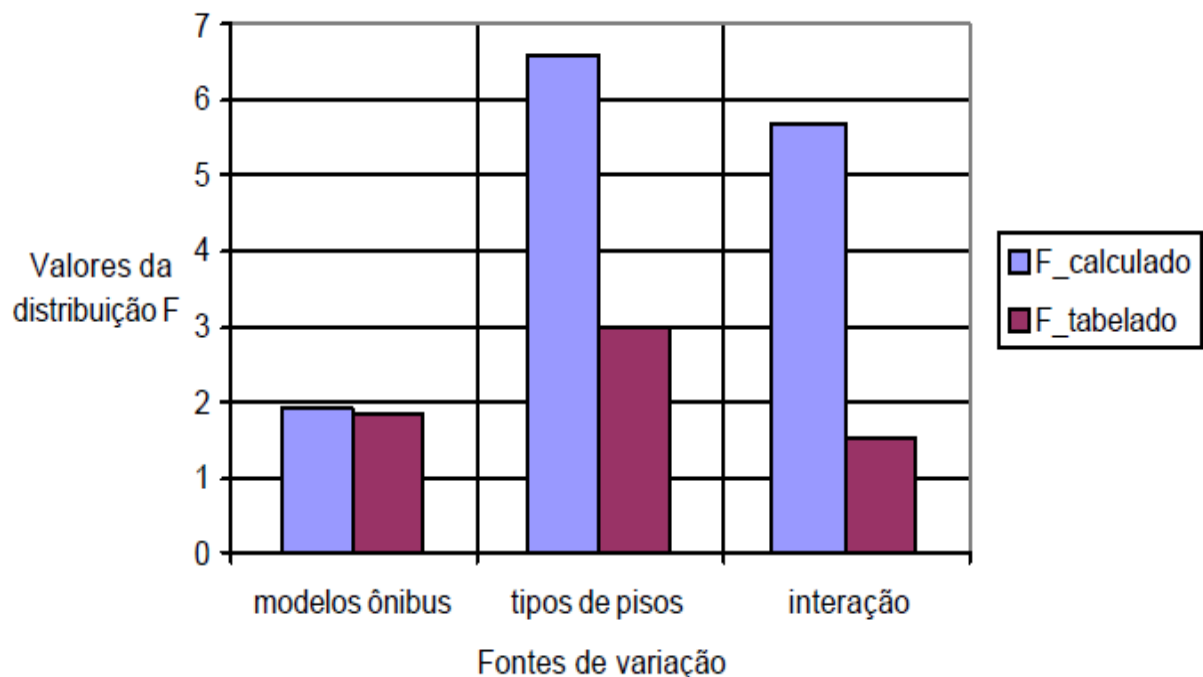
**Figura 25 - Magnitude de aceleração na interface assento-operador**  
 Fonte: Balbinot (2001)

Nestes mesmos ensaios, utilizando o acelerômetro uniaxial no piso Balbinot (2001), verificou-se que os valores limites para as frequências de 4 a 12 Hz para não prejudicar a saúde é de 4h, enquanto que para o conforto, nestas mesmas frequências, todos os limites foram ultrapassados, conforme mostra a Figura 26. Desta forma, constata-se que os motoristas de ônibus urbano não devem exceder uma jornada de 8h de trabalho, pois estarão expondo sua saúde a risco, uma vez que ocorre transmissibilidade do piso para o assento (WALBER, 2009).



**Figura 26 - Magnitude de aceleração no piso do ônibus**  
 Fonte: Balbinot (2001)

Para obter-se um comparativo entre os modelos de ônibus e pisos dos diferentes modelos, foram obtidas as maiores transmissibilidades na frequência de 4 Hz devido esta ser a frequência de ressonância da coluna vertebral. Na Figura 27 os resultados obtidos foram que as acelerações obtidas no assento, por diferentes modelos de ônibus e diferentes pisos, são estatisticamente significativas, estabelecendo assim, a necessidade de alteração do piso nos diferentes modelos de ônibus para minimizar a transmissibilidade de vibração (BALBINOT, 2001).



**Figura 27 - Comparativos de modelos de ônibus e pisos na variável transmissibilidade no assento do motorista**

Fonte: Balbinot (2001)

Segundo Mendes (2005), no experimento realizado com a associação dos agentes de vibração e ruído, em motoristas de transporte coletivo, na cidade de São Paulo, verificou-se a inadequação nos postos de trabalhos, sendo necessários ajustes ergonômicos nos assentos e na adequação da suspensão ao chassi, pois os valores da amplitude superam o limite de  $0,63 \text{ m.s}^{-2}$  de 8h de jornada.

### 3 MATERIAIS E MÉTODOS

#### 3.1 Localização

O experimento foi realizado no campo experimental do Departamento de Fitotecnia da Universidade Federal de Santa Maria, Rio Grande do Sul, Brasil. A coordenada geodésica do ponto médio= 29° 43' 32,30"S e 53° 43' 14,62"O. O local onde foi realizado o experimento tem característica de um campo nativo com solo rugoso, sendo classificado como Planossolo Hiutrófico Arênico, com textura franco-siltosa; Teor de matéria orgânica= 2,3%; Teor de argila 26%; pH= 4,8; com índice SMP= 6,2 (método de análise e correção da acidez no solo). Na Figura 28 é representada a vista panorâmica da área.



**Figura 28 – Vista geral da área experimental**



### 3.2 Trator e escarificador na área experimental

O trator utilizado foi da marca Massey Ferguson, modelo MF4283 Cabinado, 4x2 TDA, ano 2011, potência do motor de 63 kW (85 cv), rotação de 2200 rpm, 4 cilindros e volume de 4100 cm<sup>3</sup>. Os rodados utilizados no trator foram de pneus diagonais, traseiro R1 18.4-30 de 10 lonas, e dianteiro R1 12.4-24 de 6 lonas TM 95.

Utilizou-se o escarificador da marca Jan, montado: acoplado ao Sistema hidráulico de três pontos (SHTP) do trator. A Figura 29a apresenta o trator com o escarificador na área experimental. O escarificador tem a seguinte especificação: 3 hastes em forma de curva parabólica, ponteira estreita de 0,08 m sem asa, ângulo de ataque de 20° (ângulo formado entre a ponteira e o solo) e rodas niveladoras de profundidade acopladas ao chassi. A Figura 29b apresenta a imagem dos componentes do escarificador e o SHTP do trator.

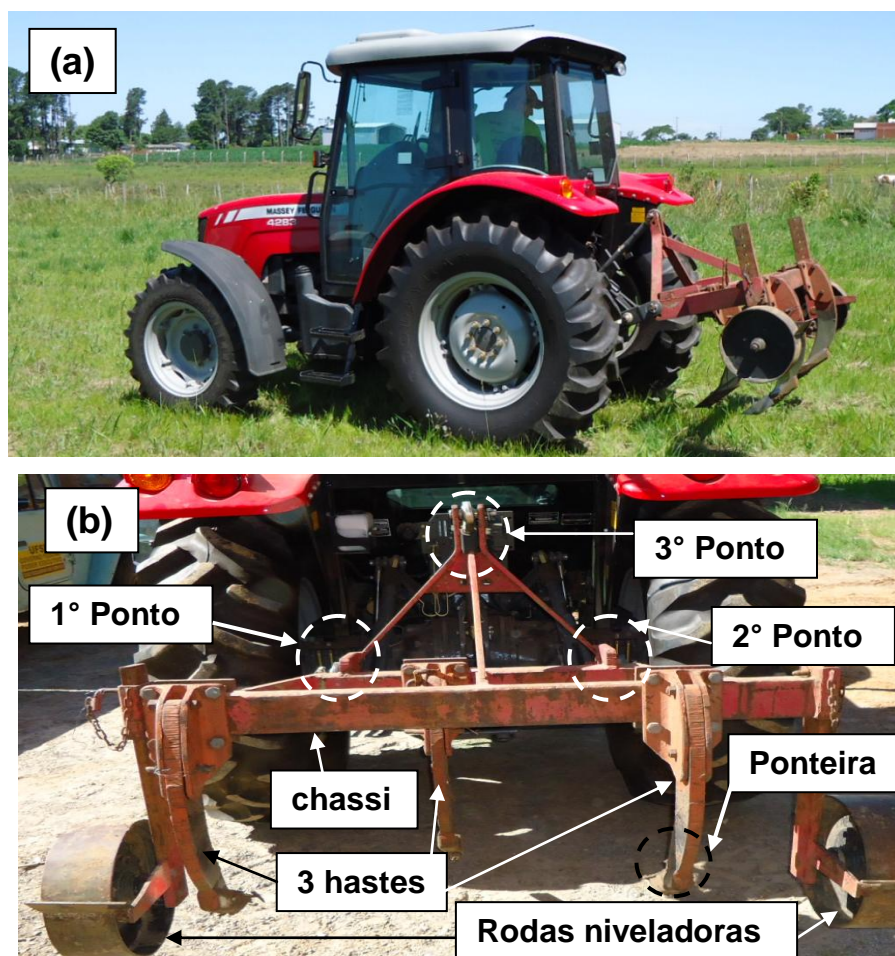


Figura 29 - Trator e escarificador: a) vista lateral trator-implemento; b) detalhe dos componentes do escarificador e do SHTP

### 3.3 Tratamentos utilizados no experimento

Foram utilizados quatro fatores de tratamento no experimento, que também é denominado de tetra-fatorial: relação massa/potência e tipo de lastro; ajuste de rigidez da suspensão do assento; velocidade de deslocamento do trator e profundidade de escarificação. Fator é uma variável de classificação que possui níveis. Abaixo são descritos os níveis de cada um destes fatores e a metodologia utilizada para a sua obtenção.

#### 3.3.1 Fator massa/potência e tipo de lastro: (lastro metálico total, lastro metálico parcial e lastro hidráulico total)

Para a obtenção de cada um destes níveis foi necessária a pesagem do eixo dianteiro e traseiro do trator com os respectivos parâmetros dos níveis, de tal forma que a relação de massa ficasse estabelecida na proporção 40/60, ou seja, 40% da massa total do trator estão concentradas no eixo dianteiro e 60% no eixo traseiro. A relação 40/60, produz maior eficiência de controle da direção pelo operador, pois condiciona ao trator maior estabilidade na execução das operações dinâmicas.

Na verificação da eficiência do trator na operação de tração, com diferentes distribuições de massas no eixo dianteiro e traseiro do trator, Correa et al. (2000), concluíram que o melhor percentual é de 40% da massa total do trator no eixo dianteiro e 60% no eixo traseiro. Desta forma, a inserção de lastro no trator deve manter as proporções de massa total no eixo dianteiro e traseiro de 40/60, independentemente do tipo de material de lastro a ser utilizado (MONTEIRO et al., 2009).

A massa do trator foi obtida em uma balança tipo plataforma, marca Toledo. A balança tem capacidade para 50985 kg, sendo a tolerância de 10 kg. Foi verificada a massa total do trator colocando todo o seu comprimento na balança (Figura 30a). A pesagem por eixo foi obtida inserindo apenas os rodados de um mesmo eixo sobre a balança, desta forma, foi necessário o posicionamento do trator de maneira simétrica em relação ao extremo da balança, obtendo-se a massa do eixo traseiro (Figura 30b) e do eixo dianteiro do trator (Figura 30c).

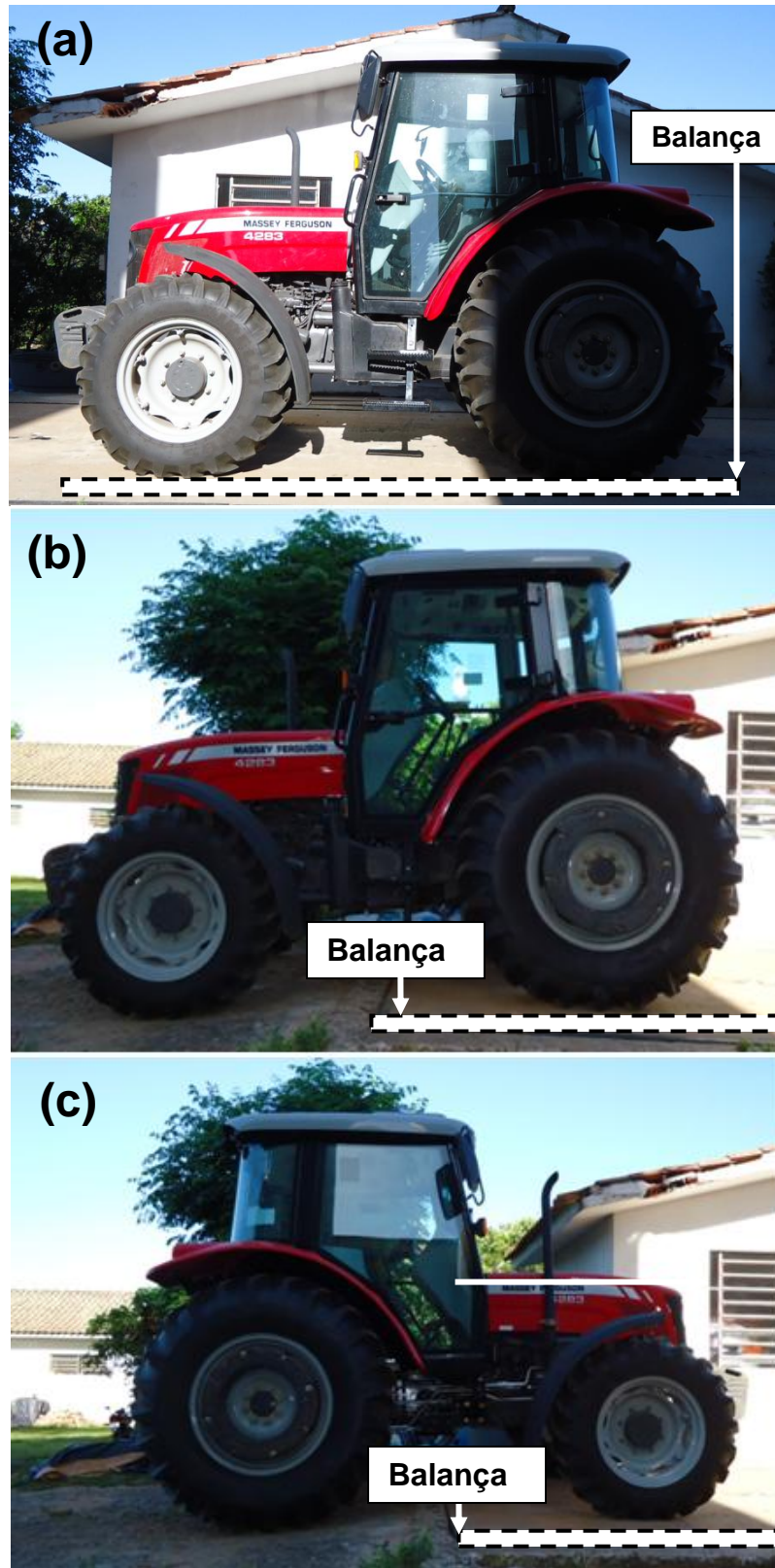


Figura 30 - Pesagem do trator: a) pesagem total do trator; b) pesagem do eixo traseiro; c) pesagem do eixo dianteiro

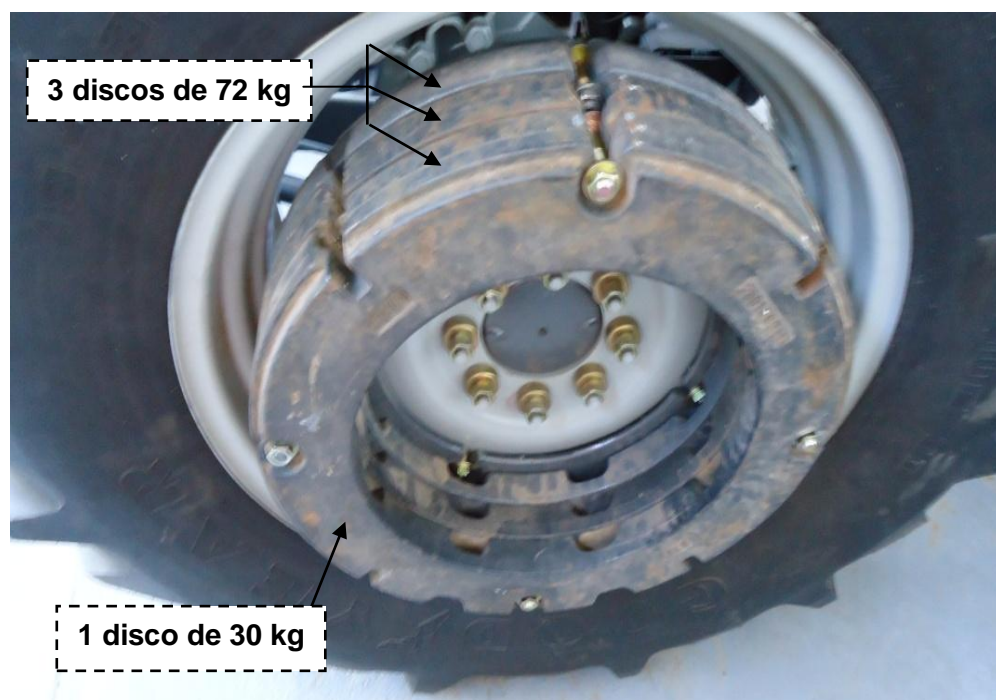
A Tabela 5 relaciona os tratamentos do fator massa/potência e tipo de lastro, ou seja, o trator com lastro metálico total tem a relação de  $49,4 \text{ kg.cv}^{-1}$ , com lastro metálico parcial o valor é de  $43,5 \text{ kg.cv}^{-1}$  e com lastro hidráulico total o valor é de  $50,2 \text{ kg.cv}^{-1}$ .

**Tabela 5 – Tratamentos da relação massa/ potência e tipo de lastro**

| Tratamento | Massa (kg) |          | MD/MT | MT/P ( $\text{kg.cv}^{-1}$ ) |
|------------|------------|----------|-------|------------------------------|
|            | Dianteiro  | Traseiro |       |                              |
| LMT        | 1650       | 2560     | 0,39  | 49,4                         |
| LMP        | 1427       | 2233     | 0,39  | 43,5                         |
| LHT        | 1650       | 2520     | 0,41  | 50,2                         |

LMT: lastro metálico total; LMP: lastro metálico parcial; LHT: lastro hidráulico total; MD: massa transferida ao eixo dianteiro; MT: massa total do trator; P: potência do trator.

Na utilização de lastro metálico total do trator foram inseridos 3 discos de 72 kg e 1 disco de 30 kg em cada roda traseira totalizando 246 kg, resultando assim em um total de 492 kg nas rodas traseiras. A Figura 31 contempla a representação dos lastros metálicos acoplados ao rodado.



**Figura 31 – Lastros metálicos acoplados ao rodado traseiro**

No tratamento de lastro metálico total foram adicionados, no suporte frontal, seis peças de 42 kg e duas de 35 kg cada, totalizando 322 kg. As peças foram inseridas através do encaixe no suporte frontal e fixadas através de dois parafusos, porcas e arruelas (Figura 32).

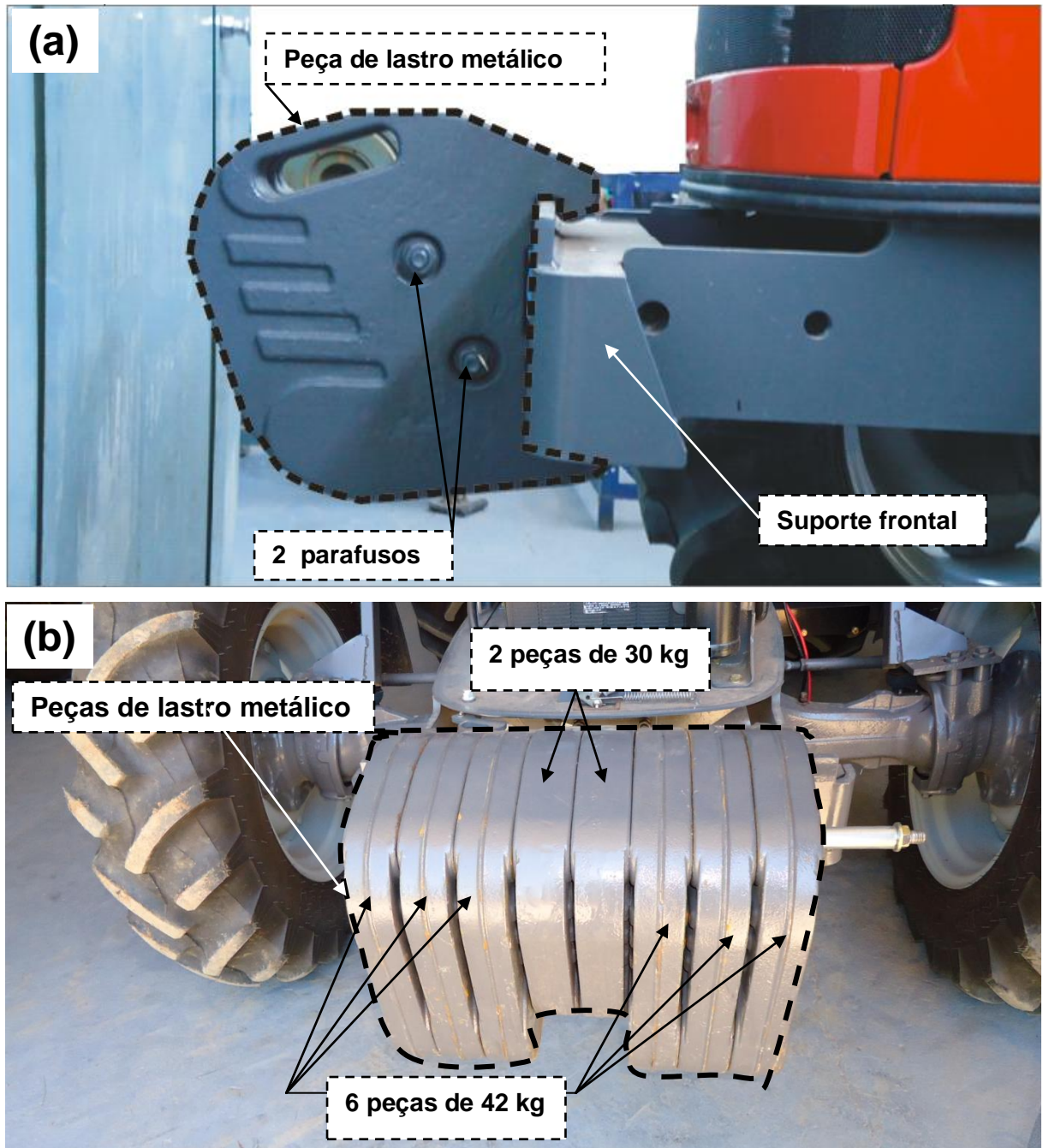


Figura 32 - Lastros no para-choque dianteiro do trator: a) vista lateral dos lastros; b) vista frontal dos lastros no trator

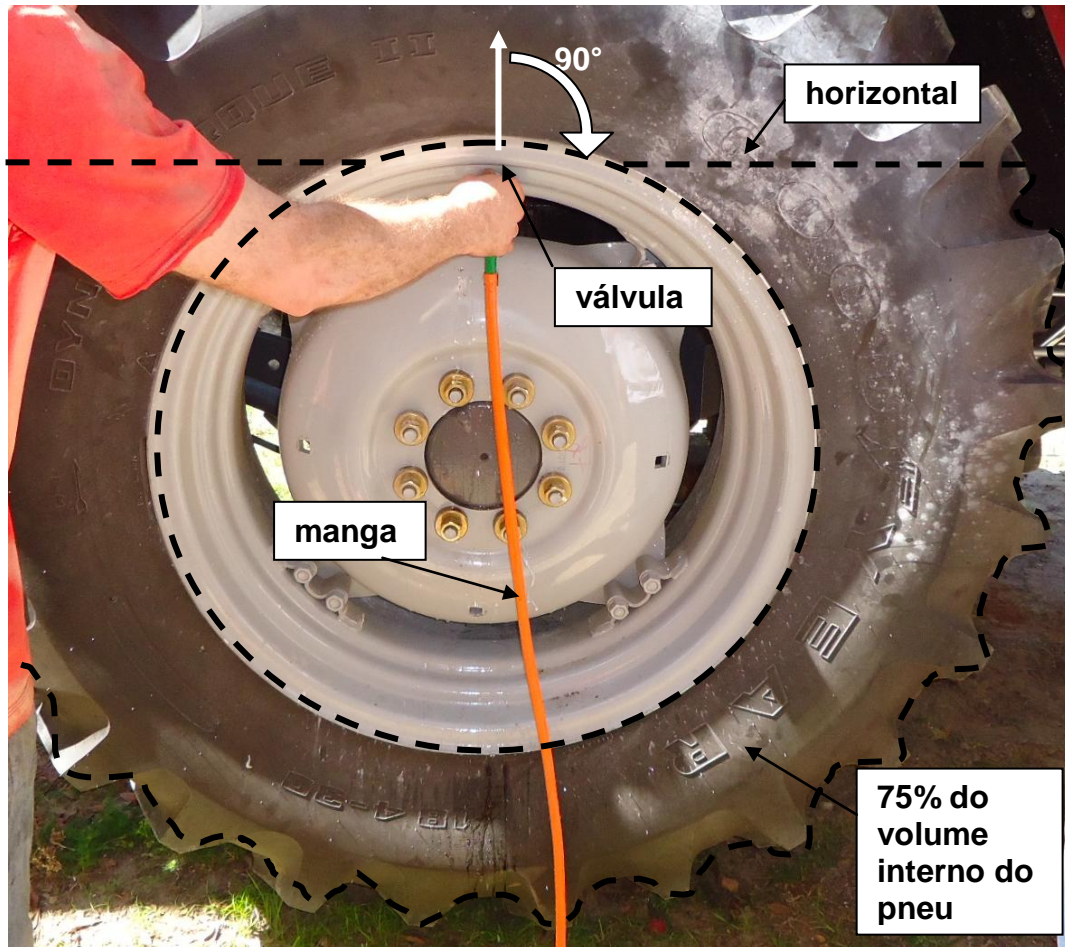
Com a utilização de lastro metálico total, a massa do trator resultou em 4200 kg, massa obtida para o eixo dianteiro de 1650 kg e traseiro de 2550 kg. A relação da massa dianteira em relação ao total resultou em um valor adimensional de 0,39, estabelecendo, desta forma, a distribuição de massa em aproximadamente 40/60.

Utilizou-se o tratamento de lastro metálico parcial como se fosse um nível de testemunha, uma vez que em um primeiro momento o nível de tratamento seria a massa do trator, no entanto, a utilização com a massa do trator não foi suficiente para tracionar o escarificador. Sendo assim, inseriu-se o mínimo possível de lastro de tal forma a possibilitar a tração. A massa total do trator com lastro metálico parcial foi de 3660 kg, sendo que a massa obtida ao eixo dianteiro foi de 1427 kg e do traseiro de 2233 kg. Foi inserido um disco de 72 kg e outro de 30 kg em cada roda traseira, no suporte frontal foram inseridas duas peças de 35 kg cada. A relação de massa entre o dianteiro e o total resultou no valor 0,39, ou seja, mantém a relação de equilíbrio em aproximadamente 40/60.

No trator com lastro hidráulico total foi inserida uma quantidade de água nos pneus dianteiros e traseiros de tal forma que a massa foi correspondente à capacidade máxima dos pneus e à mesma massa do trator com lastro metálico total. Para isto, em cada pneu foi inserido água até 75% do seu volume interno.

Na tabela de lastragem de água por medida do pneu e parâmetro do aro, encontrou-se o volume de 80 L para cada pneu dianteiro e 320 L para cada pneu traseiro (Monteiro *et al.*, 2009). A pressão dos pneus foi 124 kPa (18 psi) realizada através de um compressor da marca *Kohlbach*. A massa total do trator com lastro hidráulico foi de 4170 kg, sendo 2520 kg no eixo traseiro e 1650 kg no dianteiro, representando, desta forma, a relação próxima a 40/60.

Para a colocação de água em cada um dos pneus, foi necessário levantar a roda e girá-la até que o posicionamento da linha vertical que contém a válvula formasse o ângulo de 90° com a horizontal, o que corresponde ao volume de 75%. Depois foi introduzida uma manga conectada da válvula à torneira. Na extremidade do tubo de borracha há um mecanismo que permite a saída do restante do ar interno do pneu, quando deste mecanismo começou a sair somente água significou que o pneu estava preenchido com o volume requerido, conforme mostrado na Figura 33.



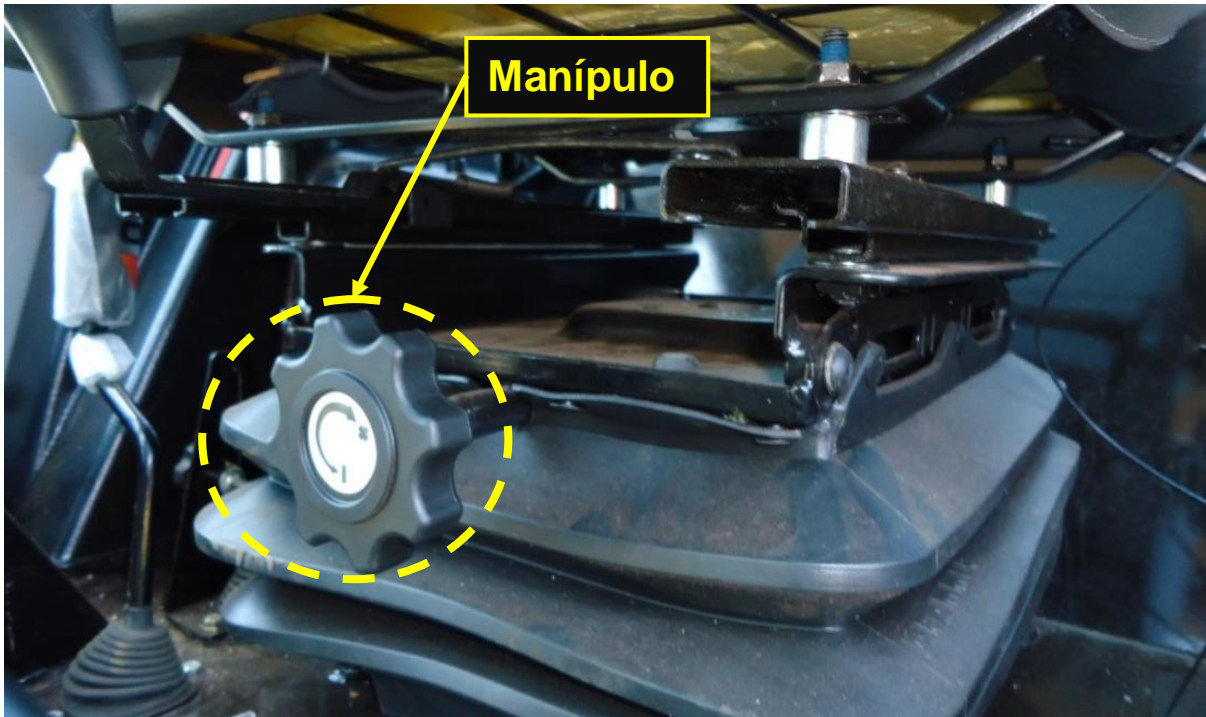
**Figura 33 - Enchimento de água no pneu a 75% do volume interno**

### 3.3.2 Fator Ajuste de Rigidez no Assento: (máxima, média e mínima)

O mecanismo do banco é composto por um corpo fixo que sustenta o assento e um trilho que permite o deslocamento longitudinal. A suspensão mecânica é composta por um pino de articulação no assento, um sistema de mola e um mecanismo de regulação do cursor. O cursor tem um movimento linear limitado em 5 cm (0,05 m) alterado em função da massa do operador.

Cada um dos níveis foi obtido através da rotação do manípulo. Ao girar o manípulo alterou-se a rigidez da suspensão do assento, sendo que a rotação completa (25 voltas) no sentido horário do manípulo proporcionou a máxima rigidez na suspensão; com a rotação completa no sentido anti-horário a rigidez da

suspensão foi a mínima, para a obtenção da rigidez média, rotacionou-se totalmente o manípulo em um mesmo sentido e, posteriormente, rotacionou-se 13 voltas no sentido oposto. Na Figura 34 é apresentado o manípulo embaixo do assento com sua indicação de rotação.



**Figura 34 - Ajuste de Rigidez na suspensão do assento**

### 3.3.3 Fator velocidade de deslocamento: (3,5 e 4,5 Km.h<sup>-1</sup>)

Os níveis utilizados para a velocidade de deslocamento do conjunto trator-escarificador foram de 3,5 e 4,5 km.h<sup>-1</sup>, proporcionadas pelas marchas 2<sup>a</sup> reduzida baixa e 2<sup>a</sup> reduzida alta, respectivamente. Estas foram as velocidades escolhidas, primeiramente, por serem as velocidades médias mais utilizadas para as operações de escarificação seguidas pelas características do terreno. Conforme Reis e Sversut (1995), no experimento realizado para estudar as características dinâmicas das



forças horizontais do deslocamento trator-escarificador, em latossolo roxo de textura muito argilosa, utilizou-se a velocidade de deslocamento de  $4 \text{ km.h}^{-1}$  ( $1,1 \text{ m.s}^{-1}$ ).

Para a obtenção das velocidades foi determinado o tempo, através de um cronômetro digital, correspondente ao deslocamento do trator-escarificador a uma distância de 100 m, conforme a Figura 35.



**Figura 35 – Trator em operação para determinação da velocidade de deslocamento**

#### 3.3.4 Fator profundidade de escarificação: (15 e 30 cm)

Os dois níveis de profundidade de escarificação foram obtidos através da alteração da roda limitadora de profundidade da haste do escarificador. Na Figura 36 é apresentada a regulagem do mecanismo de engate para a profundidade requerida de escarificação de 15 e 30 cm. A mobilização no solo, com o uso do escarificador, se restringe a -0,3 m de cota em relação ao plano de nível diferenciando-se assim, do subsolador que apresenta mobilização do solo de -0,6 m, em virtude de o

subsolador ter elementos de maior resistência quando interagem com o solo (Lanças, 2002).

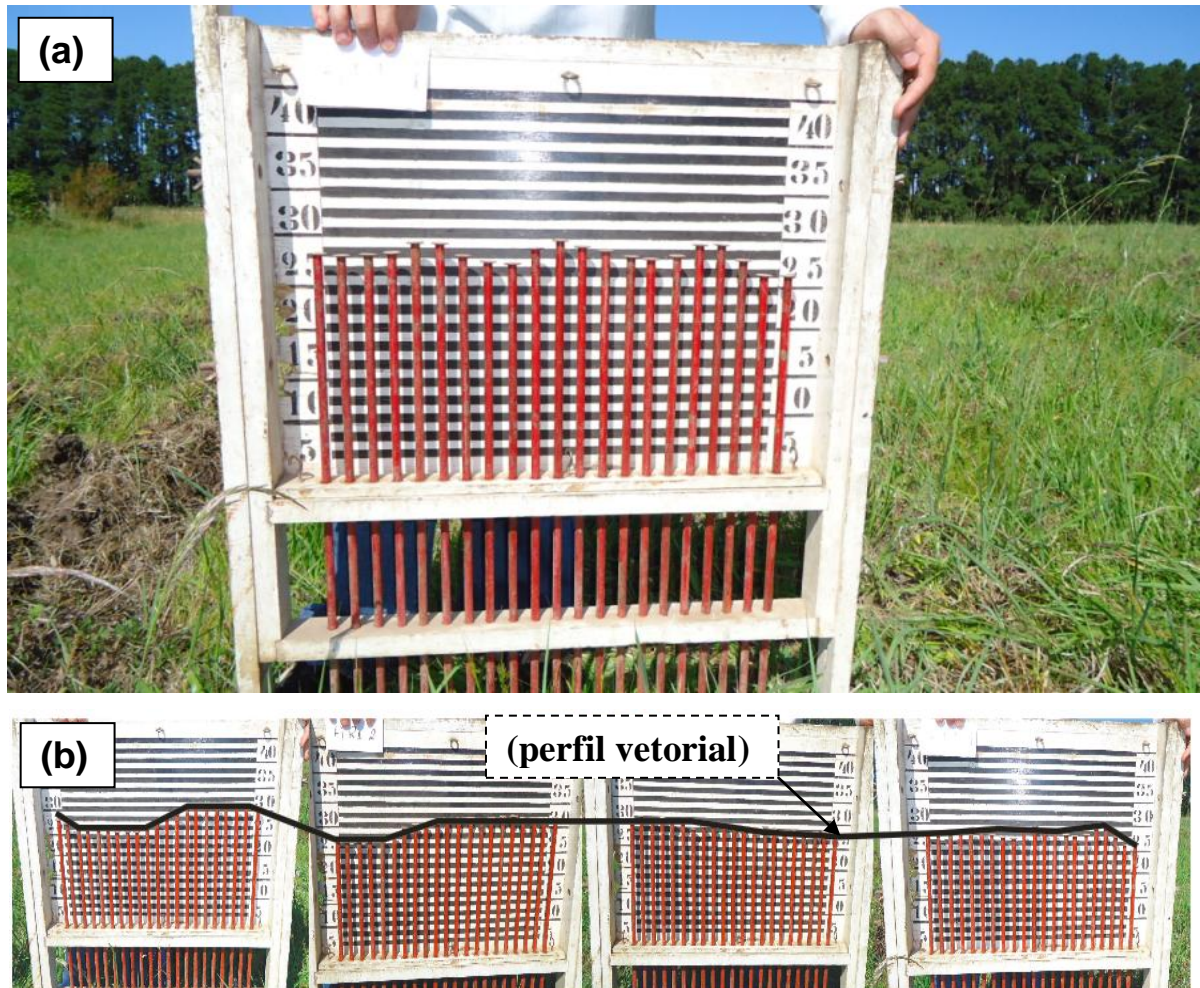


**Figura 36 – Regulagem da roda limitadora de profundidade**

### **3.4 Perfilometria**

Para a verificação do perfil de rugosidade do terreno foi utilizado o perfilômetro mecânico, com 21 varetas verticais dispostas paralelamente, totalizando a largura útil de 350 mm (Figura 37a). O perfilômetro foi deslocado de tal forma que a sua posição final de leitura coincidissem com a inicial até a obtenção de 84 valores de cota (Figura 37b), sendo que o procedimento foi repetido 4 vezes na área experimental. Com os dados do perfilômetro foi possível obter as coordenadas verticais, e assim, desenvolver um perfil vetorial do terreno através do *software*

*AutoCad 2011*, posteriormente os dados foram exportados para o *software Working Model*, o qual permitiu simular o deslocamento trator-escarificador, com características similares do experimento a campo.



**Figura 37 – Obtenção da rugosidade do terreno: a) perfilômetro b) perfilômetros lado a lado**

### 3.5 Pressão dos rodados sobre o solo

A área de contato do pneu está relacionada com as dimensões do mesmo, com a pressão interna, com a deformação na superfície de apoio e com a massa aplicada ao rodado. O trator com lastro total metálico total, exerceu a pressão no solo de 82,38 kPa (0,84 kgf.cm<sup>-2</sup>), com lastro hidráulico total de 83,36 kPa (0,85

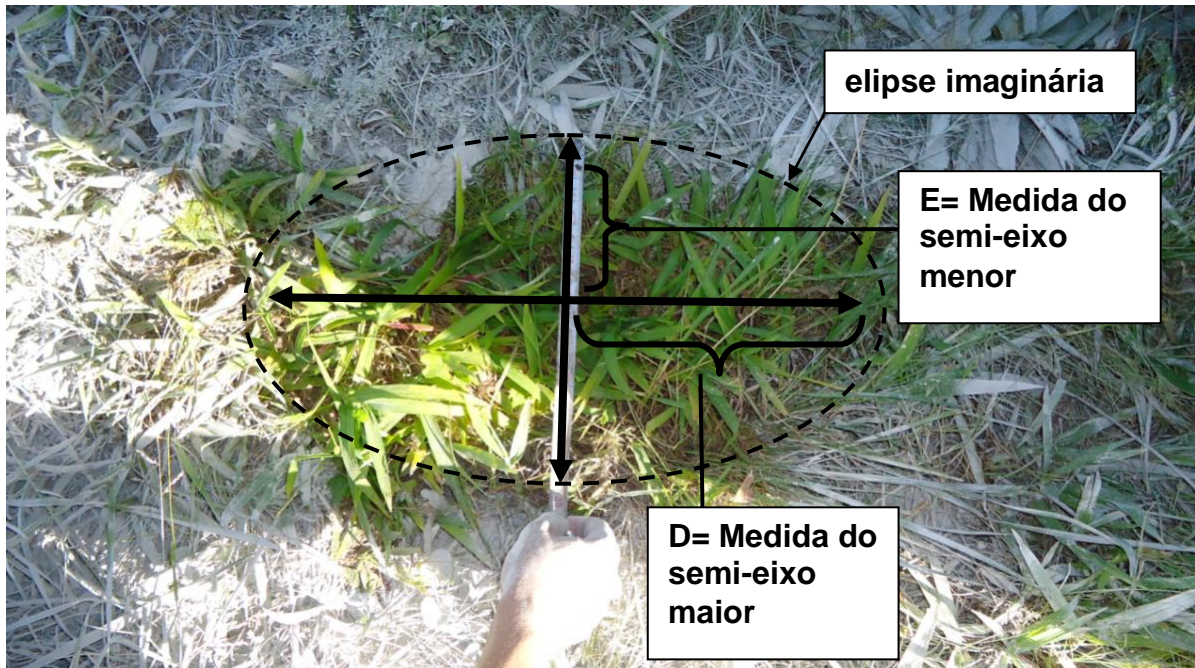
kgf.cm<sup>-2</sup>) e com lastro metálico parcial de 71,59 kPa (0,73 kgf.cm<sup>-2</sup>). A verificação da pressão exercida do pneu com o solo é um parâmetro que permite avaliar a compactação do solo, pois maior pressão no solo reduz os espaços de ar e água entre as partículas do solo, produzindo assim, deficiência de nutrientes para as plantas.

Para a determinação da pressão do trator sobre o solo, primeiramente foi determinada a área de contato do pneu. Para isto, o trator foi posicionado na superfície do terreno. Com a utilização de cal branca delimitou-se a intersecção do pneu com o solo. Posteriormente o trator foi deslocado para fora da área delimitada pela cal, a fim de obter as marcações dos rodados da dianteira e da traseira do trator, conforme a Figura 38.



**Figura 38 - Solo e pneu marcados com a cal para a obtenção da área de contato**

Para a obtenção da área de contato dos pneus com o solo foi fotografada a área delimitada pela cal com os pneus. Considerando-se que o valor aproximado da área delimitada pela cal corresponde à área da elipse, obtiveram-se as medidas dos semi-eixos ortogonais da elipse imaginária através da trena, conforme apresentado na Figura 39 e, posteriormente, foi utilizada a equação (08) para a obtenção da área.



**Figura 39 – Área de contato do pneu com o solo e as medidas dos semi-eixos da elipse**

$$A_{eli} = D \cdot E \cdot B \quad (08)$$

Em que:

$A_{eli}$  é a área de contato do pneu com o solo ( $m^2$ );

D é a medida do semi-eixo maior da elipse (m);

E é a medida do semi-eixo menor da elipse (m);

B é o coeficiente de elipticidade (3,14).

### 3.6 Planejamento Experimental

A combinação da condição experimental dos quatro fatores ( $3 \times 3 \times 2 \times 2$ ) gerou 36 tratamentos:

- **Fator massa/potência e tipo de lastro:** (lastro metálico total; lastro metálico parcial e lastro hidráulico total);
- **Fator ajuste de rigidez na suspensão do assento:** (máxima, média e mínima);
- **Fator velocidade de deslocamento do trator:** (4,5 e 3,5 km.h<sup>-1</sup>);
- **Fator profundidade de escarificação:** (15 e 30 cm).

Na Tabela 6 seguem as descrições dos 36 tratamentos utilizados no experimento. Cada número corresponde a um tratamento, ou seja, o n° 1 (MT, MIA, PR30 e V4,5) representa o tratamento: trator com lastro metálico total, regulagem no assento de mínima rigidez, profundidade de 30 cm de escarificação e velocidade de deslocamento trator-escarificador de 4,5 km.h<sup>-1</sup>, seguindo assim respectivamente.

**Tabela 6 – Condições experimentais obtidos pelo tetra-fatorial (3x3x2x2)**

| n° | Tratamentos |     |      |      | n° | Tratamentos |     |      |      | n° | Tratamentos |     |      |      |
|----|-------------|-----|------|------|----|-------------|-----|------|------|----|-------------|-----|------|------|
| 1  | MT          | MIA | PR30 | V4,5 | 13 | MP          | MIA | PR30 | V4,5 | 25 | HT          | ALA | PR30 | V4,5 |
| 2  | MT          | MIA | PR30 | V3,5 | 14 | MP          | MIA | PR30 | V4,5 | 26 | HT          | ALA | PR30 | V3,5 |
| 3  | MT          | MIA | PR15 | V4,5 | 15 | MP          | MIA | PR15 | V3,5 | 27 | HT          | ALA | PR15 | V3,5 |
| 4  | MT          | MIA | PR15 | V3,5 | 16 | MP          | MIA | PR15 | V4,5 | 28 | HT          | ALA | PR15 | V4,5 |
| 5  | MT          | MEA | PR15 | V4,5 | 17 | MP          | MEA | PR30 | V4,5 | 29 | HT          | MEA | PR30 | V4,5 |
| 6  | MT          | MEA | PR15 | V3,5 | 18 | MP          | MEA | PR30 | V3,5 | 30 | HT          | MEA | PR30 | V3,5 |
| 7  | MT          | MEA | PR30 | V4,5 | 19 | MP          | MEA | PR15 | V3,5 | 31 | HT          | MEA | PR15 | V3,5 |
| 8  | MT          | MEA | PR30 | V3,5 | 20 | MP          | MEA | PR15 | V4,5 | 32 | HT          | MEA | PR15 | V4,5 |
| 9  | MT          | ALA | PR30 | V4,5 | 21 | MP          | ALA | PR30 | V4,5 | 33 | HT          | MIA | PR30 | V4,5 |
| 10 | MT          | ALA | PR30 | V3,5 | 22 | MP          | ALA | PR30 | V3,5 | 34 | HT          | MIA | PR30 | V4,5 |
| 11 | MT          | ALA | PR15 | V4,5 | 23 | MP          | ALA | PR15 | V3,5 | 35 | HT          | MIA | PR30 | V3,5 |
| 12 | MT          | ALA | PR15 | V3,5 | 24 | MP          | ALA | PR15 | V4,5 | 36 | HT          | MIA | PR15 | V3,5 |

V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15cm; PR30- profundidade de escarificação de 30cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento; MT- metálico total; MP- metálico parcial; HT- hidráulico total

A área experimental foi constituída em função do tempo de aquisição dos dados, sendo assim, as medidas da área experimental tiveram a representação da Figura 40. Para cada tratamento utilizou-se 4 repetições, representando, assim, 144 unidades experimentais. Para cada tratamento foi utilizada uma subparcela com as

seguintes dimensões: 2,5 m de largura e 100 m de comprimento. O processo de casualização foi realizado da seguinte forma: para cada unidade experimental dentro do fator (tipo de lastragem e material) foi atribuído um nível da condição experimental.

Cada um dos 36 tratamentos foi atribuído aleatoriamente em cada subparcela sendo, 12 para o metálico total, 12 para metálico parcial e 12 para o hidráulico total, sendo assim, para o tratamento 1 as subparcelas sorteadas foram 8, 5, 1 e 4. Neste caso, o trator realizou o percurso nestas 4 subparcelas sem alteração do tratamento, e assim foi sucessivamente para os demais tratamentos.

O programa utilizado para a análise estatística foi *software WinStat*, desenvolvido por (Machado e Conceição, 2003), o qual permitiu a comparação quantitativa da relação massa/potência por regressão e qualitativa dos fatores profundidade de escarificação, rigidez do assento e velocidade de deslocamento. Na análise dos dados foi utilizado o teste *Tukey* a 5%.

O delineamento utilizado para o experimento foi de parcelas subdividas, pois permite a análise entre os níveis do fator: (massa/potência e tipo de lastro), para cada nível deste fator, denominou-se parcela, sendo assim, o experimento contou com três parcelas: trator com lastro metálico total, parcial e hidráulico total.

O modelo matemático utilizado para a obtenção de cada variável resposta foi conforme a equação (09).

$$y_{res} = \text{MPM} \cdot \text{PR} \cdot \text{V} \cdot \text{RG} \cdot \text{Ep} \cdot \text{Esp} \quad (09)$$

Em que:

$y_{res}$  é a variável resposta;

MPM é o fator massa/potência e tipo de material do lastro;

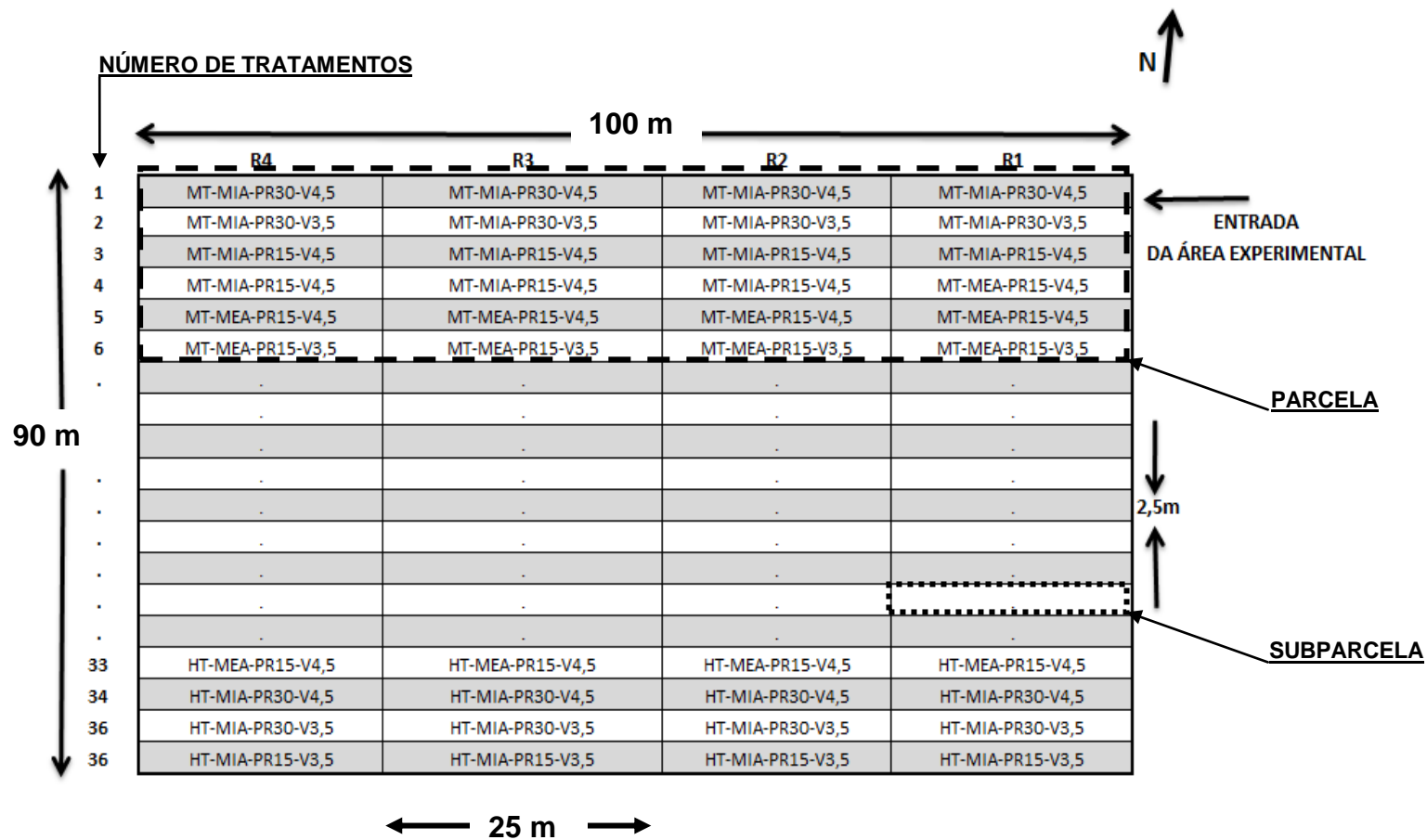
PR é o fator da profundidade de escarificação;

V é o fator da velocidade de deslocamento;

RG é o fator de rigidez do assento;

Ep é o erro entre as parcelas;

Esp é o erro entre as subparcelas.



V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento; R(número)- número de repetições.

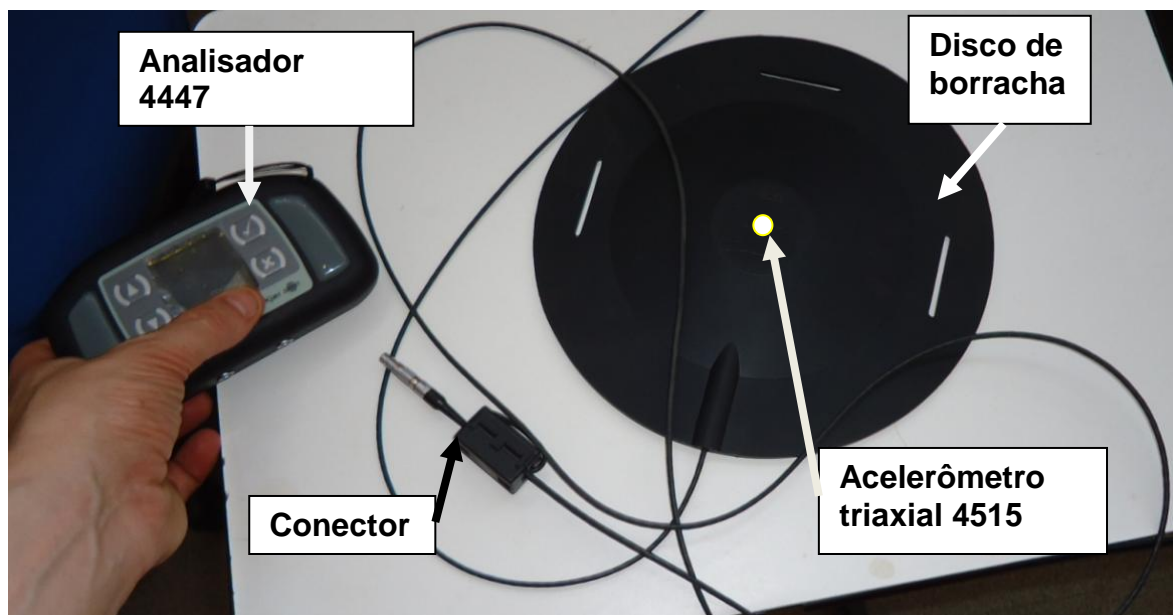
**Figura 40 - Croqui da área experimental com as dimensões na unidade (m)**



### 3.7 Variáveis resposta

A instrumentação do trator, para determinação dos parâmetros de vibração, foi realizada no Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas (NEMA) da UFSM.

Para a obtenção da magnitude de vibração de corpo inteiro foi utilizado o analisador de modelo portátil de especificação 4447 da *Bruel & Kjaer*, o qual permite a verificação da vibração nos três eixos ortogonais (x, y e z). No analisador 4447 foi inserido um conector que é ligado, através de um cabo, ao acelerômetro triaxial de especificação 4515 da *Bruel & Kjaer*, este acelerômetro é encapsulado por um disco de borracha que fica na interface operador-assento, conforme a representação da Figura 41.



**Figura 41 - Conjunto de acessórios do analisador 4447 para a verificação dos níveis de vibração**

O analisador 4447 permite a verificação do nível de ação, que representa o valor total de vibração de  $0,5 \text{ m.s}^{-1}$  para exposição de 8h (Diretiva Européia, 2002). De acordo com a mesma Diretiva, o nível de ação é um indicativo que o empregador deve implementar programas de prevenção para reduzir as magnitudes de vibração.

Os dados do analisador 4447 foram analisados no *software Human Body Vibration* (HBV), conforme interface na Figura 42. O software HBV auxiliou na organização dos dados dos 36 tratamentos, permitindo simular as magnitudes de aceleração em 8h de exposição, uma vez que no experimento, as magnitudes foram obtidas em intervalos de tempo de aproximadamente 120s.

| Identification    | Elapsed time | RMS VTY ... | A(0) [m/s <sup>2</sup> ] | VDV Max [m/s <sup>1.75</sup> ] | VDV(0)k VTY [m/s <sup>1.75</sup> ] | Peak Max [m/s <sup>2</sup> ] | CF Max    | SEAT (VDV) |
|-------------------|--------------|-------------|--------------------------|--------------------------------|------------------------------------|------------------------------|-----------|------------|
| MT-MEA-PR 15-V... | 00:02:02     | 7.952       | 4,900                    | 20,26(Z)                       | 143,310                            | 27 132(Z)                    | 6,132(Z)  | 67,119     |
| MP-MIA-PR 15-V3,5 | 00:01:05     | 8.533       | 5,289                    | 19,626(Z)                      | 152,427                            | 28 467(Z)                    | 5,808(Z)  | 84,662     |
| MP-MEA-PR 30-V... | 00:01:51     | 8.010       | 5,317                    | 25,690(Z)                      | 169,328                            | 42 700(Z)                    | 6,940(Z)  | 96,546     |
| MT-ALA-PR 15-V3,5 | 00:01:44     | 8.893       | 5,531                    | 24,066(Z)                      | 156,720                            | 31 580(Z)                    | 5,709(Z)  | 98,435     |
| MT-ALA-PR 30-V3,5 | 00:01:49     | 9.101       | 5,544                    | 25,740(Z)                      | 163,063                            | 37 807(Z)                    | 6,819(Z)  | 188,935    |
| MP-MIA-PR 30-V3,5 | 00:01:08     | 8.732       | 5,547                    | 22,563(Z)                      | 160,699                            | 28 244(Z)                    | 5,334(Z)  | 105,873    |
| MT-MIA-PR 30-V3,5 | 00:02:33     | 8.677       | 5,568                    | 23,471(Z)                      | 162,410                            | 26 243(Z)                    | 5,772(X)  | 91,875     |
| MT-MEA-PR 30-V... | 00:01:52     | 9.101       | 5,584                    | 24,127(Z)                      | 164,284                            | 30 691(Z)                    | 6,075(Z)  | 117,899    |
| MT-MEA-PR 15-V3,5 | 00:01:52     | 8.739       | 5,607                    | 22,116(Z)                      | 156,821                            | 34 471(Z)                    | 7,187(Z)  | 101,779    |
| HT-MIA-PR 15-V3,5 | 00:00:57     | 0.920       | 5,660                    | 10,426(Z)                      | 153,810                            | 24 241(Z)                    | 4,800(Z)  | 110,955    |
| MT-MIA-PR 30-V4,5 | 00:01:50     | 9.110       | 5,714                    | 24,534(Z)                      | 175,878                            | 40 031(Z)                    | 6,263(Z)  | 126,615    |
| HT-MEA-PR 15-V... | 00:00:57     | 9.109       | 5,788                    | 20,024(Z)                      | 156,861                            | 25 353(Z)                    | 4,647(Z)  | 141,355    |
| MP-MEA-PR 15-V... | 00:00:48     | 9.330       | 5,803                    | 20,713(Z)                      | 161,335                            | 28 022(Z)                    | 4,828(Z)  | 0,080      |
| SEM ESCARIFIC...  | 00:01:36     | 8.035       | 5,968                    | 21,594(Y)                      | 168,852                            | 26 243(Z)                    | 6,350(Z)  | 66,265     |
| SEM ESCARIFIC...  | 00:00:50     | 8.814       | 6,046                    | 16,481(Y)                      | 164,280                            | 19 628(Y)                    | 5,175(X)  | 58,495     |
| MT-MEA-PR 30-V... | 00:01:45     | 10.136      | 6,061                    | 26,273(Z)                      | 199,668                            | 35 507(Y)                    | 8,201(Y)  | 115,288    |
| MP-MIA-PR 15-V4,5 | 00:00:47     | 9.969       | 6,082                    | 20,287(Z)                      | 175,764                            | 34 694(Z)                    | 6,503(Z)  | 93,495     |
| MP-ALA-PR 15-V3,5 | 00:00:54     | 9.017       | 6,142                    | 24,156(Z)                      | 183,940                            | 46 026(Z)                    | 7,494(Z)  | 137,263    |
| HT-MIA-PR 15-V4,5 | 00:00:43     | 10.247      | 6,307                    | 18,228(Z)                      | 180,549                            | 26 243(Z)                    | 5,180(Z)  | 92,269     |
| HT-ALA-PR 15-V3,5 | 00:00:56     | 9.237       | 6,409                    | 25,670(Z)                      | 166,586                            | 40 921(Z)                    | 6,381(Z)  | 244,870    |
| HT-MEA-PR 15-V... | 00:00:39     | 10.911      | 6,516                    | 20,723(Z)                      | 193,263                            | 28 022(Z)                    | 4,727(Z)  | 173,985    |
| MT-ALA-PR 30-V4,5 | 00:01:48     | 10.522      | 6,604                    | 34,996(Z)                      | 206,131                            | 53 153(Z)                    | 8,048(Z)  | 126,143    |
| MP-ALA-PR 30-V3,5 | 00:01:03     | 10.277      | 6,704                    | 26,794(Z)                      | 185,572                            | 48 705(Z)                    | 7,264(Z)  | 107,039    |
| HT-ALA-PR 15-V4,5 | 00:00:39     | 10.913      | 6,795                    | 20,407(Z)                      | 185,351                            | 26 020(Z)                    | 4,212(Z)  | 112,097    |
| MT-ALA-PR 15-V4,5 | 00:01:26     | 11.118      | 6,941                    | 24,038(Z)                      | 204,227                            | 31 308(Z)                    | 5,419(Z)  | 181,015    |
| MP-MEA-PR 30-V4,5 | 00:00:32     | 7.755       | 7,008                    | 30,576(X)                      | 252,416                            | 51 231(X)                    | 12,201(Z) | 61,487     |
| MT-MEA-PR 15-V... | 00:01:37     | 11.034      | 7,064                    | 32,672(Z)                      | 197,296                            | 28 022(Z)                    | 5,278(Z)  | 135,928    |

**Figura 42 - Interface do software HBV com registro dos dados do experimento a campo**

Para verificar a transmissibilidade através do coxim, a magnitude de vibração no piso da cabina e na plataforma, estrutura metálica de fixação da cabina, foram instalados dois acelerômetros uniaxiais (direção vertical), um na base do coxim, com a especificação (62756 *Bruel & Kjaer*) exterior a cabina, e outro na parte superior do coxim (62757 *Bruel & Kjaer*) interior a cabina.

Os acelerômetros foram colocados sobre uma base metálica fixados por uma rosca e, posteriormente, colocou-se cera na interface da base metálica e na parte metálica da cabina, conforme Figura 43. A transmissibilidade através do coxim

permite estabelecer o quanto de vibração é transmitido para a parte interna da cabina.

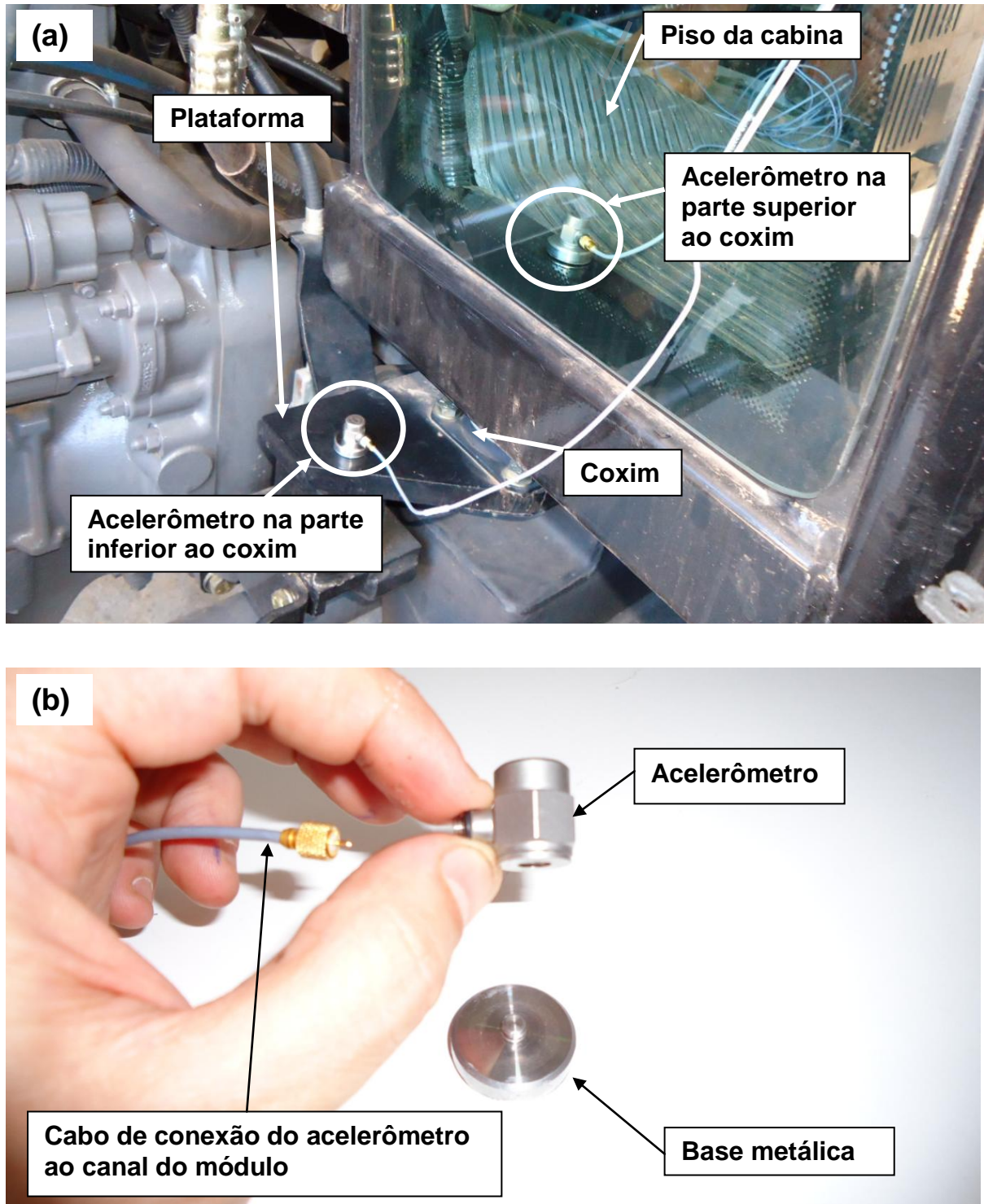
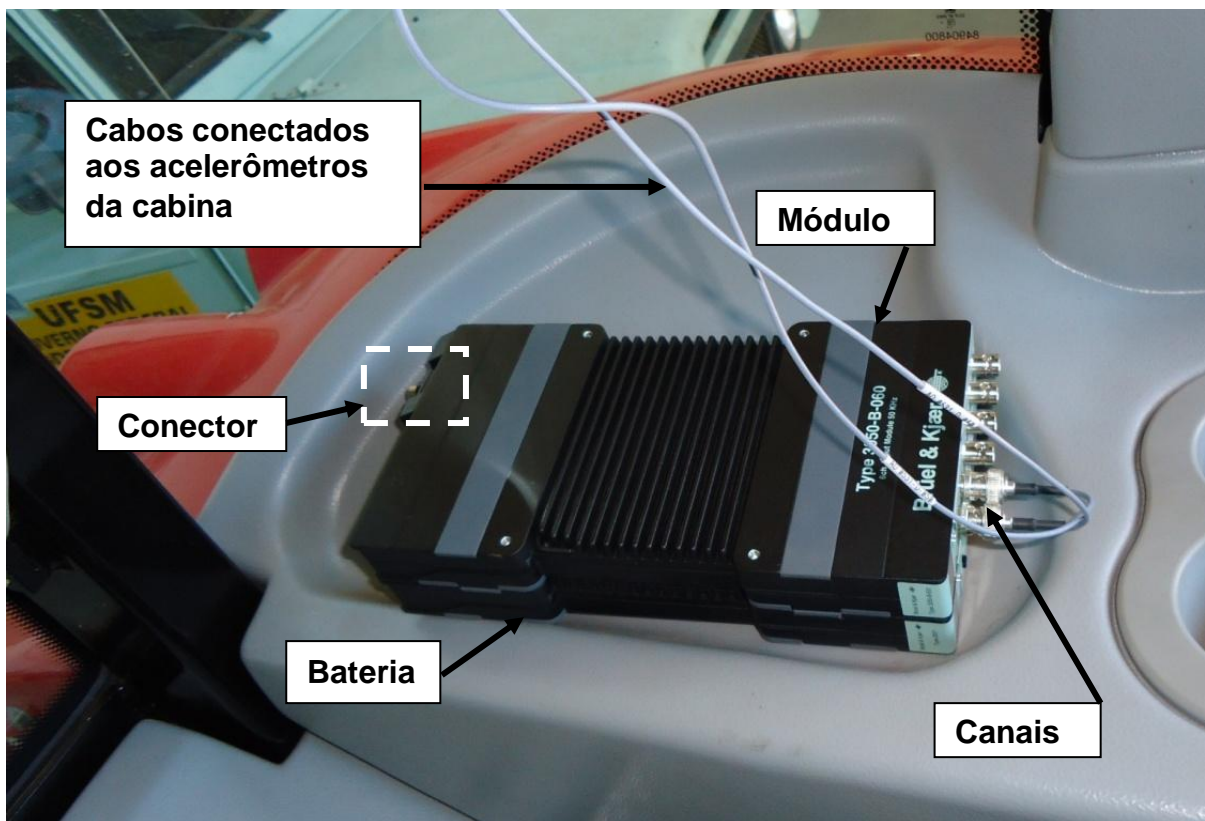


Figura 43 - Acelerômetros uniaxiais instalados na cabina: a) posição dos acelerômetros; b) detalhe do acelerômetro.

Os cabos conectados aos acelerômetros uniaxiais foram ligados em dois canais do módulo e fixados na cabina através de fita adesiva. O módulo utilizado foi da *Bruel & Kjaer* modelo 3050-B-060 com 6 canais que funcionam de maneira independente. A entrada de cada um dos canais tem a tecnologia *Dyn-X*, com o reconhecimento inteligente de cada sensor conectado. O módulo foi acoplado à bateria através de um conector e ambos ficaram no suporte lateral da cabina, conforme mostra a Figura 44.



**Figura 44 - Módulo 3050-B-060 conectado à bateria e aos acelerômetros da cabina**

Por meio de um cabo *Universal Serial Bus* (USB) conectou-se o módulo ao *notebook DELL* com as seguintes configurações: 4GB RAM/ 320GB de disco rígido, processador *Intel Core 2 Duo T6600*, *Windows 7* de 64 bits. Os dados foram processados simultaneamente através do *software Pulse*, que é uma plataforma gráfica de análise e simulação de vibração, onde se configurou a faixa de frequência a ser utilizada de 0 a 200 Hz para a determinação da transmissibilidade através do coxim e da magnitude das acelerações no piso e na plataforma do trator (Figura 45).

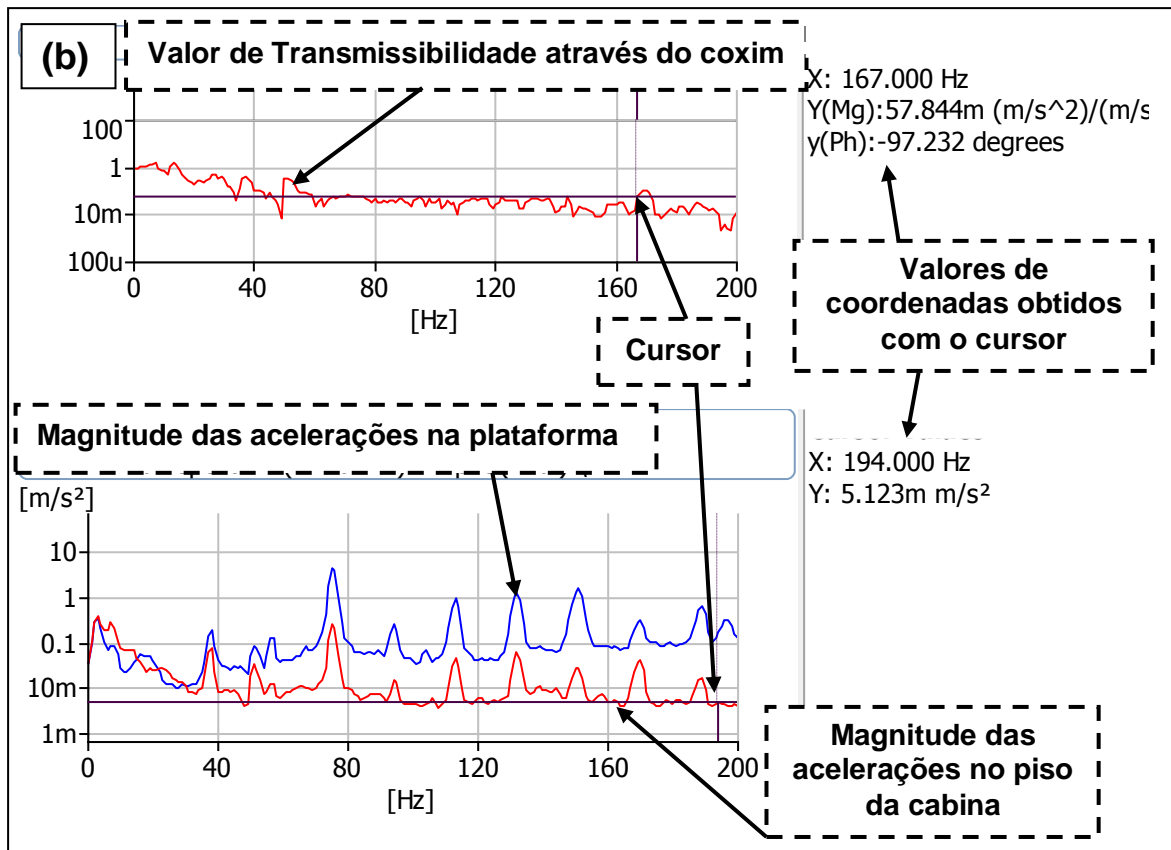
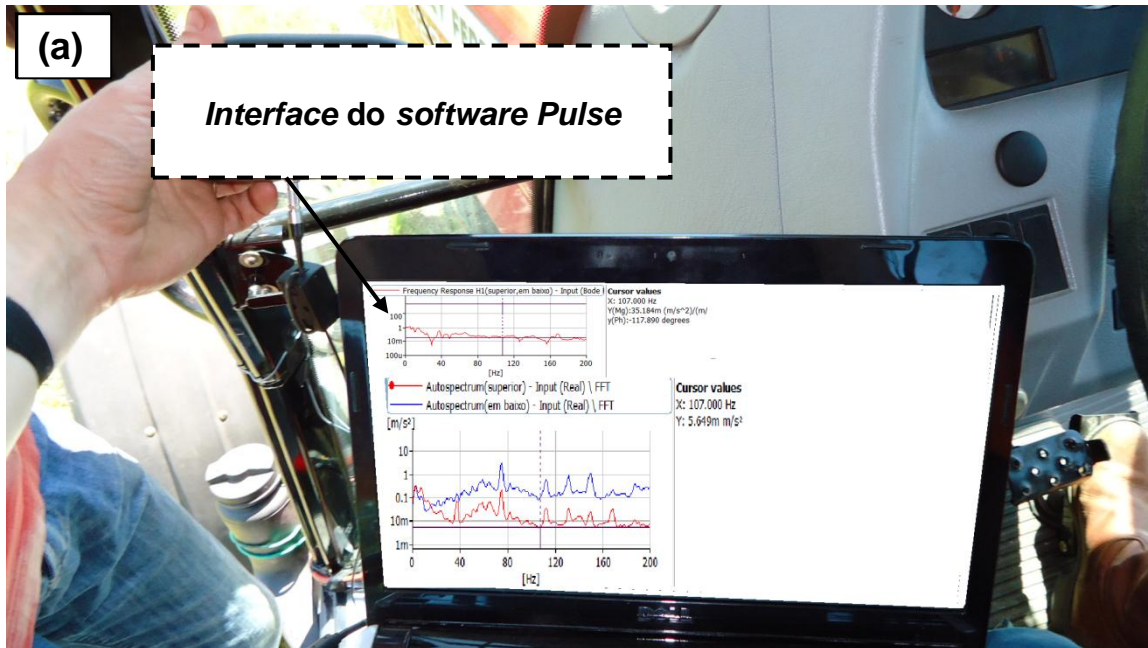


Figura 45 – Interface do software pulse: a) notebook no interior da cabina; b) detalhe da interface gráfica do Pulse.

Para a obtenção da tensão de 220 V na parte interna da cabina, em virtude do tempo prolongado para obter a coleta de dados no campo, foi instalado o conversor de tensão que ligado através de cabos na bateria do trator transforma a tensão de 12 V em 220 V (Figura 46), possibilitando a conexão do conversor ao *notebook*.

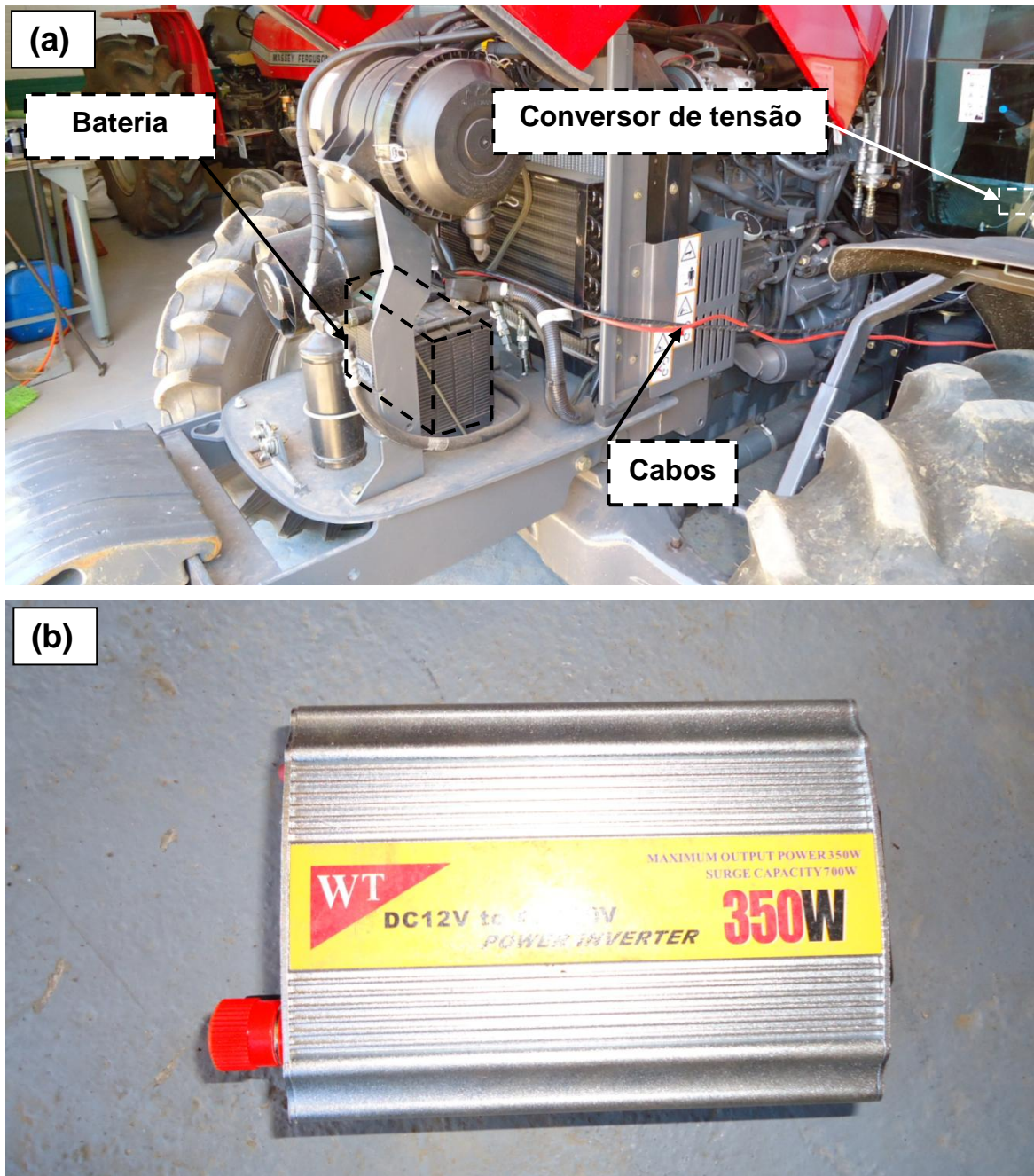


Figura 46 – Conexão do conversor tensão: a) conversor ligado através de cabos na bateria do trator; b) detalhe do conversor de tensão.

Na Figura 47 é apresentado o operador e o auxiliar na coleta dos dados diretamente para o *software pulse* e indiretamente para o analisador 4447. Para o tratamento dos dados foi utilizado o *software Excel*, o qual relaciona o sinal oriundo dos acelerômetros com os limites estabelecidos pela ISO 2631-1: 1997.



Figura 47 - Obtenção dos dados de vibração: a) registro das acelerações no interior do trator; b) direções de obtenção das acelerações tridimensionais na interface assento-operador

Na análise da variável resposta de aceleração, torna-se necessário verificar se o ajuste de rigidez do assento interfere quando a massa é constante, ou seja, o ajuste médio de rigidez no assento é para uma massa corpórea em torno de 70 kg, no entanto se houver alteração para a máxima e mínima rigidez no assento, poderá haver interferências nas magnitudes da interface assento-operador nas direções (x, y e z).

O operador do trator apresentava as seguintes medidas antropométricas:

- Massa corpórea de 66 kg;
- Altura de 1,82 m;
- Idade de 24 anos.

Este operador foi selecionado para representar o perfil dos operadores de máquinas do Brasil. A massa corpórea do operador, de 66 kg, estava em conformidade com a ISO 5007 (2003).

Para a determinação das acelerações ponderadas tridimensionais no espectro de frequência foi utilizada a equação (10):

$$a_w = \left[ \sum_i (w_i a_i)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (10)$$

Em que:

$a_w$  é a aceleração eficaz ponderada em 1/3 de oitava ( $m \cdot s^{-2}$ );

$W_i$  é o fator de compensação para a banda  $i^{\text{ésima}}$  de 1/3 de oitava;

$a_i$  é a aceleração na frequência estabelecida na banda  $i^{\text{ésima}}$  1/3 oitava (rms).

O fator de compensação é estabelecido pela ISO 2631-1/1997, o qual informa os coeficientes em função da frequência conforme a Tabela 7.



**Tabela 7 - Fatores de compensação estabelecidos pela ISO 2631-1/1997, na banda de 1/3 de oitava**

| <i>Frequência</i><br><i>f [Hz]</i> | <i>W<sub>k</sub></i><br><i>(x10<sup>3</sup>)</i> | <i>W<sub>d</sub></i><br><i>(x10<sup>3</sup>)</i> | <i>Frequência</i><br><i>f [Hz]</i> | <i>W<sub>k</sub></i><br><i>(x10<sup>3</sup>)</i> | <i>W<sub>d</sub></i><br><i>(x10<sup>3</sup>)</i> |
|------------------------------------|--|--|------------------------------------|--|--|
| 1                                  | 482  | 1011   | 10                                 | 988  | 212  |
| 1,25                               | 484  | 1008   | 12,5                               | 902  | 161  |
| 1,6                                | 494  | 968  | 16                                 | 768  | 125  |
| 2                                  | 531  | 890  | 20                                 | 636  | 100  |
| 2,5                                | 631  | 776  | 25                                 | 513  | 80   |
| 3,15                               | 804  | 642  | 31,5                               | 405  | 63,2   |
| 4                                  | 967  | 512  | 40                                 | 314  | 49,4   |
| 5                                  | 1039   | 409  | 50                                 | 246  | 38,8   |
| 6,3                                | 1054   | 323  | 63                                 | 186  | 29,5   |
| 8                                  | 1036   | 253  | 80                                 | 132  | 21,1   |

W<sub>k</sub>- ponderação dos valores na direção vertical; W<sub>d</sub>- ponderação dos valores nas direções horizontais

Fonte: Walber (2009)

Os dados de aceleração do experimento foram confrontados com os índices de conforto estabelecidos pela norma ISO 2631-1: 1997, o qual estabelece a relação das acelerações com os índices de conforto humano, conforme a Tabela 4 da página 48.

Para a determinação da vibração cumulativa foi utilizado o valor dose de vibração (VDV), conforme a equação (11).

$$VDV = \left[ \frac{T_s}{N} \sum x^4(i) \right]^{\frac{1}{4}} \quad (11)$$

Sendo que:

VDV é o valor da dose de vibração (m.s<sup>-1,75</sup>);

*x* é a aceleração eficaz ponderada (m.s<sup>2</sup>);

*T* é o período de duração do movimento (s);

*N* é o número de amostras.

A determinação da transmissibilidade eficaz através do coxim foi determinada conforme a equação (12).

$$T = \frac{VDVs}{VDVe} \quad (12)$$

Sendo que:

$T$  é a transmissibilidade (%);

$VDVs$  é o valor dose de vibração na parte superior ( $m.s^{-1,75}$ );

$VDVe$  é o valor dose de vibração na parte inferior ( $m.s^{-1,75}$ ).

Na verificação da transmissibilidade através do assento, foi utilizado o coeficiente denominado transmissibilidade da amplitude eficaz do assento (SEAT), o que proporciona a avaliação qualitativa do nível de conforto para o operador, SEAT superior a 100% indica que o assento aumenta o desconforto, SEAT inferior a 100% indica que o assento absorveu parte da vibração impedindo que se chegasse ao operador e SEAT 100% indica que não houve alteração dos níveis de vibração do piso e assento (Griffin, 1990).

O valor do SEAT é determinado pela razão do valor da dose de vibração (VDV) conforme a equação (13):

$$SEAT = \frac{VDV_{no\_assento}}{VDV_{no\_piso}} \times 100 \quad (13)$$

Em que:

$VDV_{no\_assento}$  é o valor da dose de vibração na interface assento-operador;

$VDV_{no\_piso}$  é o valor da dose de vibração no piso.

### 3.8 Simulação Dinâmica da Vibração

Para a realização da simulação dinâmica, primeiramente foi efetuada a modelagem vetorial do trator e do escarificador no *software AutoCAD 2011*, sendo exportado, posteriormente, na extensão \*.dxf para o *software Working Model*.

O *Working Model* é uma ferramenta computacional de auxílio ao estudo dinâmico de sistemas mecânicos, que permite facilidade de processamento e possibilidade de testar diferentes configurações (ANFLOR, 2003). Neste *software*, realizou-se uma simplificação da forma geométrica para análise da simulação dinâmica, configurou-se os parâmetros de velocidade de deslocamento, coeficiente de rigidez, amortecimento do coxim e do assento e propriedades do material de amortecimento.

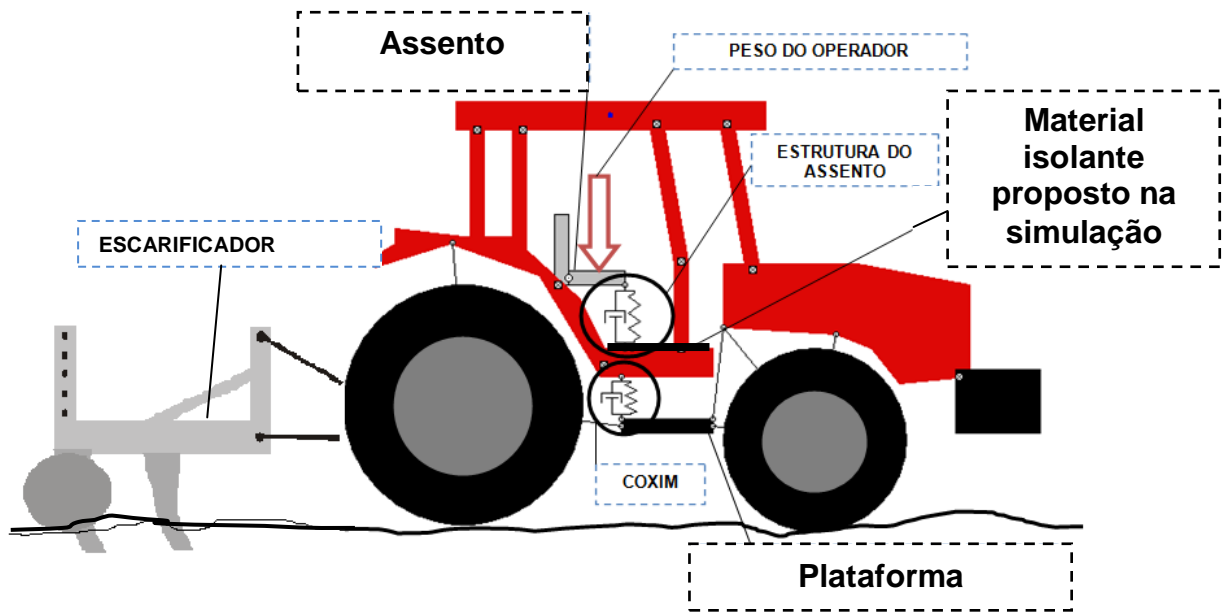
O coxim analisado foi de modelo não-desacoplado, ou seja, as cargas da cabina e do motor são propagadas para um único ponto de atuação do coxim. Foi considerada a rigidez do material elastomérico do coxim no valor de  $625 \text{ N.m}^{-1}$ , uma vez que a rigidez considerada para o modelo desacoplado se encontra na faixa de 500 a  $750 \text{ N.m}^{-1}$  (FREITAS, 2006).

Através das modificações dos parâmetros, foi possível a verificação da simulação dinâmica, de tal forma a possibilitar alterações nas propriedades físicas, condicionando assim, a melhoria da eficiência do assento e do coxim na atenuação das vibrações ocupacionais.

O fator massa corpórea do operador, na simulação dinâmica, tem influência nas propriedades de rigidez do assento. O experimento de simulação dinâmica foi realizado para estimar os valores das magnitudes das acelerações no assento, no entanto, não foi realizado no campo, sendo assim, não valida o modelo geométrico, mas serve como base para continuidade de outros trabalhos de simulação.

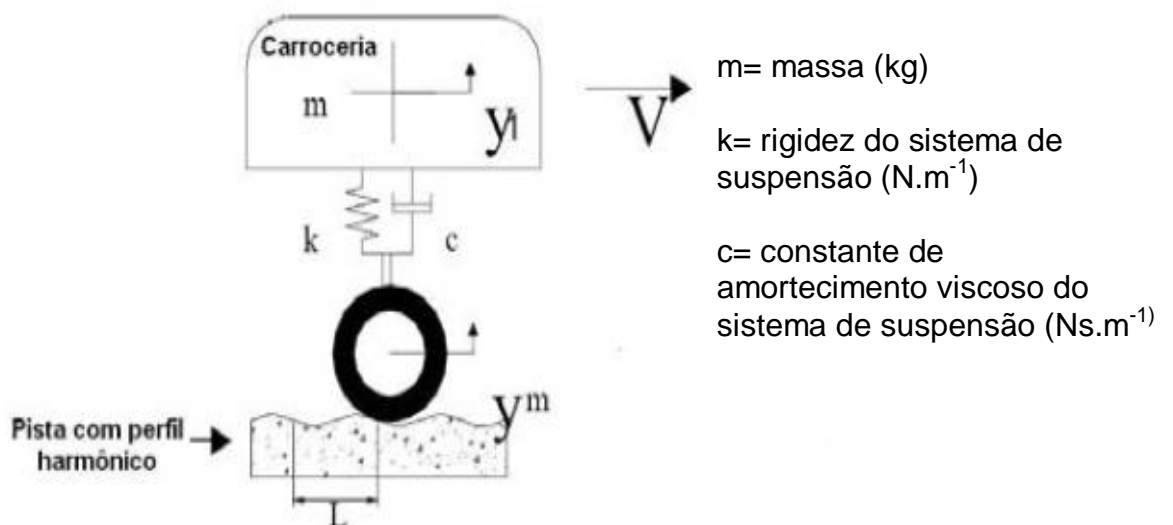
Nos registros da superfície do terreno foi utilizado o perfil vetorial médio de rugosidade no plano bidimensional, desta forma, não se utilizou todos os pontos da superfície do terreno.

Na Figura 48 é representado o modelo vetorial do conjunto trator-escarificador na simulação dinâmica.



**Figura 48 - Simulação dinâmica e geométrica no software Working Model**

A modelagem dinâmica estabelecida foi no plano bidimensional, conforme Walber (2009), que associa um sistema linear de 1 grau de liberdade que é aquele que consiste no deslocamento do veículo contendo massa, rigidez e amortecimento através de uma estrada (Figura 49).

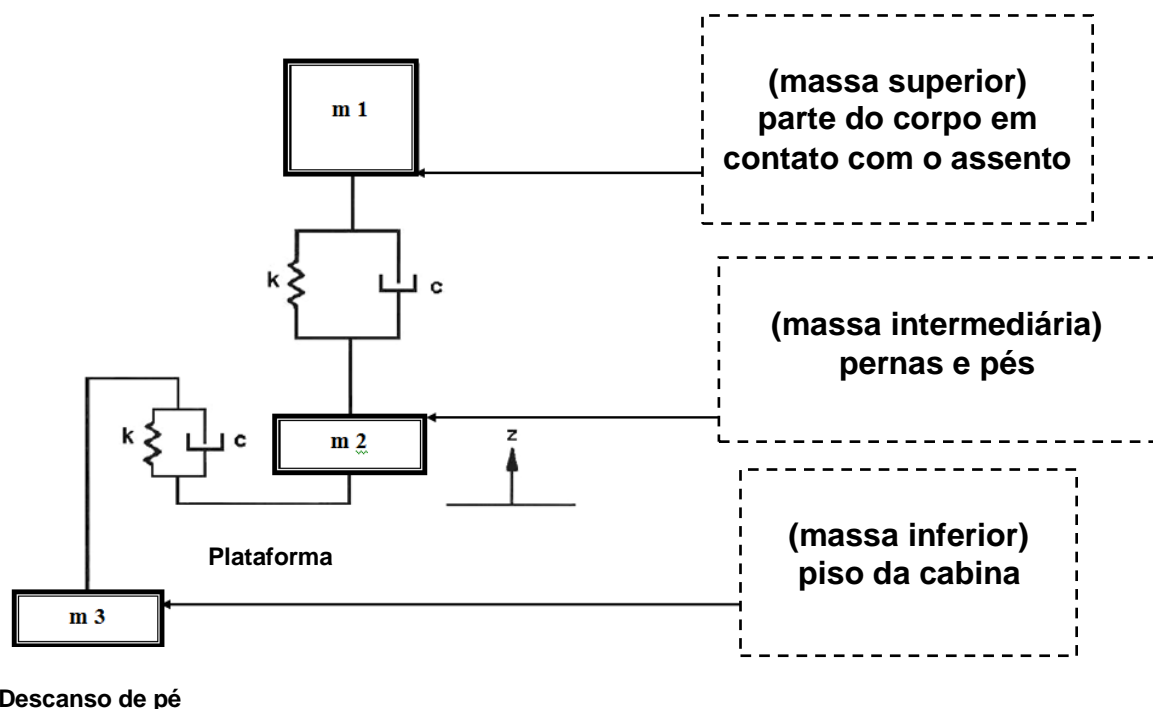


**Figura 49 - Modelo dinâmico do deslocamento de um veículo**  
Fonte: Walber (2009)

Para a minimização das magnitudes no assento foi proposta a simulação de dois tipos de materiais isolantes na interface da base do assento com o piso da cabina. Os materiais isolantes utilizados na simulação dinâmica foram borrachas natural e sintética, ambas com módulo de elasticidade  $6 \times 10^6 \text{ N.m}^{-2}$ , com densidades de  $1,04 \times 10^3 \text{ N.m}^{-3}$  e  $0,94 \times 10^3 \text{ N.m}^{-3}$ , ambas com 20 mm de espessura. Estes materiais foram seleccionados em função das pesquisas de vibrações em ônibus realizadas por (WALBER, 2009).

Para a análise oscilatória do movimento linear utilizou-se o equacionamento vinculado a Lei de *Hooke*, o qual estabelece que a força ( $F$ ) exercida em um corpo é diretamente proporcional a deformação ( $x$ ) sofrida pelo mesmo. Desta forma, para a igualdade é necessária uma constante conhecida como constante de rigidez ( $k$ ).

O modelo simplificado utilizado para a representação do sistema biodinâmico do corpo humano no assento, durante o movimento dinâmico, foi estabelecido por (GRIFFIN,1990). Este modelo contempla três massas, sendo que a massa superior representa a parte do corpo humano em contato com o assento, a intermediária representa a massa das pernas e do pé e a terceira massa é o piso da cabina que serve de sustentação (Figura 50).



**Figura 50 - Modelo simplificado do sistema biodinâmico do corpo humano**  
Fonte: Griffin (1990)

## 4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

### 4.1 Análise da aceleração eficaz tridimensional na interface assento-operador, em 8h de exposição

#### 4.1.1 Análise da aceleração eficaz na direção vertical na interface assento-operador

Para os valores médios das acelerações eficazes na direção vertical ao assento verificou-se que todos os 36 tratamentos ficaram na faixa de extremamente desconfortável, cujo limite inicial é de  $2,0 \text{ m.s}^{-2}$  (ISO 2631-1: 1997). A utilização de lastro metálico total no trator proporcionou aceleração média de  $6 \text{ m.s}^{-2}$  significativo, se comparado com a média de  $6,8 \text{ m.s}^{-2}$  do lastro metálico parcial e  $7,2 \text{ m.s}^{-2}$  do hidráulico total, conforme a (Tabela 9 e Figura 51).

O que justifica os altos valores de magnitudes, em relação aos valores estabelecidos na norma ISO 2631-1:1997, se deve, principalmente, ao fato do trator ter o escarificador acoplado a ele formando um sistema único, o que intensifica os esforços gerando, conseqüentemente, aumento da magnitude das vibrações. De acordo com Roth (2010), a maioria dos tratamentos ficou entre os valores de  $0,63 \text{ m.s}^{-2}$  a  $1,6 \text{ m.s}^{-2}$  pertencendo à faixa de desconfortável, no entanto, o trator não possuía implemento acoplado e a área experimental era solo preparado.

Na análise dos fatores profundidade de escarificação e lastro, observa-se o efeito de interação, ou seja, os valores das acelerações nos níveis de profundidade de escarificação não variaram significativamente quando utilizado o lastro metálico total, no entanto, houve variação no metálico parcial e hidráulico total de tal forma que a profundidade de 30 cm gerou maior intensidade de vibração se comparado com a profundidade de 15 cm para ambos os níveis. Isto estabelece que a relação massa-potência e tipo de material influenciam nos valores de vibrações na vertical. Para uma mesma relação massa-potência, o material hidráulico intensificou as oscilações tendo em vista a oscilação de fluido no interior do pneu, quando se mantém o lastro metálico e reduz a relação massa-potência, a intensidade de vibração aumenta (Tabela 8 e Figura 51).

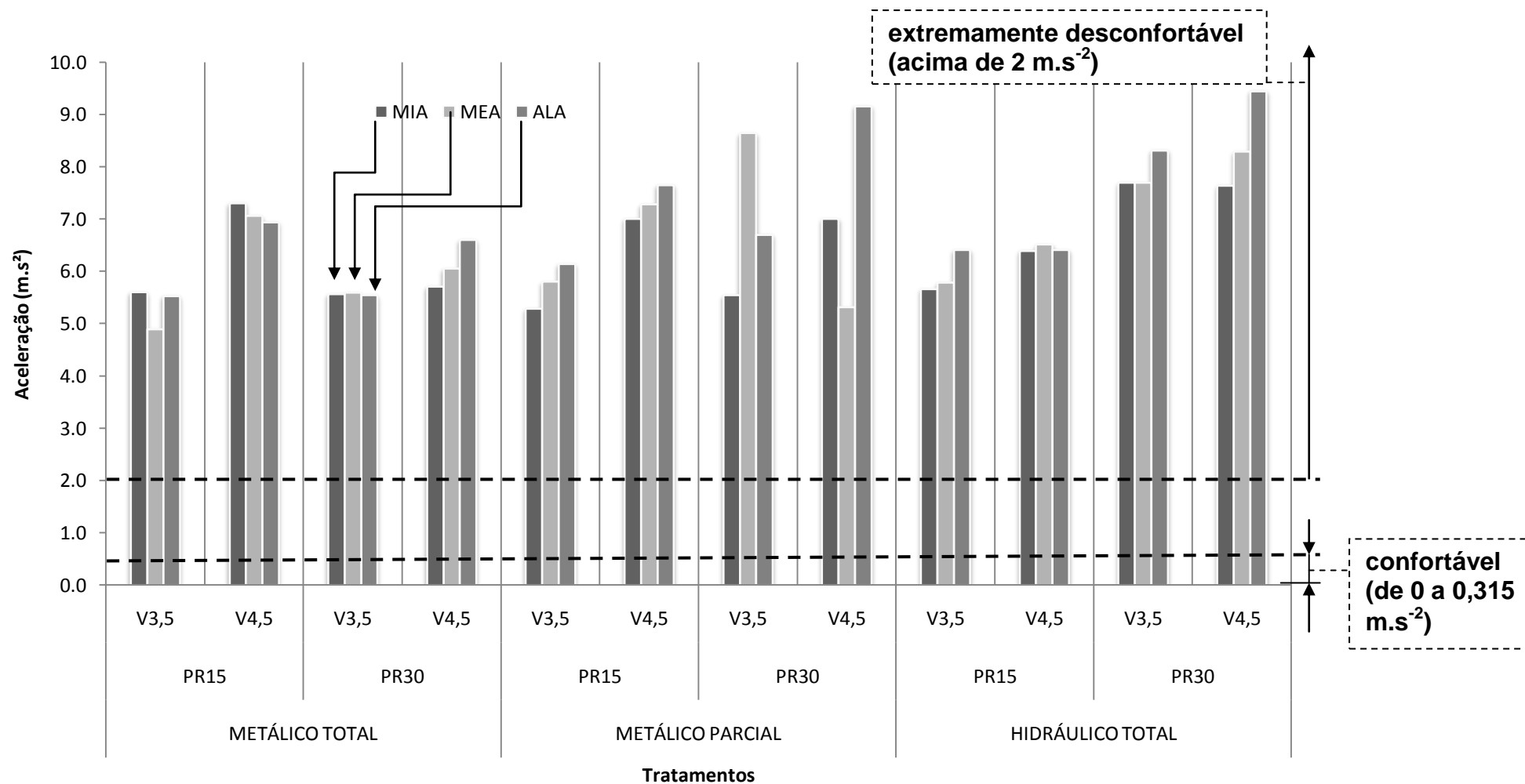
Em relação ao fator velocidade de deslocamento, profundidade e lastro, observa-se o efeito de interação. Para o lastro metálico total e parcial, quando varia a velocidade de deslocamento, as magnitudes das acelerações são constantes para a profundidade de 30 cm, no entanto, variam quando a profundidade é de 15 cm. A maior velocidade de deslocamento gera maiores vibrações quanto menor o atrito com o solo, neste caso, à profundidade de 15 cm. Quando a profundidade de escarificação é de 30 cm, maior atrito, não há diferença da magnitude de aceleração. A utilização de mínima e média rigidez no assento proporcionou melhor atenuação da magnitude de vibração se comparado a alta rigidez, ou seja, o ajuste de rigidez no manípulo é conveniente para atenuar acelerações verticais quando a massa do operador é em média de 70 kg.

De acordo com Santos (2002), utilizando um trator com potência no motor de 55,2 kW (75 cv) com uma grade destorroadora-niveladora em superfície arada, verificou-se que a magnitude de aceleração na direção vertical ao assento, ficou em torno de  $2,5 \text{ m.s}^{-2}$ . Desta forma, observa-se que o tipo de implemento e características do terreno influenciam nas magnitudes de vibrações. O escarificador produz maiores magnitudes na vertical, pois há maior interação com as partículas do solo.

**Tabela 8 - Acelerações eficazes na direção vertical ( $\text{m.s}^{-2}$ ) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |      |      |      | METÁLICO PARCIAL |      |      |      | HIDRÁULICO TOTAL |      |      |      | MÉDIAS |
|---------|----------------|------|------|------|------------------|------|------|------|------------------|------|------|------|--------|
|         | PR15           |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      |        |
|         | V3,5           | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 |        |
| MIA     | 5,6a           | 7,3b | 5,6a | 5,7a | 5,3a             | 7,0b | 5,5a | 7,0b | 5,7a             | 6,4a | 7,7b | 7,6b | 6,4a   |
| MEA     | 4,9a           | 7,1b | 5,6a | 6,1a | 5,8a             | 7,3b | 8,6c | 5,3a | 5,8a             | 6,5a | 7,7b | 8,3b | 6,6a   |
| ALA     | 5,5a           | 6,9b | 5,5a | 6,6a | 6,1a             | 7,7b | 6,7b | 9,2c | 6,4a             | 6,4a | 8,3b | 9,4c | 7,1b   |
|         | 5,3a           | 7,1b | 5,6a | 6,1a | 5,7a             | 7,3b | 7,0b | 7,2b | 6,0a             | 6,4a | 7,9b | 8,5c |        |
| MÉDIAS  | 6,2a           |      | 5,8a |      | 6,5a             |      | 7,1b |      | 6,2a             |      | 8,2b |      | 6,7ab  |
|         | 6,0a           |      |      |      | 6,8b             |      |      |      | 7,2b             |      |      |      |        |

V3,5- velocidade de deslocamento de  $3,5 \text{ km.h}^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de  $4,5 \text{ km.h}^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 9,3



V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5  $km.h^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5  $km.h^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento.

**Figura 51 – Acelerações eficazes na direção vertical ( $m.s^{-2}$ ) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**



#### 4.1.2 Análise da aceleração em VDV na direção vertical da interface assento-operador

Outro índice para a verificação do conforto no corpo humano é estabelecido pelo valor da dose de vibração (VDV), o qual registra os valores de aceleração cumulativa no espectro de frequência. Na Tabela 10 são apresentados os valores de VDV no assento, diferenciando dos resultados da aceleração eficaz (8h), não se observa diferença estatística entre a lastragem metálica total e parcial, no entanto, há diferença em relação à lastragem hidráulica.

Valores de VDV acima de  $15 \text{ m.s}^{-1,75}$  proporcionam severo desconforto ao operador, os valores, conforme a Tabela 9, variaram de 60 a  $202 \text{ m.s}^{-1,75}$  e, de acordo com os dados analisados, verifica-se que todos os valores ficaram acima do limite estabelecido pelas normas BS 6841 (1987) e BS 7085 (1989). Acelerações, analisadas por HOY e MURABARAK (2000), verificaram que as magnitudes em caminhões estão compreendidas dentro do intervalo de 23,91 a  $44,87 \text{ m.s}^{-1,75}$ . Walber (2009), analisando vibrações em ônibus, observou que o parâmetro VDV mostrou que os passageiros estão submetidos a uma dose de desconforto mínimo em 4h, evidenciando, desta forma, a necessidade de alteração da estrutura da poltrona. Neste caso, o operador do trator estará submetido a um desconforto severo mínimo no tempo inferior a 10 min.

**Tabela 9 – Valores de VDV ( $\text{m/s}^{1,75}$ ) na direção vertical ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |      |      |      | METÁLICO PARCIAL |      |      |      | HIDRÁULICO TOTAL |      |      |      | MÉDIAS |
|---------|----------------|------|------|------|------------------|------|------|------|------------------|------|------|------|--------|
|         | PR15           |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      |        |
|         | V3,5           | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 |        |
| MIA     | 88a            | 104a | 86a  | 98a  | 90a              | 60a  | 102a | 60a  | 87a              | 92a  | 129  | 108  | 92a    |
| MEA     | 79a            | 94a  | 95a  | 106a | 102a             | 98a  | 127b | 102a | 94a              | 108a | 122  | 140  | 106a   |
| ALA     | 98a            | 102a | 103a | 141a | 116a             | 131b | 123b | 181b | 122              | 122b | 161  | 202b | 133b   |
|         | 88a            | 100a | 95a  | 115a | 102a             | 96a  | 118a | 114a | 101a             | 107a | 137b | 150b |        |
| MÉDIAS  | 94a            |      | 105a |      | 99a              |      | 116a |      | 104a             |      | 144b |      | 110a   |
|         | 100a           |      |      |      | 108a             |      |      |      | 124b             |      |      |      |        |

V3,5- velocidade de deslocamento de  $3,5 \text{ km.h}^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de  $4,5 \text{ km.h}^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15cm; PR30- profundidade de escarificação de 30cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 14,5

#### 4.1.3 Análise da aceleração eficaz na direção longitudinal na interface assento-operador

Na direção longitudinal da interface assento-operador, conforme Tabela 10 e Figura 52), verifica-se que em todos os tratamentos os valores das acelerações ficaram na faixa de extremamente desconfortável, conforme a norma ISO 2631-1: 1997, no entanto, na comparação entre os tipos de lastragem, o uso do lastro metálico total produziu em média magnitudes de  $4,0 \text{ m.s}^{-2}$ , o metálico parcial e hidráulico total tiveram os valores médios de  $4,7 \text{ m.s}^{-2}$ .

O que justifica os menores valores de vibração, quando se utiliza o lastro metálico total, é a relação massa/potência e o tipo de material do lastro, ou seja, a maior relação massa/potência promove maior tendência inercial em função da aceleração longitudinal ser inversamente proporcional a massa do trator e diretamente a força motora do mesmo. Quando se utiliza a mesma relação massa/potência, mas utiliza-se o lastro hidráulico, observa-se que o movimento oscilatório da água no interior do pneu, na direção de deslocamento, produz um aumento da magnitude das acelerações. Neste trabalho, procurou-se utilizar a capacidade máxima de fluido no interior do pneu, no caso de 75% de volume interno, a fim de evitar ao máximo a oscilação de fluido na parte interna do pneu .

Houve efeito de interação entre os fatores profundidade de escarificação e tipo de lastro, sendo que as magnitudes das acelerações foram constantes para as profundidades de 15 e 30 cm quando utilizada a lastragem metálica. Na utilização da lastragem hidráulica, as acelerações foram maiores para a profundidade de 30 cm, desta forma, constata-se que na direção longitudinal o tipo de material do lastro tem maior influencia na variação da vibração. O escarificador, com o aumento da profundidade de escarificação, gera maior oscilação, refletindo na transmissão de vibração para o trator e, conseqüentemente, para o operador.

Verifica-se que, quanto menor o atrito do escarificador com o solo a maior velocidade produz maior amplitude de vibração para o conjunto trator implemento. Na avaliação de vibração na direção longitudinal, Barceló et al. (2004) verificou que baixas e médias inflagens no pneu independem da regulagem no assento, no entanto, para altas inflagens a regulagem no assento se faz necessário (Tabela 10 e

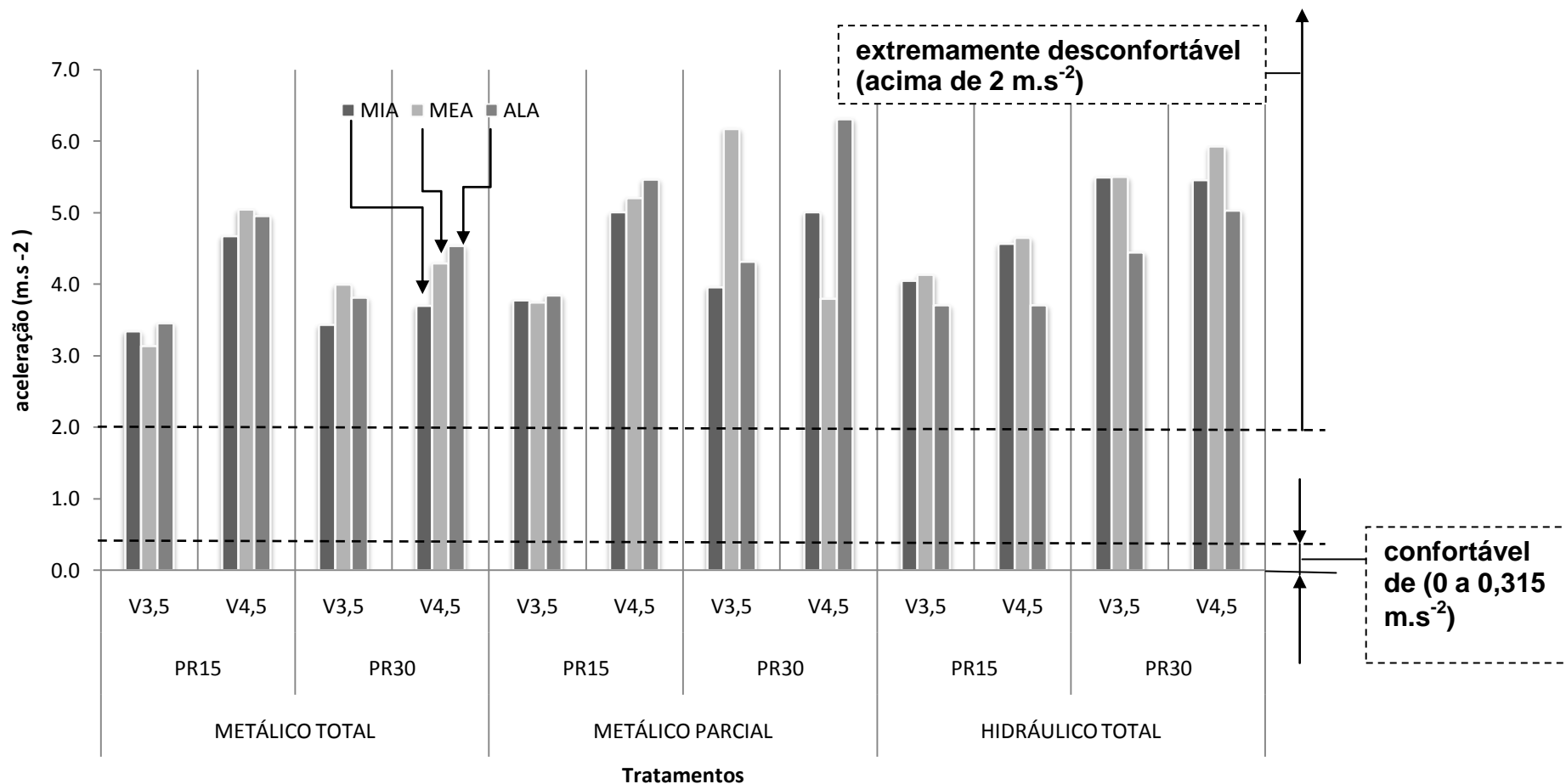
Figura 52). As magnitudes das acelerações longitudinais não variaram quando houve alteração da rigidez do assento, evidenciando, desta forma, a baixa resistência do assento em absorver as vibrações longitudinais. O alto valor de magnitude com lastro metálico parcial é em virtude da baixa relação massa-potência.

De acordo com Cunha (2009), a vibração na direção longitudinal pode proporcionar sérios problemas na espinha dorsal, entre outros problemas de saúde e as acelerações na direção longitudinal ultrapassaram os limites aceitáveis pela ISO 2631-1: 1997, sendo que os piores resultados foram na direção de deslocamento do trator, de forma que, quanto maior a rotação do motor maior os níveis de vibração. Para Walber (2009), as forças longitudinais surgem basicamente por dois motivos acionamento da frenagem no veículo e desnível no terreno; sendo assim, verifica-se que os altos valores de aceleração longitudinal ficam em função da haste do escarificador que, em contato com o solo, origina interrupções no fluxo longitudinal.

**Tabela 10 - Acelerações eficazes ( $m/s^2$ ) na direção longitudinal ao deslocamento do trator, na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |      | METÁLICO PARCIAL |      |      |      | HIDRÁULICO TOTAL |      |      |      | MÉDIAS |      |      |
|---------|----------------|------|------------------|------|------|------|------------------|------|------|------|--------|------|------|
|         | PR15           |      | PR30             |      | PR15 |      | PR30             |      | PR15 |      |        | PR30 |      |
|         | V3,5           | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 |        | V3,5 | V4,5 |
| MIA     | 3,3a           | 4,7b | 3,4a             | 3,7a | 3,8a | 5,0b | 4,0a             | 5,0b | 4,0a | 4,6b | 5,5b   | 5,5b | 4,4b |
| MEA     | 3,1a           | 5,0b | 4,0a             | 4,3b | 3,7a | 5,2b | 6,2c             | 3,8a | 4,1a | 4,7b | 5,5b   | 5,9c | 4,6b |
| ALA     | 3,5a           | 5,0b | 3,8a             | 4,5b | 3,8a | 5,5b | 4,3b             | 6,3c | 3,7a | 3,7a | 4,4b   | 5,0b | 4,5b |
|         | 3,3a           | 4,9b | 3,7a             | 4,2a | 3,8a | 5,2b | 4,8b             | 5,0b | 4,0a | 4,3b | 5,1b   | 5,5b |      |
| MÉDIAS  | 4,1a           |      | 4,0a             |      | 4,5b |      | 4,9b             |      | 4,1a |      | 5,3b   |      | 4,5b |
|         | 4,0a           |      |                  |      | 4,7b |      |                  |      | 4,7b |      |        |      |      |

V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5  $km.h^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5  $km.h^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 7,2



V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento.

**Figura 52 – Acelerações eficazes na direção longitudinal (m.s<sup>-2</sup>) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

#### 4.1.4 Análise da aceleração eficaz na direção transversal na interface assento-operador

Na direção transversal, em relação ao tipo de lastragem, não se verificou diferenças significativas entre as magnitudes de aceleração. Não houve diferenças significativas das amplitudes nos níveis dos fatores rigidez do assento, profundidade de escarificação e velocidade. Observa-se que a alteração da rigidez no assento não minimizou o efeito das vibrações na direção transversal (Tabela 11 e Figura 53).

Dentro do nível lastro metálico total, observa-se que houve interação do fator velocidade de deslocamento com o fator profundidade de escarificação, sendo que, para a profundidade de 15 cm o aumento da velocidade de deslocamento produziu maior magnitude de vibração, na profundidade de 30 cm o aumento da velocidade não interferiu nos valores de aceleração.

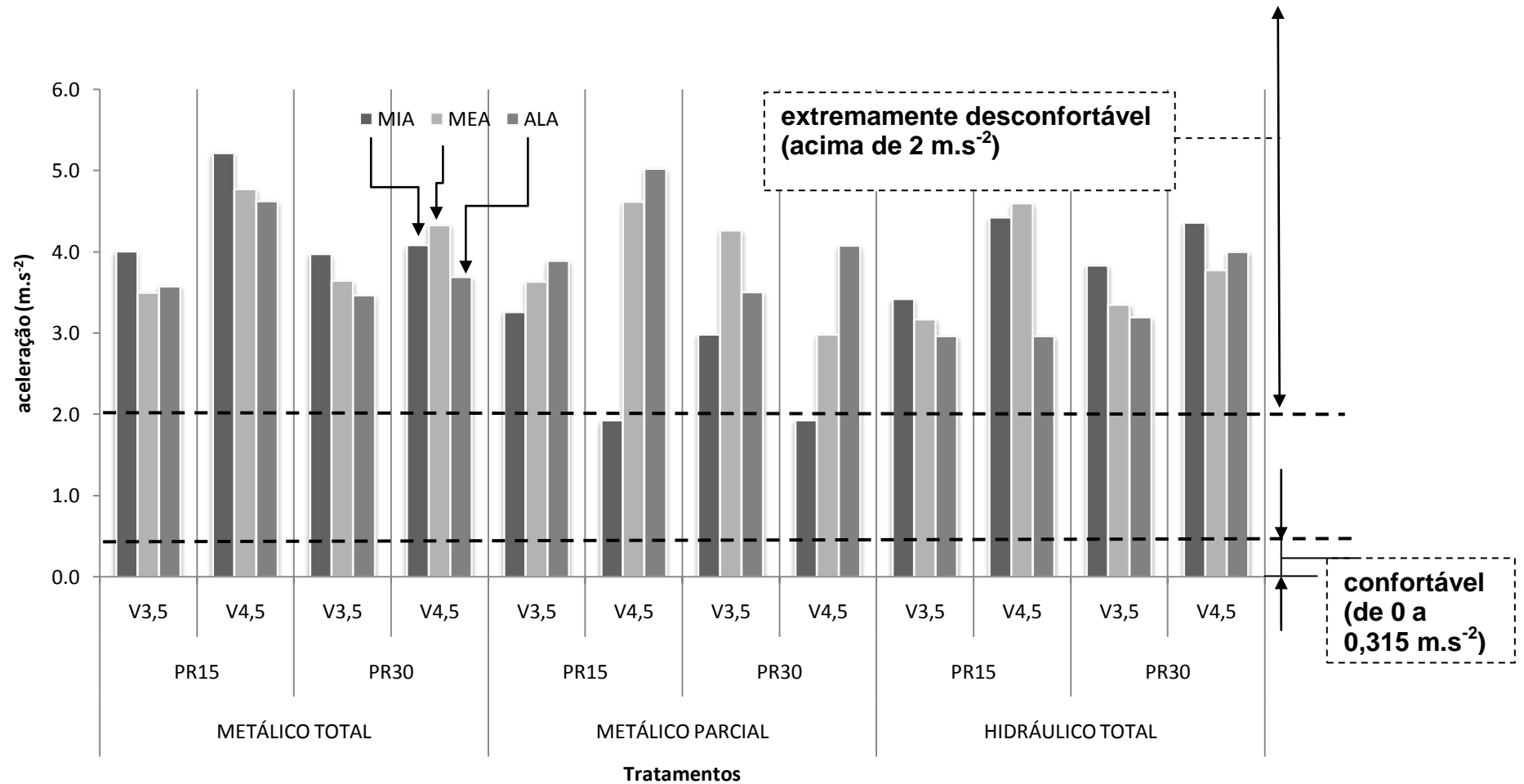
Dos 36 tratamentos, apenas dois ficaram com acelerações abaixo do limite de extremamente desconfortável, sendo ambos do nível de lastro metálico parcial com ajuste mínimo de rigidez no assento e velocidade de 4,5 km<sup>-1</sup>.

Embora o deslocamento do trator seja longitudinal, o rompimento do solo através do escarificador é tridimensional, produzindo, desta forma, vibrações em várias direções e, conseqüentemente, magnitudes na direção transversal ao deslocamento.

**Tabela 11 – Acelerações eficazes (m.s<sup>-2</sup>) na direção transversal ao deslocamento do trator, na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |      |      |      | METÁLICO PARCIAL |      |      |      | HIDRÁULICO TOTAL |      |      |      | MÉDIAS |
|---------|----------------|------|------|------|------------------|------|------|------|------------------|------|------|------|--------|
|         | PR15           |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      |        |
|         | V3,5           | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 |        |
| MIA     | 4,0a           | 5,2b | 4,0a | 4,1a | 3,3a             | 1,9a | 3,0a | 1,9a | 3,4a             | 4,4a | 3,8a | 4,4b | 3,6a   |
| MEA     | 3,5a           | 4,8b | 3,6a | 4,3b | 3,6a             | 4,6b | 4,3b | 3,0a | 3,2a             | 4,6a | 3,3a | 3,8a | 3,9a   |
| ALA     | 3,6a           | 4,6b | 3,5a | 3,7a | 3,9a             | 5,0b | 3,5a | 4,1a | 3,0a             | 3,0a | 3,2a | 4,0a | 3,7a   |
|         | 3,7a           | 4,9b | 3,7a | 4,0a | 3,6a             | 3,9a | 3,6a | 3,0a | 3,2a             | 4,0a | 3,5a | 4,0a |        |
| MÉDIAS  | 4,3a           |      | 3,9a |      | 3,7a             |      | 3,3a |      | 3,6a             |      | 3,8a |      | 3,8a   |
|         | 4,1a           |      |      |      | 3,5a             |      |      |      | 3,7a             |      |      |      |        |

V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 18,1



V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento.

**Figura 53 – Acelerações eficazes na direção transversal (m.s<sup>-2</sup>) ao assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

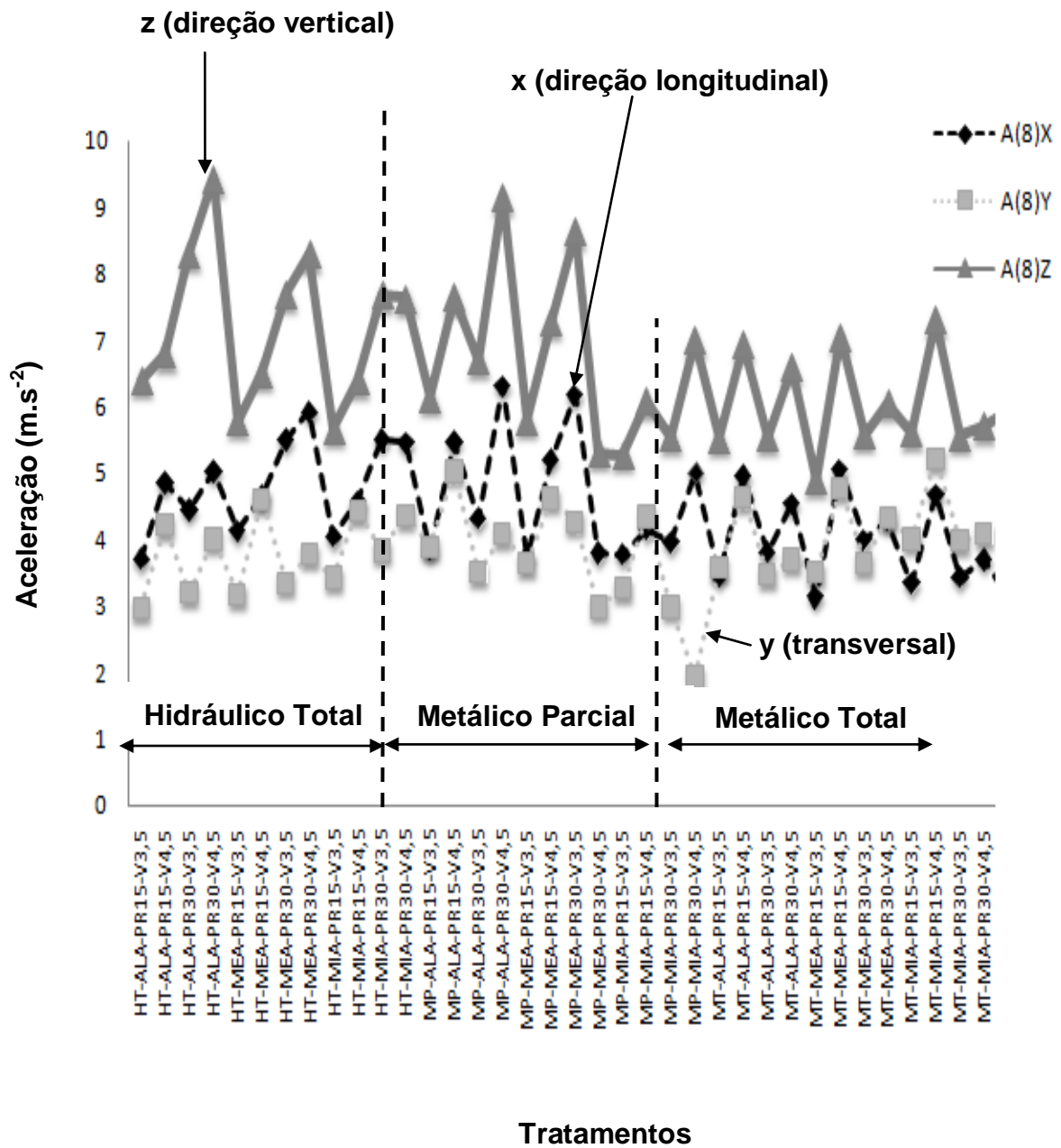
#### 4.1.5 Sobreposição das acelerações eficazes nas direções vertical, longitudinal e transversal na interface assento-operador

Na Figura 54 verifica-se o comportamento da vibração nas três direções (x, y e z), observando-se que, independentemente dos tratamentos, a amplitude de vibração na direção (z) vertical foi maior se comparada às outras duas direções. Na direção (x) longitudinal, observa-se uma similaridade geométrica paralela com a direção z, porém com magnitudes menores, valores estes, que divergem de Cunha (2009) o qual obteve as maiores acelerações na direção (x) deslocamento do trator comparado com as acelerações verticais (z) e transversais (y). Cunha (2009) utilizou, no experimento, o trator Massey Ferguson 4x2, com potência de 60,35 kW (82 cv), sendo utilizados dois implementos: arado com profundidade de aração 0,2 m e grade com 0,15m.

Os valores da magnitude de aceleração na direção (x) foram menores que do eixo z, no entanto, a comparação da relação massa-potência e material manteve uma proporção entre as magnitudes dos eixos. Com a velocidade de escarificação de  $4,5 \text{ km.h}^{-1}$ , verificou-se maior magnitude de vibração se comparado a velocidade de  $3,5 \text{ km.h}^{-1}$ , isto se for analisado com a profundidade de 15 cm independentemente dos tipos de lastragens. Para a profundidade de 30 cm, não houve diferença significativa entre as velocidades independentemente do tipo de lastro. No caso do eixo transversal (y), a aceleração praticamente se manteve constante independentemente dos tratamentos. Em relação aos níveis de velocidade, o valor  $4,5 \text{ km.h}^{-1}$  originou maiores magnitudes independente dos eixos.

Cunha et al. (2009) encontraram os maiores valores de magnitude no eixo (x) em relação a direção vertical (z), concluindo que a suspensão dos assentos tem pouca eficiência na restrição de vibrações no deslocamento do trator.

No experimento, permitiu-se verificar maior magnitude na direção (z) porque a ação das hastes do escarificador tem maior atrito com as partículas do solo e, conseqüentemente, atinge maiores intensidades, pois a magnitude das acelerações é função da operação de trabalho.



V3,5- velocidade de deslocamento de  $3,5 km.h^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de  $4,5 km.h^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento

**Figura 54 - Aceleração eficaz nos eixos (x,y,z) ( $m.s^{-2}$ ) no assento na frequência de 0 a 80Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**



## 4.2 Análise da aceleração eficaz na direção perpendicular ao piso da cabina, em 8h de exposição

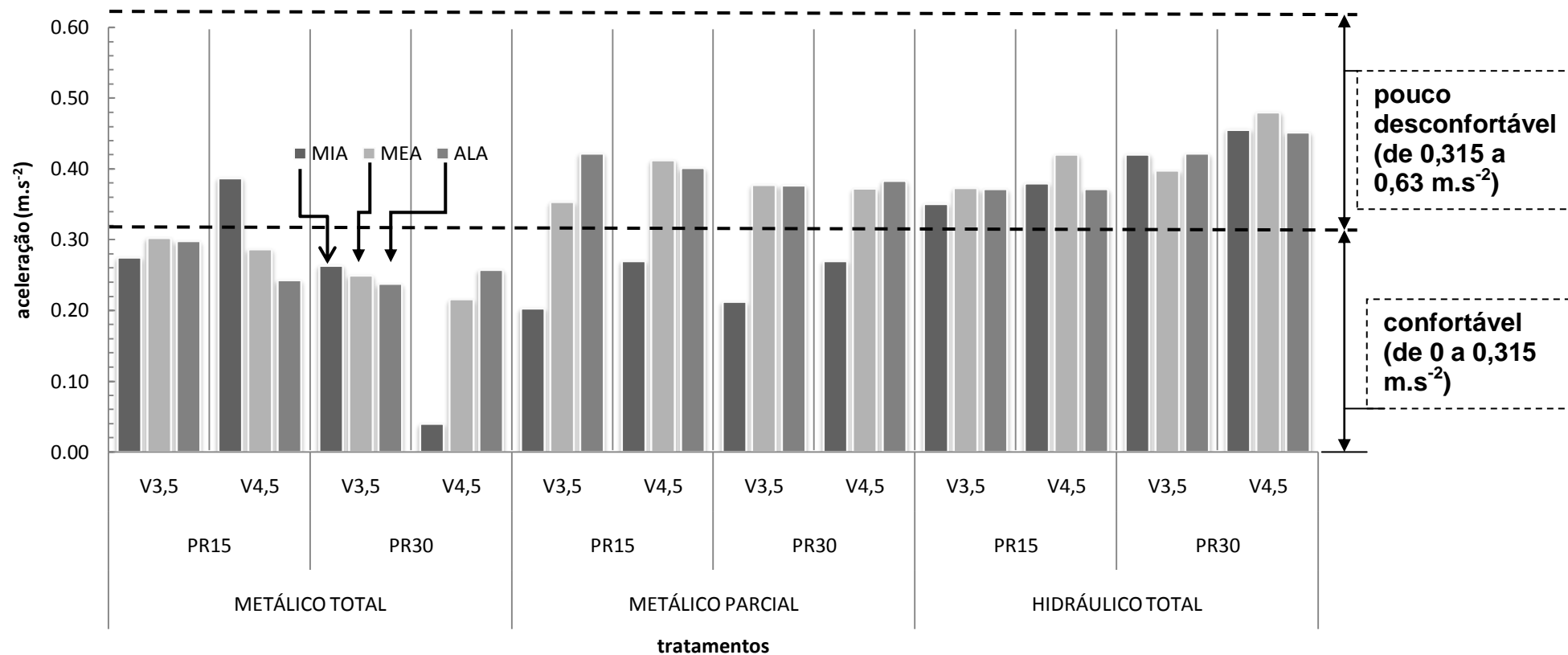
Na verificação da aceleração vertical do piso da cabina, os valores referentes ao lastro metálico total ficaram dentro dos limites estabelecidos pela (ISO 2631-1: 1997), pois o índice *confortável* atingiu valores inferiores a  $0,315 \text{ m.s}^{-2}$ . Com a utilização de lastro metálico parcial e hidráulico total, os valores ficaram no intervalo de  $0,315$  a  $0,63 \text{ m.s}^{-2}$  sendo o índice um pouco desconfortável.

Estes valores próximos do limite aceitável estão relacionados a não cumulação dos valores de aceleração no assento e, também, ao posicionamento do acelerômetro que se encontra no piso da cabina. Verifica-se, na Tabela 12 e na Figura 55 que os valores das magnitudes de aceleração no piso foram proporcionais aos valores no assento, no entanto, a magnitude de aceleração no piso foi muito inferior se comparada aos valores de aceleração no assento. Não se verificou diferença significativa entre os níveis de profundidades e velocidades. Observa-se a amplificação das magnitudes de aceleração, quando propagadas pelo assento, uma vez que na direção vertical, os valores foram maiores na interface assento-operador.

**Tabela 12 - Aceleração eficaz (z) ( $\text{m.s}^{-2}$ ) no piso da cabina na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |       | METÁLICO PARCIAL |       |       |       | HIDRÁULICO TOTAL |       |       |       | MÉDIAS |       |       |
|---------|----------------|-------|------------------|-------|-------|-------|------------------|-------|-------|-------|--------|-------|-------|
|         | PR15           |       | PR30             |       | PR15  |       | PR30             |       | PR15  |       |        | PR30  |       |
|         | V3,5           | V4,5  | V3,5             | V4,5  | V3,5  | V4,5  | V3,5             | V4,5  | V3,5  | V4,5  |        | V3,5  | V4,5  |
| MIA     | 0,27a          | 0,39b | 0,26a            | 0,24  | 0,20a | 0,27a | 0,21a            | 0,27a | 0,35b | 0,38b | 0,42b  | 0,45b | 0,34b |
| MEA     | 0,30a          | 0,29a | 0,25a            | 0,22a | 0,35b | 0,41  | 0,38b            | 0,37b | 0,37b | 0,42b | 0,40b  | 0,48b | 0,35b |
| ALA     | 0,30a          | 0,24a | 0,24a            | 0,26a | 0,42b | 0,40  | 0,38b            | 0,38b | 0,37b | 0,37b | 0,42b  | 0,45b | 0,35b |
|         | 0,29a          | 0,31a | 0,25a            | 0,17a | 0,33b | 0,36b | 0,32a            | 0,34b | 0,36b | 0,39b | 0,41b  | 0,46b |       |
| MÉDIAS  | 0,30a          |       | 0,21a            |       | 0,34b |       | 0,33b            |       | 0,38b |       | 0,44b  |       | 0,35b |
|         | 0,25a          |       |                  |       | 0,34b |       |                  |       | 0,41b |       |        |       |       |

V3,5- velocidade de deslocamento de  $3,5 \text{ km.h}^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de  $4,5 \text{ km.h}^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 11,2

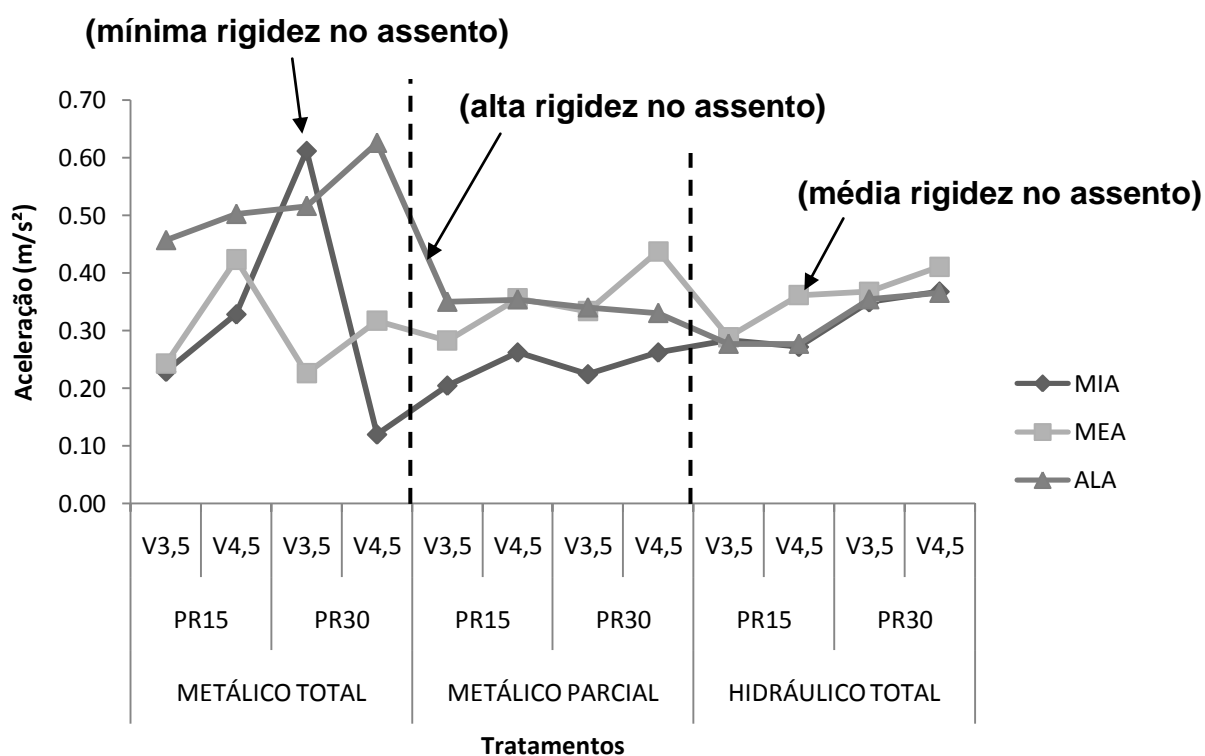


V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5  $km.h^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5  $km.h^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento.

**Figura 55 – Acelerações eficazes (z) ( $m.s^{-2}$ ) no piso da cabina na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

### 4.3 Análise da aceleração eficaz na plataforma na frequência de 1 a 80 Hz, em 8h de exposição

Na Figura 56 observa-se que a magnitude de aceleração na plataforma teve valores médios no intervalo de 0,315 a 0,63  $m.s^{-2}$  sendo considerado como um nível um pouco desconfortável entre os tratamentos. Não foram observadas diferenças significativas, verifica-se, desta forma, que os valores da vibração na plataforma pouco se alteram se comparados com os valores de magnitude no piso da cabina.



V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5  $km.h^{-1}$ ; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5  $km.h^{-1}$ ; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento

**Figura 56- Aceleração eficaz (z) ( $m.s^{-2}$ ) na plataforma na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

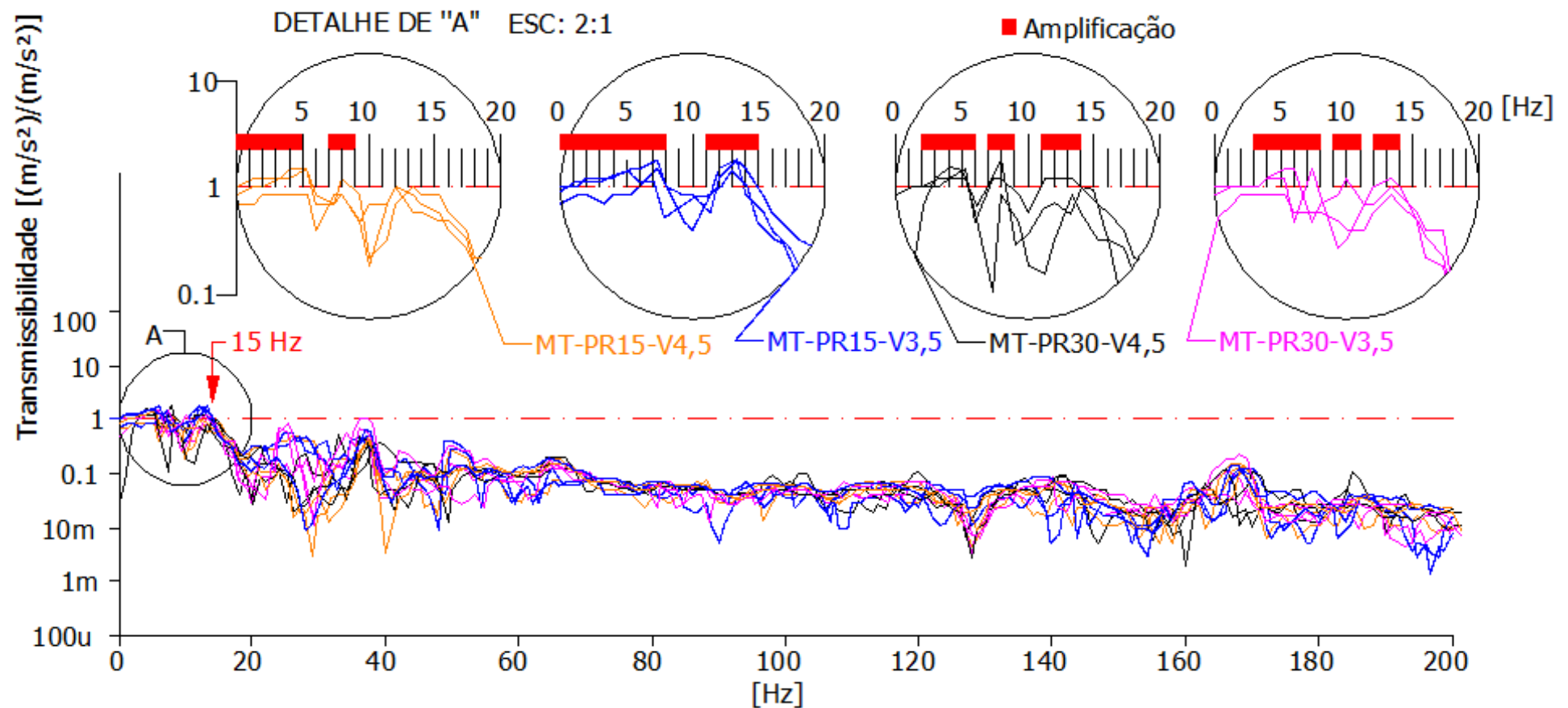
## 4.4 Análise espectral de 0 a 200 Hz da transmissibilidade de vibração através do coxim

### 4.4.1 Transmissibilidade através do coxim com o uso de lastro metálico total

Na Figura 57 observa-se que com o uso de lastro metálico total com relação massa-potência de  $49 \text{ kg}\cdot\text{cv}^{-1}$ , a amplificação através do coxim limitou-se a 15 Hz de tal forma que houve amplificação em todo intervalo de 0 a 15 Hz, observa-se a pouca eficiência do coxim em atenuar as vibrações, o que em grande parte, é um reflexo do uso de coxim elastomérico em tratores agrícolas nacionais que, apesar de serem baratos e robustos, apresentam características de amortecimento inferiores ao coxim hidráulico, conforme (Oliveira, 2011).

Na utilização de profundidade de escarificação de 30 cm, não houve amplificação na faixa de 0 a 2 Hz independente dos níveis de velocidade, no entanto, para a profundidade de 15 cm houve amplificação em todo o intervalo de 0 a 5 Hz. Frequências de 0,1 a 0,7 Hz propiciam a incidência de enjôos e náuseas (Griffin, 2001). Devido à vibração de baixa frequência ser originada das irregularidades do terreno, na profundidade de 30 cm o maior esforço de tração não produziu magnitudes satisfatórias para que houvesse amplificação neste intervalo, no entanto, o coxim foi praticamente inerte na absorção.

Verifica-se a baixa eficiência de amortecimento do coxim, visto que de 0 a 15 Hz houve amplificação, principalmente em um intervalo crítico para o corpo humano, o qual apresenta maior sensibilidade nas frequências de 4 a 8 Hz. No intervalo de 15 a 50 Hz, houve transmissibilidade de mais de 80%, sendo que acima de 50 Hz o coxim apresentou eficiência satisfatória, transmitindo em torno de 10% de vibração. Observa-se a necessidade de alterações dos parâmetros de rigidez, de massa e da geometria do coxim, a fim de atenuar pelo menos as magnitudes na faixa de 0 a 15 Hz, no caso de utilização de lastro metálico total.



MT- lastro metálico total; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento 4,5 km.h<sup>-1</sup>

**Figura 57 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro metálico total**

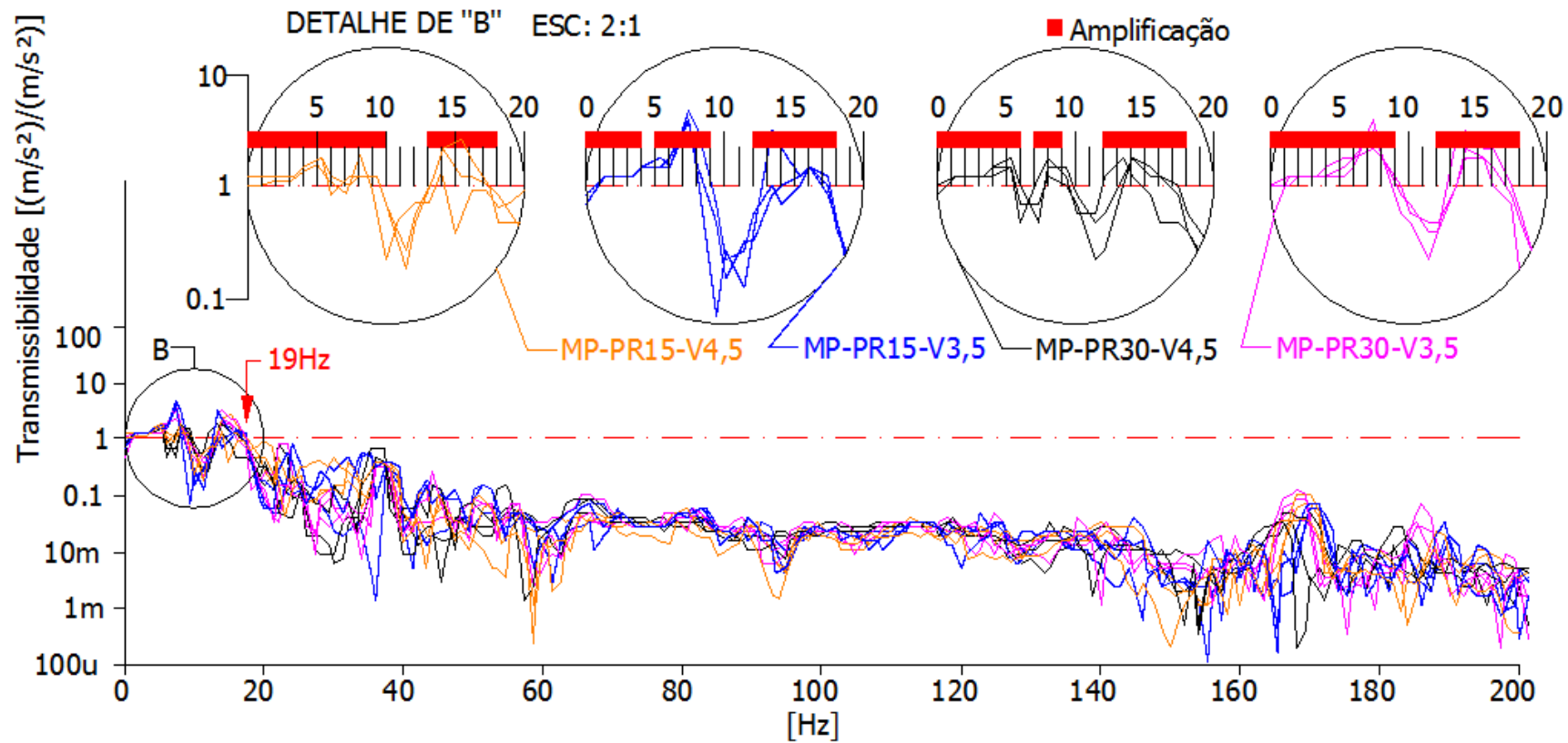
#### 4.4.2 Transmissibilidade através do coxim com uso de lastro metálico parcial

Na Figura 58 verifica-se a amplificação da transmissibilidade através do coxim no intervalo de 0 a 19 Hz com exceção do intervalo de 10 a 12 Hz, indicando que a redução de lastro metálico para uma relação massa/potência de  $43 \text{ kg}\cdot\text{cv}^{-1}$  não promove amplificação neste intervalo. Comparando com o lastro metálico total, observa-se que uma menor relação massa/potência atinge um maior intervalo de frequência amplificado e valores mais elevados na ordem de 200%. Dos 19 Hz aos 50 Hz, o coxim apresenta baixa eficiência de amortecimento, sendo que acima de 50 Hz a eficiência melhora.

Com velocidade de deslocamento de  $3,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$ , no intervalo de 7 a 9 Hz, a transmissibilidade excedeu em 150% os valores na velocidade de 4,5 km. Na velocidade de  $3,5 \text{ Km}\cdot\text{h}^{-1}$ , observa-se maiores picos de transmissibilidade no intervalo de 5 a 10 Hz, evidenciando que a baixa velocidade de deslocamento em condições que impedem o movimento, produz maior transmissibilidade no caso de baixa relação massa/potência.

Na baixa relação massa/potência, conservando a lastragem metálica no trator, observa-se uma tendência da amplificação se estender para novas faixas de frequência, uma vez que na relação de  $49 \text{ kg}\cdot\text{cv}^{-1}$ , as faixas atingidas foram de até 15 Hz. No caso de  $43 \text{ kg}\cdot\text{cv}^{-1}$ , as faixas foram até 19 Hz. Como o coxim elastomérico tem rigidez linear não amortece as diferentes condições de operação a campo, para um melhor desempenho de amortecimento, conforme Barbetti, 2005, seriam necessárias modificações de parâmetros tais como: geometria, rigidez de amortecimento não linear e material.

De acordo com Nagaoka (2001), pesquisas realizadas com tratores com e sem lastros apresentaram os maiores picos de vibração nas frequências de 2 a 4 Hz. Na interface assento-operador, na direção vertical, a maior magnitude foi no intervalo de 2 a 4 Hz com a operação de gradagem (SANTOS, 2002). Observa-se, assim, que há uma redução da faixa de frequência de amplificação pois, no coxim, a faixa de variação é de até 19 Hz e no assento em torno de 2 Hz.



MP- metálico parcial; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento 4,5 km.h<sup>-1</sup>

**Figura 58 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro metálico parcial**

#### 4.4.3 Transmissibilidade através do coxim com o uso de lastro hidráulico total

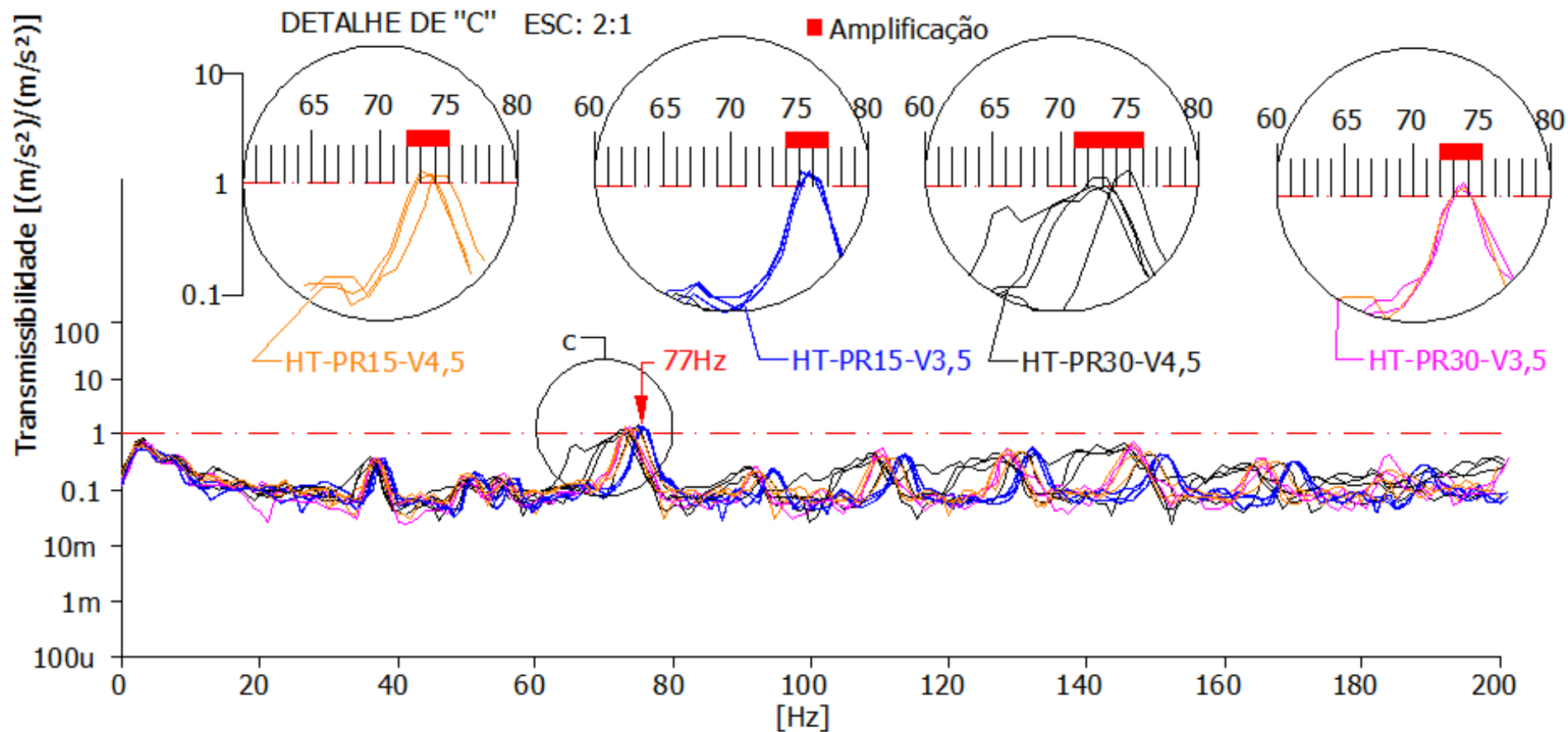
Na Figura 59, com a utilização de lastro hidráulico total, não se observou transmissibilidade na baixa frequência, no entanto, houve amplificação no intervalo de 71 a 76 Hz, provavelmente esta amplificação seja em função da rotação do motor ser de 2200 rpm (36,7Hz), ou seja, a excitação do motor criou harmônicos de 36,7 Hz, fato este, que propiciou amplificação em torno de 2 vezes (36,7Hz). De acordo com Lida (2000), a vibração no intervalo de 60 a 90 Hz produz ressonância na pupila dos olhos.

De acordo com Barbosa et al. (2005) as vibrações de alta frequência são absorvidas em grande parte pelos pneus na interface com o solo, no entanto, a baixa frequência é transmitida ao longo da estrutura do trator através do solo. Conforme a (Figura 61), observam-se valores não condizentes com o do autor, uma vez que não houve absorção da vibração pelos pneus na alta frequência, provavelmente isto ocorreu em função dos pneus terem água no seu interior, o que altera as propriedades de rigidez do conjunto.

No espectro de frequência de 0 a 60 Hz observou-se o comportamento similar dos tratamentos de profundidade de escarificação e velocidade de deslocamento, no entanto, para valores de 60 a 200 Hz verificou-se o comportamento regular das oscilações nos tratamentos (HT-PR15-V3,5) e (HT-PR30-V3,5), porém defasados para os tratamentos (HT-PR15-V4,5) e (HT-PR30-v4,5), onde observou-se irregularidade da transmissibilidade. Desta forma, constata-se a variação da velocidade em frequências acima de 60 Hz influenciando na forma de transmissibilidade.

Embora a lastragem hidráulica não proporcione amplificação de vibração na baixa frequência, a vibração propagada através da estrutura do trator produziu altos valores de magnitude de vibração na interface assento-operador, se comparado com os outros tratamentos. Sendo, desta forma, inconveniente a utilização da lastragem hidráulica, pois, pode produzir efeitos indesejáveis ao corpo humano, sensíveis às altas frequências. .





HT- hidráulico total; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento 4,5 km.h<sup>-1</sup>

**Figura 59 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 200 Hz com lastro hidráulico total**

#### 4.4.4 Transmissibilidade através do coxim com sobreposição dos tipos de lastros

Com a sobreposição vetorial dos tipos de lastragem, verifica-se que o lastro hidráulico promoveu a maior transmissibilidade de vibração ao longo do espectro, ainda que no intervalo de 0 a 20 Hz seus valores de transmissibilidade sejam os menores.

De maneira geral, a utilização de lastro metálico total permitiu melhores resultados de minimização de vibração para o espectro de frequência de 0 a 200 Hz. De acordo com o modelo matemático simplificado utilizado em função do eixo logarítmico, observou-se que com a utilização de lastro metálico total, a média de transmissibilidade de 1 a 80 Hz correspondeu a 59% com  $R=0,64$ , com a utilização de lastro metálico parcial a média foi de 74% com  $R=0,54$  e no hidráulico total a média foi de 88% com  $R=0,47$ . Apesar dos valores de correlação serem baixos, obtém-se uma boa estimativa do comportamento da transmissibilidade de vibração no espectro de frequência.

Desta forma, para o lastro hidráulico total, no isolamento da vibração do motor em altas frequências, o coxim deve apresentar baixa rigidez dinâmica e baixo amortecimento, conduzindo assim, a um baixo coeficiente de transmissibilidade, no entanto, quando utilizado lastro metálico a baixa rigidez dinâmica não atenua as vibrações nas baixas frequências, que são aquelas oriundas do motor em marcha lenta e movimento por áreas irregulares sendo limitadas até 30 Hz (FREITAS, 2006).

De acordo com o mesmo autor, os valores de alta rigidez e alto amortecimento promovem a minimização da vibração do motor, reduzindo assim, a transmissibilidade da vibração nas baixas frequências. Por tanto, são necessárias melhorias no coxim na baixa frequência de até 20 Hz quando se utiliza o lastro metálico, e melhorias na eficiência sua quando usado em alta frequência, no caso de utilização de lastragem hidráulica (Figura, 60).

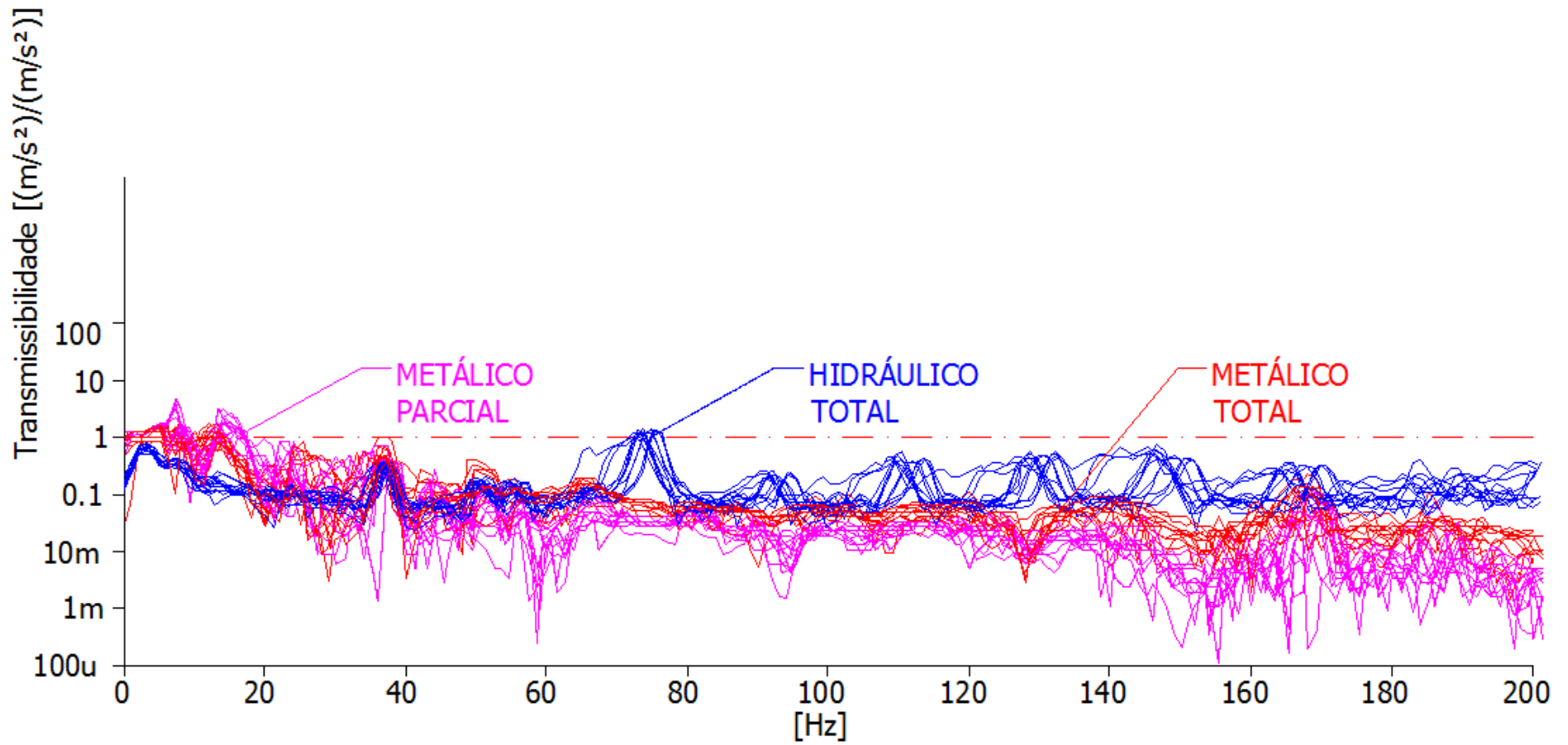


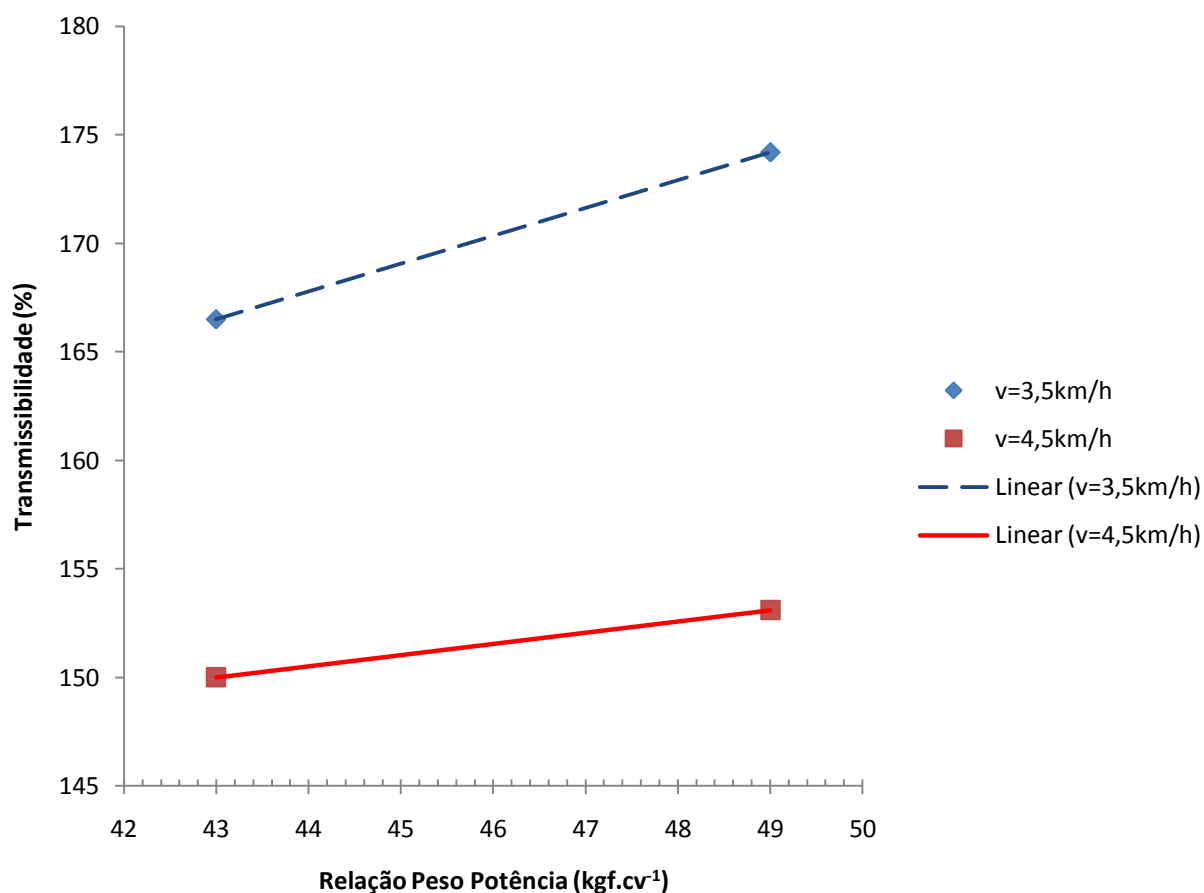
Figura 60 - Comportamento da transmissibilidade de vibração através do coxim no intervalo de freqüência de 0 a 200 Hz com lastro metálico parcial e total e hidráulico total

#### **4.5 Transmissibilidade de vibração através do coxim na frequência de 0 a 10 Hz**

A análise de transmissibilidade foi dividida em etapas em virtude da complexidade de analisar os dados em função dos 4 fatores e da extensão do intervalo de frequência. A primeira análise foi verificar o comportamento da transmissibilidade da magnitude de vibração para a parte interna da cabina. Como o espectro de frequência analisado compreende a faixa de até 200 Hz, foi necessário o fracionamento nos intervalos de 0 a 10 Hz.

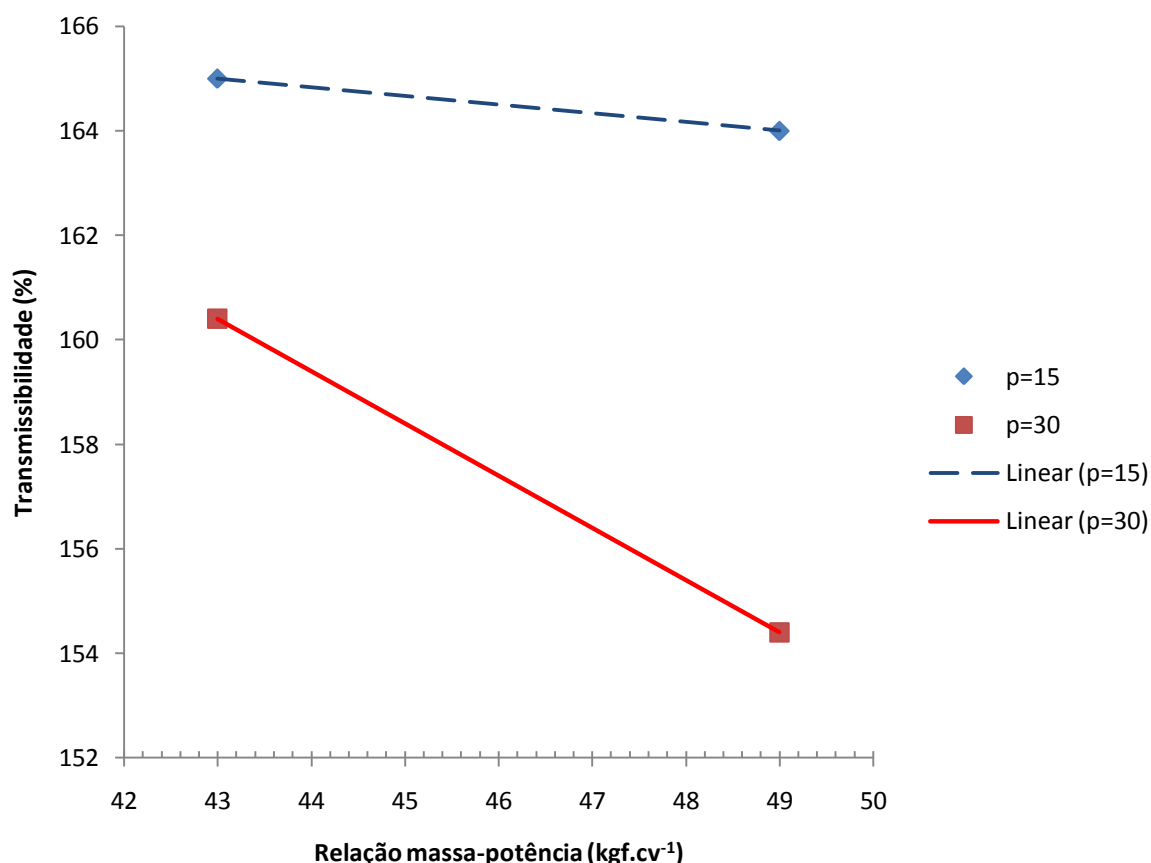
Posteriormente, na análise de transmissibilidade foi verificada a magnitude de vibração no piso e no assento, sendo ambas verificadas no mesmo fracionamento das faixas de frequência. Na Figura 61, verifica-se a análise da transmissibilidade no intervalo de 43 a 49  $\text{kg}\cdot\text{cv}^{-1}$  com material metálico em ambos, embora a representação gráfica mostre certa variação de transmissibilidade, não houve diferença estatística na transmissibilidade no intervalo de massa/potência  $p=0,38$  sendo uma equação constante, isto para uma mesma velocidade, no entanto, houve diferença estatística entre as duas velocidades, pois na velocidade  $4,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a média de transmissibilidade foi de 152%, na velocidade de  $3,5 \text{ km}\cdot\text{h}^{-1}$  a média foi de 170%.

Os valores apresentados são diferentes das últimas pesquisas de mecanização que indicam aumento da magnitude vibração quando aumenta a velocidade, no entanto, este aumento da transmissibilidade em baixas velocidades pode ser em decorrência ao maior atrito das hastes do escarificador com o solo conforme Roth, 2010, as velocidades de deslocamento em empilhadeiras, tratores e trens têm um fator mais significativo que a superfície de deslocamento. Observa-se uma amplificação da magnitude de vibração no intervalo até 10 Hz com SEAT acima de 100%, o que indica a necessidade de melhorias dos parâmetros de rigidez, massa e geometria dos coxins.



**Figura 61 - Comportamento da transmissibilidade no coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz, com lastro metálico parcial e total na relação massa-potência de 43 a 49 kg.cv<sup>-1</sup> fixando as velocidades de 3,5 e 4,5 km.h<sup>-1</sup>**

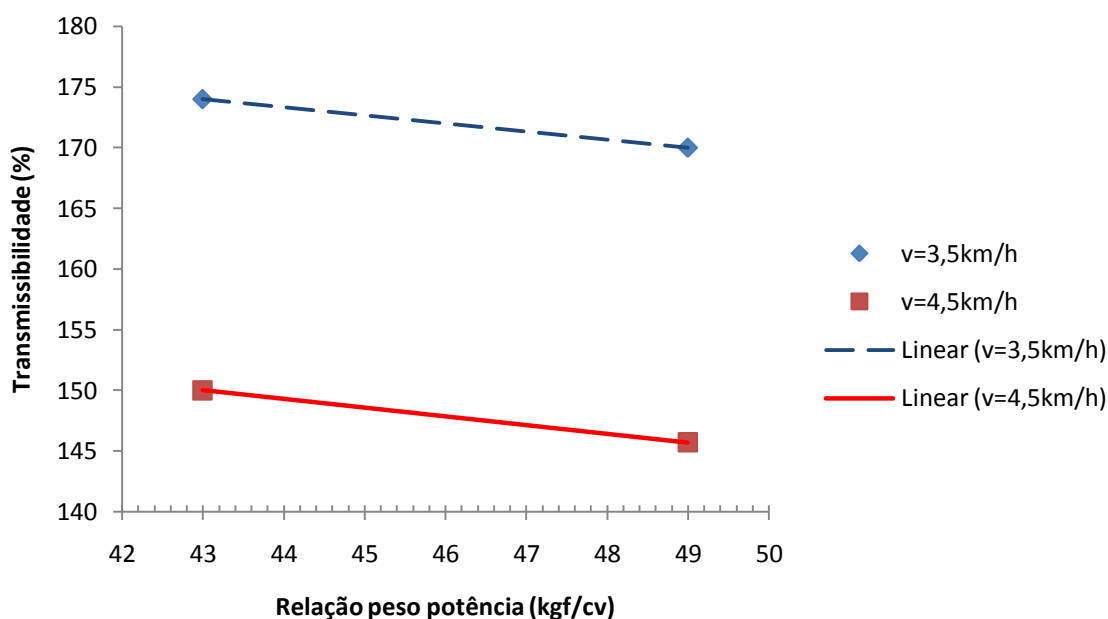
Na Figura 62, verifica-se interação significativa entre os fatores, uma vez que o uso da profundidade de escarificação de 30 cm reduz linearmente a transmissibilidade na parte interna da cabina a uma taxa de 1,1% de transmissibilidade para cada unidade kg.cv<sup>-1</sup>, evidenciando, desta forma, a necessidade do uso da lastragem metálica. No caso da profundidade de 15 cm a equação manteve o valor constante de 165% no intervalo considerado de relação massa/potência. Independente dos tratamentos, a magnitude da vibração é amplificada, sendo coerente com Roth (2010) que, na quase totalidade dos tratamentos, evidenciou que ao invés da suspensão do banco atenuar a vibração houve amplificação da magnitude.



**Figura 62 - Comportamento da transmissibilidade através do coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro metálico parcial e total na relação massa/potência de 43 a 49 kg.cv<sup>-1</sup> fixando as profundidades de escarificação de 15 a 30 cm**

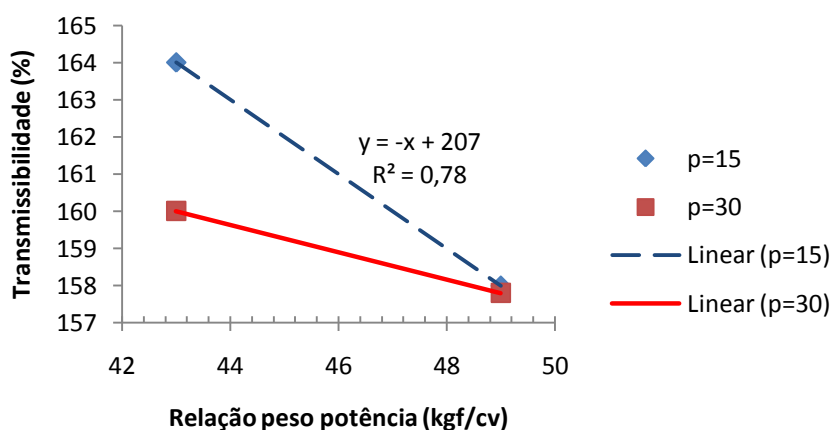
Na Figura 63, com o uso de lastro hidráulico total, observou-se que embora houvesse uma redução da transmissibilidade, estatisticamente não foi significativo, conservando-se uma reta constante, similar com a utilização do lastro metálico total, o mesmo ocorrendo para as velocidades onde o efeito principal foi significativo a 5%, sendo que na velocidade 3,5 km.h<sup>-1</sup> a média de transmissibilidade foi de 172%, na velocidade de 4,5 km.h<sup>-1</sup> a média registrada foi de 147%.

Observa-se que em baixas frequências a magnitude de vibração é amplificada, no entanto, não significa que uma maior transmissibilidade condicione uma maior magnitude.



**Figura 63 - Comportamento da transmissibilidade no coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro metálico parcial e total hidráulico na relação massa/potência de 43 a 49  $\text{kgf}\cdot\text{cv}^{-1}$  fixando as velocidades de 3,5 e 4,5  $\text{km}\cdot\text{h}^{-1}$**

Com a utilização de lastro hidráulico, a transmissibilidade reduziu-se a uma taxa de  $1\%/(\text{kg}\cdot\text{cv}^{-1})$  quando a profundidade de escarificação foi de 15 cm. No caso de utilizar a escarificação a 30 cm não houve diferença estatística, sendo reta constante com média de transmissibilidade de 159%. Na Figura 64 está representado.



**Figura 64 - Comportamento da transmissibilidade no coxim no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro parcial metálico e total hidráulico na relação massa/potência de 43 a 49  $\text{kgf}\cdot\text{cv}^{-1}$  fixando as profundidades de escarificação de 15 a 30 cm**

Na transmissibilidade de até 10 Hz não se verificou diferença nas suas médias no que se refere ao tipo de lastro e da sua relação massa/potência, no entanto, verificou-se que a menor velocidade de deslocamento proporcionou maior média de transmissibilidade se comparado a velocidade de 4,5 km.h<sup>-1</sup>, independentemente da relação massa/potência. A maior velocidade gera maior transmissibilidade, isto quando a superfície de deslocamento tem o coeficiente de atrito baixo, no entanto, quando as forças de atrito são altas, a baixa velocidade propicia maior transmissibilidade.

Na profundidade de escarificação, somente a lastragem metálica total obteve diferença entre as médias, resultando em maior transmissibilidade na profundidade de 15 cm, conforme a Tabela 13. Embora a transmissibilidade seja um parâmetro fundamental pois, estabelece relações entre variáveis, muitas vezes pode não representar de maneira satisfatória a magnitude da vibração. Para frequências de 9 a 11Hz é necessário que os coxins elastoméricos apresentem alta rigidez e alto amortecimento a fim de minimizar os movimentos do motor, sendo que, para isto é necessário batentes que restringem o movimento linear e rotacional (BARBETTI, 2005).

**Tabela 13 - Comparação de médias dos dados de transmissibilidade no piso da cabina, intervalo de frequência de 0 a 10 Hz, com lastro hidráulico e metálico**

|               | HIDRÁULICO             |                        | METÁLICO               |                        |
|---------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
|               | 49 kg.cv <sup>-1</sup> | 43 kg.cv <sup>-1</sup> | 49 kg.cv <sup>-1</sup> | 49 kg.cv <sup>-1</sup> |
| V3,5          | 170,3 a                | 174,3 a                | 168,0 a                | 168,0 a                |
| V4,5          | 145,7 c                | 150,2 c                | 151,7 b                | 151,7 b                |
| PR15          | 158,2 b                | 164,0 b                | 165,2 a                | 165,2 a                |
| PR30          | 157,8 b                | 160,5 b                | 154,5 b                | 154,5 b                |
| <b>Médias</b> | <b>158,0 b</b>         | <b>162,3 b</b>         | <b>159,8 b</b>         | <b>159,8 b</b>         |

V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 6,5

Na análise da magnitude de aceleração (m.s<sup>-2</sup>) no piso da cabine, no intervalo de 10Hz, verifica-se que a utilização de lastro hidráulico proporcionou em média



0,32m/s<sup>2</sup> conforme a Tabela 14, significativo se comparado aos outros tipos de lastros. Provavelmente esta maior magnitude tenha efeito do movimento oscilatório da massa de água no interior do pneu, que durante o deslocamento do trator gerou com que a massa de água ocupasse volumes com formas variáveis no interior do pneu conforme o deslocamento do trator.

A utilização de 75% de água nos pneus, sendo o limite máximo permitido, condicionou maior magnitude de vibração, provavelmente, com menor percentual (%) de água no interior dos pneus a magnitude seria maior, pois com a menor relação massa/potência de 43 kg.cv<sup>1</sup>, com lastro parcial metálico, o valor da magnitude foi superior ao lastro metálico total. Desta forma, a relação massa/potência de 49 kg.cv<sup>-1</sup>, com lastro metálico total, gerou a menor magnitude média de aceleração no piso da cabina no intervalo de 10 Hz.

Com a utilização do lastro hidráulico total e uso da profundidade de escarificação de 30 cm refletiu a maior magnitude, tendo em vista ao maior esforço de tração que, embora longitudinal, transfere a amplitude para a secção transversal dissipando, desta forma, a magnitude de vibração no eixo z. Operadores de tratores agrícolas, nas suas atividades, tem constatado que a utilização de lastro hidráulico gera danos nos componentes mecânicos em um intervalo de tempo aproximado de 2 anos se comparado com a utilização de lastro metálico.

A ISO 2631/97 indica as acelerações eficazes que relacionam ao conforto do corpo humano, sendo que valores abaixo de 0,315m.s<sup>-2</sup> indicam condição confortável, neste caso, na frequência de 10 Hz o uso da lastragem metálica, independente da relação massa/potência, está dentro dos limites aceitáveis, no caso do uso de lastro hidráulico apenas a profundidade de escarificação de 15cm está no limite tolerável de conforto, o restante se encontra na faixa de pouco desconfortável.

Frequências no intervalo de 0 a 10 Hz desencadeiam uma série de problemas para a saúde do corpo humano, principalmente problemas lombares devido a deformação por flexão da coluna (ROTH, 2010).

**Tabela 14 - Comparação de médias dos dados de aceleração ( $m.s^{-2}$ ) no piso da cabina, intervalo de frequência de 0 a 10 Hz, com lastro hidráulico e metálico**

|               | HIDRÁULICO             |                        | METÁLICO               |                        |
|---------------|------------------------|------------------------|------------------------|------------------------|
|               | 49 kg.cv <sup>-1</sup> | 43 kg.cv <sup>-1</sup> | 49 kg.cv <sup>-1</sup> | 49 kg.cv <sup>-1</sup> |
| V3,5          | 0,31 bA                | 0,24 aB                | 0,22 aB                | 0,22 aB                |
| V4,5          | 0,32 bA                | 0,26 aB                | 0,18 bC                | 0,18 bC                |
| PR15          | 0,27 cB                | 0,25 aB                | 0,23 aB                | 0,23 aB                |
| PR30          | 0,36 aA                | 0,25 aB                | 0,17 bC                | 0,17 bC                |
| <b>Médias</b> | <b>0,32 bA</b>         | <b>0,25 aB</b>         | <b>0,20 abC</b>        | <b>0,20 abC</b>        |

V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5km/h; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5km/h; PR15- profundidade de escarificação de 15cm; PR30- profundidade de escarificação de 30cm. Médias seguidas pela mesma letra minúscula na coluna e mesma letra maiúscula na linha não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 7,2

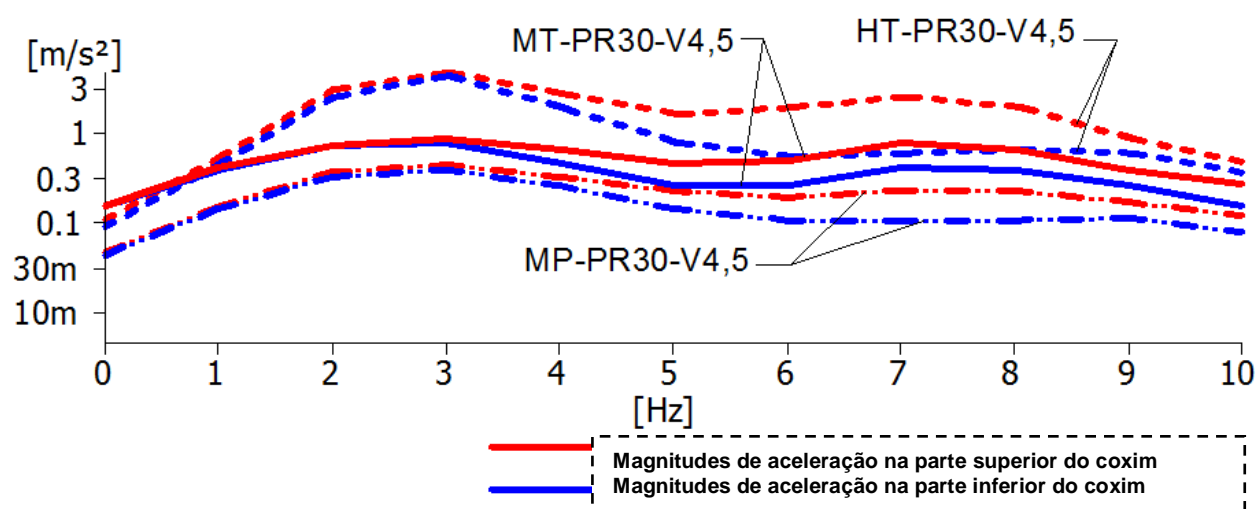
Para uma análise mais clara do comportamento da transmissibilidade e da magnitude da vibração foi utilizado uma sobreposição dos tratamentos dos lastros metálico parcial e total e hidráulico total no domínio frequência de 0 a 10 Hz, verifica-se que na faixa de 3 a 10 Hz houve amplificação da magnitude de frequência, sendo que de 0 até 3 Hz, o elastômero teve o funcionamento inerte não isolando e nem amplificando a magnitude de vibração.

Na baixa frequência, os coxins elastoméricos devem apresentar alta rigidez ou alto amortecimento a fim de evitar as trepidações oriundas no deslocamento do trator, no entanto, a baixa rigidez propicia melhores atenuações na alta frequência desfavorecendo a baixa frequência. A cada ano, os parâmetros de isolamento de vibração nos veículos automotores vêm tendo melhorias, principalmente no coxim elastomérico através da rigidez não linear, o qual é função da geometria e do material, no entanto, estes ajustes demandam alto custo. No caso dos coxins para tratores agrícolas com cabina é necessário melhor qualidade nos atributos físicos e geométricos, de forma a minimizar os efeitos negativos, uma vez que o uso inteligente da geometria viabiliza melhorias significativas na atenuação da magnitude (BARBETTI, 2005).

Os altos valores de transmissibilidade, acima de 100%, na totalidade dos tratamentos, provavelmente seja da simplicidade da geometria do coxim, que no caso, é constituído por duas placas metálicas envolvendo um volume de borracha similares aos da década de 70. Segundo Barbetti (2005), é relevante a inserção de

coxins onde sua geometria seja de duas molas de borracha atendendo a baixa rigidez na alta frequência além de atenuar a baixa frequência.

No intervalo de 6 a 8 Hz verifica-se a maior amplificação, principalmente com a utilização do lastro hidráulico, sendo este com valores acima do limite tolerado pela norma (Figura 65).



MT- lastro metálico total; PR30- profundidade de escarificação de 30cm; V4,5- velocidade 4,5 km.h<sup>-1</sup>.

**Figura 65 - Comportamento da magnitude de vibração na cabina no intervalo de frequência de 0 a 10 Hz com lastro total e parcial metálico e total hidráulico na relação massa/potência de 43 a 49 kg.cv<sup>-1</sup>.**

#### **4.6 Transmissibilidade de vibração através do coxim na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

Na transmissibilidade de vibração pelo coxim, analisando o espectro de frequência de 0 a 80 Hz, verifica-se que em média a utilização de lastro metálico total resultou em uma transmissão de 66% para a cabina, apesar dos valores na grande maioria serem amplificados até 20 Hz, houve uma redução da transmissibilidade de 20 a 80 Hz. A utilização de alta relação massa/potência de 49 kg.cv<sup>-1</sup> com material metálico diminuí a transmissibilidade para o interior da cabina,

conforme Oliveira (2011), o material elastomérico do coxim é similar ao líquido apresentando alta rigidez de volume e baixa rigidez de forma.

Na maioria dos projetos de coxins é evidenciado um aspecto linear de absorção de vibração, conforme Oliveira(2011), no entanto, é fundamental estudos que avaliem o comportamento não linear do coxim em todo o espectro de frequência, principalmente de 1 a 80 Hz, a fim de reduzir a amplificação, principalmente quando requer uma redução da relação massa/potência no uso de lastro parcial.

No uso de lastro hidráulico total observou-se uma transmissibilidade média de 124%, apesar da baixa frequência, não se evidenciar amplificação, ao longo do intervalo de frequência observou-se uma oscilação constante com determinados picos de amplificação principalmente nos harmônicos originados pelo motor, resultando desta a maior transmissibilidade entre os tratamentos. De acordo com Oliveira, 2011 o isolamento da cabina, oriundo das vibrações de média e alta frequência produzidas pelo motor, requer coxins macios de baixa rigidez elástica. No caso de isolamento de vibração de 0 a 30 Hz baixa frequência é conveniente a utilização de coxins de alta rigidez.

A utilização de lastragem metálica parcial, em média, não variou significativamente, apresentando os mesmos valores de transmissibilidade com lastro hidráulico total. O uso da profundidade de escarificação de 30 cm, com lastro metálico total, resultou na menor transmissibilidade para a cabina, sendo de 53%, no entanto, para o lastro metálico parcial e hidráulico total, embora os valores de transmissibilidade fossem menores se comparado com a profundidade de escarificação de 15 cm não houve diferença estatística.

São necessários maiores estudos em coxins, a fim de melhorar a eficiência de isolamento de vibração, para isso é fundamental que independente da massa e da força de tração vinculada ao trator, requer um desempenho que restrinja ao máximo os efeitos prejudiciais ao corpo humano. Segundo Walber (2009) e Griffin, (1999) em pesquisas realizadas com motoristas de veículos, verificaram o impacto da vibração no corpo humano, evidenciando que o tempo prolongado com os efeitos vibratórios reduzem a espessura dos discos vertebrais.

Com a redução da relação massa/potência verificou-se os efeitos adversos em relação a transmissibilidade no coxim, estando de acordo com Barbetti (2005), o

qual menciona que a redução de massa e aumento de potência tem grande impacto na transferência de vibração. O coxim tem a função principal de suportar a massa da cabina; isolar os efeitos oriundos do motor devido a explosão de combustível nos cilindros e das forças inerciais do pistão e virabrequim. Em relação as velocidades de deslocamento não observou-se em média diferenças estatística, exceto na profundidade de 15 cm, com a utilização de lastragem metálico total (Tabela, 15).

**Tabela 15 - Transmissibilidade de vibração (%) da plataforma para o piso na frequência de 0 a 80Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |      |      |      | METÁLICO PARCIAL |      |      |      | HIDRÁULICO TOTAL |      |      |      | MÉDIAS |
|---------|----------------|------|------|------|------------------|------|------|------|------------------|------|------|------|--------|
|         | PR15           |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      |        |
|         | V3,5           | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 |        |
| MIA     | 117b           | 118b | 43a  | 200c | 100b             | 104b | 95b  | 104b | 125b             | 141c | 120b | 122b | 100b   |
| MEA     | 125b           | 69a  | 109b | 69a  | 125b             | 114b | 115b | 84b  | 128b             | 117b | 108b | 117b | 103b   |
| ALA     | 65a            | 48a  | 46a  | 41a  | 120b             | 114b | 112b | 115b | 132b             | 132b | 120b | 122b | 88a    |
|         | 94b            | 74a  | 56a  | 49a  | 118b             | 113b | 107b | 100b | 129b             | 130b | 114b | 121b |        |
| MÉDIAS  | 83a            |      | 53a  |      | 113b             |      | 103b |      | 131b             |      | 119b |      | 97b    |
|         | 66a            |      |      |      | 110b             |      |      |      | 124b             |      |      |      |        |

V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5km/h; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5km/h; PR15- profundidade de escarificação de 15cm; PR30- profundidade de escarificação de 30cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 22,1

#### 4.7 Transmissibilidade de vibração do piso para o assento na frequência de 0 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h

Na Tabela 16, observa-se que a transmissibilidade do piso para o assento atingiu valores elevados de grande magnitude de amplificação, sendo na ordem de 20 (vezes), o gradiente de aceleração no assento em relação ao piso, observa-se que independente dos tratamentos não houve diferença significativa, estes valores elevados são em grande parte função da amplificação de amortecimento do assento conforme (WALBER, 2009).

**Tabela 16 - Transmissibilidade de vibração do piso para o assento na frequência de 1 a 80 Hz, 1/3 de oitava, no tempo de exposição de 8h**

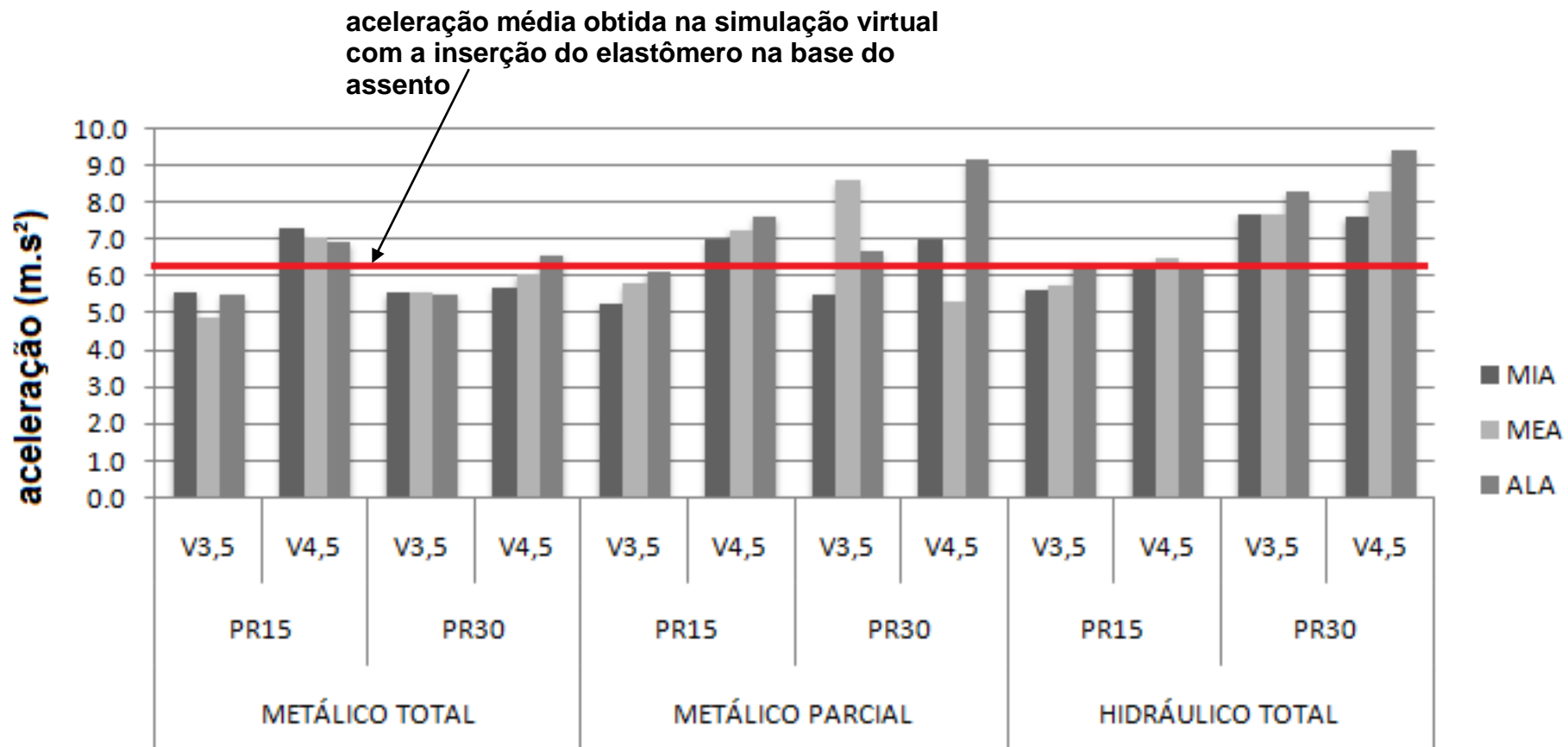
| ENSAIOS | METÁLICO TOTAL |      |      |      | METÁLICO PARCIAL |      |      |      | HIDRÁULICO TOTAL |      |      |      | MÉDIAS |
|---------|----------------|------|------|------|------------------|------|------|------|------------------|------|------|------|--------|
|         | PR15           |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      | PR15             |      | PR30 |      |        |
|         | V3,5           | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 | V3,5             | V4,5 | V3,5 | V4,5 |        |
| MIA     | 21a            | 19a  | 21a  | 24a  | 26a              | 26a  | 26a  | 26a  | 16a              | 17a  | 18a  | 17a  | 22a    |
| MEA     | 16a            | 24a  | 22a  | 28a  | 17a              | 18a  | 23a  | 14a  | 16a              | 16a  | 19a  | 17a  | 19a    |
| ALA     | 18a            | 29a  | 23a  | 25a  | 15a              | 19a  | 18a  | 24a  | 17a              | 17a  | 20a  | 21a  | 20a    |
|         | 18a            | 23a  | 22a  | 36a  | 17a              | 20a  | 22a  | 21a  | 17a              | 17a  | 19a  | 18a  |        |
| MÉDIAS  | 21a            |      | 28a  |      | 19a              |      | 21a  |      | 16a              |      | 19a  |      | 20a    |
|         | 24a            |      |      |      | 20a              |      |      |      | 18a              |      |      |      |        |

Legenda: V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento. Médias seguidas pela mesma letra minúscula não diferem entre si pelo teste de tukey a 5%. cv (%) = 25,1

#### 4.8 Simulação virtual de materiais na base do assento para minimizar as vibrações

Para minimizar os efeitos de vibração, vinculados do piso da cabina para a superfície do assento, realizou-se a simulação virtual onde se observou que o uso de material isolante, independente do tipo de elastômero, proporciona uma redução da magnitude de vibração, em torno de 11% na direção vertical. Valor este insuficiente para os limites de conforto humano, no entanto, permite, de certa forma, uma minimização da magnitude. Para os eixos x e y não houve redução de vibração significativa, conforme Figura 66.

De acordo com Walber (2009), os materiais elastômeros atenuam a magnitude de vibração na estrutura da poltrona, em torno de 35%, sendo que materiais como Acrilonitrila Butadieno Estireno (ABS) e Policloreto de Polivinila (PVC) rígidos não foram suficientes para minimizar os impactos, sendo em alguns casos, amplificadores de vibração. Embora esta simulação dinâmica seja simplificada, não levando em conta inúmeros parâmetros da cabina, estes resultados trazem uma certa estimativa para futuras melhorias em projetos de assentos.



V3,5- velocidade de deslocamento de 3,5 km.h<sup>-1</sup>; V4,5- velocidade de deslocamento de 4,5 km.h<sup>-1</sup>; PR15- profundidade de escarificação de 15 cm; PR30- profundidade de escarificação de 30 cm; MIA- mínima rigidez no assento; MEA- média rigidez no assento; ALA- alta rigidez no assento

Figura 66 - Comparativo das acelerações eficazes no experimento a campo com a simulação virtual

## 5 CONCLUSÕES

Tendo como base os resultados obtidos no trabalho, pode-se concluir que:

1. Em todos os 36 tratamentos, as magnitudes das acelerações eficazes obtidas na interface assento-operador ficaram acima do limite de conforto na frequência de 1 a 80 Hz estabelecidas pela norma ISO 2631-1: 1997 para exposição de 8h diária. Na maioria dos tratamentos, os maiores valores das acelerações eficazes foram respectivamente: na direção vertical (z), longitudinal (x) e transversal (y). A utilização da LMT produziu as menores magnitudes de acelerações, independente das direções, se comparado com a LMP e a LHT. O uso da profundidade de escarificação, no intervalo de 15 a 30 cm, mantém constantes as magnitudes de aceleração quando utilizado a LMT, mas para a LMP e a LHT a profundidade de escarificação influencia nos valores de aceleração, sendo maiores quanto maior a profundidade.
2. Em todos os 36 tratamentos, as magnitudes das acelerações eficazes na direção vertical (z), no piso da cabina do trator tiveram índice confortável para a LMT e pouco desconfortável para a LMP e LHT de acordo com a ISO 2631-1: 1997.
3. A transmissibilidade de vibração na direção vertical, através do coxim, teve amplificação no intervalo de 0 a 15 Hz para a LMT, de 0 a 19 Hz para a LMP e de 71 a 76 Hz para a LHT. Os valores de transmissibilidade na análise de 1 a 80 Hz corresponderam a 59%, 74% e 88%, respectivamente para a LMT, LMP e LHT.
4. Em todos os tratamentos, a transmissibilidade de vibração do piso para o assento foi em torno de 20 vezes maior em relação à transmissibilidade da plataforma para o piso do trator, sendo a faixa frequência de 0 a 80 Hz.
5. Na simulação dinâmica virtual, o elastômero inserido na base do assento proporcionou uma redução da magnitude de vibração, em torno de 11% na direção (z).



## 6 PROPOSTA DE CONTINUIDADE PARA FUTUROS TRABALHOS

- Verificar a transmissibilidade de vibração através dos coxins nas direções transversal, perpendicular ao deslocamento do trator, e longitudinal, paralela ao deslocamento do trator;
- Realizar o mesmo experimento, porém utilizando outras relações de massa e potência e diferentes distribuições de massa no eixo dianteiro e traseiro do trator;
- Simular virtualmente as propriedades dos coxins, como rigidez, geometria e material, de maneira a analisar a transmissibilidade em função das faixas de frequências;
- Modelar os principais componentes do trator, e simular o comportamento de operação de campo, a fim de propor alteração para futuros projetos que visem a minimizar as vibrações;
- Utilizar acelerômetros triaxial em vários pontos do piso da cabina do trator;
- Inserir acelerômetros nos implementos acoplados pelo trator, a fim de investigar o comportamento do espectro de frequência e a direção da vibração;
- Analisar a vibração tridimensional no segmento mão-braço do operador utilizando diferentes potências de tratores;
- Realizar experimento a campo utilizando, na interface da base do assento com o piso da cabina, elastômeros com diferentes tipos e especificações;
- Analisar a influência da lastragem em tratores, na verificação dos desgastes dos componentes mecânicos do motor, ou seja, quais as faixas de frequências que promovem os maiores danos nos mecanismos do trator;
- Estudar vibração com diferentes relações cinemáticas.

## 7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ANFAVEA- ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. **Anuário estatístico da indústria automobilística brasileira.** Edição 2011. Disponível em: <[http:// www.anfavea.com.br](http://www.anfavea.com.br) >. Acesso em: 15 de maio. 2012.

ANFLOR, C.T. M. **Estudo de transmissibilidade da vibração do corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biomecânico de quatro graus de liberdade.** 2003. 105f. Dissertação de Mestrado em Engenharia - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2003.

BALBINOT, A. **Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus.** 2001. 281f. Tese de Doutorado em Biomecânica- Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2001.

BARBETTI, M. R.S. **Estudo comparativo entre coxim hidráulico e coxim elastomérico, aplicados ao sistema de apoio do motor automotivo,** Dissertação de mestrado, Escola politécnica da Universidade de São Paulo, 2005.

BARBOSA, J. A; VIEIRA, L. B; DIAS, P. G; JÚNIOR, M. D. **Desempenho operacional de um trator agrícola equipado alternadamente com pneus radiais e diagonais.** Engenharia Agrícola. Vol.25 n°.2 Jaboticabal, 2005.

BARCELÓ L.E.; HILBERT J.A.; AUCANÁ M. **Efecto de diferentes presiones de inflado y regulaciones del asiento sobre las vibraciones de cuerpo entero em tractores agrícolas.** INSTITUTO DE INGENIERIA RURAL INTA CAUTELAR. 2004. 10 p. Disponível em: <<http://www.inta.gov.ar/index.html>> Acesso em 01 jan. 2011.

BECKER, T. **Desenvolvimento de uma mesa vibratória para estudos sobre vibração no corpo humano.** 2006. Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2006.

BIONDI, P. et al. **Technical trends of tractors and combines (1960-1989) based on Italian type-approval data**. Journal of Agricultural Engineering Research, v.65, p.1-14, 1996.

BS 6841. **Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock**. London: British Standard Guide, 1987.

BS 7085. **Safety aspects of experiments in which people are exposed to mechanical vibration and shock**. London: British Standard Guide, 1989.

CAMARA, R.K.; KLEIN, V.A. Escarificação em plantio direto como técnica de conservação do solo e da água. **Revista Brasileira de Ciência do Solo**, v.29, p.789-796, 2005. Disponível em: <<http://www.scielo.br/pdf/rbcs/v29n5/27890.pdf>>. Acesso em: 12 mai. 2012.

CAMPOS, F. H.; GUERRA, S. P. S.; LANÇAS, K. P.; MONTEIRO, L. A.; MONTANHA, G. K. The effect of cinematic advance on the tractor performance with front Wheel traction on. In: International Conference of Agricultural. Engineering and XXXVII Congresso Brasileiro de Engenharia Agrícola. **Anais**. Foz-do-Iguaçu: SBEA, 2008. CD-ROM.

CHAFFIN, D.; ANDERSON, G.; MARTIN, B. **Occupational Biomechanics**. 3 ed. New York: John Willey and Sons, 1999.

CESA, T. R. **Design de uma estrutura de proteção contra capotamento para tratores agrícolas utilizando simulação computacional**. 2010. 115f. Dissertação de Mestrado em Design – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

CORREA, I. M., LANÇAS, K. P., MAZIERO, J. V. G., YANAI, K. Desempenho operacional de trator 4x2 auxiliar com pneus radiais de baixa pressão e diagonais com a tração dianteira desligada. **X Congresso Latinoamericano De Ingeniería Agrícola**, Guanajuato, Mexico. ALIA, 2000. CD-ROM.

CUNHA, J. P. **Avaliação dos níveis de vibração e ruído emitidos por um trator agrícola em preparo do solo**. Revista Pesquisa Agropecuária, Goiânia, v. 39, n. 4, p. 348-355, 2009.

DIMARAGONAS A. D. The Origins of Vibration Theory. **Journal of Sound and Vibration**, EUA, 27 November 1990. Science and Technology, L 140 (2), .181-189.

DIRETIVA EUROPÉIA 2002/44/EC. (2002). On the Minimum Health and Safety Requirements Regarding the Exposure of Workers to the Risk Arising From Physical Agents (Vibration). Directive European Parliament and of the council.

DUPUIS, J., Vennes, S., Bowyer, S., Pradhan, A. K., & Thejll, P. 1995, ApJ, 455, 574  
First citation in article | CrossRef | ADS.

FERNANDES, J.C. – **Higiene do Trabalho - Acústica e Ruídos** Apostila do Curso de Engenharia de Segurança do trabalho – UNESP – Campus de Bauru, 2000.

FERNANDES, H. C. **Vibração em tratores agrícolas: caracterização das faixas de frequência no assento do operador**. Engenharia na Agricultura, Viçosa, v. 11, n. 1,p. 26-31, 2003.

FIEDLER, N. C. **Avaliação ergonômica de máquinas utilizadas na colheita de madeira**. 1995.126 f. Dissertação (Mestrado em Ciência Florestal) – Universidade Federal de Viçosa, 1995.

FIEDLER, N. C.; RODRIGUES, T. O.; MEDEIROS, M. B. **Avaliação das condições de trabalho, treinamento, saúde e segurança de brigadistas de combate a incêndios florestais em unidades de conservação do Distrito Federal**. Revista **Árvore**, Viçosa, v. 30, n. 1, p. 55-63, 2006.

FILHO, A., 2005. **Elementos Finitos. A base da tecnologia CAE- Análise Dinâmica**, Editora Érica.

FRANCHINI, D. **Análise do nível de vibrações verticais no assento de um trator agrícola.** 2007. 138 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Agrícola Universidade Federal de Santa Maria, Santa Maria, 2007.

FREITAS, L. M. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo MacPherson.** 2006. 122 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica da Universidade de São Paulo, 2006.

GOMES, J. C. **Identificación de estados resonantes en una estructura portante y soluciones para su eliminación.** Revista de Ingeniería Mecánica v.13 n.1 La Havana, 2010.

GRIFFIN, M. J. **Handbook of human vibration.** Academic press, 1990.

GRIFFIN, M. J. **Vibraciones. Enciclopedia de salud y seguridad en el trabajo.** 2001.

HAUCK, M. **Geregelte Dämpfung fur Traktor-fahrsitze.** 2001. 215 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Universidade de Berlin, Berlin, 2001.

HARRIS, C. M.; PIERSOL, A. G. **Harris shock and vibration handbook.** 5. Ed., McGraw- Hill Book Company, 2002.

HOY, J., MURABARAK, N. **The effect of whole body vibration on forklift drivers.** 2<sup>nd</sup> International Conference on whole body vibration injuries, 19-20, 2000.

IIDA, I. **Ergonomia: projeto e produção.** 6<sup>a</sup> ed. São Paulo: E. Blucher, 2000, 466p.

ISHITAKE, T., MATOBA, T. **Frequency weighting for the effects of exposure to whole-body vibration on gastric motility.** 2<sup>nd</sup> INTERNATIONAL CONFERENCE ON WHOLE-BODY VIBRATION INJURIES. 2000.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631-1:1997.**

**Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole body vibration** – Part 1: General requirements. 1997.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 5007, Agricultural wheeled tractors – Operator’s seat – Laboratory measurement of transmitted vibration: General requirements**. Geneva, 2003. 31 p.

KROEMER, K. H. E., GRANDJEAN, E. **Manual de Ergonomia: Adaptando o Trabalho ao Homem**. 5ª Ed. Artmed Editora. Porto Alegre. 2005. 327 p.

LANÇAS, P. K. Subsolação ou Escarificação. **Cultivar Máquinas**, ano II, n.14, p. 38-42, 2002.

LINARES, P. **Teoria de la tracción de tractores agrícolas. Madrid**. Madrid: Universidad Politécnica de Madrid, Escuela Técnica Superior de Ingenieros Agrónomos, 1996, 157 p.

MACHADO, A. L. T.; REIS, A. V. dos; MACHADO, R. L. T. **Tratores para agricultura familiar: Guia de referência**. Pelotas: Ed. Universitária UFPEL, 2010. 124p.

MACHADO, A.; CONCEIÇÃO, A. R. **Sistema de análise estatística para Windows**. WinStat. Versão 2.0. UFPel, 2003.

MANSFIELD, N. J.; GRIFFIN, M. J. **Effect of posture and vibration magnitude on apparent mass and pelvis rotation during exposure to whole- body vertical vibration**. 2<sup>nd</sup> International Conference on Whole- body Vibration Injuries. P. 43-44, 2000.

MASIERO, F. C.; LANÇAS, K. P; MONTEIRO, L. A.; MARASCA, I.; GARCIA, E. A. **Desempenho de um trator agrícola em função das variações da pressão de inflação dos pneus e da força na barra de tração**. In: X Congresso Argentino de

Ingeniería Rural y II Del MERCOSUR. *Avances en Ingeniería Rural 2007-2009*. Rosario: UNR Editora, 2009. p. 180-188. CD-ROM.

MECATRÔNICA, **Revista Mecatrônica Atual**; Ano: 2; N° 12; Out / Nov – 2003

MENDES, R. **Exposição combinada entre ruído e vibração e seus efeitos sobre a audição dos trabalhadores**. 2005. Vol 39 nº1. **Revista de Saúde Pública**, 2005.

MONTEIRO, L. A., **Desempenho operacional e energético, segundo a norma OECD – CODE 2 de dois tratores agrícolas 4x2 TDA com motores de 132 kW em pista concreto e solo agrícola**. Botucatu, UNESP-FCA, 2011. 92p. Tese (Doutorado em Agronomia - AC Energia na Agricultura) – Faculdade de Ciências Agrônômicas, Universidade Estadual Paulista, 2011.

MONTEIRO, L. A.; LANÇAS, K. P.; MASIERO, F. C. Conjuntos: Adição de lastro e quando colocar. *Panorama Rural*, Ribeirão Preto, SP, n. 125, p. 50-55, jul. 2009.

NAGAOKA, A. K. **Desenvolvimento e avaliação do desempenho de um equipamento para ensaio dinâmico de rodado agrícola individual**. 2001. 206 f. Tese (Doutorado em Energia na Agricultura) – Universidade Estadual Paulista, 2001.

NR 15 - NORMA Regulamentadora de **Atividades e Operações insalubres**: de 09/12/2011. Capturado em 07 jul. 2012. Online. Disponível na Internet <http://portal.mte.gov.br/legislacao/norma-regulamentadora-n-15-1.html>

OGATA, K.. 3 **Sistem Dynamics** ed. New Jersey: Prentice Hall, 1998. 758p.

OLIVEIRA, E. ; SILVA, F. M. ; SALVADOR, N.; FIGUEIREDO, C. A. P. **Influência da vibração das hastes e da velocidade de deslocamento da colhedora no processo de colheita mecanizada do café**. *Engenharia Agrícola*, Jaboticabal, v. 27, n.3, p.714-721, set./dez. 2007.

OLIVEIRA, P. A.; **Modelagem da dinâmica vertical de coxins elastoméricos de motor através de métodos de redes neurais**. 2011. 192 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Universidade de São Paulo, 2011.

PACKER, S. P. **Estudo sobre a influência da vibração na execução de tarefas de pilotos de aeronaves**. 2008. 78 f. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica – Escola politécnica da Universidade Federal de São Paulo, 2008.

PANJABI, M. M., Anderson.G., 1986. **In vivo measurement of spiral column vibration**. *The journal of bone and joint surgery*, pp.695-72

PANKOKE, S. **Simulation of human motion, muscle forces and lumbar spine stresses due to whole- body vibration**. 2006. 47f. First American Conference on Human Vibration, 2006.

QUINTAS, J. P. R. **Metodologia para avaliação de ruído e vibração no corpo humano em navios de transporte de cargas perigosas**. Tese de doutorado em engenharia. Porto Alegre: UFRGS, 2010.

REIS, A. V.; SVERSUT, C. B., **Análise espectral das forças no sistema de engate de três pontos do trator agrícola**. *Revista Brasileira de Agrociência*, v. 1, nº1, jan-abr., Pelotas, 1995.

RICHART, A. Compactação do solo: causas e efeitos. *Ciências Agrárias*, v. 26, p. 321-344, 2005.

ROTH, C. W. **Transmissibilidade da vibração e distribuição da pressão na interface assento-operador de tratores agrícolas em condições dinâmicas**. 2010. 142 f. Tese de Doutorado em Engenharia Agrícola – Universidade Federal de Santa Maria, 2010.

SAE J2194- SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS- - **Roll- Over Protective Structures (ROPS) for Wheeled Agricultural Tractors**. Abril, 2009.



SAMPAIO, R. P. C. **Apostila de Conceitos básicos de vibrações**. Disponível em: <http://www.chedassampaio.net/>. Acesso em: 09 jul. 2012.

SANTOS, P. F. **Avaliação dos níveis de ruído e vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados**. 2002. 53 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola) – Universidade Federal de Viçosa, Viçosa, 2002

SERVADIO, P.; MARSILI, A.; BELFIORE, N. P. Analysis of driving seat vibrations in high forward speed tractors. *Biosystems Engineering, Kidlington*, v. 97, n. 2, p. 171- 180, 2007.

SCHLOSSER, J. F.; **Máquinas Agrícolas**. Santa Maria. Universidade Federal de Santa Maria, 2002. 207f

SCHLOSSER, J. F.; DEBIASI, H.; WILLES, J. A.; MACHADO, O. D. C. Análise comparativa do peso específico dos tratores agrícolas fabricados no Brasil e seus efeitos sobre a seleção e uso. *Ciência Rural*, Santa Maria, v. 35, n. 1, p. 92-97, jan/fev. 2005.

STEIN, G. J.; MUCKA, P.; GUNSTON, T. P.; BADUR, S. Modelling and simulation of locomotive driver's seat vertical suspension vibration isolation system. *International Journal of Industrial Ergonomics*, 2007.

SOBCZAK, A.; A importância da escolha certa de pneus. *Panorama Rural*, Ribeirão Preto, SP, n. 140, p. 50-55, out. 2010.

SOUZA, Antônio Carlos de; SPECK, Henderson José; GÓMEZ, Luis Alberto; ROHLER, Edison. **SOLIDWORKS - Guia Prático para Modelagem Sólida**. Florianópolis: Visual Books, 2001. v. 1. 218 p.

TEWARI, V. K.; DEWANGAN, K. N. Effect of vibration isolators in reduction of work stress during field operation of hand tractor. **Biosystems Engineering**, Kidlington, v. 103, n. 2, p. 146-158, 2009.

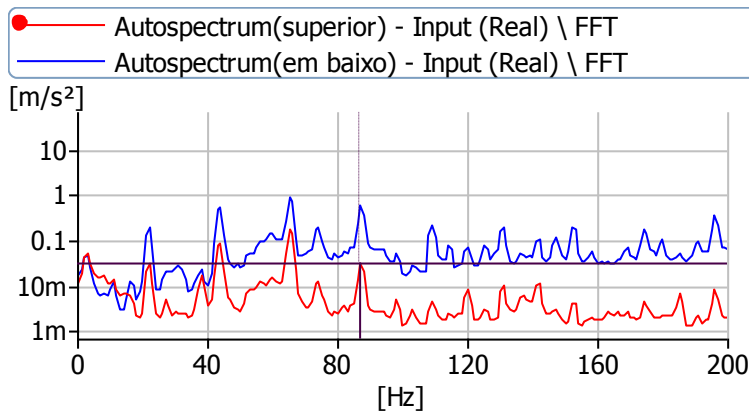
TOSIN, R. C.; **Avaliação do ruído e da vibração no posto de trabalho em dois tratores agrícolas**. Tese (Doutorado em Agronomia)- Faculdade de Ciências Agronômicas da UNESP, Botucatu, SP, 2009.

WALBER, M. **Avaliação dos níveis de vibração existentes em passageiros de ônibus rodoviários intermunicipais, análise e modificação projetual**. Tese (Doutorado em Engenharia) – Faculdade de Engenharia. UFRGS, Porto Alegre, RS, 2009.

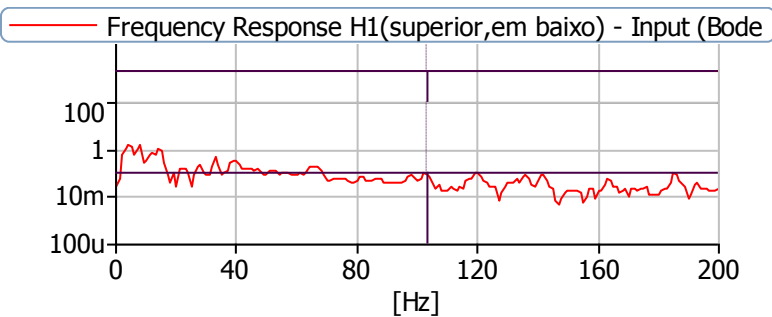
## ANEXOS

## ANEXO 1- REGISTRO DAS MAGNITUDES E TRANSMISSIBILIDADES DAS VIBRAÇÕES NO COXIM NO ESPECTRO DE FREQUENCIA 0 A 200 Hz (LASTRO METÁLICO TOTAL)

### 1-MT-MIA-PR30-V4,5

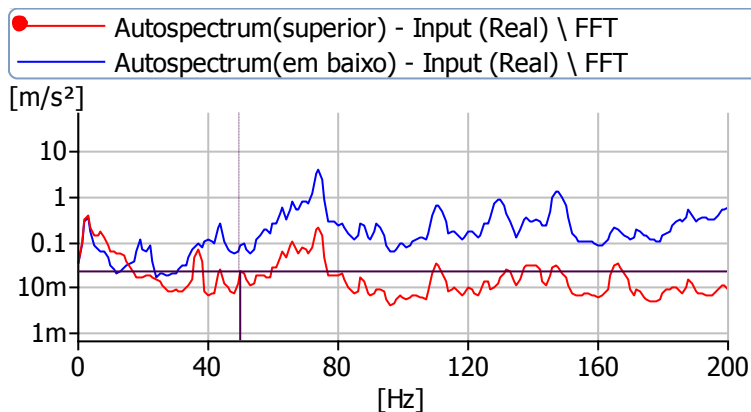
**Cursor values**

X: 87.000 Hz  
 Y: 34.308m m/s<sup>2</sup>

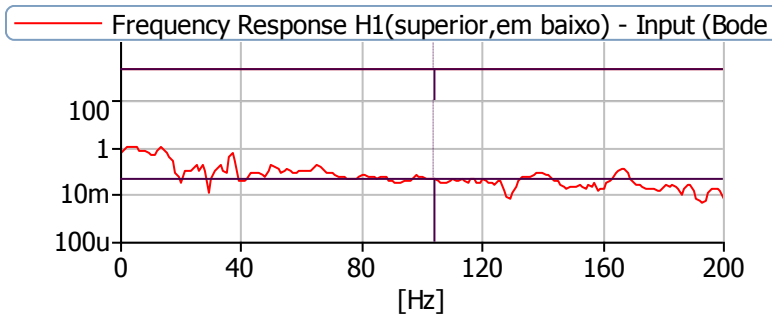
**Cursor values**

X: 103.000 Hz  
 Y(Mg):0.099 (m/s<sup>2</sup>)/(m/s<sup>2</sup>)  
 y(Ph):-99.225 degrees

### 2-MT-MIA-PR30-V3,5

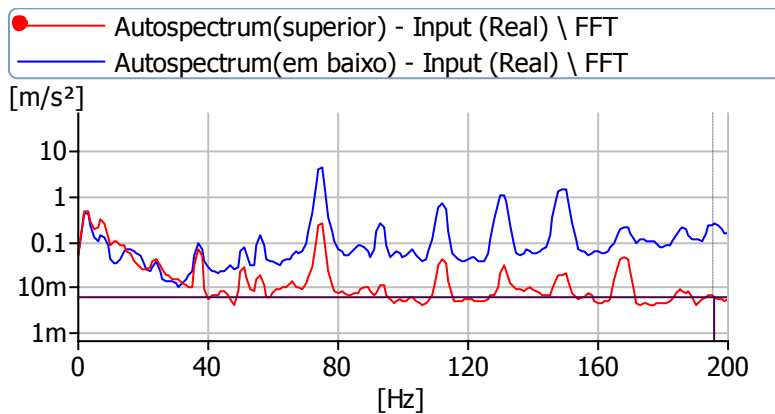
**Cursor values**

X: 50.000 Hz  
 Y: 22.403m m/s<sup>2</sup>

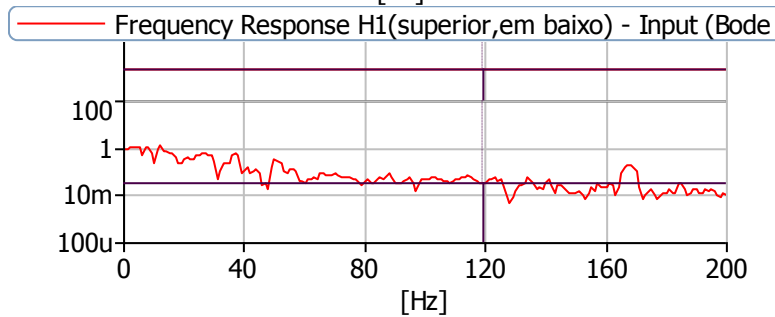


**Cursor values**  
 X: 104.000 Hz  
 Y(Mg):47.181m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 y(Ph):-130.805 degrees

**3-MT-MIA-PR15-V4,5**

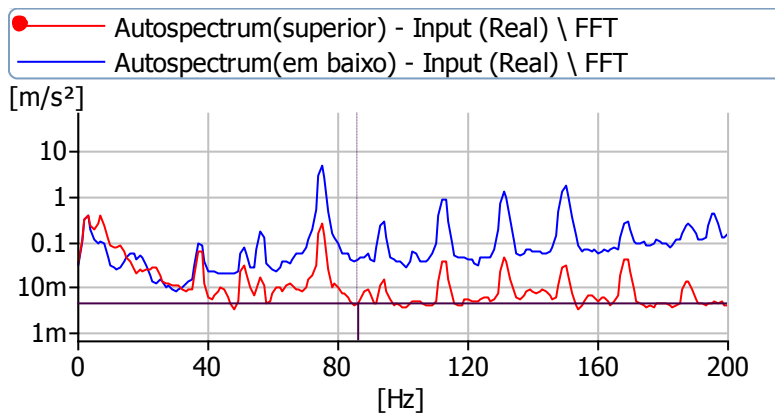


**Cursor values**  
 X: 196.000 Hz  
 Y: 6.522m m/s<sup>2</sup>

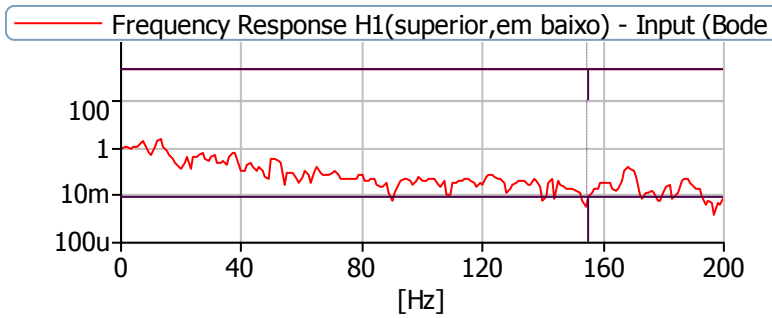


**Cursor values**  
 X: 119.000 Hz  
 Y(Mg):35.660m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 y(Ph):-150.525 degrees

**4-MT-MIA-PR15-V3,5**

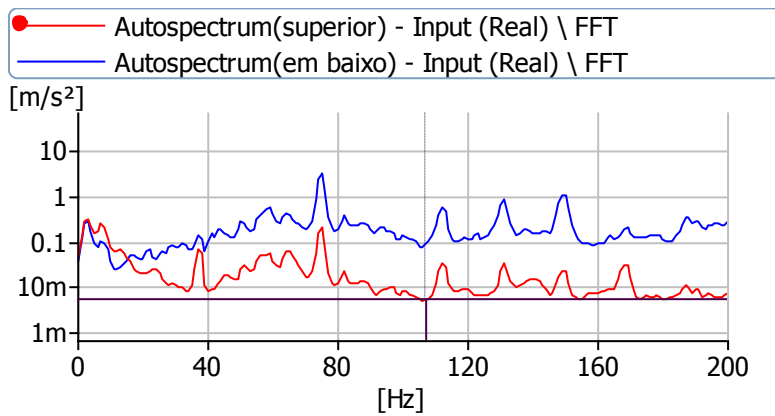


**Cursor values**  
 X: 86.000 Hz  
 Y: 4.435m m/s<sup>2</sup>

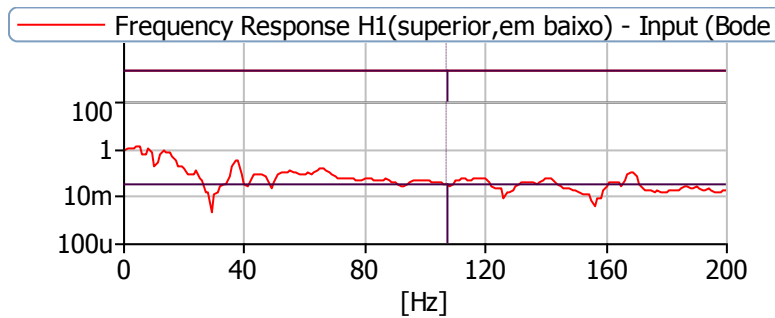


**Cursor values**  
 X: 155.000 Hz  
 Y(Mg): 8.474m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s'  
 y(Ph): 56.446 degrees

**5-MT-MEA-PR15-V4,5**

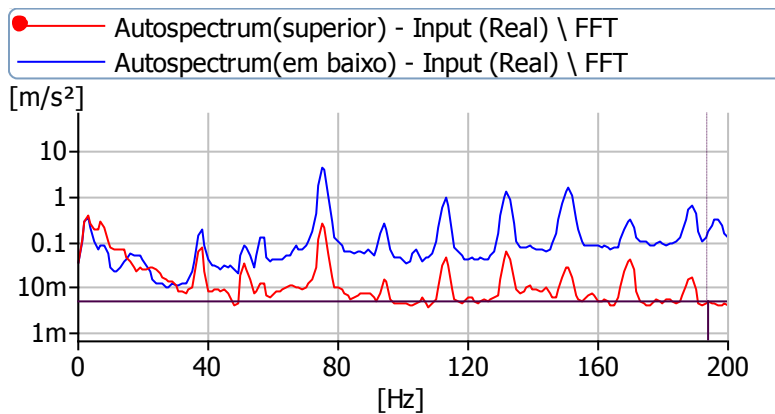


**Cursor values**  
 X: 107.000 Hz  
 Y: 5.649m m/s<sup>2</sup>

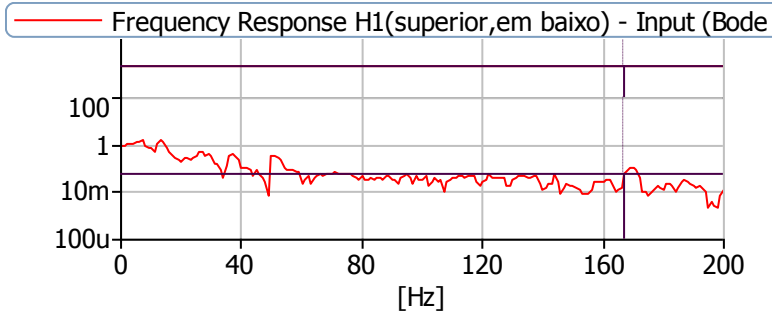


**Cursor values**  
 X: 107.000 Hz  
 Y(Mg): 35.184m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 y(Ph): -117.890 degrees

**6-MT-MEA-P15-V3,5**



**Cursor values**  
 X: 194.000 Hz  
 Y: 5.123m m/s<sup>2</sup>

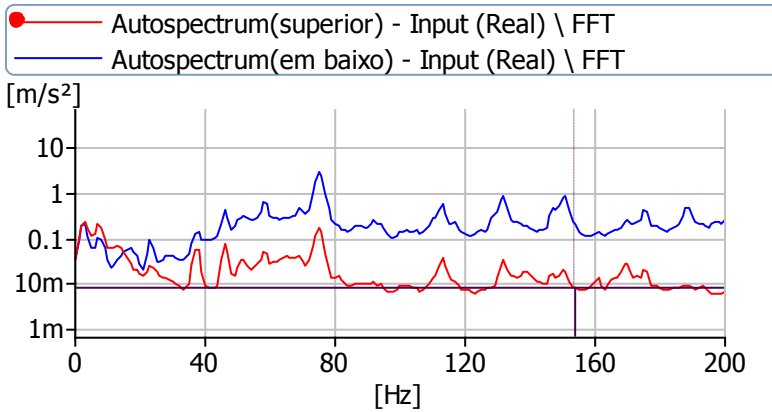


**Cursor values**

X: 167.000 Hz  
 Y(Mg):57.844m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 y(Ph):-97.232 degrees

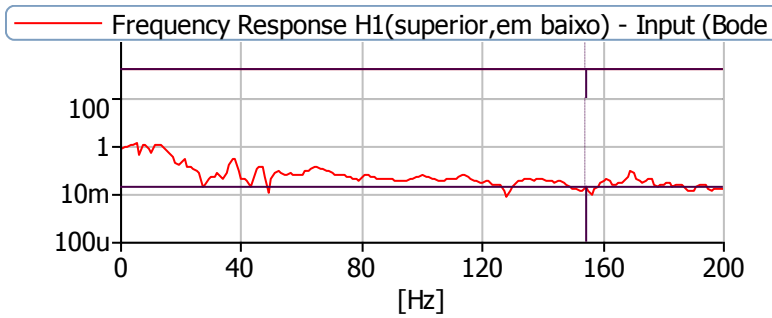


**7-MT-MEA-PR30-V4,5**



**Cursor values**

X: 154.000 Hz  
 Y: 8.883m m/s<sup>2</sup>



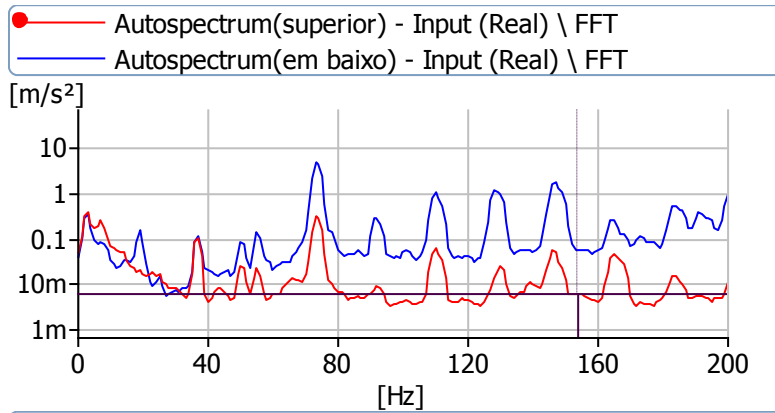
**Cursor values**

X: 154.000 Hz  
 Y(Mg):21.383m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 y(Ph):86.431 degrees

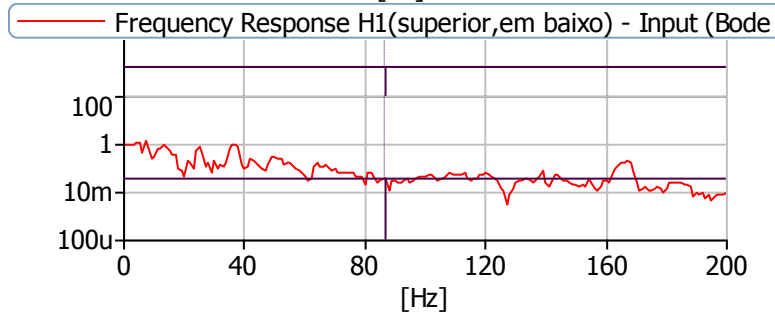


]

**8-MT-MEA-PR30-V3,5**

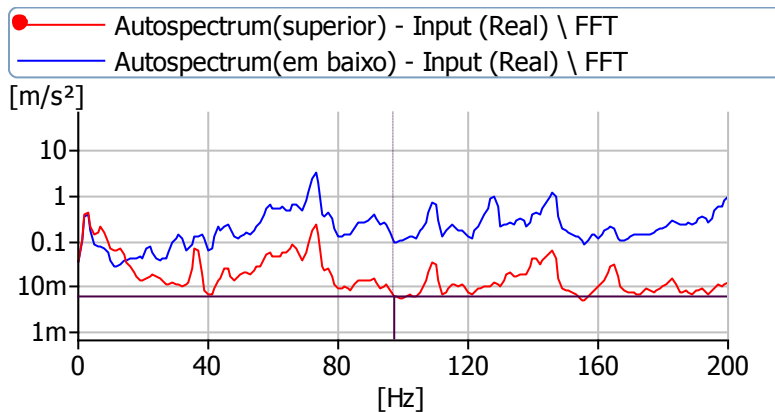


**Cursor values**  
 X: 154.000 Hz  
 Y: 6.165m m/s<sup>2</sup>

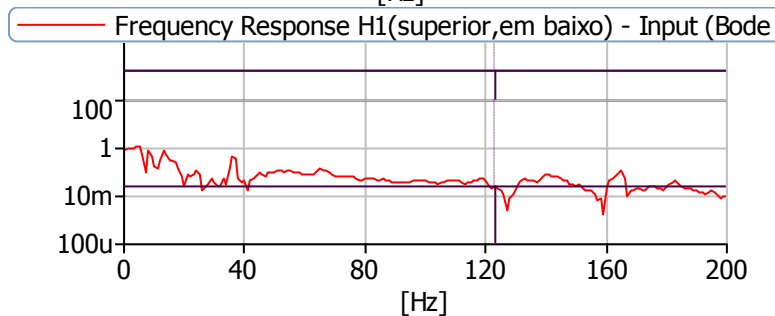


**Cursor values**  
 X: 87.000 Hz  
 Y(Mg):38.959m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-100.851 degrees

**9-MT-ALA-PR30-V4,5**

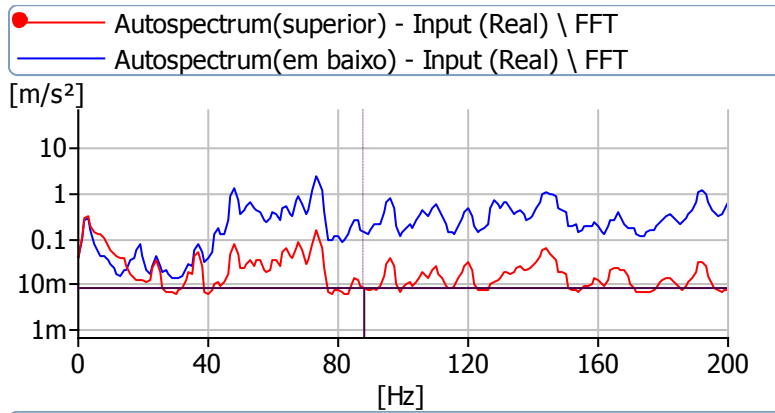


**Cursor values**  
 X: 97.000 Hz  
 Y: 6.551m m/s<sup>2</sup>

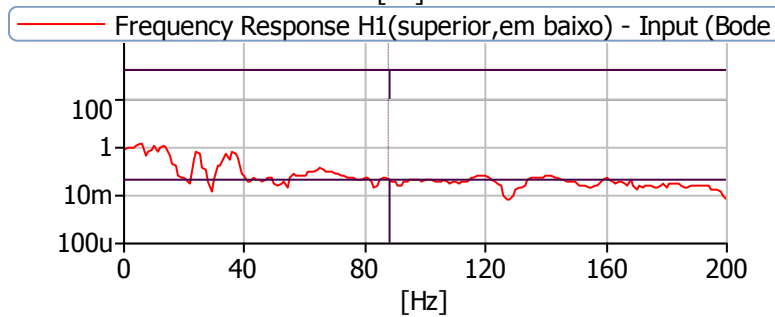


**Cursor values**  
 X: 123.000 Hz  
 Y(Mg):25.601m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):139.809 degrees

10-MT-ALA-PR30-V3,5

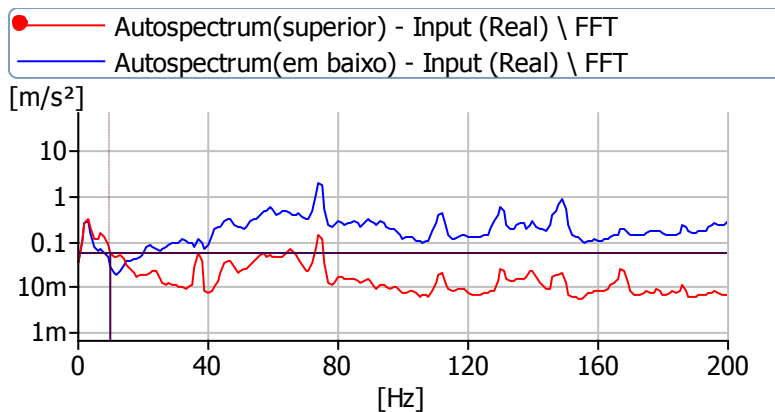


**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y: 8.533m m/s<sup>2</sup>

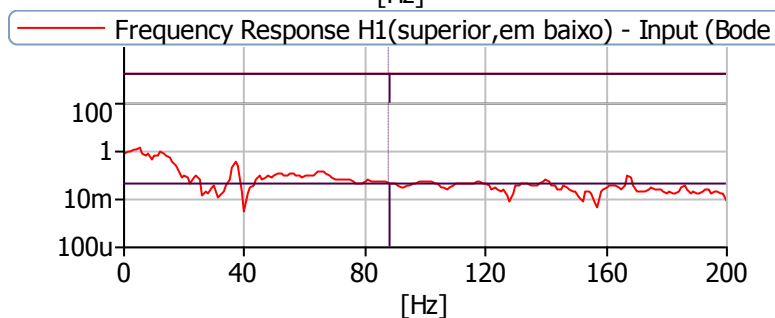


**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y(Mg):48.598m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-93.591 degrees

11-MT-ALA-PR15-V4,5



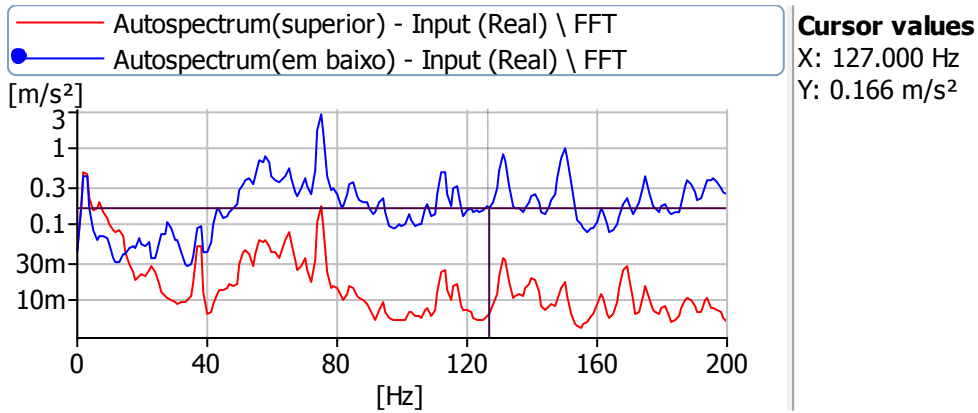
**Cursor values**  
 X: 10.000 Hz  
 Y: 58.915m m/s<sup>2</sup>



**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y(Mg):46.982m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-93.470 degrees

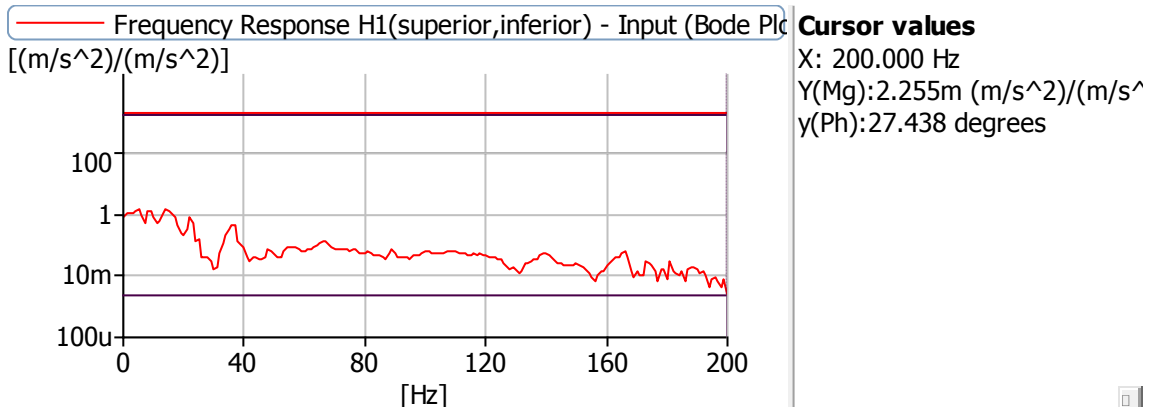
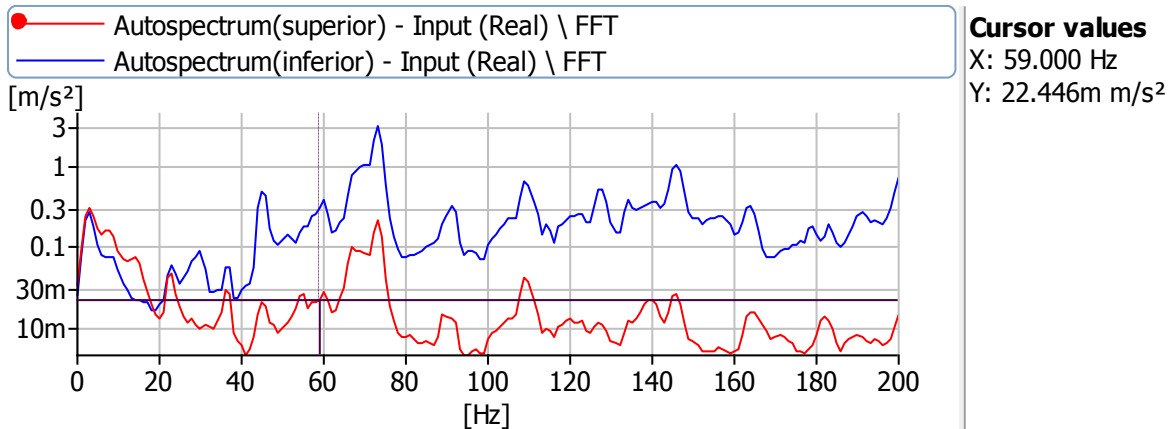


12-MT-ALA-PR15-V3,5

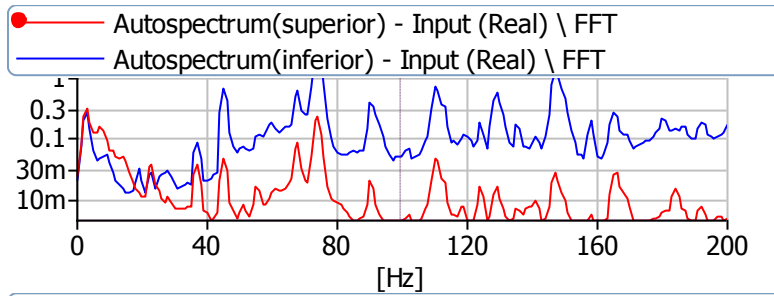


ANEXO 2- REGISTRO DAS MAGNITUDES E TRANSMISSIBILIDADES DAS VIBRAÇÕES NO COXIM NO ESPECTRO DE FREQUENCIA 0 A 200 Hz (LASTRO METÁLICO PARCIAL)

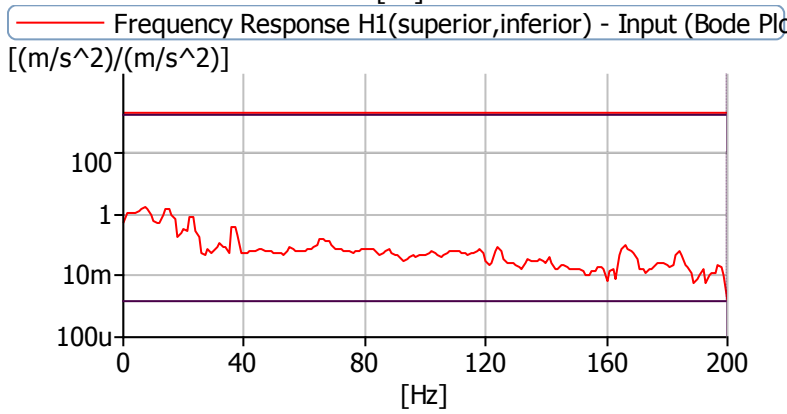
13-MP-MIA-PR30-V4,5



14-MP-MIA-PR30-V3,5



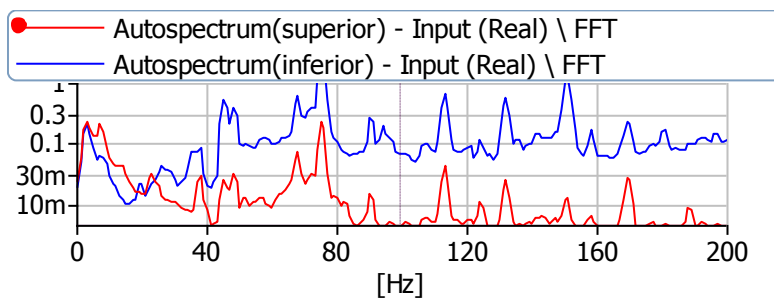
**Cursor values**  
 X: 100.000 Hz  
 Y: 3.798m m/s<sup>2</sup>



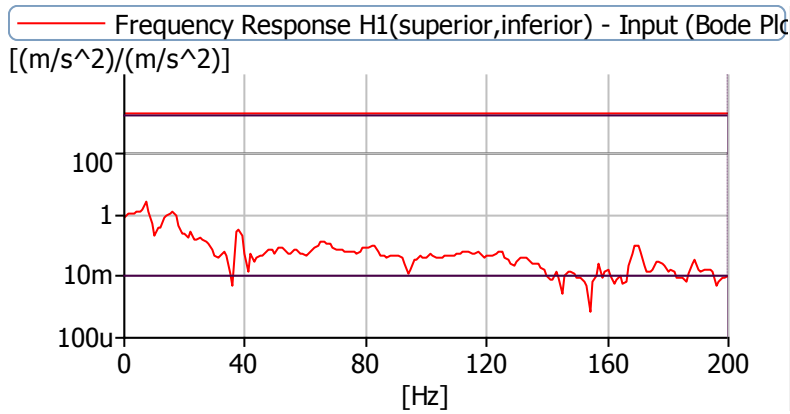
**Cursor values**  
 X: 200.000 Hz  
 Y(Mg): 1.598m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s<sup>2</sup>)  
 y(Ph): -134.564 degrees



15-MP-MIA-PR15-V3,5

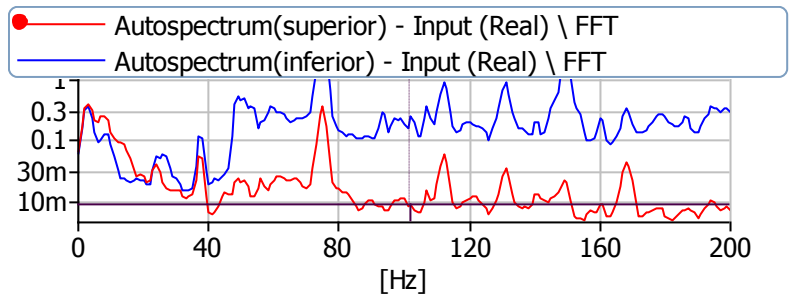


**Cursor values**  
 X: 100.000 Hz  
 Y: 4.436m m/s<sup>2</sup>

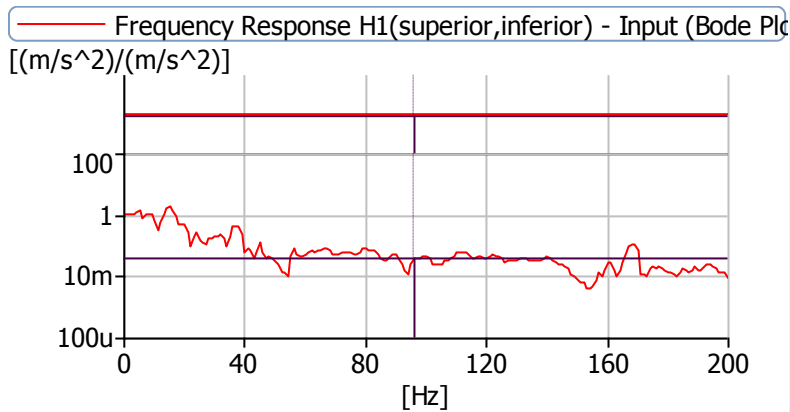


**Cursor values**  
 X: 200.000 Hz  
 Y(Mg):10.486m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-160.415 degrees

**16-MP-MIA-PR15-V4,5**

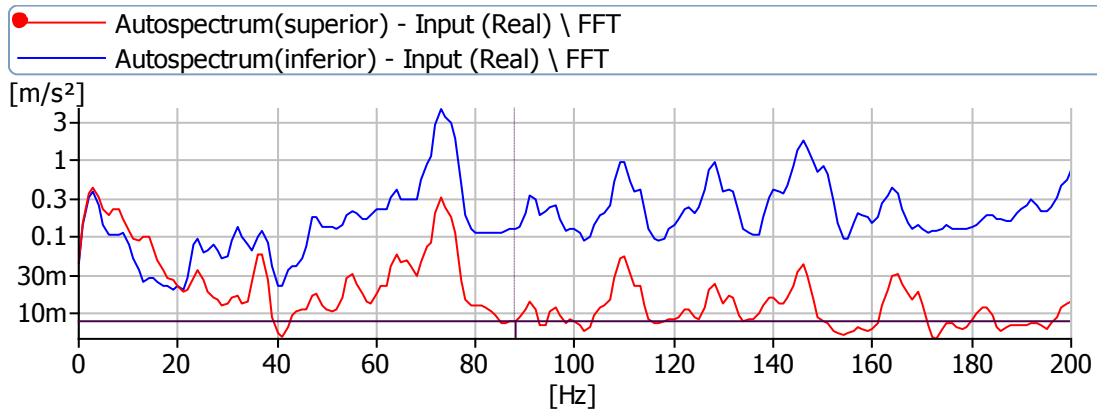


**Cursor values**  
 X: 102.000 Hz  
 Y: 8.782m m/s<sup>2</sup>

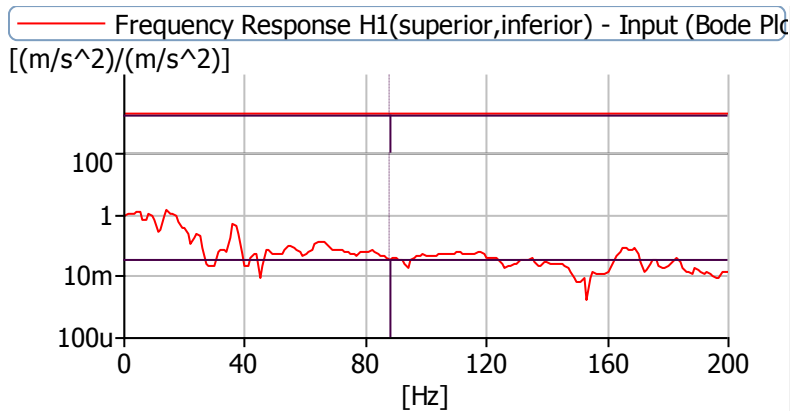


**Cursor values**  
 X: 96.000 Hz  
 Y(Mg):40.088m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-93.467 degrees

**17-MP-MEA-PR30-V4,5**

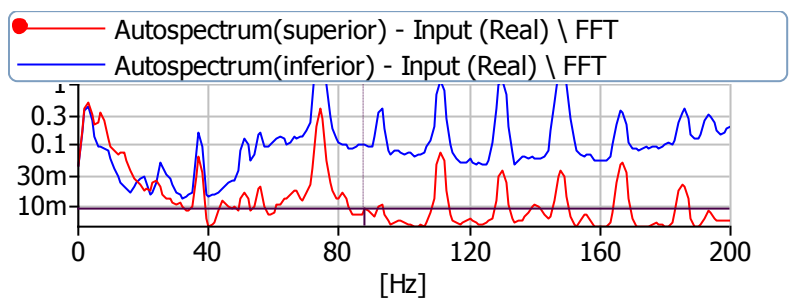


**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y: 7.627m m/s<sup>2</sup>

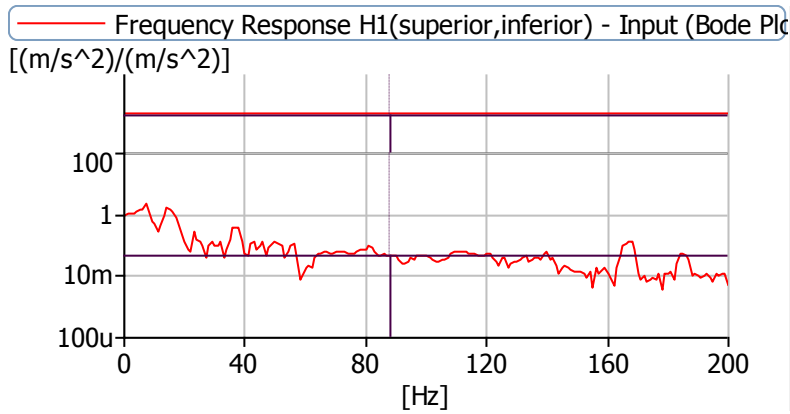


**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y(Mg):37.495m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s)  
 y(Ph):-96.712 degrees

**18-MP-MEA-PR30-V3,5**

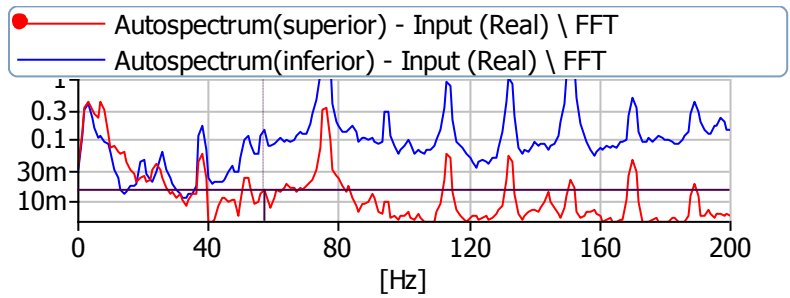


**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y: 8.849m m/s<sup>2</sup>

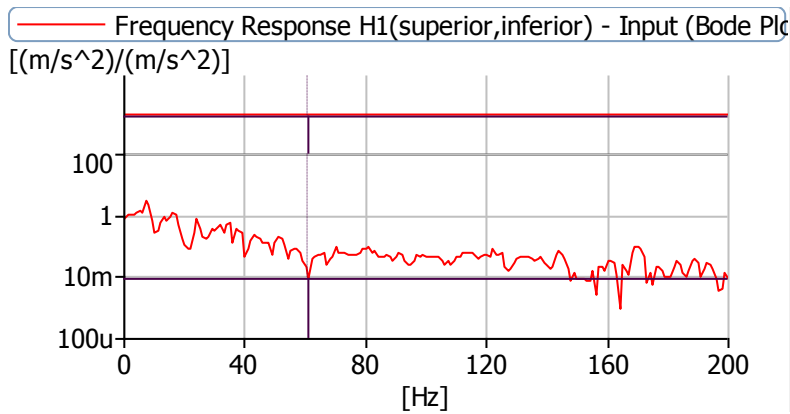


**Cursor values**  
 X: 88.000 Hz  
 Y(Mg):48.436m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-119.870 degrees

**19-MP-MEA-PR15-V3,5**

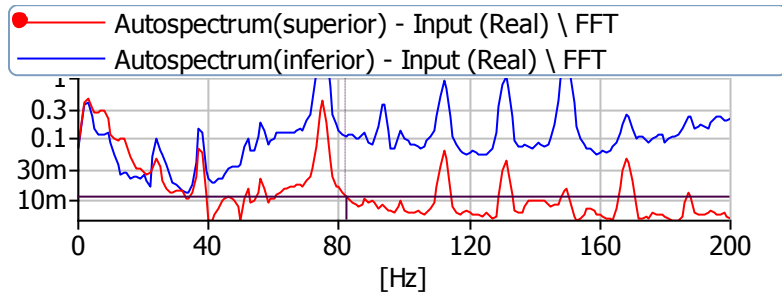


**Cursor values**  
 X: 57.000 Hz  
 Y: 15.073m m/s<sup>2</sup>

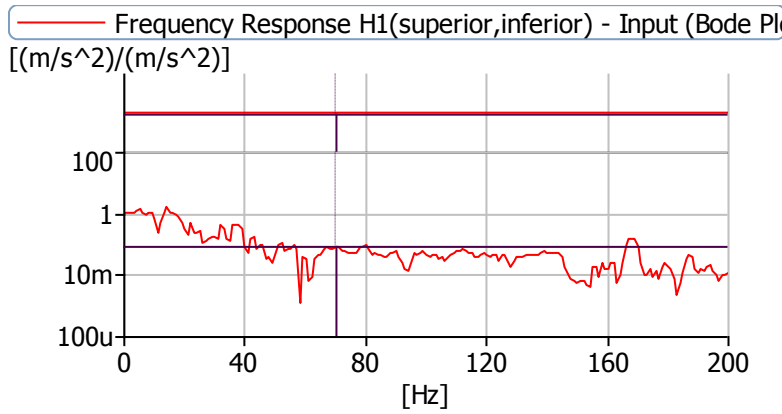


**Cursor values**  
 X: 61.000 Hz  
 Y(Mg):9.020m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s<sup>2</sup>)  
 γ(Ph):91.243 degrees

20-MP-MEA-PR15-V4,5



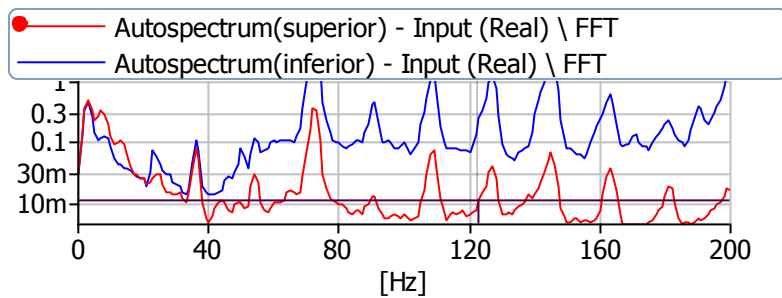
**Cursor values**  
 X: 82.000 Hz  
 Y: 11.319m m/s<sup>2</sup>



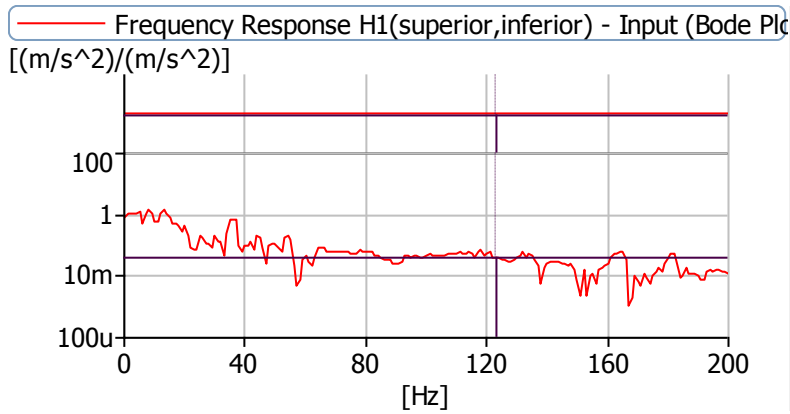
**Cursor values**  
 X: 70.000 Hz  
 Y(Mg):82.118m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s<sup>2</sup>)  
 y(Ph):-111.399 degrees



21-MP-ALA-PR30-V4,5

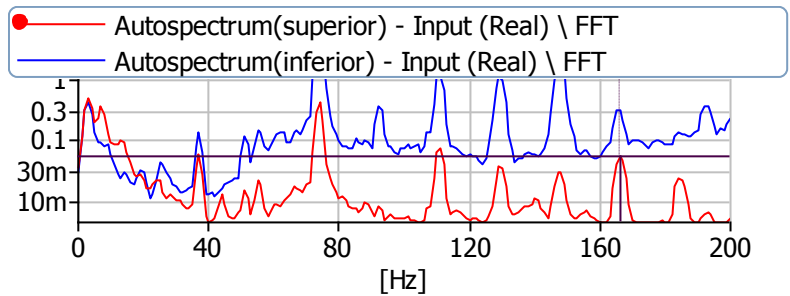


**Cursor values**  
 X: 123.000 Hz  
 Y: 11.628m m/s<sup>2</sup>

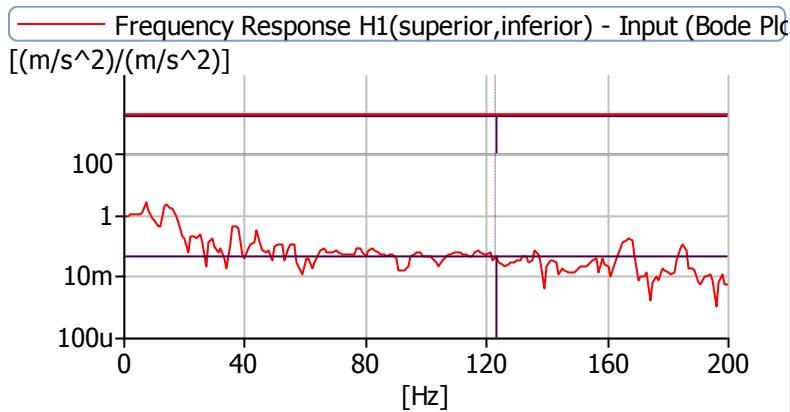


**Cursor values**  
 X: 123.000 Hz  
 Y(Mg):39.972m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-172.379 degrees

**22-MP-ALA-PR30-V3,5**

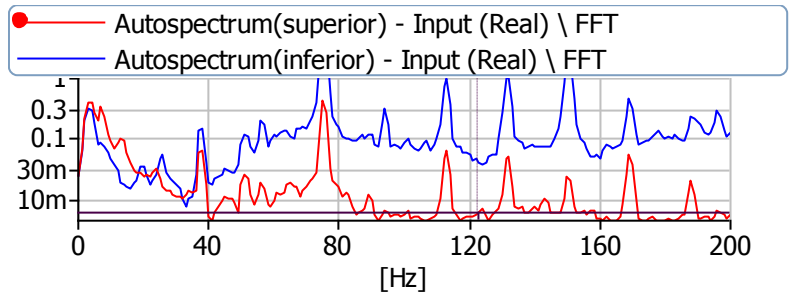


**Cursor values**  
 X: 166.000 Hz  
 Y: 54.618m m/s<sup>2</sup>

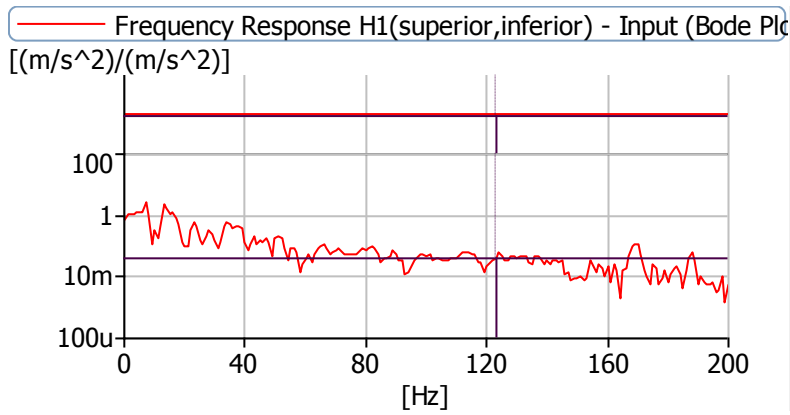


**Cursor values**  
 X: 123.000 Hz  
 Y(Mg):46.256m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 γ(Ph):-169.095 degrees

23-MP-ALA-PR15-V3,5

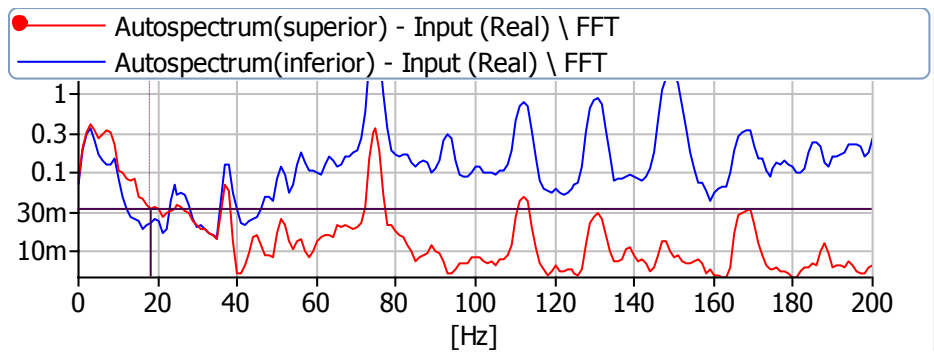


**Cursor values**  
 X: 123.000 Hz  
 Y: 6.443m m/s<sup>2</sup>



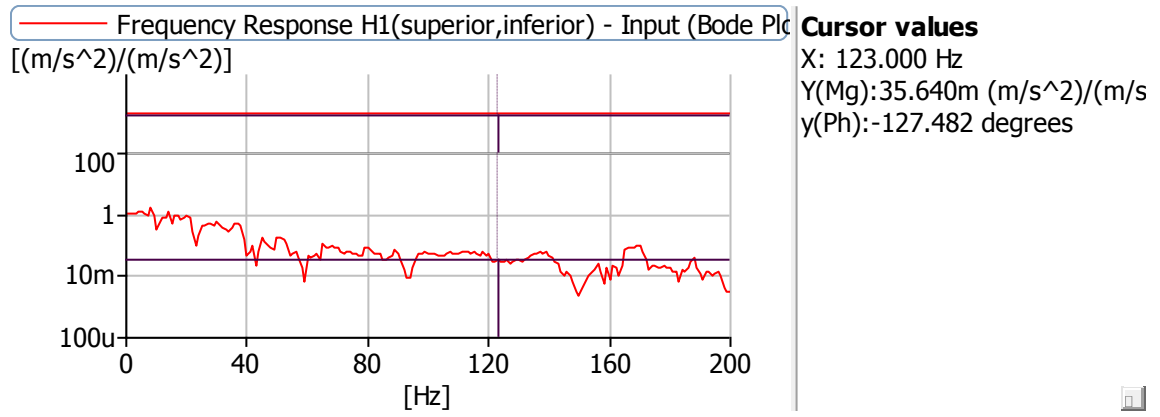
**Cursor values**  
 X: 123.000 Hz  
 Y(Mg):41.218m (m/s<sup>2</sup>)/(m/s  
 y(Ph):-149.760 degrees

24-MP-ALA-PR15-V4,5



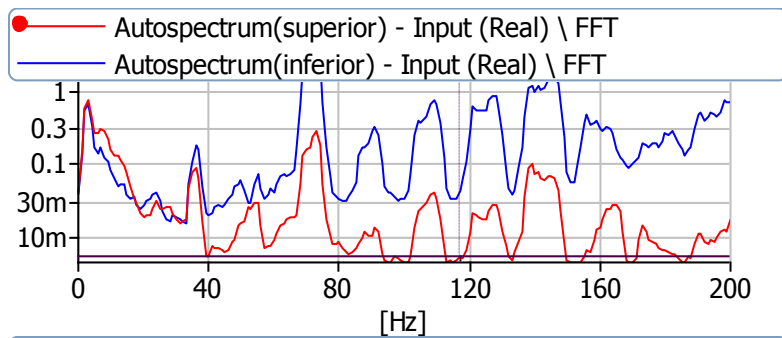
**Cursor values**  
 X: 18.000 Hz  
 Y: 34.965m m/s<sup>2</sup>



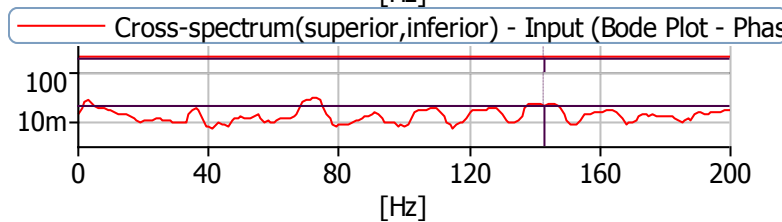


**ANEXO 3- REGISTRO DAS MAGNITUDES E TRANSMISSIBILIDADES DAS VIBRAÇÕES NO COXIM NO ESPECTRO DE FREQUENCIA 0 A 200 Hz (LASTRO HIDRÁULICO TOTAL)**

**25-HT-ALA-PR30-V4,5**

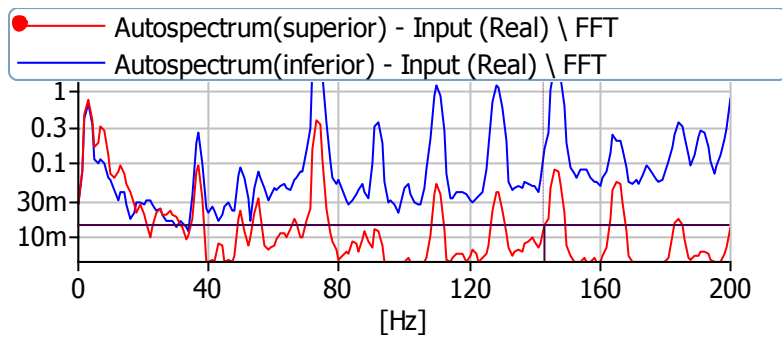


**Cursor values**  
 X: 117.000 Hz  
 Y: 5.448m m/s<sup>2</sup>

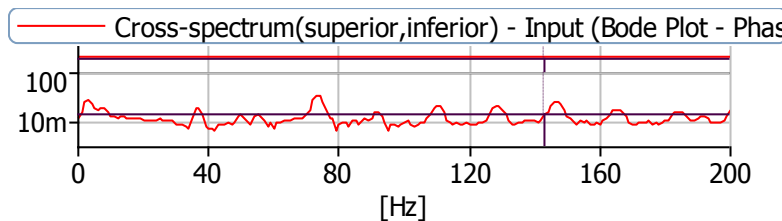


**Cursor values**  
 X: 143.000 Hz  
 Y(Mg):0.257 m/s<sup>2</sup>  
 γ(Ph):161.528 degrees

**26-HT-ALA-PR30-V3,5**

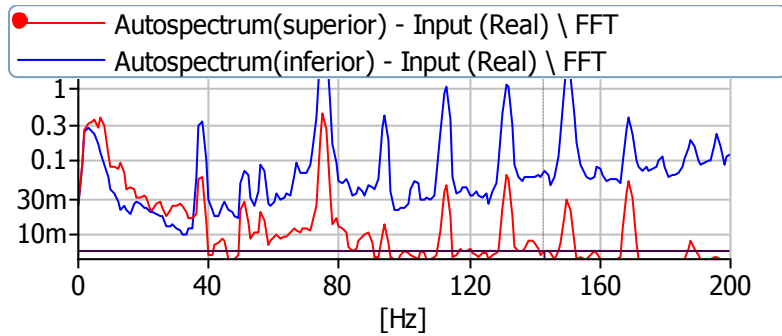


**Cursor values**  
 X: 143.000 Hz  
 Y: 14.773m m/s<sup>2</sup>

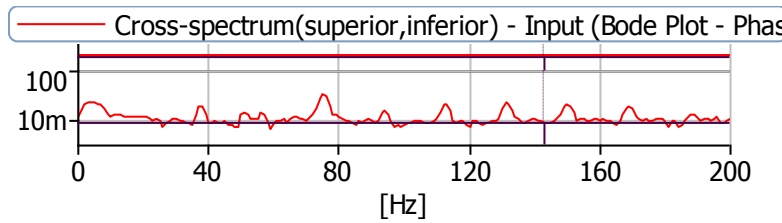


**Cursor values**  
 X: 143.000 Hz  
 Y(Mg):45.609m m/s<sup>2</sup>  
 γ(Ph):158.354 degrees

27-HT-ALA-PR15-V3,5

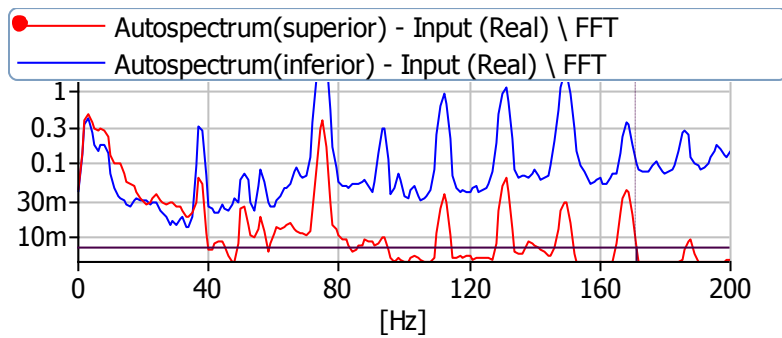


**Cursor values**  
 X: 143.000 Hz  
 Y: 6.083m m/s<sup>2</sup>

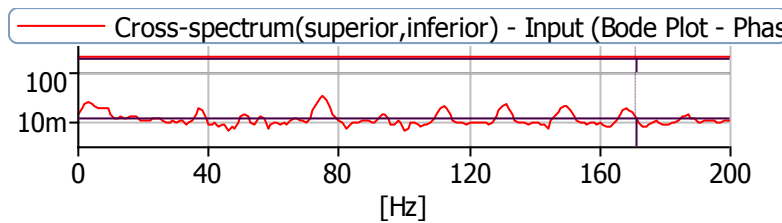


**Cursor values**  
 X: 143.000 Hz  
 Y(Mg):6.852m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):77.326 degrees

28-HT-ALA-PR15-V4,5

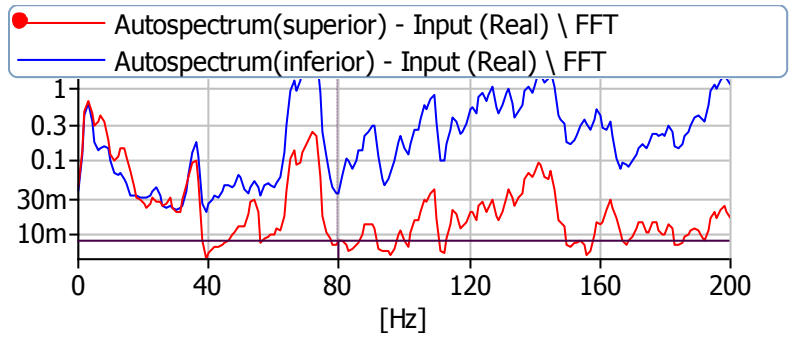


**Cursor values**  
 X: 171.000 Hz  
 Y: 7.452m m/s<sup>2</sup>

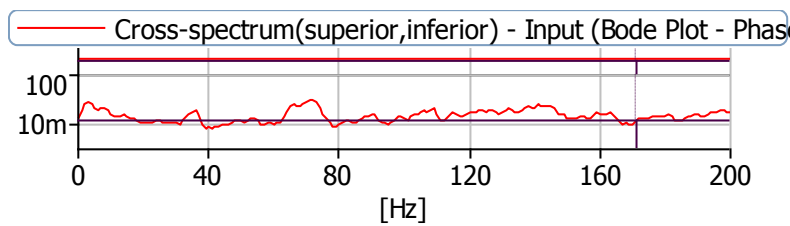


**Cursor values**  
 X: 171.000 Hz  
 Y(Mg):20.135m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):-80.900 degrees

**29-HT-MEA-PR30-V4,5**

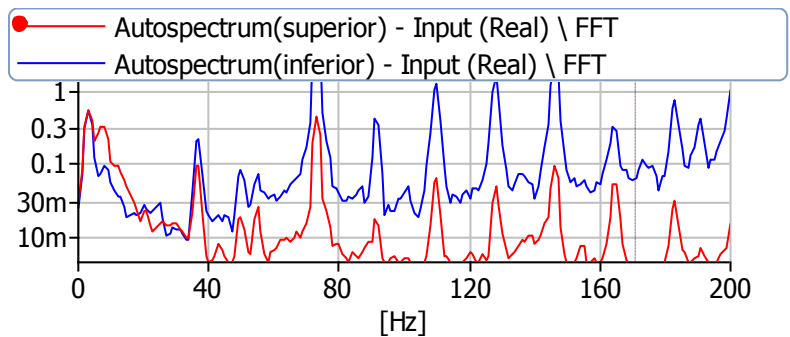


**Cursor values**  
 X: 80.000 Hz  
 Y: 8.418m m/s<sup>2</sup>

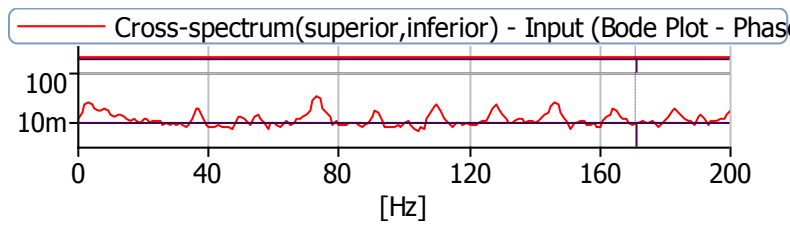


**Cursor values**  
 X: 171.000 Hz  
 Y(Mg):23.562m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):-53.905 degrees

**30-HT-MEA-PR30-V3,5**

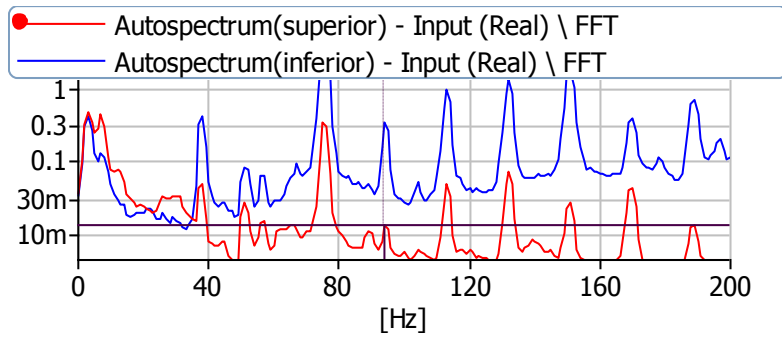


**Cursor values**  
 X: 171.000 Hz  
 Y: 2.993m m/s<sup>2</sup>

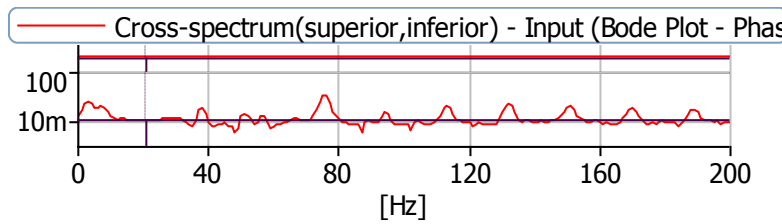


**Cursor values**  
 X: 171.000 Hz  
 Y(Mg):9.343m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):-22.522 degrees

31-HT-MEA-PR15-V3,5

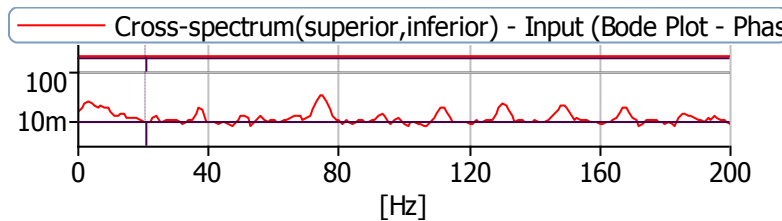


**Cursor values**  
 X: 94.000 Hz  
 Y: 13.970m m/s<sup>2</sup>

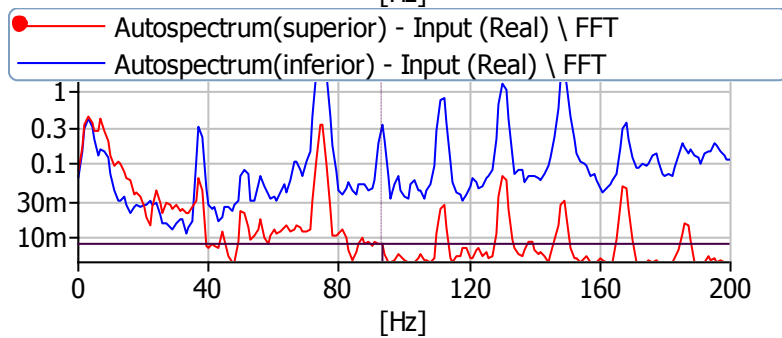


**Cursor values**  
 X: 21.000 Hz  
 Y(Mg):16.882m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):-107.210 degrees

32-HT-MEA-PR15-V4,5

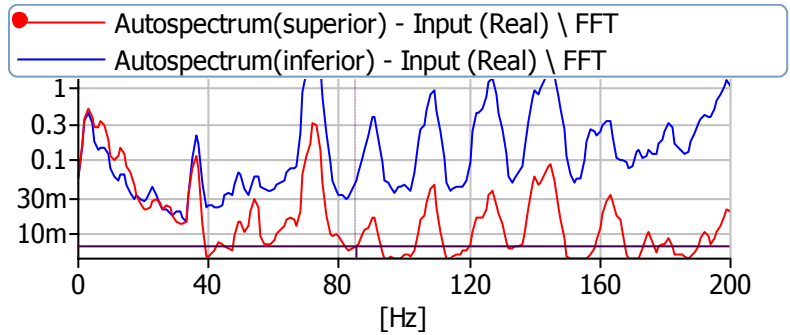


**Cursor values**  
 X: 21.000 Hz  
 Y(Mg):9.739m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):144.251 degrees

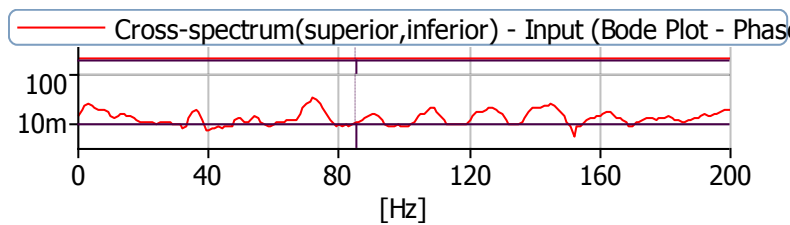


**Cursor values**  
 X: 93.000 Hz  
 Y: 8.057m m/s<sup>2</sup>

33-HT-MIA-PR30-V4,5

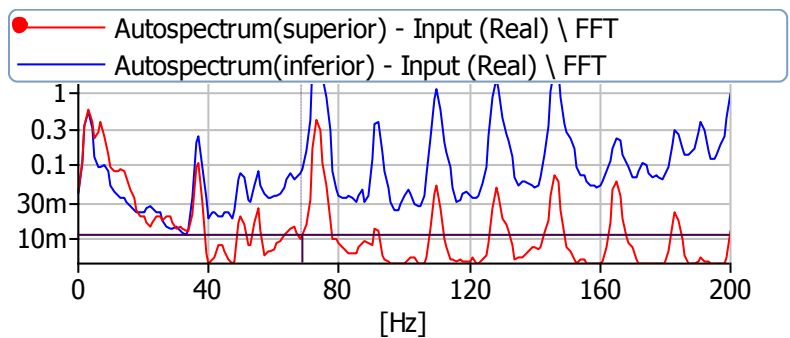


**Cursor values**  
 X: 85.000 Hz  
 Y: 6.655m m/s<sup>2</sup>

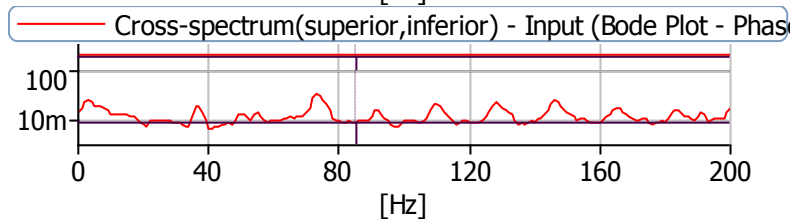


**Cursor values**  
 X: 85.000 Hz  
 Y(Mg):12.619m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):-93.690 degrees

34-HT-MIA-PR30-V3,5

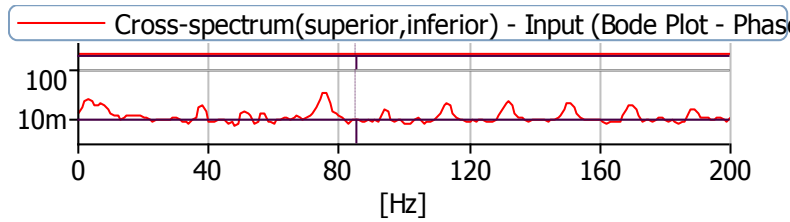


**Cursor values**  
 X: 69.000 Hz  
 Y: 11.287m m/s<sup>2</sup>

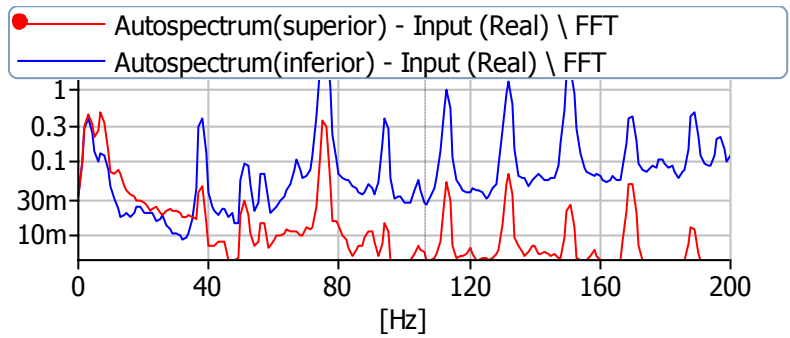


**Cursor values**  
 X: 85.000 Hz  
 Y(Mg):7.076m m/s<sup>2</sup>  
 y(Ph):-108.249 degrees

35-HT-MIA-PR15-V3,5

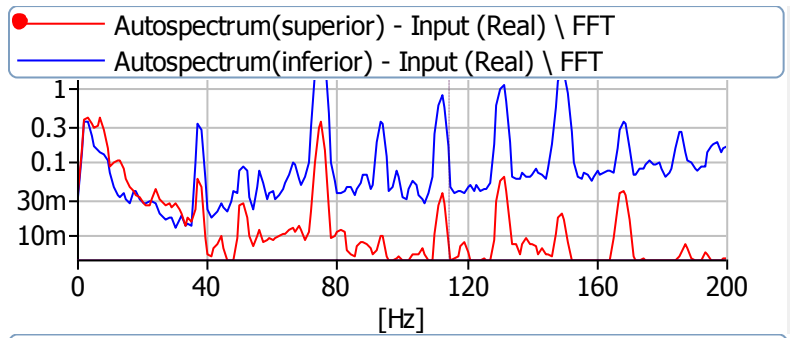


**Cursor values**  
 X: 85.000 Hz  
 Y(Mg):10.300m m/s<sup>2</sup>  
 γ(Ph):-175.726 degrees

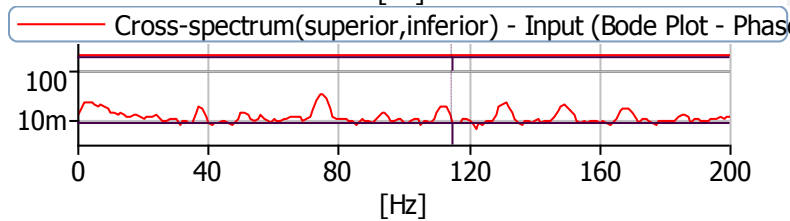


**Cursor values**  
 X: 107.000 Hz  
 Y: 4.198m m/s<sup>2</sup>

36-HT-MIA-PR15-V4,5



**Cursor values**  
 X: 115.000 Hz  
 Y: 4.188m m/s<sup>2</sup>



**Cursor values**  
 X: 115.000 Hz  
 Y(Mg):8.047m m/s<sup>2</sup>  
 γ(Ph):-148.602 degrees

## ANEXO 4- MAGNITUDES DAS ACELERAÇÕES NO ASSENTO

| Operator:         |              |             |                          |                                |                                    |                 |           |            |
|-------------------|--------------|-------------|--------------------------|--------------------------------|------------------------------------|-----------------|-----------|------------|
| Date: 05/12/2011  |              |             |                          |                                |                                    |                 |           |            |
| Identification    | Elapsed time | RMS VTV ... | A(8) [m/s <sup>2</sup> ] | VDV Max [m/s <sup>1.75</sup> ] | VDV(8)k VTV [m/s <sup>1.75</sup> ] | Peak Max [m...] | CF Max    | SEAT (VDV) |
| MT-MEA-PR 15-V... | 00:02:02     | 7,932       | 4,900                    | 20,265(Z)                      | 143,316                            | 27,132(Z)       | 6,132(Z)  | 67,115     |
| MP-MIA-PR 15-V3,5 | 00:01:05     | 8,533       | 5,289                    | 19,626(Z)                      | 152,427                            | 28,467(Z)       | 5,808(Z)  | 84,662     |
| MP-MEA-PR 30-V... | 00:01:53     | 8,010       | 5,317                    | 25,690(Z)                      | 169,328                            | 42,700(Z)       | 9,940(Z)  | 96,546     |
| MT-ALA-PR 15-V3,5 | 00:01:44     | 8,893       | 5,531                    | 24,066(Z)                      | 156,720                            | 31,580(Z)       | 5,709(Z)  | 98,435     |
| MT-ALA-PR 30-V3,5 | 00:01:49     | 9,101       | 5,544                    | 25,740(Z)                      | 163,063                            | 37,807(Z)       | 6,819(Z)  | 188,936    |
| MP-MIA-PR 30-V3,5 | 00:01:08     | 8,732       | 5,547                    | 22,562(Z)                      | 160,699                            | 28,244(Z)       | 5,334(Z)  | 105,873    |
| MT-MIA-PR 30-V3,5 | 00:02:33     | 8,677       | 5,568                    | 23,471(Z)                      | 162,410                            | 26,243(Z)       | 5,772(X)  | 91,875     |
| MT-MEA-PR 30-V... | 00:01:58     | 9,101       | 5,594                    | 24,127(Z)                      | 164,284                            | 30,691(Z)       | 6,075(Z)  | 117,899    |
| MT-MIA-PR 15-V3,5 | 00:01:52     | 8,739       | 5,607                    | 22,118(Z)                      | 156,821                            | 34,471(Z)       | 7,187(Z)  | 101,779    |
| HT-MIA-PR 15-V3,5 | 00:00:57     | 8,928       | 5,668                    | 18,426(Z)                      | 153,810                            | 24,241(Z)       | 4,880(Z)  | 110,955    |
| MT-MIA-PR 30-V4,5 | 00:01:50     | 9,110       | 5,714                    | 24,534(Z)                      | 175,878                            | 40,031(Z)       | 8,263(Z)  | 126,625    |
| HT-MEA-PR 15-V... | 00:00:57     | 9,109       | 5,788                    | 20,024(Z)                      | 156,861                            | 25,353(Z)       | 4,647(Z)  | 141,355    |
| MP-MEA-PR 15-V... | 00:00:48     | 9,330       | 5,803                    | 20,712(Z)                      | 161,335                            | 28,022(Z)       | 4,828(Z)  | 0,000      |
| SEM ESCARIFIC...  | 00:01:36     | 8,035       | 5,958                    | 21,594(Y)                      | 168,852                            | 26,243(Z)       | 8,350(Z)  | 66,266     |
| SEM ESCARIFIC...  | 00:00:50     | 8,814       | 6,046                    | 16,489(Y)                      | 164,280                            | 19,628(Y)       | 5,176(X)  | 58,496     |
| MT-MEA-PR 30-V... | 00:01:45     | 10,136      | 6,061                    | 26,273(Z)                      | 199,668                            | 35,507(Y)       | 8,201(Y)  | 115,208    |
| MP-MIA-PR 15-V4,5 | 00:00:47     | 9,969       | 6,082                    | 20,287(Z)                      | 175,764                            | 34,694(Z)       | 6,503(Z)  | 93,496     |
| MP-ALA-PR 15-V3,5 | 00:00:54     | 9,817       | 6,142                    | 24,150(Z)                      | 183,940                            | 46,036(Z)       | 7,494(Z)  | 137,368    |
| HT-MIA-PR 15-V4,5 | 00:00:43     | 10,247      | 6,397                    | 18,228(Z)                      | 180,549                            | 26,243(Z)       | 5,180(Z)  | 92,369     |
| HT-ALA-PR 15-V3,5 | 00:00:56     | 9,237       | 6,409                    | 25,672(Z)                      | 168,586                            | 40,921(Z)       | 6,384(Z)  | 244,870    |
| HT-MEA-PR 15-V... | 00:00:39     | 10,911      | 6,516                    | 20,725(Z)                      | 193,263                            | 28,022(Z)       | 4,727(Z)  | 173,985    |
| MT-ALA-PR 30-V4,5 | 00:01:48     | 10,522      | 6,604                    | 34,996(Z)                      | 206,131                            | 53,153(Z)       | 8,048(Z)  | 126,143    |
| MP-ALA-PR 30-V3,5 | 00:01:03     | 10,277      | 6,704                    | 26,794(Z)                      | 185,572                            | 48,705(Z)       | 7,264(Z)  | 107,039    |
| HT-ALA-PR 15-V4,5 | 00:00:39     | 10,913      | 6,795                    | 20,407(Z)                      | 185,351                            | 26,020(Z)       | 4,212(Z)  | 112,097    |
| MT-ALA-PR 15-V4,5 | 00:01:26     | 11,118      | 6,941                    | 24,038(Z)                      | 202,227                            | 31,358(Z)       | 5,419(Z)  | 181,018    |
| MP-MIA-PR 30-V4,5 | 00:00:32     | 7,755       | 7,008                    | 30,570(X)                      | 252,416                            | 51,231(X)       | 12,201(Z) | 61,407     |
| MT-MEA-PR 15-V... | 00:01:37     | 11,034      | 7,064                    | 22,672(Z)                      | 197,395                            | 28,022(Z)       | 5,378(Z)  | 135,924    |
| MP-MEA-PR 15-V... | 00:00:49     | 11,133      | 7,289                    | 19,930(Z)                      | 198,547                            | 30,023(Z)       | 5,574(Z)  | 100,150    |
| MT-MIA-PR 15-V4,5 | 00:01:34     | 11,198      | 7,307                    | 24,929(Z)                      | 206,471                            | 34,694(Z)       | 6,431(Z)  | 115,472    |
| HT-MIA-PR 30-V4,5 | 00:00:48     | 11,417      | 7,638                    | 21,882(Z)                      | 208,033                            | 26,160(X)       | 4,795(X)  | 166,925    |
| MP-ALA-PR 15-V4,5 | 00:00:41     | 12,402      | 7,652                    | 25,484(Z)                      | 223,308                            | 47,148(Z)       | 6,971(Z)  | 132,702    |
| HT-MIA-PR 30-V3,5 | 00:01:02     | 11,906      | 7,695                    | 27,948(Z)                      | 208,116                            | 33,359(Z)       | 4,552(Z)  | 0,000      |
| HT-MEA-PR 30-V... | 00:00:57     | 11,338      | 7,702                    | 25,740(Z)                      | 198,140                            | 33,359(Z)       | 4,852(Z)  | 115,621    |
| HT-MEA-PR 30-V... | 00:01:00     | 12,400      | 8,298                    | 29,921(Z)                      | 221,457                            | 35,583(Z)       | 4,713(Z)  | 134,159    |
| HT-ALA-PR 30-V3,5 | 00:01:00     | 11,310      | 8,313                    | 34,463(Z)                      | 211,484                            | 56,267(Z)       | 6,767(Z)  | 150,380    |
| MP-MEA-PR 30-V... | 00:00:59     | 12,407      | 8,645                    | 32,340(X)                      | 271,903                            | 52,321(X)       | 8,472(X)  | 160,102    |
| MP-ALA-PR 30-V4,5 | 00:00:54     | 13,949      | 9,160                    | 37,818(Z)                      | 258,891                            | 56,711(Z)       | 6,190(Z)  | 307,701    |
| HT-ALA-PR 30-V4,5 | 00:01:03     | 13,046      | 9,445                    | 43,770(Z)                      | 259,910                            | 78,062(Z)       | 8,264(Z)  | 245,591    |