

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

**TRANSMISSIBILIDADE DA VIBRAÇÃO E
DISTRIBUIÇÃO DA PRESSÃO NA INTERFACE
ASSENTO-OPERADOR DE TRATORES AGRÍCOLAS
EM CONDIÇÕES DINÂMICAS**

TESE DE DOUTORADO

Claudio Weissheimer Roth

Santa Maria, RS, Brasil

2010

**TRANSMISSIBILIDADE DA VIBRAÇÃO E
DISTRIBUIÇÃO DA PRESSÃO NA INTERFACE
ASSENTO-OPERADOR DE TRATORES AGRÍCOLAS
EM CONDIÇÕES DINÂMICAS**

por

Claudio Weissheimer Roth

Tese apresentada ao Curso de Doutorado do 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 obtenção do grau de **Doutor em Engenharia Agrícola**

Orientador: Prof. Dr. José Fernando Schlosser

**Santa Maria, RS, Brasil
2010**

**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

**TRANSMISSIBILIDADE DA VIBRAÇÃO E
DISTRIBUIÇÃO DA PRESSÃO NA INTERFACE
ASSENTO-OPERADOR DE TRATORES AGRÍCOLAS
EM CONDIÇÕES DINÂMICAS**

elaborada por
Claudio Weissheimer Roth

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

Comissão Examinadora

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

Luis Márquez Delgado, Dr. (UPM), Espanha

Walter Boller, Dr. (UPF)

Arno Udo Dallmeyer, Dr. (UFSM)

Leonardo Nabaes Romano, Dr. (UFSM)

Santa Maria, 26 de Novembro de 2010.

Dedicado a Maria Amélia e Ivy Catherine,
maiores incentivadoras e que sem elas nada teria sido possível.

DAS UTOPIAS

Se as coisas são inatingíveis... ora!

Não é motivo para não querê-las...

Que tristes os caminhos se não fora

A mágica presença das estrelas!

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor José Fernando Schlosser, pela paciência, orientação, oportunidade, estímulo, cobrança e todo o incentivo dispensado para o desenvolvimento deste estudo. Ao professor e amigo, toda a admiração de um aprendiz frente a um verdadeiro mestre;

A todos os professores e servidores do Curso de Doutorado em Engenharia Agrícola;

Aos colegas e amigos do NEMA, Paula, Gustavo, Alexandre, Ulisses, André e Rodrigo pela amizade e colaboração;

A Professora Doutora Pinar Linares Anegon, pela amizade e contribuição na construção deste estudo.

Aos colegas do Colégio Técnico Industrial, pela compreensão e ajuda;

À Universidade Federal de Santa Maria, pela oportunidade da realização do Curso de Pós-Graduação;

Aos meus pais Ives e Marina e a todos os meus familiares e em especial, minha esposa Maria Amélia e minha filha Ivy Catherine, agradeço por todo o incentivo e compreensão nos momentos de dificuldades.

RESUMO

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

TRANSMISSIBILIDADE DA VIBRAÇÃO E DISTRIBUIÇÃO DA PRESSÃO NA INTERFACE ASSENTO-OPERADOR DE TRATORES AGRÍCOLAS EM CONDIÇÕES DINÂMICAS

AUTOR: CLAUDIO WEISSHEIMER ROTH
ORIENTADOR: JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER
Santa Maria, 26 de Novembro de 2010

As alterações substanciais introduzidas no trabalho agrícola, impulsionadas por aumentos adicionais de produtividade nas máquinas agrícolas são a base deste estudo. O trator é a máquina mais usada nas atividades agrícolas, por concentrar a maioria das ações físicas e mecânicas para executar essas atividades. O assento do trator é um dos mais importantes fatores a ser considerado no projeto do posto de trabalho, pois é o local onde o operador permanece por mais horas. O objetivo deste estudo foi analisar a transmissibilidade das vibrações e a distribuição da pressão na interface assento-operador em dois tipos de bancos de tratores agrícolas, em duas regulagens de suspensão, em três velocidades de deslocamento e três diferentes tipos de micro-relevos. Foram realizados experimentos simultâneos a campo com medição da amplitude das vibrações e da distribuição da pressão na superfície de contato entre o homem e o banco em trajetos de 40 metros em três distintas áreas, consolidada, lavrada e asfáltica, em três velocidades médias, 4,66, 5,57 e 6,58 km/h. Os dados da exposição do operador à vibração de corpo inteiro foram obtidos através do sistema RT Pro Photon 6,30, que executa simultaneamente leituras nos eixos triaxiais x, y e z e para medir a distribuição da pressão foi utilizada uma manta sensorizada do sistema X-sensor. Posteriormente, foram calculados os parâmetros que permitiram a avaliação da transmissibilidade das vibrações, assim como da distribuição das pressões do tronco dos operadores no assento do banco. Foi realizada a Análise de Variância (ANOVA) e Teste de Duncan. O nível de significância aceito foi de 95% de confiabilidade. Concluiu-se que nas áreas consolidada e lavrada as acelerações eficazes ultrapassaram o limite superior da zona de pouco desconforto da norma 2631-1:1997 e que a amplitude efetiva da transmissibilidade das vibrações aumentou nas frequências de 2,5 e 12,5 Hz. Os limites máximos conforto e de trabalho diário de 8 horas foram ultrapassados pelas magnitudes das acelerações eficazes na totalidade dos ensaios e pelas acelerações em mais de uma direção, nas faixas de frequência de 2,5 e 5 Hz nas áreas consolidada e lavrada. Os valores das pressões médias do banco B1 foram em torno de 25% menores que as pressões médias do banco B2 nas áreas consolidada e lavrada e sua distribuição ocorreu de maneira semelhante entre os dois bancos, independente do tipo de regulagem da suspensão. A capacidade dinâmica de atenuar as mudanças repentinas de pressão do banco B1 foi superior na regulagem R1 e no banco B2, na regulagem R2, sendo que no solo lavrado a regulagem R2 do banco B2 apresentou uma capacidade 50% menor do que a regulagem R1. As áreas de efetivo contato na interface banco-operador foram 20% maiores no banco B1 que no banco B2.

Palavras-chave: Distribuição da pressão, vibração, banco do trator, interface assento-operador.

ABSTRACT

Doctoral Thesis
Graduate Program in Agricultural Engineering
Federal University of Santa Maria, RS, Brazil

TRANSMISSIBILITY OF VIBRATION AND PRESSURE DISTRIBUTION IN THE SEAT-OPERATOR INTERFACE OF AGRICULTURAL TRACTORS IN DYNAMIC CONDITIONS

AUTHOR: CLAUDIO WEISSHEIMER ROTH

Advisor: JOSÉ FERNANDO SCHLOSSER

Santa Maria, November, 26th, 2010

Substantive changes introduced in the agricultural work, driven by further increases in productivity in the agricultural machinery are the basis of this study. The tractor is a machine used in most activities of tillage, by concentrating most of the physical and mechanical actions to perform these activities. The tractor seat is one of the most important factors to be considered in the design of the workplace, it is the area where the operator remains for hours. The aim of this study was to analyze the transmissibility of vibration and pressure distribution in the seat-operator interface in two types of seats in agricultural tractors, in two settings for suspension in three forward speeds and three different types of micro-reliefs. Were performed simultaneous field experiments with measurements of amplitude of vibrations and pressure distribution on a path of 40 meters in three distinct areas, consolidated, ploughed and asphalt, in three average speeds, 4.66, 5.57 and 6.58 km/h. The data of operator exposure to whole body vibration were obtained through the RT Pro Photon 6.30 system, which performs simultaneous readings in the triaxial axes x, y and z and to measure the pressure distribution was used a blanket sensorized interface module of the X-sensor system. Later, the parameters which allowed the evaluation of the transmissibility of vibration were calculated, as well as the distribution of pressures on the trunk of the operator in the seat. Was performed an Analysis of Variance (ANOVA) and Duncan Test. The level of significance was the 95% reliability. It was concluded that in consolidated and ploughed areas the effective accelerations exceeded the upper limit of the little discomfort zone of standard 2631-1:1997 and that the actual magnitude of the transmissibility of vibration increased on frequencies of 2.5 and 12.5 Hz. The maximum limit of comfort and daily work of eight hours have been overcome by the magnitude of the effective accelerations in all the tests and by the accelerations in more than one direction, in the frequency ranges of 2.5 and 5 Hz on consolidated and mined areas. The values of the average pressures of seat B1 were around 25% lower than the seat B2 medium pressure on consolidated and ploughed areas and their distribution was similar between the two benches, regardless of the setting of the suspension regulation. The dynamic capability to mitigate sudden changes of pressure of seat B1 was higher in regulation R1 and on seat B2, in the regulation R2, considering that on the wrought soil regulation R2 of seat B2 showed an ability to reduce the sudden pressure 50% lower than the regulation R1. Areas of effective contact in the seat-operator interface were 20% higher on the seat B1 than seat B2.

Key-words: pressure distribution, vibration, tractor's seat, seat-operator interface

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 01 - Banco com suspensão mecânica com fixação simples (a); banco com suspensão com fixação dupla (b) e banco com suspensão pneumática (c)	28
FIGURA 02 - Banco com suspensão mecânica compacta por mola helicoidal (a); banco com suspensão mecânica compacta por mola de lâmina (b)	29
FIGURA 03 - Banco com suspensão mecânica não compacta com atuação por paralelogramo (a); banco com suspensão mecânica não compacta com atuação por cruzeta (b) e banco com suspensão mecânica não compacta com atuação por braço oscilante (c)	29
FIGURA 04 - Sistema de suspensão pneumática	30
FIGURA 05 - Medidas primárias de comprimento do corpo na posição de trabalho sentada	33
FIGURA 06 - Medidas para o banco do posto de trabalho	35
FIGURA 07 - Esquema da suspensão de uma massa com auxílio de uma mola e um amortecedor	46
FIGURA 08 – Vibração senoidal	46
FIGURA 09 – Vibração randômica	46
FIGURA 10 - Direção de atuação das vibrações	47
FIGURA 11 - Exemplo de amplitude da vibração no domínio do tempo	48
FIGURA 12 - Exemplo de amplitude da vibração no domínio da frequência	48
FIGURA 13 - Curvas de transmissibilidade absoluta em função da frequência	54
FIGURA 14 - Modelo biomecânico do corpo humano com frequências de ressonância	54
FIGURA 15 - Limites de exposição a uma aceleração vertical (a_z) em função da frequência e do tempo de exposição	57
FIGURA 16 - Concentração da pressão nas tuberosidades isquiáticas (a); concentração da pressão na coxa (b)	62

FIGURA 17 - Distribuição da pressão em cadeira com estrutura de sustentação topograficamente neutra (a); distribuição da pressão em cadeira com estrutura de sustentação tipo diretor de cinema (b); distribuição da pressão em cadeira sem estrutura de sustentação lombar (c); distribuição da pressão em cadeira com estrutura de sustentação lombar (d) e distribuição da pressão em cadeira sem estrutura de sustentação (e)	64
FIGURA 18 - Arado de três discos utilizado no preparo da área lavrada	72
FIGURA 19 - Banco simples de superfície lisa e menor espessura de estofamento (a); banco intermediário de superfície ondulada e maior espessura de estofamento	73
FIGURA 20 - Molas e amortecedor que formam o conjunto de suspensão (a); braço oscilante no banco de superfície lisa (b) e braço oscilante e trilho de deslocamento longitudinal do banco de superfície ondulada	75
FIGURA 21 - Trator Massey Ferguson modelo MF 275 utilizado nos ensaios	75
FIGURA 22 - Caracterização da área consolidada	76
FIGURA 23 - Caracterização da área lavrada	76
FIGURA 24 - Caracterização da área de superfície asfáltica	76
FIGURA 25 - Exemplo de leituras do perfilômetro na área lavrada	77
FIGURA 26 - Exemplo dos perfis de micro-relevos das áreas consolidada e lavrada identificados a partir dos dados de perfilometria	77
FIGURA 27 - Perfilômetro mecânico utilizado nos ensaios	77
FIGURA 28 - Acelerômetro triaxial fixado em placa de borracha rígida e plana	79
FIGURA 29 - Posição dos acelerômetros para medição das vibrações	79
FIGURA 30 - Exemplo de tela de <i>playback</i> do <i>software</i> RT Pro Photon 6.30	80
FIGURA 31 - Sistema de medição da distribuição da pressão	80
FIGURA 32 - Manta sensorizada posicionada sobre assento do banco (a); dimensões da manta utilizada (b)	81
FIGURA 33 - Exemplo de Valor da Dose de Vibração	87
FIGURA 34 - Exemplo de tela de <i>playback</i> do <i>software</i> X3 PRO v6.0 SP1	89
FIGURA 35 - Exemplo de tela de <i>filmstrip</i> do <i>software</i> X3 PRO v6.0 SP1	89
FIGURA 36 - Exemplo de tela de <i>playback</i> do <i>software</i> RT Pro Photon 6.30 em função do tempo	98

FIGURA 37 - Aceleração eficaz, médias para os bancos B1 e B2, regulagens R1 e R2 nas velocidades V1, V2 e V3	100
FIGURA 38 - Exemplo de tela de <i>playback</i> do <i>software</i> RT Pro Photon 6.30 em função da frequência	102
FIGURA 39 - Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - Frequência 2,5 Hz médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	105
FIGURA 40 - Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - Frequência 5 Hz médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	106
FIGURA 41 - Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - Frequência 12,5 Hz médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	107
FIGURA 42 - Aceleração em mais de uma direção - Frequência 2,5 Hz médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	112
FIGURA 43 - Aceleração em mais de uma direção - Frequência 5 Hz médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	112
FIGURA 44 - Aceleração em mais de uma direção - Frequência 12,5 Hz médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	113
FIGURA 45 - Exemplo de tela de <i>filmstrip</i> para pressões médias	116
FIGURA 46 - Pressão média, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	118
FIGURA 47 - Distribuição da pressão no assento, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	121
FIGURA 48 - Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	123
FIGURA 49 - Área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3	126
FIGURA 50 - Exemplo de tela de <i>filmstrip</i> para áreas efetivas de contato	127
FIGURA 51 - Área efetiva de contato, médias para os bancos B1 e B2	129

LISTA DE TABELAS

TABELA 01 - Percentual do total do peso pelas partes individuais	30
TABELA 02 - Medidas para o banco do posto de trabalho	36
TABELA 03 - Limites de exposição à vibração	49
TABELA 04 - Critérios de severidade da exposição do corpo humano às vibrações ...	58
TABELA 05 - Medidas antropométricas dos operadores	73
TABELA 06 - Medidas dos bancos de ensaio	74
TABELA 07 - Velocidades de deslocamento nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2, médias (x) e significância	96
TABELA 08 - Aceleração eficaz z nos bancos B1 e B2 e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significância	98
TABELA 09 - Aceleração eficaz z para os bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias	99
TABELA 10 - Amplitude efetiva da transmissibilidade nos bancos B1 e B2, e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significâncias para as frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz	102
TABELA 11 - Amplitude efetiva da transmissibilidade no banco B1 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias para as frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz	103
TABELA 12 - Amplitude efetiva da transmissibilidade no banco B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias para as frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz	104
TABELA 13 - Aceleração em mais de uma direção nos bancos B1 e B2, e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significâncias para as frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz	108
TABELA 14 - Aceleração em mais de uma direção no banco B1 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias nas frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz	110

TABELA 15 - Aceleração em mais de uma direção no banco B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias nas frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz	111
TABELA 16 - Parâmetros da distribuição da pressão nos bancos B1 e B2, nas regulagens R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias	115
TABELA 17 - Pressão média nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significâncias	117
TABELA 18 - Pressão média nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias	118
TABELA 19 - Distribuição da pressão no assento nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significâncias	119
TABELA 20 - Distribuição da pressão no assento nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias	120
TABELA 21 - Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significâncias	122
TABELA 22 - Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias	122
TABELA 23 - Área efetiva de contato nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (x) e significâncias	124
TABELA 24 - Área efetiva de contato nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (x) e significâncias	125

LISTA DE QUADROS

QUADRO 01 – Efeitos da vibração no corpo humano	53
QUADRO 02 – Efeitos da vibração de corpo inteiro na saúde do corpo humano	56
QUADRO 03 – Fatores de ponderação para exposição à vibração de corpo inteiro ...	86
QUADRO 04 – Limites de pressão e fatores ponderados para cálculo do parâmetro aPrms	92

LISTA DE SIGLAS, UNIDADES E SÍMBOLOS

A	Amplitude
A1	Área consolidada
A2	Área lavrada
A3	Área asfáltica
AGROTEC	Laboratório de Agrotecnologia
B1	Banco com suspensão mecânica não compacta tipo simples
B2	Banco com suspensão mecânica não compacta tipo intermediário
BMI	Índice de massa corporal (<i>body mass index</i>)
BPMS	Sistema de medição da pressão do corpo (<i>body pressure measuring sistem</i>)
C	Coefficiente de amortecimento
cm	Centímetro - Unidade de medida para medir comprimento
cm²	Centímetro quadrado - Unidade de medida para área
d.m.s.	Diferença mínima significativa
GPS	Sistema de posicionamento global (<i>global positioning system</i>)
Hz	Hertz - Unidade de medida para frequência
IP	Pressão na interface (<i>interface pressure</i>)
ISO	International Organization for Standardization
K	Constante de mola (rigidez)
kgf/cm³	Quilograma força por centímetro cúbico - Unidade de medida para massa específica
kgf/cm²	Quilograma força por centímetro quadrado - Unidade de medida para pressão

kg	Quilograma - Unidade de medida para massa
kPa	Quilopascal - Unidade de medida para força exercida por unidade de área
LBP	Dor lombar (<i>low back pain</i>)
M	Massa
MSD	Desordens musculoesqueléticas (<i>musculoskeletal disorders</i>)
m/s²	Metro por segundo quadrado - Unidade de medida para aceleração
m/s	Metro por segundo - Unidade de medida para velocidade
mm Hg	Milímetro de mercúrio - Unidade de medida para força exercida por unidade de área
N/m	Newton por metro – Unidade de coeficiente de mola
N.s/m	Newton segundo por metro – Unidade de coeficiente de amortecimento
NBR	Norma da Associação Brasileira de Normas Técnicas
NEMA	Núcleo de Ensaio de Máquinas Agrícolas
NR17	Norma Regulamentadora 17 - Ergonomia - Ministério do Trabalho e do Emprego
NR15	Norma Regulamentadora 15 - Atividades e Operações Insalubres – Ministério do Trabalho e do Emprego
η	Isolamento da vibração
OSHA	Occupational Safety and Health Administration
O1	Operador 1
O2	Operador 2
O3	Operador 3
PCRMS	Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz (<i>pressure change rate root mean square</i>)
PSD	Densidade espectral de potência (<i>power spectral density</i>)
PPGEA	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Agrícola
R1	Regulagem da suspensão do banco com mola totalmente comprimida
R2	Regulagem da suspensão do banco com mola totalmente descomprimida
r.m.s.	Média quadrática (<i>root mean square</i>)

s	Segundo - Unidade de medida para intervalos de tempo
SEAT%	Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco (<i>seat effective amplitude transmissibility</i>)
SPD%	Distribuição da pressão no assento (<i>seat pressure distribution</i>)
t	período de tempo
T	Transmissibilidade
VDV	Valor de dose de vibração (<i>vibration dose value</i>)
V1	Velocidade média em 4ª marcha reduzida (4,66 km/h)
V2	Velocidade média em 3ª marcha reduzida (5,57 km/h)
V3	Velocidade média em 1ª marcha simples (6,58 km/h)
WBV	Vibração de corpo inteiro (<i>whole body vibration</i>)
x	Eixo ortogonal longitudinal
y	Eixo ortogonal transversal
z	Eixo ortogonal vertical

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	19
1.1 Objetivos.....	20
1.1.1 Objetivo Geral	20
1.1.2 Objetivos Específicos	21
1.2 Justificativa	21
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	23
2.1 Considerações iniciais	23
2.2 O banco no posto de trabalho do trator	25
2.3 A posição de trabalho sentada.....	37
2.4 Conforto e desconforto	39
2.5 Ergonomia	42
2.6 Transmissibilidade das vibrações	44
2.7 Distribuição da pressão	61
2.8 Síntese	70
3 MATERIAL E MÉTODOS	72
3.1 Materiais.....	72
3.1.1 Arado de discos	72
3.1.2 Caracterização dos operadores	72
3.1.3 Caracterização dos bancos.....	73
3.1.3.1 Suspensão mecânica	74
3.1.4 Caracterização do trator.....	75
3.1.5 Caracterização do micro-relevo das áreas do experimento	76
3.1.6 Medição das velocidades de deslocamento	78
3.1.7 Aquisição e armazenamento de dados.....	78
3.1.8 Medição e análise da vibração.....	79
3.1.9 Medição da distribuição da pressão.....	80

3.2 Método	81
3.2.1 Procedimentos experimentais	81
3.2.2 Transmissibilidade da vibração	83
3.2.2.1 Medição dos níveis vibracionais em campo	84
3.2.2.2 Parâmetros de avaliação da transmissibilidade da vibração	84
3.2.2.2.1 As acelerações eficazes das vibrações em função do tempo	85
3.2.2.2.2 Amplitude efetiva da transmissibilidade no banco - SEAT%	86
3.2.2.2.3 Transmissibilidade das vibrações em mais de uma direção em função da frequência	87
3.2.3 Distribuição da pressão.....	88
3.2.3.1 Medição da distribuição da pressão na interface assento-operador.....	88
3.2.3.2 Parâmetros de avaliação da distribuição da pressão	89
3.2.3.2.1 Pressão média	90
3.2.3.2.2 Distribuição da pressão no assento - SPD%	90
3.2.3.2.3 Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - Pcrms.....	91
3.2.3.2.4 Área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - aPcrms.....	92
3.2.3.2.5 Área efetiva de contato	93
3.3 Análises estatísticas	94
4 RESULTADOS E DISCUSSÃO	96
4.1 Resultados das velocidades de deslocamento	96
4.2 Resultados da transmissibilidade da vibração.....	97
4.2.1 Resultados das acelerações eficazes das vibrações em função do tempo.....	97
4.2.2 Resultados da amplitude efetiva da transmissibilidade no banco – SEAT%	101
4.2.3 Resultados da transmissibilidade das vibrações em mais de uma direção em função da frequência	108
4.3 Resultados da distribuição da pressão.....	115
4.3.1 Resultados da pressão média	116
4.3.2 Resultados da distribuição da pressão no assento - SPD%	119
4.3.3 Resultados da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - Pcrms....	121
4.3.4 Resultados da área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - aPcrms	124
4.3.5 Resultados da área efetiva de contato.....	127
5 CONCLUSÕES	131
6 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	132

1 INTRODUÇÃO

A atual situação econômica mundial e o futuro do fornecimento de alimentação para uma população global crescente requerem, segundo Kutzbach (2000), a necessidade da expansão da agroindústria. Este crescimento da demanda por produtos agrícolas tem determinado a busca por um incremento adicional na produtividade das máquinas agrícolas e este incremental de produtividade tem sido alcançado através de uma mecanização intensiva do setor.

A mecanização agrícola, juntamente com o melhoramento genético das culturas e melhores técnicas de manejo, tem permitido aumento da eficiência e produtividade crescente, possibilitando, ainda, que os produtores obtenham uma produção suficiente para a viabilização de sua atividade econômica, permitindo não só a sua sobrevivência, como também, através do aumento da sua competitividade, o seu crescimento.

As alterações introduzidas no trabalho agrícola como um todo, com a automatização de máquinas e equipamentos, ao proporcionar aos produtores grande aumento na produtividade e regularidade na qualidade da produção fazem, também, com que durante a realização dessas operações, os operadores de máquinas agrícolas, especialmente os de tratores, fiquem expostos a condições adversas vindas tanto do meio ambiente, como temperatura, poeira e umidade como da própria máquina, nas formas de ruídos, vibrações, gases e calor, sendo estas decorrentes do projeto da máquina (LIMA *et al.*, 2005).

Como decorrência destas constatações, surge a preocupação com melhores condições de trabalho para os operadores de máquinas agrícolas, visando proporcionar maior conforto e segurança e diminuição da fadiga do trabalhador, tendo em vista que, nestas máquinas está concentrada a maioria das ações físicas e mecânicas, destinadas a realização das atividades agrícolas.

Apesar de hoje em dia existir uma maior e melhor compreensão da importância da relação entre o conforto e a segurança no posto de trabalho de uma máquina agrícola e a produtividade do operador, muitos destes equipamentos ainda são disponibilizados no mercado nacional sem qualquer preocupação, por parte dos seus fabricantes, com relação a determinados parâmetros indispensáveis para a realização dos trabalhos agrícolas com o conforto e a segurança necessários.

Os operadores de máquinas agrícolas ao descreverem, seguidamente, reduções de rendimento no seu trabalho devido a problemas associados com dores nas costas e desconforto na posição sentada, reconhecem que a correta postura da posição sentada é de grande importância para a manutenção da sua saúde. O desconforto da postura de trabalho sentada, que pode ser descrito tanto pela variação entre opostos extremos em uma escala de conforto e desconforto, como pela associação a fatores psicológicos e biomecânicos é, segundo seus relatos, a maior causa de sofrimento durante o trabalho (DHINGRA *et al.*, 2003).

O ponto de partida deste trabalho se baseia na hipótese de que a obtenção de dados da vibração e da distribuição da pressão que se estabelecem na interface assento-operador e que podem influenciar a saúde, o bem-estar e a produtividade do operador de um trator agrícola, em condições reais de trabalho no campo, permite propiciar informações essenciais para o desenvolvimento de melhores projetos para bancos do posto de comando de tratores utilizados nos trabalhos agrícolas.

Para tanto, estabelece-se a necessidade de localizar e quantificar as pressões que se distribuem na superfície de contato entre o operador e o banco do trator e a sua relação com o ambiente sob condições dinâmicas reais nas quais as operações agrícolas são executadas.

1.1 Objetivos

1.1.1 Objetivo Geral

Analisar a transmissibilidade das vibrações e a distribuição da pressão na interface assento-operador em dois tipos de bancos de tratores agrícolas, em duas regulagens de suspensão, em quatro velocidades de deslocamento e três tipos de micro-relevos.

Para atender ao objetivo geral, este estudo dividido nos seguintes objetivos específicos.

1.1.2 Objetivos Específicos

Analisar os dados referentes às acelerações eficazes das vibrações atuantes na interface assento-operador, em um trator agrícola;

Determinar a transmissibilidade da vibração da base para o assento do banco;

Analisar os dados referentes às vibrações de mais de uma direção sobre um indivíduo sentado no banco de um trator agrícola.

Analisar os dados referentes à pressão média exercida pelo operador na interface com o assento do banco de um trator agrícola;

Determinar a uniformidade da distribuição da pressão sobre o assento do banco;

Determinar a taxa de variação da pressão na interface assento-operador do banco;

Determinar a área da taxa de variação da pressão na interface assento-operador do banco;

Determinar a área efetiva de contato da pressão sobre o assento do banco.

1.2 Justificativa

Os experimentos contidos neste estudo foram desenvolvidos tendo como ponto de partida a constatação de que diversos bancos de tratores agrícolas são ofertados no mercado nacional sem possuir determinados requisitos essenciais para a estabilidade, dissipação de calor, dimensionamento e, principalmente, para a distribuição da pressão na área de contato assento-operador e o isolamento das vibrações, que permitem que o operador execute seu trabalho com a segurança e o conforto necessários.

Uma das agressões que mais acometem os operadores de tratores agrícolas são as vibrações que se transmitem aos trabalhadores por meio das superfícies que com ele têm contato, fenômeno que afeta a saúde, a segurança e a eficiência das operações realizadas com a máquina.

Tendo em vista que estas vibrações veiculares causadoras de desconforto necessitam passar através do banco para atingir os operadores de máquinas agrícolas, é possível supor que o pleno conhecimento, a correta mensuração e análise da dinâmica das vibrações e da distribuição das pressões na interface de contato assento-operador são elementos

fundamentais para o encontro de soluções para ampliar o isolamento das vibrações no ambiente do posto de trabalho de um trator.

Conforme Donati (2002), as soluções buscadas para minimizar os efeitos do desconforto nos operadores de máquinas móveis têm sido encontradas basicamente em três áreas: a redução das vibrações pela escolha da máquina adequada ao trabalho, seu correto carregamento e manutenção; a redução das vibrações na máquina e no sistema do banco do operador e a determinação de perfis de bancos que auxiliem a postura do operador.

O desconforto, porém, segundo Dhingra *et al.* (2003), pode também, ser atribuído à maneira como se distribuem as pressões estáticas e dinâmicas na interface assento-operador, pois os longos períodos da jornada de trabalho, na posição estática sentada, resultam em problemas na circulação sanguínea e desconforto nas extremidades inferiores do operador. As forças de compressão que se desenvolvem nesta interface, devido a posição sentada durante o trabalho, são causas muito importantes de desconforto relatadas pelos operadores, sendo que o acréscimo de pressão relacionada com estas forças é proporcional ao peso do tronco humano transferido para cada ponto de contato entre o corpo e o assento e encosto no qual ele se apóia.

Ainda conforme Dhingra *et al.* (2003), o estudo da distribuição das pressões estáticas e dinâmicas na interface assento-operador é, portanto, bastante crítico para a determinação do conforto, da eficiência do trabalho e da saúde dos operadores.

O comportamento dos bancos de máquinas agrícolas em um ambiente de vibrações dinâmicas tem sido estudado através de ensaios laboratoriais gerados por sinais aleatórios que pretendem refletir as situações reais do trabalho em campo, sendo estes estudos aceitos pela indústria de máquinas agrícolas como forma de homologação de seus produtos.

Este estudo justifica-se, então, pela necessidade de ir além da identificação dos fatores que podem viabilizar soluções no importante tema do desconforto causado aos operadores, quando do desenvolvimento das diferentes operações durante o trabalho agrícola, no banco do posto de trabalho de um trator agrícola.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O referencial teórico deste trabalho trata no seu desenvolvimento, além das considerações iniciais, os conceitos de ergonomia e de conforto e desconforto, as caracterizações da posição de trabalho sentada e do banco no posto de trabalho do trator agrícola.

Aborda-se, também, neste capítulo, as vibrações de corpo inteiro atuantes no sistema do banco do posto de trabalho de um trator agrícola e ao final, é descrito o processo de distribuição das pressões estáticas e dinâmicas na interface assento-operador.

2.1 Considerações iniciais

Segundo Márquez (1990) o trator figura como a base da mecanização agrícola atual. Esse mesmo autor salienta que esta máquina pode ser utilizada como elemento de transporte, de propulsão para máquinas estacionárias e de tração e acionamento para máquinas móveis.

Nesta mesma direção, Schlosser (2001) define que o trator agrícola é uma unidade móvel de potência, composta de motor, transmissão, sistemas de direção e de sustentação e componentes complementares, onde podem ser acoplados implementos e máquinas.

Segundo Liljedahl *et al.* (1996), o projeto dos tratores agrícolas deve levar em consideração os fatores humanos, os quais possibilitam que o operador faça uma grande quantidade de tarefas complexas com eficiência, segurança e um mínimo de fadiga. Neste contexto, ao buscar proporcionar conforto e segurança ao operador é de considerável importância que o banco do posto de operação do trator seja adequadamente projetado.

Um dos fatores mais importantes a serem considerados pelos projetistas quando do desenvolvimento do projeto de um trator agrícola é, segundo Santos (2005), o banco do posto de trabalho, pois é aí que o operador realiza o seu trabalho e onde passa o maior número de horas anuais produtivas. A importância do conforto do banco, tanto no aspecto funcional, como no aspecto estético, tem aumentado desde que os usuários destes equipamentos, começaram a tomar consciência sobre um modo de operação de dirigir, mais confortável e seguro (FAI *et al.*, 2007).

Debiasi (2004) afirma que em um trator agrícola as características do banco do posto de trabalho têm grande influência na tarefa de reduzir o trabalho estático muscular do operador, ao oportunizar ou não, a tomada de posturas corporais corretas para a execução das tarefas e que o trabalho estático gera fadiga muscular, aumentando o risco de ocorrência de doenças ocupacionais e de acidentes de trabalho.

Quando da procura por soluções para os problemas em projetos de bancos de tratores agrícolas, diversas abordagens podem ser observadas, possibilitando que uma visão mais sistêmica das necessidades e requisitos exigidos pelos usuários seja alcançada, permitindo projetar bancos mais confortáveis e seguros (FAI *et al.*, 2007).

Conforme os autores, a abordagem que tem como foco as vibrações afirma que a maioria das vibrações experimentadas pelos operadores da máquina atinge o corpo humano através do sistema do banco, sendo principalmente verticais e transmitidas para as nádegas e costas, ao longo da coluna vertebral, pelo assento e encosto do banco. As vibrações, entre as diversas condições de trabalho a que o tratorista está sujeito, como calor, ruídos e poeira, são as que têm causado os reflexos mais críticos ao operador se, na concepção do banco de trabalho do tratorista, seus efeitos não forem avaliados de maneira correta.

Outras abordagens, como a ergonômica, onde a postura do operador é considerada como uma das mais importantes condições a serem atendidas, ampliando a relação entre máquina e operador, também devem ser observadas. Dentro desta perspectiva Wilker *et al.* (2001), destaca a importância da construção de uma base de dados de mensuração da pressão intradiscal junto com dados antropométricos dos operadores de máquinas agrícolas para o desenvolvimento de modelos que busquem a predição das cargas sobre a espinha dorsal.

O conforto do banco, quando abordado, apesar de poder ser examinado por uma variedade de diferentes perspectivas é tratado, em grande parte, pelo desconforto da posição sentada. O problema desta avaliação é que ela é muito subjetiva, não fácil de quantificar, dependente da tarefa que se vai realizar e variável de operador para operador, sendo um conceito vago por natureza. Gyi *et al.* (1998), confirmam que as tecnologias para mensurar e prever o desconforto podem prover os projetistas e fabricantes com informações mais precisas e antecipadas para seus processos de projeto.

Dentro da nova perspectiva de desempenho exigida dos tratores agrícolas, inclui-se necessariamente as condições imprescindíveis ao projeto do banco do posto de trabalho, (FAI *et al.*, 2007), nas quais a abordagem quanto ao requisito de distribuição de pressão na interface assento-operador, sob um ambiente de características dinâmicas, é uma das principais. Esta abordagem trata das características da distribuição das pressões dinâmicas no

assento e no encosto do banco, interface entre o operador e a máquina, no qual se apóia o corpo humano, e que só, recentemente, começou a ser reportada.

Ainda segundo Fai *et al.* (2007), são necessários estudos adicionais para que se possa valorar efetivamente a dinâmica da interface entre o banco e o corpo humano, sendo que o levantamento da localização e da quantificação da distribuição da pressão, sob a ação de diferentes frequências de vibração, nas diversas partes do corpo humano proverão de dados importantes aos projetistas para o desenvolvimento de seus projetos.

2.2 O banco no posto de trabalho do trator

O banco é, segundo Iida (2000), uma das invenções que mais contribuíram para a alteração do comportamento humano, porém, ao ficar exposto diariamente, a um grande número de horas na posição sentada, o usuário se depara com vários problemas relacionados ao banco do posto de trabalho.

Os tratores agrícolas por serem considerados a máquina agrícola mais utilizada nas atividades de preparo do solo, concentram a maioria das ações físicas e mecânicas destinadas à realização das operações agrícolas e é o banco, a parte do local de trabalho que mais horas anuais será ocupada pelo tratorista (SANTOS, 2005), devendo ser, sem dúvida, um dos fatores mais importantes a ser considerado no projeto do posto de trabalho.

Segundo Márquez (2001), os operadores de tratores agrícolas têm claro que a condução de um trator agrícola, por várias horas em um ambiente sob vibrações, só é suportável quando se dispõem de um banco apropriado. Ainda conforme o autor quando surgiram os primeiros tratores os danos causados à coluna vertebral só era comparável a atividades mais duras, como mineração.

Apesar de que, recentemente, os fabricantes de máquinas agrícolas ofertarem uma maior gama de equipamentos com cabinas com sistema de amortecimento, a redução da vibração a níveis toleráveis é obtida, na sua grande maioria, através dos pneus e pelo banco do operador, através de um sistema de suspensão, geralmente mecânico (BERASATEGUI, 2000)

A indústria, segundo Drakopoulos (2007), tem incluído significativa parte do avanço tecnológico obtido em pesquisas, na busca de novas maneiras de prover segurança e conforto aos operadores de máquinas agrícolas, maximizando a qualidade de seu trabalho e reduzindo o estresse do longo tempo das jornadas de trabalho. Uma especial parte destes esforços está

especificamente no banco de trabalho do operador e como ele se conecta com o restante do veículo.

Ainda conforme o autor, estes esforços estão concentrados em duas vias principais. A primeira, externa, diz respeito ao percentual de vibrações que passa do solo para o operador através do banco, resultante em desconforto e redução de desempenho e que pode contribuir para uma permanente dor lombar. A segunda via, interna, se refere a posição sentada ideal do operador durante as atividades agrícolas.

A principal função do banco do trator agrícola é distribuir a pressão exercida pelo tronco do operador sobre o assento, afirmam Barbosa *et al.* (2006), e que para executar plenamente esta função, o banco deve ser construído através de um projeto que considere diversos requisitos de projeto visando suprir as necessidades do usuário. Entre os principais requisitos de projeto intrínsecos ao banco necessários estão a estabilidade e o conforto, a dissipação do calor, o tamanho e a durabilidade e, principalmente, a diminuição da pressão sobre a superfície de contato do operador e o banco e a divisão das forças atuantes.

Conforme Tiemessen *et al.* (2007), o assento do banco representa significativa redução na magnitude da vibração, atuando como um isolante extra na diminuição das vibrações, sendo a suspensão do banco o fator de pesquisa mais estudado na pesquisa da efetiva redução da magnitude da vibração. No entanto, estes estudos mostram resultados conflituosos, não identificando que tipo de suspensão tem um significativo efeito na redução da magnitude da vibração, em medições no banco e na base do banco.

Conforme Guimarães (2001), a conformação do banco deve permitir alterações de postura ao operador, aliviando, assim, as pressões sobre os discos intervertebrais e as tensões sobre os músculos dorsais de sustentação. O encosto deve fornecer um bom suporte lombar e possuir uma inclinação para trás em torno de 5 graus com relação ao eixo horizontal, impedindo que a pessoa escorregue para frente.

De acordo com Panero e Zelnik (1993), a localização da superfície de apoio das costas, da cabeça e dos braços, assim como o tamanho e forma são fundamentais para o projeto de um banco, uma vez que atuam como estabilizadores do usuário. O projeto deve observar a conformação do assento visando proporcionar liberdade ao usuário para modificar, sempre que deseje, sua postura e aliviar as pressões sobre os discos vertebrais e as tensões sobre os músculos dorsais de sustentação. Os assentos ditos anatômicos, nos quais as nádegas se encaixam, não são recomendados pois não permitem maiores movimentos do operador (GUIMARÃES, 2001).

Ao tratar deste assunto, Iida (2000) propõe a necessidade de um redesenho para os bancos, de modo a melhor absorver as vibrações e facilitar as rotações do tronco e da cabeça, uma vez que o tratorista deve manter-se em uma postura estável, mesmo que a coluna vertebral sofra com o impacto das vibrações e das torções do corpo. A posição do tratorista com o tronco torcido leva a uma situação de contínua tensão dos músculos lombares, aumentando a probabilidade de fadiga e dores musculares.

A norma regulamentadora NR 17, do Ministério do Trabalho e do Emprego exige que o banco deva ser adequado à natureza da tarefa a ser executada e às dimensões antropométricas dos usuários, não podendo ser classificado um banco de um posto de trabalho como ergonômico, sem que ele esteja dependente da função exercida pelo trabalhador.

Alguns princípios gerais devem ser observados no desenvolvimento de um projeto ergonômico para um banco de um posto de trabalho, segundo Iida (2000). A adequação para cada tipo de função e às variações antropométricas dos usuários, a permissão de variações de postura e a ajuda no relaxamento da pessoa, além de formar um conjunto integrado com o ambiente de trabalho.

A segurança e o conforto dos operadores de tratores também devem merecer uma maior atenção, particularmente no que diz respeito à vibração, no desenvolvimento do projeto de bancos de tratores. O isolamento do banco frente à vibração vertical e ao choque, em alguns veículos, é de considerável importância, pois a exposição à vibração de corpo inteiro no ambiente de trabalho pode levar a fadiga e em alguns casos a lesões (STEIN *et al.*, 2007).

Segundo os autores, estudos epidemiológicos sobre postos de trabalho evidenciam a necessidade de novos bons projetos de suspensão, com a ampliação das soluções até agora propostas, que normalmente se utilizam de um sistema de suspensão passiva, sendo projetados para garantir o isolamento somente no eixo vertical, com um grau simples de liberdade. Na busca por uma maior diminuição da vibração, as cabinas com suspensão podem ser utilizadas como alternativa ou em série com o sistema de suspensão do banco.

A suspensão do banco do trator segue o mesmo conceito. O banco deve, por conseguinte, ser escolhido de tal forma que a frequência de corte mais alta de sua suspensão, geralmente correspondente ao peso do condutor mais leve, seja inferior a frequência dominante de excitação.

Conforme descreve Donati (2002), os projetistas de máquinas agrícolas têm se dedicado a melhorar as condições dos operadores trabalhando em duas linhas de pesquisas para, além de reduzir a vibração, minimizar o risco de lesões lombares dos trabalhadores, quais sejam:

- a. **Inserir dispositivos de suspensão** entre o operador e a fonte da vibração e
- b. **Melhorar ergonomicamente o banco**, a cabina e a visibilidade do posto de trabalho.

Ainda conforme Donati (2002), é na própria suspensão banco do posto de trabalho que se localiza o estágio final do amortecimento das vibrações antes do operador, sendo, em muitos veículos, o único estágio existente, significando que, na prática, as suspensões destes bancos frequentemente, de acordo com medições realizadas em um grande número de bancos de veículos, revelaram ser amplificadores das vibrações. Isto fica bem claro, segundo o autor, em suspensões de bancos mais baratos, que são montados sobre duas molas flexíveis traseiras, as quais são, muitas vezes, amplificadoras das vibrações.

O autor reforça, ainda, a importância da escolha criteriosa da suspensão do banco, de acordo com as propriedades da máquina móvel a qual se destina, pois bancos adequados existem, porém as informações técnicas necessárias para a escolha, que deveriam ser fornecidas pelos fabricantes, são pobres ou inexistentes.

Existem diferentes tipos de suspensão para bancos, entretanto a descrição básica de uma suspensão compreende três partes: uma parte fixa destinada a fixação do banco a plataforma do trator, uma parte móvel ligada à parte fixa por um mecanismo guia adaptado ao espaço disponível e ao curso do banco e uma ou várias molas e amortecedores, que são os componentes essenciais da suspensão.

Donati (1996) descreve os diferentes tipos de suspensões, mecânica e pneumática, conforme os modelos apresentados na Figura 01.

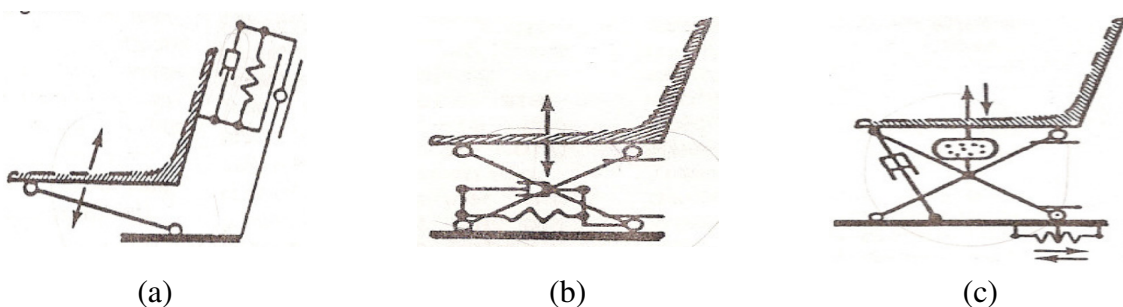


Figura 01: Banco com suspensão mecânica com fixação simples (a); banco com suspensão com fixação dupla (b) e banco com suspensão pneumática (c)
Fonte: Donati (1996)

As suspensões mecânicas, mostradas na Figura 02, são compostas por um elemento elástico do tipo mecânico e utilizam vários sistemas de acionamento: molas de compressão ou

de tração, barra de torção metálica ou de elastômero e representam dois dos diferentes tipos de cinemáticas utilizadas nestas suspensões, que são empregadas em função da rigidez da suspensão, do espaço disponível e da redução de movimentos nos três eixos ortogonais.

- a. **Suspensões mecânicas compactas:** o curso destas suspensões é limitado a aproximadamente 3 a 4 cm. As suspensões compactas são, conforme mostrado na Figura 03, articuladas com um pino na parte anterior do assento do banco e apoiada com uma ou mais molas incorporadas na parte posterior, junto ao encosto do banco, não incluindo ajuste de altura. Estas suspensões geralmente não são equipadas com amortecedores.



Figura 02: Banco com suspensão mecânica compacta por mola helicoidal (a); banco com suspensão mecânica compacta por mola de lâmina (b)
Fonte: Donati (1996)

- b. **Suspensões mecânicas não-compactas:** o curso destas suspensões é superior a 4 cm. O banco se desloca em um movimento quase vertical, obtido através de um mecanismo tipo paralelogramo, cruzetas ou braço oscilante situado na parte posterior do encosto ou abaixo do banco, conforme mostra, abaixo, a Figura 03.

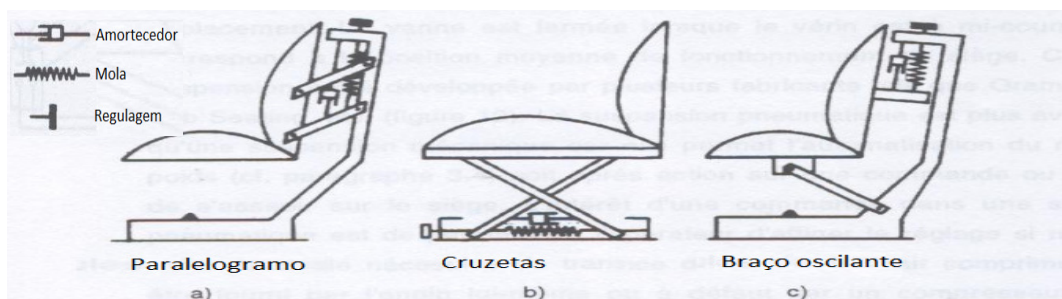


Figura 03: Banco com suspensão mecânica não compacta com atuação por paralelogramo (a); banco com suspensão mecânica não compacta com atuação por cruzeta (b) e banco com suspensão mecânica não compacta com atuação por braço oscilante (c)
Fonte: Donati (1996)

As suspensões pneumáticas, por sua vez, são constituídas por um atuador de simples efeito que aprisiona um volume de ar. Na maioria dos bancos com suspensão pneumática o atuador é alimentado com ar comprimido (enchimento e esvaziamento) por intermédio de uma válvula distribuidora pilotada, para sua atuação. Donati (1996) descreve o sistema de suspensão pneumática apresentada na Figura 04.

- c. **Suspensões pneumáticas:** onde a mola é substituída por uma câmara de ar, a qual aprisiona um volume de ar. Esta suspensão é mais fácil de usar e mais efetiva porque permite através de sensores o ajuste automático do peso do operador garantindo uma posição relaxada e saudável durante o trabalho, simplesmente, sentando no banco.

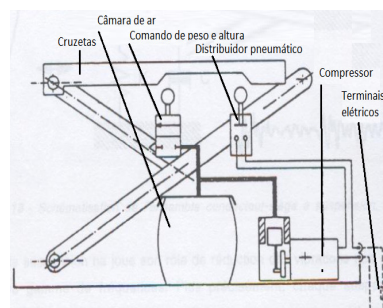


Figura 04: Sistema de suspensão pneumática
Fonte: Donati (1996)

O ajuste ativo automático do peso e da altura do operador, presente nos bancos com suspensão pneumática, garante a sua utilização em boas condições e representa o nível atual da tecnologia para os bancos de máquinas agrícolas, sendo que em geral, as maiores eficiências também são observadas nestes bancos.

Tabela 01: Percentual do total do peso pelas partes individuais

Partes do corpo humano	Percentual
Cabeça e pescoço	8,8 %
Tronco	4,2 %
Ambos braços	10,9 %
Ambas pernas	35,1 %
Total	100,0 %

Fonte: Diebschlag *et al*(1995)

Conforme mostrado acima na Tabela 01, outro importante fator que deve ser observado na construção de um banco do posto de trabalho é a distribuição do peso do corpo, que é suportado nas tuberosidades isquiáticas, sobre uma superfície mais extensa, o que pode ser obtido mediante a utilização de um material adequado no assento (PANERO e ZELNIK, 1993).

O trabalho sentado em uma posição desconfortável durante muitas horas, especialmente quando o assento do banco e o encosto são rígidos, leva o corpo humano a um grande estresse (DIEBSCHLAG *et al.*, 1995). O conceito de que o assento e encosto do banco sejam móveis foi introduzido primeiramente a partir do final da década de 1970, acompanhando uma demanda ergonômica que buscava agregar conhecimentos de antropometria, anatomia e psicologia.

A postura de trabalho adotada pelo operador, definida pela atividade desenvolvida, pela exigência da tarefa, pelos espaços de trabalho e pela ligação do trabalhador com os equipamentos de trabalho (acionamento de comandos), se observada, conduz a concepção de postos de trabalho que privilegiem a alternância de posturas, pois a alternância postural permite aos músculos receber seus nutrientes e não ficar fatigados, além de, sempre ficar à livre escolha do trabalhador, diante da exigência momentânea da tarefa, que não permite afirmar qual a melhor postura, baseando-se apenas nos critérios biomecânicos.

Diferentes materiais e conceitos de projeto têm sido adotados para reduzir a pressão na área de contato entre o usuário e o banco, especialmente na região das tuberosidades isquiáticas, bem como, também, para o controle da postura corporal. Iida (2000) destaca a importância da densidade do material a ser utilizado no revestimento dos bancos, para o suporte das tuberosidades isquiáticas, apesar de que o estofamento sozinho não ser efetivo na redução da vibração. Os mais usados são alguns tipos de mola ou espuma, sendo os mais indicados até recentemente, os materiais mais duros, que proporcionam a distribuição da carga do corpo no assento, com a redução da pressão em determinados pontos.

Ainda conforme o autor, a preocupação com os materiais de revestimento deve ser grande, pois se os estofamentos forem muito macios, não proporcionarão um bom apoio ao corpo do operador, distribuindo a pressão para outras regiões das nádegas e das pernas. Esta condição pode causar estrangulamento da circulação sanguínea nos capilares, ocasionando dores e fadiga e fazendo, também, que o trabalho para manter o equilíbrio recaia novamente sobre a musculatura. Uma condição intermediária, com um estofamento pouco espesso, colocado sobre uma base rígida, que não se afunde com o peso do corpo, apresenta-se mais benéfica, permitindo a redução da pressão máxima, pela melhor distribuição das pressões e

aumento da área de contato, sem ocasionar um prejuízo para a postura, contribuindo para a redução do desconforto e da fadiga.

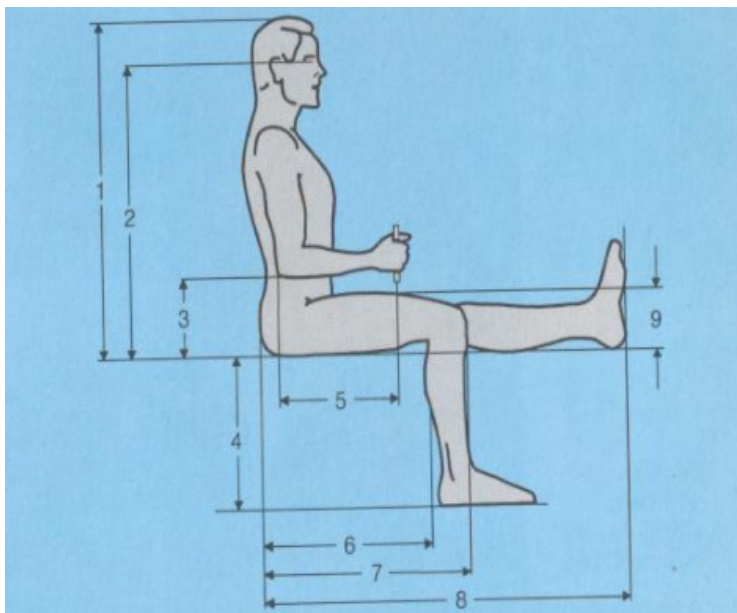
Estudos citados por Drakopoulos (2007) compararam a intensidade da vibração entre bancos simples e mais complexos e mostraram que alguns bancos com projetos mais simples transmitiam menos vibração que outros de projetos mais complexos. Estes resultados foram alcançados com a utilização de assentos com uma almofada de ar que reduziram as dores nas costas e no pescoço após o trabalho. A vibração transferida e o desconforto gerado também foram reduzidos pela habilidade deste tipo de almofada em amortecer as vibrações no banco e aliviar os pontos de pressão sobre as tuberosidades isquiáticas.

Estas almofadas são constituídas por células de ar individuais (*air polymer-based gel seat cushion*) que permitem a circulação do ar, sendo excelente para quando se busca alterações da pressão na interface assento-operador perdendo, porém, a estabilidade necessária para manter o equilíbrio do operador no banco, necessário para ter um controle seguro do trator durante as operações agrícolas. Para a utilização deste tipo de revestimento é preciso a utilização de suportes adicionais (COOK e HUSSEY, 1995).

A antropometria trata de medidas físicas corporais que servem de base para a concepção ergonômica de produtos e através das medidas antropométricas é possível verificar o grau de adequação de produtos em geral, sendo que a qualidade ergonômica passa pela sua adequação antropométrica (GUIMARÃES, 2001).

Ao serem fixadas as dimensões de um banco, devem estar relacionados a ele, os aspectos antropométricos (PANERO e ZELNIK, 1993), tendo em vista que, uma altura inadequada prejudicará o conforto postural, devendo, portanto, o assento ter a altura ajustável à estatura do trabalhador. A dimensão antropométrica crítica no caso de assentos é a altura poplíteia, dimensão da parte inferior da coxa à sola do pé, que determina a altura ideal do assento (IIDA, 2000).

O projeto de um banco de um posto de trabalho deve, portanto, primeiramente tomar como base as medidas antropométricas tomadas no posto de trabalho, considerando as medidas das pessoas com valores fora das médias (DIEBSCHLAG, 1995), conforme Figura 05.



1. Altura quando sentado
2. Altura dos olhos quando sentado
3. Altura dos cotovelos
4. Altura poplítea
(parte inferior da coxa a sola do pé)
5. Distância do cotovelo ao *grip*
6. Profundidade do banco
7. Distância das nádegas ao joelho
8. Distância das nádegas ao calcanhar
9. Altura da coxa

Figura 05: Medidas primárias de comprimento do corpo na posição de trabalho sentada
 Fonte: Diebschlag *et al.*, (1995)

Conforme Occhipinti *et al.* (1993), o banco deve ter uma adaptabilidade dimensional, de maneira que possa ser facilmente ajustado, satisfazendo às necessidades de uma grande variedade de usuários. Os projetos dos bancos dos postos de trabalho são baseados em um modelo antropométrico que contempla os 95% sujeitos intermediários do total da população de usuários, não existindo, no entanto, nenhum indivíduo que se encaixe plenamente no quinto ou no 95º percentil, pois uma pessoa cuja estatura esteja classificada no 95º percentil pode localizar-se em um percentil diferente com relação às outras diversas curvas de distribuição para cada componente antropométrico na posição sentada. Assim, um banco projetado para acomodar os 95% intermediários para cada conjunto de dimensões importantes pode facilmente excluir grupos diferentes de 5% de usuários, resultando em um banco capaz de acomodar uma porcentagem consideravelmente menor que 95% de seus usuários potenciais.

Os fatores dimensionais, como a altura, que é a distância vertical medida do ponto mais alto da região anterior do assento do banco a base onde está fixado, medida com o estofamento e a mola central comprimidos e de forma que os pés estejam bem apoiados, e a partir daí, ajustada em função da superfície de trabalho, também são determinados pela norma regulamentadora NR17.

Os assentos com alturas superiores ou inferiores a distância poplítea não permitem um assentamento firme das tuberosidades isquiáticas, para transmitir o peso do corpo sobre o

assento, podendo, também, causar pressões sobre as coxas, que são anatômica e fisiologicamente inadequadas para suportar o peso do corpo, causando problemas de circulação e varizes (IIDA, 2000).

Conforme Guimarães (2001), a inclinação, a profundidade e a largura do assento do banco do posto de trabalho são as outras dimensões a serem observadas.

A inclinação do assento é o ângulo de inclinação do plano de carga em relação ao plano horizontal. Os assentos com pequena inclinação, em torno de 5° com relação à horizontal, impedem que as pessoas escorreguem para frente, o que pode acontecer em assentos paralelos ao solo (GUIMARÃES, 2001). A inclinação mínima do assento deve variar entre 0° e 4°, enquanto a inclinação máxima entre 5° e 6° (GRANDJEAN, 1998).

A profundidade da superfície do assento do banco é a distância horizontal, medida ao longo do eixo longitudinal, entre a borda anterior e posterior, e tem-se como profundidade útil a distância da borda anterior a projeção do ponto mais saliente do encosto. Se o encosto for regulável, a profundidade útil do assento é medida com o encosto regulado na metade da altura. A profundidade mínima do assento deve ser tal que proporcione firmeza ao maior percentil, mantendo o centro de gravidade (profundidade do tórax acrescida de 2,5 cm) sobre o assento, não podendo, no entanto, ser tão profundo que comprometa a mobilidade na área popliteal do menor percentil (GUIMARÃES, 2001).

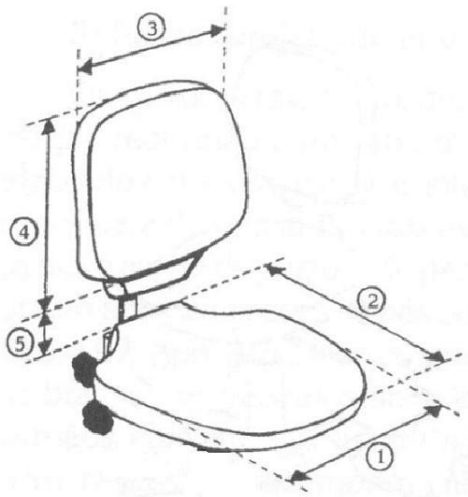
Uma profundidade de assento muito pequena provoca uma desagradável sensação de instabilidade e falta de apoio à superfície posterior dos músculos. A distância nádega-poplitea é que dá a profundidade correta ao assento, segundo Panero e Zelnik (1993) e se a profundidade for excessiva, a borda frontal do assento comprimirá a zona posterior do joelho, propiciando o risco de compressão sangüínea nas pernas e nos pés.

A largura do assento é a distância entre as bordas laterais superiores do assento, medida perpendicularmente ao seu eixo longitudinal, a 125 mm da projeção vertical do ponto mais saliente do encosto na posição mais avançada. A largura mínima do assento deve variar entre 31 cm e 43,2 cm, enquanto a largura máxima entre 38,1 cm e 50 cm.

Segundo Panero e Zelnik (1993), a profundidade e a largura adequadas da superfície do assento não garantem o alcance de uma estabilidade plena ao trabalhador. Isto só será possível pelo efeito de forças musculares ativas, com a intervenção das pernas, pés e costas e com o pressuposto de que o centro de gravidade do tronco do corpo sentado, que se encontra aproximadamente a 2,5 cm à frente do umbigo, se posicione exatamente em cima das tuberosidades.

Os autores afirmam que, embora uma cadeira que esteja dimensionada corretamente quanto as suas medidas antropométricas, conforme mostrado na Figura 06, não garanta conforto, parece existir um acordo comum no qual o projeto tenha que se basear em dados antropométricos tidos como corretos, caso contrário, desconforto do usuário estará garantido.

Ainda conforme Panero e Zelnik (1993), se devido ao desenho antropométrico incorreto de um banco, a maioria dos usuários não puder apoiar os pés ou a lombar em contato com as superfícies de apoio, a instabilidade do corpo aumentará, sendo compensada por esforços musculares suplementares, pela contração estática dos membros inferiores e das costas. Se, ao contrário, o assento for baixo demais, as pernas tendem a estender-se, a bacia é deslocada para frente e os pés ficam privados de toda estabilidade, fato que induz a uma cifose lombar e pressão nos órgãos abdominais.



1. **Largura do assento**
2. **Profundidade do assento**
3. **Largura do encosto**
4. **Altura do encosto**
5. **Distância entre o assento e início do encosto**

Figura 06: Medidas para o banco do posto de trabalho
Fonte: Sell, 2002.

Considerando-se que os tradicionais projetos de postos de trabalho têm um grau limitado e quase unicamente focado em aspectos como o dimensionamento, obedecendo as medidas apresentadas na Tabela 02, a ajustabilidade e as formas das superfícies do assento, características como segurança, firmeza dos mecanismos e facilidade dos ajustes não têm sido consideradas relevantes na ergonomia das cadeiras de trabalho (OCCHIPINTI *et al.*, 1993).

Tabela 02: Medidas para o banco do posto de trabalho

<i>Medidas</i>	<i>Mínima</i>	<i>Máxima</i>
1 - Largura do assento (mm)	400	480
2 - Profundidade do assento (mm)	380	420
3 - Largura do encosto (mm)	360	400
4 - Altura do encosto (mm)	220	-
5 - Distância entre o assento e início do encosto (mm)	70	90

Fonte: Sell, 2002.

Osborne (1982), também afirma que a observância destes recursos de segurança no projeto dos bancos dos postos de trabalho deve ser de primordial importância para a redução do trabalho muscular estático do operador, sendo os ajustes e controles para o banco servem para acomodar, confortavelmente, operadores de diferentes estaturas. O autor diz, ainda, que nos projetos de bancos, a orientação da lombar e das vértebras sacroilíacas sobre o assento, também é importante, pois estas vértebras e seus respectivos músculos têm grande importância na carga da espinha dorsal sobre a posição sentada do operador.

Em comparação com o progresso obtido no melhoramento do desempenho dos tratores agrícolas, quanto à potência e transmissão, a proteção do tratorista frente às vibrações, devido às irregularidades do terreno, permanece muito inadequada. Isto se deve ao fato de que, em geral, os tratores agrícolas não possuem uma suspensão de chassis, sendo os pneus, por serem relativamente flexíveis, os principais elementos da suspensão (AHMED e GOUPILLON, 1997), sendo isto explicação do porque os operadores de tratores agrícolas estão sujeitos a vibrações de baixa frequência e alta amplitude.

Segundo os autores, como a maioria dos tratores agrícolas é equipada somente com a suspensão do próprio banco para reduzir as vibrações transmitidas para o motorista, o desempenho deste tipo de suspensão em termos de atenuação das vibrações fica limitado pelo fato de não ser possível haver deslocamentos relativamente grandes entre o motorista e os controles. Por outro lado, a suspensão do banco, que é usualmente monoaxial, com redução somente da vibração vertical, não permite que as vibrações horizontais sejam reduzidas, as quais em condições de operação em muitos tratores são tão prejudiciais como as verticais.

2.3 A posição de trabalho sentada

O corpo humano foi feito para andar, correr e pular, porém nos dias de hoje as pessoas passam a maior parte do tempo sentadas, seja à sua mesa de trabalho ou no lazer, seja em seus veículos, tanto de passeio como de trabalho.

Esta postura sentada é preferencialmente adotada, porque oferece ao ser humano, de acordo com Anderson (1983), diversas vantagens em relação a posição em pé, como a diminuição do gasto energético e do esforço das articulações dos membros inferiores, a redução da pressão arterial na circulação dos membros inferiores e uma maior estabilidade para a realização das tarefas.

Apesar de necessária, uma definição formal para postura, segundo Gil Coury (1999), não é encontrada na literatura, porém, uma possível descrição para o termo, quando utilizado no contexto ocupacional, é a posição ocupada por uma pessoa que realiza uma tarefa, sendo, então, a relação existente entre as dimensões antropométricas do corpo humano e as características dos diferentes elementos constituintes do ambiente de trabalho.

Os operadores de tratores, conforme descrito por Léo (1998), ao serem submetidos a uma intensa jornada de trabalho, onde realizam atividades que exigem permanência prolongada na postura sentada, são expostos a um desajuste muscular e a um desconforto postural e corporal, caracterizados por dor ou perda de conforto em consequência de diversos fatores, especialmente a sobrecarga mecânica.

A posição sentada adotada pelo operador de máquinas agrícolas também contribui para a magnitude da vibração, conforme diversos estudos apontados por Tiemessen *et al.* (2007), os quais mostraram diferenças significativas entre bancos sem apoio lombar em posições ereta ou não.

De acordo com Grandjean (1998), apesar da postura sentada prolongada ser, de fato, muito menos comprometida com trabalho estático do que a postura em pé, entretanto, principalmente quando esta posição for assumida em condições de trabalho, proporciona uma maior carga à coluna vertebral, sendo que este incremento adicional é, basicamente, consequência do incorreto dimensionamento do mobiliário ocupacional. Haslegrave (1994) amplia esta constatação, ao afirmar que os efeitos ocasionados pela postura sobre o corpo humano não são devidos somente à orientação que este tem no espaço, mas são decorrentes, também, das forças impostas pelo conjunto de músculos e do tempo em que estas forças são mantidas atuantes.

Verderi (2005) reafirma, dentro desta mesma linha de entendimento, que o trabalho estático, quando na posição sentada, não é determinado apenas por músculos isolados, mas sim por um conjunto ou cadeia de músculos e que qualquer desequilíbrio ou desarranjo, proveniente de forças anormais agindo sobre o corpo, provoca alterações articulares, musculares e tendíneas levando à conseqüente má postura.

A postura de trabalho sentada permite, então, se bem concebida, um melhor controle dos movimentos devido a um esforço de equilíbrio reduzido, pois o esforço postural estático e as solicitações sobre as articulações são mais limitadas do que na postura em pé, devido à maior parte do conjunto de músculos posturais estar relaxada, realizando apenas o trabalho de estabilização da cintura escapular (CHAFFIN *et al.*, 1999).

Conforme Moraes (2000), para determinadas atividades ocupacionais onde a tendência do trabalhador é permanecer sentado por longos períodos, qualquer perfil de assento de banco, por mais confortável que seja no início, torna-se incômodo ao usuário após passar um longo e ininterrupto tempo sentado. Uma deformação é provocada na coluna vertebral e pelve, forçando a mudança de posição pelo trabalhador para aliviar a pressão sobre as tuberosidades isquiáticas e coxas e para facilitar a circulação sanguínea. Queiroga (1999) vai além, afirmando que cada categoria funcional possui características específicas de exigência mental e física, na mesma proporção dos fatores de riscos existentes e exposição aos mesmos.

Segundo Guimarães (2001), o projeto de um banco que será utilizado para realizar uma tarefa na postura sentada deve considerar as variáveis antropométricas necessárias para a definição do equipamento. Entretanto, mesmo que um banco seja dimensionado corretamente, com o passar do tempo, o usuário será forçado a mudar sua postura, pois a posição sentada, apesar do projeto do assento partir da postura sentada teoricamente mais confortável ou fisiologicamente mais saudável, pode não ser a mais agradável após um longo período.

O banco deve, portanto, proporcionar uma alternância de postura ao usuário, o que pode ser obtido a partir da utilização de estofamento e conformação adequados e nunca através da sua instabilidade. Ao não proporcionar equilíbrio suficiente ao usuário, a estabilidade no banco será adquirida pela adoção de diferentes posturas, ação que requer um consumo adicional de energia, pelo esforço muscular e maior desconforto (PANERO e ZELNIK, 1993).

De acordo com Iida (2000), quando na posição sentada, o corpo do ser humano entra em contato com o assento do banco praticamente só através de uma estrutura óssea, formada por dois ossos arredondados, localizados na bacia e denominados de tuberosidades

isquiáticas. Estas tuberosidades são cobertas por uma fina camada de tecido muscular e uma pele grossa, adequada a suportar grandes pressões.

A compressão do tecido das roupas com os tecidos dos glúteos e das coxas pode provocar uma irritação cutânea, ou ainda, a formação de coágulos de sangue ou tromboflebites, quando da não alternância da postura, por longo tempo, de um trabalhador na posição sentada. Para aliviar o mal estar nas pernas, o usuário desloca as nádegas para frente no assento, deixando as costas desapoiadas no apoio lombar, diminuindo sua estabilidade corporal e intensificando, por consequência, o esforço muscular, causando cansaço, desconforto e dor nas costas (PANERO e ZELNIK, 1993).

2.4 Conforto e desconforto

Os termos conforto e desconforto são normalmente utilizados para definir o efeito do banco sobre o corpo humano e têm sido examinados sob diversas perspectivas. Conforto e desconforto, de qualquer modo, são conceitos vagos e subjetivos por natureza, sendo o maior problema para a sua avaliação a dificuldade de quantificação, pois esta varia de operador para operador, dependendo, também, da tarefa a ser executada.

O conforto ou desconforto do banco é a maior preocupação dos operadores de máquinas agrícolas, já que eles ficam expostos a extensos períodos de tempo na posição de trabalho sentada e aos seus efeitos. Pesquisas relatadas por Fai *et al.* (2007) têm demonstrado que os principais fatores que afetam o conforto do operador são como a pressão do tronco humano se distribui na superfície de contato entre o trabalhador e o assento do banco e como as vibrações resultantes do trabalho se transmitem através do corpo do operador.

Os operadores de tratores agrícolas passam longas horas de trabalho em contato com a superfície do assento do banco, o que gera, segundo Drakopoulos (2007), uma grande percepção quanto ao seu conforto. A percepção de conforto quanto ao posto de trabalho pelo operador é muito pessoal e temporária, entretanto com relação ao banco este conceito se revela constante, sendo influenciado fundamentalmente pelas características intrínsecas do banco. Ainda conforme o autor, o operador percebe que outros fatores não característicos do banco estão associados ao conforto como a alta temperatura com o calor e o nível de transpiração experimentado na área de contato do banco, os espaços para as pernas e joelhos, o apoio para os pés, os níveis de vibração, a facilidade de entrada e saída e a distância dos

controles. Estes fatores resultam em um desconforto que pode ser suportado em períodos de tempo curtos, mas não para períodos longos típicos de operações agrícolas.

A associação do desconforto do operador com a transmissibilidade da vibração desde a base do banco seguindo pelo sistema de suspensão até a superfície de contato do assento do banco com o operador é feita utilizando como referencial o parâmetro que calcula a amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - SEAT% (*seat effective amplitude transmissibility*), que possibilita avaliar a eficiência da isolamento das vibrações de um assento pela comparação entre as medidas de vibração de dois pontos, um localizado no assento e outro na base do banco (GRIFFIN, 1990).

Van der Westhuizen e Van Niekerk (2006) confirmam que o método mais utilizado para avaliar o conforto dinâmico de um banco é o parâmetro SEAT%, pois este valor pode ser calculado diretamente através de dados obtidos em campo ou em ensaios de laboratório por meio de vibrações induzidas na base do assento por uma plataforma vibratória (*shaker*). A transmissibilidade das vibrações SEAT% é uma grandeza adimensional calculada pela divisão entre a aceleração de saída, medida no assento do banco e a aceleração de entrada, medida na base de apoio do banco.

Para a determinação do desconforto causado pelas vibrações devem ser coletados dados das vibrações multifrequenciais e multidirecionais porque estas ocasionam danos maiores que os causados pela frequência mais nociva de cada direção. Estes resultados permitem uma análise mais ampliada dos efeitos da vibração sobre o corpo do operador do que a percepção única e subjetiva do operador sobre conforto no trabalho em ambiente vibratório (DONATI, 1996).

As características do veículo e da superfície de rodagem onde é realizado o trabalho estão diretamente relacionadas com vibrações a que estão sujeitos os condutores de máquinas agrícolas e que são transmitidas ao corpo inteiro do operador, através das nádegas e das costas por meio da coluna vertebral, via o assento e o encosto do banco. Estas vibrações, segundo El Falou *et al.* (2003), quando combinadas com a postura de trabalho sentada produzem um alto nível de desconforto ao condutor, especialmente durante as jornadas de longa duração. O problema do conforto e do desconforto se relaciona, então, diretamente com o tempo no qual o operador permanece sentado no banco de uma máquina, sendo inversamente proporcional a área de contato.

O desconforto provocado por vibrações de corpo inteiro (WBV) é percebido quando determinado nível médio de vibrações é combinado com um tempo de duração. Quando a magnitude das vibrações é baixa, a avaliação do desconforto é dominada por características

estáticas e, ao contrário, quando a magnitude das vibrações aumenta, a avaliação do desconforto é influenciada pelas características dinâmicas. Isto é de sobremaneira importante no momento de determinar quais características destacar no projeto de um banco para um posto de trabalho.

A ausência de conforto e irritação são os primeiros efeitos das WBV a serem observados pelos trabalhadores, podendo contribuir para o incremento da fadiga e da redução da capacidade de realizar determinadas tarefas (BERASATEGUI, 2000).

Lindén (2003) afirma que o conforto de um banco tem sido estudado até recentemente usando a análise de vibrações e que a análise da distribuição estática da pressão do corpo (*static body pressure distribution*) entre o operador e o banco veículo pode adicionar novos dados a este estudo.

Ainda conforme Lindén (2003), a distribuição da pressão do corpo (*pressure mapping*) não é dependente somente do projeto do banco, mas também das dimensões do corpo humano. Alguns pesquisadores definem que o peso do corpo deve ser suportado principalmente pelas tuberosidades isquiáticas, enquanto outros aceitam as conclusões de que uma distribuição uniforme é preferível.

A análise estática da distribuição da pressão é importante e se justifica no estudo de alguns eventos específicos para a posição sentada, sendo, porém, mais correta uma análise dinâmica da distribuição da pressão para os estudos de eventos de longa duração, como as operações agrícolas.

Segundo Berasategui (2000), a percepção de um aumento do conforto devido ao trabalho sentado no banco do posto de trabalho é gerada por um menor consumo energético e está associada a uma melhora notável da qualidade de vida do trabalhador. Entretanto, como consequência deste avanço no conforto no trabalho do operador de máquinas móveis, diversas doenças e enfermidades se associam a este tipo de trabalho, como consequência de um trabalho mais sedentário e da posição sentada no posto de trabalho.

As avaliações de conforto e desconforto expressas pelos operadores a respeito de um banco são, segundo Ebe e Griffin (2000), influenciadas pelas suas características estáticas, em relação a rigidez muscular proporcionada pela postura sentada e por suas características dinâmicas, como a magnitude das vibrações atuantes. A importância de cada uma destas características, estáticas e dinâmicas, separadamente é, também, dependente de outras variáveis.

Ao estudo do conforto percebido pelo operador em um banco, pode ser incluído o Índice de Massa Corporal (BMI), o qual, segundo Mortimer *et al.* (2001), ainda que de

maneira conflituosa, pode ter uma possibilidade de relacionamento razoável, desde que a coluna vertebral suporte uma grande quantidade de gordura, a qual pode aumentar a pressão nos discos e outras estruturas, provocando dor nas costas.

2.5 Ergonomia

A palavra ergonomia deriva, segundo Diebschlag *et al.* (1995), do grego *ergon*, para trabalho e *nomos* para doutrina ou norma. Ergonomia, portanto, é uma doutrina de trabalho com o objetivo de proporcionar um arranjo, tanto no trabalho como no local onde este trabalho é realizado, de maneira que eles sejam apropriados para a natureza dos trabalhadores.

De uma forma mais simples, ergonomia pode ser definida como o estudo do trabalho. Mais especificamente, pode ser entendida como a ciência do projeto do trabalho visando adequá-lo ao operador, adaptando tarefas, estações de trabalho, ferramentas e equipamentos para reduzir o estresse físico do corpo do trabalhador, evitando possíveis lesões, potencialmente sérias, decorrentes da função exercida (OSHA 3125, 2000).

Outra definição é estabelecida por Wisner (1987), que trata a ergonomia como o conjunto de conhecimentos científicos relacionados ao homem e necessários à concepção de instrumentos, máquinas e dispositivos que possam ser utilizados com o máximo de conforto, segurança e eficiência.

Para os autores Iida (2000) e Vieira (2000), a ergonomia tem como definição o estudo do relacionamento entre o homem e seu trabalho, equipamento e ambiente, envolvendo a aplicação de conhecimentos sobre anatomia, fisiologia e psicologia na solução dos problemas, visando sempre o conforto e a segurança do operador.

Neste sentido, pode-se entender a ergonomia como uma ampla área de estudos, que utiliza conhecimentos de várias disciplinas científicas, visando criar uma sistemática de análise e intervenção, de forma a propiciar uma melhor adaptação do homem ao trabalho, baseando-se em características do ser humano, conforme aspectos fisiológicos, biomecânicos, psicológicos, antropométricos e de higiene, da máquina, como equipamentos, ferramentas, mobiliários e instalações e do ambiente físico do trabalhador, como temperatura, ruídos, vibrações, luz e cores.

A ergonomia procura, portanto, por meio do estudo do ser humano, aumentar a sua eficiência no trabalho, proporcionando condições para que este possa ser executado em

acordo com as capacidades e limitações do seu organismo, auxiliando no processo de projeto de máquinas mais adequadas ao trabalho, com a redução da fadiga, do desconforto e ampliação do bem estar do operador da máquina, permitindo um aumento da eficiência e redução de custos.

Logo, o homem deve ser o ponto de partida para os projetos de trabalho, adaptando-os às capacidades e limitações humanas (SANTOS, 1999). O que se observa nos projetos, porém, é que normalmente é feito a adaptação do homem ao trabalho, visto que o inverso é sempre mais difícil. Segundo Christol (1998), ao se defrontar com uma dificuldade de funcionamento ou uma falha persistente em um projeto, o responsável pelos fatores humanos envolvidos deve realizar um diagnóstico, fazendo um reconhecimento da situação pelos sinais, sintomas, queixas emitidas pelo sistema. Através deste diagnóstico, um prognóstico sobre o comportamento do operador na máquina deve ser feito, sendo possível, então, propor recomendações e especificações que sejam aplicáveis e eficazes.

A ergonomia e suas aplicações se propõem a harmonizar o trabalho e o ambiente de trabalho buscando aumentar a produtividade e a eficiência e promover o bem estar individual do trabalhador. O setor industrial tem sido o foco principal dos pesquisadores, deixando a agricultura, até agora, como uma área negligenciada, mas com um potencial considerável de estudo para melhorar e sustentar a qualidade de vida do trabalhador (JAFRY & O'NEILL, 2000).

Segundo Márquez (1990), os operadores de tratores agrícolas trabalham em um ambiente que é afetado por uma série de fatores oriundos da própria máquina e do meio ambiente, como os ruídos, as vibrações, as poeiras, a temperatura, a umidade, a iluminação, dentre outros, necessitando uma atenção especial.

Apesar disso, os tratores agrícolas têm melhorado notavelmente suas características ergonômicas, conforme relato de Berasategui (2000), sendo que o posto de trabalho do operador, antes definido de forma simplista, passou agora a possuir importância fundamental para o projeto do trator.

Conforme estudo desenvolvido por Yadav e Tewari (1998), os maiores esforços na procura por melhorias ergonômicas no posto de trabalho dos tratores agrícolas se concentra nos bancos, que devem, além de isolar as vibrações, proporcionar segurança e comodidade para o operador na execução das tarefas agrícolas.

Tendo como perspectiva os diversos aspectos ergonômicos e de segurança que devem ser abordados em um projeto de um posto de trabalho de uma máquina agrícola, as vibrações de baixa frequência a que estão expostos os operadores representa um fator crítico.

Produzidas como consequência do deslocamento da máquina ao realizar seu trabalho as vibrações são especialmente nocivas ao atingirem frequências que coincidem com as de ressonância do corpo humano, podendo ocasionar problemas de visão, irritabilidade, lombares e digestivos e resultam difíceis de reduzir (BERASATEGUI, 2000).

2.6 Transmissibilidade das vibrações

Conceitualmente, a vibração consiste de qualquer movimento executado por um corpo em torno de uma posição de equilíbrio, sendo, na prática, composta por uma grande variedade de ondas, que apresentam diferentes frequências e direções.

Regazzi e Ximenes (2003) descrevem a vibração como um movimento repetitivo, periódico ou aleatório, a partir de uma posição de repouso, de um elemento estrutural ou peça de uma máquina. Ainda conforme os autores, além de serem praticamente inevitáveis, pois geralmente são decorrentes de efeitos dinâmicos de tolerâncias de fabricação, folgas, contatos, atritos entre peças ou resultantes de forças desequilibradas de componentes rotativos e de movimentos alternados, a maioria das vibrações que ocorrem nas máquinas não é desejável, pois determinam perdas de energia, devendo, portanto, ser eliminadas, isoladas, controladas ou reduzidas.

Conforme Roldán *et al* (1999), as vibrações a que o tratorista é submetido durante seu trabalho têm origem em duas principais fontes:

1. Vibrações produzidas pelo motor e pela transmissão do trator. São caracterizadas por ser de alta frequência e pequena amplitude e se transmitem ao operador através do assento, do volante e dos comandos. Seus efeitos sobre a saúde são de pouca importância já que são amortizadas pelos braços e pelas pernas.

2. Vibrações produzidas pelas irregularidades do terreno. São de baixa frequência e grande amplitude e se transmitem ao operador sem mais isolamento que o proporcionado pelo assento ou a cabina, se for suspensa. Estas vibrações são especialmente nocivas ao coincidir suas frequências com as de ressonância da região lombar da coluna vertebral e de diversos órgãos internos, dando lugar, após um longo período de exposição, a efeitos patológicos de gravidade variável.

Conforme González *et al.*, (2010), os tratores agrícolas normalmente trabalham utilizando implementos pesados, formando um sistema único que tende a oscilar causando um típico movimento de vibração, o que provoca esforços que necessitam ser atenuados para que não produzam problemas de funcionamento.

Além dos danos que podem ser produzidos nos tratores agrícolas, as vibrações podem causar problemas de saúde para quem sofre os seus efeitos, o que é motivo suficiente para a necessidade da sua medição e do estabelecimento de seus parâmetros, pois ao atingir e superar determinados limites, elas começam a atuar como agentes de insalubridade no trabalho, podendo tornar-se muito perigosas.

Neste sentido, Gerke e Hoag (1981) afirmam que os fabricantes de máquinas agrícolas têm ofertado um elevado grau de mecanização, atingido pelo incremento do tamanho e da complexidade do maquinário agrícola, incluindo um ambiente seguro e confortável para o posto de trabalho do operador, que é considerado necessário e importante para reforçar a produtividade e satisfação do usuário.

Esta maior atenção sobre um ambiente de trabalho mais confortável, segundo Cho e Yoon (2001), permite uma melhor compreensão dos problemas que afligem os operadores de tratores agrícolas ao serem expostos às vibrações, principalmente quando originárias da interação entre terreno e veículo, que os fazem se sentir fatigados e desconfortáveis, resultando, algumas vezes, em lesões.

Os riscos ocupacionais aos quais estão expostos os operadores de tratores causados pela vibração, segundo Mehta *et al.*, 2000, podem incluir surdez e desordens na coluna vertebral e no estômago, resultando em menor qualidade e quantidade de trabalho.

Tendo em vista a deterioração na saúde do trabalhador e na eficiência do trabalho realizado, é altamente desejável atenuar as vibrações do trator o mais possível, porém, antes de se procurar agir sobre os efeitos da vibração sobre o homem, é necessário se saber como a vibração é transmitida através do corpo humano, através da análise da extensa gama de frequências e direções componentes da vibração.

Uma análise primária permite verificar que todos os sistemas mecânicos contêm basicamente três componentes: mola, amortecedor e massa. Quando cada um destes elementos é exposto a uma força constante, eles reagem com deslocamento, velocidade e aceleração constantes, respectivamente.

Um dispositivo mecânico de uma suspensão do banco do posto de trabalho de uma máquina pode ser esquematizado por uma massa M (kg) suspensa com o auxílio de uma mola

com rigidez K (N/m) e um amortecedor de coeficiente C (N.s/m), conforme demonstrado na Figura 07.

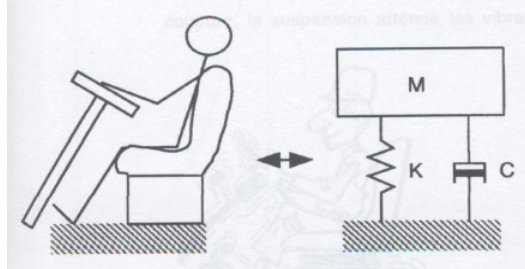


Figura 07: Esquema da suspensão de uma massa com auxílio de uma mola e um amortecedor
Fonte: Ngoc *et al.* (1991)

As vibrações geradas por um sistema de mola e massa posto em movimento são de dois tipos:

- a. **Senoidal**, de natureza regular e previsível, é a mais simples das vibrações. A curva senoidal, conforme mostrado na Figura 09, emerge quando o movimento de oscilação continua com frequência e amplitude constante, podendo ser descrita por sua amplitude (a) e período (T).

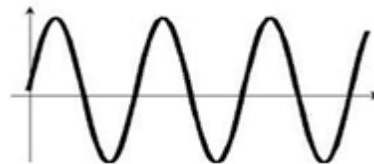


Figura 08: Vibração senoidal
Fonte: Donati (1996)

- b. **Randômica**, este tipo de vibração, conforme apresentado na Figura 10, é irregular e imprevisível.

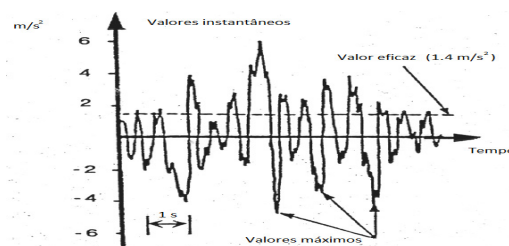


Figura 09: Vibração randômica
Fonte: Donati (1996)

Através da determinação do nível médio das vibrações é possível identificar qual o seu impacto sobre o corpo do operador da máquina. Para medir a vibração no corpo humano necessita-se conhecer as variáveis que a definem e têm influência sobre seus efeitos, definidos pela norma ISO 2631-1:1997:

1. Freqüência, expressa em Hz, é o movimento realizado pelo objeto desde o ponto de equilíbrio, até o ponto mais distante superior, após ao mais distante inferior e retorno ao ponto de equilíbrio, denominado ciclo, cuja quantidade por segundo é definida como freqüência de vibração.

2. Tempo de duração, medido em s, é utilizado para o cálculo da dose e o grau de exposição às vibrações indesejadas.

3. Ressonância, é o fenômeno que ocorre quando a freqüência de aplicação de forças externas coincide com a freqüência natural do sistema que vibra, tendo importância porque nesta situação forças pequenas provocam vibrações de grande amplitude que resultam difíceis de eliminar.

4. Direção de atuação, pode ser vertical, longitudinal ou transversal. A vibração é transmitida para o corpo humano através de um sistema de coordenadas ortogonais (Figura 10). Conforme este sistema, as acelerações dos pés ou nádegas para a cabeça ao longo do eixo vertical são designadas como z, as acelerações transmitidas do peito para as costas, como x, e as do lado direito para o lado esquerdo, como y.

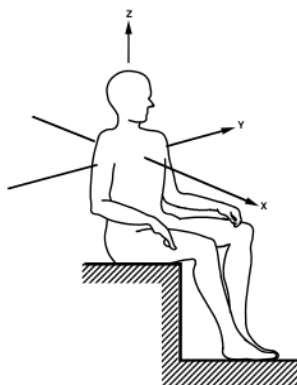


Figura 10: Direção de atuação das vibrações
Fonte: ISO 2631-1:1997

5. Amplitude ou intensidade, é a distância entre o ponto de equilíbrio e a distância máxima dos pontos superior e inferior, sendo a característica que descreve a severidade da vibração.

O valor de **pico-a-pico** da amplitude indica o nível máximo da onda. A representação mais comum dos sinais e formas de onda se encontra no domínio do tempo, conforme mostrado na Figura 11.

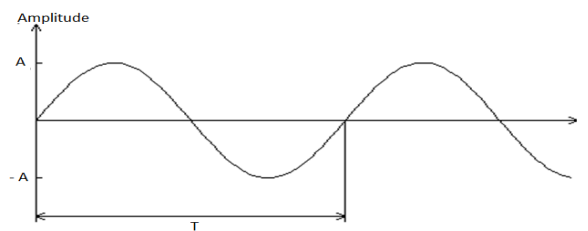


Figura 11: Exemplo de amplitude da vibração no domínio do tempo

O estudo dos espectros freqüenciais no domínio do tempo não permitem, entretanto, determinar quais as freqüências dominantes nas quais se concentra a energia do movimento, sendo necessária a localização da resistência às variações de energia como função da freqüência, ou seja, quais variações de freqüências são fortes e quais variações de freqüências são fracas. Tendo em conta isto, a maioria das técnicas de análise de sinais trabalha somente no domínio da freqüência.

No domínio do tempo o eixo sobre o qual a amplitude da onda se mostra define o plano do tempo. Se um eixo adicional se agrega para representar a freqüência, a representação da onda se ilustra como na Figura 12, a seguir.

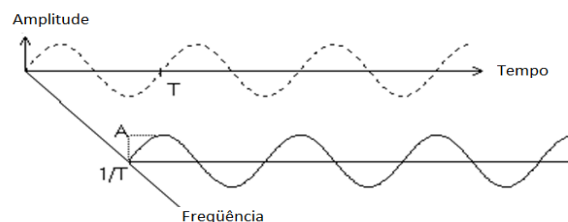


Figura 12: Exemplo de amplitude da vibração no domínio da freqüência

A amplitude da freqüência se mostra em um plano ortogonal em relação ao plano do tempo, cruzando com ele em uma linha que é o eixo da amplitude. A forma da senoidal tem uma projeção sobre o plano de freqüência, mostrando a onda como uma simples linha, que

terá a altura igual a amplitude da onda. Assim, a projeção da onda de frequência no plano é simplesmente uma linha igual a amplitude da onda.

O valor **eficaz** representa a potência real da vibração e é a medida mais importante da amplitude, pois leva em conta tanto a cronologia da onda, como também o valor de amplitude que está diretamente ligado à energia contida na onda, indicando o poder destrutivo da vibração. É o valor efetivo de uma vibração, sendo na prática seu valor médio e multiplicado por 2,828 equivale ao seu valor pico-a-pico. Este valor é requerido pelas normas de avaliação da exposição à vibração do ser humano.

6. Nível da aceleração máxima sofrida pelo corpo, representado em m/s^2 , é a medida de quão rápido varia a velocidade, expressa em m/s , de um corpo em movimento, que passa de um valor zero nos pontos extremos (mudança de sentido) a um valor máximo quando passa pelo ponto de equilíbrio.

A aceleração é normalmente utilizada como a unidade primária de medida da magnitude das vibrações, pela facilidade oferecida pela sua técnica de medição, devendo ser tomada a partir do sistema de coordenadas originada no ponto onde se considera que a vibração penetra no corpo humano. A norma ISO 2631-1:1997 fornece (Tabela 03) os seguintes valores de aceleração eficaz como uma indicação das reações com relação ao conforto:

Tabela 03: Limites de exposição à vibração

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

Fonte: ISO 2631-1:1997

Maeda *et al.*, (2007) destacam que existem zonas limites de exposição cobertas pela escala da norma ISO 2631-1:1997 que se sobrepõem gerando problemas para a apropriada

determinação da reação presumida referente ao grau de conforto baseado no nível de vibração.

Segundo Prasad *et al.*, (1995) as discrepâncias entre os resultados de diversos estudos da vibração baseados nas acelerações eficazes, devido a diferenças metodológicas e de semântica na descrição de conforto, tornaram difícil a adoção das sensações corpóreas como base para o julgamento do conforto e desconforto. Os autores consideram como subjetivas e dependente em parte do sujeito que experimenta a situação o sentimento de “não desconforto” quantificado pela norma ISO 2631-1:1997 destacando, porém, que esta metodologia de estudo das vibrações é a utilizada pela maioria dos pesquisadores.

A exposição do ser humano às vibrações ocorre em todos os corpos em movimento, como nas operações agrícolas em um trator, submetendo os órgãos do operador a certo grau de vibração. Prasad *et al.*, (1995) dizem que estas vibrações são resultantes das interações entre o trator e micro-relevo do solo onde ele opera e, também, com a sua fonte de potência, e tendo em vista que o nível das vibrações freqüentemente excede aos níveis aceitos pelas normas internacionais, a necessidade de investir em pesquisas visando minimizar os problemas resultantes é premente.

Os autores relatam, ainda, estudos que demonstram que o movimento vibracional predominante nas rodas do trator é o vertical, sendo o operador mais sensível a esta vibração, e que os efeitos das vibrações nos sentidos longitudinal e transversal são dependentes do tipo de tarefa desenvolvida pelo trator.

Dul e Weerdmeester (1998), afirmam que as vibrações transmitidas ao corpo humano podem ser classificadas em dois tipos, de acordo com a parte do corpo atingida:

- a. **Vibração transmitida ao corpo inteiro**, quando há uma vibração dos pés (posição em pé) ou do assento (posição sentada).
- b. **Vibração localizada**, que atinge um segmento do corpo, como as mãos e os braços.

A vibração de corpo inteiro (WBV) é definida por Bongers e Boshuizen (1990) como a vibração transferida para o corpo humano como um todo, através do banco em veículos ou através dos pés em superfícies vibrantes.

Autores como Holmlund *et al.*(2000), descrevem sobre os efeitos da exposição do homem à WBV sofrida durante o trabalho, especialmente por operadores de máquinas agrícolas, como a degradação do conforto, a interferência com as atividades desenvolvidas, o

prejuízo para a saúde e as doenças motoras, indicando que a resposta do ser humano a WBV é um fenômeno altamente complexo, devido a diversos destes efeitos ocorrerem simultaneamente.

Outro fator muito importante a ser observado nos estudos sobre WBV é indicado por Malchaire *et al.*, (1996). Este fator diz respeito aos tipos de pneus e pressão de insuflagem utilizados durante as operações agrícolas, pois os autores entendem que o tipo de pneu não chega a influenciar na magnitude da vibração medida no banco e na base do banco do posto de trabalho, embora pneus inflados tendam a incrementar a magnitude da vibração no assento do banco.

Os pneus são parte fundamental do trator agrícola já que é onde acontece a união entre a máquina e o solo, sendo também, responsáveis por grande parte da suspensão dos mesmos, devido a que os mecanismos de amortecimento existentes no mercado ainda são muito limitados. A utilização de pressões de inflagem corretas são, por consequência, muito importantes para maximizar a produtividade e rendimento do trator (BARCELÓ *et al.*, 2004).

Estudo realizado por Hilbert *et al.* (1987) demonstrou que o efeito anti-vibratório dos pneus é mais efetivo na direção vertical z, sendo menor na direção longitudinal x e, especialmente, na direção transversal y e que a adequada pressão de inflagem dos pneus permite incrementar a duração permitida da jornada laboral entre 130 e 180 vezes, sendo este efeito mais notável a medida que a velocidade diminui.

Sherwina *et al.* (2004) também demonstra que a pressão de inflagem do pneu tem significativa influência sobre os níveis de WBV experimentados pelos operadores durante a movimentação sobre o terreno. Para o autor, as máquinas devem operar na menor pressão praticável (combinação segura entre carga nos pneus, pressão de inflagem e velocidade de deslocamento) para ressaltar o conforto do operador e esta menor pressão reduz a severidade das vibrações da máquina principalmente na orientação vertical z.

Outros trabalhos foram desenvolvidos nesta direção como Tiemessen *et al.* (2007), mostraram que o acréscimo na pressão do pneu aumenta significativamente a magnitude da vibração medida em diversos pontos da máquina, no banco nos eixos x e z, durante a operação de colheita e no chassi da cabina da colhedora em todas três direções.

Conforme Tiemessen *et al.*, (2007) as velocidades de deslocamento também influenciam de forma significativa a magnitude das vibrações e citam estudos de Ozkaya *et al.*, (1994), Malchaire *et al.*, (1996), Chen *et al.*, (2003) e Hostens e Ramon, (2003) que realizaram experimentos com veículos como taxis, empilhadeiras, trens e tratores. Hostens e

Ramon (2003) foram além, ao afirmar que o fator velocidade parece ser mais importante que a superfície de rodagem.

Durante a exposição ao WBV, diversos fatores fisiológicos, psicológicos e físicos também são relevantes para o desenvolvimento destes efeitos indesejados sobre o operador, pois são dependentes da suscetibilidade individual, da constituição do organismo, da postura do trabalhador e da frequência, direção, magnitude e duração da vibração.

Segundo Brandão *et al.*, (2008), os diversos estudos da relação entre a vibração e o corpo humano têm demonstrado a existência de uma associação positiva entre vibração do corpo inteiro e o desenvolvimento de dor na coluna lombar, proporcionando um aumento no desconforto, um prejuízo na tarefa do trabalhador e por consequência, levando à redução no desempenho do trabalho. Estes prejuízos também foram evidenciados por Paddan *et al.*, (1994), que afirmam que a exposição regular à vibração pode contribuir para a geração de dores nas costas, estando relacionada a problemas na atividade muscular/postural e no sistema circulatório e ao aparecimento de desordens musculoesqueléticas em trabalhadores que operam tratores.

Baseados em estudos de Griffin (1990); Seidel (1993); Seidel e Heide (1986); Pope *et al.*, (2002); Golsse (1989) e Golsse e Hope (1987), os autores Cation *et al.* (2007) afirmam que a exposição à vibração de corpo inteiro (WBV) está associada a uma grande gama de doenças que afetam os vários sistemas do corpo humano, tais como a espinha dorsal, os órgãos de reprodução e de digestão e os sistemas circulatório e nervoso, e que, conforme os pesquisadores, uma ampliação dos efeitos da exposição à WBV pode ser alcançada por fatores, como longas jornadas de trabalho, rugosidade do terreno, velocidade de trabalho e projeto do veículo.

Relacionando diversos fatores que podem alterar os efeitos da vibração transmitida ao corpo inteiro (WBV), como a ressonância dos diversos órgãos do corpo humano, a variabilidade individual de cada pessoa e as variáveis ambientais, Klingenstierna *et al.*, (1987) e Ishitake *et al.*, (2000), demonstram que os efeitos da vibração sobre o corpo do ser humano são determinados pela faixa de frequência envolvida (Quadro 01), se apresentando das seguintes maneiras:

<i>Efeitos da vibração no corpo humano</i>	<i>Frequências (Hz)</i>								
	0,7	01	02	03	04	05	10	20	30
Alteração na atividade muscular/postural, com dificuldades posturais e reflexos lentos.									
Alteração no sistema cardiovascular, as pessoas apresentam um aumento da frequência cardíaca.									
Alterações nas condições de ventilação pulmonar e taxa respiratória.									
Enjoos, náuseas, perda de peso e da acuidade visual, insônia, desordens no labirinto e cólicas.									

Quadro 01: Efeitos da vibração no corpo humano

Fonte: Ishitake *et al.*, (2000)

Segundo Kitazaki *et al.*, (1998) e Mansfield *et al.*, (2000), se torna necessário o desenvolvimento de estudos que identifiquem as diferentes frequências da vibração relacionadas a estas enfermidades, pois não são bem conhecidos os mecanismos que causam estes problemas.

As frequências principais das vibrações produzidas na maioria das máquinas agrícolas, segundo Berasategui (2000), coincidem com a faixa de frequências de ressonância do corpo humano na posição sentada, principalmente na direção vertical, direção em que o corpo humano parece mais sensível. Ainda conforme a autora, com o propósito de amortecer as vibrações prejudiciais à saúde que agem sobre o organismo durante a execução dos trabalhos agrícolas, os bancos devem possuir um sistema de suspensão e amortecimento. Quanto maiores as vibrações, melhor deve ser a capacidade de suspensão do banco.

Ngoc *et al.*, (1991), afirmam que os operadores de tratores agrícolas estão expostos a vibrações que podem provocar danos à sua saúde e que é a suspensão do banco o órgão essencial para limitar estas vibrações a níveis aceitáveis.

Ainda conforme os autores, a frequência de corte de uma suspensão é um parâmetro importante a ser observado, pois para frequências de excitação inferior a frequência de corte a suspensão se comporta como um amplificador e quando, ao contrário, a frequência de excitação supera a frequência de corte, a suspensão atenua as oscilações atuantes, conforme registrado na Figura 13.

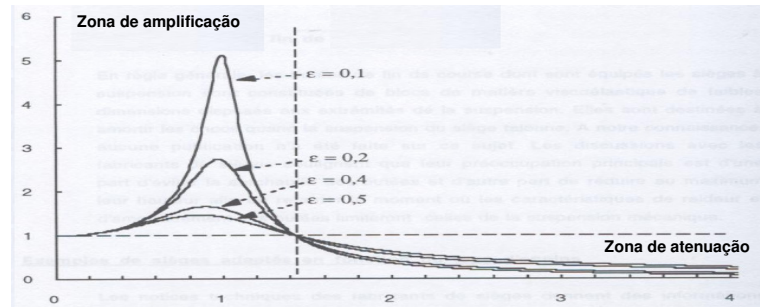


Figura 13: Curvas de transmissibilidade absoluta em função da frequência
Fonte: Ngoc *et al.* (1991)

O corpo humano, segundo Brandão *et al.*, (2008), sofre o efeito das oscilações não como uma massa simples com uma única frequência própria, mas sim com diferentes frequências próprias de cada uma das partes do corpo, conforme mostra a Figura 12.

A pessoa é mais sensível na faixa de frequências de 4 a 8 Hz, correspondente à frequência de ressonância na direção vertical, porém, os efeitos da vibração não dependem somente das frequências, mas também da aceleração das oscilações, que é responsável pela sobrecarga vibratória.

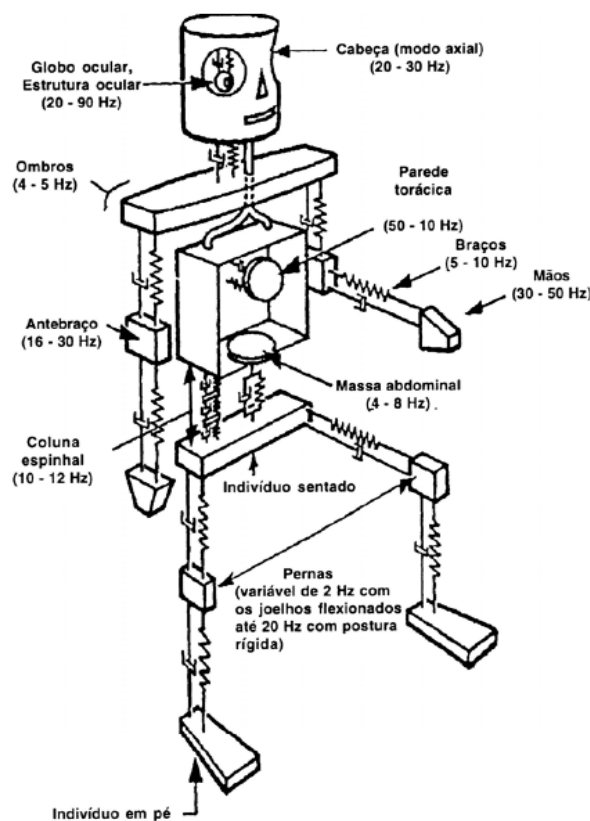


Figura 14: Modelo biomecânico do corpo humano com frequências de ressonância
Fonte: Göhlich (1987)

O estudo do comportamento do corpo humano sentado quando submetido a vibrações de baixa frequência, segundo Berasategui (2000), tem como primeiro objetivo determinar as frequências de vibração em que o organismo entra em ressonância e neste aspecto, todas as pessoas, independente de peso, altura, idade ou condição física, apresentam um pico principal de ressonância na faixa entre 4 e 8 Hz. Este conhecimento permite determinar qual o risco à saúde do trabalhador que determinada máquina oferece, em função da frequência das vibrações que chegam ao nível do assento do banco.

A avaliação dos efeitos fisiológicos provocados pela vibração no ser humano, que são muito dependentes das frequências das vibrações, e que atingem em pequena intensidade, músculos, circulação sanguínea e respiração e com grande intensidade, a percepção visual e a produção psicomotora, deve levar em conta o tempo de duração da exposição, pois os danos produzidos aumentam fortemente com o seu aumento.

Conforme Mehta *et al.*, (2000), os níveis de aceleração r.m.s. nos eixos longitudinal, vertical e transversal variam grandemente entre si e são dependentes de variáveis como velocidade de avanço, condições do terreno e tipo de operação executado pela máquina agrícola, sendo que os níveis de vibração no eixo vertical do trator em movimento são os maiores e os níveis nos eixos longitudinal e transversal, insignificantes.

Brandão *et al.*, (2008) e Fai, Delbressine & Rauterberg (2007), concordam que as vibrações transmitidas ao corpo inteiro (WBV) são principalmente as oscilações verticais, sendo de baixa frequência e grande amplitude, penetrando no corpo quando na posição sentada, ao longo de sua coluna vertebral, via o assento e o encosto do banco, situando-se na faixa de 01 a 80 Hz, mais especificamente de 01 a 20 Hz e tendem a afetar de forma mais intensa o corpo humano.

Kitazaki e Griffin (1998) sugerem que a origem dos riscos de problemas lombares e dorsais ocorridos em indivíduos sentados submetidos a uma vibração, provavelmente, se dá pela deformação por flexão da coluna, quando esta é submetida à vibração em um intervalo de frequência abaixo de 10 Hz.

Ao tratar o assunto, Iida (2000) mostra que medições das oscilações verticais com a pessoa sentada demonstram que para determinadas frequências a ocorrência de ressonância se dá conforme disposto no quadro 02.

<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								■	■	

Quadro 02: Efeitos da vibração de corpo inteiro na saúde do corpo humano

Fonte: Iida (2000)

A frequência natural de ressonância na direção vertical para o tronco humano está localizada no intervalo entre 4 e 8 Hz, sendo desejável que as vibrações ocorram dentro deste patamar. Frequentemente, porém, elas excedem estes limites recomendados nos tratores agrícolas devido aos terrenos acidentados onde atua. Nas direções horizontal e transversal, as ressonâncias ocorrem em frequências de 1 a 2 Hz (FAI *et al.*, 2007).

As curvas ISO do gráfico de limites de exposição a uma aceleração vertical (a_z) apresentam a dependência da frequência e do tempo de exposição em relação a aceleração (m/s^2). A avaliação do nível de exposição é feita tendo como base o cálculo da exposição diária expressa como aceleração contínua equivalente para um período de 8 horas, sendo considerado os valores eficazes das acelerações ponderadas em frequência medidas segundo os três eixos ortogonais.

Metha e Tewari (2000) afirmam que, originalmente, a norma ISO 2631 recomendava que o desconforto causado por WBV deveria ser determinado tendo como base o pior componente das frequências medidas no assento do banco, na orientação ortogonal mais desconfortável. Revisão na norma recomenda que agora seja adotada a raiz quadrada da soma dos quadrados dos valores das acelerações r.m.s. das vibrações medidas nas três direções ortogonais para a determinação do desconforto do operador.

Conforme Iida (2000) e Griffin (1990) o corpo humano é mais sensível as vibrações no intervalo de 4 a 8 Hz, particularmente na frequência de 5 Hz, onde a percepção de conforto diminui com o aumento do tempo de exposição e que corresponde a frequência de ressonância na direção vertical, exatamente a faixa de frequências, entre 2,5 e 5 Hz onde foram encontrados os maiores níveis de aceleração do total de ensaios para os bancos B1 e B2, nas duas regulagens de suspensão.

A Figura 15 mostra o formato das linhas para os limites de exposição a uma aceleração vertical (a_z) em função da frequência e do tempo de exposição experimentada pelo operador segundo a norma ISO 2631-1:1997, onde é importante notar que no intervalo entre 4 e 8 Hz, o valor para a tolerância a vibração pelo ser humano é mínimo.

O gráfico corresponde aos valores numéricos da aceleração efetiva para o limite da capacidade humana reduzida por fadiga, analisando as vibrações em bandas de 1/3 de oitava entre 1 Hz a 80 Hz e para períodos de exposição de 1 minuto a 24 horas.

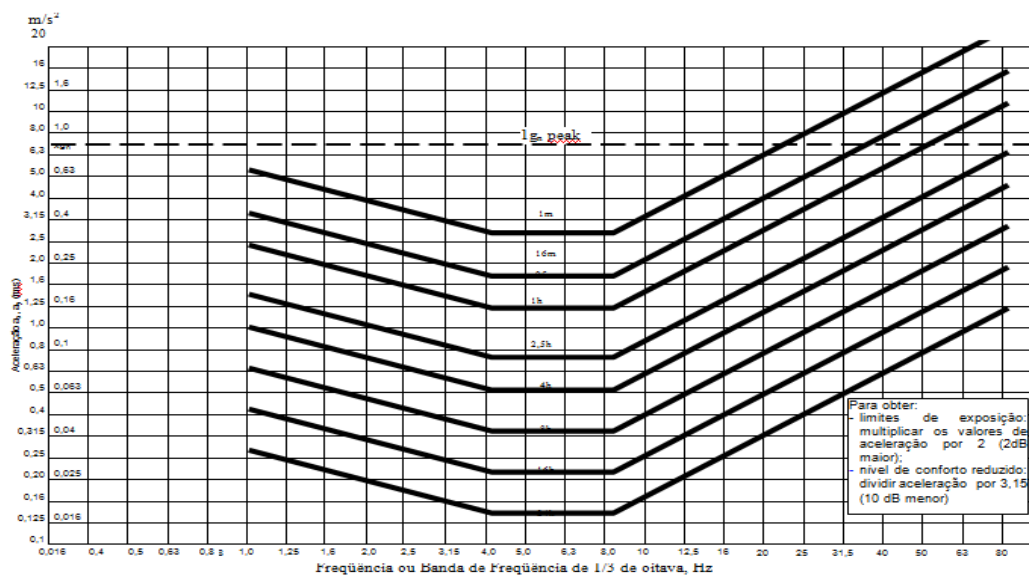


Figura 15: Limites de exposição a uma aceleração vertical (a_z) em função da frequência e do tempo de exposição
Fonte: ISO 2631-1:1997

O desconforto do operador, com possibilidades de lesões na coluna cervical, resultante da exposição a altos níveis de vibração de corpo inteiro (WBV) durante operações agrícolas típicas, segundo Scarlett *et al.* (2007), somente recentemente impôs na legislação limites a exposição do trabalhador a vibração. Conforme os autores, os níveis de emissão de WBV devem ser medidos simultaneamente em três eixos perpendiculares, longitudinal, transversal e vertical, sob a superfície do assento do operador, conforme a metodologia proposta na norma ISO 5008:2002, em ensaios sobre superfícies lisas ou rugosas, em diversas passagens sob velocidades preestabelecidas. Segundo este estudo, a vibração aumenta com o aumento da velocidade do veículo, para qualquer tipo de superfície, os valores de emissão de WBV são maiores para máquinas mais leves, em relação às mais pesadas e se reduzem com a utilização de suspensão nos eixos ou na cabina. A vibração verificada sob a superfície do assento do operador é dominada pela componente horizontal, tendo em vista que o sistema de suspensão

reduz a severidade do componente vertical da vibração e a grande altura do solo aumenta os efeitos de giro e salto do veículo.

Os níveis máximos de percepção à vibração e que causam desconforto às pessoas são definidos, no Brasil, pela norma regulamentadora NR-15, sendo semelhantes aos dados especificados pelas recomendações da norma internacional ISO 2631-1:1997 (PEREIRA e NEVES, 2007). A proposta da norma, segundo Regazzi e Ximenes (2003), trata de possibilitar a consistência e a compatibilidade dos resultados para a obtenção da reprodução das medições com o uso de diferentes equipamentos.

Na caracterização da nocividade das vibrações no banco do posto de trabalho deve-se ter em conta a norma ISO 2631-1:1997, conforme exposto na Tabela 04, que distingue os critérios fisiológicos principais para determinar os efeitos da vibração sobre o organismo humano, para períodos de exposição entre um minuto e 12 horas, abrangendo três níveis de severidade.

Tabela 04: Critérios de severidade da exposição do corpo humano às vibrações

<i>Critérios de severidade</i>	<i>Valores limite 8 h/dia</i>	
Limite de conforto	0,1 (m/s^2)	sem maior gravidade
Limite de fadiga	0,32 (m/s^2)	provoca redução da eficiência
Limite de exposição	0,63 (m/s^2)	correspondente ao limiar do risco á saúde

Fonte: ISO 2631-1:1997

Para Donati (2002), os efeitos da exposição à vibração de corpo inteiro (WBV) de baixas frequências a que são submetidos os operadores de tratores agrícolas durante o trabalho, podem ser agravados por condições de trabalho que requerem adoção de posturas não confortáveis. Segundo o autor, estudos têm mostrado que os operadores de veículos agrícolas têm maiores problemas lombares que a população em geral, devido à combinação de exposição a WBV com posturas desconfortáveis prolongadas, o que contribui para seus problemas de saúde.

Esta visão da WBV como potencial causa de dores lombares e incapacidade, fornecida por indicativos causa e efeito propostos em diversos estudos, que também é proposta por Hampel e Chang (1999), impulsionou a tendência de ver a vibração como risco para os trabalhadores, especialmente para o disco intervertebral da espinha dorsal, devido a esta ser um sistema não rígido que apresenta uma lenta deformação ao longo do tempo.

Okunribido *et al.* (2007) descrevem as dores lombares (LBP) sofridas por motoristas profissionais, que são o grupo de trabalhadores que tem apresentado um acréscimo no risco de LBP, como uma questão de saúde que afeta a sociedade como um todo. A LBP tem sido reportada como a principal causa de doenças do mundo desenvolvido e o desenvolvimento destes problemas nas costas pode ocasionado por diversos fatores, sendo os dois principais, o estresse postural e a longa exposição à WBV.

Noorloos *et al.* (2008), relatam que a associação entre as dores lombares (LBP) e o índice de massa corporal (BMI) é reportada por alguns estudos nesta área com uma clara associação, enquanto que outros estudos, ao encontrarem evidências conflitantes, falharam na identificação desta associação.

Entre as diversas hipóteses para esta associação entre BMI e LBP, Mortimer *et al.*, (2001) sugerem que a possibilidade desta relação é razoável, pois a espinha dorsal tem que suportar um peso corporal alto, o qual pode aumentar a pressão nos discos intervertebrais e outras estruturas da coluna vertebral.

Adicionalmente à possibilidade de associação entre WBV, LBP e BMI, Burdorf e Swuste (1993), demonstram que o índice de massa corporal pode ser importante na transmissão da vibração através do corpo humano, pois o coeficiente de transmissibilidade encontrado em pessoas de 95 kg era menor do que em pessoas de 53 kg, indicando uma relação entre BMI e WBV.

A identificação de que desordens musculoesqueléticas (MSD) no posto de trabalho, especialmente com respeito a dores lombares, têm relação adversa com a exposição à vibração de corpo inteiro, permitiu, segundo Tiemessen *et al.* (2007), a implementação de efetivas estratégias para diminuir o tempo e o número de vezes de exposição e a intensidade da vibração, contribuindo para o decréscimo deste problema.

Dul e Weerdmeester (1998) destacam que ao procurar reduzir a vibração pode-se atuar em três frentes. Primeiramente pode-se atuar no combate da fonte de vibrações, levando-se em conta os mecanismos mais favoráveis no projeto das máquinas. Em um segundo momento, pode-se buscar reduzir a transmissão destas vibrações, atuando no seu amortecimento e absorção delas antes que atinjam o corpo humano e, por último, na proteção do operador, quando o controle da fonte e da transmissão falharem. A medida que as técnicas de isolamento e redução da vibração vão se tornando parte integrante do próprio projeto das máquinas, a necessidade de proceder uma medição e análise exata de vibração é cada vez maior.

O procedimento genérico para a avaliação das vibrações consiste em medir a aceleração, ponderá-la em função das frequências, considerar a exposição diária a que os trabalhadores estão sujeitos, comparar os valores ponderados com os estabelecidos pelas normas, priorizar a seleção do controle de medição, identificar fontes de vibrações e avaliar a vibração produzida cuidadosamente.

Para definir adequadamente o problema de vibração e definir uma boa base para a estratégia de controle, devem ser considerados, o tipo e os níveis de vibração, a distribuição de frequência, as fontes (localização, potência e direção) e o caminho da propagação da vibração através do corpo humano.

O programa de controle de vibrações deve começar usando como base os níveis de exposição às vibrações recomendadas pela norma ISO 2631-1:1997, usando valores de emissão em frequência de banda de oitava. Quando não for possível eliminar a fonte, esta deve ser isolada, para que o trabalhador não entre em contato direto com a vibração, levando em consideração os seguintes fatores, conforme descritos por Bies e Hansen (1996):

- a. **Frequência de ressonância** (Hz),
- b. **Frequência de excitação** (Hz),
- c. **Transmissibilidade** (T),
- d. **Eficiência de isolamento** (η).

Conforme Regazzi e Ximenes (2003), os instrumentos de medição de vibração são combinações entre transdutores, amplificadores e placa indicadora de sinal analógico-digital, com características metrológicas controladas, além de cabos, conectores e pré-amplificadores que também são considerados parte integral do sistema de medição. A calibração dos instrumentos para medição de vibração no corpo humano deve ser realizada em conjunto e as tolerâncias são especificadas na norma ISO 8041 e devem ser do tipo 1 ou do tipo 2. A diferença está na tolerância permitida de $\pm 3,5\%$ para o tipo 1, usados em casos específicos, como ambientes bem definidos e controlados, e $\pm 6\%$ para o tipo 2, usado em ampliações gerais.

2.7 Distribuição da pressão

O termo distribuição da pressão na interface assento-operador (IP), mesmo que formalmente não possua uma definição, é largamente utilizado para descrever as interações físicas existentes entre as superfícies do assento e do encosto de um banco com os glúteos e a lombar do usuário.

Os primeiros estudos realizados sobre a distribuição da pressão na superfície de contato assento-operador focaram-se, em sua maioria, na minimização dos riscos de ulcerações na pele de pessoas com deficiência de locomoção, segundo Wu *et al.*, (1998). Estes estudos mostraram que estes riscos podem ser reduzidos distribuindo uniformemente a pressão das nádegas sobre a superfície do assento do banco, com mínima força atuando na região dos ísquios. Outros estudos posteriores apresentaram resultados diferentes e propuseram que o peso do corpo deveria ser distribuído sobre toda a área do assento do banco.

De acordo com Johansson e Nilsson (2006), duas teorias principais discordam sobre qual a melhor distribuição da pressão na interface assento-operador, porém, ambas coincidem em afirmar que a redução da pressão média na interface assento-operador é sempre o mais desejável para o caso de trabalhos com longo tempo de exposição à vibração de corpo inteiro.

A pressão, determinada pela força exercida sobre dada área, é, frequentemente, medida e expressa em milímetros de mercúrio (mm Hg) e ao ser exercida em um corpo com um valor maior do que a pressão capilar pode restringir o fluxo de sangue para a área e causar sérios danos aos tecidos, sendo particularmente importante, então, reduzir esta pressão, em partes mais suscetíveis do corpo humano.

Diversos sistemas de bancos têm sido testados buscando reduzir a exposição dos operadores às vibrações e diminuir a pressão excessiva recebida pelas tuberosidades isquiáticas e pela região do cóccix, já que são requeridas pressões abaixo de 0,025 a 0,040 kgf/cm² para não dificultar o fluxo de sangue no local e prevenir o desconforto de um prolongado tempo de trabalho na posição sentada.

Segundo Moraes e Pequini (2000), o eixo onde o peso do tronco é distribuído passa através da projeção mais baixa das tuberosidades isquiáticas sobre a superfície do assento, sendo que na posição sentada o ser humano apoia cerca de 75% do peso do seu tronco sobre estas protuberâncias ósseas, cuja área mede aproximadamente 26 cm², gerando uma compressão altíssima na área caudal da nádega.

Esta compressão exagerada causa fadiga e desconforto ao indivíduo, fazendo que ele necessite alternar a postura enquanto está sentado.

As interações assento-operador têm sido investigadas, principalmente, através da mensuração e análise da distribuição das forças na interface de contato, sob ação de vibração vertical, sendo que as respostas obtidas são significativamente assimétricas, atribuídas a uma deflexão dos materiais e ao formato do assento dos bancos, conforme Wu *et al.* (1998).

A constatação de que a distribuição da pressão na interface assento-operador está relacionada com a deflexão do assento do banco também foi feita por Tewari *et al.*, (2000), sendo, então, naturalmente influenciada pelo tipo, pelas propriedades dos materiais do assento e pela natureza da força exercida sobre ele.

De acordo com Márquez (1990), é no estofamento que ocorre a distribuição da pressão exercida pelo peso do corpo na superfície do assento, que resulta na redução da pressão na região posterior das coxas e nos discos intervertebrais, facilitando a circulação sanguínea.

Diebschlag *et al.* (1995), afirmam que a dureza do assento e do encosto do banco vai aumentando devido a falta de movimento durante o trabalho na posição sentada, proporcionando rapidamente uma sensação de desconforto na região onde os tecidos estão sob alto estresse, produzida por uma pressão excessiva (Figura 16).

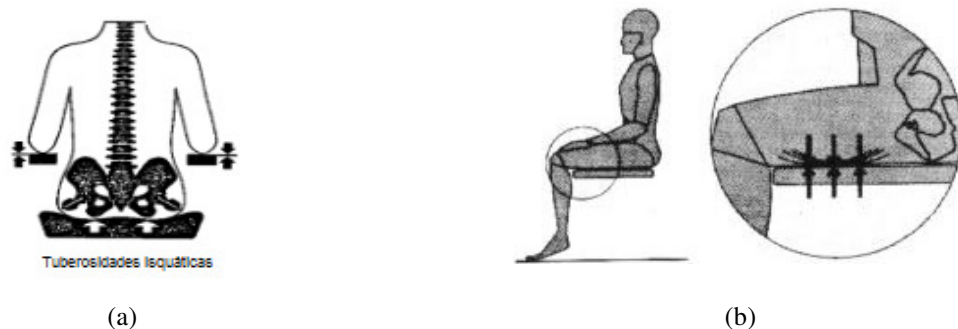


Figura 16: Concentração da pressão nas tuberosidades isquiáticas (a); concentração da pressão na coxa (b)
Fonte: Purcell, (1980)

Ainda conforme os autores, a concentração de estresse e as regiões de concentração deste de alto estresse nas nádegas do operador despertam particular interesse de estudo, pois esta compressão excessiva pode causar a restrição do fluxo de sangue no local de contato,

Panero e Zelnik (1993) reforçam as afirmações de que é no estofamento do banco que a distribuição da pressão exerce o peso do corpo sobre a superfície do assento. Guimarães (2001) complementa que a densidade da espuma do assento é fator importante para o suporte das tuberosidades isquiáticas, recomendando uma densidade mínima de 50 kgf/cm³.

Uma espessura maior, mais grossa e mais macia do assento de um banco não garante, porém, um maior conforto para o usuário pois, frequentemente, encontra-se relatos de desconforto em assentos aparentemente confortáveis.

Segundo Grandjean (1998), a pressão exercida sobre as superfícies pode causar desconforto para o operador na posição sentada, pois a proximidade da estrutura óssea com a pele faz com que a estrutura óssea experimente elevados índices desconforto devido à compressão que sofrem os tecidos do corpo.

Apesar de existirem diferenças de peso e estrutura corporal entre os indivíduos, a distribuição da pressão na interface assento-operador ocorre segundo padrões semelhantes quando os indivíduos se sentam, porém, a intensidade com que age e as áreas de distribuição da pressão variam de pessoa para pessoa. Uma boa distribuição da pressão concentra os pontos de maior pressão sob os ísquios na postura sentada ereta e na área lombar nas posturas sentadas reclinadas, sendo que a correta distribuição da pressão é crítica para o conforto de quem se senta.

Conforme o autor, um alto nível de pressão superficial pode comprimir os vasos sanguíneos dos tecidos, restringindo o fluxo sanguíneo e gerando, conseqüentemente, uma sensação de desconforto, fazendo com que uma interferência aparentemente reduzida na distribuição da pressão possa gerar efeitos consideráveis.

Reed e Grant (1993) ao estudarem diversas tecnologias que têm sido desenvolvidas para a medição da distribuição da pressão na interface assento-operador e sua relação com o conforto dos usuários de bancos observam que, em estudos mais recentes, esteiras finas, flexíveis e sensíveis à pressão, conectadas a computadores, estão sendo utilizadas para mapear as propriedades de distribuição da pressão na interface assento-operador. Essas esteiras, revestidas de sensores, são dispostas sobre o assento e encosto dos bancos, que quando os operadores da pesquisa se sentam, os gradientes de pressão são traduzidos por meio de cores diferentes numa tela de computador, mapeando os pontos de pressão máxima do usuário.

Estas novas tecnologias, utilizadas para o mapeamento da distribuição da pressão na interface assento-operador e responsáveis por medir, mapear e compreender os padrões da distribuição da pressão ao longo da superfície do encosto e assento fornecem, também, leituras bastante detalhadas e precisas dos níveis de pressão exercidos sobre o corpo do usuário, permitindo identificar os padrões ótimos de distribuição para os indivíduos na posição sentada.

A utilização destas tecnologias permite identificar os diferentes níveis de pressão por toda a superfície dos assentos e dos encostos dos bancos, levando à obtenção de padrões de

distribuição da pressão na interface assento-operador desejados nas zonas de pressão máxima sob os ísquios e de distribuição ampla dos níveis de pressão mais baixos ao longo das coxas e na lombar, evitando assim as regiões da coluna e da área atrás dos joelhos, além de procurar obter uma distribuição ampla da pressão por toda a superfície do encosto, produzindo um banco dotado de sustentação topograficamente neutra, que acolha o formato do corpo do usuário.

Ainda segundo os autores, a utilização de mapas de distribuição da pressão na interface assento-operador para avaliar o projeto de bancos de postos de trabalho não é um processo simples. Pessoas diferentes sentadas no mesmo banco podem gerar mapas de pressão diferentes, dependendo do peso e da estrutura corporal, com indivíduos de maior peso apresentando, de modo geral, pontos de pressão maiores do que aqueles de menor peso.

De acordo com Stumpf *et al.* (2002), os mapas de pressão mostram como a pressão é distribuída em um corpo sentado, com a cor vermelha indicando as áreas sob pressão máxima; o laranja, o amarelo, o verde, o azul e o roxo representando áreas com pressões gradativamente menores. A Figura 17 apresenta exemplos da distribuição da pressão em diversas estruturas de sustentação.

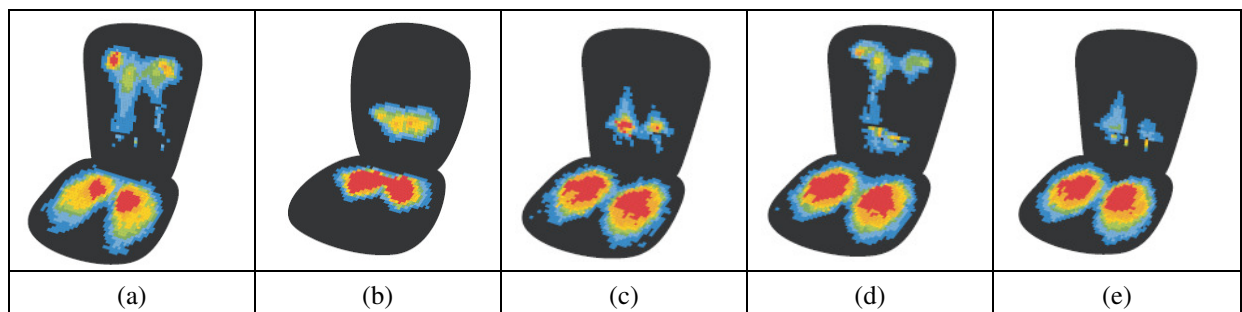


Figura 17: Distribuição da pressão em cadeira com estrutura de sustentação topograficamente neutra (a); distribuição da pressão em cadeira com estrutura de sustentação tipo diretor de cinema (b); distribuição da pressão em cadeira sem estrutura de sustentação lombar (c); distribuição da pressão em cadeira com estrutura de sustentação lombar (d) e distribuição da pressão em cadeira sem estrutura de sustentação (e)

Fonte: Stumpf *et al.* (2002)

- a. A posição reclinada em cadeira dotada de estrutura de sustentação topograficamente neutra distribui a pressão pela área torácica, distante da coluna.
- b. A posição sentada em cadeira tipo diretor de cinema, distribui a pressão sobre o músculo glúteo máximo, localizado nas laterais das nádegas, bem como na cabeça do fêmur e no nervo ciático.

- c. A posição ereta em uma cadeira que não possui estrutura de sustentação lombar distribui a pressão em faixas nos pontos em que a parte inferior das costas entra em contato com a área de sustentação da lombar.
- d. A posição ereta em uma cadeira que possui estrutura de sustentação lombar: veem-se faixas de pressão nos pontos em que a parte inferior das costas entra em contato com a área de sustentação da lombar.
- e. A posição ereta em uma cadeira que não possui estrutura de sustentação da postura distribui a pressão pela área sacro pélvica, lombar e torácica.

Devido à grande variação nos padrões de distribuição da pressão na interface assento-operador entre indivíduos de tamanho e estrutura corporal desiguais, há grande dificuldade na recomendação de contornos ideais para assento e encosto do banco, bem como de níveis de maciez do material de revestimento, que sejam capazes de minimizar os pontos de pressão desconfortáveis, que sejam válidos para todos os usuários (STUMPF *et al.*, 2002).

De acordo com os autores, o projeto de um banco de um posto de trabalho deve ser topograficamente neutro, de forma que as áreas de distribuição da pressão máxima na interface assento-operador sejam determinadas pelo corpo do usuário e não pela estrutura do assento e do encosto, que é composta de elementos metálicos e plásticos, acolchoados com espuma e revestidos com tecido.

A minimização das situações onde exista restrição da circulação, a ser obtida através da criação de curvas na estrutura do banco que desviem a pressão na interface assento-operador das áreas sensíveis do corpo e acolchoamento na medida certa, é um efeito difícil de ser obtido quando se precisa contemplar uma diversidade de usuários. Para exemplificar essa dificuldade, os autores afirmam que formatos de assento e encosto e densidade dos materiais de acolchoamento necessários para gerar o máximo de conforto em um usuário de estrutura óssea e comprimento de pernas alto deverão, provavelmente, serem inadequados para outro operador de baixa estatura, assim como, um assento excessivamente mole pode pressionar, além do músculo glúteo, a cabeça do fêmur e o nervo ciático, gerando desconforto.

Segundo Stumpf *et al.* (2002), diversos estudos foram desenvolvidos, com a realização de ensaios com indivíduos de diferentes alturas, pesos e dimensões corporais críticas em diferentes protótipos de bancos, controlando a altura do assento e o ângulo de reclinção do encosto e, também, com diversos níveis de tensão dos materiais que compõe a estrutura de suspensão, visando obter um padrão de distribuição de pressão que se adequasse a toda uma

gama de tipos físicos, um padrão cuja pressão se concentrasse na parte superior e em áreas amplas nas costas do usuário, afastando o peso da coluna.

Além de buscar, segundo os autores, mapas de distribuição que mostrassem, na superfície do assento, os pontos de pressão máxima na área dos ísquios, além da ausência de pressão significativa sob a parte posterior das coxas, perto dos joelhos, estas pesquisas, também procuraram por padrões de encosto que mostrassem a distribuição da pressão em função da postura do usuário.

Hostens *et al.* (2001), afirmam que operadores de máquinas agrícolas sempre reportam problemas de desempenho, que normalmente são associados a dores nas costas e ao desconforto da posição sentada, mas que também outros fatores podem afetar as condições de operação do trabalhador, como a vibração, as características do sistema de suspensão do banco, bem como, a postura adotada para realização das operações.

Mediante esta constatação, os autores concluíram que as forças de compressão, desenvolvidas na interface assento-operador, são as principais causas de desconforto, sendo que, o montante desta pressão é proporcional ao peso transferido a cada ponto de contato entre o corpo e a superfície de contato onde ele se apóia.

O desconforto varia diretamente com o tempo a que a superfície de contato do corpo é submetida à pressão e inversamente com a área de contato, sendo dois os métodos mais aceitos para prevenir o desconforto relacionado com a pressão:

- a. **Redução do tempo da ação da pressão** em determinado local pelo reposicionamento regular do usuário.
- b. **Incremento da distribuição** pela qual a pressão é aplicada por determinado tempo.

A mensuração da distribuição da pressão através de sistemas que utilizam almofadas flexíveis permite medidas em campo, segundo Hostens *et al.* (2001), tão bem como em um ambiente de laboratório, acrescentando que ao estudo das propriedades estáticas da posição sentada deveria ser seguido uma análise dinâmica do conforto percebido durante a mudança de postura no assento do banco, que depende, na maioria, das propriedades do material do banco, caso a postura da posição sentada esteja correta.

Segundo os autores, atualmente estão disponibilizados comercialmente muitos bancos, que se utilizam de diferentes materiais de estofamento e conceitos de projeto para buscar, uns, a redução da pressão principalmente na região das tuberosidades isquiáticas, enquanto outros,

se focam no controle postural. A existência de diferenças individuais entre os usuários não permite fornecer a garantia que o projeto de um banco distribua uniformemente a pressão nos glúteos para todas as variações antropométricas.

Ainda de acordo com os autores, diversos bancos de máquinas agrícolas têm sido testados buscando verificar os efeitos da suspensão dos bancos na exposição dos operadores de máquinas agrícolas a vibração de corpo inteiro e que mais estudos comparativos necessitariam ser produzidos, no que diz respeito à distribuição da pressão em diferentes tipos de bancos de máquinas agrícolas e que mostrem as relações entre antropometria e os perfis individuais de distribuição da pressão.

Kernozek *et al.* (2002), relatam que estudos com dependentes de cadeiras de rodas revelaram que o local mais comum para aparecimento de lesões devido à pressão é sob o cóccix, devido à excessiva pressão nas tuberosidades isquiáticas e que a sustentação desta pressão elevada por muito tempo pode causar a oclusão de vasos sanguíneos no local.

A combinação de maior pressão com diminuição da pressão capilar e o período de tempo que o sangue é bloqueado é crítico no desenvolvimento de lesões, sendo importante determinar quais as características objetivas da inatividade postural, devido a potencial relação entre o pico de pressão na interface assento-operador e o aparecimento das lesões. Os autores também identificaram que os picos de pressão na interface assento-operador se encontram em pessoas com menor BMI e que as diferenças nos picos de pressão na interface assento-operador diminuem com o aumento do índice de massa corporal, indicando que quanto maior o nível de obesidade de uma pessoa, mais o pico de pressão na interface assento-operador diminui. Maiores picos de pressão na interface assento-operador, provenientes de corpos magros ou de menor BMI, podem ser explicados pela redução dos tecidos subcutâneos, que pode resultar em proeminências dos ossos, o que promove menor proteção contra cargas localizadas.

Nag *et al.* (2007) afirmam que quando uma pessoa se coloca na posição sentada em um banco, uma fração do peso do corpo é transferida para as superfícies de suporte, estando a dinâmica da posição sentada e a compatibilidade assento-operador baseadas em análises antropométricas e biomecânicas, níveis de conforto e na variedade de materiais dos quais os bancos são feitos.

Devido a isso, dizem os autores, a utilidade do banco está em prover de conforto e segurança o usuário, de estabilidade e balanço para o corpo, de mínimo estresse nas extremidades inferiores, de melhor distribuição do peso e das forças nos suportes, como o encosto e o apoio para os braços e de menor demanda de energia, pois trabalhos com

prolongados tempos na posição sentada são potencial risco para desconforto e lesões na coluna vertebral. Longas horas em posições desajeitadas e em vibração de corpo inteiro podem incrementar o risco do desenvolvimento de dor lombar, com ênfase nas cargas sobre os discos intervertebrais e outras estruturas da espinha dorsal.

A literatura é insuficiente, segundo Nag *et al.* (2007), ao quantificar a distribuição da força e sua transferência para os diferentes componentes de um banco, incluindo assento, encosto das costas, dos braços e dos pés e como estas forças mudam com a variação da posição sentada. O estudo da quantificação das forças relativas na distribuição do peso do corpo nos diversos componentes do banco que têm influência nos diferenciais da distribuição do peso e na efetiva redução desta carga do corpo no banco pode, além de refletir na atenuação do estresse na espinha dorsal, pela melhor distribuição das cargas, construir um banco de dados a ser utilizado como parâmetro para novos projetos de bancos.

Para Crawford *et al.* (2005), no desenvolvimento das propostas de estudos para fins de investigação da distribuição da força e sua transferência para o assento e encosto do banco, é de vital importância observar a definição de um razoável tempo da posição sentada antes da medição dos dados, visando garantir comparações entre os dados coletados e permitir estabelecer protocolos padronizados.

Devido à individualidade do comportamento da postura sentada de cada trabalhador, ao fazer frente a prevalência de queixas de dores lombares na força de trabalho, que está se tornando epidêmica no mundo industrializado de hoje, torna-se necessária a análise da dinâmica dos bancos quando da avaliação do projeto de um banco e das consequências funcionais do seu uso para os trabalhadores (NAG *et al.*,2007).

O exame desta dinâmica de distribuição da pressão na região dos ísquios pode prover aos projetos dos assentos dos bancos uma considerável ampliação da visão das pressões que estão concentradas, na sua maioria, na proximidade das tuberosidades, permitindo verificar que a magnitude da pressão nos isquiáticos está fortemente relacionada com as propriedades da superfície do banco, da postura, da magnitude e frequência da vibração e da frequência de ressonância do sistema assento-operador associado.

Conforme Wu *et al.* (1998), a medida da pressão na região das tuberosidades isquiáticas em uma superfície rígida do assento de um banco atinge valores de pico, quando sob efeito de vibrações com frequência próxima a 5 Hz, o que é atribuído, fundamentalmente, a ressonância do corpo do operador sentado, independentemente da postura adotada e da magnitude da vibração, enquanto que medições em bancos de assentos macios, sob vibração, revelam máximas variações na pressão área dos isquiáticos, dentro do intervalo de frequência

de 2,5 a 03 Hz, independente da postura e da magnitude da vibração, estando, também, associada à ressonância do sistema assento-operador. As máximas efetivas áreas de contato em assentos macios, produzidas a cerca desta frequência de ressonância do sistema assento-operador, podem ser comparadas com as máximas variações obtidas em assentos rígidos, situadas dentro do intervalo de 4,5 a 05 Hz.

A dinâmica da pressão nos isquiáticos oscila normalmente entre as respectivas frequências de vibração, enquanto que a magnitude da pressão varia consideravelmente com a magnitude da vibração, em ambas as superfícies dos bancos. O pico da pressão medida nos isquiáticos aumenta consideravelmente com o aumento da magnitude da aceleração.

Enquanto os assentos rígidos dos bancos exibem variações quase simétricas na pressão nos isquiáticos, os assentos mais elásticos apresentam considerável assimetria na pressão dos isquiáticos, aumentando significativamente sob compressão e decrescendo somente ligeiramente quando retornam. Este comportamento assimétrico dos bancos com assentos elásticos, sob pressões dinâmicas, são consideravelmente maiores, se comparados com a correspondente pressão estática, sendo que o grau de assimetria aumenta com o aumento na aceleração da vibração.

Enquanto os assentos macios rendem consideravelmente menor pressão nos isquiáticos, a pressão aparece na área de contato sob as coxas, fortemente influenciadas pela magnitude da vibração vertical. O pico da pressão na interface tem consideráveis altos valores durante a compressão com aumento na aceleração da vibração e uma perda de contato entre as coxas e o assento do banco pode ocorrer durante o retorno do ciclo de vibração, independentemente da magnitude da vibração.

Os bancos, em geral, são projetados para produzir uma mínima pressão estática de contato na área das coxas, no sentido de reduzir a carga sobre tecidos mais sensíveis, diminuindo, assim, a fadiga e desconforto causado pela redução do fluxo de sangue e da condutividade nervosa sob uma alta pressão na interface.

A variação na dinâmica da pressão nos isquiáticos, medida em bancos elásticos com diferentes posturas e frequências de vibração, revelam padrões idênticos aos observados para os assentos rígidos.

Estudo de Wu, Rakheja e Boileau (1999) revela que a pressão na interface assento-operador em bancos macios é mais uniformemente distribuída sobre uma maior área efetiva de contato do que em assentos rígidos e que as máximas pressões medidas em assentos macios é significativamente reduzida se comparada com bancos rígidos.

O aumento na magnitude da vibração causa aumento na máxima pressão nos ísquios e máxima efetiva área de contato a cerca da frequência de ressonância do assento-operador, sendo necessário uma reconsideração das propriedades do assento do banco, se houver uma grande variação da efetiva área de contato na interface assento-operador.

As altas frequências, a máxima pressão e efetiva força tendem a ser quase constantes, independentemente da magnitude e frequência, devido a, relativamente baixa, magnitude de vibração nestas frequências.

2.8 Síntese

A imagem do trabalho agrícola de ser uma atividade saudável, longe das cidades congestionadas e contaminadas em certo sentido é certa. Porém, o trabalho agrícola é associado a uma série de problemas de saúde, pois o ambiente de trabalho leva a exposição a riscos químicos, associados a agrotóxicos, fertilizantes e combustíveis, riscos biológicos, que se devem a exposição ao pó, riscos físicos, em razão do clima, do terreno e da máquina e, também, a riscos ergonômicos e psicossociais.

Ao estarem expostos a estes diversos tipos de riscos, os operadores de máquinas agrícolas ficam sujeitos a muitos e diferentes tipos de estresse. Ainda que seja verdadeiro que a adoção de transmissões automáticas e de sistemas hidráulicos de direção e frenagem tenha reduzido significativamente o estresse físico no trabalho do operador, as exigências psicológicas para a realização das tarefas agrícolas têm aumentado em função da busca incessante pela produtividade.

Somados a estas exigências psicossociais que afrontam os operadores estão os ruídos do equipamento, a iluminação muitas vezes inadequada, as condições do clima e por último, mas não menos importante, as vibrações produzidas pelo próprio veículo e pela superfície do solo onde realiza o trabalho, as quais atingem o corpo do operador através do banco. Estas vibrações possuem frequências que se assemelham as das faixas de frequências de ressonância do corpo humano na posição sentada, principalmente em relação ao eixo z, direção em que o corpo humano é mais sensível, e que podem afetar consideravelmente o desempenho e o bem estar do operador.

Os dados sobre com que frequência a incidência de enfermidades profissionais atingem os trabalhadores do setor agrícola são inexatos e claramente subestimados. Entre as

inúmeras razões para esta notificação inadequada pode-se destacar a escassa implantação de normas de saúde laboral, como consequência da dispersão dos locais de trabalho e distância dos centros de saúde responsáveis por estas notificações. A enfermidade mais recorrente é a osteomuscular, provocada pela adoção de posturas forçadas e a exposição a vibrações de corpo inteiro.

O projeto do banco do posto de trabalho de uma máquina agrícola deve, portanto, atender a necessidade de movimentação postural do operador e, principalmente, desenvolver um sistema de suspensão que consiga minimizar os efeitos nocivos das vibrações, devendo para isso, primeiramente, fazer a quantificação da magnitude dos picos de ressonância do equipamento a fim de estabelecer o potencial de nocividade destas vibrações.

Além da presença de um sistema de amortecimento às vibrações e ao choque, que deve ter caráter prioritário no desenvolvimento de um banco de uma máquina agrícola, Donati (1996), enumera outras quatro grandes características que devem ser observadas:

- 1) Dispositivo de fixação rígido;
- 2) Adaptação ao espaço do operador, dos comandos e controles das funções e dos equipamentos;
- 3) Dimensionamento e conforto;
- 4) Regulagens horizontal, vertical e de inclinação do encosto acessíveis e de fácil entendimento.

Em determinado momento, segundo Diebschlag (1995), o banco representou o poder das classes dominantes, representação de profundo respeito, autoridade e importância e devido a esta associação histórica, talvez, não tenha sido dada suficiente atenção aos problemas de saúde causados pelos extensos períodos de trabalho na posição sentada.

A importância de prover o operador com bancos bons e ergonômicos passa por uma associação entre a indústria e os projetistas no desenvolvimento de postos de trabalho dinâmicos e por uma maior conscientização da prevenção da saúde através de uma abordagem mais holística do posto de trabalho.

3 MATERIAL E MÉTODOS

3.1 Materiais

3.1.1 Arado de discos

Para caracterizar o ambiente de trabalho em campo foi necessário a realização, na área denominada lavrada, de uma operação de aração com um arado de três discos de diâmetro de 670 mm e distância entre discos de 560 mm, conforme mostrado na Figura 18, visando criar o micro-relevo do solo lavrado.



Figura 18: Arado de três discos utilizado no preparo da área lavrada

3.1.2 Caracterização dos operadores

O grupo de ensaio dos operadores de trator consistiu de três sujeitos do sexo masculino, selecionados visando representar a diversidade do perfil antropométrico dos operadores de máquinas agrícolas da região centro do Rio Grande do Sul, conforme Debiasi *et al.*, (2004) e que previamente aceitaram participar voluntariamente do experimento.

Após serem preparados para a realização do experimento, os sujeitos foram pesados e medidos em seus parâmetros antropométricos, conforme mostrado na Tabela 05.

Tabela 05: Medidas antropométricas dos operadores

<i>Medidas antropométricas</i>	<i>Operador 01</i>	<i>Operador 02</i>	<i>Operador 03</i>
Peso (kg)	67	101	70,5
Altura (m)	1,66	1,80	1,83
Idade (anos)	23	30	24
Índice de Massa Corporal (kgf/m²) Classificação segundo Fernandes Filho (2003)	24,30 normal	31,7 obesidade grau 01	21,05 normal
Relação Cintura-Quadril (%) Classificação segundo Bray e Gray (1988)	0,80 baixo	0,92 Alto	0,79 baixo
Percentual de Gordura (%) Protocolo para dobras cutâneas Petroski (2003) Classificação segundo Lohman (1992)	16,82 acima da média	24,63 acima da média	9,50 abaixo da média

3.1.3 Caracterização dos bancos

Os bancos utilizados nos ensaios para a medição da vibração e da distribuição da pressão na superfície de contato com o operador correspondem a dois modelos ofertados pelos fabricantes de tratores, sendo denominados, em função da conformação da superfície e do material utilizado em seus estofamentos: banco simples (B1) e banco intermediário (B2).

Os bancos são identificados como de mesmo tipo por não apresentarem diferenças essenciais entre si com respeito a dimensões, inclinações do respaldo e do assento e regulagens longitudinal e vertical (DIRETIVA 78/764/CCE) e são mostrados na Figura 19.



(a)



(b)

Figura 19: Banco simples de superfície lisa e menor espessura de estofamento (a); banco intermediário de superfície ondulada e maior espessura de estofamento

Classificados como mecânicos com suspensão não compacta, ambos os bancos não possuem apoio para os braços, o que não terá nenhuma influência no comportamento do banco, porque os ensaios foram realizados com as duas mãos no volante. As dimensões dos bancos são mostradas na Tabela 06 abaixo.

Tabela 06: Medidas dos bancos de ensaio

<i>Medidas bancos de ensaio</i>	<i>Máxima Mínima</i>		<i>B1</i>	<i>B2</i>
1 - Largura do assento (mm)	480	400	480	420
2 - Profundidade do assento (mm)	420	380	350	390
3 - Largura do encosto (mm)	400	360	410	420
4 - Altura de encosto (mm)	-	220	305	70
5 - Distância entre o assento e início do encosto (mm)	90	70	Ø	25
6 - Ângulo do encosto lombar	-	-	100°	93,5°

3.1.3.1 Suspensão mecânica

A redução das vibrações nos dois bancos de ensaios é obtida através de um sistema de suspensão constituído por um elemento elástico do tipo mecânico.

Este sistema de suspensão pode ser caracterizado como **suspensão mecânica não compacta**, conforme mostrado na Figura 18, composto por uma caixa de suspensão localizada na parte posterior do encosto, com espaço para atuação limitado entre 30 e 40 mm e uma articulação dianteira permite que o banco realize um movimento de oscilação.

O corpo fixo do banco está conectado a uma parte móvel por meio de um braço e de uma caixa de molas, que se desloca em relação a parte fixa por meio de um sistema de guias mecânicos. Duas molas, colocadas em paralelo, e um amortecedor, localizado entre a base do braço e a caixa de molas completam o conjunto da suspensão.

Os dois bancos possuem uma estrutura semelhante com mecanismo de braço oscilante conforme mostra a Figura 20, sendo compostos, basicamente, por um corpo fixo que sustenta o assento, integrado a um trilho colocado sobre a base do trator, que permite o deslocamento longitudinal do banco.

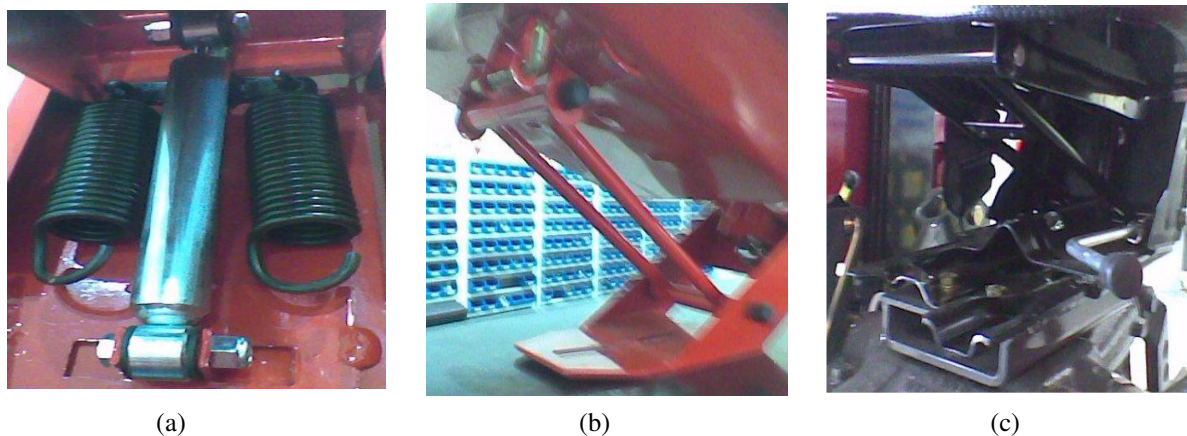


Figura 20: Molas e amortecedor que formam o conjunto de suspensão (a); braço oscilante no banco de superfície lisa (b) e braço oscilante e trilho de deslocamento longitudinal do banco de superfície ondulada (c).

3.1.4 Caracterização do trator

Os ensaios para a medição da vibração e distribuição da pressão na interface banco e operador foram realizados utilizando o trator Massey Ferguson, modelo 275, ano 1987, equipado com um motor Perkins com 04 cilindros em linha, aspirado, com potência na rotação nominal de 56,6kW (77 CV), conforme mostrado na Figura 21.

Os pneus de tração que equiparam o trator são da marca BF GOODRICH Special Service 18.4-30 R2 nas rodas traseiras, com profundidade das garras de 68 mm e pneus GOODYEAR Super Rib Tractor 7.5-16 nas rodas dianteiras.

A massa total desse trator era de 2413 kg, sem lastro metálico dianteiro ou traseiro e com a adição de lastro líquido nas rodas motrizes traseiras, com o tanque, o radiador e os reservatórios de fluídos de lubrificação e hidráulicos cheios.



Figura 21: Trator Massey Ferguson modelo MF 275 utilizado nos ensaios

3.1.5 Caracterização do micro-relevo das áreas do experimento

Para a execução dos ensaios foram demarcadas três áreas de iguais dimensões, com diferentes características de superfícies, sendo duas áreas caracterizando as condições de solo rugoso, um consolidado, com pastagem nativa e outro trabalhado pela ação de um arado e uma terceira área, com superfície lisa asfáltica. Todas as áreas foram divididas em três parcelas marcadas no terreno no sentido do trajeto do trator.

Os ensaios foram conduzidos de maneira que se reproduzissem exatamente as diversas condições suportadas pelo tratorista durante suas atividades laborais, sendo que o percurso e a distância de ensaio foram determinados a partir das condições das áreas a serem trabalhadas.

As Figuras 22, 23, 24, 25 e 26 mostram caracterizações das áreas de ensaio.



Figura 22: Caracterização da área consolidada



Figura 23: Caracterização da área lavrada



Figura 24: Caracterização da área de superfície asfáltica



Figura 25: Exemplo de leituras do perfil

Leituras das varetas do perfilômetro

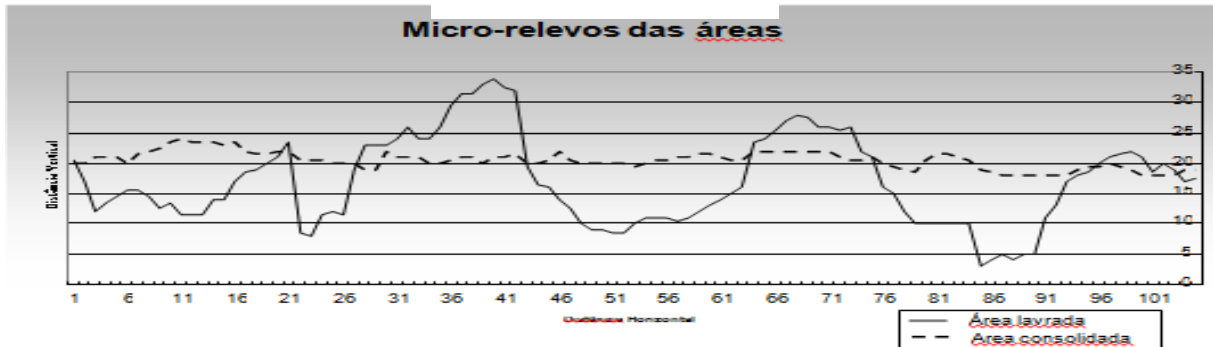


Figura 26: Exemplo dos perfis dos micro-relevos das áreas consolidada e lavrada identificados a partir dos dados de perfilometria

Para a obtenção do perfil de rugosidade dos solos das áreas de ensaios, foi utilizado um perfilômetro mecânico com 350 mm de largura útil e largura das faixas horizontais de 10 mm, dotado de 21 varetas dispostas verticalmente, com distâncias entre varetas de 15 mm, perfazendo um total de 21 leituras, conforme mostrado abaixo na Figura 27.



Figura 27: Perfilômetro mecânico utilizado nos ensaios

Nos ensaios conduzidos na área com micro-relevo rugoso trabalhado foi observado que os trajetos dos diversos ensaios percorridos pelo trator não se sobrepusessem, evitando que a rugosidade do solo lavrado fosse alterada.

O perfilômetro foi montado no sentido de deslocamento do trator e após a obtenção das 21 leituras foi deslocado na direção longitudinal, fazendo-se coincidir o ponto da última

leitura da posição anterior com a primeira leitura no novo posicionamento. Esse procedimento foi repetido até a obtenção de 105 leituras.

Assim, foram realizadas as leituras do perfil do solo antes do preparo, obtendo-se o seu perfil natural e após o preparo, com a mobilização do solo pela ação do arado, sendo para isso, tiradas fotografias digitais do aparelho em cada repetição, as quais foram usadas na análise dos valores de profundidade em cada ponto (CARVALHO FILHO *et al.*, 2007).

3.1.6 Medição das velocidades de deslocamento

Para a medida das velocidades instantâneas de deslocamento desenvolvidas pelo trator durante o experimento, os instrumentos de medição utilizados são descritos a seguir:

As três velocidades de deslocamento utilizadas neste experimento foram determinadas a partir medição das velocidades instantâneas desenvolvidas pelo trator durante o percurso de cada área, com a utilização das informações de localização coletadas por uma antena receptora de sinais de satélite (GPS) Ag GPS 21A LIGHTBAR, conforme Figura 30, com barra de luzes, produzido pela Trimble, fixado no toldo do trator, atuando como sensor de velocidade.

As medidas das velocidades instantâneas de deslocamento durante a realização dos ensaios foram obtidas através da recepção de um sinal gerado por um satélite do sistema GPS por um receptor de GPS, usado como sensor de velocidade, conforme mostra a Figura 31.

3.1.7 Aquisição e armazenamento de dados

A aquisição e armazenamento dos dados de velocidade instantâneas de deslocamento do trator foi feita pelo registrador de dados (*datalogger*) Campbell Scientific, modelo CR 1000-ST-SW-NC16130-23 (Figura 29), com capacidade de armazenamento de 04 Mb, com 16 canais analógicos e 02 canais de pulso. Após a aquisição e armazenagem os dados foram transmitidos a um computador para serem interpretados através do software PC400W.

3.1.8 Medição e análise da vibração

Para a medição da exposição do operador do trator à vibração de corpo inteiro foi utilizado o sistema de medição e análise de vibração RT Pro Photon 6.30 que realiza leituras simultâneas triaxiais nos eixos x, y e z, de acordo com as normas ISO 2631-1:1997.

O sistema RT Pro Photon 6.30 é composto por um acelerômetro triaxial fixado em um *seatpad*, placa rígida e plana de 250 mm com proteção para o acelerômetro, conforme mostrado na Figura 28, colocado ao centro da superfície do assento do banco, entre este e o operador, que mede as vibrações no eixo X, nos sentidos frontal e traseiro, no eixo Y, nos sentidos direito e esquerdo e no eixo Z, no sentido vertical e por um acelerômetro uniaxial, para medir as vibrações no ponto de fixação do banco, fixado junto na base do banco, dentro da projeção vertical da superfície do assento do trator, conforme prevê a diretiva 78/764/CEE.



Figura 28: Acelerômetro triaxial fixado em placa de borracha rígida e plana

As vibrações foram medidas nos diversos eixos no assento (acelerômetro S) e, simultaneamente, no sentido vertical na base do banco (acelerômetro P) junto ao piso do trator, conforme mostra a Figura 29.

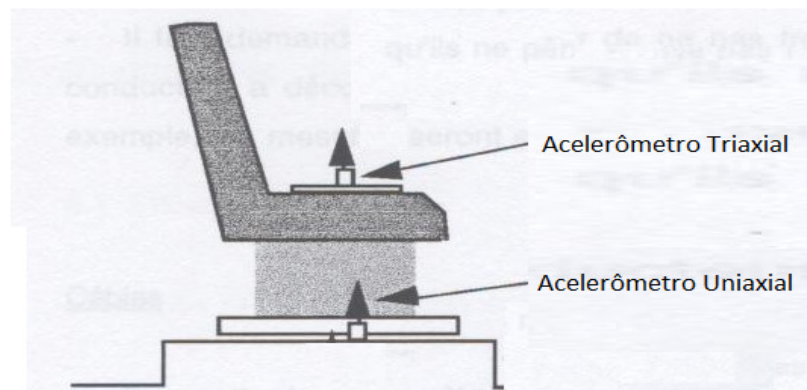


Figura 29: Posição dos acelerômetros para medição das vibrações
Fonte: ISO/DIS 7096:1997

Os dados da dinâmica das vibrações na interface assento-operador adquiridos através dos dois acelerômetros foram transmitidos para um computador com placa A/D interna e processados por um software de aquisição e processamento (Figura 30), com frequência de amostragem de 150 medições por segundo ao longo do trajeto especificado, totalizando de 4500 a 6000 medições por ensaio e após foram filtrados em bandas de 1/3 de oitavas e ponderados de acordo com as recomendações da norma ISO 2631-1:1997.



Figura 30: Exemplo de tela de *playback* do software RT Pro Photon 6.30
Fonte: Software RT Pro Photon 6.30

3.1.9 Medição da distribuição da pressão

O equipamento utilizado para medir a distribuição da pressão que ocorre na interface operador-banco foi o sistema X-Sensor, que é formado por um sensor capacitivo constituído de uma manta sensorizada, módulo de interface e software de análise que permite a conformação das curvas do corpo humano, conforme Figura 31.

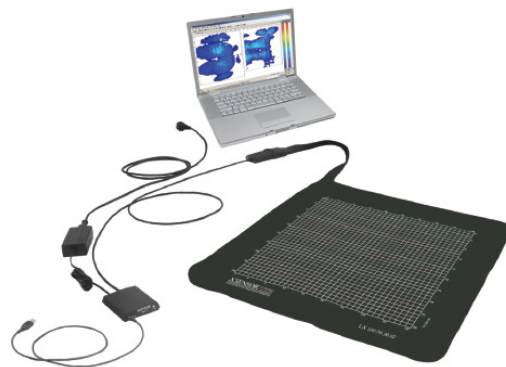


Figura 31: Sistema de medição da distribuição da pressão
Fonte: X-Sensor Technology Corporation

O sensor PX100:40.40.02 é uma fina manta sensorizada produzida em quatro camadas de *stretch lycra* com 1600 sensores capacitivos com medidas de 508 x 508 mm que cobriu o assento do banco obtendo todo o contato entre o corpo do operador e o banco, conforme mostrado na Figura 32.

Antes do início do experimento o equipamento foi calibrado de acordo com as recomendações do fabricante e cada medição, representada pela imagem bidimensional em tempo real da distribuição da pressão dos glúteos é chamada de quadro (*frame*).



Figura 32: Manta sensorizada posicionada sobre o assento do banco (a); dimensões da manta utilizada (b)

3.2 Método

3.2.1 Procedimentos experimentais

Para o atendimento do objetivo de medição das vibrações e da distribuição das pressões na superfície do assento do banco a que estão sujeitos os operadores de tratores agrícolas na condição real de operação, os experimentos de campo foram conduzidos em área da Universidade Federal de Santa Maria, no município de Santa Maria, latitude de 29°43' Sul, longitude de 53°43' Oeste, na região central do estado do Rio Grande do Sul e iniciaram-se pela caracterização da amostra de trabalho, composta por três operadores de tratores, através de distintos campos que trataram de aspectos da identificação e das medidas antropométricas dos sujeitos.

Os operadores selecionados são todos do sexo masculino, voluntários em idade laboral, aptas ao trabalho e sem relatos de qualquer tipo de lesões e de problemas de saúde.

Após serem pesados e medidos em seus parâmetros antropométricos, os operadores foram instruídos a respeito do propósito e aspectos gerais do estudo e do protocolo de como os dados seriam adquiridos. Para a execução dos ensaios os operadores percorreram as áreas nas velocidades de deslocamento pré-definidas, sendo então realizadas as medidas da vibração de corpo inteiro e da distribuição das pressões na interface assento-operador, nos dois tipos de bancos de tratores agrícolas testados.

Após a caracterização da amostra, o estudo desenvolveu-se em duas fases. Primeiramente a área destinada ao experimento foi medida, demarcada e preparada para a realização dos ensaios, sendo dividida em duas áreas menores, denominadas consolidada (A1), onde não foi realizada nenhuma operação agrícola antes do ensaio, permanecendo o solo não trabalhado e lavrada (A2), onde foi realizada uma operação de aração com um arado de três discos para criar o micro-relevo de solo lavrado. Uma terceira área (A3), com superfície lisa, tipo asfáltica, foi selecionada para servir como controle.

Em um segundo momento foram realizados os ensaios sob condições de campo que proporcionaram a aquisição dos dados de medição das velocidades instantâneas, dos níveis de vibração e de distribuição da pressão na interface assento-operador.

As medições amplitudes das vibrações nas diversas frequências e da distribuição da pressão na superfície de contato entre o operador e o banco foram realizadas em três diferentes velocidades obtidas através dos regimes de marchas 3ª Reduzida (V1), 4,66 km/h, 1ª Reduzida (V2), 5,56 km/h e 1ª Simples (V3), 6,58 km/h, escolhidas para representar as velocidades médias que normalmente são utilizadas nas operações agrícolas e foram realizadas sem nenhum implemento agrícola acoplado, para que não ocorresse atenuação das vibrações produzidas durante o ensaio.

Os ensaios foram realizados ao longo das três áreas previamente determinadas, sem obstáculos para evitar a ocorrência de amplitudes vibratórias anômalas. As passadas percorreram três lotes demarcados de um trajeto de 40 metros de cada um dos dois diferentes tipos de micro-relevos de solo (rugoso consolidado e rugoso trabalhado com arado) e da superfície lisa, com uma frequência de aquisição da velocidade instantânea de um ponto a cada dois segundos.

O trator realizou as operações em condições de campo com a velocidade estabilizada, sem muitas variações, evitando que a recepção dos sinais de satélite (GPS) apresentasse distorções de medição sob condições de aceleração e desaceleração.

A rotação do motor do trator, utilizada em todos os ensaios foi de 1900 rpm.

O receptor de GPS determina a velocidade através do desvio na frequência do sinal vindo de cada satélite, o qual é proporcional à velocidade relativa entre receptor e o satélite. Estas medições são obtidas usando o efeito Doppler, o qual estabelece que, quando uma onda se propaga num meio qualquer e se reflete em algum objeto móvel, será refletida com uma frequência diferente da onda incidente. No movimento relativo dos satélites do sistema GPS em relação a um objeto móvel que se movimenta, a frequência da transmissão de um sinal gerado pelos satélites é alterada quando recebida no objeto móvel.

Sabendo-se as posições dos satélites do sistema GPS e a velocidade relativa entre o receptor GPS no objeto móvel e os satélites, é possível determinar qual a velocidade do receptor e o seu vetor de direção.

Dois bancos do posto de trabalho de tratores agrícolas foram ensaiados, um simples (B1) e outro intermediário (B2) representando a gama de modelos normalmente mais ofertados pelos fabricantes de máquinas agrícolas nacionais para a faixa de potência do trator utilizado nos ensaios em campo.

A posição sentada assumida pelos operadores durante os ensaios foi determinada a partir de duas posições de regulagem do banco, denominadas macia (R1), quando a mola da suspensão está totalmente distensionada e dura (R2), quando a mola está totalmente tensionada, sem auxílio de apoios para os braços e com os pés apoiados no piso.

As medições foram realizadas sempre através do mesmo protocolo, com os operadores permanecendo sentados durante cada ensaio, com as duas mãos no volante.

3.2.2 Transmissibilidade da vibração

A principal questão enfrentada foi a identificação de quais parâmetros seriam utilizados para a determinação da transmissibilidade da vibração da base para o assento do banco do trator e a escolha dos métodos de pós-processamento dos dados.

O uso do acelerômetro triaxial *seatpad* para a medição da vibração atuante sobre a superfície do assento do banco pode distorcer os resultados das medições da distribuição da pressão, sendo então, realizadas duas medições da distribuição da pressão, uma com *seatpad* e outra sem o *seatpad*, para confirmar esta possibilidade.

As duas medições da distribuição da pressão, uma com e outra sem o acelerômetro *seatpad* colocado sob as tuberosidades isquiáticas, mostraram diferenças nos mapas de

distribuição, com o efeito do *seatpad* aparecendo no incremento da pressão nesta área, uma das mais importantes no mapeamento da pressão, tornando impossível a medição simultânea.

3.2.2.1 Medição dos níveis vibracionais em campo

A grandeza primária utilizada para descrever a intensidade da vibração medida é a aceleração, expressa em m/s^2 , e a determinação dos níveis de vibração se baseia nas normas ISO 2631-1:1997 e NBR 12319 (1995).

O acelerômetro triaxial, tipo *seatpad*, foi responsável pela medição das vibrações nos três eixos x, y e z, sendo montado entre a superfície do assento do banco e o operador e o acelerômetro, uniaxial, foi destinado a medir as vibrações somente no eixo vertical, estando posicionado diretamente na base da plataforma do trator agrícola, sendo que todos os eixos foram fixados conforme a norma ISO 2631-1:1997.

Os dados de vibração foram adquiridos ao longo do trajeto determinado, totalizando 150 ensaios por passagem em cada área e filtrados em bandas de 1/3 oitava. O programa de aquisição dos dados utiliza uma placa de aquisição e conversão de dados, que permite selecionar o processo de varredura da placa A/D e salvar os dados automaticamente, canal por canal, para posteriormente ser processado pelas rotinas de processamento e tratamento de dados, sendo dividido em rotinas de processamento básicas, possibilitando obter e estudar os parâmetros de avaliação definidos.

3.2.2.2 Parâmetros de avaliação da transmissibilidade da vibração

Para auxiliar na determinação de qual a extensão da redução da vibração sobre os operadores de tratores na posição sentada no banco do posto de trabalho é necessária, segundo Johansson e Nilsson (2006), a transmissibilidade do banco foi analisada a partir seguintes parâmetros.

3.2.2.2.1 As acelerações eficazes das vibrações em função do tempo

As vibrações a que os operadores de tratores são submetidos durante seu trabalho são de natureza aleatória e se devem basicamente as irregularidades do solo onde é desenvolvida a operação agrícola, (BERASATEGUI, 2000). Estas vibrações são resultado do somatório das funções senoidais de diferentes frequências, contíguas uma as outras, formando um espectro de frequência. A análise da frequência em função de densidade espectral de potência - PSD (*power spectral density function*) é o método proposto pela norma ISO 2631-1:1997 para o estudo das vibrações aleatórias nos assentos de bancos do posto de trabalho de tratores agrícolas.

Para atendimento da evolução da magnitude da aceleração com o tempo, devem ser definidos os seguintes valores:

1. **Valores de pico:** são os valores máximos ocorridos no movimento vibratório
2. **Valor eficaz:** definido por

$$a_w = \left[\frac{1}{T} \int a_w^2(t) dt \right]^{1/2}$$

[1]

onde:

T é o tempo de observação (s)

$a(t)$ a aceleração instantânea (m/s²).

A aceleração eficaz é o valor mais significativo da amplitude, porque leva em conta o histórico da onda e resulta no valor da amplitude relacionado diretamente com a energia e por consequência com a nocividade da vibração.

Dentro dos diferentes métodos de análise freqüencial, o método mais utilizado e que aparece na norma ISO 2631-1:1997, para o ensaio de bancos de tratores agrícolas, é a análise da aceleração eficaz ponderada em bandas de 1/3 de oitava:

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

onde:

a_w é a aceleração eficaz ponderada em 1/3 de oitava

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

a_i é o valor eficaz da aceleração para a banda $i^{\text{ésima}}$ de 1/3 oitava

<i>Frequência em Hz</i>	<i>Fatores de ponderação</i>	
	Wk Exposição de corpo inteiro no eixo Z	Wd Exposição de corpo inteiro nos eixos X e Y
2.5	0,6335	0,7733
5	1,039	0,4081
12.5	0,8989	0,1597
20	0,6373	0,1004

Quadro 03: Fatores de ponderação para exposição à vibração de corpo inteiro

Fonte: ISO 8041:1990

3.2.2.2.2 Amplitude efetiva da transmissibilidade no banco - SEAT%

Além da análise da aceleração eficaz para obtenção da percepção da vibração e de seus efeitos sobre o corpo do operador na interface com o assento do banco, a transmissibilidade pode, também, ser calculada através do estudo da dinâmica do banco, tendo em vista que, para atingir o operador as vibrações necessitam passar através do banco (JOHANSSON e NILSSON, 2006).

Para o cálculo da transmissibilidade da vibração da base do trator para o banco utiliza-se o parâmetro VDV (*vibration dose value*) (Figura 33) que determina a dose de vibração cumulativa no assento e no piso do veículo, conforme Johansson e Nilsson (2006).
são:

$$VDV = \left[\int_{t=0}^{t=T} a_w^4(t) dt \right]^{1/4} \quad [3]$$

onde:

$a_w(t)$ é a aceleração eficaz ponderada em 1/3 de oitava ao longo do tempo (m/s^2)

t é o período de tempo de ocorrência da vibração (s)

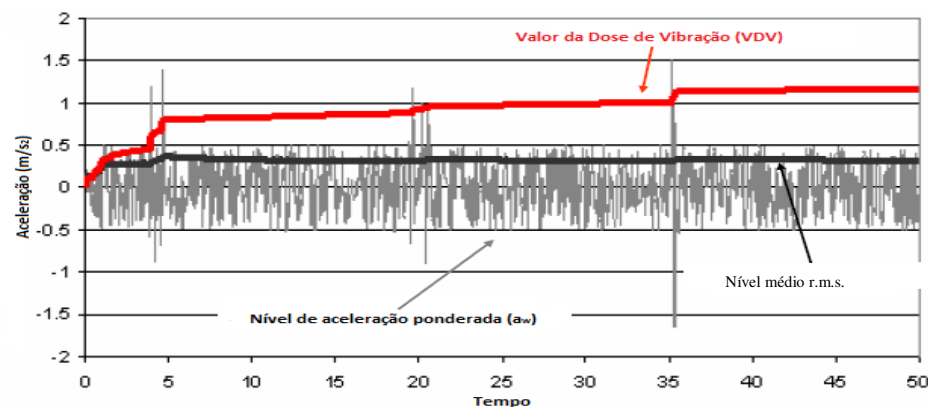


Figura 33: Exemplo de valor da dose de vibração (VDV)

$$SEAT = \frac{VDV_{no_assento}}{VDV_{no_piso}} \times 100 \quad [4]$$

Um valor de SEAT% de 100% indica que não houve melhora nem degradação no desconforto produzido pelo banco. Para valores de SEAT maiores que 100%, a vibração medida no banco é maior do que a vibração medida na plataforma e o desconforto causado pela vibração é aumentado pelo assento. Quando, ao contrário, os valores estão abaixo de 100%, significa que o banco atenuou a vibração transmitida e o assento isolou parte da vibração.

3.2.2.2.3 Transmissibilidade das vibrações em mais de uma direção em função da frequência

Segundo Donati (1996), estudos desenvolvidos por diversos pesquisadores permitiram concluir que a melhor forma de medir a ação das vibrações sobre uma pessoa sentada é calcular a raiz quadrada da soma dos quadrados das acelerações ponderadas, tomadas em cada

eixo ortogonal, concluindo ainda que quando da medição da incidência das vibrações sobre o indivíduo sentado, estas não podem ser medidas somente na base do assento, nem em uma só direção.

Baseada nestes estudos, a norma ISO 2631-1:1997 determina que se ocorrerem vibrações em mais de uma direção simultaneamente (vibração multiaxial ou multiplanar), além do valor da aceleração para cada uma das direções, deve ser calculado o valor para a vibração total, sendo que os limites correspondentes aplicam-se separadamente a cada componente vetorial nos três eixos.

$$|a_{h v}| = \sqrt{a_{h w x}^2 + a_{h w y}^2 + a_{h w z}^2} \quad [5]$$

onde:

$|a_{h v}|$ é a aceleração total, em m/s^2

$a_{h w x}$, $a_{h w y}$, $a_{h w z}$, são as acelerações eficazes ponderadas nos eixos ortogonais x, y, z

3.2.3 Distribuição da pressão

A principal questão colocada para a montagem do experimento da distribuição da pressão foi como realizar as medições simultâneas das vibrações e da distribuição da pressão na interface assento-operador sem que houvesse interferência nos resultados dos mapas de pressão gerados. Outra questão importante enfrentada foi a identificação e escolha dos parâmetros e dos métodos de pós-processamento a serem utilizados para a determinação da distribuição da pressão na interface assento-operador.

3.2.3.1 Medição da distribuição da pressão na interface assento-operador

Para obtenção dos dados da distribuição da pressão na interface assento-operador dinamicamente foi utilizado o sistema de medição da distribuição da pressão (BPMS) X-Sensor (X-Sensor Technology Corporation), conforme a Figura 34.

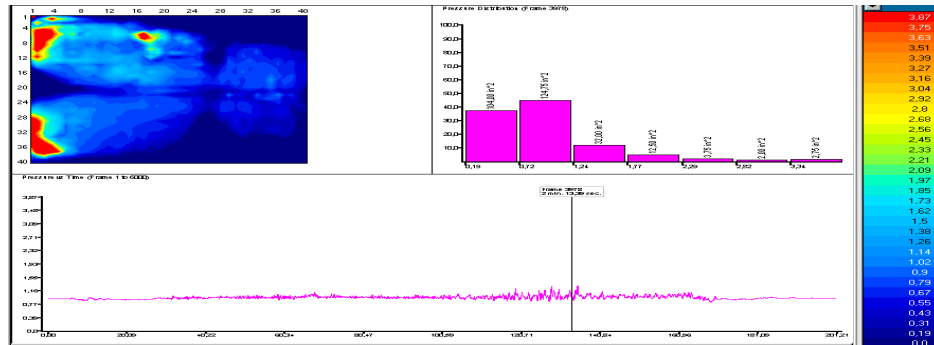


Figura 34: Exemplo de tela de *playback* do software X3 PRO v6.0 SP1
 Fonte: *Software*X3 PRO v6.0 SP1

A manta sensorizada está conectada ao programa de aquisição de dados X3 PROv6.0, que proporcionará a aquisição e o registro de mapas de pressão das forças atuantes sobre determinada área no banco.

Os mapas de pressão são a distribuição da pressão de dado momento em uma matriz de elementos sensorizados, registrados em 28 *frames* (quadros) por segundo, que juntos formam um filme, conforme mostrado na Figura 35. Os arquivos do filme são exportados para o formato .txt para pós-processamento no software MATLAB 8 (The Mathworks Inc.).

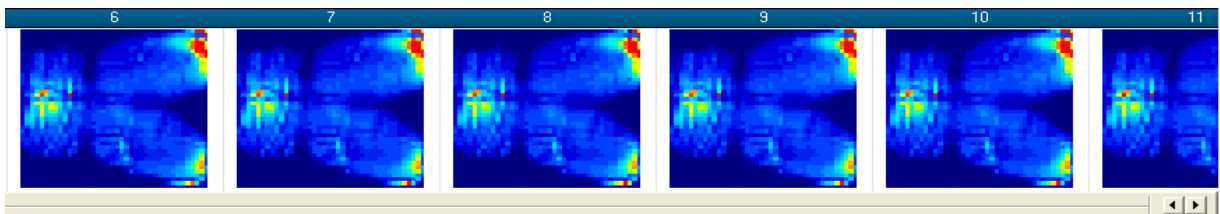


Figura 35: Exemplo de tela de *filmstrip* do *software* X3 PRO v6.0 SP1
 Fonte: *Software* X3 PRO v6.0 SP1

3.2.3.2 Parâmetros de avaliação da distribuição da pressão

Para realizar a análise dos efeitos ocasionados pela pressão exercida pelo tronco do operador na interface assento-operador do banco de um trator agrícola foram adotados os seguintes parâmetros da distribuição da pressão.

3.2.3.2.1 Pressão média

A medida da distribuição da pressão na superfície de contato do assento do banco com o operador é feita através de uma matriz com múltiplos pontos sensorizados, onde para obtenção da matriz com os valores médios de cada sensor, calcula-se o valor médio de pressão de cada sensor durante o ensaio.

3.2.3.2.2 Distribuição da Pressão no assento - SPD%

O parâmetro da distribuição da pressão no assento – SPD% (*seat pressure distribution*) descreve a habilidade do assento do banco em distribuir uniformemente a pressão na interface do assento do banco e o operador, podendo ser definido como:

$$SPD\% = \frac{\sum_{i=1}^n (P_i - P_m)^2}{4nP_m^2} \times 100 \quad [6]$$

onde:

n é o número de pontos sensorizados ativados

p_i é a pressão em cada célula

p_m é a pressão média dos n elementos

O parâmetro SPD% é um método de avaliação estático, mas pode ser utilizado em circunstâncias dinâmicas e para que o seu cálculo seja possível é necessário a utilização de um sistema de mapeamento de distribuição da pressão do corpo (BPMS).

Primeiramente deve ser calculado o valor estático do parâmetro para cada matriz da distribuição da pressão. Após este cálculo, o valor dinâmico do parâmetro SPD% é obtido tomando a média da pressão de todos valores SPD% estáticos de cada sensor do mapa de pressão durante o ensaio, o que permite determinar a habilidade do assento do banco em manter a uniformidade da distribuição da pressão.

Um menor valor percentual de SPD% indica uma maior uniformidade da distribuição da pressão no assento do banco e para que a esta distribuição se aproxime da perfeição, a pressão em cada sensor do mapa de pressão deve tender a se igualar com a pressão média de todos os sensores, resultando em um valor próximo ou igual a zero.

3.2.3.2.3 Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - Pcrms

O corpo humano pode, segundo Lidén (2003), ajustar-se a um nível constante de vibração, porém mudanças bruscas e repentinas dos níveis de vibração são, muitas vezes, desconfortáveis e o método baseado na distribuição da pressão do corpo utilizado para analisar este comportamento dinâmico é a mudança da pressão do corpo medida sobre o tempo.

Segundo Johansson e Nilsson (2006), Pcrms (*pressure change rate root mean square*) é a medida da alteração da pressão em função da aceleração eficaz e que um valor reduzido de Pcrms significa que o banco é mais confortável, embora não exista um valor que defina o limiar que separa um banco confortável de um desconfortável. Os valores de Pcrms podem ser utilizados para avaliar diferentes assentos de bancos, mas para que as comparações sejam relevantes estes assentos devem ser feitos com materiais similares.

Usando o histórico no tempo da pressão dinâmica $P(t)$, o cálculo da taxa de variação da pressão em função da r.m.s. pode ser obtido com:

$$p_{crms} = \left(\frac{1}{T} \int_0^T \left(\frac{dP(t)}{dt} \right)^2 dt \right)^{1/2} \times 100$$

[7]

onde:

T é o **período** de tempo total

P é a pressão dinâmica.

A variação da pressão nas diferentes partes da matriz sensorizada na posição sentada do operador é feita com o cálculo da Pcrms para cada sensor de medição.

3.2.3.2.4 Área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - aPcrms

Casey (2006) cita Henderson *et al.* (1994) para afirmar que a posição sentada por longos períodos pode provocar uma compressão nos tecidos da região glútea, particularmente nas tuberosidades isquiáticas e que pressões extremas podem criar uma obstrução no suprimento de sangue ocasionando deficiência de oxigênio nas células dos tecidos.

Por esta razão, acredita o autor, a distribuição da pressão do operador no assento do banco através do parâmetro aPcrms deve ser utilizado na mensuração objetiva do conforto de bancos de veículos. Este método é uma adaptação do Pcrms para incluir a distribuição da pressão da pessoa sentada, considerando um nível de pressão relativo ao total da área deste nível de pressão como a área da taxa de variação da pressão em função da r.m.s.

$$aPcrms = \sum_{i=1}^4 A(r_i)Pcrms(r_i)W(r_i) \quad [8]$$

Para cada pressão de uma célula individual n é calculada uma pressão média $p_a(n)$, sendo cada área $A(r_i)$ determinada pelo cálculo do total de células com pressão média entre quatro limites específicos r_i , definidos no Quadro 04.

Limite de pressão r_i	Fator ponderado $W(r_i)$
$r_1: 0,0543 \leq P_a(n) < 0,0815 \text{ kgf/cm}^2$	$W(r_1) = 1$
$r_2: 0,0815 \leq P_a(n) < 0,1087 \text{ kgf/cm}^2$	$W(r_2) = 2$
$r_3: 0,1087 \leq P_a(n) < 0,1359 \text{ kgf/cm}^2$	$W(r_3) = 3$
$r_4: P_a(n) > 0,1359 \text{ kgf/cm}^2$	$W(r_4) = 4$

Quadro 04: Limites de pressão e fatores ponderados para cálculo do parâmetro aPcrms

Fonte: Lidén (2003)

A medida da taxa de variação da pressão é a média Pcrms das células dentro de cada limite de pressão, ao longo do tempo, pelo fator de cada limite. Células com pressão média abaixo de $0,0543 \text{ kgf/cm}^2$ não contribuem para o valor de aPcrms e um valor menor de aPcrms resulta em um banco mais confortável. Fisicamente, o parâmetro aPcrms mensura a

capacidade do assento do banco em limitar a mudança da pressão e ao mesmo tempo manter a uniformidade da distribuição da pressão.

Conforme Case (2006) a pressão externa requerida para bloquear os vasos capilares na pressão humana normal é aproximadamente de $0,0543 \text{ kgf/cm}^2$, sendo por este motivo determinado como o limiar mais baixo do fator ponderado $W(r_i) = 1$ e pressões abaixo deste não causam restrição no fluxo de sangue. O limite superior definido como fator ponderado $W(r_i) = 4$ foi adotado como $0,1359 \text{ kgf/cm}^2$, por ser próximo do limite superior da medição da pressão arterial e por esta razão, pressões acima deste limiar são extremamente indesejáveis. Pressões entre estes dois extremos são divididas entre quatro intervalos incrementados por $0,027 \text{ kgf/cm}^2$.

Os valores calculados para o parâmetro $aPcrms$ contabilizam a distribuição de pressão, a área de contato e a taxa de variação da pressão em toda a área sentada. Um menor valor de $aPcrms$ representa um conceito de menos desconforto.

3.2.3.2.5 Área efetiva de contato

A Área efetiva de contato trata da habilidade de um banco em proporcionar conforto às pessoas. Para isso, os projetos de bancos devem especificamente prover suporte e estabilidade ao usuário, além de procurar ao máximo diminuir a pressão na interface do assento com o usuário através do incremento da correspondente área de contato.

Uma área de contato mais ampla conjugada com uma menor distribuição da pressão resulta em um banco confortável, pois o aumento da área de contato diminui a pressão média por suportar forças adicionais.

A constatação de que a distribuição da força sobre uma área maior resulta em menor desconforto sugere que uma distribuição mais uniforme da pressão pelo assento do banco, com conseqüente redução da pressão localizada sobre os ossos proeminentes, tais como as tuberosidades isquiáticas, é o que torna o banco mais confortável.

3.3 Análises estatísticas

Após a fase de aquisição de dados que permitiram o cálculo dos parâmetros de transmissibilidade das vibrações e de distribuição da pressão dos dois bancos inicia-se a fase de análise estatística dos dados.

O delineamento experimental aplicado na aquisição dos dados foi de distribuição intencional dos blocos e amostragem em três parcelas.

Os dados das velocidades instantâneas de deslocamento armazenados pelo *datallogger*, das vibrações registradas pelos acelerômetros e da distribuição da pressão obtidos pela manta sensorizada coletados e selecionados para análise pelo *software* estatístico foram igualados pelo menor número de coletas dentro da parcela de maior velocidade com a finalidade de tornar idênticas as quantidades de dados para todos os tratamentos devido à diferença de velocidades avaliadas, pois passadas com maior velocidade percorreram o trajeto de 40 metros em menores tempos, com menor aquisição de dados do que os tratamentos que utilizaram velocidades de deslocamento menores.

Os valores de vibração e de distribuição da pressão obtidos para o cálculo dos parâmetros experimentais procedentes da instrumentação do trator foram importados para planilhas de cálculos separadas, em cada arquivo, por tipo de banco, operador, regulagem de suspensão, velocidade de deslocamento. Nestes arquivos distinguiu-se a divisão entre blocos e parcelas, o que possibilitou determinar os valores médios dos dados adquiridos em cada tratamento.

As análises estatísticas foram compostas para os parâmetros de transmissibilidade das vibrações e distribuição da pressão e possibilitaram o estudo dos seus efeitos em três operadores de tratores agrícolas sentados em dois diferentes bancos de tratores agrícolas, com suspensão regulada em valores máximos e mínimos, durante o deslocamento em três velocidades de deslocamento em três diferentes micro-relevos de solo.

O método estatístico utilizado foi a Análise de Variância (ANOVA) com nível de significância a de 95% de confiabilidade o que possibilitou o estudo simultâneo dos vários fatores que influenciam a variabilidade dos dados.

A análise estatística dos dados foi realizada através do teste de Duncan, o que exige em primeiro lugar ordenar as médias em ordem crescente ou decrescente de tamanho. Após este ordenamento, calcula-se a diferença mínima significativa (d.m.s.) para comparar a maior média com a menor, sendo que, no conjunto ordenado das médias, a comparação entre a

maior e a menor média corresponde a um intervalo que abrange todas as k médias. Se a diferença entre a maior e a menor média é significativa, calcula-se outra d.m.s., agora para comparar médias em um intervalo abrangendo $k-1$ médias. Sempre que duas médias não são estatisticamente diferentes, não é possível testar as diferenças entre médias que estão no intervalo delimitado por aquelas duas médias.

Segundo PIMENTEL GOMES (2000) a aplicação do teste de Duncan é bem mais trabalhosa do que a do teste de Tukey, porque exige o cálculo de diversas diferenças mínimas significantes, entretanto, obtém resultados mais detalhados e indica resultados significativos em casos onde o teste de Tukey não permite obter significação estatística. Tal como o teste de Tukey, o de Duncan exige, para ser exato, que todos os tratamentos tenham o mesmo número de repetições.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

4.1 Resultados das velocidades de deslocamento

As velocidades reais de deslocamento desenvolvidas durante os ensaios foram determinadas a partir da medição das velocidades instantâneas alcançadas em um percurso de 40 m em cada área, através de um receptor de GPS instalado no teto do trator.

Os valores médios das velocidades V1, V2 e V3, calculadas a partir das velocidades instantâneas para as marchas 4ª Reduzida, 3ª Reduzida e 1ª Simples, respectivamente são os seguintes:

Área Consolidada (A1) : V1 = 4,48 km/h, V2 = 5,25 km/h e V3 = 6,19 km/h,
Área Lavrada (A2): V1 = 4,58 km/h, V2 = 5,34 km/h e V3 = 6,25 km/h e
Área Asfáltica (A3): V1 = 4,90 km/h, V2 = 6,14 km/h e V3 = 7,36 km/h.

Na Tabela 07, a seguir, são apresentadas as velocidades instantâneas de deslocamento desenvolvidas pelos três operadores, nas velocidades V1, V2 e V3, nas áreas de ensaio A1, A2 e A3.

TABELA 07 – Velocidades de deslocamento para os bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2, médias (x) e significância

Ensaio	B 1		B 2	
	R1	R2	R1	R2
Área A1 V1	4,42 ^a	4,49 ^a	4,51 ^a	4,54 ^a
V2	5,26 ^a	5,19 ^a	5,38 ^a	5,18 ^a
V3	6,10 ^{ab}	6,23 ^{ab}	6,43 ^a	5,83 ^b
Área A2 V1	4,53 ^a	4,56 ^a	4,60 ^a	4,70 ^a
V2	5,27 ^a	5,40 ^a	5,44 ^a	5,18 ^a
V3	6,06 ^a	6,46 ^a	6,21 ^a	6,25 ^a
Área A3 V1	5,01 ^a	4,95 ^a	4,84 ^b	4,78 ^b
V2	6,25 ^a	6,19 ^a	6,16 ^a	5,95 ^b
V3	7,54 ^a	7,47 ^a	7,37 ^a	7,05 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes

Banco 1 R1 N=90, R2 N=90

Banco 2 R1 N=72, R2 N=54

Os resultados médios das velocidades de deslocamento apresentaram diferenças significativas somente nos ensaios do banco B1, na velocidade V3, nas duas regulagens de suspensão. No banco B2, na regulagem R1, as diferenças significativas ocorreram somente na velocidade V1, na área A3 e na regulagem R2, na velocidade V3, na área A1 e nas velocidades V1 e V2, na área A3.

Segundo Rehn *et al.*, (2005) estudos de diversos autores indicaram que são a velocidade e o tipo de terreno os fatores mais importantes para a geração de altas magnitudes de WBV e que as características típicas das vibrações são, provavelmente, resultado de uma combinação destes dois fatores.

4.2 Resultados da transmissibilidade da vibração

As transmissibilidades das vibrações neste trabalho foram medidas para diferentes frequências onde, segundo Brandão *et al.*, (2008), se concentram os maiores efeitos sobre cada parte do corpo humano e representam os dados que nos permitem analisar o comportamento frente as oscilações aleatórias dos bancos ensaiados.

Para cada modelo de banco são apresentados gráficos com os valores médios das acelerações eficazes filtradas por banda de 1/3 de oitava e dos parâmetros da amplitude efetiva da transmissibilidade das vibrações no banco (SEAT%) e da transmissibilidade das vibrações em mais de uma direção para as frequências de 2,5, 5 e 12,5 Hz.

Foram realizadas análises da transmissibilidade da vibração nas frequências de 20, 40 e 50 Hz, entretanto não foram encontrados resultados significativos em nenhum dos ensaios.

4.2.1 Resultados das acelerações eficazes das vibrações em função do tempo

Os resultados das magnitudes das vibrações no domínio do tempo obtidas no experimento são representados pelas amplitudes das acelerações eficazes no eixo vertical z medidas pelo acelerômetro triaxial *seatpad* no assento do banco do trator, onde se mostram as diferenças de padrões de transmissibilidade existentes entre as regulagens R1 e R2 dos bancos B1 e B2.

A Figura 36 apresenta resultados parciais do espectro das acelerações eficazes das vibrações no domínio do tempo, para os eixos ortogonais z do acelerômetro uniaxial da plataforma do trator e x, y e z do acelerômetro triaxial *seatpad* do assento para os ensaios no banco B1, para a velocidade V1, com o operador O1, na área A1, na regulagem de suspensão R1.

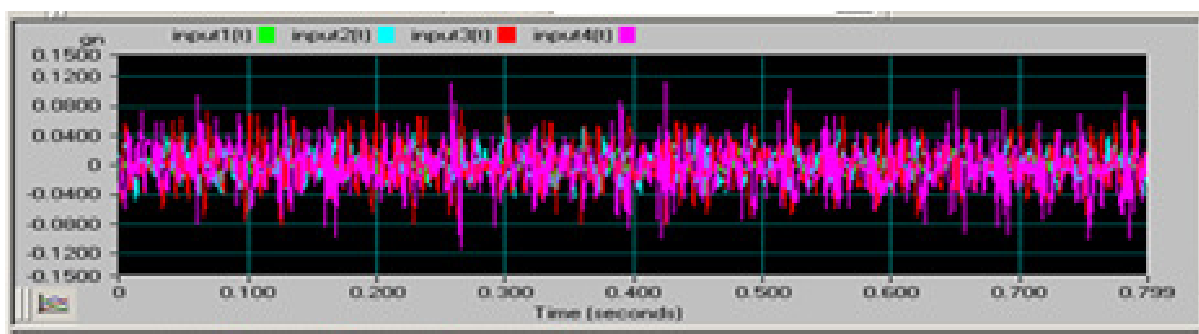


Figura 36: Exemplo de tela de *playback* do software RT Pro Photon 6.30 em função do tempo

Fonte: Software RT Pro Photon 6.30

Na Tabela 08 são apresentados os valores médios e dos testes de comparações de médias múltiplas das acelerações eficazes no domínio do tempo das vibrações para o eixo ortogonal z do acelerômetro triaxial *seatpad*, instalado na superfície do assento do banco do trator e se referem a média geral para cada banco e para cada operador individualmente, nas duas regulagens adotadas.

Tabela 08: Aceleração eficaz z para os bancos B1 e B2 e operadores O1, O2 e O3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Geral	0,795 ^a	0,804 ^a	0,795 ^a	0,491 ^b
O1	0,746 ^a	0,853 ^a	0,942 ^a	0,500 ^a
O2	0,706 ^a	0,785 ^a	0,755 ^a	0,520 ^a
O3	0,922 ^a	0,775 ^a	0,520 ^a	0,441 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

Os resultados mostram considerando-se a tabela de limites de exposição à vibração em relação ao conforto estabelecida pela norma ISO 2631-1:1997, as acelerações eficazes transmitidas pelos assentos dos dois bancos aos operadores, independentemente do tipo de área e velocidade utilizada, ultrapassaram o limite máximo da área de conforto ($0,315 \text{ m/s}^2$).

Os resultados médios das acelerações eficazes não apresentaram diferenças significativas entre a quase totalidade dos ensaios, apresentando diferenças somente para o banco B2, na regulagem R2.

No banco B1 os valores médios das acelerações eficazes se distribuíram em duas diferentes zonas da escala de conforto. Os valores mais baixos foram medidos na regulagem R1 para as médias geral do banco e dos operadores O1 e O2 e na regulagem R2 para as médias dos operadores O2 e O3, com os limites permanecendo dentro da linha máxima de pouco confortável e mínima de desconfortável. Os valores mais altos, que ultrapassaram o valor limite da faixa de desconfortável, foram encontrados nas médias dos ensaios do operador O3, na regulagem R1 e na média geral do banco e do operador O3, na regulagem R2.

No banco B2, os valores médios das acelerações eficazes medidas ficaram abaixo dos encontrados nos ensaios com o banco B1, especialmente quando realizados com a regulagem R2, onde todas as acelerações eficazes das vibrações são menores que $0,63 \text{ m/s}^2$ e dentro da faixa de pouco desconfortável. Os valores para a regulagem R1 se encontram abaixo da zona de desconforto com um valor máximo para o operador O1, na área desconfortável.

Os dados que refletem as condições das acelerações eficazes em função das áreas percorridas e regulagens dos bancos nas velocidades adotadas em cada ensaio dos bancos B1 e B2 são apresentados na Tabela 09.

Tabela 09: Aceleração eficaz z para os bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias e

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	0.579 ^{bc}	0.598 ^{cd}	0.559 ^b	0.628 ^a
V2	1.170 ^a	0.981 ^{bc}	0.647 ^b	0.618 ^a
V3	0.981 ^{ab}	0.903 ^{bc}	0.834 ^b	0.422 ^a
Área 2 V1	0.922 ^{ab}	0.608 ^{cd}	0.579 ^b	0.618 ^a
V2	0.824 ^{ab}	1.295 ^{ab}	0.804 ^b	0.559 ^a
V3	1.315 ^a	1.609 ^a	3.561 ^a	0.559 ^a
Área 3 V1	0.245 ^c	0.491 ^{cd}	0.412 ^b	0.334 ^a
V2	0.510 ^{bc}	0.284 ^d	0.294 ^b	0.314 ^a
V3	0.481 ^{bc}	0.373 ^d	0.334 ^b	0.481 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

A análise estatística dos ensaios realizados com o banco B1 (Figura 37) não apresentou diferenças significativas entre os ensaios realizados na velocidade V1, na área A1 e nas velocidades V2, V3, na área A3, com a regulagem R1 e entre os ensaios nas velocidades V2 e V3, na área A1, com a regulagem de suspensão R2. Também não foram encontradas diferenças significativas entre os ensaios na regulagem R1, na velocidade V3, para a área A1 e velocidade V1, para a área A2 e para a velocidade V2, na área A2, para as duas regulagens de suspensão.

Nos resultados do banco B2 não são encontradas diferenças estatísticas significativas entre os ensaios na velocidade V1, na área A1 e V1, V2 e V3, na área A3.

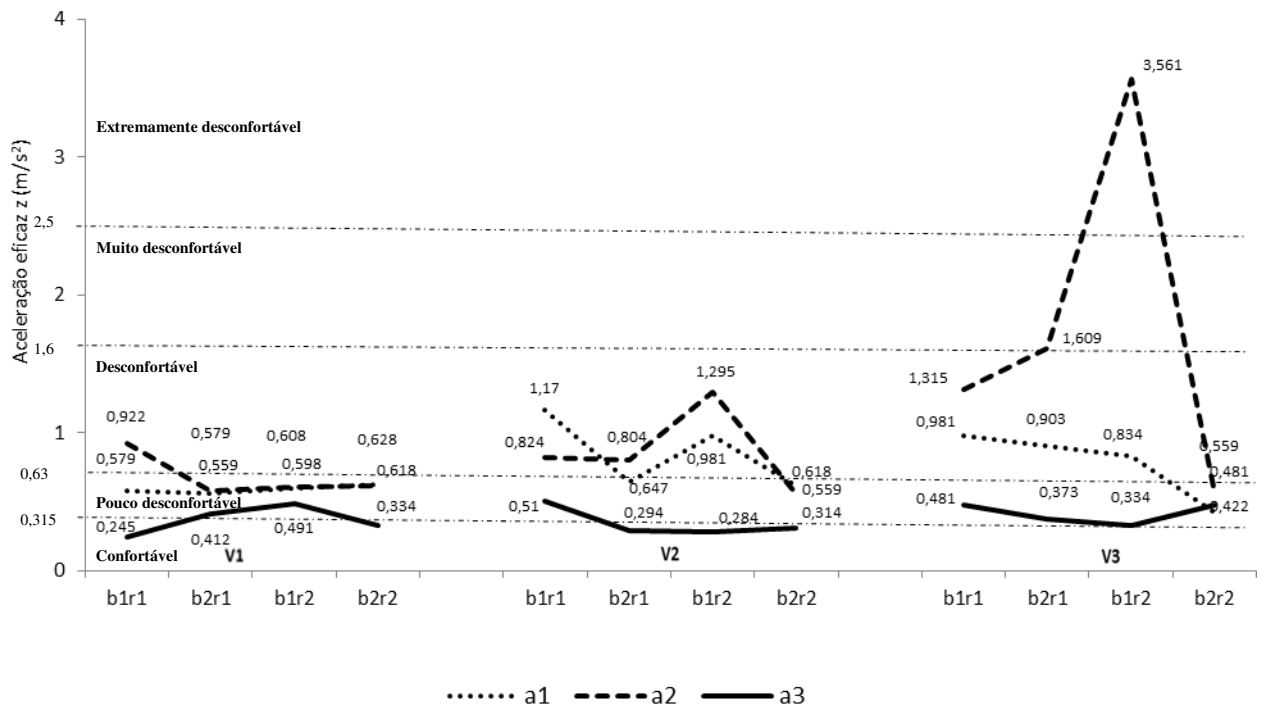


Figura 37: Aceleração eficaz z, médias para os bancos B1 e B2, regulagens R1 e R2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na área A3, tomada como referência, as acelerações eficazes nas três velocidades de ensaio apresentaram resultados semelhantes, estando os valores médios nas zonas limites de exposição entre as áreas de conforto e de pouco desconforto.

Os resultados das acelerações eficazes quando das passagens pela área A1 mostraram que na velocidade V1 os valores permaneceram constantes, na zona de pouco desconforto nos ensaios para os dois bancos, nas duas regulagens de suspensão. Na velocidade V2, os resultados das acelerações eficazes se situaram em níveis superiores aos da velocidade V1, na zona de exposição desconfortável e os valores dos ensaios do banco B1 em torno de 40% superiores aos do banco B2. Na velocidade V3, as acelerações eficazes nas duas regulagens

do banco B1 e na regulagem R1, do banco B2 possuem valores aproximados, situando-se na zona de exposição desconfortável e a regulagem R2, do banco B2 está na área de pouco desconforto.

Para a área A2 as acelerações eficazes para a velocidade V3 atingiram picos máximos nos ensaios do banco B1, na regulagem R2, ficando na zona extremamente desconfortável e do banco B2, na regulagem R1, no limite das zonas de exposição desconfortável e pouco desconfortável.

As acelerações eficazes médias nas passagens pelas áreas A1 e A2 excederam os limites para o conforto demonstrando que os trabalhadores rurais estão expostos a níveis muito altos de WBV durante suas atividades diárias. Estudo de Milosavljevic *et al.*, (2010) chega a conclusão semelhante e afirma que esta exposição a limites superiores ao de conforto combinada com a postura sentada forçada e as demandas das tarefas do trabalho agrícola são fundamentais para o desenvolvimento de doenças ocupacionais.

Santos Filho *et al.*, (2003) realizaram experimento para medir os valores médios dos níveis vibratórios no assento e verificaram que o sistema de suspensão do banco reduziu, sensivelmente, a magnitude das acelerações ao qual o operador foi submetido, para as três velocidades testadas, entretanto os dados analisados foram de acelerações instantâneas que indicam somente a amplitude máxima da onda, não representando a potência real da vibração como as acelerações eficazes analisadas no nosso estudo.

Cabe ressaltar que os dados de vibração coletados no domínio do tempo não fazem distinção dos níveis de vibração por faixa de frequência o que não permite a verificação do comportamento dinâmico do banco em relação as principais frequências de ressonância das partes do corpo humano. Para satisfazer esta necessidade é preciso adotar a exposição limite em função da frequência e do tempo de exposição, proposta pela norma ISO 2631-1:1997, como medida da máxima exposição segura cada condição de frequência visando não permitir a exposição além deste limite sem justificativas e precauções especiais.

4.2.2 Resultados da amplitude efetiva da transmissibilidade no banco - SEAT%

A avaliação das medidas dos sinais aleatórios das vibrações pode ser feita em função do tempo, como na análise das magnitudes das acelerações eficazes e de pico das ondas

vibratórias, porém neste domínio é possível refletir a importância do tempo de exposição da vibração sobre o ser humano, devendo ser realizadas avaliações em função da frequência.

A Figura 38 mostra os resultados parciais da amplitude da aceleração r.m.s. em função da frequência das acelerações eficazes para o eixo ortogonal z do acelerômetro uniaxial da plataforma do trator e para os eixos ortogonais x, y e z do acelerômetro triaxial *seatpad* para os ensaios no banco B1, na velocidade V1, com o operador O1, na área A1, na regulagem de suspensão R2.

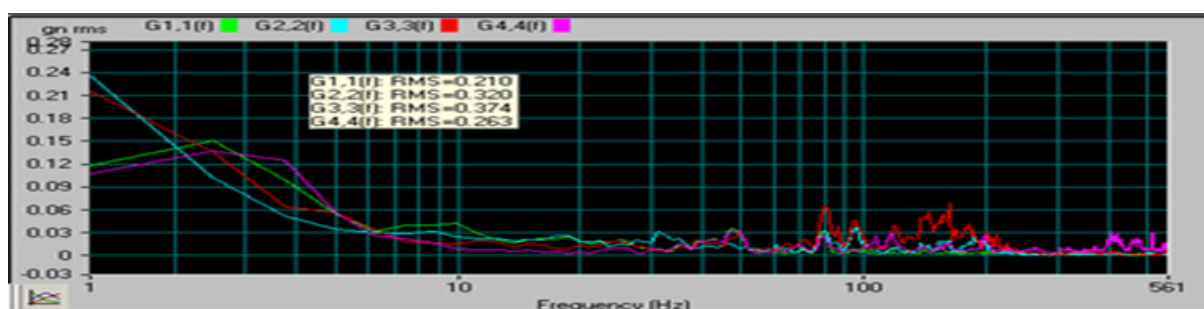


Figura 38: Exemplo de tela de *playback* do *software* RT Pro Photon 6.30 em função da frequência
Fonte: *Software* RT Pro Photon 6.30

Na Tabela 10 estão os resultados das médias e dos testes de comparações de médias múltiplas que permitem analisar a amplitude efetiva da transmissibilidade do banco sob o enfoque da média geral do banco e para cada operador individualmente.

Tabela 10: Amplitude efetiva da transmissibilidade dos bancos B1 e B2 e operadores O1, O2 e O3, médias (\bar{x}) e significâncias para frequências de 2,5, 5 e 12,5 Hz

	2,5 Hz				5 Hz				12,5 Hz			
	R1		R2		R1		R2		R1		R2	
B1	112,9 ^b	140,3 ^a	135,3 ^a	147,4 ^a	425,3 ^{bc}	1124 ^a	112,9 ^b	140,3 ^a	135,3 ^a	147,4 ^a	425,3 ^{bc}	1124 ^a
O1	83,31 ^b	148,9 ^a	85,4 ^b	117,3 ^b	750,8 ^a	1196 ^a	83,31 ^b	148,9 ^a	85,4 ^b	117,3 ^b	750,8 ^a	1196 ^a
O2	116,7 ^{ab}	142,6 ^a	155,8 ^a	176,3 ^a	292,3 ^b	910,1 ^a	116,7 ^{ab}	142,6 ^a	155,8 ^a	176,3 ^a	292,3 ^b	910,1 ^a
O3	138,8 ^a	129,3 ^a	164,6 ^a	148,5 ^{ab}	232,9 ^b	1268 ^a	138,8 ^a	129,3 ^a	164,6 ^a	148,5 ^{ab}	232,9 ^b	1268 ^a
B2	146,2 ^a	116,7 ^b	142,7 ^a	101,2 ^a	856,7 ^{ab}	275,6 ^c	146,2 ^a	116,7 ^b	142,7 ^a	101,2 ^a	856,7 ^{ab}	275,6 ^c
O1	140,5 ^a	103,4 ^b	172,9 ^a	85,8 ^b	1524 ^a	426,4 ^a	140,5 ^a	103,4 ^b	172,9 ^a	85,8 ^b	1524 ^a	426,4 ^a
O2	159,0 ^a	157,7 ^a	132,0 ^a	136,9 ^a	412,1 ^{ab}	95,4 ^b	159,0 ^a	157,7 ^a	132,0 ^a	136,9 ^a	412,1 ^{ab}	95,4 ^b
O3	134,9 ^a	109,0 ^b	88,6 ^a	103,7 ^{ab}	75,6 ^b	79,0 ^b	134,9 ^a	109,0 ^b	88,6 ^a	103,7 ^{ab}	75,6 ^b	79,0 ^b

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

Sob este aspecto, a análise dos ensaios permite verificar que na quase totalidade dos casos há uma amplificação das acelerações nas vibrações transmitidas da base até o assento do banco, ao contrário do que se poderia supor, que seria a redução das vibrações pela ação da suspensão do banco.

No estudo do banco B1, os resultados do parâmetro da SEAT% em todos os ensaios indicam que houve amplificação das vibrações e somente em dois ensaios, para o operador O1, na regulagem R1, nas frequências de 2,5 e 5 Hz, houve redução das vibrações que passaram através do banco.

No que se refere ao banco B2, todas as vibrações na frequência de 2,5 Hz foram amplificadas. Nas frequências de 5 e 12,5 Hz os valores diminuíram somente em casos isolados nos ensaios dos operadores O1 e O3, nas regulagens R2 e R1, respectivamente, na frequência de 5 Hz e para os operadores O2, na regulagem R2 e O3 nas duas regulagens do banco do operador, para a frequência de 12,5 Hz.

Segundo a análise estatística apresentada na Tabela 11, no banco B1 na frequência de 2,5 Hz não foram encontradas diferenças significativas entre as médias em três grupos de ensaios. O primeiro grupo para as velocidades V2 e V3, na área A1 e velocidades V1 e V3, na área A2, na regulagem R1 e velocidade V3, na área A2, na regulagem R2. O segundo grupo para as velocidades V1, V2 e V3, na área A1, velocidade V1, na área A2 e velocidade V3, na área A3, com a regulagem R2 e nas velocidades V3, na área A3, na regulagem R1 e o terceiro grupo para as velocidades V1 e V2, nas duas regulagens de suspensão.

Tabela 11: Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco B1 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias nas frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz

Ensaio	2,5 Hz		5 Hz		12,5 Hz	
	R1	R2	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	132.96 ^{ab}	124.97 ^{bc}	109.61 ^{bc}	98.25 ^a	265.10 ^b	492.30 ^{bc}
V2	155.09 ^a	143.47 ^{bc}	217.45 ^a	189.35 ^a	576.90 ^{ab}	1680.40 ^{bc}
V3	180.27 ^a	147.00 ^{bc}	177.64 ^{ab}	189.96 ^a	741.90 ^{ab}	2526.90 ^{ab}
Área 2 V1	174.90 ^a	134.74 ^{bc}	131.13 ^{abc}	106.96 ^a	1331.50 ^a	778.50 ^{bc}
V2	128.83 ^{ab}	165.62 ^b	141.65 ^{abc}	140.81 ^a	518.30 ^{ab}	1387.70 ^{bc}
V3	156.75 ^a	231.57 ^a	122.94 ^{bc}	180.63 ^a	440.10 ^{ab}	4055.50 ^a
Área 3 V1	18.68 ^c	107.00 ^c	88.46 ^{bc}	108.95 ^a	75.50 ^b	91.60 ^c
V2	19.80 ^c	108.47 ^c	75.47 ^c	121.39 ^a	96.10 ^b	72.20 ^c
V3	77.76 ^{bc}	129.71 ^{bc}	136.13 ^{abc}	204.16 ^a	110.60 ^b	99.80 ^c

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

Na frequência de 5 Hz, não existiram diferenças significativas nos ensaios das velocidades V1 e V2, na área A2 e nas velocidades V3, na área A3 e em todos os ensaios realizados com a regulagem R2. Na frequência 12,5 Hz formaram-se quatro grupos de ensaios onde não há diferenças estatísticas significativas. O primeiro entre os ensaios com as velocidades V2 e V3, na área A1 e com as velocidades V2 e V3, na área A2, na regulagem R1. O segundo nos ensaios com as velocidades V1 e V2, na área A1 e com as velocidades V1 e V2, na área A2, na regulagem R2 e os demais grupos são compostos pelos ensaios para as quatro velocidades na área A3, um na regulagem R1 e outro na regulagem R2.

Conforme mostra a Tabela 12, foram encontradas diferenças significativas somente nos ensaios para as velocidades V1 e V3, na área A2, nas duas regulagens de suspensão, nos ensaios do banco B2 para a frequência de 2,5 Hz. Na frequência de 5 Hz, em todos os ensaios realizados com a regulagem R1, não existem diferenças significativas, exceto para a velocidade V1, na área A2. Para a regulagem R2 não existem diferenças significativas somente nos ensaios com as velocidades V2 e V3, na área A3.

Nos ensaios com a frequência 12,5 Hz existem diferenças estatísticas significativas nas velocidades V1 e V3, na área A2, na regulagem R1 e com as velocidades V2 e V3, na área A1 e na velocidade Vi, na área A2, na regulagem R1.

Tabela 12: Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 nas velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias nas frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz

Ensaio	2,5 Hz		5 Hz		12,5 Hz	
	R1	R2	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	158.85 ^b	90.22 ^b	105.50 ^b	46.37 ^{de}	130.70 ^b	703.40 ^b
V2	160.53 ^b	124.87 ^b	90.00 ^b	100.02 ^{bc}	121.50 ^b	1172.10 ^a
V3	144.13 ^b	76.88 ^b	115.90 ^b	48.05 ^{de}	637.40 ^b	293.80 ^c
Área 2 V1	89.80 ^c	1.45 ^c	757.40 ^a	0.35 ^e	4588.80 ^a	2.3 ^d
V2	127.32 ^{bc}	99.05 ^b	132.60 ^b	59.20 ^{cd}	832.10 ^b	892.50 ^b
V3	219.06 ^a	220.76 ^a	196.80 ^b	181.30 ^a	5037.50 ^a	809.30 ^b
Área 3 V1	135.06 ^{bc}	142.59 ^b	100.40 ^b	103.23 ^{bc}	122.00 ^b	85.80 ^{cd}
V2	137.05 ^{bc}	113.34 ^b	97.60 ^b	112.63 ^b	54.70 ^b	83.10 ^{cd}
V3	129.15 ^{bc}	116.88 ^b	106.70 ^b	118.96 ^b	50.80 ^b	87.40 ^{cd}

* Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

** Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

** Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

** Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

As vibrações são especialmente danosas nas frequências mais baixas e o organismo, por ser uma estrutura complexa composta por diversos ossos, articulações, músculos e órgãos não responde de maneira uniforme as vibrações (IIDA, 2000).

A análise da amplitude efetiva da transmissibilidade dos bancos B1 e B2 nas frequências de 2,5, 5 e 12,5 Hz, em função das áreas percorridas, regulagens do banco adotadas e das velocidades de deslocamento empregadas, é descrita a partir dos dados apresentados nas Figuras 39, 40 e 41.

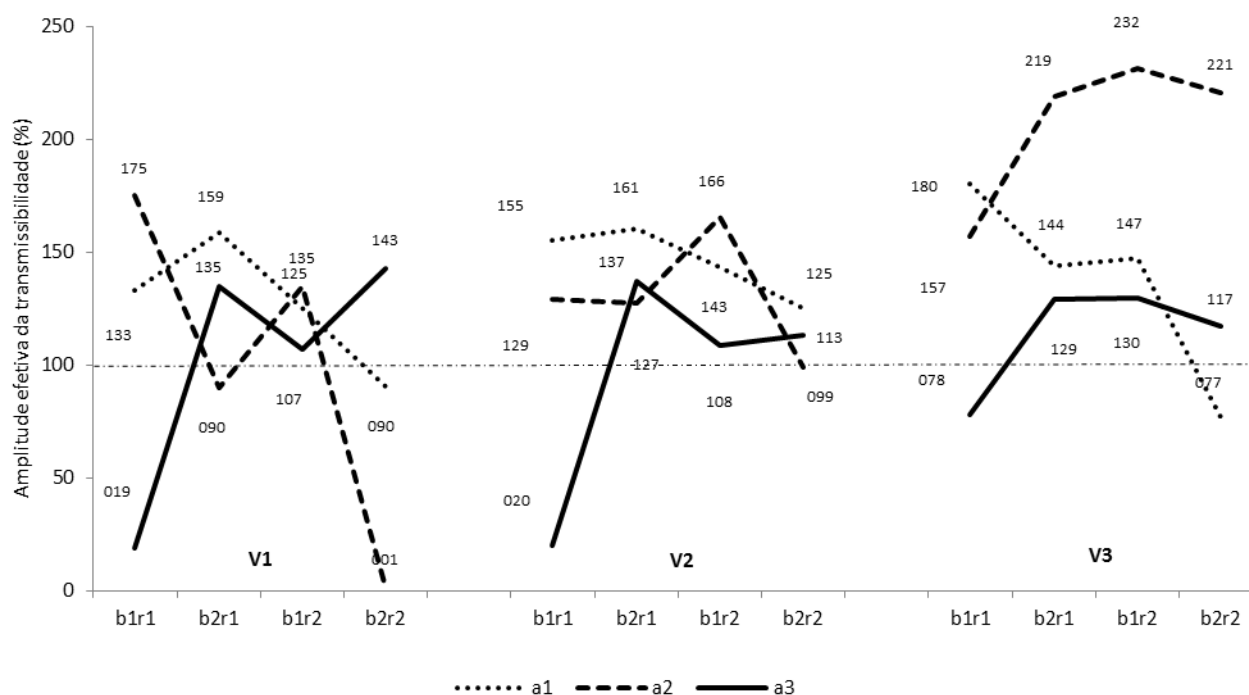


Figura 39: Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - Frequência 2,5 Hz, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na área de controle A3, as amplitudes efetivas da transmissibilidade dos bancos na frequência de 2,5 Hz, nas três velocidades de deslocamento apresentaram resultados semelhantes, com redução nos valores médios no banco B1, na regulagem R1 de 80% nas velocidades V1 e V2 e de 30% na velocidade V3 e uma amplificação aproximada de 30% nos demais ensaios.

Na área A1 os valores médios do parâmetro SEAT% foram amplificados na grande maioria dos ensaios e as reduções se concentraram nos ensaios do banco B2, na regulagem R2, nas velocidades V1 e V3.

Na área A2, em todos os ensaios houve uma amplificação importante da amplitude efetiva da transmissibilidade, especialmente e nos ensaios do banco B1, na regulagem R2 com valores máximos na velocidade V3.

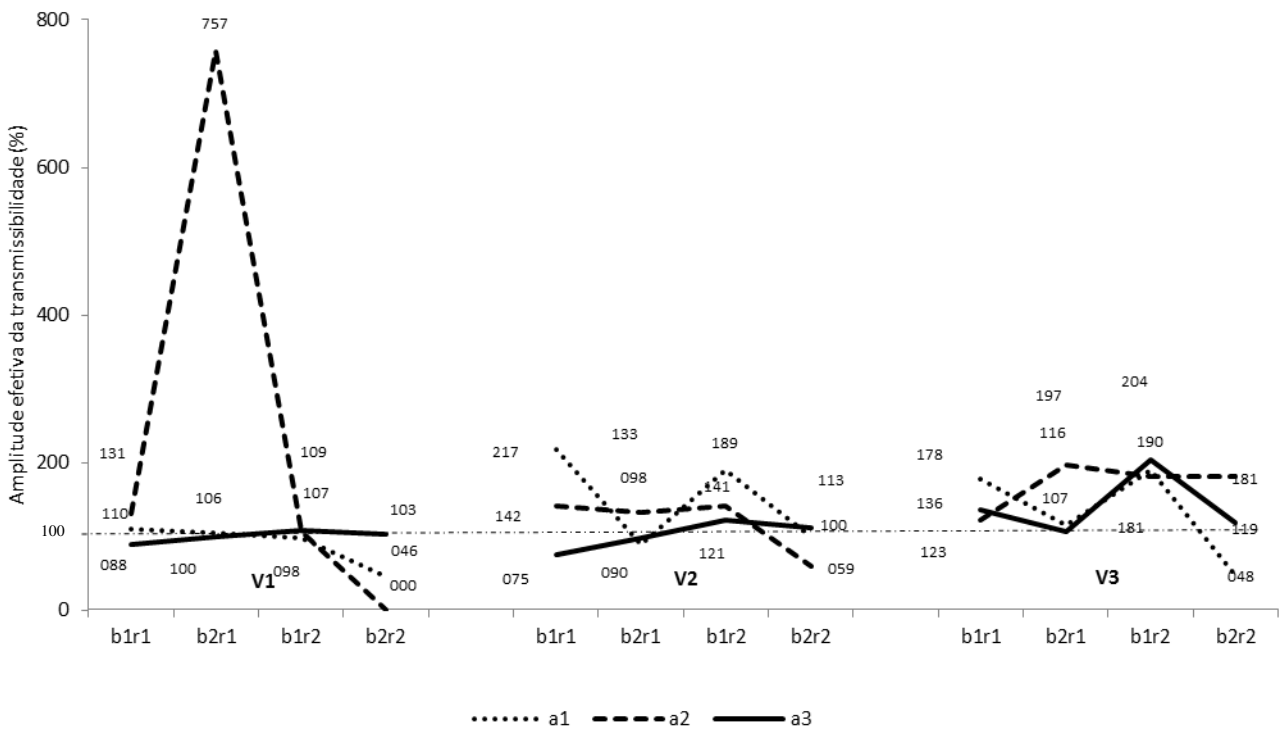


Figura 40: Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - Frequência 5 Hz, médias para os bancos B1e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na frequência de 5 Hz, na área A3, as amplitudes efetivas da transmissibilidade dos bancos, nas três velocidades de deslocamento, permanecem na faixa de 100% indicando que não há melhora ou degradação no conforto do banco.

Na área A1, os resultados do parâmetro SEAT% nas velocidades V2 e V3 mostram que as amplitudes efetivas da transmissibilidade dos bancos têm desempenho semelhante, com amplificação das vibrações da base para o assento do banco. Na velocidade V1, não houve redução ou amplificação da transmissibilidade nos ensaios do banco B1 e no ensaio do banco B2, na regulagem R1.

Na área A2, nas velocidades V2 e V3 há uma amplificação de aproximadamente 40% da amplitude efetiva da transmissibilidade na maioria dos ensaios dos dois bancos. Na velocidade V1, a transmissibilidade permanece inalterada nos ensaios do banco B1, ocorrendo um pico no valor médio no ensaio do banco B2, na regulagem R1.

Os valores médios das amplitudes efetivas da transmissibilidade dos bancos na frequência de 12,5 Hz, na área de controle A3, nas velocidades V1, V2 e V3, demonstraram que há uma pequena redução das vibrações da base para o assento do banco.

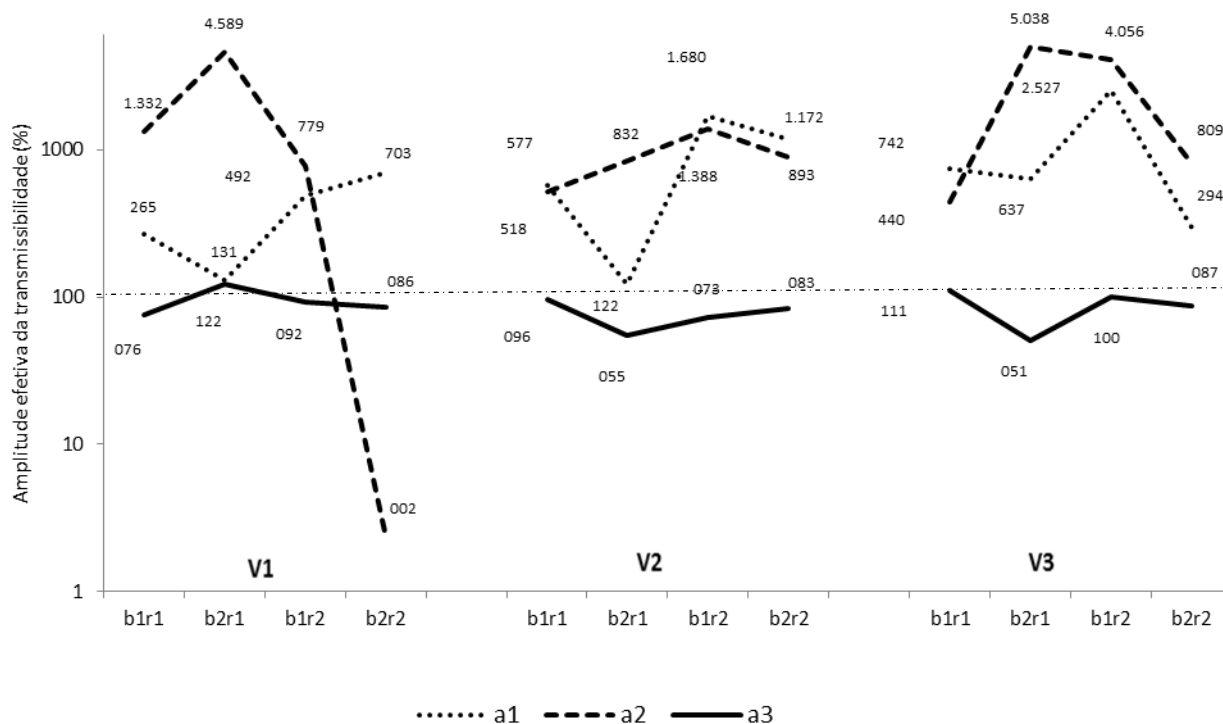


Figura 41: Amplitude efetiva da transmissibilidade do banco - Frequência 12,5 Hz, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na área A1, todos os resultados do parâmetro SEAT% mostram que as vibrações foram amplificadas da base para o assento do banco. Na velocidade V1, não houve redução ou amplificação da transmissibilidade nos ensaios do banco B1 e no ensaio do banco B2, na regulagem R1.

Na área A2, nas velocidades V1 e V3 ocorreram picos de amplificação muito importantes nas vibrações dos ensaios do banco B2, na regulagem R1. Nos demais ensaios as vibrações foram amplificadas, com exceção do ensaio do banco B2, na regulagem R2, na velocidade V1, onde houve uma redução importante na transmissibilidade.

A partir da análise dos resultados do parâmetro da amplitude efetiva da transmissibilidade das vibrações do banco verificamos que, na maioria dos casos, há uma amplificação importante das vibrações que se transmitem através do banco do trator com o aumento da velocidade de deslocamento sobre as áreas A1 e A2. Nos ensaios realizados na área A3 as suspensões dos bancos conseguiram reduzir as vibrações na metade dos casos.

Nos resultados alcançados em nosso estudo pode-se verificar que na maioria dos ensaios houve amplificação das vibrações, para ambos os bancos e regulagens, o que pode provocar, segundo Ishitake *et al.*, (2000), dificuldades de postura e de lentidão de reflexos, aumento da frequência cardíaca e lesões na coluna espinhal. Balbinot e Tamagna (2002), citando os trabalhos de Tripepi *et al.* (2000) e Ishitake *et al.* (2000) afirmam que é na faixa de

freqüência de 1 a 30 Hz que as pessoas apresentam maiores dificuldades para manter a postura e os reflexos, exatamente a faixa de freqüências que apresentou as maiores acelerações neste estudo.

Santos Filho *et al.*, (2003), citam estudos de Morrison e Harrington (1961) para afirmar que a freqüência natural de um trator está em torno de 3 Hz, independente da velocidade de deslocamento e que para o operador possa usufruir de conforto dinâmico, ele deverá estar isolado em um assento que tenha uma freqüência natural diferente da freqüência natural do trator.

4.2.3 Resultados da transmissibilidade das vibrações em mais de uma direção em função da freqüência

A transmissibilidade das vibrações em mais de uma direção é uma avaliação baseada no cálculo do valor total da exposição do operador do trator às vibrações ocorridas, segundo as coordenadas ortogonais (x, y, z), tendo em vista que a rigidez do corpo humano é diferente em direções diferentes e que o incomodo causado por uma vibração multidirecional é superior ao provocado pela direção mais penalizante (DONATI, 1996).

A análise dos dados das acelerações em mais de uma direção é mostrada na Tabela 13.

Tabela 13: Aceleração em mais de uma direção nos bancos B1 e B2 e operadores O1, O2 e O3 médias (\bar{x}) e significâncias nas freqüências 2,5, 5 e 12,5 Hz

	2,5 Hz				5 Hz				12,5 Hz			
	R1		R2		R1		R2		R1		R2	
B1	2,060 a	2,188 a	0,863 a	0,765ab	0,383ab	0,353 b	2,060 a	2,188 a	0,863 a	0,765ab	0,383ab	0,353 b
O1	2,080 a	2,374 a	0,922 a	0,814 a	0,481 a	0,383 a	2,080 a	2,374 a	0,922 a	0,814 a	0,481 a	0,383 a
O2	1,864 a	2,207 a	0,809 a	0,775 a	0,353 a	0,324 a	1,864 a	2,207 a	0,809 a	0,775 a	0,353 a	0,324 a
O3	2,237 a	1,991 a	0,873 a	0,706 a	0,383 a	0,363 a	2,237 a	1,991 a	0,873 a	0,706 a	0,383 a	0,363 a
B2	1,982 a	1,393 b	0,853 a	0,657 b	0,422ab	4,807 a	1,982 a	1,393 b	0,853 a	0,657 b	0,422ab	4,807 a
O1	2,227 a	1,864 a	0,873 a	0,755 a	0,491 a	0,471 a	2,227 a	1,864 a	0,873 a	0,755 a	0,491 a	0,471 a
O2	2,296 a	0,922 b	0,932 a	0,559 a	0,334 a	0,491 a	2,296 a	0,922 b	0,932 a	0,559 a	0,334 a	0,491 a
O3	0,736 b	0,667 b	0,618 a	0,530 a	0,451 a	0,481 a	0,736 b	0,667 b	0,618 a	0,530 a	0,451 a	0,481 a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

Não foram encontradas diferenças estatísticas significativas nos ensaios para os bancos e regulagens B1R2/B1R1/B2R1 na frequência de 2,5 Hz, B1R1/B2R1 na frequência de 5 Hz, B2R1/B1R1 na frequência de 12,5 Hz.

Pode-se verificar que nos ensaios para o banco B1 na frequência de 2,5 Hz os níveis alcançados atingem os maiores valores, se situando, conforme tabela dos limites de exposição a vibração da norma ISO 2631-1:1997, na área de extremo desconforto, com exceção dos resultados dos ensaios dos operadores O2, na regulagem R1 e O3, na regulagem R2, que ficaram logo abaixo, dentro do limite de muito desconfortável.

No banco B2 os resultados para as acelerações totais foram menores que os encontrados para o banco B1, se localizando na faixa de muito desconfortável, porém também atingiram picos de extremo desconforto nos ensaios dos operadores O1 e O2, na regulagem R1. Somente nos ensaios para o operador O3, na área asfáltica A3, para as duas regulagens do banco, os valores das acelerações totais foram um pouco menores, ficando em uma zona entre os limites de pouco confortável e desconfortável.

Na análise dos dados para a frequência de 5 Hz observa-se que os valores médios das acelerações totais têm evolução semelhante para os dois bancos, porém em diferentes níveis para cada uma das regulagens dos bancos. Na regulagem R1 os valores das acelerações totais, tanto para o banco B1 como para o banco B2, ficaram dentro dos limites da zona de desconforto, ultrapassando o limite de extremo desconforto no ensaio do operador O2, para o banco B1 e rebaixando para a zona de pouco desconforto no ensaio do operador O3, para o banco B2. Na regulagem R2 os valores ficaram em um nível mais baixo, situado dentro dos limites máximo e mínimo das áreas de pouco desconforto e de desconforto. Os pontos fora destes limites se encontram na área desconfortável no ensaio para o operador O1, no banco B1 e na área de pouco desconforto nos ensaios dos operadores O2 e O3, no banco B2.

Na frequência de 12,5 Hz há uma queda nos valores das acelerações totais, com os valores se posicionando dentro da faixa de pouco desconfortável, porém próximos a zona de conforto. A exceção foi encontrada na média geral do banco B2, na regulagem R2 que ultrapassou o limite da área de extremo desconforto.

Nas Tabelas 14 e 15 são apresentados os valores das acelerações das vibrações em mais de uma direção considerando-se as áreas percorridas e as velocidades desenvolvidas, nas faixas de frequência de 2,5, 5 e 12,5 Hz.

Na análise estatística dos resultados para o banco B1, na frequência de 2,5 Hz não foram encontradas diferenças significativas nos ensaios nas velocidades V1 e V2, na área A2 e nas velocidades V1, V2 e V3, na área A3, na regulagem R1. Na regulagem R2, as diferenças

não ocorrem nas velocidades V1 e V2, na área A1, na velocidade V1, na área A2, e nas velocidades V2 e V3, na área A3.

Na frequência de 5 Hz percebe-se que na área A1 não existem diferenças significativas entre os ensaios nas duas regulagens de suspensão, das velocidades V2 e V3. Também não ocorrem diferenças estatísticas relevantes nos ensaios nas velocidades V1 e V2, na regulagem R1 e nas velocidades V2 e V3, na regulagem R2.

Na frequência de 12,5 Hz para o banco B1 foram encontradas diferenças estatísticas significativas somente nos ensaios nas velocidades V3, na área A1 e V2, na área A3, na regulagem R1 e nas velocidades V3, na área A1, na velocidade V3, na área A2 e na velocidade V3, na área A3, na regulagem R2.

Tabela 14: Aceleração em mais de uma direção no banco B1 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias nas frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz

Ensaio	2,5 Hz		5 Hz		12,5 Hz	
	R1	R2	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	1.779 ^d	1.978 ^{cde}	0.785 ^{cde}	0.634 ^{cd}	0.173 ^c	0.164 ^b
V2	3.473 ^{ab}	2.083 ^{cde}	1.095 ^{bc}	0.782 ^{bc}	0.242 ^c	0.199 ^b
V3	3.097 ^{bc}	2.629 ^{bc}	1.553 ^a	1.308 ^a	0.497 ^b	0.674 ^a
Área 2 V1	2.354 ^{cd}	2.289 ^{cd}	0.644 ^{def}	0.566 ^{cd}	0.249 ^c	0.164 ^b
V2	2.472 ^{cd}	3.303 ^b	0.968 ^{bcd}	0.945 ^b	0.160 ^c	0.301 ^b
V3	4.061 ^a	5.284 ^a	1.154 ^b	1.452 ^a	0.252 ^c	0.674 ^a
Área 3 V1	0.386 ^e	1.347 ^{ef}	0.330 ^f	0.540 ^{cd}	0.095 ^c	0.085 ^b
V2	0.540 ^e	0.703 ^f	0.425 ^f	0.392 ^d	0.589 ^b	0.304 ^b
V3	0.808 ^e	0.791 ^f	0.533 ^{ef}	0.386 ^d	0.775 ^c	0.736 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

As médias das acelerações totais no banco B2 na frequência de 2,5 Hz não diferem significativamente nos ensaios nas velocidades V1 e V2, na área A1, na regulagem R1 e velocidade V3, na área A3, na regulagem R2 e nas velocidades V1 e V2, na área A3, na regulagem R1. Também não há diferenças nos ensaios na velocidade V2, na área A1, nas velocidades V1 e V2, na área A2 na regulagem R2 e na velocidade V2, na área A2, na regulagem A1. Na área A3, as diferenças não aparecem nos ensaios nas velocidades V1 e V2, na regulagem R2.

Na frequência de 5 Hz não são encontradas diferenças estatísticas significativas entre os ensaios na velocidade V1, na área A1 e nas velocidades V1, V2 e V3, na área A3.

Na frequência de 12,5 Hz foram encontradas diferenças estatísticas significativas na quase totalidade dos ensaios, com exceção dos realizados nas velocidades V1 e V3, na área A2, na regulagem R1 e na velocidade V3, na área A3, na regulagem R2.

Tabela 15: Aceleração em mais de uma direção no banco B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias nas frequências 2,5, 5 e 12,5 Hz

Ensaio	2,5 Hz		5 Hz		12,5 Hz	
	R1	R2	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	1.864 ^{de}	1.707 ^c	0.569 ^d	0.461 ^d	0.883 ^e	0.245 ^{ef}
V2	2.040 ^{de}	2.403 ^b	0.706 ^{cd}	1.157 ^a	0.107 ^{de}	0.725 ^{ab}
V3	2.530 ^{cd}	1.844 ^c	1.059 ^b	0.882 ^b	0.461 ^b	0.333 ^{def}
Área 2 V1	3.159 ^{bc}	2.904 ^b	0.991 ^{bc}	0.814 ^{bc}	0.952 ^a	0.461 ^{cd}
V2	3.619 ^b	2.893 ^b	1.088 ^b	0.598 ^{cde}	0.385 ^{bcd}	0.255 ^{ef}
V3	6.405 ^a	4.237 ^a	1.863 ^a	1.314 ^a	0.892 ^a	0.608 ^{bc}
Área 3 V1	0.523 ^g	0.533 ^e	0.543 ^d	0.500 ^e	0.160 ^{cde}	0.141 ^f
V2	0.517 ^g	0.625 ^e	0.458 ^d	0.533 ^{de}	0.376 ^{bcd}	0.589 ^{bc}
V3	0.667 ^{fg}	0.700 ^{de}	0.497 ^d	0.422 ^e	0.589 ^b	0.880 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

Nas Figuras 42, 43 e 44 são apresentados os valores das acelerações das vibrações em mais de uma direção considerando-se as áreas percorridas e as velocidades desenvolvidas, nas faixas de frequência de 2,5, 5 e 12,5 Hz.

Para os ensaios na frequência de 2,5 Hz na área A3, os valores médios das acelerações em mais de uma direção estão situados na zona limite entre pouco desconfortável e desconfortável nas velocidades V1 e V2 e pouco acima da linha limite de pouco desconfortável na velocidade V3.

Na área A1 as acelerações totais em todas as velocidades se apresentaram mais altas, na faixa de muito desconforto, com exceção dos ensaios do banco B1, na regulagem R1, onde os valores se situaram na zona de extremo desconforto.

Na área A2 estão os maiores valores para as acelerações totais, acima da linha limite de extremamente desconfortável.

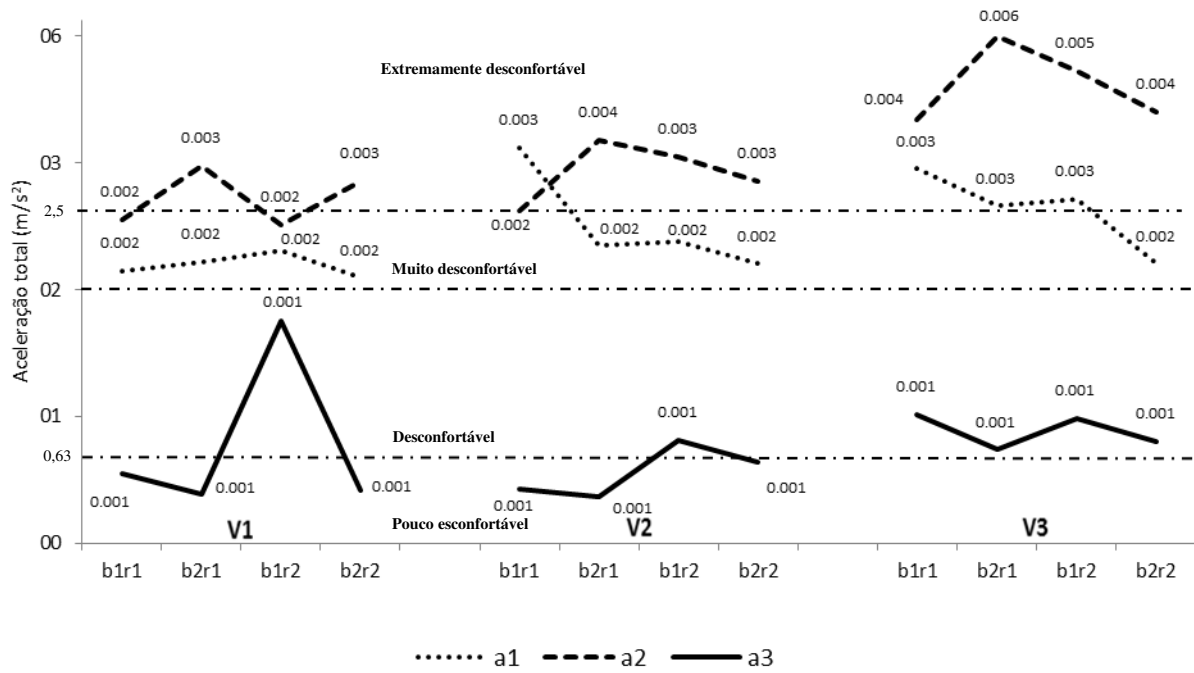


Figura 42: Aceleração em mais de uma direção - Frequência 2,5 Hz, médias para os bancos B1e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

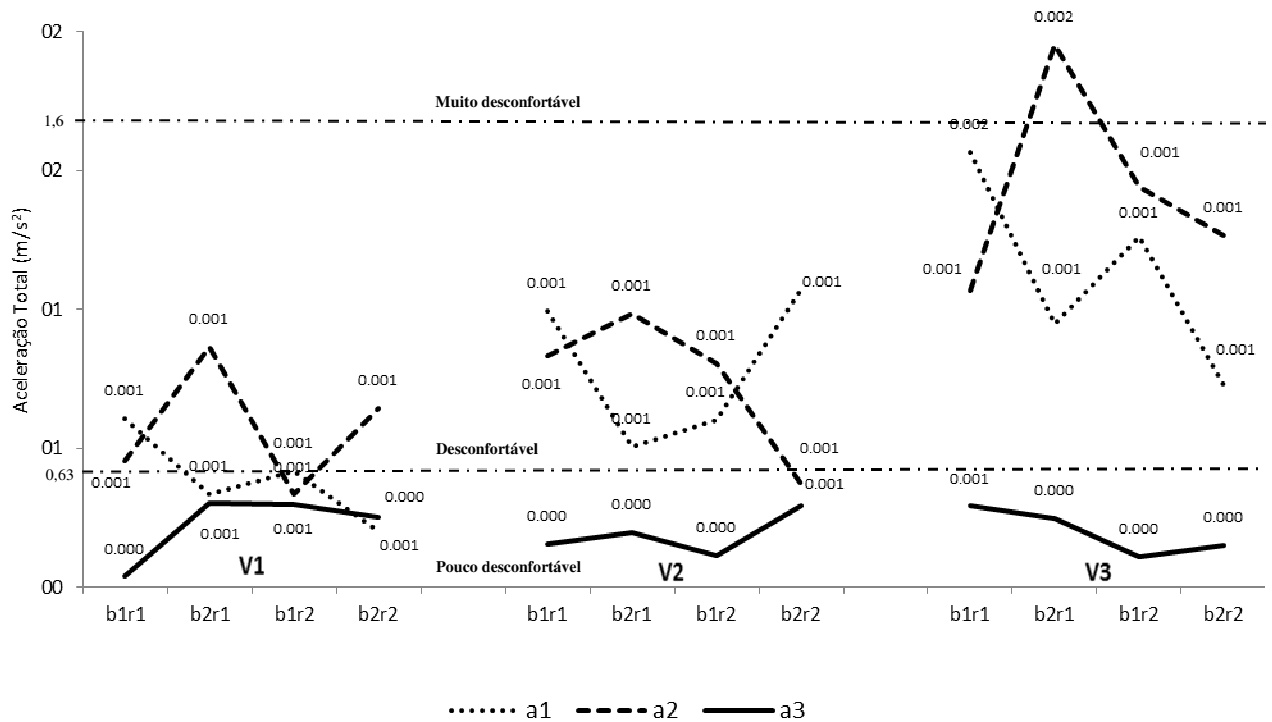


Figura 43: Aceleração em mais de uma direção - - Frequência 5 Hz, médias para os bancos B1e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na análise dos resultados na frequência de 5 Hz percebe-se que há uma redução dos valores médios das acelerações totais em relação a frequência de 2,5 Hz ficando na faixa de pouco desconforto.

Na área A3, as acelerações totais estão na zona pouco desconfortável em todos os ensaios nas três velocidades de deslocamento, variando entre 0,33 e 0,53 m/s².

Nos ensaios nas áreas A1 e A2, os ensaios nas velocidades V1 e V2 demonstraram que houve um comportamento semelhante entre os resultados das acelerações totais, com picos máximo e mínimo nos ensaios do banco B2, na regulagem R1 e do banco B2, na regulagem R2, estando a maioria dos valores na zona de desconforto. Na velocidade V3 os valores das acelerações totais estão em um patamar superior aos das velocidades V1 e V2, com pico máximo na zona de muito desconforto no ensaio do banco B2, na regulagem R1.

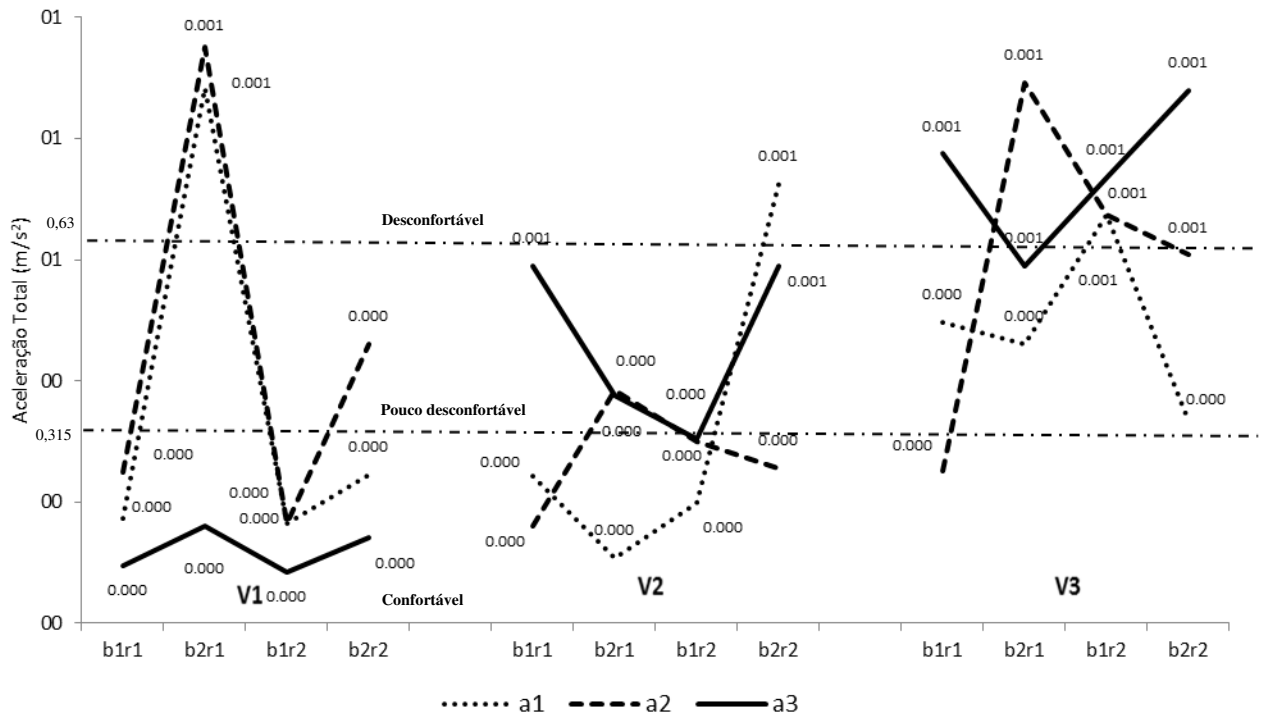


Figura 44: Aceleração em mais de uma direção - Frequência 12,5 Hz, médias para os bancos B1e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Para a frequência de 12,5 Hz os resultados das acelerações em mais de uma direção ficaram na zona de conforto ou de pouco desconforto, com picos máximos na zona de desconforto, não ultrapassando o valor de 1,0 m/s².

Na área A3 houve um acréscimo dos valores conforme o acréscimo dos valores das velocidades. Na velocidade V1 os resultados ficaram na área confortável, na velocidade V2 os valores aumentaram ficando na zona de pouco desconforto, enquanto que na velocidade V3 os valores atingiram a zona de desconforto.

Os resultados nas áreas A1 e A2, na velocidade V1 foram semelhantes, estando na zona de conforto com exceção do ensaio do banco B2, na regulagem R1 que atingiu um valor situado na zona de desconforto.

Na velocidade V2 os valores das acelerações totais na área A1 foram inferiores aos da velocidade V3, com exceção do ensaio do banco B2, na regulagem R2 onde atingiu um pico máximo, na zona de desconforto.

Na velocidade V3, ao contrário, no ensaio do banco B2, na regulagem R2 houve um pico mínimo, ficando no limite da zona de conforto.

Os resultados deste estudo demonstram que os operadores de tratores agrícolas estão sujeitos, nas frequências de vibração mais danosas ao corpo humano, na faixa de 2,5 e 5 Hz, nos ensaios nas áreas A1 e A2 para o banco B1 e na área A2, para o banco B2, as acelerações totais ultrapassaram os limites de exposição de 8 horas por dia.

Trabalho desenvolvido por Balbinot e Tamagna (2002) com motoristas de ônibus obteve resultados semelhantes ao deste estudo, se distinguindo, entretanto, pelo fato de que os resultados obtidos nos ensaios não atingiram o limite de exposição de 8 horas não ultrapassaram os níveis de exposição de 4 horas, enquanto que quase a totalidade dos dados obtidos neste trabalho nas frequências de 2,5 e 5 Hz indicam um limite para exercer suas atividades de forma ininterrupta pelo período máximo 2,5 horas, chegando a valores máximos que ultrapassaram o limite de 25 minutos.

Os resultados deste estudo apontam na mesma direção da afirmação de Mehta *et al.*, (2000) que demonstram que os níveis de vibração durante as operações agrícolas excedem os limites de 4 e 8 horas de exposição da norma ISO para a maioria das condições de operação e concluem que os operadores de trator não deveriam exceder a um tempo de exposição superior a 2,5 horas. O excesso de exposição pode causar desconforto, dor e lesões.

Ainda conforme os autores, os níveis de aceleração da vibração estão sujeitos a grandes variações, sendo dependentes de variáveis como a velocidade, a condição do solo e tipo de operação agrícola e que as acelerações tendem a aumentar com o aumento da velocidade na maioria das condições de operação.

4.3 Resultados da distribuição da pressão

Os resultados dos parâmetros da pressão média, da taxa e da área da variação da pressão em função da aceleração eficaz, do padrão de uniformidade da distribuição da pressão e da área efetiva de contato do operador com o assento do banco obtidos nos ensaios em três tipos de micro-solos são apresentados por meio de tabelas e gráficos que mostram o comportamento da distribuição da pressão sob vibrações aleatórias e ampliam a análise dinâmica do conforto, conforme proposto por Hostens *et al.*, (2001).

Na Tabela 16 são apresentados os valores médios dos ensaios com os três operadores em função da área percorrida e da velocidade adotada.

Tabela 16: Parâmetros da distribuição da pressão nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	Pressão média	SPD%	Pcrms	aPcrms	Área Total
Área 1 V1	0,069 ^a	14,47 ^{ab}	0,0008 ^b	44,94 ^{bc}	1448,92 ^a
V2	0,065 ^{ab}	13,03 ^{abc}	0,0009 ^b	48,85 ^{ab}	1536,74 ^a
V3	0,064 ^{ab}	15,42 ^a	0,0028 ^a	62,05 ^a	1502,57 ^a
Área 2 V1	0,069 ^a	13,84 ^{abc}	0,0007 ^b	37,78 ^{bc}	1472,22 ^a
V2	0,068 ^{ab}	14,28 ^{ab}	0,0009 ^b	50,19 ^{ab}	1500,72 ^a
V3	0,067 ^{ab}	13,04 ^{abc}	0,0008 ^b	49,02 ^{ab}	1524,61 ^a
Área 3 V1	0,063 ^b	9,71 ^d	0,0002 ^b	10,64 ^d	1483,11 ^a
V2	0,063 ^{ab}	10,74 ^{cd}	0,0002 ^b	13,39 ^d	1523,74 ^a
V3	0,062 ^b	9,78 ^d	0,0003 ^b	15,85 ^d	1546,97 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

Os resultados deste estudo indicaram que na interface entre o operador e o banco a pressão média foi distribuída de maneira semelhante nas áreas A1 e A2, diminuindo o valor com o aumento da velocidade e não apresentando diferenças estatísticas significativas nos ensaios com a V1 e com as velocidades V2 e V3, para as duas áreas de ensaio A1 e A2. Para a área A3, os valores médios do parâmetro foram semelhantes em todos os testes.

Quanto ao parâmetro SPD%, que descreveu a capacidade do banco em distribuir com uniformidade a pressão, os valores calculados nas áreas A1 e A2 foram os mais altos, estando em um mesmo patamar, enquanto que os resultados dos ensaios na área A3 ficaram em um

nível inferior. A análise estatística dos resultados do parâmetro mostrou que foram encontradas diferenças significativas na maioria dos ensaios.

Com referência ao valor calculado para o parâmetro P_{crms} verificou-se que somente em um ensaio foram encontradas médias significativamente diferentes. Os valores do parâmetro foram semelhantes para todos os ensaios, com exceção do realizado na velocidade V3, na área A1. Os ensaios na área A3 mostraram valores bem inferiores.

O parâmetro aP_{crms} revela as áreas com pressões médias dentro de cada limite de alteração da pressão e revelou que ocorreram diferenças estatísticas significativas em quase a metade dos resultados.

Na área de efetiva distribuição da pressão sobre o assento do banco, em todos os ensaios as áreas médias encontradas não são significativamente diferentes e a variação dos valores médios para cada ensaio não supera o percentual de 6%.

4.3.1 Resultados da pressão média

Baseado nos resultados da distribuição da pressão do mapa de pressão gerado pela manta sensorizada, uma pressão média para cada sensor foi calculada criando uma matriz da distribuição da pressão média que permite compreender como a pressão é distribuída e onde os valores médios maiores e menores da pressão estão localizados.

Na Figura 45, os quadros representam exemplos da distribuição da pressão com a pressão média de $0,068 \text{ kgf/cm}^2$ nas passagens nas três parcelas para os ensaios no banco B1 e com a pressão média de $0,083 \text{ kgf/cm}^2$ para os ensaios no banco B2 para a velocidade V1, operador O1, na área consolidada A1, na regulagem de suspensão macia R2.

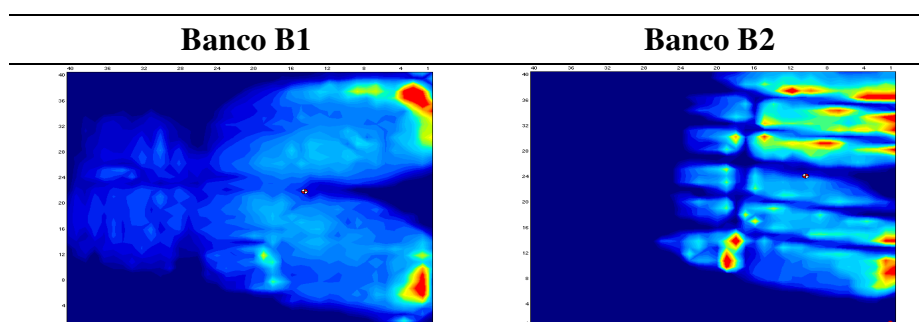


Figura 45: Exemplo de tela de *filmstrip* para pressões médias
Fonte: Software X3 PRO v6.0 SP1

Na Tabela 17 são apresentados os valores médios dos ensaios e os testes de comparações de médias múltiplas, a 5% de probabilidade do parâmetro da pressão média exercida pelo tronco do operador sobre a superfície do assento e se referem a média geral para cada banco e para cada operador individualmente, nas duas regulagens adotadas.

Tabela 17: Pressão média nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Bancos	0,061 ^b	0,061 ^b	0,072 ^a	0,071 ^a
O1	0,069 ^a	0,066 ^a	0,083 ^a	0,079 ^a
O2	0,055 ^c	0,059 ^b	0,067 ^b	0,063 ^b
O3	0,058 ^b	0,058 ^b	0,058 ^c	0,058 ^c

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

As pressões médias obtidas neste estudo mostraram que os valores médios no banco B2 foram aproximadamente 15% maiores que no banco B1 e considerando-se os valores médios dos ensaios para os três operadores verificou-se que estão em um patamar superior ao recomendado. Os valores de pressão média dos dois bancos possuem valores muito semelhantes nas duas regulagens do banco.

Na análise dos dados da pressão média para cada operador individualmente observou-se que os maiores valores foram encontrados nos ensaios do operador O1, para os dois bancos independente do tipo de regulagem e que para o operador O3 os valores médios são iguais em todas as possibilidades de combinação de banco e regulagem. Não foram encontradas diferenças estatísticas significativas entre os ensaios realizados com o operador O1, nos bancos B1 e B2 e nas médias gerais das regulagens R1 e R2 do B2.

Os resultados das pressões médias neste estudo demonstram que ao exceder os valores na faixa de 0,027 a 0,040 kgf/cm² na região das tuberosidades isquiáticas e do cóccix, as pressões, segundo Hostens *et al.*, (2001), podem reduzir o fluxo de sangue no local e provocar desconforto em um tempo mais prolongado de trabalho.

A análise estatística dos dados de pressão média revela que a totalidade dos ensaios do banco B1 não são significativamente diferentes entre si e que no banco B2 não há diferenças estatísticas significativas entre os todos os ensaios produzidos nas áreas A1 e A2 e entre os ensaios produzidos na área A3.

Tabela 18: Pressão média nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	0.063 ^a	0.062 ^a	0.081 ^a	0.083 ^a
V2	0.059 ^a	0.058 ^a	0.077 ^a	0.079 ^a
V3	0.058 ^a	0.058 ^a	0.076 ^a	0.077 ^{ab}
Área 2 V1	0.063 ^a	0.064 ^a	0.078 ^a	0.083 ^a
V2	0.061 ^a	0.060 ^a	0.081 ^a	0.084 ^a
V3	0.062 ^a	0.060 ^a	0.081 ^a	0.080 ^a
Área 3 V1	0.059 ^a	0.063 ^a	0.064 ^b	0.066 ^b
V2	0.061 ^a	0.061 ^a	0.064 ^b	0.065 ^b
V3	0.062 ^a	0.062 ^a	0.058 ^b	0.066 ^b

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

A análise dos resultados em função das áreas percorridas, regulagens do banco adotadas e das velocidades de deslocamento empregadas, é feita a partir dos dados apresentados na Figura 46, que apresentam os valores das pressões médias atuantes sobre a superfície de contato do assento dos bancos simples e intermediário do trator.

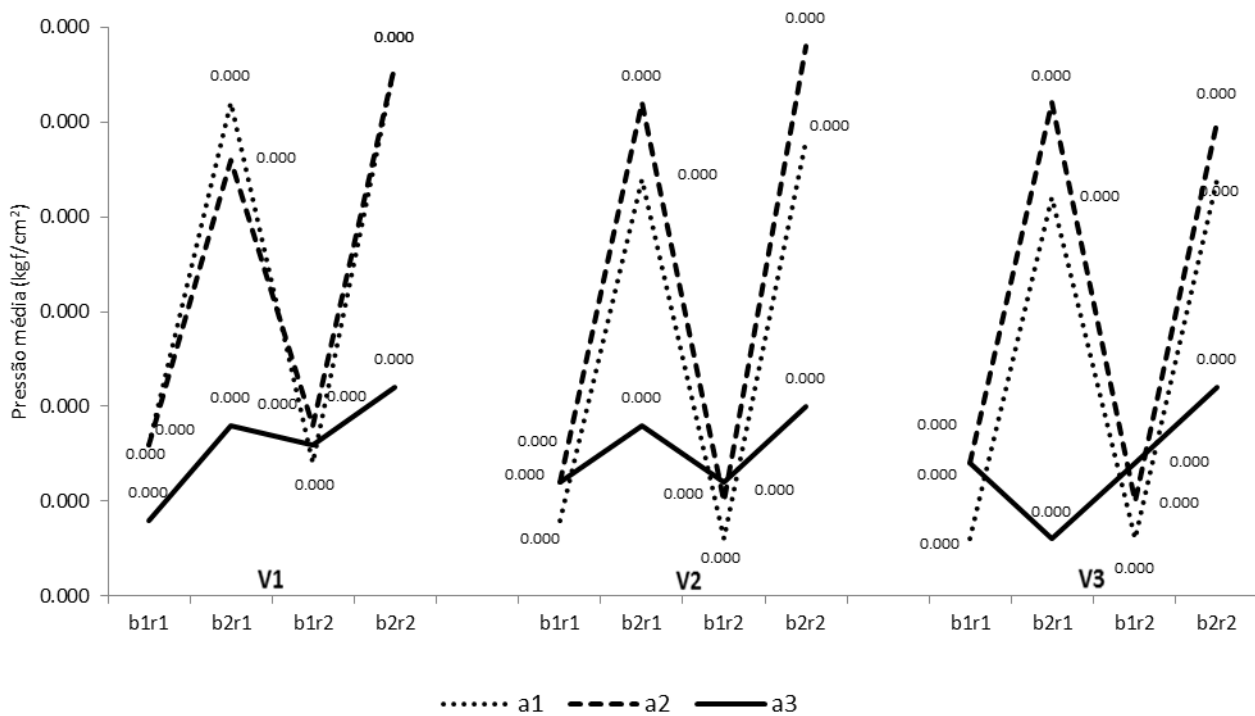


Figura 46: Pressão média, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na área de controle A3, os valores das pressões médias nas três velocidades de deslocamento ficaram em uma faixa entre 0,058 e 0,066 kgf/cm² e tiveram comportamento semelhante em todos os ensaios com exceção do banco B2, na regulagem R1 que teve um pico mínimo da pressão.

Nas áreas A1 e A2, os valores da pressão média nas três velocidades de deslocamento apresentaram uma variação muito pequena entre todos os ensaios realizados.

Nos ensaios com o banco B2 os valores médios da pressão média estão aproximadamente 25% acima dos valores dos ensaios com o banco B1, para todas as passagens nas áreas A1 e A2, nas duas regulagens da suspensão do banco, enquanto que nos ensaios realizados na área A3 as diferenças com os valores encontrados para o banco B1 se reduzem para 5%.

4.3.2 Resultados da distribuição da pressão no assento - SPD%

O parâmetro SPD% é um excelente método para se estabelecer a uniformidade da distribuição da pressão em um banco, porém por não informar qual o tamanho da área de contato e nem onde esta área está localizada, necessita o auxílio de mais informações para definir como a pressão é distribuída.

Na Tabela 19 são apresentados os resultados das médias e dos testes de comparações de médias múltiplas que permitem analisar a uniformidade da distribuição da pressão sob o enfoque da média geral para o banco e para cada operador individualmente.

Tabela 19: Distribuição da pressão no assento nos bancos B1 e B2, nas regulagens R1 e R2 médias (\bar{x}) e significâncias para os operadores O1, O2 e O3

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
	12,14 ^a	12,31 ^a	12,79 ^a	12,19 ^a
O1	13,23 ^a	11,85 ^a	12,51 ^a	13,28 ^a
O2	11,12 ^a	14,03 ^a	14,21 ^a	11,03 ^a
O3	12,07 ^a	11,05 ^a	9,85 ^b	10,65 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes P<0,05

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

Não foram encontradas diferenças estatísticas significativas em nenhum dos resultados para o parâmetro SPD% nos dois bancos e nas duas regulagens de suspensão ensaiados, com exceção do ensaio para o banco B2, na regulagem R1.

Os resultados obtidos para os dois bancos mostram que os valores de SPD%, independente do tipo de regulagem da suspensão, permanecem constantes, indicando que na média geral há uma uniformidade na distribuição da pressão no assento do banco.

A uniformidade da distribuição encontrada nos bancos ensaiados neste estudo estabelece, segundo Seigler e Ahmadian (2003), uma relação positiva com a percepção de conforto pelo operador. Além disso, pressões menores são sempre mais desejáveis em longo prazo e uma vez que uma pressão uniforme alivia a alta pressão concentrada, admite-se que uma distribuição mais uniforme contribui para uma melhor condição em termos de conforto.

Os valores maiores do parâmetro SPD% foram encontrados nos ensaios para o operador O2 nos bancos e regulagens B1R2 e B2R1 e o menor valor no ensaio B2R1.

Tabela 20: Distribuição da pressão no assento nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	14.72 ^a	14.84 ^a	14.03 ^{abc}	13.48 ^{cd}
V2	11.87 ^a	12.47 ^a	13.93 ^{abc}	16.39 ^{ab}
V3	15.65 ^a	14.92 ^a	16.03 ^a	14.99 ^{abc}
Área 2 V1	14.01 ^a	13.88 ^a	13.31 ^{abc}	14.24 ^{bcd}
V2	13.55 ^a	14.49 ^a	13.75 ^{abc}	16.88 ^a
V3	10.33 ^a	13.83 ^a	15.35 ^{ab}	14.16 ^{bcd}
Área 3 V1	9.19 ^a	7.80 ^a	11.99 ^{abc}	9.86 ^f
V2	10.70 ^a	11.56 ^a	10.47 ^{bc}	10.22 ^{ef}
V3	9.91 ^a	8.85 ^a	9.61 ^c	10.70 ^{ef}

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

A análise estatística dos dados do banco B1 revelou que não existiram diferenças estatisticamente significativas em nenhum dos resultados para as duas regulagens de suspensão.

A Figura 47 mostra os resultados do parâmetro da uniformidade da distribuição da pressão no assento para os ensaios com os bancos B1 e B2 nas áreas percorridas e regulagens da suspensão, para as velocidades desenvolvidas.

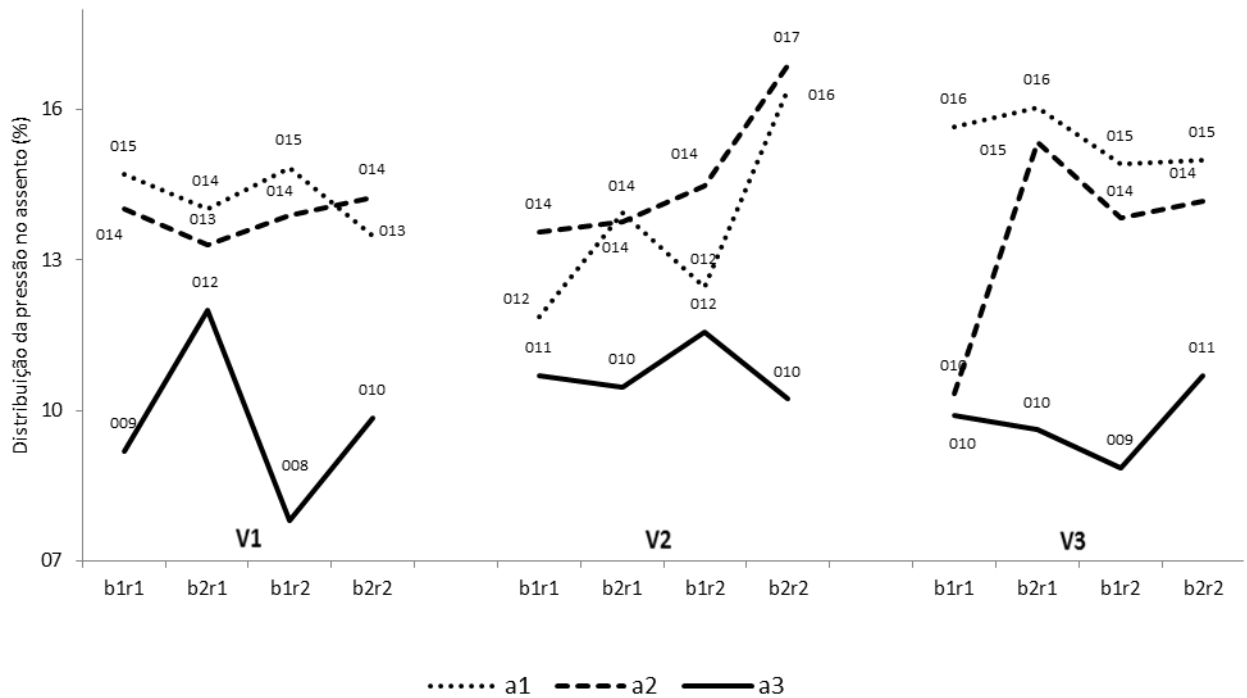


Figura 47: Distribuição da pressão no assento, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Os resultados obtidos na área de referência A3 apresentaram os menores valores do parâmetro SPD% nas três velocidades de deslocamento indicando a melhor condição de uniformidade da distribuição da pressão.

Na área A1 os valores do parâmetro da uniformidade da distribuição da pressão medidos foram superiores em torno de 5% aos da área A2 nas velocidades V1 e V3, com exceção do ensaio com o banco B2, na regulagem R2, indicando uma pequena diferença na uniformidade da distribuição da pressão sobre o assento entre os bancos.

Na área A2, na velocidade V2 os valores do parâmetro SPD% ficaram acima dos obtidos na área A1, em um comportamento contrário ao verificado nas velocidades V1 e V3.

4.3.3 Resultados da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz - Pcrms

O corpo humano pode, segundo Lidén (2003), se ajustar a um nível constante de vibração, mas variações repentinas destes níveis podem se tornar desagradáveis. Para avaliar o comportamento dinâmico da distribuição da pressão foi utilizado o parâmetro Pcrms, que

usa no seu cálculo o histórico da dinâmica da pressão e mostra a capacidade do banco para limitar mudanças de pressão devido a *inputs* aleatórios.

A análise estatística apresentada na Tabela 16 revela que não encontrou-se diferenças estatisticamente significativas. No banco B1, os a regulagem R1 teve maior capacidade de reduzir as mudanças de pressão e que a menos eficaz capacidade de limitação foi encontrada no ensaio com o operador O2, na regulagem R2. Nos ensaios com o banco B2, ao contrário, os melhores resultados de limitação da variação da pressão estão nos ensaios da regulagem R2 e o maior valor do parâmetro foi encontrado no ensaio do operador O2, na regulagem R1.

Tabela 21: Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
	0,0007 ^a	0,0009 ^a	0,0012 ^a	0,0005 ^a
O1	0,0007 ^a	0,0009 ^a	0,0008 ^a	0,0005 ^a
O2	0,0007 ^a	0,0013 ^a	0,0020 ^a	0,0005 ^a
O3	0,0007 ^a	0,0006 ^a	0,0001 ^a	0,0006 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

A Tabela 22 apresenta os resultados das médias e dos testes de comparações de médias múltiplas do parâmetro da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz.

Tabela 22: Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 nas velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	0.0008 ^{bc}	0.0009 ^b	0.0007 ^b	0.0007 ^a
V2	0.0009 ^{abc}	0.0009 ^b	0.0010 ^b	0.0010 ^a
V3	0.001 ^a	0.0011 ^b	0.0088 ^a	0.0013 ^a
Área 2 V1	0.0006 ^c	0.0007 ^b	0.0008 ^b	0.0005 ^a
V2	0.0009 ^{abc}	0.0009 ^b	0.0010 ^b	0.0005 ^a
V3	0.0008 ^{abc}	0.0008 ^b	0.0010 ^b	0.0005 ^a
Área 3 V1	0.0003 ^d	0.0002 ^b	0.0001 ^b	0.0001 ^a
V2	0.0002 ^d	0.0002 ^b	0.0001 ^b	0.0001 ^a
V3	0.0004 ^d	0.0003 ^b	0.0001 ^b	0.0004 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

A análise estatística dos resultados para o banco B1, na regulagem R1 mostra que não existem diferenças estatisticamente significativas nos ensaios para as velocidades V1, V2 e V3, realizados na área A3. Para a regulagem R2 da suspensão os resultados dos ensaios não são significativamente diferentes entre si para todos os ensaios.

Para os ensaios com o banco B2 a análise estatística não apresenta diferenças significativas nos ensaios da regulagem R1, com exceção do ensaio da velocidade V3, na área A1 e nenhum dos ensaios da regulagem R2.

A Figura 48 apresenta os valores do parâmetro Pcrms considerando-se as áreas percorridas, regulagens da suspensão adotadas e velocidades desenvolvidas, para os bancos B1 e B2.

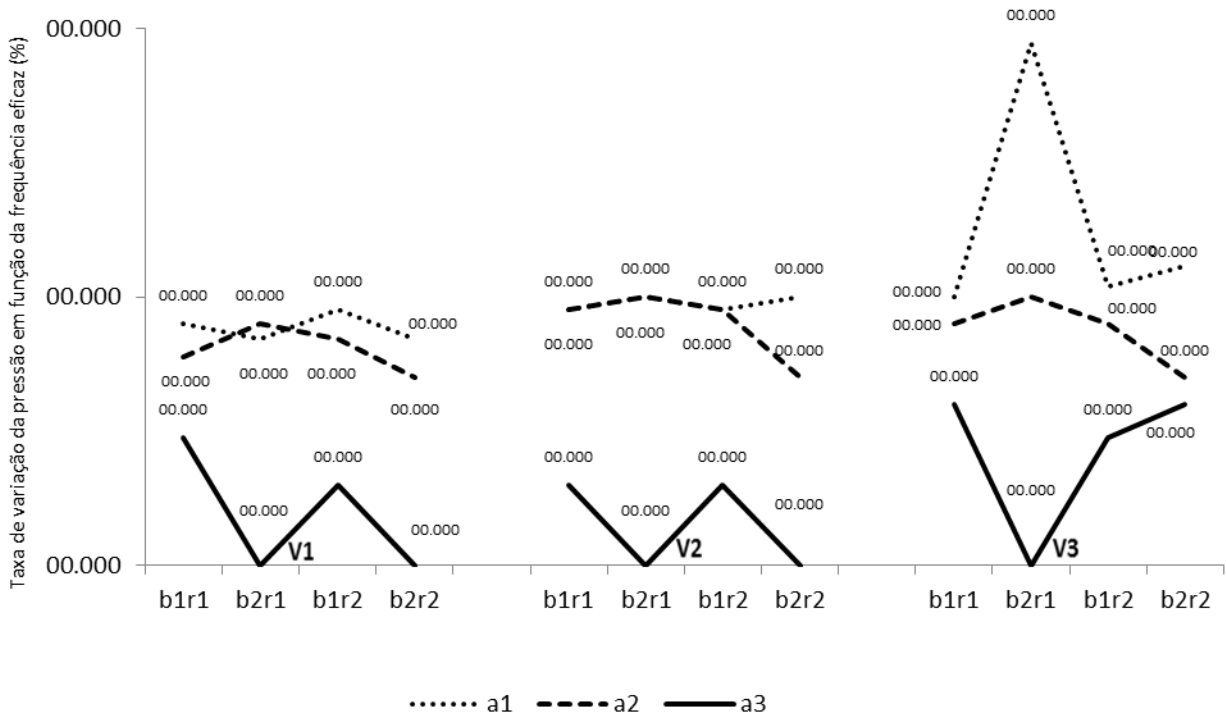


Figura 48: Taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na área A3 os valores do parâmetro da taxa de variação em função da aceleração eficaz nas velocidades V1 e V2 resultaram semelhantes para a totalidade dos ensaios. Na velocidade V3, os valores atingiram picos máximos nos ensaios dos bancos B1, na regulagem R1 e B2, na regulagem R2.

Na área A1, nas velocidades V1 e V2, os valores do parâmetro Pcrms tiveram um acréscimo de cerca de 10% do banco B1 em relação ao banco B2, indicando uma condição de

menor eficiência na limitação de variações repentinas da pressão no assento do banco. Na velocidade V3 houve um ponto com valor máximo no ensaio do banco B2, na regulagem R1.

Na área A2, os valores do parâmetro Pcrms nas três velocidades de deslocamento apresentam comportamento semelhante em todos os ensaios, com valores em torno de 50% menores no banco B2, na regulagem R2, demonstrando uma diferença importante entre as capacidades de redução das mudanças repentinas da pressão entre as duas regulagens.

4.3.4 Resultados da área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz aPcrms

Para um maior entendimento do parâmetro Pcrms, determina-se a relação entre o nível de pressão e a área deste nível de pressão como a área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz.

As pressões médias da variação da pressão de cada célula individual durante o ensaio são calculadas e determinadas as áreas aPcrms pelo cálculo do total de células com pressão média entre quatro limites específicos. A medida da taxa de variação da pressão é feita, então, pela média Pcrms das células dentro de cada limite de pressão ao longo do tempo pelo fator ponderado para cada limite.

A tabela 23 mostra as taxas de variação da pressão para os dois diferentes tipos de bancos ensaiados considerando-se os resultados médios de aPcrms para os três operadores do trator.

Tabela 23: Área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
	33,14 ^a	35,17 ^a	40,09 ^a	28,45 ^a
O1	31,31 ^a	36,19 ^a	55,57 ^a	34,61 ^a
O2	36,74 ^a	42,90 ^a	38,42 ^{ab}	21,34 ^a
O3	31,36 ^a	26,42 ^a	9,48 ^b	20,18 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes P<0,05

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

A análise estatística realizada nos ensaios para os dois bancos revelou existirem diferenças estatisticamente significativas apenas nos resultados obtidos para os operadores O2 e O3 na regulagem de suspensão R1 do banco B2.

O cálculo do parâmetro aPcrms leva em conta a variação e a distribuição da pressão em toda área de contato do operador com o assento do banco. Os resultados indicam que o banco B2 concentra a condição mais favorável de desempenho dinâmico entre os dois bancos, na regulagem R2 e, também, a mais desfavorável, na regulagem R1, enquanto que os valores de aPcrms para os ensaios nas duas regulagens de suspensão se encontram em um patamar intermediário.

A avaliação dos dados do parâmetro em relação aos operadores mostra que os maiores valores encontrados para o banco B1 estão nos ensaios com operador O2 e para o banco B2, no ensaio do operador O1. Por outro lado, os valores menores estão nos ensaios do operador O3 nos dois bancos, independente de regulagem.

A Tabela 24 apresenta a análise estatística dos resultados dos resultados do banco B1, na regulagem R1, para as áreas A1 e A2 e mostra que foram encontradas diferenças estatísticas significativas somente nos ensaios da velocidade V2, na área A1 na velocidade V1, na área a2. Na regulagem R2, os ensaios nas velocidades V1 e V2, na área A1 e na velocidade V1, na área A2, não apresentaram diferenças significativamente diferentes.

Tabela 24: Área da taxa de distribuição da pressão em função da aceleração eficaz nos bancos B1 e B2 nas regulagens de suspensão R1 e R2 nas velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Área 1				
V1	46,69 ^a	40,62 ^{abc}	50,41 ^{abcd}	41,74 ^{bc}
V2	40,00 ^{ab}	41,77 ^{abc}	64,20 ^{abc}	65,99 ^{ab}
V3	48,74 ^a	52,55 ^a	90,11 ^a	74,39 ^a
Área 2				
V1	35,43 ^{ab}	35,16 ^{abc}	46,31 ^{bcde}	35,64 ^{bc}
V2	42,43 ^a	50,19 ^a	69,19 ^{ab}	35,50 ^{bc}
V3	42,61 ^a	46,46 ^{ab}	70,24 ^{ab}	33,47 ^{bc}
Área 3				
V1	13,65 ^c	11,15 ^c	9,68 ^{de}	8,08 ^c
V2	11,17 ^c	23,13 ^{abc}	8,72 ^{de}	10,54 ^c
V3	19,51 ^{bc}	16,04 ^{bc}	6,74 ^e	18,09 ^c

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

Na análise estatística do banco B2, nas áreas A2 e A3, mostra que não foram encontradas diferenças estatísticas significativas nos ensaios das velocidades V1, V2 e V3, na regulagem R2. Para a regulagem R1, encontraram-se diferenças significativamente diferentes na maioria dos ensaios, com exceção dos efetuados nas velocidades V2 e V3, na área A2 e V1 e V2, na área A3.

Os dados que refletem as condições das mudanças da pressão e da distribuição da pressão em função das áreas percorridas e regulagens dos bancos nas velocidades adotadas em cada ensaio dos bancos B1 e B2 são apresentados na Figura 49.

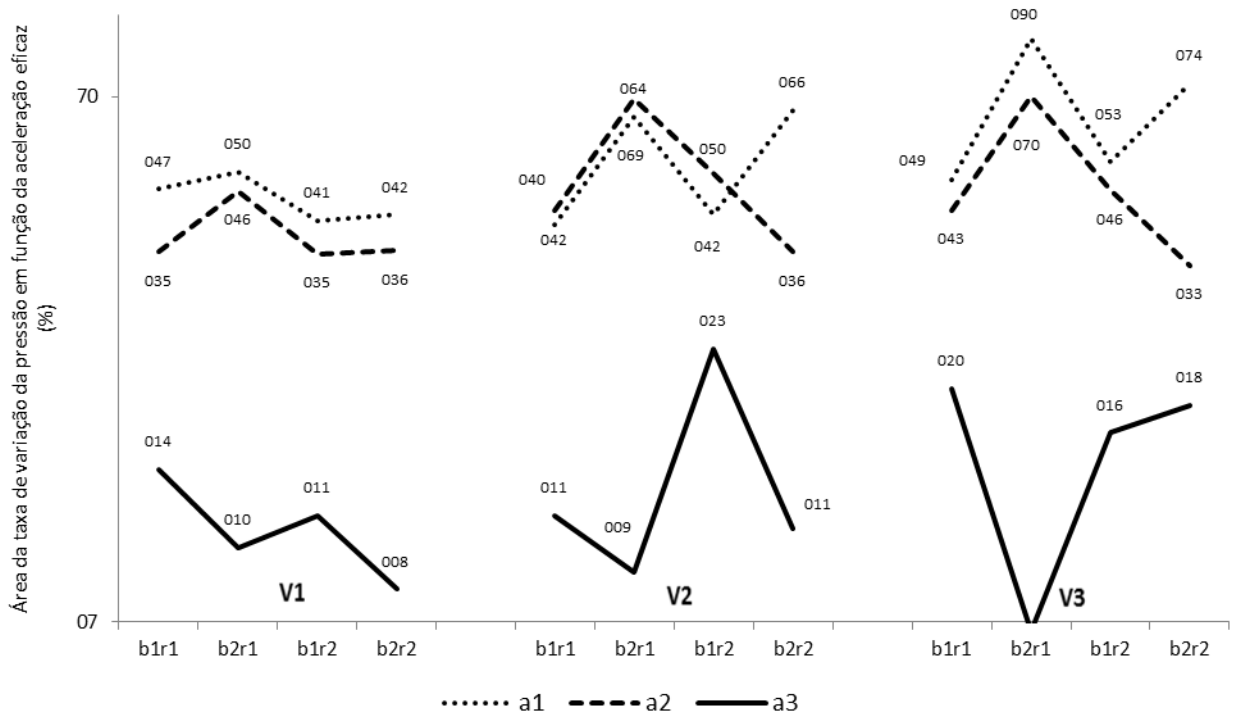


Figura 49: Área da taxa de variação da pressão em função da aceleração eficaz, médias para os bancos B1 e B2 nas velocidades V1, V2 e V3

Na área controle A3 os valores calculados para o parâmetro aPcrms encontrados são os mais baixos indicando a melhor condição de desempenho dinâmico do banco para os ensaios nas velocidades V1, V2 e V3.

A avaliação dos resultados do banco B2 mostra que os valores calculados para aPcrms nas velocidades V2 e V3, na área A1, nas duas regulagens de suspensão e na área A2, na regulagem R1 são 40% maiores que os encontrados no banco B1. Ao contrário do comportamento dinâmico do banco nos ensaios das áreas A1 e A2, na A3 a maioria dos valores de aPcrms são menores que os do banco B1.

Na área A1, o melhor resultado para aPerms foi encontrado na velocidade V2, na regulagem R1 e o valor mais elevado, que indica uma má condição de performance dinâmica, no ensaio na velocidade V3, na regulagem R2.

Na área A2 foram encontrados os valores mais baixos muito próximos entre si nos ensaios para a velocidade V1, nas regulagens R1 e R2 e o valor mais alto no ensaio na velocidade V2, na regulagem R2.

4.3.5 Resultados da área efetiva de contato

Mooney *et al.*, (1971) afirmam que a mais importante característica do projeto do assento de um banco é a distribuição da pressão, citando os experimentos e a revisão bibliográfica realizada por Kosiak (1958) para concluir que se o peso corporal da pessoa se distribuisse idealmente por toda a área do assento, a pressão na interface assento-operador poderia reduzir até $0,035 \text{ kgf/cm}^2$.

Na Figura 50, os quadros representam exemplos da área efetiva de contato de $1871,86 \text{ cm}^2$ da distribuição da pressão nas passagens nos três lotes para os ensaios no banco B1 e da área máxima de contato de $1344,51 \text{ cm}^2$ para os ensaios no banco B2 com a velocidade V1, operador O1, na área A1, na regulagem de suspensão R1.

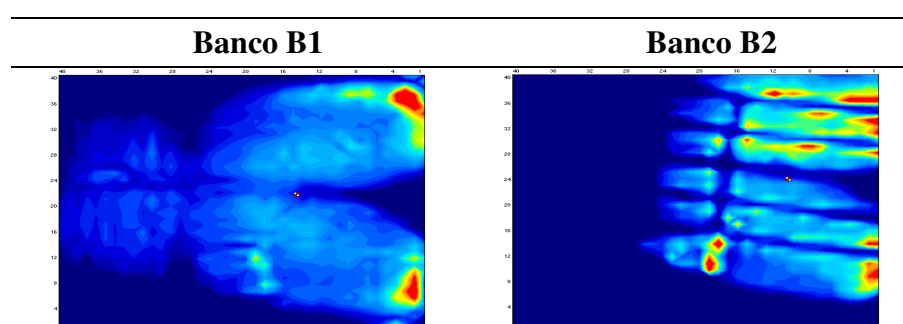


Figura 50: Exemplo de tela de *filmstrip* para áreas efetivas de contato
Fonte: *Software X3 PRO v6.0 SPI*

A tabela 23 mostra as áreas de contato total da pressão para os operadores testados quando sentados em dois diferentes tipos de bancos, que distribuem diferentemente a pressão, tendo o parâmetro área de contato total na superfície assento-operador como um método de quantificar estas diferenças.

Tabela 23: Área efetiva de contato nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e operadores O1, O2 e O3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
	1636,25 ^a	1637,99 ^a	1284,83 ^c	1345,73 ^b
O1	1865,00 ^a	1811,67 ^a	1321,03 ^a	1402,47 ^a
O2	1572,96 ^b	1525,27 ^c	1237,36 ^b	1213,84 ^c
O3	1470,81 ^c	1577,04 ^b	1322,04 ^a	1335,75 ^b

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,05$

Banco 2 R1 N=66, O1 N=30, O2 N=24, O3=12;

Banco 2 R2 N=54, O1 N=30, O2 N=12, O3=12

A análise estatística deste estudo mostra que não existem diferenças estatísticas significativas entre os ensaios para o operador O1 nos dois bancos e nas duas regulagens de suspensão. Também não foram encontradas diferenças entre os ensaios com o operador O2, na regulagem R1 e com o operador O3, na regulagem R2, nos dois bancos.

Tabela 24: Área efetiva de contato nos bancos B1 e B2 nas regulagens R1 e R2 e velocidades V1, V2 e V3, médias (\bar{x}) e significâncias

Ensaio	B1		B2	
	R1	R2	R1	R2
Área 1 V1	1554,66 ^a	1559,14 ^a	1180,38 ^c	1338,17 ^a
V2	1658,06 ^a	1657,17 ^a	1287,90 ^{ab}	1309,14 ^a
V3	1626,52 ^a	1619,89 ^a	1254,30 ^{bc}	1275,27 ^a
Área 2 V1	1560,39 ^a	1593,55 ^a	1196,50 ^c	1395,16 ^a
V2	1634,77 ^a	1569,35 ^a	1281,72 ^{ab}	1330,64 ^a
V3	1635,30 ^a	1607,71 ^a	1308,60 ^{ab}	1375,27 ^a
Área 3 V1	1602,69 ^a	1705,02 ^a	1283,33 ^{ab}	1341,40 ^a
V2	1693,37 ^a	1722,76 ^a	1339,60 ^{ab}	1339,25 ^a
V3	1725,09 ^a	1657,88 ^a	1313,98 ^{ab}	1413,26 ^a

Médias com a mesma letra não são significativamente diferentes $P < 0,005$

Banco 1 N=90, A1 N=9, A2 N=9, A3 N=36

Banco 2 R1 N=66, A1 N=18, V1 N=6, V2 N=6, V3 N=6; A2 N=15, V1 N=3, V2 N=6, V3 N=6; A3 N=33, V1 N=9, V2 N=6, V3 N=9

** Banco 2 R2 N=54, A1 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A2 N=9, V1 N=3, V2 N=3, V3 N=3; A3 N=36, V1 N=9, V2 N=9, V3 N=9

A análise estatística dos dados da área efetiva de contato do operador com a superfície revelou que não foram encontradas diferenças estatisticamente significativas em nenhum dos ensaios realizados no banco B1 e em nenhum dos ensaios na regulagem de suspensão R2 e na regulagem R1 do banco B2, sendo encontradas diferenças na totalidade dos ensaios da área A1 e nos ensaios da velocidade V1, na área A2.

Os resultados das áreas efetivas de contato em função das áreas percorridas e regulagens dos bancos nas velocidades adotadas para os bancos B1 e B2 são apresentados na Figura 51.

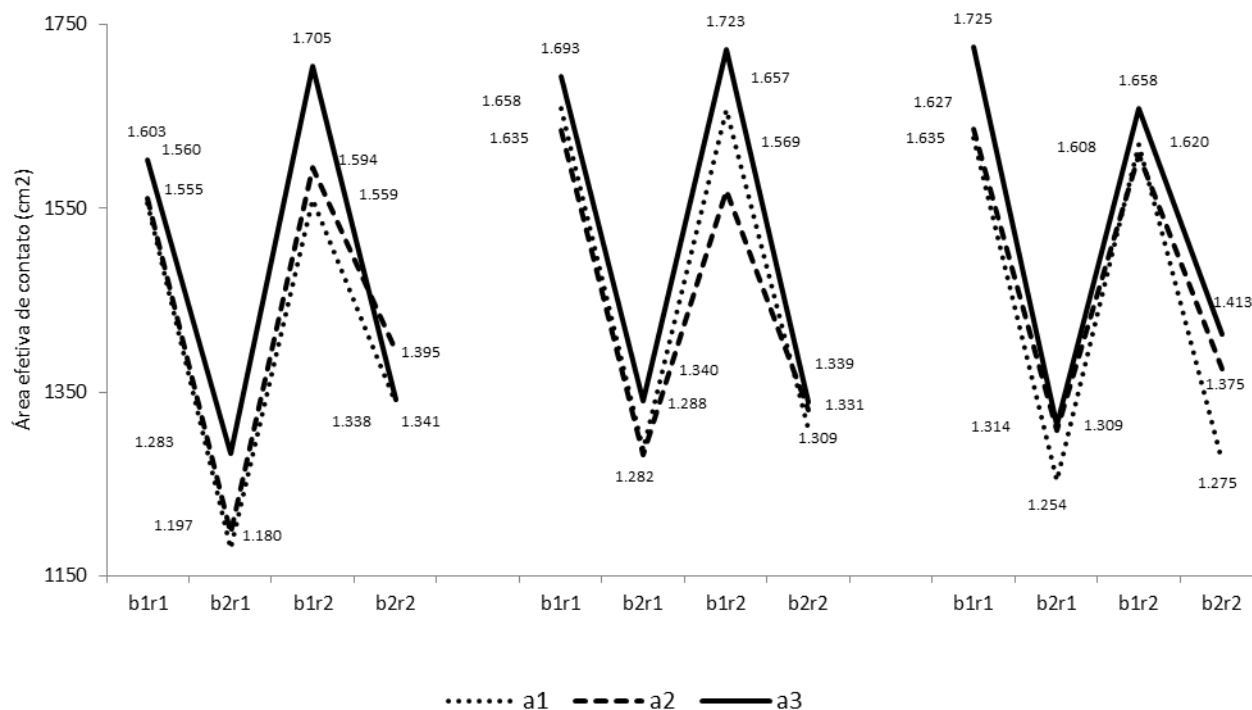


Figura 51: Área efetiva de contato, médias para os bancos B1 e B2 - Velocidades V1, V2 e V3

Na avaliação dos dados obtidos nos ensaios nas áreas A1, A2 e A3, do banco B1, observou-se que as áreas efetivas de contato nas velocidades V1, V2 e V3 são praticamente iguais para as regulagens R1 e R2 e apresentaram uma variação média de 3 a 6% entre seus valores.

Os resultados para com o banco B2 mostram que em todos os ensaios a distribuição da pressão na interface assento-operador é feita em uma área de efetivo contato em torno de 20% menor, se comparado com as áreas do banco B1.

A grande variação da área efetiva de contato na interface assento-operador obtida nos ensaios dos bancos B1 e B2 indicando, segundo Dhingra *et al.*, (2003) uma necessidade de reconsideração das propriedades dos assentos dos bancos. A necessidade de generalizar conceitos sobre o melhor tipo de assento para cada tipo de pessoa é segundo Ragan *et al.*, (2002) o principal entrave no desenvolvimento do projetos de bancos.

Os resultados obtidos para os ensaios dos bancos B1 e B2 mostraram que diferentemente do constatado por Andreoni *et al.*, (2002) que realizaram estudo para a medição estática das áreas de contato na superfície do assento do banco de um carro e

afirmaram que as áreas se mantêm constantes apesar das diferentes cargas das massas corporais dos sujeitos que realizaram o experimento, o tamanho das áreas de efetivo contato com o assento do banco do trator sofreram alterações entre os ensaios dos três operadores, sendo constante somente entre as regulagens R1 e R2.

5 CONCLUSÕES

Tendo como base os resultados deste trabalho pode-se concluir que a determinação da transmissibilidade das vibrações e da distribuição da pressão na interface assento-banco em experimento a campo permite compreender com mais precisão o comportamento dinâmico do banco de um trator agrícola. Sendo possível apresentar as seguintes conclusões:

- i. Dentre os parâmetros da transmissibilidade da vibração estudados concluiu-se que nos bancos ensaiados o limite superior definido como condição de pouco desconforto pela norma 2631-1:1997 foi ultrapassado na quase totalidade das acelerações eficazes atuantes nos assentos e que houve um relevante aumento da amplitude efetiva da transmissibilidade da base para o assento nas frequências de 2,5 e 12,5 Hz, as mais danosas para o corpo humano, nos ensaios nas áreas consolidada e lavrada.
- ii. Os limites máximos de conforto e de trabalho diário de 8 horas previstos pela norma ISO 2631-1:1997 foram ultrapassados pelas magnitudes das acelerações eficazes na totalidade dos ensaios e pelas acelerações em mais de uma direção, nas faixas de frequência de 2,5 e 5 Hz, para as áreas consolidada e lavrada.
- iii. Os valores das pressões médias do banco B1 são em torno de 25% menores que as pressões médias do banco B2 nas áreas consolidada e lavrada e sua distribuição se comporta de maneira semelhante entre os dois bancos, independente do tipo de regulagem da suspensão.
- iv. A capacidade de reduzir as mudanças repentinas de pressão no banco B1 é superior na regulagem R1 e no banco B2, na regulagem R2, sendo que no solo lavrado a regulagem R2 do banco B2 apresentou uma capacidade 50% menor do que a regulagem R1.
- v. As áreas de efetivo contato na interface assento-operador são 20% maiores no banco B1 que no banco B2.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AHMED, B.; GOUPILLON, J. F. Predicting the ride vibration of agricultural tractor. **Journal of Terramechanics**, v. 34, n. 1, p. 1-11, 1997.

ANDERSON, G. B. J.; ORTENGREN, R.; NACHESOMSON, A. L. Biomechanical analysis of loads on the lumbar spine in sitting and standing postures. **Biomechanics**, v. 8, p. 543-555, 1983.

ANDREONI, G.; GIORGIO C. SANTAMBROGIO, G. C.; RABUFFETTI, M.; PEDOTTI A. Method for the analysis of posture and interface pressure of car drivers. **Applied Ergonomics**, v. 33, p. 511-522, 2002.

BALBINOT, A.; TAMAGNA, A. **Avaliação da transmissibilidade da vibração em bancos de motoristas de ônibus urbanos: um enfoque no conforto e na saúde.** Revista Brasileira de Engenharia Biomédica, v. 18, n. 1, p. 31-38, 2002.

BARBOSA, R. R.; SANTOS, J. E. G.; DEGANUTTI R. **Assento para trator: projeto ergonômico.** XIII SIMPEP – Bauru, 2006.

BARCELÓ, L. E.; HILBERT, J. A.; AUCANÁ M. **Efecto de diferentes presiones de inflado y regulaciones del asiento sobre las vibraciones de cuerpo entero en tractores agrícolas.** INTA – Instituto Nacional de Tecnología Agropecuaria. Buenos Aires, 2004.

BARCELÓ, L. E.; HILBERT, J. A. **Exposición a las vibraciones del cuerpo entero en tractores: Duración permitida de la jornada laboral.** 5ª Jornada de Desarrollo e Innovación. INTI- Instituto Nacional de Tecnología Industrial. Buenos Aires, 2004.

BARNETT, R. L.; ABLARDE, J. A. Skin Vascular Reaction to Short Durations of Normal Seating. **Archives Physical Medicine Rehabilitation**, v. 76, p. 533-540, 1995.

BERASATEGUI, M. B. R. **Modelización y simulación del comportamiento de un sistema mecánico com suspensión aplicado a los asientos de los tractores agrícolas.** 2000. 264f. Universidad Politécnica de Madrid, Madrid, 2000. (Tesis Doctoral).

BIES, D. A.; HANSEN, C. H. **Engineering noise and vibration control: theory and practice.** London: E & FN Spon, 1996.

BRANDÃO, J.G.T.; TOMAZINI, J.E.; AMANN B. O. **Análise de vibrações em assentos de empilhadeiras.** 7th Brazilian Conference on Dynamics, Control and Applications – DINCON, 2008.

BURDORF, A.; SWUSTE P. **The effect of seat suspension on exposure to whole-body vibration of professional drivers.** *Annals of occupational Hygiene*, v. 37, n. 1, p. 45-55, 1993.

BRAY, G. A.; GRAY, D. S. Obesity. Part I - Pathogenesis. **Western Journal of Medicine**, 149 (4), p. 429-441, 1988.

CATION, S.; JACK, R.; OLIVER, M.; DICKEY, J. P.; LEE-SHEE, N. K. Six degree of freedom whole-body vibration during forestry skidder operations. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 38, p. 739-757, 2008.

CARVALHO FILHO, A.; CENTURION, J. F.; SILVA, R. P.; FURLANI, C. E. A.; CARVALHO, L. C. C. Métodos de preparo do solo: alterações na rugosidade do solo. **Engenharia Agrícola**, Jaboticabal, v. 27, n. 1, p. 229-237, 2007.

CASEY, P. Enhancing ergonomics for snowplow drivers. **Transportation Synthesis Report**, CTC & Associates LLC, 2006.

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

CHO, Y.; YOON, Y. S. Biomechanical model of human on seat with backrest for evaluating ride quality. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 27, p. 331–345, 2001.

CHRISTOL, J. El diagnóstico em ergonomia. In: CASTILLO, J. J.; VILLENA, J. **Ergonomia: conceptos y métodos**. Madrid: Editorial Complutense S.A., Cap. 21, p. 383-389, 1998.

COOK, A. M.; HUSSEY, S. M. **Assistive technologies: principles and practice**. Saint Louis: Mosby-Year, Inc., 1995.

CRAWFORD, S. A.; STINSON, M. D.; WALSH, D. M.; PORTER-ARMSTRONG, A. P. Impact of sitting time on seat-interface pressure and on pressure mapping with multiple sclerosis patients. **Archives Physical Medicine Rehabilitation**, v. 86, 2005.

DEBIASI H.; SCHLOSSER, J. F.; PINHEIRO, E. D. Características ergonômicas dos tratores agrícolas utilizados na região central do Rio Grande do Sul. **Ciência Rural**, v. 34, p. 1807-1811, 2004.

DHINGRA, H. S.; TEWARI, V. K.; SINGH S. Discomfort, pressure distribution and safety in operator's seat: a critical review. *Agricultural Engineering International: the CIGR Journal of Scientific Research and Development*. v. 05, 2003.

DIEBSCHLAG, W.; HEIDINGER F.; DUPIUS H.; HARTUNG E.; MEILLER H. **Seat ergonomics**. Die Bibliothek der Technik, Landsberg, Germany, 1995.

DIFFRIENT, N.; TILLEY, A.R; BARDAGJY, J. **Humanscale 1/2/3**. Cambridge, Massachusetts: The MIT Press, 1979.

DIRECTIVA DEL CONSEJO 78/764/CEE relativa a la aproximación de las legislaciones de los Estados miembros sobre el asiento del conductor de los tractores, agrícolas o forestales, de ruedas. D. O.L. 255 de 18.9.1978, p. 1.

DONATI, P. Prévention des vibrations: choix et utilisation des sièges de tracteurs et de machines agricoles. **Document de travail INRS** n° 299, 1996.

DONATI, P. Survey of technical preventative measures to reduce whole-body vibration effects when designing mobile machinery. **Journal of Sound and vibration**. v. 253, p. 169-183, 2002.

DRAKOPOULOS, D. **A review of the current seat technologies in a agricultural tractors**. Department of Biosystems Engineering University of Manitoba Winnipeg, Canada, 2007.

DUL, J.; WEERDMEESTER, B. **Ergonomia prática**. São Paulo: Ed. Edgard Blücher, 1998.147 p.

EBE, K.; GRIFFIN, M. J. Qualitative methods of seat discomfort including static and dynamic factors. **Applied Ergonomics**, v. 43, p. 771-790, 2000.

EL FALOU, W.; DUCHÊNE, J.; GRABISCH, M.; HEWSON, D.; LANGERON, Y.; LINO, F. Evaluation of driver discomfort during long-duration car driving. **Applied Ergonomics**, v. 34, p. 249-255, 2003.

FERNANDES FILHO, J. **A Prática da avaliação física**. 2 ed., Rio de Janeiro: Ed. Shape, 2003.

FAI, T. C.; DELBRESSINE, F.; RAUTERBERG, M. **Vehicle seat design**: state of the art and recent development. Proceedings World Engineering Congress, p. 51-61, Penang, 2007.

GERKE, F. G.; HOAG, D. L. **Tractor vibration at the operator's station**. Transaction of the ASAE. 24:1131-1134, 1981.

GIL COURY, H. J. C. Postural recording. In: **Industrial ergonomics**: User's encyclopedia. Editora A. MITAL, 1999.

GÖHLICH, H. **Mensch und Maschine, Lehrbuch der Agrartechnik**: Band 5. Berlin: Pery, 1987. 176 p.

GONZÁLEZ, J. F.; ORTIZ, E. G.; SALCEDO, G. B. **Eficiencia de los sistemas de reducción de la vibración en tractores agrícolas**. Laboratorio de Acústica, Escuela de Ingenierías Industrial e Informática, Universidad de León. Disponível em: <<http://www3.unileon.es/lab/acustica/Comunicaciones/224.pdf>>. Acesso em: 04.jun.2010.

GRIFFIN, M. J. **Handbook of human vibration**. New York: Academic Press, 1990.

GRIFFIN, M. J. Measurement and evaluation of whole-body vibration at work. **International Journal of Industrial Ergonomics**. v.6, p. 45-54, 1990.

GRANDJEAN, E. **Manual de ergonomia**: adaptando o trabalho ao homem. Porto Alegre: Ed. Bookman, 1998.

GUIMARÃES, L. B. M. **Ergonomia de processo**. Porto Alegre: Fundação Empresa Escola de Engenharia. v.2., UFRGS, 2001.

GYI, D. E.; PORTER, J. M.; ROBERTSON, N. K. Seat pressure measurement technologies: considerations for their evaluation. **Applied Ergonomics**, v. 29, p. 85-91, 1998.

Hampel G. A.; Chang W. R. Body height change from motor vehicle vibration: A review. **International Journal of Industrial Ergonomics**. v. 23, n. 5, p. 489-498, 1999.

HALESGRAVE, C. M. What do we mean by a working posture. **Applied Ergonomics**, v. 37, p. 781-799, 1994.

HOSTENS, I.; PAPAIOANNOU, G.; SPAEPEN, A.; RAMON, H. Buttock and back pressure distribution tests on seats of mobile agricultural machinery. **Applied Ergonomics**, v. 32, p. 347-355, 2001.

IIDA, I. **Ergonomia**: projeto e produção. 6. ed. São Paulo: Ed. Edgard Blucher, 2000.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDISATION **Human response to vibration; measuring instrumentation**. ISO 8041:1990.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDISATION **Agricultural wheeled tractors and field machinery: Measurement of whole-body vibration of the operator**. ISO 5008:2002.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDISATION **Mechanical vibration and shock**: Evaluation of human exposure to wholebody vibration. Part I: General requirements. ISO 2631-1:1997.

ISHITAKE, T.; MATOBA, T. **Frequency weighting for the effects of exposure to whole-body vibration on gastric motility**. 2nd International Conference on Whole-body Vibration Injuries, 2000

JAFRY, T.; O'NEILL, D. H. The application of ergonomics in rural development: a review. **Applied Ergonomics**, v. 31, p. 263-268, 2000.

JOHANSON, A.; NILSSON, L. **Evaluation of seat discomfort using real-time measurements of whole body vibration and seat pressure distribution while driving trucks**. Master's Thesis in Ergonomic design and production. Lulea University of Thecnology, Division of Sound and Vibration, 2006.

KLINGENSTIERNA, U.; POPE, M. H. Body height changes from vibration. **Spine**, p. 566-568, 1987.

KUTZBACH, H. D. Trends in power and machinery. **Journal of Agricultural Engineering Research**, v. 76, p. 237-247, 2000.

KITAZAKI, S.; GRIFFIN, M. J. Resonance behavior of the seated human body and effects of posture. **Journal of Biomechanics**, p. 143-149, 1998.

KERNOZEK, T. W.; WILDER, P. A.; AMUNDSON, A.; HUMMER, J. The Effects of Body Mass Index on Peak Seat-Interface Pressure of Institutionalized Elderly **Archives Physical Medicine Rehabilitation**, v. 83, 2002.

LÉO, J. A. Em que os distúrbios osteo-musculares relacionados ao trabalho (DORT) se diferenciam das lesões por esforços repetitivos (LER). Curitiba: **Revista Fisioterapia em Movimento**, v. 10, 1998.

LILJEDAHL, J. B.; TURNQUIST, P. K.; SMITH, D. W. **Tractors and their power units**. 4th ed. St. Joseph: ASAE, p. 203-232, 1996.

LIMA, J. S. S.; SOUZA, A. P.; MACHADO, C. C.; OLIVEIRA, R. B. Avaliação de alguns fatores ergonômicos nos tratores Feller-buncher e Skidder utilizados na colheita de madeira. Viçosa: **Revista Árvore**, 2005.

LINDÉN, J. **Test methods for ride confort evaluation of truck seats**. Stockholm, Suécia. Royal Institute of Technology, 2003. (Master's Thesis).

LOHMAN, T.G. **Advances in body composition assessment**. Champaign. Human Kinetics Publishers, 1992.

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**. 2nd International Conference on Whole-body Vibration Injuries. p. 43-44, 2000.

MÁRQUEZ, L. **Solo tractor'90**. Madrid: Laboreo, 1990. 231 p.

MÁRQUEZ, L. **La importancia del asiento en el tractor**. Agrotécnica. Cuadernos de Agronomía y Tecnología, 2001. Disponível em: <http://www.mapa.es/ministerio/pags/biblioteca/.../Agrotec_2001_7_30_34.pdf>. Acesso em: 06.mai.2010.

MEHTA, C.R.; SHYAM, M.; SINGH, P.; VERMA, R.N. Ride vibration on tractor-implement system. **Applied Ergonomics**, v. 31, p. 323-328, 2000.

MEHTA, C. R.; TEWARI, V. K. Seating discomfort for tractor operators-a critical review. **International Journal of Industrial Ergonomics**. v. 25, p. 661-674, 2000.

MILOSAVLJEVIC, S.; BERGMAN, F.; REHN, B.; CARMAN A. B. All-terrain vehicle use in agriculture: Exposure to whole body vibration and mechanical shock. **Applied Ergonomics**, v. 41, p. 530–535, 2010.

MOONEY, V.; EINBUND, M. J.; ROGERS, J. E.; STAUFFER, E. S. Comparison of pressure distribution qualities in seat cushions. **Bulletin of Prosthetics Research**, 1971.

MORAES, A.; PEQUINI, S. M. **Ergodesign para trabalhos com terminais informatizados**. Rio de Janeiro: Ed. 2AB, 2000.

MORTIMER, M.; WIKTORIN, C.; PERNOLD, G.; SVENSSON, H.; VINGARD, E. Norrtälje study group, sports activities, body weight and smoking in relation to low back pain: a population based case-referent study. **Scandinavian Journal Medicine Science Sports**, v. 11, p.178–184, 2001.

NAG, P. K.; PAL, S.; KOTADIYA, S.; NAG, M. A.;GOSAI, K. Human–seat interface analysis of upper and lower body weight distribution. **International Journal of Industrial Ergonomics** v. 38, p. 539-545, 2008.

NGOC, D. T.; BOULANGER, P.; DONATI, P. **Les sieges à suspension pneumatique**. CEMAGREF, BTMEA N. 59, p. 35-43, 1991.

NOORLOOS, D.; TERSTEEG, L.; TIEMESSEN, I. J.; HULSHOF, C. T.; FRINGS-DRESEN M. H. Does body mass index increase the risk of low back pain in a population exposed to whole body vibration? **Applied Ergonomics**, v. 39, p. 779-785, 2008.

NR-15 Manual de aplicação da Norma Regulamentadora nº 15. 1. ed., Brasília: MTE, SIT, 2002.

NR-17 Manual de aplicação da Norma Regulamentadora nº 17. 2. ed., Brasília: MTE, SIT, 2002.

OSHA 3125 **Ergonomics: the study of work**. U.S. Department of Labor - Occupational Safety and Health Administration, 2000.

OBORNE, D. J. **Ergonomics at work**. New York: John Wiley and Sons, 1986.

OCCHIPINTI, D.; COLOMBINI, D.; MOLteni, G.; GRIECO, A. Criteria for the Ergonomic Evaluation of Work Chairs. **La Medicina del Lavoro**, v. 84, p. 274-285, 1993.

OKUNRIBIDO, O. O.; SHIMBLES, S. J.; MAGNUSSON, M.; POPE, M. City bus driving and low back pain: A study of the exposures to posture demands, manual materials handling and whole-body vibration. **Applied Ergonomics**, v. 38, p. 29-38, 2007.

PADDAN G. S.; GRIFFINM. J. Transmission of roll and pitch seat vibration to the head. **Journal of the Institute for Ergonomics and Human Factors**, v. 37, p. 1513-1531, 1994.

PANERO, J.; ZELNIK, M. **Las dimensiones humanas en los espacios interiores: estándares antropométricos**. México: Gustavo Gili, 1993.

PEREIRA, C. C. G.; NEVES, F. A. Conforto humano e limites de percepção para vibrações verticais. **Revista Escola de Minas**, v. 59 Ouro Preto, 2006.

PETROSKI, E. L. **Antropometria: técnicas e padronizações**. Porto Alegre: Ed. Pallotti, 2003.

PIMENTEL GOMES, F. **Curso de estatística experimental**. Piracicaba: Ed. Degaspari, 2000. 477 p.

PRASAD, N.; TEWARI, V. K.; YADAV, R. Tractor ride vibration: A review. **Journal of Terramechanics**, v. 32, p. 205-219, 1995.

PURCELL, W. F. H. **The human factor in farm and industrial equipment design**. American Society of Agricultural Engineers, Tractor Design, ASAE Distinguished Lecture, n. 6, 1980.30 p.

QUEIRÓGA, M. R. **Influência de fatores individuais na incidência de dor músculo-esquelético em motoristas de ônibus da cidade de Londrina/PR**. Dissertação (Mestrado). Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 1999.

RAGAN, R.; KERNOZEK, T. W.; BIDAR, M.; MATHESON, J. W. Seat-Interface Pressures on Various Thicknesses of Foam Wheelchair Cushions: A Finite Modeling Approach. **Archives Physical Medical Rehabilitation**, v. 83, 2002.

REGAZZI, R. D.; XIMENES, G. M. **A importância da avaliação da vibração no corpo humano**. INMETRO. Rio de Janeiro: 2003.

REED, M.; GRANT, C. **Development of a measurement protocol and analysis techniques for assessment of body pressure distributions on office chairs**. University of Michigan, Ann Arbor, 1993.

REHN, B.; LUNDSTRÖM, R.; NILSSON L.; LILJELIND I.; JÄRVHOLM B. Variation in exposure to whole-body vibration for operators of forwarder vehicles: aspects on measurement strategies and prevention. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 35, p. 831–842, 2005.

ROLDÁN, G. B.; ROMERO, J. R. J.; RIBES, J. G. **Vibración en los asientos de tractores agrícolas**. Revista Vida Rural, Ed. Eumedia, Madrid, 1999.

SANTOS, J. E. G. **A Ergonomia dos tratores agrícolas: dimensões e forças de acionamento**. Rio de Janeiro: Congresso internacional de Ergonomia e Usabilidade de interfaces, 2005.

SANTOS, C. M. D. Móveis ergonômicos. São Paulo: **Revista Proteção**. MPF Publicações. p. 62-65, 1999.

SANTOS FILHO, P. F.; FERNANDES, H. C.; QUEIROZ, D. M.; SOUZA, A. P.; CAMILO, A. J. Avaliação dos níveis de vibração vertical no assento de um trator agrícola de pneus utilizando um sistema de aquisição automática de dados. Viçosa: **Revista Árvore**, v. 27, n. 6, p. 887-895, 2003.

SCARLETT, A. J.; PRICE, J. S.; STAYNER, R. M. Whole-body vibration: Evaluation of emission and exposure levels arising from agricultural tractors. **Journal of Terramechanics**. v. 44, p. 65–73, 2007.

SCHLOSSER, J. F.; DEBIASI, H. **Acidentes com tratores agrícolas: caracterização e prevenção**. Santa Maria: UFSM, 2001. 86 p.

SEIGLER, M.; AHMADIAN, M. Evaluation of an alternative seating technology for truck seats. **Heavy Vehicle Systems**, v. 10, n. 3, 2003.

SELL, I. **Projeto do trabalho humano: melhorando as condições de trabalho**. Florianópolis: UFSC, 2002. 470 p.

SHERWINA, L. M.; OWENDEB, P. M. O.; KANALIA, C. L.; LYONSC, J.; WARDA, S. M. Influence of tyre inflation pressure on whole-body vibrations transmitted to the operator in a cut-to-length timber harvester. **Applied Ergonomics**, v. 35, p. 253–261, 2004.

SHELTON, F.; BARNETT, R.; MEYER, E. Full-body interface pressure testing as a method for performance evaluation of clinical support surfaces. **Applied Ergonomics**, v. 29, n. 6, p. 491-497, 1998.

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.

STUMPF, B.; CHADWICK D.; DOWELL, B. **Critérios ergonômicos para o design da Aeron Chair**. Zeeland: Herman Miller, 2002.

TEWARI, V. K.; PRASAD, N. Optimum seat pan and back-rest parameters for a comfortable tractor seat. **Applied Ergonomics**, v. 43, p.167-186, 2000.

TIEMESSEN, I. J.; HULSHOF, C. T. J.; FRINGS-DRESEN, M. H. W. An overview of strategies to reduce whole-body vibration exposure on drivers: A systematic review. **International Journal of Industrial Ergonomics**, p. 245–256, 2007.

VAN DER WESTHUIZEN, A.; VAN NIEKERK, J. L. Verification of seat effective amplitude transmissibility (SEAT) value as a reliable metric to predict dynamic seat confort. **Journal of Sound and Vibration**, n. 295, p. 1060-1075, 2006.

VERDERI, E. **Programa de educação postural**. 2. ed. São Paulo: Editora Phorte, 2005.
VIEIRA, S. I. **Manual de saúde e segurança do trabalho**. 1 ed. Florianópolis: Ed. Mestra, 2000.

WILKER, H.; NEEF, P.; HINZ, B.; SEIDEL, H.; CLAES, L. Intradiscal pressure together with anthropometric data - a data set for the validation of models. **Clinical Biomechanics**, v. 16, p. 111-126, 2001.

WISNER, A. **Por dentro do trabalho: Ergonomia, método e técnica**. São Paulo: FTD/Oboré, 1987.

WU, X.; RAKHEJA, S.; BOILEAU P. E. Study of human seat interface pressure distribution under vertical vibration. **International Journal of Industrial Ergonomics**, v. 21, p. 433-449, 1998.

WU, X.; RAKHEJA, S., BOILEAU, P. E. Distribution of human seat interface pressure on a soft automotive seat under vertical vibration. **International Journal of Industrial Ergonomics** v. 24, p. 545 - 557, 1999.

YADAV, R.; TEWARI, V. K. Tractor operator workplace design: a review. **Journal of Terramechanics**, v. 35, p. 41-53, 1998.