

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA –
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA / LED.
MESTRADO DE VIBRAÇÕES E ACÚSTICA.
CONVÊNIO FIAT AUTOMÓVEIS S.A.

Estudo do Conforto Vibracional de Bancos
Automotivos Relacionados a Manequins
Antropométricos de 1 e 2 Graus de Liberdade.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica / LED da UFSC – Universidade Federal de Santa Catarina, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Vibrações e Acústica.

Área de concentração: Engenharia Mecânica –
Mestrado de Vibrações e Acústica.

Orientador: Prof. Dr. Edison da Rosa.

Aluno:
Luiz Severiano Dutra.

Outubro / 2003

Resumo:

Este trabalho versa sobre a concepção, fabricação e teste de dois manequins antropométricos de 1 e 2 graus de liberdade, utilizados principalmente em automóveis e caminhões, na busca da qualidade do conforto no sistema ergonômico homem/máquina, acoplado à excitação dos diversos pisos existentes em nossa malha viária. O presente estudo visa à análise do espectro vibracional em assentos automotivos e a busca da similaridade na reprodução das faixas de vibração as quais estão sujeitas o corpo humano, representados por manequins tridimensionais e caracterizados por um sistema mecânico de massas, molas e amortecedor. Busca estabelecer uma identidade vibracional que permita relacionar as características de rigidez, amortecimento e inércia dos seres humanos, frente às respostas das respectivas funções de transferência do sistema, quando fornecidas as informações iniciais necessárias. Para a validação dos resultados obtidos, o estudo trata das faixas de frequência consideradas aceitáveis pelo corpo humano e também as de ressonância, analisando seu comportamento dinâmico. Objetiva a construção de um banco de dados que permita a transposição de informações subjetivas para as áreas objetivas de análise de projetos, na coleta das características físicas de assentos em uso e no desenvolvimento de novos conceitos de assentos. Paralelo a este trabalho, foi aplicada uma metodologia que estabelecesse um índice de qualidade vibracional em assentos na área automobilística, o “IQV/Fiat”, caracterizado pelo enfoque cognitivo da pesquisa sobre conforto, o qual pode ser utilizado na atualização de dados sobre a concorrência interna e externa da empresa.

Palavras-chave: Conforto vibracional; Banco veicular; Vibrações; Ergonomia.

Abstract:

This paper aims at the conception, production and test of two anthropometric mannequins of 1 and 2 degrees of freedom, used mainly in automobiles and trucks, in the search of the quality of the comfort in the ergonomic system – man / machine, coupled to the excitement of the several existent floors in our roads. This study aims at the analysis of the spectrum of vibration in seats of automobiles and the search of the similarity in the reproduction of the vibration wave which the human bodies are submitted, represented by three-dimensional mannequins and characterized by a mechanical system of masses, springs and shock absorber. It searches to establishing a vibration identity to allow relating the rigidity characteristics, amortization and inertia of the human beings', front to the answers of the respective functions of transfer of the system, when supplied the necessary initial information. For the validation of the results, this application discusses about the frequency waves that are considered acceptable for the human body and also the waves of resonance, analyzing their dynamic behavior. It aims at the construction of a database that allows the transposition of subjective information for the objective areas of analysis of projects in the collection of the physical characteristics of seats in use and in the development of new concepts of seats to automobiles. Parallel at this paper, it was applied a methodology to establishing a rate of vibration quality in seats in the automobilistic area – “IQV/Fiat”, that is characterized by the cognitive focus of the research about comfort, which can be used in the updating of data about the internal and external competition of the company.

Key-words: Vibration Comfort; Seat of automobile; Vibrations; Ergonomics.

Lista de Figuras e Tabelas:

FIGURAS:

Capítulo 01:

Fig. 1.1 – Sistema tridimensional de eixos de referência.....	12
Fig. 1.2 – Quadro esquemático geral do desenvolvimento do estudo.....	15
Fig. 1.3 – Fluxograma de desenvolvimento para otimização dos bancos.....	16

Capítulo 02:

Fig. 2.1 – Exemplo de utilização.....	21
Fig. 2.2 – Manequim Bidimensional. (Fonte Dreyfuss).....	21
Fig. 2.3 – Dispositivo bidimensional de posicionamento e verificação.....	22
Fig. 2.4 – Exemplo de simulação de impacto frontal, t = 140 ms.....	23
Fig. 2.5 – Manequim de lastro.....	24
Fig. 2.6 – Componentes do dispositivo tridimensional.....	25
Fig. 2.7 – Partes principais do manequim TNO –10.....	26
Fig. 2.8 – Detalhes construtivos da cabeça e do torso.....	27
Fig. 2.9 – Montagem dos discos do pescoço e calibração.....	27
Fig. 2.10 – Dimensões principais do manequim TNO – 10.....	28
Fig. 2.11 – Distribuição de massas.....	29
Fig. 2.12 – Esquema de montagem do banco e ancoragens do cinto.....	30
Fig. 2.13 – Dispositivo típico para ensaio dinâmico ECE R 16.....	30
Fig. 2.14 – Projeto dos componentes internos. Fonte “First Technologies”.....	35
Fig. 2.15 – Híbrido II. Fonte “Denton ATD”.....	37
Fig. 2.16 – Detalhe das juntas dos ombros, desenho do ombro e pescoço.....	38
Fig. 2.17 – Modelo da viscosidade do tórax.....	39
Fig. 2.18 – Pré-teste das condições de carga utilizadas para a caracterização estrutural.....	41
Fig. 2.19 – Híbrido III. (Fonte S.A.E.).....	41
Fig. 2.20 – Teste de impacto frontal contar barreira fixa.....	41
Fig. 2.21 – Híbrido III – 50% percent.l.l.....	42
Fig. 2.22 – Família de manequins Híbrido III. Fonte (First Technologies).....	42
Fig. 2.23 – Vista lateral do Manequim THOR.....	43
Fig. 2.24 – Modelo THOR em corte lateral.....	44
Fig. 2.25 – Manequim de pesquisa biodinâmica.....	44
Fig. 2.26 – Cabeça de gravação binaural. Fonte (Brüel & Kjaer/Cortex Instruments).....	45
Fig. 2.27 – Instalação típica veicular.....	45
Fig. 2.28 – Massa efetiva na posição sentada.....	48
Fig. 2.29 – Programa analógico para força absorvida da aceleração vertical.....	52
Fig. 2.30 – Direções e planos do sistema de vibrações.....	53
Fig. 2.31 - Curva de conforto constante vertical.....	54
Fig. 2.32 – Cálculo da densidade espectral de potência.....	55
Fig. 2.33 – Aceleração versus tempo.....	57
Fig. 2.34.....	59
Fig. 2.35 – Sistema de 2 graus de liberdade de massas, análogo ao ser humano, proposto por Suggs.....	63
Fig. 2.36 – Mecanismo de medição da impedância mecânica.....	66
Fig. 2.37 – Curva de magnitude média da impedância de 11 (onze) indivíduos.....	67
Fig. 2.38 – Curva de ângulo de fase médio da impedância dos 11 (onze) indivíduos.....	68
Fig. 2.39 – Simulador dinâmico de baixa frequência das respostas humanas.....	69
Fig. 2.40 – Contorno do assento a partir do modelo em massa rígida.....	70
Fig. 2.41 – Comparação da resposta da magnitude da impedância do simulador (linha sólida), com a magnitude da impedância de uma pessoa de 85 kg.....	71
Fig. 2.42 – Comparação da transmissibilidade.....	72
Fig. 2.43 – Respostas de dois sistemas de 1 grau de liberdade e o valor médio correspondente.....	--
Fig. 2.44 – Massa aparente vertical.....	--
Fig. 2.45 – Massa aparente normalizada vertical.....	--
Fig. 2.46 – Modelos mecânicos representativos da massa aparente das pessoas sentadas.....	76
Fig. 2.47 – Manequim antropodinâmico passivo de 1 GL. Fonte HVLab.....	77
Fig. 2.48 – Transmissibilidades de 5 espumas medidas com manequim ativo.....	79
Fig. 2.49 – Armação de testes do manequim ativo.....	80
Fig. 2.50 – Diagrama esquemático do manequim antropométrico ativo.....	82

Fig. 2.51 – Desenho do indentador SIT-BAR.....	83
--	----

Capítulo 03:

Fig. 3.1.....	84
Fig. 3.2 – Fator de pico.....	85
Fig. 3.3 – Modelo do sistema de um grau de liberdade.....	88
Fig. 3.4 – Modelo de 1 grau de liberdade inclinado em relação ao eixo da força $F(t)$	89
Fig. 3.5 – Modelo básico com 1 G. L.....	100
Fig. 3.6 – Modelos teóricos com suporte rígido e físico de 1 grau de liberdade.....	102
Fig. 3.7 – Sistema básico teórico de 2 graus de liberdade.....	103
Fig. 3.8 – Modelos teórico com suporte e físico, de dois graus de liberdade.....	105
Fig. 3.9 – Modelo do sistema homem / banco de 1 grau de liberdade.....	106
Fig. 3.10 – Modelo do sistema homem/banco de 2 graus de liberdade.....	108

Capítulo 04:

Fig. 4.1 – Faixa de frequências características de conforto de marcha. Fonte (CRF).....	110
Fig. 4.2 – Fontes de ingresso vibracional. Fonte (CRF).....	111
Fig. 4.3 – Sistema massa/mola/amortecedor.....	111
Fig. 4.4 – Fluxograma de entrada da energia vibracional.....	112
Fig. 4.5 – Magnitude da variação das acelerações localizadas.....	113
Fig. 4.6 – Valores calculados de pico das acelerações verticais provenientes da variação das amplitudes das irregularidades dos perfis.....	113
Fig. 4.7 – Espectro da aceleração vertical a qual está submetida o corpo humano pela variação da amplitude média dos perfis.....	114
Fig. 4.8 – Diagrama do corpo/esqueleto humano. Fonte (Goldman).....	114
Fig. 4.9 – Seção do fêmur, mostrando o arranjo das fibras ósseas, otimizadas para resistência a fadiga na direção da carga esperada. Fonte (Goldman).....	115
Fig. 4.10 – Aumento da capacidade torácica por contração dos músculos intercostais e do diafragma. Fonte (Ovejero).....	115
Fig. 4.11 – Conjunto vértebras /disco intervertebral. Fonte (Murrell).....	115
Fig. 4.12 – Coluna vertebral e bacia, na posição em pé e sentado. Fonte (CRF).....	116
Fig.4.13 – Junta sinovial. Diagrama dos ossos do pé. Fonte (Murrell).....	116
Fig. 4.14 – Articulação do braço.....	116
Fig. 4.15 – Principais flexões da musculatura do braço. Fonte (Murrell).....	117
Fig. 4.16 – Diagrama de posição das vísceras humanas. Fonte (Goldman).....	118
Fig. 4.17 – Massa cefálica e medula espinhal. Fonte (Ovejero).....	118
Fig. 4.18 – Coluna vertebral e disposição das vértebras lombares. Fonte (Griffin).....	118
Fig. 4.19 – Estrutura suporte dos ossos e tendões em tensão. Fonte (Ovejero).....	119
Fig. 4.20 – Disposição geral do aparelho respiratório/membrana pleural. Fonte (Ovejero).....	119
Fig.4.21 – Capilarização dos vasos sanguíneos, artéria e veia seccionada. Fonte (Ovejero).....	120
Fig. 4.22 – Variações típicas apresentadas pelo corpo humano. Fonte (Dreyfuss).....	122
Fig. 4.23 – Componentes endomórficos do homem e da mulher. Fonte (Dreyfuss).....	123
Fig. 4.24 – Componentes mesomórficos extremos do homem e da mulher. Fonte (Dreyfuss).....	124
Fig. 4.25 – Componentes ectomórficos do homem e da mulher. Fonte (Dreyfuss).....	125
Fig. 4.26 – Conformação morfológica da coluna vertebral. Fonte (Lida).....	126
Fig. 4.27 – Tabela somatológica de Sheldon.....	126
Fig. 4.28 – Exemplos de possíveis displasias no corpo de homens e mulheres.....	127
Fig. 4.29 – Somatótipo comum de homens e mulheres.....	128
Fig. 4.30 – Diferenças proporcionais entre raças.....	128
Fig. 4.31 – Diferenças de estatura em função das raças.....	129
Fig. 4.32 – Variáveis da população brasileira por região.....	129
Fig. 4.33 – Curvas médias de crescimento da estatura em função da idade.....	129
Fig. 4.34 – Mudanças na estatura através da idade. Fonte Murrell (1965).....	132
Fig. 4.35 – Modelo analítico de 4 graus de liberdade do corpo humano nas posições em pé e sentado, segundo Norma ISO 7962 (1987d).....	134
Fig. 4.36 – Frequência natural dos 3 primeiros modos de vibração.....	135
Fig. 4.37 – Interface da localização painel/banco/volante com relação aos 3 percentis.....	137
Fig. 4.38 – Posicionamentos típicos da cota do ponto H.....	137

Fig. 4.39 – Dados antropométricos – Adultos masculinos/femininos.....	139
Fig. 4.40 – Localização das cotas referentes ao indivíduo sentado.....	139
Fig. 4.41 – Curva de distribuição normal, em função da estatura.....	140
Fig. 4.42 – Modelo mecânico simplificado, para baixas frequências, proposto por Coermann <i>et al</i> , citado por Von Gierke e Goldman (1972).....	141
Fig. 4.43 – Circuito mecânico simples para vibrações verticais.....	141
Fig. 4.44 – Atenuação da vibração no 50 Hz através do corpo humano. Fonte Goldman e Von Gierke.....	142
Fig. 4.45 – Impedância mecânica em função da frequência. Fonte Goldman.....	143
Fig. 4.46 – Distribuição e localização relativa das massas.....	143
Fig. 4.47 – Transmissibilidade vertical de um indivíduo sentado, em função da frequência.....	144
Fig. 4.48 – Atenuação da vibração vertical e horizontal para indivíduos sentados.....	145
Fig. 4.49 – Disposição geral do sistema respiratório. Fonte Ovejero.....	146
Fig. 4.50 – Curvas típicas de resposta do deslocamento da parede abdominal de indivíduos expostos a vibração vertical, posição supino. Fonte Coermann <i>et al</i> (1960).....	146
Fig. 4.51 – Concentração percentual de massas corpóreas. Fonte McCormick.....	147
Fig. 4.52 – Comportamento da massa aparente em módulo.....	149
Fig. 4.53 – Valores de transmissibilidade da massa aparente normalizada.....	149
Fig. 4.54 – Distribuição conceitual de massas nos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade.....	153
Fig. 4.55 – Analogia da distribuição espacial discreta das massas em relação a geometria do posto de trabalho.....	153
Fig. 4.56 – Aceleração da massa do sistema de 1 grau de liberdade versus ζ	161
Fig. 4.57 – Aceleração da massa do sistema de 2 graus de liberdade versus ζ	156
Fig. 4.58 – História temporal típica da variabilidade encontrada de ζ . Fonte Milliken.....	156
Fig. 4.59 – Valores de rigidez encontrados para o sistema de 1 grau de liberdade.....	157
Fig. 4.60 – Valores conjugados encontrados para o sistema de 2 graus de liberdade.....	157
Fig. 4.61 – Amplitude de deslocamento do manequim 50% para o sistema de 1 grau de liberdade.....	158
Fig. 4.62 – Velocidade de deslocamento do manequim 50% para o sistema de 1 grau de liberdade.....	158
Fig. 4.63 – Valores dos coeficientes de amortecimento C, para os sistemas de 1 e 2 grau de liberdade.....	159
Fig. 4.64 – Curvas de transmissibilidade do manequim 50% e do banco.....	159
Fig. 4.65 – Características dinâmicas típicas veiculares. Fonte Sayers e Karamilhas.....	160
Fig. 4.66 – Transmissibilidade do assento/encosto para sistema de 1 grau de liberdade.....	161
Fig. 4.67 – Sistema dinâmico acoplado de massas rígidas, intercambiável entre 1 e 2 graus de liberdade.....	162
Fig. 4.68 – Vista explodida do sistema completo.....	163
Fig. 4.69 – Intercambiabilidade de montagem progressiva/regressiva dos 2 sistemas.....	163
Fig. 4.70 – Mecanismo de restrição inercial.....	164
Fig. 4.71 – Manequim de 1 grau de liberdade montado sobre o banco de testes.....	164
Fig. 4.72 – Manequim de 2 graus de liberdade montado sobre o banco de testes.....	164

Capítulo 05:

Fig. 5.1 – Equipamento portátil de medições Onno Sokki CF-3400.....	168
Fig. 5.2 – Periféricos de interface para conexão.....	169
Fig. 5.3 – Montagem sobre o banco dos acelerômetros de prato.....	170
Fig. 5.4 – Visão de conjunto e detalhe do corte típico na linha mediana.....	170
Fig. 5.5 – Montagem do acelerômetro sobre o volante.....	171
Fig. 5.6 – Acelerômetro piezoelétrico de sistema construtivo com cisalhamento plano.....	171
Fig. 5.7 – Posicionamento do acelerômetro sobre a guia do banco.....	172
Fig. 5.8 – Sistema construtivo característico.....	172
Fig. 5.9 – Veículo e posto de trabalho utilizado como referência de medições.....	173
Fig. 5.10 – Posicionamento dos pisos testados no circuito externo da pista da Fiasa.....	174
Fig. 5.11 – Piso do tipo asfalto.....	175
Fig. 5.12 – Piso do tipo pavê ou calçamento.....	---
Fig. 5.13 – DSP típica deste tipo de piso. Fonte CRF.....	---
Fig. 5.14 – Vista parcial de montagem do equipamento.....	---
Fig. 5.15 – Diagrama esquemático do aparato experimental.....	177
Fig. 5.16 – Questionário sobre as questões de conforto e fadiga.....	179

Capítulo 06:

Fig. 6.1 – Efeito da altura de descanso dos pés na massa aparente de um indivíduo.....	183
--	-----

Fig. 6.2 – Mudança do sinal de resposta em relação à postura.....	184
Fig. 6.3 – Força versus velocidade do amortecedor para sistema de 1 grau de liberdade.....	186
Fig. 6.4 – Características do amortecedor utilizado no sistema de 1 grau de liberdade associadas à performance do amortecedor do projeto.....	186

Capítulo 07:

Fig. 7.1 – Características de ressonância em dB, do sistema de 1 grau de liberdade.....	189
Fig. 7.2 – Características de ressonância em dB, do sistema de 1 grau de liberdade.....	189
Fig. 7.3 – Características de ressonância em dB, do sistema de 2 graus de liberdade.....	190
Fig. 7.4 – Modelo paramétrico esquemático de massas oscilantes.....	193
Fig. 7.5 – Relação massa aparente e frequência.....	193
Fig. 7.6 – Relação peso sentado/altura sentado e massa aparente na ressonância.....	194
Fig. 7.7 – Frequência de ressonância versus a fração de peso sentado.....	194
Fig. 7.8 – Frequência de ressonância versus o peso estático/altura sentado.....	194
Fig. 7.9 – Altura das pernas e a frequência de ressonância.....	195
Fig. 7.10 – Massa aparente individualizada.....	197
Fig. 7.11 – Encosto Z/Guia do Banco Z.....	198
Fig. 7.12 – Assento Z/Guia do Banco Z.....	199
Fig. 7.13 – Curvas de Transmissibilidade de cada indivíduo em piso pavê.....	200
Fig. 7.14 – Dispersão entre os pesos dos manequins e o grupo frequências acima de 15 Hz, da variância observada nos gráficos da seção 7.5.2.1.....	201
Fig. 7.15 – Divisão de áreas do corpo sentado.....	204
Fig. 7.18 – Classificação por região mais afetada/escolha em %.....	205
Fig. 7.19 – Divisão do banco em regiões de conforto.....	205
Fig. 7.20 – Características de movimentação/rigidez das áreas do encosto, para os percentis de 5 / 50 / 95% do agregado cabeça/coluna vertebral. Fonte CRF.....	207
Fig. 7.21 – Posição dos pontos formadores de postura.....	207
Fig. 7.22 – Diagrama discreto do corpo humano.....	208
Fig. 7.23 – Tendência postural humana ao se sentar.....	208
Fig. 7.24 – Posição da pélvis na posição de pé e sentada. Fonte CRF.....	209
Fig. 7.25 – Posição da pélvis/coluna em cifose. Fonte CRF.....	209
Fig. 7.26 – Indicação do posicionamento da pélvis e cóccix-manequim de 50%.....	210
Fig. 7.27 – Postura teórica estável final.....	210
Fig. 7.28 – Distribuição das pressões no banco otimizado. Fonte Car & Styling.....	211
Fig. 7.29 – Classificação em função da amostragem.....	212
Fig. 7.30 – Avaliação individual das questões.....	213
Fig. 7.31 – Índices parciais I C V S / I C V L / I C V A.....	217
Fig. 7.32 – Diferenças entre os índices parciais de manequins /população.....	217
Fig. 7.33 – Índice I. Q. V. objetivo final.....	218
Fig. 7.34 – Apresentação do Índice I. Q. V. final.....	219
Fig. 7.35 – Confronto das medições de aceleração no assento do piso calçamento, para ind. e manequins.....	223
Fig. 7.36 – Confronto das medições de aceleração no assento do piso calçamento, para ind. e manequins.....	223
Fig. 7.37 – Confronto das medições de aceleração no assento do piso asfalto, para indivíduos e manequins.....	224
Fig. 7.38 – Assento Z/Guia do Banco Z.....	225

Capítulo 08:

Fig. 8.1 – Sistema quadri-axial típico, montado com os manequins.....	231
Fig. 8.2 – Veículo Doblò Rally de competição.....	235
Fig. 8.3 – Habitáculo do posto atual de trabalho.....	235
Fig. 8.4 – Aspectos ergonômicos da interface homem/banco.....	235

APÊNDICE:

Fig. A.1 – Correlação dos dados iniciais de alimentação do sistema.....	236
Fig. A.2 – Perfil típico das irregularidades do terreno.....	237

Fig. A.3 – Ressonância com comprimento de onda crítica.....	238
Fig. A.4 – Sistema de 1. G. L. excitado pelo perfil de estrada.....	239
Fig. A.5 – Processo da Transformada de Fourier para integração.....	240
Fig. A.6 – Classificação dos pisos através da DSP.....	243
Fig. A.7 – Variações da aceleração vertical nos pontos considerados.....	247
Fig. A.8 – Valores da IRI para as diferentes faixas de rugosidade/velocidade.....	248
Fig. A.9 – Velocidades críticas de ressonância indexadas pelo número de onda λ	252
Fig. A.10 – Espectro das amplitudes de rugosidade encontrados versus a faixa de velocidades de ressonância, em valores, absolutos.....	253
Fig. A.11 – Relação da variação do n° de onda encontrado pela amplitude da rugosidade genérica dos pisos....	254
Fig. A.12 – Espectro de excitação típico pela variação da velocidade.....	254
Fig. A.13 – Resultado dos cálculos da relação entre amplitudes e compr. de onda dos perfis analisados.....	255
Fig. A.14 – Relação inversamente proporcional entre comprimento de onda e aceleração vertical.....	255
Esta Figura, (Fig. A.15), ficam demonstradas as relações típicas de proporcionalidade entre as ondas senóides de excitação, reproduzidas a título de exemplo, da fonte IRI (RN).....	256
Fig. A.16 – Divisão das faixas de perfis da índice IRI, que representa diferentes classes de pisos.....	256

TABELAS:

TABELA 01.....	83
TABELA 02 – Valores associados de frequência natural.....	136
TABELA 03.....	138
TABELA 04.....	150
TABELA 05.....	151
TABELA 06.....	152
TABELA 07.....	154
TABELA 08 – Número de combinações necessárias para se completar o ciclo de testes de um banco.....	182
TABELA 09 – Características antropométricas do biogrupo analisado.....	182
TABELA 10 – Valores teórico/práticos encontrados do amortecedor de 2 graus de liberdade.....	187
TABELA 11.....	190
TABELA 12 – Valores relativos à amostragem da população testada.....	191
TABELA 13 – Valores obtidos do índice S. E. A. T.....	202
TABELA 14 – Classificação das notas de conforto.....	203
TABELA 15.....	204
TABELA 16 – Classificação por região/escolha %.....	206
TABELA 17 – Valores encontrados de ICVL e ICVS.....	214
TABELA 18 – Valores médios pontuais de pico adquiridos em G's RMS.....	215
TABELA 19 – Valores calculados dos índices parciais objetivos.....	216
TABELA 20 – Valores das constantes para o cálculo da DSP de diferentes pisos.....	242
TABELA 21 – Classes de pisos teóricos associados a G_r	244
TABELA 22 – Parâmetros do modelo MIRA. Fonte: Dodds e Robson (1973).....	246
TABELA 23 – Valores extraídos da Tabela IRI.....	249
TABELA 24 – Roteiro para o cálculo dos sistemas de 1 grau de liberdade.....	250
TABELA 25 – Roteiro para os sistemas de 2 graus de liberdade.....	251

Sumário:

Capítulo 1 – Introdução	11
1.1 – Generalidades	11
1.2 – Dinâmica dos Movimentos Veiculares	12
1.3 – Objetivos e Escopo	12
1.3.1 – <i>Qualidade</i>	13
1.3.2 – <i>Objetivos</i>	14
1.3.3 – <i>Possibilidades de Otimização</i>	16
1.3.4 – <i>Considerações finais</i>	17
Capítulo 2 – Revisão Bibliográfica	20
2.1 – Introdução a Utilização de Manequins nas Áreas de Pesquisa e Projeto.....	20
2.1.1 – <i>Manequins Bidimensionais</i>	20
2.1.1.1 – <i>Manequim Genérico de Projeto</i>	21
2.1.1.2 – <i>Manequim Ergonômico de Projeto</i>	22
2.1.1.3 – <i>Manequim Ergonômico de Projeto/Testes Digital</i>	23
2.1.2 – <i>Manequins Tridimensionais</i>	23
2.1.2.1 – <i>Manequim de Lastro</i>	24
2.1.2.2 – <i>Manequim Ergonômico de Verificação</i>	24
2.1.2.3 – <i>Manequim de Ensaio de Cintos de Segurança</i>	26
2.1.2.4 – <i>Manequim de Testes de Impacto contra Barreira Fixa e Acelerações</i> <i>Verticais a Ejeção</i>	30
2.1.2.5 – <i>Manequim de Pesquisa Biomecânica</i>	44
2.1.2.6 – <i>Manequim de Pesquisa Psico-Acústica</i>	44
2.1.3 – <i>Manequins Antropodinâmicos</i>	46
Capítulo 3 – Referencial Teórico	84
3.1 – Transmissibilidade	84
3.1.1 – <i>Introdução à Transmissibilidade</i>	84
3.1.2 – <i>Impedância Mecânica Pontual</i>	86
3.1.3 – <i>Sistema de 1 Grau de Liberdade</i>	87
3.1.4 – <i>Sistema de 2 Graus de Liberdade</i>	90
3.2 – Amplitude de Vibração da Massa Suspensa	91
3.3 – Força máxima transmitida	92
3.4 – Amplitude da suspensão	93
3.6 – O Conceito de Massa Aparente	
3.6.1 – <i>Cálculo da massa aparente</i>	
3.6.2 – <i>Transmissibilidade do banco</i>	105
3.6.2.1 – <i>Sistema de 2 Graus de Liberdade</i>	106
Capítulo 4 – Desenvolvimento do Projeto	109
4.1 – Introdução	109
4.1.1 – <i>Identificação das fontes de excitação provenientes dos pisos</i>	109
4.1.2 – <i>O espectro das acelerações impostas ao conforto vibracional</i>	112

4.2 – Identificação do modelo real	114
4.2.1 – <i>O corpo humano como fator de amortecimento</i>	114
4.2.2 – <i>A Escolha do Modelo Antropodinâmico</i>	121
4.2.2.1 – <i>Variações nos tipos de constituições dos indivíduos</i>	122
4.2.2.2 – <i>O Modelo de 4 graus de liberdade</i>	133
4.3 – A relação antropométrica	136
4.4 – A Busca pela Similaridade	140
4.4.1 – <i>A Frequência Natural Humana e os Modos de Vibração</i>	142
4.5 – Sistemas de 1 e 2 graus de liberdade	146
4.6 – As características de impedância e transmissibilidade humanas	148
4.6.1 – <i>A Massa Aparente</i>	148
4.6.2 – <i>Distribuição das Massas Corpóreas</i>	150
4.6.3 – <i>As constantes K e C do corpo humano</i>	153
4.6.4 – <i>Relação de Amortecimento ζ dos sistemas de 1 e 2 Graus de Liberdade</i>	155
4.6.5 – <i>A função resposta da mola</i>	157
4.6.6 – <i>A função resposta do amortecedor</i>	158
4.7 – Transmissibilidade do Sistema Homem / Banco	159
4.7.1 – <i>Transmissibilidade assento/encosto</i>	160
4.8 – Modelos finais de 1/2 de graus de liberdade	161
Capítulo 5 – Metodologia de Testes	165
5.1 – Metodologia I.Q.V.	165
5.1.1 – <i>Índice S.E.A.T.</i>	166
5.1.2 – <i>Parte Objetiva</i>	167
5.1.2.1 – <i>Sistemas de Aquisição</i>	167
5.1.2.2 – <i>Acelerômetros</i>	169
5.1.2.3 – <i>Amplificador</i>	173
5.1.2.4 – <i>Veículo e Posto de trabalho</i>	173
5.1.2.5 – <i>Tipos de Pisos Analisados</i>	174
5.1.2.6 – <i>Aparato Experimental</i>	176
5.2 – Parte Subjetiva	177
5.2.1 – <i>Questionário</i>	177
5.3 – Parâmetros Analisados nas Aquisições de Dados	180
5.3.1 – <i>Parâmetros de Controle</i>	180
5.3.2 – <i>Parâmetros de Resultados</i>	180
Capítulo 6 – Desenvolvimento Experimental	181
6.1 – Controle do Veículo	
6.2 – Procedimentos Experimentais e Simplificações	181
6.3 – Levantamento experimental da variação de parâmetros dos amortecedores	186
Capítulo 7 – Resultados e Discussões	188
7.1 – Frequência Natural dos Sistemas	188
7.2 – Análise dos resultados das acelerações	190
7.3 – Modelo Estatístico de Massas Oscilantes	191

7.4 – Correlações do Modelo Estatístico de Massas Oscilantes	193
7.5 – Análise das Acelerações verticais	195
7.5.1 – Análise das Massas Aparentes	196
7.5.2 – Análise das Massas Aparentes Normalizadas	198
7.5.2.1 – Transmissibilidade do piso pavê	199
7.5.3 – Análise do Índice S. E. A. T.	201
7.5.4 – Análise das Variáveis Subjetivas de Conforto do Banco	203
7.5.5 – Análise do Índice (I. Q. V.) Objetivo.....	213
7.5.5.1 – Análise Final do Índice I. Q. V.	218
7.5.6 – As Correlações de Sinal Como Significância dos Resultados	221
7.5.7 – Análise do Sinal DSP.	222
7.5.7 – Análise do Sinal DSP	222
7.5.8 – Análise da Transmissibilidade através da Função Resposta em Frequência, FRF...224	
7.5.9 – Transmissibilidade do piso asfalto ondulado	225
Capítulo 8 – Conclusões	228
8.1 – Parametrização dos modelos de 1 e 2 graus de liberdade	228
8.2 – Ótica de I.Q.V. no Desenvolvimento de Novos Bancos	230
8.3 – Análise dos Resultados de I.Q.V	231
8.4 – Sugestões para Desenvolvimentos futuros.....	231
8.4.1 – Ciclo Básico	232
8.4.2 – Ciclo Estendido	234
8.4.3 – Ciclo Expandido.....	234
Apêndice - Determinação Analítica dos Parâmetros Dinâmicos	236
1- Introdução	236
2 – Amplitudes de Perfil de Piso como Fonte de Excitação	236
3 – Fontes de Densidade Espectral de terrenos	241
4 – Velocidades críticas de ressonância como parâmetro de conforto	251
5 – Características dos pisos	252
Referências	257

Capítulo 1

INTRODUÇÃO

1.1 – Generalidades:

O presente estudo visa analisar a qualidade do conforto vibracional de sistemas homem/banco automotivos, acoplados ou não a performance da suspensão de um determinado veículo. Busca demonstrar, que na utilização de manequins tridimensionais, otimiza-se de forma objetiva as medições de conforto vibracional, hoje expressas somente pelo fator subjetivo humano.

Apesar do avanço observado, tanto da teoria como da prática, no projeto e desenvolvimento das suspensões automotivas e seu controle, em termos de estabilidade dinâmica e manobrabilidade, a questão que envolve o conforto vibracional em marcha é ainda objeto de muitas considerações e conceituações técnicas. O problema se caracteriza pelas características inerentes de rigidez e amortecimento, que cada suspensão apresenta, somado ao fato de que não existe um padrão absoluto de conforto ou desconforto humano, expresso em termos físicos, tais como amplitude ou acelerações em uma dada frequência.

Citando Gillespie (1992), “O ambiente vibracional é um dos mais importantes critérios pelos quais as pessoas julgam a qualidade do projeto e construção de um veículo”, ou ainda, “alguns fatores, tais como vibrações, podem ser medidos objetivamente, em quanto outros, tais como conforto de bancos, estão ainda extremamente dependentes de métodos de investigação subjetivos (...)”.

Existe, entretanto, concordância sobre valores limites acima dos quais a vibração é intolerável ou abaixo, onde o nível de energia não é significativo. A faixa considerada como de conforto em marcha situa-se até os 25 Hz, indo até os 100 Hz para a

região onde predominam as vibrações mecânicas advindas das excitações do piso, de acordo com o CRF¹.

Segundo Gillespie (1992), o termo de conforto em marcha é referente as vibrações tácteis e visuais, de 0-25 Hz e as vibrações aurais, que representam o ruído, na faixa de 25-20000 Hz. De forma geral, existe concordância para a redução da tolerância humana as vibrações, entre 4 e 6/8 Hz. Em torno de 1Hz, a tolerância melhora, em torno da mesma frequência das batidas do coração.

Na prática, sabe-se que o ser humano apresenta comportamento não linear, embora neste estudo, e da mesma forma, considera-se para os modelamentos matemáticos, que os sistemas sejam lineares.

1.2 – Dinâmica dos Movimentos Veiculares:

As condições de manobrabilidade e esterçamento veicular, juntamente com o conjunto da suspensão, acrescentada as velocidades de deslocamento, criam as condições de alimentação das respostas de comportamento vibracional dos bancos automotivos.

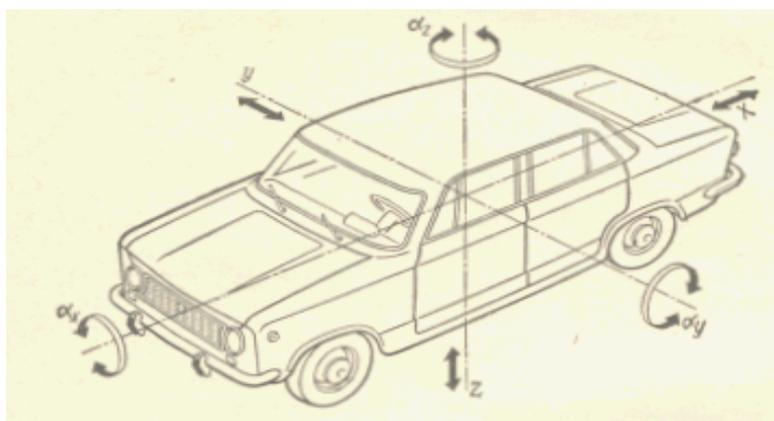


Fig. 1.1 – Sistema tridimensional de eixos de referência.

Na Fig. 2.x, é mostrada a conjugação dos três eixos de movimento do veículo.

A missão básica das suspensões é a de manter o pneu em contato com o solo o máximo de tempo possível, absorvendo as vibrações e movimentos oscilatórios

¹ CRF - Centro Ricerca FiatAuto.

provenientes do piso, filtrando estas excitações, a fim de se manter as acelerações dentro de níveis de tolerância aceitáveis, otimizados com a sua condição primária de reação psicomotora, diante da necessidade de correções e manobras bruscas. Soluções de compromisso e ajustes entre o banco e a suspensão são sempre necessárias, porque embora se possa utilizar suspensões mais macias, para reduzir os efeitos negativos das acelerações, com amortecedores de menor carga, e molas de menor rigidez, aumentando a flexibilidade, que por sua vez, aumenta os valores absolutos de amplitude de deslocamento da massa suspensa, entre eles, os movimentos de arfagem e rolagem lateral, que diminuem a estabilidade dinâmica, principalmente em curvas fechadas, freadas e esterçamentos rápidos.

1.3 – Objetivos e Escopo:

1.3.1 – Qualidade:

As questões relativas a conforto interno, são sempre percebidas pelo cliente externo final, de forma:

- Quase inconsciente;
- Com julgamento emocional;
- Com radicalismo.

Julgamentos estes, sempre distorcidos como amostragem significativa, dentro de uma escala de valores objetivos, que represente uma mesma linguagem para efeitos comparativos. Sendo, pois, de natureza subjetiva, cria grande dificuldade na avaliação e mensuração apropriadas e coerentes com o conceito de conforto vibracional e performance de determinado veículo.

As características das metodologias, pesquisas aplicadas e indicadores de qualidade hoje existentes, baseados que são, na opinião direta dos clientes externos, não traduzem de forma objetiva as informações que poderiam realimentar o processo de melhoria destes sistemas. Além da crescente necessidade de se fazer qualidade, devido aos fatores de:

- Convivência em mercados internacionalmente capacitados;
- Concorrência interna entre as montadoras nacionais;
- Assegurar os atuais nichos de mercado conquistados;

Faz com que, neste ambiente considerado, a função do sistema homem/banco automotivo, juntamente com seu posto de trabalho, transformem-se no ponto convergente de um sistema no qual a troca de informações entre o condutor e veículo, estabelece critérios com os quais os futuros usuários julgam a qualidade de um veículo.

1.3.2 – Objetivos:

Dentro deste conceito de agregar valor à qualidade final percebida pelo cliente, o primeiro e principal objetivo macro deste trabalho foi o de desenvolver dois manequins de 1 e 2 graus de liberdade, que pudessem transmitir o mesmo padrão de respostas vibracionais apresentadas pelo corpo humano, dentro de parâmetros controlados, que são os variados tipos de piso encontrados na prática, e mais especificamente, o grupo que forma o padrão de medições de conforto vibracional da empresa.

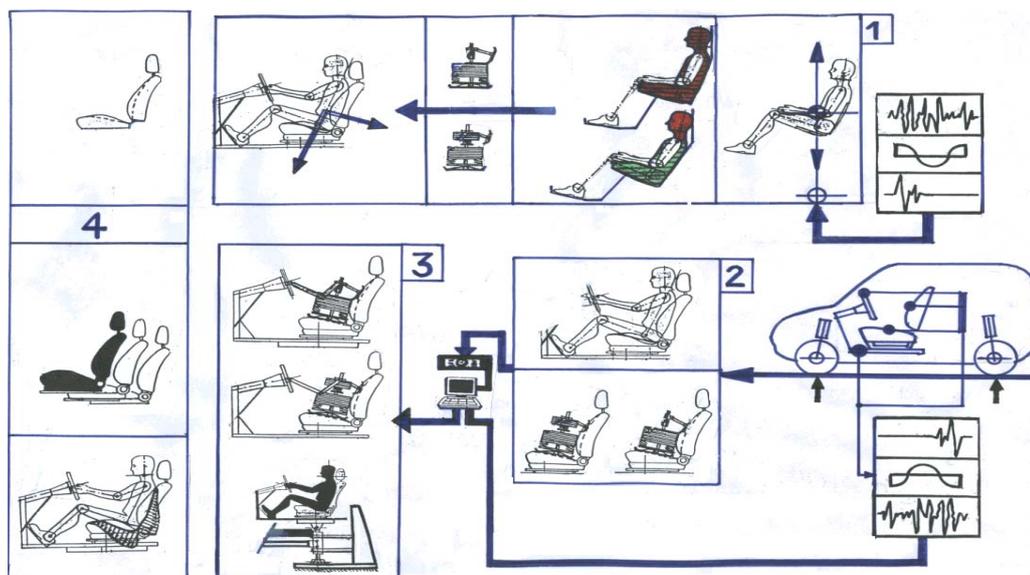


Fig. 1.2 – Quadro esquemático geral do desenvolvimento do estudo

O segundo macro objetivo, já sobre controle o primeiro, é o de se utilizar os manequins, a fim de se obter os índices objetivos S.E.A.T. e I.Q.V., que compõem o quadro de avaliação do banco automotivo, associados posteriormente a uma avaliação subjetiva. Além disso, somente com a utilização dos manequins extrair as informações que alimentam o processo de modificar um banco em produção ou projetar um novo modelo, com conclusões da interação destes processos. O quadro acima, Figura 1.2, mostra o desenvolvimento detalhado das etapas:

- 1) Mapeamento das excitações, associadas aos comprimentos de onda/velocidade de deslocamento, que geram as frequências naturais de ressonância. De posse destes dados, calcular as características de rigidez e amortecimento nesta faixa de frequências, e dimensionar os manequins de 1/2 graus de liberdade. Calcular a transmissibilidade do assento e encosto do banco. (Ver Apêndice)
- 2) Estudo comparativo das respostas de excitação reais entre um "biogrupo" de indivíduos e os manequins de 1 e 2 graus de liberdade.

3) Uso extensivo de testes em laboratório, principalmente, sobre as avaliações objetivas, intensificando o uso dos manequins neste processo.

4) Criação de um banco de dados, otimizando-se a performance dos bancos em produção, e auxiliando no projeto de novos modelos. Mapeamento das pressões, estimando-se das propriedades de rigidez e amortecimento das espumas e conjunto de molas dos bancos, como demonstrado na Figura 1.3.

1.3.3 – Possibilidades de Otimização:

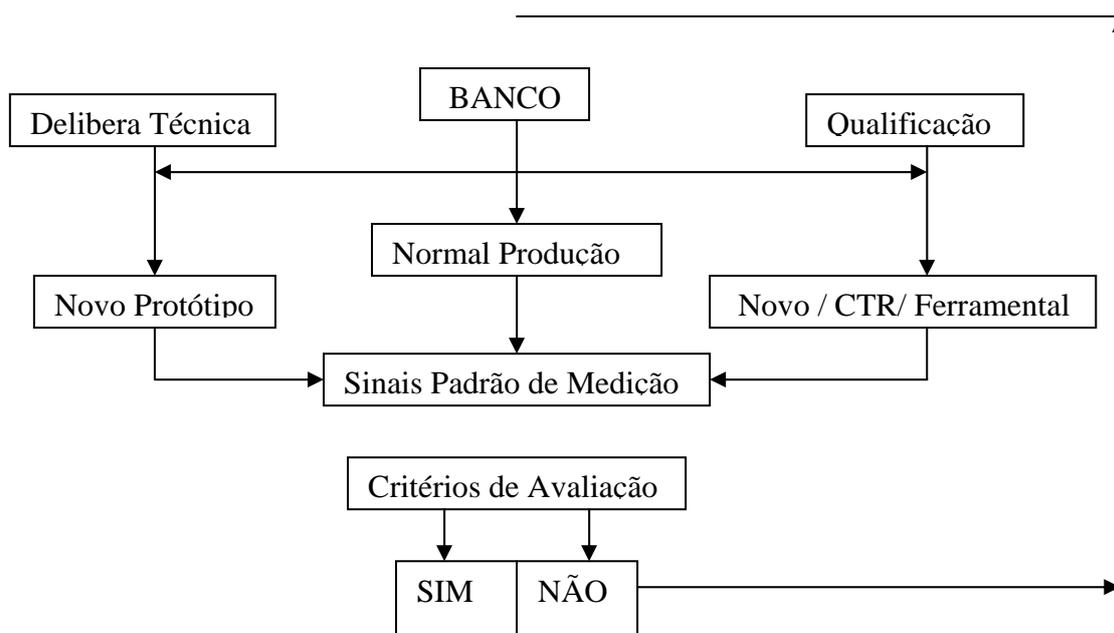


Fig. 1.3 – Fluxograma de desenvolvimento para otimização dos bancos

A conceituação deste estudo traz várias possibilidades, nas seguintes linhas de atuação:

- Otimização da qualidade vibracional de bancos automotivos, com o desenvolvimento de uma metodologia para definição de variáveis complexas de projeto;

- Aumentar o grau de segurança passiva do sistema, reduzindo-se os efeitos danosos das vibrações mecânicas;

- Minimizar a fadiga, na tentativa de reduzir os fatores indesejáveis não percebidos, que são os causadores de acidentes caracterizados como falha humana;

- Contribuir no índice de conforto geral do veículo, aumentando os ganhos de transmissibilidade dos sistemas homem/banco automotivo;

- A intensificação dos experimentos em laboratório traz vantagens como:
 - > Redução das margens de erro.
 - > Facilidade de se testar sinais diferentes.
 - > Ótima repetibilidade dos resultados.
 - > Separação de fenômenos.
 - > Redução de parte dos custos de testes, com a redução da logística externa.
 - > Redução dos tempos de projeto ou análise comparativa da concorrência.

1.3.4 – Considerações finais:

Na revisão bibliográfica, foram revistos um número maior de sistemas e pesquisas, em relação aos quais, foram objetos da parte experimental, em função da complexidade do sistema homem/banco, que possui vários e adjacentes graus de liberdade na prática, somados a subjetividade na condução do veículo, por parte de cada motorista, sendo que foi importante um conhecimento anterior de um número maior de variáveis que afetam o sistema.

A sistematização de uma metodologia experimental para a mensuração das reações humanas às vibrações, também é um aspecto relevante, dado que este tema, só agora está sendo entendido pela ótica da qualidade, que é a variante mais significativa no processo de competitividade do nosso produto. O direcionamento do escopo deste estudo está baseado quase na sua totalidade, no trabalho realizado por Michael Griffin, da Universidade de Southampton na Inglaterra, que detêm o estado da arte na pesquisa das relações das vibrações mecânicas aplicadas ao comportamento humano. De outra parte, o suporte foi dado pelo CRF, que criou o sistema de avaliação do conforto vibracional para bancos automotivos na “FiatAuto”. Assim sendo, além do capítulo 1 introdutório, os demais capítulos foram divididos da seguinte forma:

O capítulo 2 apresenta uma revisão histórico-bibliográfica sobre o surgimento e utilização geral de manequins no contexto atual com relação ao aumento da segurança passiva e ativa veicular, até as pesquisas que levaram a conceituação dos manequins antropodinâmicos.

O capítulo 3 aborda em detalhes, o suporte teórico da transmissibilidade dos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade, condicionada as características das respostas humanas.

O capítulo 4 descreve a metodologia para a realização das provas nos pisos avaliados, individualizando cada elemento da cadeia de medições, os índices de avaliação e a forma de aquisição de dados de medição e sua aplicabilidade.

O capítulo 5 descreve o procedimento experimental adotado para a aquisição de dados, na realização das provas dos dois tipos de pisos escolhidos para avaliação.

O capítulo 6 apresenta os resultados obtidos confrontados, tanto com a teoria quanto com os valores de testes já divulgados anteriormente, de forma a verificar a validade dos resultados.

O capítulo 7 coloca as observações sobre os resultados, evidenciando os pontos fortes do projeto dos manequins e o seu comportamento no sistema de medições utilizado e critica os pontos que não apresentaram valores absolutos de conformidade.

O capítulo 8 expõe as conclusões, evidenciando que os manequins deram uma boa indicação da frequência de vibração do banco, não apresentando desvios significativos em frequência de ressonância com relação aos dados obtidos com os experimentos feitos com seres humanos.

Por fim, o Apêndice detalha o levantamento analítico inicial do mapeamento das acelerações verticais, quando associadas às frequências de ressonância, que são os dados de entrada do projeto dos manequins.

Capítulo 2

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 – Introdução a Utilização de Manequins nas Áreas de Pesquisa e Projeto:

Pode-se dividir a utilização de manequins em dois grandes grupos que são, a saber:

- Bidimensionais;
- Tridimensionais.

A relação humana está intrinsecamente ligada as suas proporções, independente do campo específico de aplicação. Desta forma, estão intimamente relacionados, a utilização da escala humana no desenvolvimento de objetos, máquinas ou qualquer tipo de utensílio e ferramentas.

2.1.1 – Manequins Bidimensionais:

Os manequins bidimensionais encontram seu maior emprego, na área de projetos, sejam associados ao uso de aspectos ergonômicos, na criação de um novo posto de trabalho, ou para a construção de um modelo de medidas, comuns as duas identidades, que ajude no seu desenvolvimento e posterior avaliação da sua funcionalidade.

2.1.1.1 – Manequim Genérico de Projeto:

O emprego genérico do manequim bidimensional está mostrado na Figura 2.1, em que é comum se trabalhar com as alturas divididas em percentis, em função da faixa determinada da população que se pretenda atingir, como pode ser visto na Figura 2.2.



Fig. 2.1 – Exemplo de utilização.

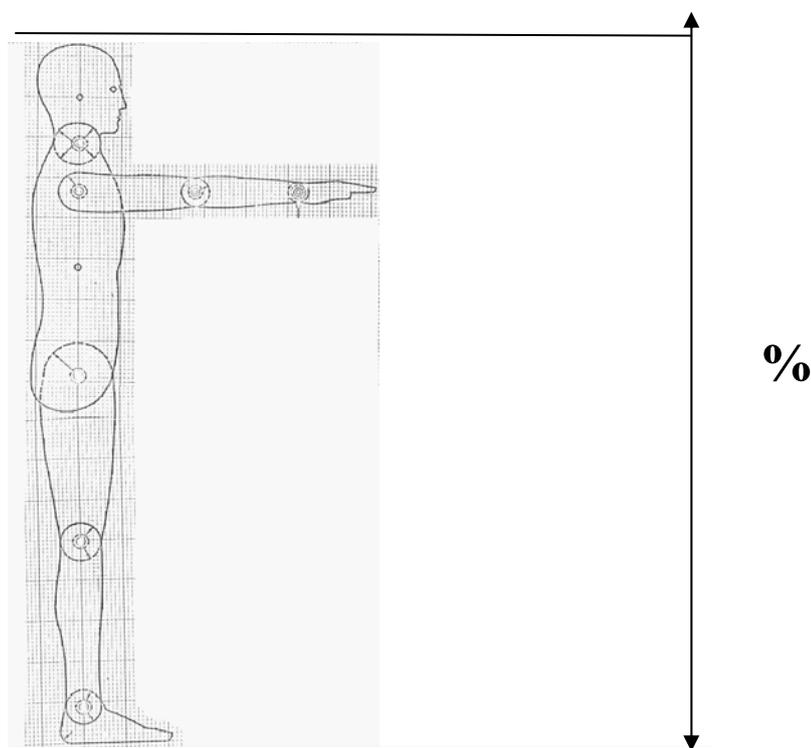


Fig. 2.2 – Manequim Bi-dimensional. (Fonte Dreyfuss)

As escalas variam do tamanho natural 1:1, utilizada nos estudos de impostação ergonômica, até a escala 1:5/1:10, dos estudos iniciais de anteprojeto.

2.1.1.2 – Manequim Ergonômico de Projeto:

Entre 1955 e 1965, nos E.U.A devido a necessidade de se melhorar as condições de conforto, habitabilidade e segurança passiva dos usuários de veículos, a ergonomia ajudou a criar a base de uma extensa pesquisa no campo automotivo, da qual surgiram várias normas de impostação do posto de comando. A norma brasileira NBR ABNT–PB 485/78, faz uso destes dispositivos bidimensionais, que representam o ocupante do veículo com a finalidade de definir a sua acomodação nos bancos, nas fases de anteprojet, projeto ou revisão de projeto. Representa um homem adulto, calçado, em perfil e corresponde a vista lateral do dispositivo tridimensional, conforme descrito na PB-663, que será vista mais adiante.

Este dispositivo é provido de elementos representativos do torso, coxa, perna e pé, articulados entre si e com travas para fixar a posição angular entre os elementos. Limbos graduados em todas as articulações permitem a leitura dos ângulos entre os elementos. Serve para a determinação do ponto de referencia do ocupante sentado, o PRO, com base em qualquer critério de projeto.

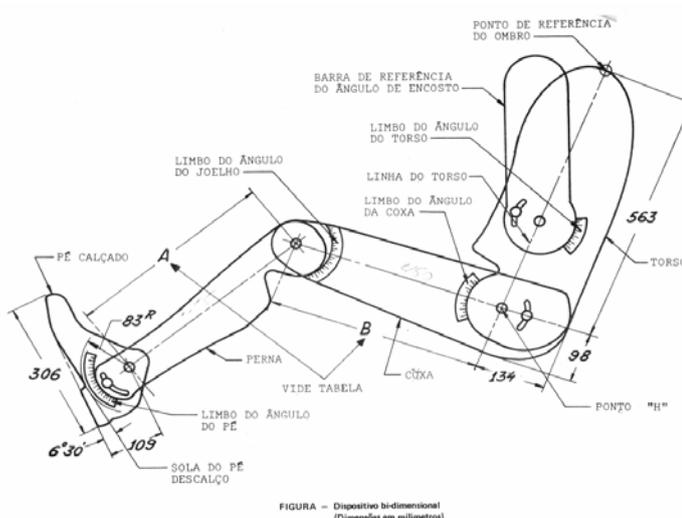


Fig. 2.3 – Dispositivo bidimensional de posicionamento e verificação.

2.1.1.3 – Manequim Ergonômico de Projeto/Testes Digital:

Com a tecnologia de utilização do espaço virtual, pode-se enquadrar como bidimensionais, as famílias de modelos extremamente sofisticados, manequins para testes computadorizados de impacto contra barreira, modelados como elementos finitos. Estes manequins têm seu uso associado a algoritmos de simulação de impacto de carrocerias, que estão de acordo com as últimas normativas da SAE e NHTSA². Surgiram por volta do final da década de 80.

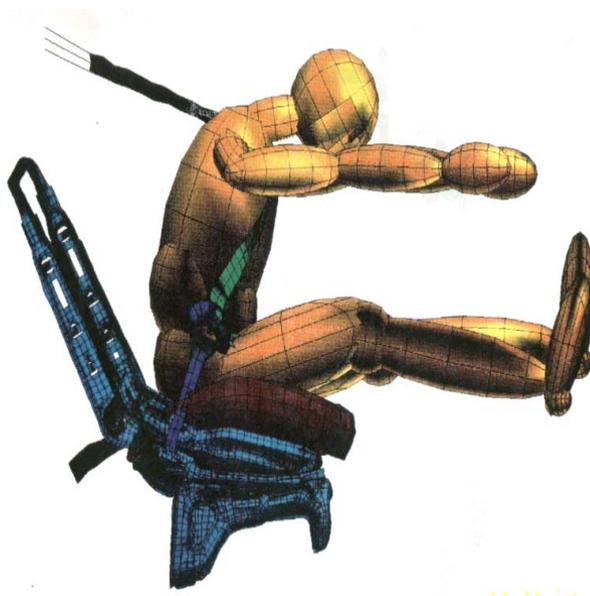


Fig. 2.4 – Exemplo de simulação de impacto frontal, $t = 140$ ms.

2.1.2 – Manequins Tridimensionais:

A categoria tridimensional, da mesma forma, possui elementos que vão de simples mecanismos a sistemas digitais complexos.

² SAE e NHTSA são as maiores entidades americanas para a regulamentação de normas automotivas, utilizadas mundialmente.

2.1.2.1 – Manequim de Lastro:

O manequim de lastro, conforme Figura 2.5, é o mais comum, de uso intermitente nos testes de experimentação em estradas. Possui uma massa em torno de 70 kg, sendo posicionado nos bancos dianteiros e traseiros dos passageiros, para compor o peso total, conforme os padrões de carga exigidos.

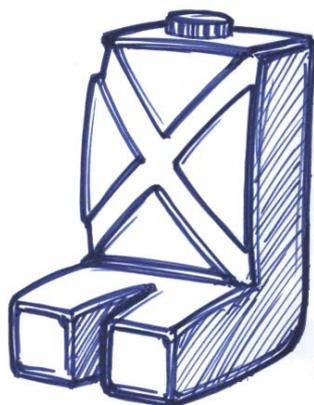


Fig. 2.5 - Manequim de lastro.

2.1.2.2 – Manequim Ergonômico de Verificação:

A Norma NBR ABNT-6059/80, em concordância com a norma ABNT-PB 485/78 anteriormente citada, do dispositivo bidimensional, dispõe sobre a utilização do dispositivo tridimensional, para verificação da posição relativa dos pontos R e H, da relação entre o ângulo teórico e o ângulo efetivo de inclinação do encosto, como também o ponto PRO e o ponto H real. Serve como auxílio no projeto e no desenvolvimento de bancos e materiais usados na fabricação dos mesmos. O dispositivo é constituído de dois elementos confeccionados de metal e plástico reforçado, simulando o torso e nádegas humanas. Esses elementos representam o contorno de um homem adulto e estão articulados mecanicamente no ponto H. (ver Figura 2.6)

Uma régua deslizante, graduada, articulada no ponto H, mede a distância entre esse ponto e o contorno do revestimento interno do teto. Um limbo aparafusado á régua serve para medir o ângulo de torso. Uma barra ajustável, representativa da coxa, fixada ao elemento representativo das nádegas, define a linha da coxa e serve como linha básica para este ângulo. Os segmentos representativos da perna, ajustáveis no comprimento, são conectados ao elemento representativo das nádegas na barra de junção dos joelhos. Os segmentos representativos da perna possuem limbos para medir o ângulo do joelho. O conjunto representativo do pé possui também um limbo para medir o ângulo do pé. Os segmentos da coxa e da perna são providos de batentes positivos para as dimensões correspondentes a 10°, 50° e 95° percentis de um homem adulto.

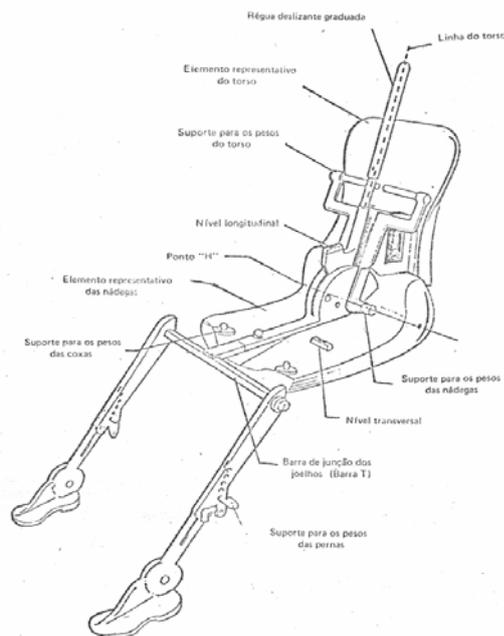


Fig. 2.6 – Componentes do dispositivo tridimensional.

Dois níveis, um longitudinal e outro transversal, orientam o dispositivo no espaço. Os pesos são colocados no centro de gravidade dos elementos, para dar uma penetração no banco, equivalente a de um homem de 75 kgf.

2.1.2.3 – *Manequim de Ensaio de Cintos de Segurança:*

O manequim TNO –10 foi desenvolvido como um mecanismo de carga para testes dinâmicos em cintos de segurança, em uma situação de simulação de impacto. Representa um homem adulto, de 50% percentil, com uma distribuição genérica de tamanho e peso. Por razões de simplicidade construtiva o manequim não possui antebraços e somente uma perna. O manequim consiste de 6 (seis) partes principais, divididos em cabeça, pescoço, torso, duas coxas e uma perna, como mostra a Figura 2.7 a seguir.

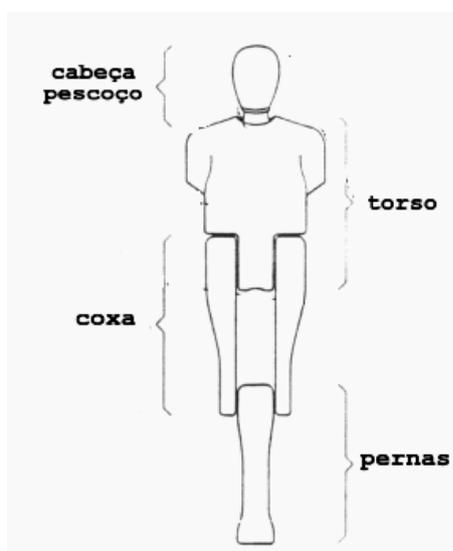


Fig. 2.7 – Partes principais do manequim TNO –10.

Este manequim possui um esqueleto de metal e resina poliéster, coberto com uma camada de poliuretano que simula a pele humana. Juntas que permitem movimento no plano médio sagital conectam as partes. Tal manequim é coberto com acabamento superficial especial, sendo fornecido com um suporte de amortecimento alojado no peito, que também é parte integrante do corpo. A placa trabalha compensando a rigidez do peito do manequim, feita em polietileno e envolvida no manequim, usando a cobertura do peito. Pode ser usado em testes, conforme regras ECE R16 e EEC, diretiva 82/319. Embora, as regras de testes da

ECE R 16 não prescrevam o uso de medições de aceleração, existe uma chapa de aço na cavidade da cabeça, na qual um acelerômetro pode ser instalado.

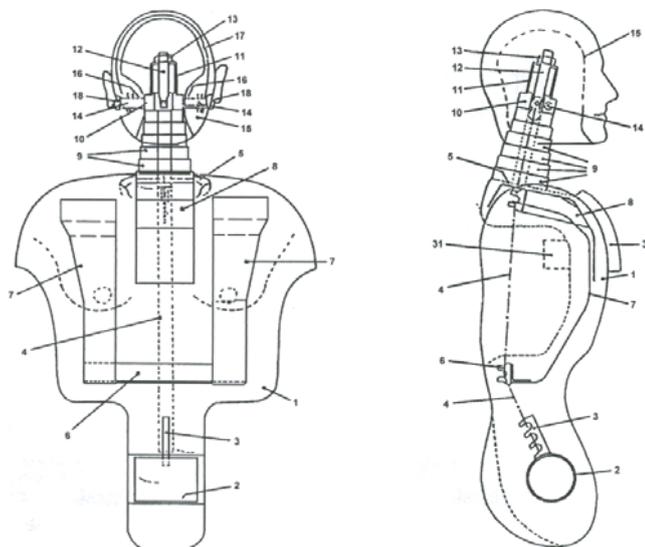


Fig. 2.8 – Detalhes construtivos da cabeça e do torso.

A cabeça possui sua forma completa construída de poliuretano, reforçada com uma estrutura craniana interna em poliéster. A cabeça pode ser rotacionada sobre a junta axial, a qual consiste de um conjunto de parafuso com porca e arruelas, um bloco de nylon, uma corrente tensionadora e uma porca final. O pescoço consiste de 6 (seis) discos de poliuretano. A rigidez do pescoço é ajustável por meio de um mecanismo tensionador. A cabeça e pescoço são conectados ao torso por meio de uma corrente de aço, fixa em um lado, pelo bloco axial, e por outro lado, a junção do quadril, no torso.

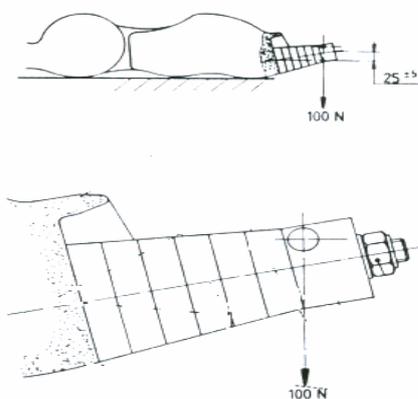


Fig. 2.9 – Montagem dos discos do pescoço e calibração.

As principais dimensões do manequim, na posição em pé, são dadas na Figura 2.10, entre os pontos descritos abaixo. Dimensões possuem tolerância de ± 5 mm. A altura total é dada como de 1739 mm, dependendo da força de ajuste do tensionador do pescoço. Portanto, esta dimensão é dada com ± 10 mm.

R1: parte superior da cabeça;

R2: ponto axial-Atlas, centro do parafuso-cabeça;

R3: parte superior do torso, no centro da corrente;

R4: junta do quadril, centro do parafuso tensionador do quadril;

R5: junta do joelho, centro do parafuso tensionador do joelho;

R6: parte inferior dos pés.

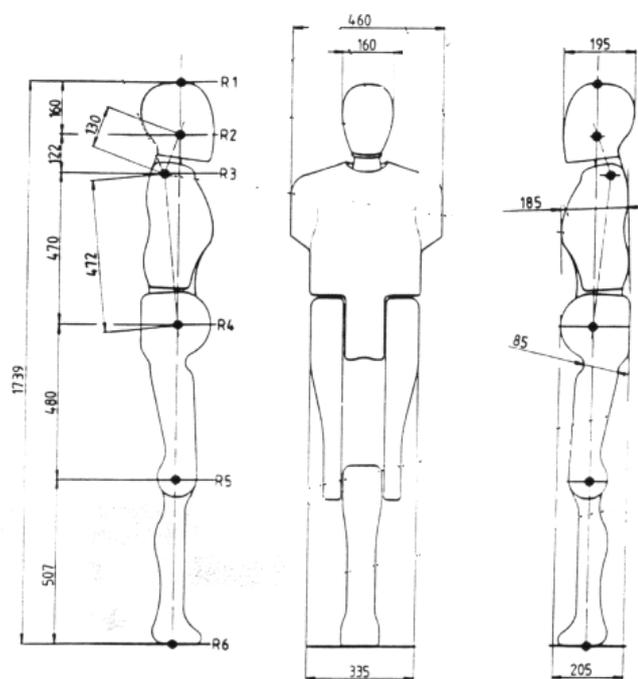


Fig. 2.10 – Dimensões principais do manequim TNO 10.

A distribuição de massas dos componentes dada na Figura 2.11, a seguir, onde adicionando ou removendo massas na pélvis, bem como no tórax, pode-se conseguir a mudança no peso final do manequim.

COMPONENTE	MASSA kg
cabeça	4.0 ± 0.2
pescoço	0.7 ± 0.1
torso	29.7 ± 1.0
coxa direita	12.3 ± 0.3
coxa esquerda	12.3 ± 0.3
perna	8.4 ± 0.3
junta do quadril	3.1 ± 0.1
junta do joelho	1.1 ± 0.1
total +suporte	1.1 ± 0.1
total	
sem massa	72.7 ± 2.5
com massa	75.5 ± 1.0

Fig. 2.11 – Distribuição de massas.

O mecanismo de impulsão consiste em uma estrutura, que carrega um assento rígido, com uma carga de +/- 800 kg, no qual o manequim está fixado com o cinto a ser testado, sendo acelerado através de um trilho e se choca contra um mecanismo absorvedor de impacto, constituído de duas ponteiras de poliuretano, que simulam o amortecimento do choque de um automóvel.

As forças e a energia envolvida no impacto são gravadas, medindo-se a curva de desaceleração da estrutura, em função do tempo. A Figura 2.12 mostra esta montagem, de forma esquemática.

O manequim é ajustado para a massa padrão de 75,5 kg, de acordo com a ECE R 16, usando-se a combinação de massa de correção. Existem doze massas de correção disponíveis, permitindo ajuste da massa do manequim com uma massa média entre 73 e 85 kgf.

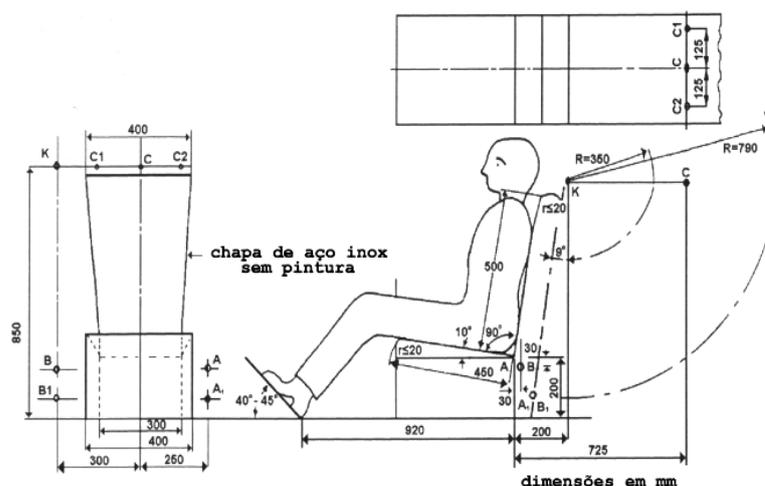


Fig. 2.12 – Esquema de montagem do banco e ancoragens do cinto.

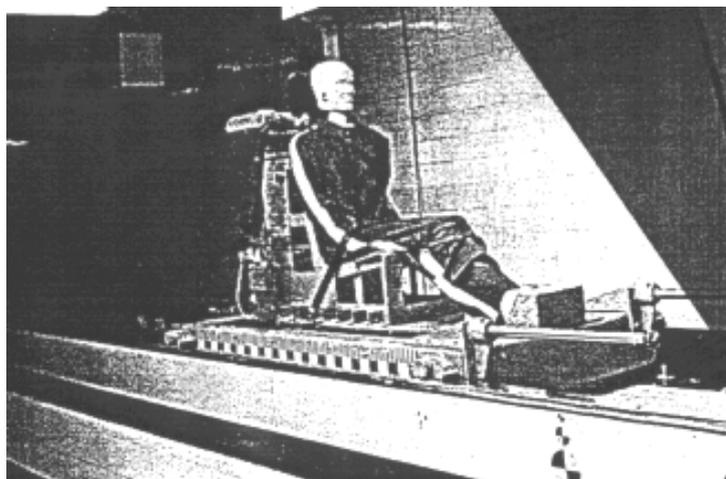


Fig. 2.13 – Dispositivo típico para ensaio dinâmico ECE R 16

2.1.2.4 – Manequim de Testes de Impacto contra Barreira Fixa e Acelerações Verticais a Ejeção:

O crescimento da severidade e complexidade do meio ambiente em que vivemos e as exigências da era e tecnologia espacial, introduziram o conceito do estereótipo humano tridimensional, ou seja, o manequim. Apesar do grande esforço devotado para o desenvolvimento de sistemas de proteção, um elo essencial tem-se mantido fraco nesta cadeia. Todos estes esforços de proteção estão centrados sobre um objeto único, o corpo humano, embora nenhum indivíduo esteja disponível para testar conceitos e sistemas, exceto a baixa

energia, em função dos riscos e ferimentos inaceitáveis as pessoas. Caso contrário, o ser humano pereceria.

A princípio, cadáveres foram usados no lugar de pessoas nos testes, apesar dos problemas inerentes ao uso dos mesmos, eles eram os mais fiéis substitutos para o ser humano. Devido a sua escassez, não houve um prosseguimento neste sentido, da mesma forma, chimpanzés, cachorros e outros animais serviram como passageiros em veículos, mas a sua falta de semelhança com relação ao ser humano é muito grande, como a falta de capacidade para carregar instrumentação interna, gerando dados imprecisos e não confiáveis.

Os mecanismos antropomórficos de testes, comumente chamados de manequins, são os mais largamente usados para testes em sistemas de proteção. No início, os manequins convencionais, tinham somente utilidade limitada. Embora podiam se assemelhar a cinemática humana, provendo dados de aceleração correspondentes ao ser humano, estes testes não mediam a fadiga imposta nas situações reais e podiam determinar, apenas de modo aproximado, o potencial de risco aos acidentes mais severos e fatais, associados a estas fadigas. Estas deficiências levaram ao desenvolvimento de manequins com melhoria da:

- Bio-fidelidade, ou seja, o grau em que as características físicas pertinentes ao homem, estão incorporadas ao desenho do manequim;
- Capacidade de mensuração;

Apesar do esforço em desenvolver manequins que atuassem em qualquer direção do plano ortogonal, as pesquisas no campo automotivo, caminharam em duas direções:

- Impacto frontal ou manequins de impacto frontal;
- Colisões laterais ou manequins de impacto lateral;

Além disso, existem também os manequins aeroespaciais. Estes, são classificados pelo tamanho físico, sendo o mais utilizado em testes de mecanismos de retenção, o manequim de tamanho médio adulto masculino, aproximando-se da estatura e pesos médios, da população adulta masculina americana. Os manequins femininos de menos estatura e os masculinos mais altos se aproximam em peso e altura, da população feminina de 15% e 95% da adulta masculina, respectivamente. Alturas e pesos de manequins de crianças se aproximam das alturas e pesos médios de um grupo específico em idade, sem ligação com o sexo.

Esta categoria de manequins tridimensionais cobre várias faixas de utilização, pela importância vital da necessidade se de minimizar ou evitar danos corporais ao ser humano.

Interiores de automóveis e postos de comando de aviões são desenhados em conjunto com sistemas de restrição ao deslocamento, para salvaguardar os ocupantes, em caso de impacto. Em 1949, foi desenvolvido o manequim 95% percentil para a força aérea americana, usado na avaliação de assentos ejetores, com impulsão a foguete e testes de mecanismos de retenção, quando da passagem do cinto pelos ombros. A vantagem era a grande durabilidade, mas uma baixa repetibilidade. Sua bio-fidelidade era limitada a sua forma externa, peso e faixas de movimentação das juntas articuladas. O desenho da coluna vertebral e pescoço tinham pouca semelhança com o ser humano. Foi construído com os dados antropométricos da força aérea americana. Sua capacidade de resposta era limitada, somente medições de acelerações lineares ortogonais, de componentes da cabeça. O manequim Mark1, de 95%, apareceu em 1952, sendo que a cabeça era feita em duas peças de alumínio, com a cavidade craniana que alojava acelerômetros e transdutores de pressão, com uma pele integral de vinil/espuma de cobertura. O pescoço tinha uma série de juntas esféricas, unidas por um cabo de aço, como tensionador. Poucos protótipos foram construídos.

Em 1956, adotam-se os modelos modulares utilizados em várias aplicações, sem possuir a faixa cinemática total de respostas dinâmicas necessária na indústria automotiva, mas adequadas aos testes de ejeção. Alguns manequins possuíam cavidades herméticamente pressurizadas, com instrumentação adequada ao uso espacial e subaquático. Eram disponíveis em 8 (oito) tamanhos, de 3% a 98%.

Uma simplificada estrutura pélvica, sem bio-fidelidade, continha blocos pivotantes para flexão da parte superior da perna, em extensão e abdução. Pouca capacidade de simulação dinâmica, e concordância da forma do tórax, mas foram também muito utilizados na indústria automotiva da época. Quando os testes com assentos ejetáveis usando catapulta movida a foguete tornou-se uma necessidade, foram desenvolvidos novos manequins, em que o vetor resultante do empuxo do foguete passava pelo centro de gravidade do conjunto homem-banco, pois qualquer desalinhamento em rotação poderia causar uma ruptura da coluna com uma rejeição do movimento correto de ejeção. Foi projetado para medir a estabilidade rotacional com relação às acelerações e a fadiga da interface homem/banco. Levava 12 (doze) transdutores, microfones e termopares para medir a dupla ejeção. Como o uso de pára-quedas, levava uma câmera para filmar as aberturas. Possuíam uma margem de alívio de peso de 13 kg para completar a instrumentação necessária aos testes. Existia considerável limitação no desenho das faixas de movimento, principalmente no pescoço, na região lombar e nos ombros. Não eram essenciais para a significância dos eventos de ejeção, ocorrendo quando o sujeito está restrito pelo cinto. As juntas dos membros, capazes de suportar 10 G's, utilizavam as arruelas de fricção fenólicas.

De maneira geral, os manequins eram projetados para atender as necessidades da indústria aeronáutica militar, de forma que não eram adequados para uso automotivo. Não possuíam estrutura pélvica e faltava suficiente articulação da espinha dorsal. Estas deficiências limitavam as avaliações dos sistemas de restrição automotivos, em que o

realismo cinematográfico é essencial, particularmente nos movimentos de escorregar pelo banco, o efeito anti-submarino ou de ser arremessado através dele, contra o volante.

Em 1966, as duas maiores montadoras de automóveis dos Estados Unidos instituíram um programa para projetar manequins mais avançados, que pudessem se assemelhar ao ser humano nas respostas dinâmicas e nas desacelerações de impacto contra barreira fixa. O objetivo imediato era conseguir reproduzir os movimentos humanos, estabelecer respostas de forma repetitiva dos movimentos e casar estas respostas de impacto com o tórax humano. À longo prazo, a proposta era de se assemelhar a resposta ao impacto da cabeça, provendo-se parâmetros de medições de ferimentos ao impacto frontal e casar a resposta em frequência do manequim completo. O tamanho padrão do manequim era de 50% percentil, retirados dos dados antropométricos H.E.W.³. As dimensões das uniões estavam de acordo com as especificações do S.A.E para os testes dinâmicos dos sistemas de restrição. O centro de gravidade geral e o momento de inércia do manequim foram mantidos iguais ao de seres humanos do mesmo tamanho. Os centros de gravidade segmentados seguiram as especificações S.A.E.

No começo de 1960, modelos matemáticos do corpo humano eram considerados razoavelmente bons, quando a cabeça, ombros, tórax, regiões pélvicas e abdominais eram consideradas como massas unidas por molas com amortecimento viscoso. O objetivo era manter o mesmo padrão de movimentos primários nas desacelerações e resposta ao impacto, da estrutura das costelas e coluna vertebral. Molas ajustáveis no pescoço foram usadas para amortecimento dos movimentos com efeito de ricocheteamento. Molas ajustáveis no tronco proviam um grau limitado de retorno para ajudar a estabelecer as respostas iniciais dos movimentos e alinhamento automático da coluna espinhal. Mola axial na coluna lombar ajudava a manter a semelhança da elongação e compressão da coluna humana. A região entre

³ H.E.W. Orgão Americano Governamental: "Health, Education and Welfare"

a estrutura interna e a pele do ombro, era coberta com vinil, a fim de se conseguir uma compressibilidade semelhante a do corpo humano no mecanismo de corrente interna do ombro. A superfície integral externa e a espuma de enchimento interna eram macias, moldadas em vinil. O principal objetivo era minimizar o deslocamento e interferência da superfície no movimento do esqueleto, o que poderia afetar as calibrações e limitar a reprodução das respostas dos manequins. Para melhorar a fidelidade anatômica humana na região abdominal, foi usada para a moldagem, a forma de enchimento em curva, com uma tonalidade da cor da pele, representando a região abdominal. Foi formada na parte superior, como um sólido de revolução, gerado perto dos eixos de movimento do final da coluna, permitindo uma concordância entre o peito e abdômen. Foram instalados alojamentos para instrumentação das células de carga no fêmur e acelerômetros nos centros de gravidade da cabeça e seção superior do tórax. Após vários testes de comparação e similaridade, com os voluntários da força aérea, o manequim foi modificado e recebeu a denominação VIP-50 A, tornando-se o primeiro manequim padrão automotivo de impacto contra barreira.



Fig. 2.14 – Projeto dos componentes internos. Fonte “First Technologies”

Em 1967, foi especificamente desenhado outro manequim masculino para o H.E.W., de 50% percentil, adaptado para os testes da indústria automotiva. Foi modelado numa posição semi-sentada, a qual permitia a ele assumir uma posição de pé, mas também uma postura sentada, específica para uso automotivo. A estrutura do esqueleto estava coberta por uma pele de vinil e espuma de poliuretano. O desenho do peito incluía um potenciômetro

e previa medições da deflexão de força. A estrutura dos ombros tinha um desenho de união, com olhais telescópicos conectando os ombros, com juntas esféricas rotativas. A união por rótula foi usada para o pescoço e coluna vertebral. A área abdominal possuía um saco com a função de vísceras para imitar as ações do manequim, quando dos testes do cinto de segurança. Um espaço foi previsto para instrumentação, na cabeça, peito e pernas. O menor dos manequins femininos adultos, com 5% percentil, pesava 52 kg e sua altura sentado era de 785 mm. Sua área do peito era pequena, incorporava o mesmo desenho estrutural do anterior.

Em 1971, foram desenhados dois manequins de testes de 3 e 6 anos, com 50% percentil. As informações eram escassas, consistindo principalmente de uma compilação dos dados antropométricos externos do corpo, baseadas no trabalho de Stoudt (1971). Os pesos foram retirados de documentos datados de 1964. As faixas de movimento das juntas mecânicas eram geralmente as especificadas para adultos, utilizadas na norma S.A.E. J963. Estava previsto, a simulação da imaturidade de aspectos determinantes da forma da estrutura esquelética, tornando-se críticos para a avaliação dos mecanismos de restrição dos cintos. Assim, foi considerada essencial a capacidade de ficarem tanto em pé, como sentados, em oposição ao usual, que era desenhar para a posição permanente sentada. Previstos alojamentos nos CG's das cavidades da cabeça e tórax, para a montagem de acelerômetros de três eixos. Tinham faixa total de mobilidade das juntas. As cabeças eram construídas com elastômeros de maior dureza e tinham respostas de baixa frequência natural. Pescoços e colunas vertebrais eram construídos de borracha. Os movimentos claviculares eram providos por juntas esféricas. O conjunto das costelas era construído em peça única de um elastômero com maior dureza. Em função de sua limitada bio-fidelidade e capacidade de medição das respostas, a utilidade destes manequins, como substitutos na previsão de ferimentos, era também limitada, de maneira que podiam ser classificados como de primeira aproximação, segundo as características da população.

Em 1972, com base no manequim VIP-50, foi projetado o Híbrido II (Parte 572), manequim masculino adulto, de 50% percentil, que se tornou o padrão para uso automotivo na época, possuindo alta capacidade de repetibilidade nos testes do mecanismo de passagem do cinto de segurança na região dos ombros.



Fig. 2.15 – Híbrido II. Fonte “Denton ATD”.

Sua bio-fidelidade é limitada à aparência externa, peso do corpo e faixas de movimentos de algumas de suas juntas articuladas. Suas respostas das medições eram também limitadas. Somente acelerações do peito, ortogonais lineares da cabeça e as cargas axiais do eixo do fêmur eram medidas. Tal manequim forneceu, no entanto, bases para o julgamento quanto a aceitação ou não da repetibilidade das respostas de outros manequins. Estes manequins representavam o estado da arte da tecnologia na década. O desenvolvimento em paralelo, também em 1972, do manequim supermórfico, para a marinha americana, tornou-se instrumento na área de simulação humana para ambientes de risco no programa que incorporava a instrumentação mais sofisticada já utilizada. Dessa forma, possuía a articulação total de todos os membros, torso, pescoço e cabeça, que permitiam ao manequim ser colocado em qualquer em qualquer posição, que poderia ser assumida pelo ser humano. A fidelidade das estruturas das juntas foi conseguida utilizando-se um conjunto de embreagens de fricção e potenciômetros para monitorar cada movimento, de forma independente. Dados de compressão da região lombar e torácica foram extraídos do manequim, pelo uso de células de

carga, as quais poderiam detectar incremento de forças na razão de 60 segundos, de qualquer nível de força na sua faixa de utilização. A referência primária para a aceleração do manequim era determinada pelos três acelerômetros instalados no centro de gravidade geral do manequim. A pressão dinâmica externa era medida por um transdutor montado na cabeça. Três giroscópios individuais foram montados na cavidade do peito do manequim para captar as razões de medição para rolagem, arfagem e rotação. As partes superiores da coxa alojam baterias, sendo que em qualquer ambiente de testes, não havia necessidade de chicotes ou energia externa, embora fosse muito frágil para testes de ejeção.

Em 1973, o IRTMU⁴ desenvolveu um manequim sob contrato para a MVMA⁵, que mais tarde se tornaria o padrão atual para os testes de impacto, em que as estruturas da cabeça, pescoço e peito possuíam características de resposta a impacto da mesma forma que seres humanos, para uma série de condições de testes frontais. Possuíam coluna lombar e tórax flexíveis que permitia ser posicionado como o corpo humano, em uma postura sentada para a condução automotiva. Juntas de torque constante foram incorporadas nos joelhos, cotovelos e ombros para melhorar a repetibilidade e minimizar o tempo requerido para regular os torques. A estrutura do ombro foi desenhada para melhorar a interface do cinto/ombro, o que era um problema com o Híbrido II, no desenho original.

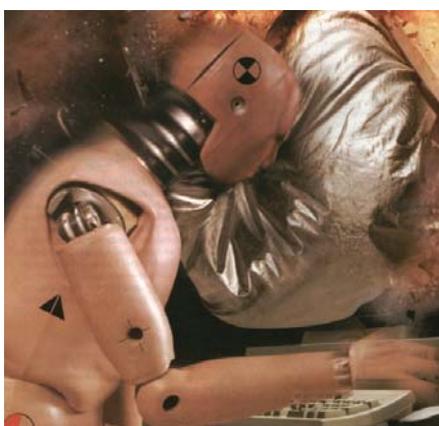


Fig. 2.16 – Detalhe das juntas dos ombros, desenho do ombro e pescoço.

⁴ "University of Michigan Transportation Research Institute"

⁵ "Motor Vehicle Manufacturers Association"

Segundo Kent, Crandall, Rudd e Lessley (1972), que realizaram o trabalho referente a caracterização viscoelástica da distribuição de carga específica no peito do manequim Híbrido III, na teoria viscoelástica, as características do material e a forma deste modelo viscoelástico eram usadas para descrever e incluir molas múltiplas e amortecedores de arranjo simples, em série ou em paralelo.

As características dos sólidos biológicos têm sido freqüentemente descritas, utilizando-se um modelo de Maxwell, que consiste em de um elemento elástico em paralelo com um ou mais elementos, como mostrado na Figura 2.17, abaixo, em que as características das molas e amortecedores são específicas. A resposta da deflexão da força pode ser descrita utilizando-se uma equação diferencial para a força, em termos das derivadas temporais da deflexão. Para o tórax do manequim, pode-se considerar o caso de vários deslocamentos de diferentes magnitudes aplicadas sucessivamente.

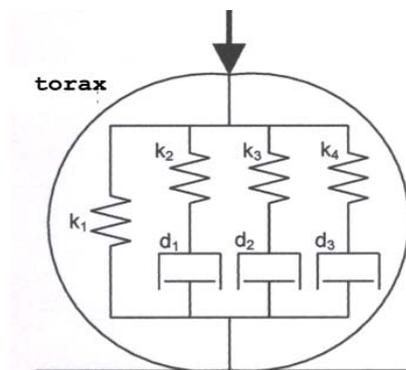


Fig. 2.17 – Modelo da viscosidade do tórax.

A resposta da força é uma função da magnitude de cada deslocamento aplicado. Se o caso limite de uma série de infinitesimal deslocamento é considerada, o resultado é a integral da resposta estrutural, como se segue:

$$F(t) = \int_{-\infty}^t F_r(t - \tau) \frac{\partial C(\tau)}{\partial \tau} d\tau \quad (2.1)$$

Aqui, $F_R(t - \tau)$ é a função de relaxamento do material, $C(t)$ é a deflexão do peito dividida pela profundidade inicial do peito e $F(t)$ é a resposta da força aplicada ao deslocamento.

A teoria de Fung (1981), desenvolvida para o comportamento quasilinear da viscosidade, assume que a função de relaxamento da força pode ser dividida em funções dependentes da tensão e do tempo:

$$F_R(C, t) = G(t).F^{ELÁSTICA}(C) \quad (2.2)$$

em que, $F^{ELÁSTICA}(C)$ é a função elástica instantânea, a resposta da força para um deslocamento instantâneo e $G(t)$ é uma função de relaxamento normalizada ou reduzida, que é uma função que diminui com o tempo. A função elástica pode assumir uma forma não linear e para materiais biológicos submetidos a tensões finitas, uma forma não linear da resposta elástica é usualmente requerida. Apesar da não linearidade na resposta da força do material, o princípio da superposição se mantém válido em função da assumida linearidade do tempo. Sendo então que, a integral resultante é uma descrição geral da resposta quasilinear da viscosidade do material.

$$F(t) = \int_{-\infty}^t G(t - \tau) \frac{\partial F^{ELÁSTICA}[C(\tau)]}{\partial C} dC(\tau) d\tau \quad (2.3)$$

A integral da convolução pode ser resolvida para a resposta da força a qualquer aplicação de deslocamento. Transdutores foram incorporados para medir a aceleração linear ortogonal dos componentes da cabeça e peito, as reações do plano sagital, as forças axiais e de cisalhamento, bem como os momentos a flexão.

Abaixo, na Figura 2.18, estão reportados, a título de exemplo, alguns testes de deflexão realizados para determinar a flexibilidade do tórax.



Fig.2.18 –Pré-teste das condições de carga utilizadas para a caracterização estrutural.

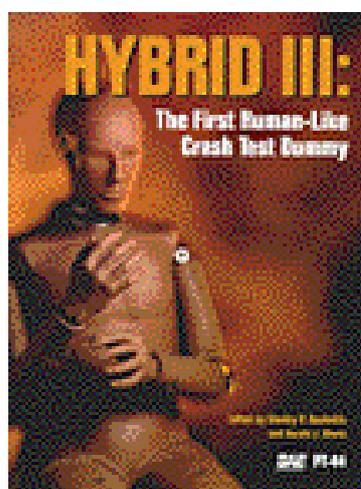


Fig. 2.19 – Híbrido III. (Fonte S.A.E.)

A maior rigidez das pernas e joelhos, previne a sua quebra em testes de impacto, conforme Figura 2.20 abaixo, resultantes de deslocamentos para trás do assoalho e parede corta-fogo do veículo.



Fig. 2.20 – Teste de impacto frontal contar barreira fixa.

O Híbrido III, pode ser comprado comercialmente e é extensivamente usado pelas montadoras para otimizar o potencial de proteção dos novos projetos.



Fig. 2.21 – Híbrido III – 50% percentil.

Em 1983, o manequim antropométrico LRE⁶ foi projetado a fim de se analisar a capacidade efetiva de vários mecanismos de restrição na prevenção de ferimentos nos membros durante a ejeção de emergência em aviões militares. Introduzidos em 1987, os manequins de menor percentil feminino e de maior percentil masculino. Podiam ocupar a faixa de passageiros média, formando a família Híbrido III, possuindo o mesmo nível de bio-fidelidade e capacidade de medição do manequim de 50% percentil.



Fig. 2.22 – Família de manequins Híbrido III. Fonte (First Technologies)

Como estado da arte atual, cita-se o manequim de domínio público, o THOR. Através do órgão NHTSA⁷, que está desenvolvendo um programa de longo termo, propõe uma pesquisa dedicada a redução de trauma e ferimentos causados por impactos automotivos, criando assim, um manequim de testes avançado como mostra a Figura 2.23 abaixo. Tal manequim projetado para a análise de sistemas de segurança de ocupantes veiculares e

⁶ "Limb Restraint Evaluator"

⁷ "NHTSA" – National Highway Traffic Safety Administration

incorpora significantes melhorias no campo da bio-fidelidade, aumentando a capacidade do acesso a informações sobre ferimentos em todas as regiões do corpo.

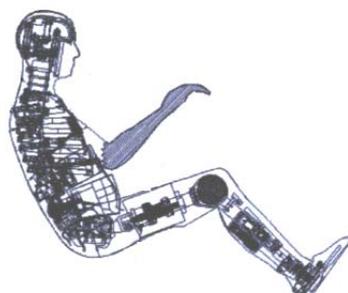


Fig. 2.23 – Vista lateral do Manequim THOR.

Desenhado para impactos frontais e oblíquos, possui uma capacidade multidirecional em vários de seus componentes. Entre as capacidades funcionais que o destacam em relação aos outros manequins automotivos, pode ser citado:

- Assistência na otimização de sistemas de restrição inteligentes;
- Melhoria na interação cinto / “air-bag”;
- Melhoria no cinematismo da cabeça, com novo desenho do pescoço e coluna;
- Melhoria no acesso aos ferimentos do pescoço, incluindo as situações fora de posição;
- Cinemática da coluna mais realística, como resultado da maior flexibilidade;
- Maior facilidade no acesso aos efeitos na posição sentada sobre os mecanismos de restrição;
- Detecção da interação entre o cinto e “air-bag” com o abdômen;
- Facilidade ao acesso aos efeitos dos ferimentos nas juntas do quadril;
- Detalhado acesso aos ferimentos em potencial dos movimentos do pé e pé/joelho/tíbia;
- Facilidade para localização e acesso aos ferimentos no rosto;



Fig. 2.24 – Modelo THOR em corte lateral.

2.1.2.5 – Manequim de Pesquisa Biomecânica:

A constante evolução da ergonomia externa e interna na área da mobilidade, sempre está traduzida pela pesquisa dos micro-volumes internos e a ocupação tridimensional destes espaços. Além da evolução tecnológica, que traz continuamente novos problemas a serem transpostos e resolvidos, a questão da dinâmica veicular impõe um trabalho de constante aperfeiçoamento, visando à superação de normas e pré-requisitos.



Fig. 2.25 – Manequim de pesquisa biodinâmica.

2.1.2.6 – Manequim de Pesquisa Psico-Acústica:

A fim de se fabricar um veículo que emita um mínimo de ruído indesejável ou desagradável, é necessário o uso da técnica de gravação de som captado por microfones.

Feita através da percepção da escuta humana, com o auxílio de um manequim que substitui a cabeça e o ouvido humano, este manequim possui contornos anatômicos precisos que asseguram um padrão de fidelidade acústica direcional e espacial da recepção do som, de forma natural e que pode ser gravado em todas as frequências emitidas. Desta forma, diferenciação de uma fonte sonora e sua localização é muitas vezes acurada e precisa. A reprodução do sinal, que depois de gravado e processado digitalmente, pode ser analisado e posteriormente otimizado através do redesenho do compartimento acústico.

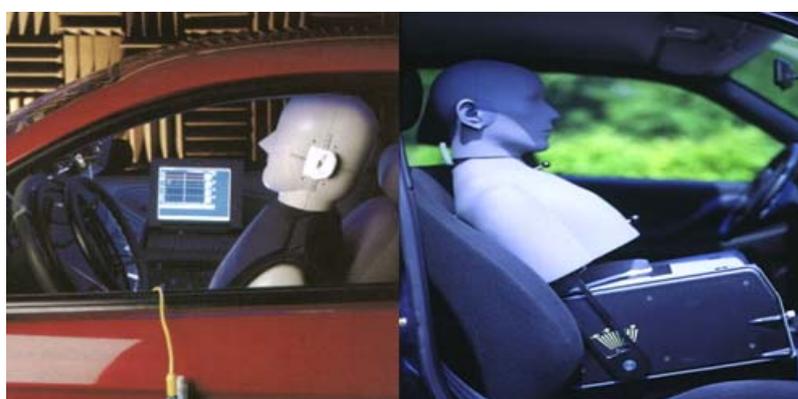


Fig. 2.26 – Cabeça de gravação binaural. Fonte (Brüel & Kjaer/Cortex Instruments).

A cabeça escuta no plano frontal e a réplica do torso humano com as dimensões naturais assegura uma posição real dentro do veículo. Opera com um sistema autônomo para uso veicular, com baterias de 12 v, sendo otimizado quanto as faixas de temperatura, robustez, segurança e a prova de vibrações.



Fig. 2.27 – Instalação típica veicular.

Como demonstrado nas Figuras 2.26 e 2.27, há um sistema que inclina o torso, adaptando-se a forma do banco do veículo de teste. Pode-se também trabalhar a partir de um túnel de vento ou ter acesso as informações através de um sistema telemétrico ou de controle remoto.

2.1.3 – Manequins Antropodinâmicos:

A criação e o desenvolvimento de manequins antropodinâmicos em substituição aos seres humanos estão associadas aos resultados dos testes de transmissibilidade das vibrações para avaliação da performance dinâmica em assentos automotivos, na área da mobilidade em geral. Os principais itens de avaliação são:

- Conforto de marcha;
- Tolerância às vibrações;
- Atenuação da fadiga muscular;
- Eliminação ou redução dos DORT ⁸;

Existem inúmeras análises e estudos nesta área de aplicações, relacionadas ao histórico das doenças de trabalho, provenientes do uso diário prolongado e continuado em postos de trabalho como ônibus, caminhões leves e pesados, tratores, máquinas agrícolas e fora de estrada, entre outras. Dentro do escopo específico deste trabalho, o estudo está restrito a bancos automotivos e a sua utilização dentro dos limites pré-estabelecidos pelas normas internas ou externas de tipos e condições dos pisos e velocidades associadas.

⁸ DORT: “Distúrbios Osteomusculares Relacionados ao Trabalho”, tornando-se a nova denominação para as LER.

Coermann:

Conforme observado por Coermann (1962), o corpo humano divergia significativamente de uma massa rígida, possuindo de fato, características de elasticidade e amortecimento. Também descobriu que para baixas frequências era necessário o uso de um sistema de dois graus de liberdade para aproximar a resposta dinâmica do corpo humano. Estas características variam de indivíduo, posição e tônus muscular. Assumindo-se o sistema como linear, é possível prever a resposta do banco carregado com um corpo de dois graus de liberdade, mas o problema torna-se de difícil solução com relação a sistemas não lineares. Em função das variações das características dinâmicas do ser humano, suas limitações de tolerância e os problemas analíticos associados com sistemas não lineares existiam a necessidade de se estudar a impedância mecânica intrínseca ao homem.

Manby:

Da forma como considerada por Manby (1964), a necessidade de isolamento de vibração dos operadores de máquinas tornou-se aparente. O melhoramento das condições de trabalho promoveria conforto e segurança e, em muitos casos, aumentaria a produtividade da máquina. Embora se possa medir de forma discreta a vibração em várias partes do corpo, explicitar ou não os efeitos psicológicos ou fisiológicos é algo decorrente.

As respostas do corpo podem ser analisadas em vários pontos, sendo que existe transmissão de força em cada ponto de aplicação desta força e também transmissão de movimento em cada ponto de um movimento de entrada. A transmissibilidade ou resultado das respostas em frequência fica caracterizada pelo estudo dos movimentos de alguma região, por exemplo, cabeça ou região torácica em relação a uma receptância/inertância específica ou

ainda das respostas de uma interação correlacionada. Sendo que ambas as massas em estudo são, contemporaneamente, fonte excitadora e de excitação, a relação da resposta da condição de equilíbrio estável de massa excitada conceitua a transmissibilidade humana. Dessa forma, função de transferência associada à transmissibilidade é o método usado para estudar e analisar sistemas lineares, sendo caracterizada pela expressão matemática da magnitude dos valores da “Transformada” de Laplace sobre uma determinada faixa de frequências. É uma relação complexa, tendo as informações de fase e ganho. Assim, a função de transferência é a descrição matemática das propriedades dinâmicas deste sistema dito linear. A interação ou a associação entre os ganhos em frequência e as curvas de resposta das fases são obtidas com expressões analíticas que aproximam as funções de transferência. Dessa forma, utilizando a notação transcrita do original, tem-se:

$$E(s) \cdot G(s) = S(s) \quad (2.4)$$

Ou também:

$$G(s) = \frac{S(s)}{E(s)} \quad (2.5)$$

$E(s)$ = Transformada de Laplace da entrada;

$S(s)$ = Transformada de Laplace da saída;

$G(s)$ = Função de transferência;

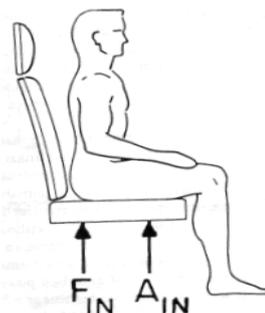


Fig. 2.28 – Massa efetiva na posição sentada.

Com referência a Figura 2.28, a função de transferência que relaciona a força vertical de entrada com a aceleração vertical é a massa efetiva, dada como:

$$G_m = \frac{F_{entrada} (s)}{F_{saída} (s)} \quad (2.6)$$

A aplicação desta função básica de transferência permite uma análise da dinâmica humana. A Equação 2.6 pode ser escrita para qualquer direção e movimento angular. A resposta total da entrada pode ser verificada pela medição da força de reação no ponto de aplicação da força. A severidade da vibração está relacionada com a resposta subjetiva do fenômeno. O parâmetro que caracteriza a interação da vibração humana com o ambiente é a relação do fluxo de energia, comprovado por testes físicos.

A importância do conceito de fluxo de energia está relacionada com o resultado das propriedades elásticas complexas de amortecimento da anatomia humana. Designada como força de absorção, possui um significado físico, sendo possível medir a variação deste parâmetro para diferentes pessoas e tipos de bancos. Isto significa que uma pessoa musculosa geralmente possui para um mesmo peso, um valor baixo para a potência absorvida para uma mesma vibração de uma pessoa obesa.

Se uma massa rígida for usada no lugar de uma pessoa para fins de testes, a relação do fluxo de energia seria zero, porque não possui propriedades elásticas, ou seja, rígido. No caso de banco muito envolvente, com uma grande área de contato, haverá redução do movimento do corpo, conseqüentemente, produzindo de forma geral, uma baixa força de absorção. Sob condições de usos críticos, quando o corpo humano move-se relativamente ao banco, a suposição da utilização das equações lineares não é válida, conseqüentemente, as funções de transferência e força de absorção não podem ser mais utilizadas. Sob condições de vibração normais, usando como critério a força de absorção, pode-se modificar a entrada ou o

arranjo do banco e medir diretamente os efeitos sobre o conforto. Esta possibilidade da força absorvida não é possível em outros métodos de determinação do desconforto devido à vibração. Assim, curvas limites senoidais são a função das forças de vibração de entrada e não são sensíveis a posição e arranjo dos bancos, sendo que, para uma mesma força de entrada, as curvas não são representativas. No domínio do tempo, a potência absorvida pode ser escrita para um tempo infinito ou um tempo médio finito, o qual fica representado da seguinte forma:

$$\lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_0^T F(t)V(t) dt \quad (2.7)$$

Em que:

$F(t)$ = Força de entrada;

$V(t)$ = Velocidade de entrada.

Para um tempo médio finito, a expressão pode ser escrita na forma de uma equação diferencial, como se segue:

$$\frac{d^2 P_{av}(t)}{dt^2 W_n^2} + \frac{dP_{av}(t)}{dt} \frac{2\zeta}{W_n} + P_{av}(t) = KF(t)V(t) \quad (2.8)$$

Em que:

$P_{av}(t)$ = Força absorvida média finita;

ζ = Fator de amortecimento;

W_n = Menor frequência de aquisição, em rad/seg;

$F(t)$ = Força de entrada;

$V(t)$ = Velocidade de entrada;

K = Constante de conversão.

A força absorvida pode ser descrita no domínio da frequência, como o produto da aceleração média quadrática A_i^2 RMS e o parâmetro K_i , em cada frequência i . K_i é uma função da frequência, mas não varia em relação a ela.

$$P_{av} = \sum_{i=0}^N K_i A_i^2 RMS \quad (2.9)$$

Existem dois conceitos distintos empregados para obter a solução analítica do ambiente vibracional:

- Função de transferência;
- Potência absorvida;

A utilidade da função de transferência é importante no equacionamento das respostas humanas nas orientações inclinadas ou oblíquas e o conceito da força absorvida correlaciona as respostas subjetivas não-lineares à intensidade de vibração. A função de transferência descreve analiticamente as características das respostas mecânicas como massa efetiva e inércia. Estas funções provêm os meios de conduzir matematicamente a análise vibratória sem utilizar seres humanos nos testes de laboratório. A função de transferência foi desenvolvida para uma posição sentada normal, sem descansar braço ou encosto. De conseqüência, quando se tratar de arranjos de bancos, é necessário primeiro empregar diretamente a mensuração da força absorvida.

Foi observado que sob condições lineares, quando se faz uso do cinto de segurança, a força foi muito pouco afetada. Como se trata de grandeza escalar, possuía capacidade de ser aditiva. Para sistemas de múltiplos graus de liberdade, os valores individuais de força absorvida são somados, representando uma medida quantitativa e qualitativa da vibração humana.

A força absorvida pode ser determinada tanto no domínio tempo como no da frequência. Quando determinada no domínio do tempo, através da medição direta das forças e acelerações ou obtendo-se as forças através das funções de transferência.

A Figura 2.29 mostra um diagrama de como a força absorvida pode ser determinada a partir dos dados de saída de um acelerômetro tri-axial, utilizando-se funções de transferência para gerar a força.

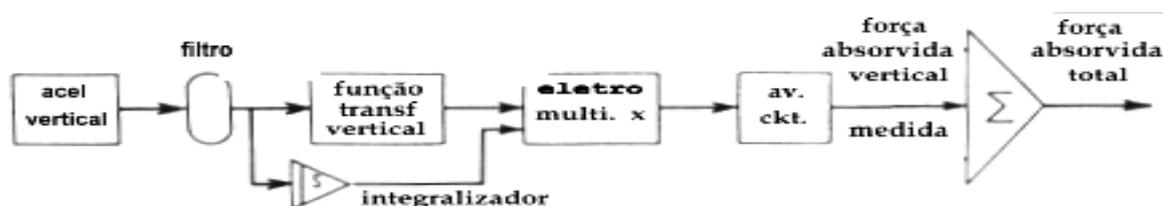


Fig. 2.29 – Programa analógico para força absorvida da aceleração vertical.

Filtros devem ser incluídos somente se houver interesse na determinação da contribuição de frequências específicas relacionadas à força absorvida. A contribuição dos dados de entrada dos pés não está atribuída em função da observação de que, quando se está sentado, a vibração dos pés torna-se significativa com frequências acima de 10 Hz. Quando sentado em bancos envolventes, esta consideração deve ser incluída nesta análise. Assim, na Figura 2.30, há a representação de uma pessoa sentada com as suas relativas coordenadas. Como é mais conveniente se descrever a vibração em termos do domínio da frequência, relacionando-se as equações no domínio do tempo para vibrações determinísticas, com as séries de Fourier.

Vibrações randômicas são descritas no domínio do tempo pelas funções de correlação e no domínio da frequência pela densidade espectral de potência.

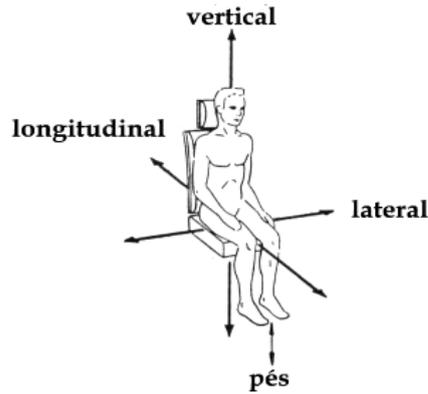


Fig. 2.30 – Direções e planos do sistema de vibrações.

A força absorvida pode ser calculada para cada uma destas condições quando todos os K_i são conhecidos em cada frequência ou são conhecidos como uma função da frequência. Funções de transferência que relacionam força e aceleração podem ser manipuladas para dar os ângulos de fase, força e potência pelas seguintes equações:

$$\text{sen } \phi = \frac{(F_2 F_3 - F_1 F_4) W}{\sqrt{(W^2 F_4^2 + F_1^2 + W^2 F_2^2)}} \quad (2.10)$$

$$\text{Força} = K_0 \sqrt{\frac{F_1^2 + W^2 F_2^2}{F_3^2 + W^2 F_4^2}} A_i \text{RMS} \quad (2.11)$$

$$\text{Potência} = \sum_{i=0}^N K_1 K_0 \frac{(F_1 F_4 - F_2 F_3)}{(F_3^2 + W^2 F_4^2)} A_i^2 \text{RMS} \quad (2.12)$$

As quantidades F que aparecem nas equações x-x são os valores dados nos gráficos de potência constantes na Figura 2.31. Nas equações, ϕ é o ângulo entre aceleração e força e K_1 é igual a 1.356⁹. Os valores de F e as constantes numéricas são derivados a partir de dados experimentais. Para vibração vertical são dados por:

⁹ No coeficiente citado, a F está em lbs e a A_i RMS em lbs/sec², não pertencendo ao S. I.

$$F_1 = -0,10245296 \times 10^{-9} W^6 + 0,17583343 \times 10^{-5} W^4 - 0,44600722 \times 10^{-2} W^2 + 1 \quad (2.13)$$

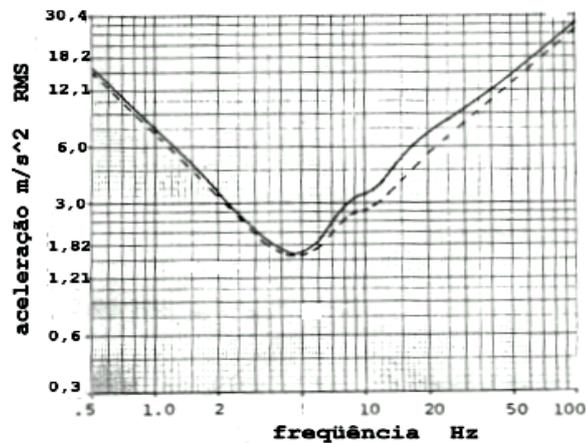


Fig. 2.31 - Curva de conforto constante vertical.

$$F_2 = -0,12881887 \times 10^{-7} W^4 + 0,93394367 \times 10^{-4} W^2 - 0,10543059 \quad (2.14)$$

$$F_3 = -0,45416156 \times 10^{-9} W^6 + 0,376671129 \times 10^{-5} W^4 - 0,56104406 \times 10^{-2} W^2 + 1 \quad (2.15)$$

$$F_4 = -0,21179193 \times 10^{-11} W^6 + 0,5172811 \times 10^{-7} W^4 - 0,17946748 \times 10^{-3} W^2 + 0,10543059 \quad (2.16)$$

E também:

$$W = 2\pi f \quad (2.17)$$

$$K_0 = 4,35373$$

$$K_1 = 1,356$$

Substituindo F nas equações x-x, pode-se resolver para ângulo de fase, força, potência ou aceleração para qualquer frequência, soma de frequências ou densidade espectral de potência. Os gráficos da Figura 2.31 descrevem a potência constante para direção vertical. As relações de aceleração/frequência são conseguidas, fixando-se a constante de potência e resolvendo para a aceleração em cada frequência. Pode ser interpretado como um gráfico de conforto constante da aceleração pela frequência. A linha tracejada é a constante de potência que inclui as excitações do banco e pés juntas.

A força absorvida pode ser expressa como uma frequência única como o produto de uma constante K_i e do quadrado da aceleração A^2 . A partir da geração de valores da constante de potência absorvida das respostas verticais, com a massa efetiva $G(\omega)$ e angulo de fase ϕ , pode-se determinar potência, aceleração ou força em qualquer frequência. Para calcular a potência absorvida a partir do gráfico de densidade espectral de vibração randômica, primeiro determina-se a aceleração quadrática média em cada incremento de frequência. Referindo-se a Figura 2.31, este valor é igual a área sobre a curva de densidade espectral de potência em cada incremento. A potência total absorvida é igual a soma do produto de cada incremento de área e sua respectiva constante de potência, sendo:

$$P_{total} = \sum_{i=0}^N K_i \frac{A^2}{B} \Delta f \quad (2.18)$$

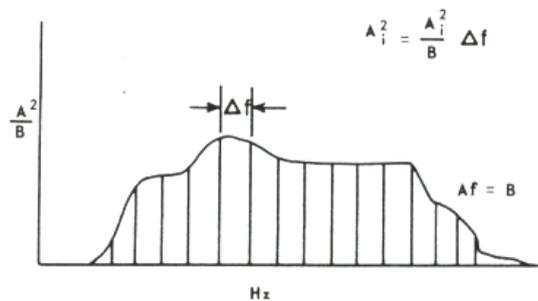


Fig. 2.32 – Cálculo da densidade espectral de potência.

Se a somatória na Figura 2.32 for eliminada, significa então a densidade espectral de potência absorvida, que escrita de forma contínua, fica:

$$PSD_{absorvida} = K(W) \frac{A^2(W)}{B} \quad (2.19)$$

Pode-se determinar as frequências predominantes que mais contribuem para o desconforto. A área sobre esta curva é a potência absorvida total.

$$P_{total} = \int_0^{\infty} K(W) \frac{A^2(W)}{B} dW \quad (2.20)$$

Em que:

$$K(W) = \frac{K_1 K_0 (F_1 F_4 - F_2 F_3)}{F_3^2 + W^2 F_4^2} \quad (2.21)$$

> Tempo de exposição:

No tempo de exposição para vibrações de curta duração, a potência absorvida pode ser usada como uma mensuração da severidade da vibração ou determinar um nível de conforto de vibração para um período de tempo longo. Os parâmetros que afetam o conforto são a frequência, a amplitude, o meio físico, um acréscimo de fadiga ou desconforto com o passar do tempo, mesmo quando não há vibração presente. Desde que a potência absorvida meça a severidade das vibrações de curta duração, pode-se deduzir que para vibração de longo tempo, um termo pode ser adicionado à potência que é similar a energia absorvida, tornando-se assim:

$$P_T = P + P \frac{t}{t_0} \int_0^t P dt \quad (2.22)$$

Em que:

P_t = Potência absorvida de longa duração;

P = Potência média;

t_0 = Fator de escala temporal;

A potência não se mantém necessariamente constante, mas se isto acontecer, a Equação (2.22), toma a forma:

$$P_T = P + P \frac{t}{t_0} \quad (2.23)$$

Substituindo KA^2 pela potência, têm-se:

$$P_T = KA^2 \left[1 + \frac{t}{t_0} \right] \quad (2.24)$$

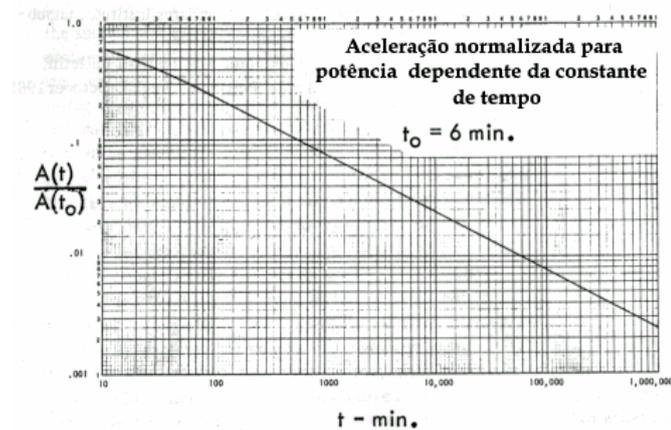


Fig. 2.33 – Aceleração versus tempo.

A relação tempo/aceleração é dada por:

$$A(t) = \sqrt{\frac{P_T}{K(1 + (t/t_0))}} \quad (2.25)$$

Em que: $t = 0$, $P_t = P_{av.}$. Fazendo $P_T/K = A^2(t_0)$, que é o termo de curta aceleração, tem-se:

$$A(t) = \frac{A(t_0)}{\sqrt{1 + (t/t_0)}} \quad (2.26)$$

Esta equação descreve a degradação da aceleração para conforto constante, quando o tempo é considerado. Dividindo-se os dois lados da equação por $A(t_0)$, têm-se:

$$\frac{A(t)}{A(t_0)} = \frac{1}{\sqrt{1 + (t / t_0)}} \quad (2.27)$$

Se ambos os lados forem elevados ao quadrado, a equação torna-se potência absorvida ou conforto:

$$\frac{P(t)}{P(t_0)} = \frac{1}{1 + (t / t_0)} \quad (2.28)$$

Na Figura 2.34 esta equação mostra o tempo para $t_0 = 6$ minutos e 60 segundos. Ao trabalho de Pradko e Lee, embora seja referenciado como pesquisa pura, foi criticado por pesquisadores, quanto aos seguintes fatores:

- Se a potência absorvida era uma forma adequada de medir as respostas subjetivas das pessoas, sendo que sobre severas condições de uso, quando o indivíduo move-se em relação ao banco, a potência absorvida não podia ser usada;
- A interação entre indivíduo e ambiente não é definida como física ou psicofisiológica;
- Uma pessoa musculosa geralmente apresenta, para um mesmo peso corpóreo, uma potência absorvida menor que uma pessoa mais obesa;
- A área molhada do banco limita o movimento do corpo devido as suas propriedades elásticas e influencia no valor absoluto gerado da potência absoluta.

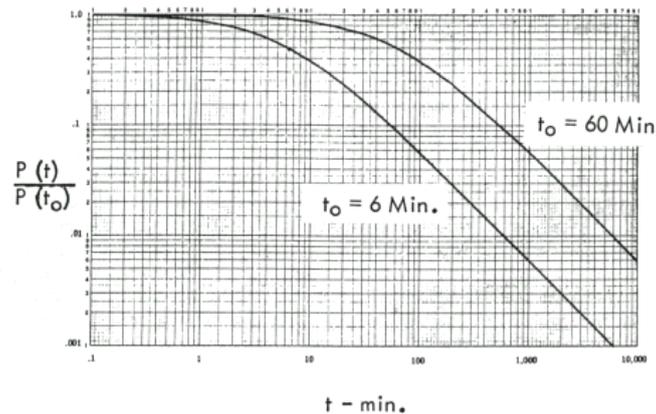


Fig. 2.34

Matthews:

Matthews (1966) descreveu dinamicamente vários bancos como sistemas lineares, nos quais a resposta poderia ser facilmente prevista se estivesse carregado com uma simples massa rígida.

Suggs, Abrams e Stikeleather:

Na tentativa de se estabelecer métodos para testes de bancos que permitissem comparações diretas e objetivas das qualidades de diferentes tipos e desenhos, Suggs, Abrams, Stikeleather (1969), na pesquisa para estabelecer parâmetros da impedância humana, desenvolveram um simulador para duplicar, tanto quanto possível, as respostas dinâmicas do corpo humano. Assim, analisaram o problema por meios das técnicas de impedância mecânica. Poderia ser usado para carregar um banco automotivo e teria as características dinâmicas necessárias de maneira que as respostas do banco e as vibrações verticais seriam as mesmas, quando carregado com o simulador ou como quando carregado com uma pessoa considerada mediana. Tal simulador teria massas constantes de mola e fatores de amortecimento, todos expressos em termos de valores quantitativos. Seriam, independente do

peso do operador, as proporções do corpo e tônus muscular ou outro fator que afetaria as características dinâmicas. Não seria sujeito a disponibilidade de um indivíduo em particular, sua propensão a ganhar ou perder peso, sendo que os testes seriam reproduzíveis.

Comparações de transmissibilidade de bancos de tratores, usando massa rígida e carregamento humano, demonstraram que as características do banco são afetadas pelo tipo de carregamento, citando Matthews *et al* (1966).

O amortecimento contido no corpo humano reduz a transmissibilidade perto da ressonância. Esta mudança enfatiza a necessidade de se usar um simulador da dinâmica humana para testes de bancos automotivos. O modelo de dois graus de liberdade consiste de duas massas desacopladas, suspensas pela mesma armação, em vez de um sobre o outro. A massa mais baixa é maior e representa a pélvis e o abdômen, enquanto que a massa superior representa a cabeça e o peito. A armação funciona de forma análoga a relativa rigidez da coluna vertebral.

> A Impedância Mecânica:

Em analogia a impedância elétrica, a impedância mecânica é definida como a relação complexa da força aplicada ou transmitida para a velocidade resultante no sistema físico, no ponto de aplicação da força ou transmissão. É um número complexo e tem magnitude $|Z|$ e ângulo de fase θ . Pode ser expresso como $Z = |Z|e^{j\theta}$. Embora Z seja uma quantidade complexa, não existe defasagem desde que não simbolize uma quantidade que varia de forma senoidal com tempo, sendo uma função e parâmetros de sistema mecânico com velocidade angular ω da força de excitação. Sobre esta definição a impedância mecânica tem significado somente para aplicação de estado de equilíbrio de uma força de variação

senoidal. A impedância de uma massa rígida M , de deslocamento $x(t)$, quando uma função senoidal $f(t)$ é aplicada, torna-se:

$$(M dV / dt) = f(t) \quad (2.29)$$

Em que a velocidade é $V = dx(t) / dt = \dot{x}(t)$.

Como a impedância mecânica não é função do tempo, é necessário transformar esta equação para o domínio da frequência. Com a transformada de Laplace e a variável s , igual a $j\omega$, onde $j = \sqrt{-1}$. A “Transformada” de Laplace da equação 2.X, é dada por:

$$MSV(S) = f(S) \quad (2.30)$$

Igualando a zero as condições iniciais, somente onde interessa o estado de equilíbrio e fazendo-se $S = j\omega$, têm-se:

$$(M \omega j)V(j\omega) = f(j\omega) \quad (2.31)$$

Há aqui, a consequência de relação complexa $f(j\omega) / V(j\omega)$, força para velocidade, é a impedância mecânica da massa rígida:

$$Z = M \omega j = M \omega e^{j\pi/2} \quad (2.32)$$

A impedância mecânica de uma massa rígida é um sistema linear de frequência ω , com inclinação M e ângulo de fase constante de 90° . Com o intuito de permitir movimento somente na direção horizontal, o modelo matemático torna-se:

$$\frac{M dV(t)}{dt} + CV(t) + K \int_0^{\infty} V(d) dt = f(t) \quad (2.33)$$

Pela “Transformada” de Laplace, a equação no domínio S é:

$$(MS + C + K/S)V(S) = f(S) \quad (2.34)$$

Ou,

$$(Mj\omega + C + K/j\omega)V(j\omega) = f(j\omega). \quad (2.35)$$

Portanto, a impedância deste sistema torna-se:

$$f(j\omega) / V(j\omega) \quad (2.36)$$

Sendo então: $Z = (Mj\omega + C + K/j\omega) = [C + (M\omega - K/\omega)j]$ (2.37)

$$Z = \sqrt{[C^2 + (M\omega - K/\omega)^2]} e^{j\theta} \quad (2.38)$$

Em que:

$$\theta = \arctan [(M\omega - K/\omega) / C] \quad (2.39)$$

As partes real e imaginária de Z , tem importante significado com relação à dissipação de potência no sistema físico. A parte real de Z , $|Z| \cos \theta$, que no caso acima representa o coeficiente de amortecimento C é proporcional ao acréscimo de potência, o qual é dissipado pelo sistema na forma de calor. A parte imaginária $|Z| \sin \theta$ é devido a componentes do sistema que trocam energia na forma cinética ou potencial. Para muitas aplicações, este fato faz da impedância mecânica um sistema de muitas informações sobre as propriedades do sistema.

Desde que foi proposto por Pradko *et al* (1965), funciona bem no caso do corpo humano, porque existe boa correlação entre dissipação de energia no corpo e subjetivo níveis de conforto em situações de vibração. Os subsistemas humanos são, na sua maioria, diferentes do sistema acima proposto, considerado aqui como um conjunto de massas relacionadas entre si, porque seus parâmetros são distribuídos e de comportamento não-linear. Entretanto, na simulação do corpo humano, o sistema de massas relacionadas tem grande importância. Segundo Suggs (1969), tal importância se dá, porque serve como uma boa aproximação de primeira ordem para o comportamento dos subsistemas do corpo, na faixa de frequência comumente utilizada em bancos automotivos.

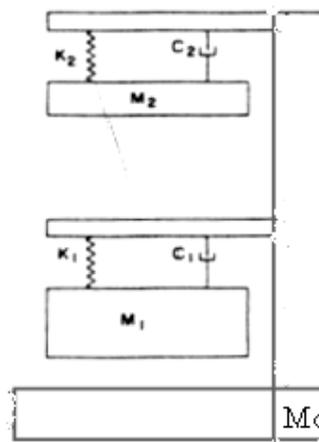


Fig 2.35 – Sistema de dois graus de liberdade de massas relacionadas, análogo ao ser humano, proposto por Suggs.

O simulador humano acima, descrito na Fig. 2.35, considerado analiticamente, possui as massas M_1 , M_2 e a massa de suporte M_0 . A força de excitação é a transmitida para a armação e a velocidade resultante da plataforma é dy/dt . Portanto, a única força que pode ser transmitida para o simulador é a soma das forças de inércia. A velocidade resultante do simulador, quando transformado, será:

$$V(S) = Sy(S) \quad (2.40)$$

A fim de se chegar a um termo que corresponde à impedância mecânica é necessário resolver para $X_1(S)$ e $X_2(S)$, em termos de $y(S)$. Pela 2ª Lei de Newton, têm-se:

$$M_1 S^2 X_1(S) = Ky(S) - X_1(S) + C_1 Sy(S) - X(S) \quad (2.41)$$

De conseqüência:

$$X_1(S) = \frac{(K_1 + C_1 S)y(S)}{(M_1 S^2 + C_1 S + K_1)} \quad (2.42)$$

Da mesma forma:

$$X_2(S) = \frac{(K_2 + C_2 S)y(S)}{(M_2 S^2 + C_2 S + K_2)} \quad (2.43)$$

Substituindo para $X_1(S)$ e $X_2(S)$, a equação acima ficará:

$$\left[\frac{M_1 S(K_1 + C_1 S)}{(M_1 S^2 + C_1 S + K_1)} + \frac{M_2 S(K_2 + C_2 S)}{(M_2 S^2 + C_2 S + K_2)} + M_0 S \right] V(S) = F(S) \quad (2.44)$$

Os termos no colchete, representam à relação de $F(S)$ para $V(S)$, da impedância mecânica generalizada. Substituindo $S = j\omega$, a impedância pode ser expressa como:

$$Z(j\omega) = \frac{(AB \omega^4 - AD \omega^2) + (AA \omega^5 - AC \omega^3 + AE \omega)j}{(K_1 - M_1 \omega^2 + C_1 \omega j)(K_2 - M_2 \omega^2 + C_2 \omega j)} \quad (2.45)$$

Em que:

$$AA = M_0 M_1 M_2,$$

$$AB = M_2 (M_1 C_1 + C_2 M_1 + M_0 C_1) + M_0 M_1 C_2,$$

$$AC = M_2 (C_1 C_2 + K_1 M_2 + M_0 K_2 + K_2 M_2) + M_2 (C_1 C_2 + M_0 K_1) + M_0 C_1 C_2,$$

$$AD = M_1 (C_1 K_2 + K_1 C_2) + M_2 (C_2 + K_1 + K_2 C_1) + M_0 (K_1 C_2 + K_2 C_1),$$

$$AE = K_1 K_2 (M_1 + M_2 + M_0),$$

$$AD = (M_1 + M_2 + M_0)(C_1 K_2 + K_1 C_2).$$

O ângulo de fase pode ser expresso como:

$$\theta = \tan^{-1} \left[\frac{(AA\omega^5 - AC\omega^3 + AE\omega)}{(AB\omega^4 - AD\omega^2)} \right] - \tan^{-1} \left[\frac{C_1\omega}{K_1 - M_1\omega^2} \right] - \tan^{-1} \left[\frac{C_2\omega}{K_2 - M_2\omega^2} \right] \quad (2.46)$$

A magnitude $[Z]$, é dada por:

$$Z = \frac{\left[(AB\omega^4 - AD\omega^2)^2 + (AA\omega^5 - AC\omega^3 + AE\omega)^2 \right]^{1/2}}{\left[(K_1 - M_1\omega^2)^2 + (C_1\omega)^2 \right]^{1/2} \left[(K_2 - M_2\omega^2)^2 + (C_2\omega)^2 \right]^{1/2}} \quad (2.47)$$

As equações podem ser usadas para determinar a resposta de um dado sistema com relação à excitação senoidal.

> Mensuração da Impedância:

O equipamento consistia em um assento de metal estampado, ver Figura 2.36 a seguir, montado em um suporte em que foram colados transdutores para medir a força de inércia do indivíduo, devido a aceleração imposta pelo assento. O suporte era curto e resistente, de maneira que sua deflexão poderia ser negligenciada, relativamente ao deslocamento da plataforma. Sua deflexão, quando carregado, era de 0,0254 mm por G de aceleração imposta e sua frequência natural era aproximadamente 100 Hz. O assento era suportado por uma borda em forma de ponta, ajustada em um sulco de pouca profundidade, perto da extremidade do suporte. Somente cargas verticais eram transmitidas ao suporte. Momentos e forças horizontais estavam restritos por uma união horizontal abaixo do suporte. Um bloco espaçador de borracha prevenia que acidentalmente a ponta saísse do sulco. O sistema foi calibrado tanto estaticamente quanto dinamicamente.

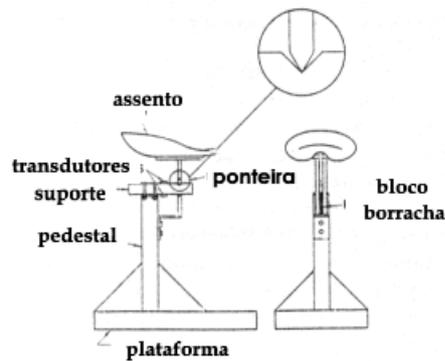


Fig. 2.36 – Mecanismo de medição da impedância mecânica.

A forma anatômica do assento servia para posicionar o centro de massa do tórax do indivíduo sobre o mecanismo da ponteira de maneira que o sistema homem-banco ficava balanceado, minimizando os momentos estabilizantes. O assento e a ponteira pesavam 4 kg, que era compensado na avaliação da impedância do simulador com o mesmo acréscimo de peso do banco e mecanismo da ponteira.

O conjunto do suporte e banco foi montado em um rígido pedestal, o qual estava soldado na plataforma de vibração. A plataforma era mecanicamente dirigida com uma amplitude pico a pico de 2,54 mm, por um mecanismo que alternava os movimentos verticais senoidais de 1,75 a 10 Hz. A frequência era variada em intervalos de 0,5 Hz sobre a faixa indicada. A saída dos transdutores foi calibrada diretamente em termos de força por valores de peso conhecidos e a exatidão do sistema foi verificada pela comparação da impedância observada destes pesos e sua impedância calculada sobre a frequência de interesse. A velocidade foi medida através de um transdutor, o qual gerava uma voltagem diretamente proporcional à velocidade instantânea. A resposta do transdutor e a velocidade real foram adquiridas em canais separados.

O ângulo de fase entre a força transmitida e a excitação foi determinado pela força de saída dos transdutores. A faixa de medidas de impedância foi limitada a valores abaixo de 10 Hz, porque a maioria dos veículos de transporte se situava nesta faixa conforme

sugerido por Huang e Suggs (1967) e porque bancos de trator possuem freqüências naturais na parte mais baixa da metade desta faixa, conforme descrito por Suggs e Huang, (1966). As medidas de impedância foram feitas com 11 (onze) pessoas do sexo masculino, tendo um peso médio de 80 kg e variando de 64 a 99 kg. Os indivíduos foram instruídos a se sentarem em uma posição natural com as mãos em volta sobre as pernas.

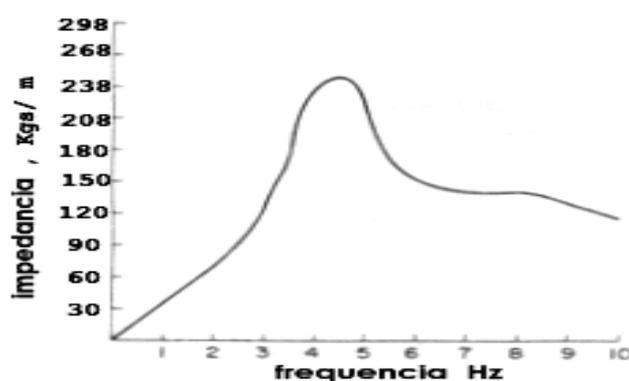


Fig. 2.37 – Curva de magnitude média da impedância de 11 (onze) indivíduos.

Embora uma grande variação de pesos e tipos tivesse sido incluída na amostragem, parece não ter representatividade dos operadores de máquinas fora-de-estrada. Os resultados médios continham a primeira ressonância em 4,5 Hz e 245,2 kgs/ m e uma ressonância de amplitude mais baixa, de aproximadamente 8 Hz, conforme mostrado na Figura 2.37. A faixa de máxima impedância ocorreu entre 203,8/316,9 kgs/m, com os maiores valores geralmente associados com as pessoas de maior peso. A magnitude da impedância é muito menor que 520,8 kgs/m medida por Coermann (1962), para o sistema do corpo inteiro. Entretanto, a forma geral da curva permaneceu inalterada, sugerindo que o sistema de duas massas desacopladas previamente discutidas são também aplicadas aos sujeitos com os pés suportados com os parâmetros previstos modificados. A ressonância secundária dos 8 Hz é mais baixa que a de 12 Hz encontrada por Coermann, (1962). Isto pode ser devido a diferente população de indivíduos, sendo de mais fácil atribuição ao suporte dos pés, previsto para estes testes.

O ângulo de fase da resposta média está tabulado na Figura 2.38, abaixo:

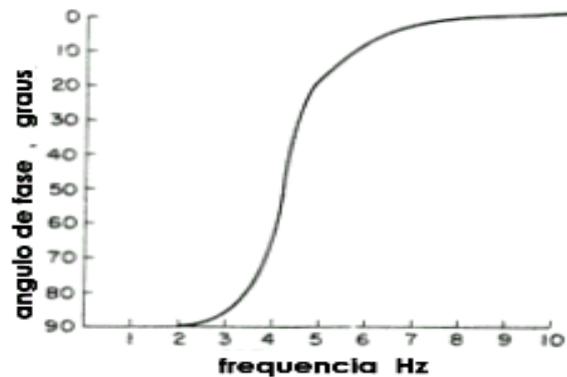


Fig. 2.38 – Curva de ângulo de fase médio da impedância dos 11 (onze) indivíduos.

O ângulo de fase de 90°, nas baixas frequências, indica que nesta faixa o corpo responde como uma massa rígida. Nas altas frequências, o efeito da mola/amortecedor se torna significativo e muda o ângulo de fase em direção a zero. Os valores otimizados foram determinados a partir dos dados adquiridos das respostas humanas, que são os seguintes:

$$M_1 = 36,2 \text{ kg}$$

$$M_2 = 12,5 \text{ kg}$$

$$C_1 = 48,3 \text{ kgs/ m}$$

$$C_2 = 27,6 \text{ kgs/ m}$$

$$K_1 = 2904,8 \text{ kg/ m}$$

$$K_2 = 1532,8 \text{ kg/ m}$$

> Desenho do Simulador:

A fim de se manter o peso não suspenso com um valor mínimo, a armação do simulador foi construída de alumínio. Consiste numa base de 355 mm quadrada e dois tubos retangulares verticais de seção transversal 29 mm x 54 mm, com comprimento de 813 mm, com uma barra horizontal na parte superior para manter o alinhamento conforme

mostrado na Figura 2.39. As massas foram fixadas uma em cima da outra, em dois tubos verticais, por meio de uma armação em paralelogramo, a qual restringe o movimento no plano vertical. Os movimentos angulares dos braços eram insignificantes, de forma que se podia considerar somente o deslocamento em linha reta vertical. Molas foram montadas entre os pesos e os membros horizontais da armação.

O amortecimento foi conseguido para cada massa por meio de duas unidades rotativas de amortecimento viscoso. Foram montadas nas massas para minimizar o peso não suspenso. Consistiam em um disco rotativo fino, inseridos em uma cavidade com fluido viscoso. Um eixo estendendo-se da parede desta cavidade e montado com um braço de alavanca, em que estava ajustado um olhal, completando o conjunto.

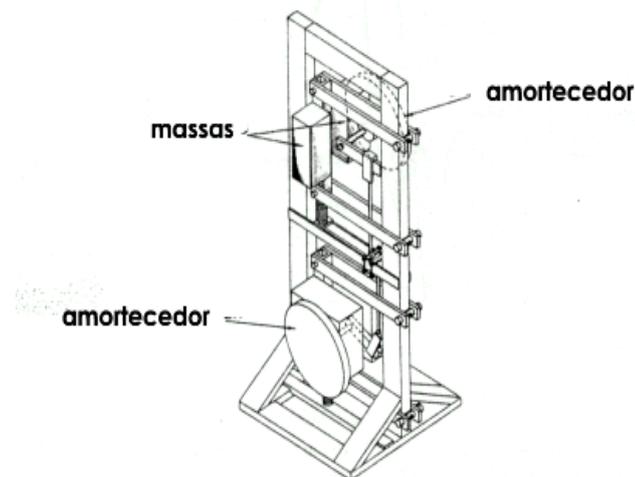


Fig. 2.39 – Simulador dinâmico de baixa frequência das respostas humanas.

A constante de amortecimento poderia ser ajustada pela variação o comprimento do braço da alavanca ou a viscosidade do fluido. Em função do fato de que estas unidades tinham pouca inércia rotacional e somente um pequeno acréscimo de atrito, suas características eram como do nível de viscosidade encontrada na natureza. Os parâmetros originais foram modificados a fim de se fazer o peso estático igual ao da carga estática média imposta pelas pessoas. Os parâmetros adotados foram:

$$M_1 = 36,2 \text{ kg}$$

$$M_2 = 18,5 \text{ kg}$$

$$C_1 = 49,4 \text{ kgs/ m}$$

$$C_2 = 90,0 \text{ kgs/ m}$$

$$K_1 = 2571,6 \text{ kg/ m}$$

$$K_2 = 4226,3 \text{ kg/ m}$$

A base feita de fibra de vidro e moldada na forma das tuberosidades isquiáticas e pernas de uma pessoa de 85 kg foi fixada a parte inferior da armação do simulador. O procedimento foi feito para se aproximar a área, forma e contorno vertical da interface entre o ocupante e o banco. Uma impressão foi feita, tendo os indivíduos sentados em uma camada de massa, coberta com um filme flexível de plástico. Quando a massa endureceu, foi usada para fazer o molde da peça em fibra de vidro. O contorno do molde está mostrado na Figura 2.40, existindo uma leve diferença na pressão entre os dois lados da base. O contorno foi então modificado para eliminar estas diferenças a fim de se desenvolver um contorno simétrico.

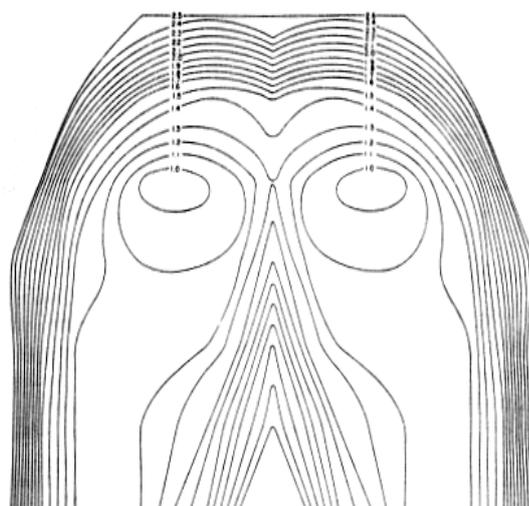


Fig. 2.40 – Contorno do assento a partir do modelo em massa rígida.

> **Resposta do simulador:**

A Figura 2.41 mostra a impedância mecânica completa do simulador que ficou muito perto da impedância média das 11 (onze) pessoas testadas. A diferença entre a curva de impedância do simulador e a curva média é muito menor que a diferença entre os sujeitos testados. Com um peso estático de 66,8 kg, o simulador era aproximadamente equivalente a uma pessoa de 85 kg, com 75% do seu peso suportado pelo banco. Esta é a percentagem média do peso total encontrado a ser suportado por um banco, quando os pés estão em descanso sobre o assoalho. A medida final da utilização do simulador foi feita carregando-o com um assento e medindo a transmissibilidade sobre a faixa de frequência acima de 10 Hz e comparando com a transmissibilidade do banco, quando carregado com o peso de 85 kg que representa uma pessoa.

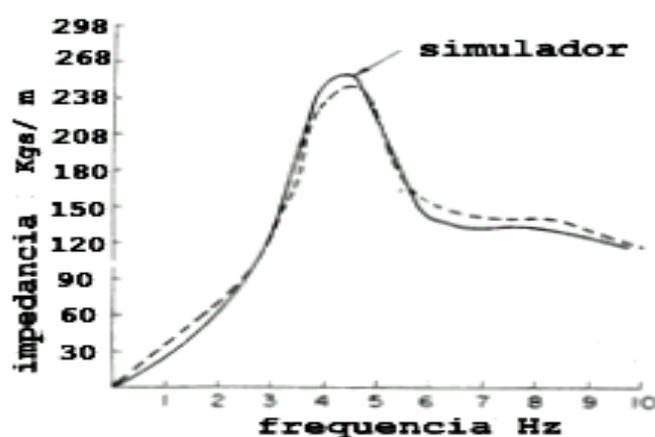


Fig. 2.41 – Comparação da resposta da magnitude da impedância do simulador (linha sólida), com a magnitude da impedância de uma pessoa de 85 kg.

Existe boa concordância, exceto para frequências acima de 6,5 Hz. Mesmo nestas frequências o desvio não era sério, considerando a natureza logarítmica da escala em decibéis. Este desvio foi devido ao fato de que o sujeito não estava perfeitamente representado pela curva de impedância média, na faixa acima de 6,5 Hz. Uma massa rígida, tendo o mesmo peso como o simulador de 66,8 kg, revelou uma transmissibilidade do banco diferente do

simulador ou do indivíduo. A Figura 2.42, mostrada abaixo, faz a comparação da transmissibilidade (ganho em dB) de um banco de trator carregado com uma massa rígida, ou seja, uma pessoa de 85 kg e o simulador. O peso da massa rígida e do simulador eram de 66,8 Kg. Este era também aproximadamente a parte do peso total da pessoa suportada pelo banco.

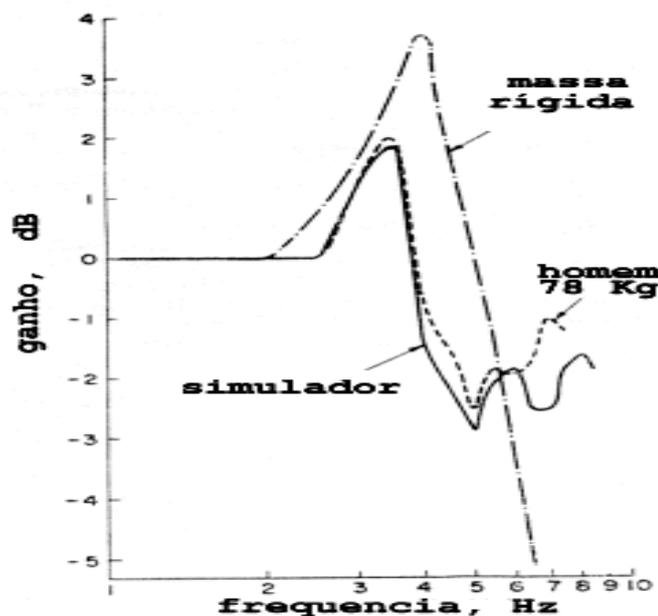


Fig. 2.42 – Comparação da transmissibilidade.

Griffin e Lewis:

A transmissão de vibrações através de um banco, segundo Griffin *et al* (1980), depende das propriedades dinâmicas do banco e das respostas dinâmicas do corpo suportado pelo banco. A resposta humana é complexa e difere de uma massa rígida de mesmo peso, de maneira que a forma mais usual de medição da transmissibilidade do banco, requer o uso de seres humanos. Entretanto, o uso de seres humanos pode ser inconveniente e custoso, devido a necessidade de se manter simuladores especiais e procedimentos de laboratório, como minimizar o risco de ferimentos ou danos a saúde.

> Modelos de Massa Aparente do Corpo Humano:

A resposta dinâmica do corpo humano pode ser caracterizada pelas funções de resposta em frequência pontuais, tais como impedância mecânica e massa aparente.

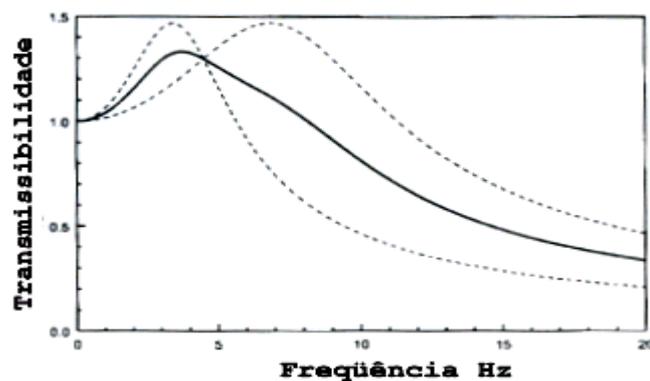


Fig.2.43 – Respostas de dois sistemas de 1 grau de liberdade e o valor médio correspondente.

Estas características diferem entre indivíduos e também variam com a mesma pessoa, dependendo da postura sentada e magnitude de vibração. Estas diferenças entre e com os indivíduos, introduz variabilidade nos resultados dos testes de bancos e cria a necessidade de se conduzir as medições com uma faixa de pessoas, de maneira a se obter resultados representativos. A Figura 2.43, que mostra diferença entre as respostas de dois indivíduos, pode ser aproximada por sistemas de 1 grau de liberdade com razoável amortecimento, embora a diferença da resposta média possa ser de 40%. A curva média sugere a necessidade de se usar um sistema de dois graus de liberdade, que não está presente nas respostas de cada pessoa separada. A Figura 2.43 mostra como a massa aparente de indivíduos sentados sofre grande variação, com frequências maiores que 7 Hz. Dada esta diferença, uma massa constante de 55 kg se mostra adequada em termos de medição. A intersubjetividade mostrada é causada pela massa de pessoas sentadas e é muito reduzida se as massas aparentes forem divididas pelas correspondentes massas sentadas, como mostrado na Figura 2.44, a seguir. A

massa aparente normalizada mostra pequenas diferenças entre pessoas de variação em tamanho, sexo e idade.

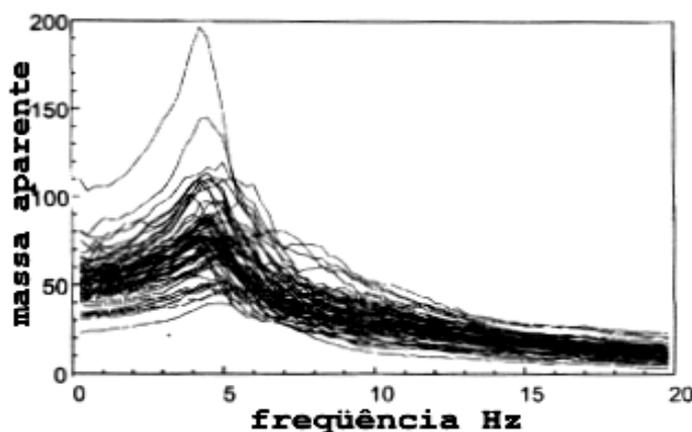


Fig. 2.44 – Massa aparente vertical.

Nas aplicações de dados de massa aparente, é preciso reconhecer a variação de massa entre os indivíduos e torna-se necessário trabalhar com uma faixa apropriada de massas, para entender o efeito da variabilidade da intersubjetividade. A maioria dos modelos existentes é baseada em dados de médias, sendo que a validação de modelos deveria incluir uma comparação das respostas do modelo com uma variedade de pessoas representativas com uma faixa de posturas, de frequências e uma variedade de outras condições que alteram as respostas individuais.

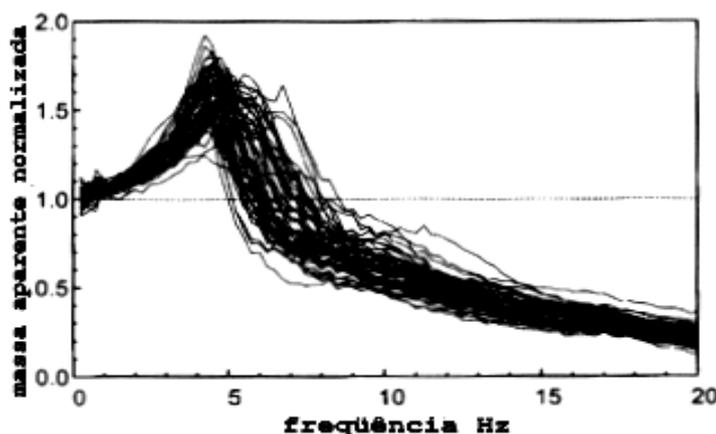


Fig. 2.45 – Massa aparente normalizada vertical.

Uma curva de resposta de uma única pessoa, seja de impedância ou transmissibilidade, determina o ponto de partida para a construção de um modelo biodinâmico, mas o modelo aproximará somente uma das muitas respostas do indivíduo. A resposta média de um grupo de sujeitos parece ter maior interesse, mas valores médios podem ocultar as respostas de indivíduos e manter pouca semelhança para as respostas de um ser humano.

Farley e Griffin (1989), mostraram que a massa aparente média normalizada de 60 (sessenta) indivíduos, sentados em um banco reto, sem amortecimento e testados na faixa de 0,25/20 Hz, na magnitude de $1,0 \text{ m/s}^2$ RMS poderia ser representada por um sistema massa-mola-amortecedor de 1 grau de liberdade, com uma frequência natural de 5 Hz, como demonstrado na Figura 2.45. A massa aparente teórica do modelo de 1 grau de liberdade, estava dentro do desvio padrão de ± 1 , da massa aparente média normalizada, na maioria das frequências entre 0 e 20 Hz.

Wei e Griffin (1998), reanlizaram a massa aparente reunida por Fairley e Griffin (1989), ajustando os parâmetros dos dois modelos de 1 de grau de liberdade, 2.xb, e o modelo de 2 graus de liberdade, 2.xc para as 60 (sessenta) pessoas e separadamente para os 24 (vinte e quatro) homens, as 24 (vinte quatro) mulheres e 12 (doze) crianças dentro de um grupo. Estes estudos sugeriram que seria possível substituir seres humanos no banco de testes por um manequim de 1 ou 2 graus de liberdade. O uso de manequins mecânicos, com uma massa aparente fixa característica, proveria condições de carga padrão e ultrapassaria a necessidade por precauções de segurança e repetido testes com vários seres humanos.

> Manequins antropodinâmicos de teste:

Estudos com protótipos de manequins mecânicos passivos mostraram que eles podem obter medições similares de isolamento vertical de bancos que aquelas obtidas com seres humanos em simuladores de laboratório e em testes veiculares. Um manequim que simula as condições de laboratório e testes veiculares deveria ser capaz também de representar a resposta em frequência pontual de seres humanos em uma vasta gama de magnitudes de vibração.

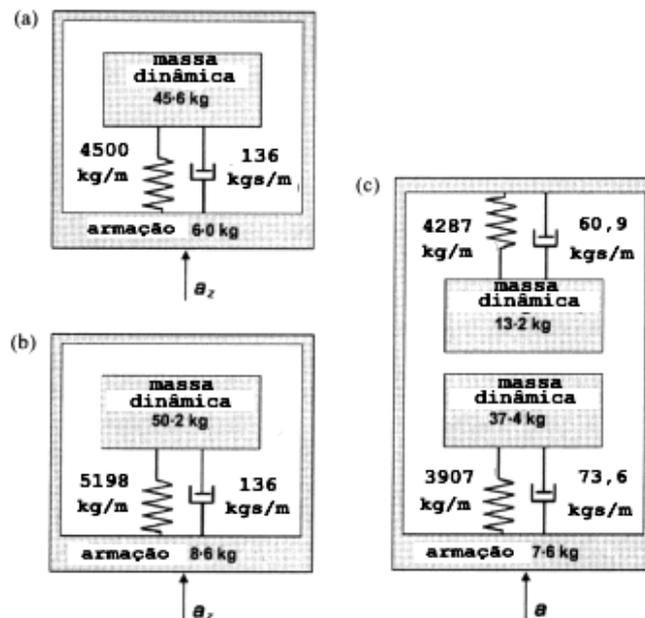


Fig. 2.46 – Modelos mecânicos representativos da massa aparente das pessoas sentadas.

O uso de componentes mecânicos de suspensões, tais como amortecedores, tendem a apresentar limitações que modificam sua performance mecânica, quando a excitação é muito baixa, ou muito alta, em uma faixa otimizada de operação e resultam em não linearidades nos manequins mecânicos. Estas não linearidades diferem muito daquelas que podem ocorrer em massas aparentes pontuais de seres humanos. As pesquisas de Griffin

(1990), resultaram em um manequim antropodinâmico de 1 grau de liberdade e em colaboração com a HVLab, que o comercializa como um item da sua linha produtos.

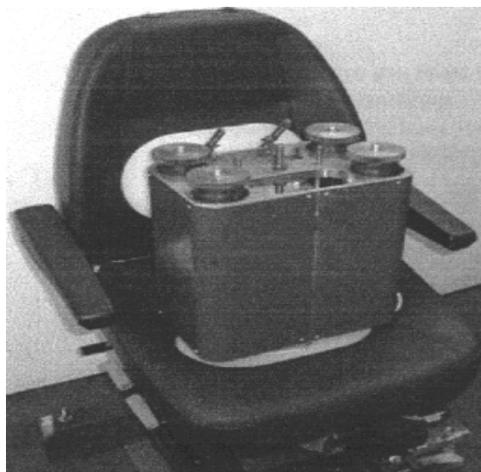


Fig.2.47 – Manequim antropodinâmico passivo de 1 GL.Fonte HVLab.

O uso de um atuador eletrodinâmico para gerar forças de amortecimento, controladas pelos transdutores de força e aceleração, pode fornecer um mecanismo com baixo atrito, da mesma forma que é possível mudar a resposta do manequim, modificando os parâmetros de trocas de dados. Desde que a frequência de ressonância e amortecimento do corpo humano varia sistematicamente com mudanças na magnitude de vibração, pode ser desejável variar a resposta do manequim para diferentes aplicações, tais como, para carros com baixas magnitudes de vibração e para veículos fora de estrada, com alta magnitude de vibrações. Além do que, em testes com indivíduos de uma faixa de peso, o manequim ativo pode ser compensado em função das massas, sem mudança dos componentes, tais como molas e amortecedores.

Foram realizados testes em um modelo de 1 grau de liberdade, em que a força de amortecimento e parte da força da mola eram fornecidas por um amplificador de potência e atuador eletrodinâmico. O sinal de alimentação para as forças da mola e amortecimento, foram derivados a partir do deslocamento e velocidade da massa da mola,

relativa à armação do manequim. A rigidez da mola e o amortecimento viscoso do manequim poderiam ser variados pela mudança, respectivamente, do ganho em deslocamento e velocidade. A transmissibilidade vertical de 5 espumas com diferentes valores de rigidez dinâmica, foram medidas enquanto eram carregadas pelo manequim protótipo. A transmissibilidade de cada assento foi também medida, quando carregado por um ser humano. A Figura 2.48 compara as transmissibilidades medidas entre os indivíduos e o manequim, tendo a mesma frequência natural e amortecimento, como no modelo de Fairley e Griffin. O pico de transmissibilidade medido com o manequim e as frequências na qual elas ocorreram, seguiram os valores correspondentes para o homem. As medições com o manequim subestimaram a transmissibilidade do banco, com as pessoas entre 4 e 6 Hz e subestimaram a transmissibilidade com as pessoas nas altas frequências. O retardo na fase, nas transmissibilidades, era maior com o manequim que com as pessoas em todas as frequências acima de 4 Hz.

A reanálise dos dados da massa aparente em que o modelo foi baseado, mostraram que o modelo de 2 graus de liberdade possui maior ajuste à fase da massa aparente nas frequências maiores que 8 Hz e um melhoramento no ajuste do módulo da massa aparente em frequências em torno de 5 Hz. A adição do segundo grau de liberdade ao manequim pode trazer as formas das curvas de transmissibilidade resultantes do assento, muito próximas do daquelas medidas com seres humanos. A complexidade mecânica envolvida pelo adicionamento de um sistema de massa-mola-amortecedor aumentaria os custos juntamente com problemas de calibração, com redução da confiabilidade. O controle ativo pode prover um meio para aproximar a resposta de sistemas de dois graus de liberdade sem componentes adicionais.

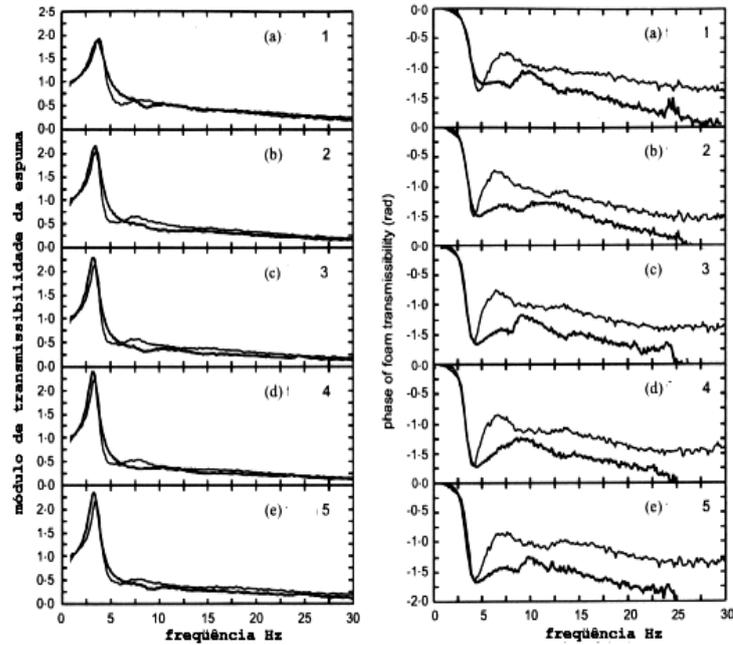


Fig.2.48 – Transmissibilidades de 5 espumas medidas com manequim ativo.

No estudo, a transmissibilidade com espuma foi medida com 9 (nove) pessoas e comparada com a transmissibilidade medida usando um manequim protótipo antropodinâmico ativo modificado. O manequim foi modificado para se aproximar a massa aparente dos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade de um corpo humano sentado. As transmissibilidades do encosto foram medidas em laboratório, usando movimentos gravados em veículos e sinais gravados.

> Testes com Manequim Ativo:

O manequim composto de uma única massa foi restrito a se mover somente na vertical, relativo a uma armação rígida, através de buchas nas quais correm em eixos de aço, como mostrado na Figura 2.49.

A maior parte dos movimentos é provida pelo magneto permanente de um atuador eletrodinâmico. O embolo do atuador foi fixado na parte superior da armação do manequim. A armadura do atuador permanece imóvel em relação à estrutura do manequim.

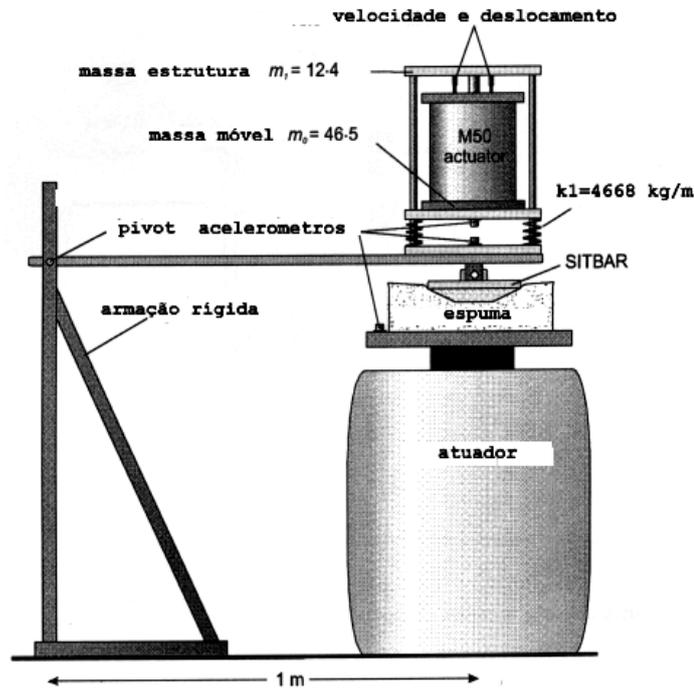


Fig. 2.49 – Armação de testes do manequim ativo.

Um transdutor de deslocamento do tipo variação diferencial linear, tipo LVDT e um transdutor de velocidade linear, tipo LVT, foram fixados entre a armação e a massa em movimento de forma a prover sinais de retorno para alimentar o atuador.

Acelerômetros de corrente contínua, faixa de +/- 2G, foram fixados na massa móvel e na estrutura do manequim. O manequim estava suportado no assento pelo indentador do tipo SIT-BAR, como demonstrado na Figura 2.49 e limitado a se mover na vertical, através de um braço oscilante, o qual era pivotado por uma bancada lateral.

O assento estava suportado por um prato rígido, ao qual estava fixado ao atuador eletrodinâmico. Assim, a força pontual dirigida f_o , na base do manequim é dada por:

$$f_o(t) = m_o \ddot{x}_o(t) + m_1 \ddot{x}_1(t) \quad (2.48)$$

A força total agindo na massa m_1 é:

$$m_1 \ddot{x}_1(t) = -f_A(t) - k_1 u_1(t) \quad (2.49)$$

Em que f_A , é a força desenvolvida pelo atuador eletrodinâmico, o qual é derivado de:

$$f_A(t) = z_c u_1'(t) + z_k u_1(t) \quad (2.50)$$

$$E: u_1 = x_1 - x_0 .$$

Neste estudo, o controle foi modificado para se aproximar a um sistema mecânico de 2 graus de liberdade, pela adição de um filtro passa alto $H_C(\omega)$ na velocidade de troca, em que:

$$H_C(\omega) = \frac{-\omega^2 + j\omega/q_{Z2} + \omega_2^2}{-\omega^2 + j\omega/q_{P2} + \omega_2^2} \quad (2.51)$$

A frequência e magnitude da segunda ressonância na massa aparente são determinadas por ω_2 e q_{P2}/q_{Z2} , respectivamente. A massa aparente vertical, $M(\omega)$, do manequim mostrado na Figura 2.49, é dada por:

$$M(\omega) = \frac{F_O(\omega)}{-\omega^2 X_O(\omega)} = m_o + m_1 \left(\frac{j\omega H_C(\omega) z_C + z_K + k_1}{-\omega^2 m_1 + j\omega H_C(\omega) z_C + z_K + z_1} \right) \quad (2.52)$$

Em que: $F_O(\omega)$ e $X_O(\omega)$ são transformadas de Fourier de $f_O(t)$ e $x_O(t)$, respectivamente. Neste contexto, três associações de regulagem de manequins foram experimentadas.

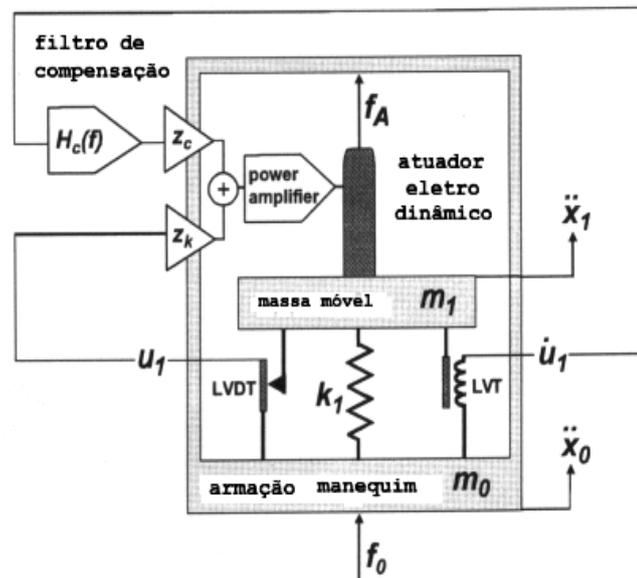


Fig. 2.50 – Diagrama esquemático do manequim antropométrico ativo.

A primeira, correspondente a respostas do sistema de 1 grau de liberdade, apresenta-se como um estudo prévio. Com a omissão do filtro de retorno, os valores de z_K e z_C foram ajustados para dar a mesma frequência natural do manequim f_n , relação de amortecimento ζ , como no modelo de Fairley e Griffin, de acordo com as seguintes relações:

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{z_K + K_1}{m_1}} = 5,0 \text{ Hz}, \quad \zeta = \frac{z_C}{2\sqrt{(z_K + K_1)m_1}} = 0,475 \quad (2.53), (2.54)$$

Devido às restrições mecânicas, existem algumas diferenças entre as massas do manequim e aquelas do modelo de Fairley e Griffin, (m_1 era 46,5 kg e m_0 era 12,4 kg, comparado com 45,6 kg e 6,0 kg no modelo). As outras duas regulagens do manequim ativo se aproximaram dos modelos passivos de 1 e 2 graus de liberdade de Wei e Griffin, da amostragem de 24 (vinte e quatro) adultos.

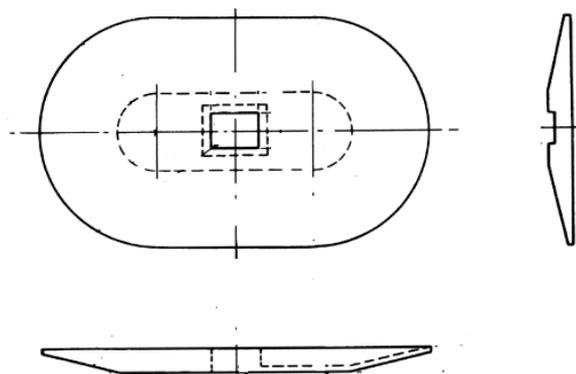


Fig. 2.51 – Desenho do indentador SIT-BAR.

A massa média das 24 (vinte e quatro) pessoas estava perto dos 59 kg de massa total do protótipo, diferente das respostas de Fairley e Griffin, para a amostragem de 60 (sessenta) pessoas, que tem uma massa sentada média de 52 kg. Os parâmetros da equação foram otimizados para ajustar as curvas de massa aparente correspondentes aos modelos de Wei e Griffin, nas frequências superiores a 30 Hz. Os valores dos parâmetros ajustados estão mostrados na tabela abaixo:

TABELA 01:

Descrição	Parâmetro	Modelos		
		Fairley /Griffi	Wei /Griffin	Wei /Griffin
			1GL	2 GL
Massa móvel kg	m_o	46,5	46,5	46,5
Massa armação kg	m_1	12,35	12,35	12,35
Rigidez equivalente kg/m	$z_k + k_1$	4589	4812	6181
Amortecimento viscoso equivalente kgs/m ²	z_c	138	119	82
Frequência natural Hz	f_n	5	5,12	5,80
Relação de amortecimento	ζ	0,475	0,400	0,242
Segunda ressonância Hz	$\omega_2 / 2\pi$	--	--	10,0

Capítulo 3

REFERENCIAL TEÓRICO

3.1 – Transmissibilidade:

3.1.1 – Introdução à Transmissibilidade:

A relação entre as amplitudes dos movimentos transmitidos da massa e dos movimentos impostos a base, como função da frequência, é definida como transmissibilidade. A aplicação de uma força harmônica externa gera a transmissibilidade em termos de força como demonstrado na Figura 3.1.

$$F(t) = Fe^{i\omega t} \quad (3.1)$$

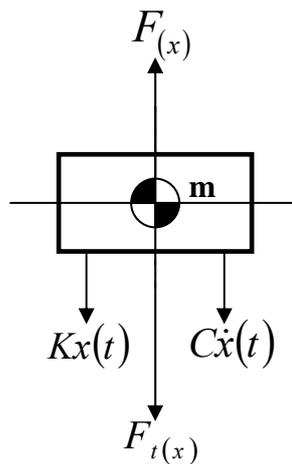


Fig. 3.1

Sendo a relação, entre a força $F_x(x)$ transmitida a base e aplicada $F(x)$,

a força total transmitida é dada por:

$$F_t(t) = Kx(t) + C\dot{x}(t) = F_t e^{i\omega t} \quad (3.2)$$

No movimento harmônico tem-se $\dot{x}(t) = i\omega x(t)$ e fazendo referência a Equação (3.2), chega-se a:

$$\frac{F_t(\omega)}{F(\omega)} = \frac{K + i\omega C}{K - m\omega^2 + i\omega c} \quad (3.3)$$

Assim, a transmissibilidade é dada por:

$$Tr = \sqrt{\frac{K^2 + (\omega C)^2}{(K - m\omega^2)^2 + (\omega C)^2}}, \quad (3.4)$$

Igualando-se Tr à unidade, temos sempre duas soluções para ω , uma igual a 0 e a outra igual a $\sqrt{2}\omega_n$, que são independentes do fator de amortecimento aplicado, em que:

$$\omega_n = \sqrt{R/m}$$

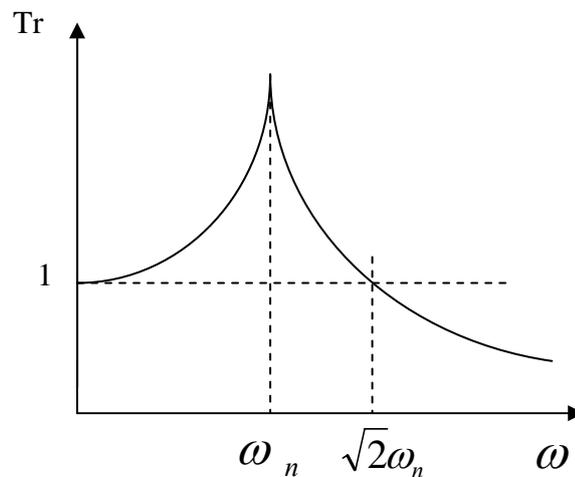


Fig. 3.2 – Fator de pico.

3.1.2 – Impedância Mecânica Pontual:

Definida a impedância $Z\{\omega\}$ de um sistema de um grau de liberdade, conforme reportado por Griffin (1990), como a relação entre a força F atuante no sistema pela amplitude pontual da velocidade V , na direção da força aplicada:

$$Z(\omega) = \frac{F(\omega)}{V(\omega)} \quad (3.5)$$

Assumindo-se que:

- Deverá existir somente uma única frequência de ressonância agindo sobre a massa;
- O decremento das respostas em baixas frequências, não deve exceder 1,4 vezes a frequência de ressonância;
- A resposta da massa independe da frequência abaixo da metade da frequência de ressonância;
- As respostas do corpo serão no eixo vertical, axial ao movimento, sem flexão ou torção;

Sendo que:

$$\text{massa} = Z_m = i\omega m \quad (3.6)$$

$$\text{mola} = Z_k = \frac{k}{i\omega m} \quad (3.7)$$

$$\text{amortecedor} = Z_c = C$$

3.1.3 – Sistema de 1 Grau de Liberdade:

A impedância mecânica do sistema massa/mola/amortecedor, mostrada na Figura 3.3, é dada por:

$$\frac{1}{Z} = \frac{1}{Z_C + Z_K} + \frac{1}{Z_m} \quad (3.8)$$

Então:

$$Z = \frac{Z_m (Z_C + Z_K)}{Z_C + Z_K + Z_m}$$

Substituindo:

$$Z_m = \frac{i\omega m (i\omega c + k)}{i\omega c + Z_K - \omega^2 m} \quad (3.9)$$

A massa aparente é dada por:

$$m(\omega) = \frac{F(\omega)}{A(\omega)} \quad (3.10)$$

A transmissibilidade do movimento, seja da por:

aceleração $\frac{A_t(\omega)}{A(\omega)}$, velocidade $\frac{V_t(\omega)}{V(\omega)}$, deslocamento $\frac{X_1(\omega)}{X(\omega)}$, ou da força $\frac{F_t(\omega)}{F(\omega)}$, é

dada por:

$$H(\omega) = \frac{Z_C + Z_K}{Z_C + Z_K + Z_m} \quad (3.11)$$

Então:

$$H(\omega) = \frac{K + i\omega c}{K + i\omega c - i\omega^2 m} \quad (3.12)$$

O módulo da transmissibilidade $|H(\omega)|$, também expresso por $r = \frac{\omega}{\omega_n}$ (3.13)

sendo $\omega = \Delta f$ e a frequência natural não amortecida $\omega_n = \left(\frac{K}{m}\right)^{\frac{1}{2}}$ (3.14)

$$\zeta = \text{coeficiente de amortecimento} = \frac{C}{C_c} = \frac{C}{2m\omega_n} \quad (3.15)$$

em que:

$$C_c = \text{coeficiente linear de amortecimento crítico viscoso} = 2(mK)^{\frac{1}{2}} = m\omega_n, \quad (3.16)$$

substituindo-se:

$$|H(\omega)| = \left[\frac{1 + (2\zeta r)^2}{(1 - r^2)^2 + (2\zeta r)^2} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (3.17)$$

dada como a transmissibilidade total do movimento.

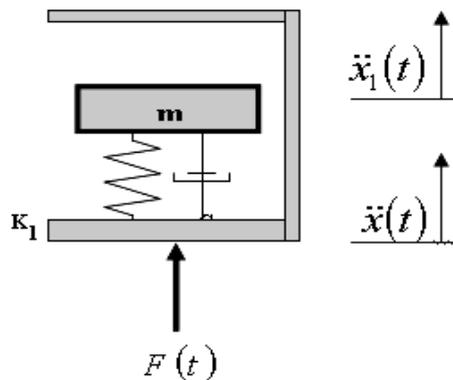


Fig. 3.3 – Modelo do sistema de um grau de liberdade.

Decompondo-se o movimento vertical, no eixo do manequim, e relacionando-se as áreas de pressão corporais:

$$|H_H(\omega)| = |H(\omega)| \times \cos(\alpha) \quad (3.18)$$

dada como a transmissibilidade do corpo humano, em relação ao assento do banco. Da mesma forma, perpendicular ao eixo do manequim, tem-se:

$$|H_V(\omega)| = |H(\omega)| \times \sin(\alpha) \quad (3.19)$$

como a transmissibilidade do corpo humano em relação ao encosto do banco.

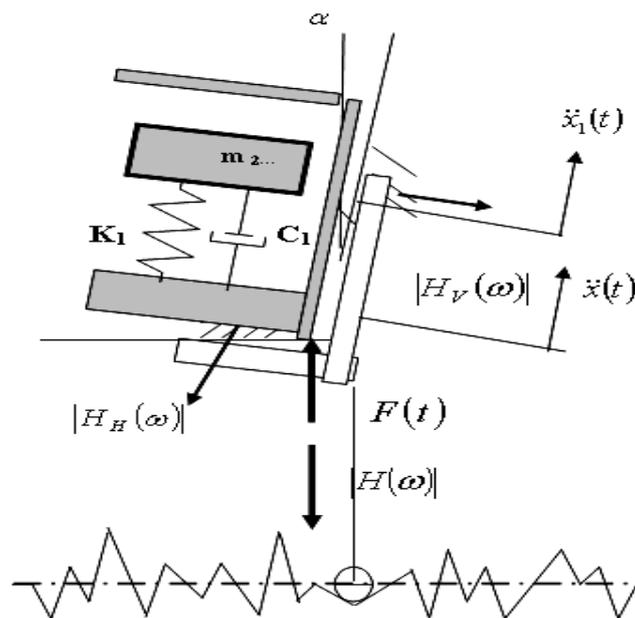


Fig. 3.4 – Modelo de 1 grau de liberdade inclinado em relação ao eixo da força $F(t)$.

Segundo sugerido por Wong (1978), sendo as irregularidades do terreno definidas como deslocamento para entrada e as vibrações da massa suspensa medidas em aceleração como saída, o módulo da função de transferência $|H(\omega)|$ será:

$$|H|(\omega) = \left| (\omega)^2 \sqrt{\frac{1 + (2\zeta \cdot r)^2}{[1 + (r)^2]^2 + [2\zeta \cdot r]^2}} \right| \quad (3.20)$$

3.1.4 – Sistema de 2 Graus de Liberdade:

Para o sistema dinâmico de dois graus de liberdade, as equações do movimento correspondem a:

$$M \{\ddot{x}\} + C \{\dot{x}\} + K \{x\} = F(t) \quad (3.21)$$

Em que os vetores de aceleração \dot{x}_1 , de velocidade \dot{x}_1 e deslocamento x_1 , sendo que M, C e K são as matrizes de massa, amortecimento e flexibilidade e $F(t)$ é o vetor de carga externa. Pode-se tratar sistemas não lineares, da forma:

$$M = M(\dot{x}, x, t) \quad (3.22)$$

$$C = C(\dot{x}, x, t)$$

$$K = K(\dot{x}, x, t)$$

Isolando-se as acelerações \dot{x}_i , de cada grau de liberdade, tem-se como solução, em um dado instante de tempo \dot{x}_i/t ,

$$\dot{x}_i(t + \Delta t) = \dot{x}_i(t) + \ddot{x}_i|t \Delta t \quad (3.23)$$

$$x_i(t + \Delta t) = x_i(t) + \dot{x}_i(t) \Delta t + \ddot{x}_i|t \Delta t^2 / 2 \quad (3.24)$$

Procedendo-se desta forma para todos os graus de liberdade, obtêm-se a solução do problema para todos os instantes de tempo e de conseqüência $\{\dot{x}\}$, $\{\ddot{x}\}$, $\{x\}$.

3.2 – Amplitude de Vibração da Massa Suspensa:

De acordo com Tong (1960), citado por Fonseca, (1964)¹⁰, reduzindo-se o problema da vibração de amortecimento viscoso com a transmissão passiva¹¹, em que a amplitude x_n da suspensão do veículo não coincide com a amplitude da carroceria ou plataforma isolada, tem-se a expressão harmônica da onda senóide, dada por:

$$y_o = y_m \cdot \cos \frac{2\pi x}{L_s} \quad (3.25)$$

Com a velocidade do veículo V_H suposta constante, então $x = Vt$, logo o movimento vertical devido à rugosidade do terreno pode ser dado por:

$$y = y_m \cos \left(\frac{2\pi V}{L_s} t \right) \quad (3.26)$$

em y_m é a amplitude relativa do movimento excitador e $\omega = \frac{2\pi V}{L_s}$, vem que:

$$y = y_m \cos \omega t \quad (3.27)$$

¹⁰ Foi mantida a nomenclatura original do trabalho de Fonseca.

¹¹ Não existe coincidência entre as amplitudes de deslocamento das massas suspensas e não suspensas.

De acordo com a teoria da onda senoide,

$$x_2 = x_{m_2} \cos(\omega t - \theta_o) \quad (3.28)$$

Em que:

x_{m_2} é a amplitude máxima de vibração da massa suspensa, x_2 é a amplitude relativa,

θ_o é a fase inicial em relação ao movimento vertical y , ou de outra forma:

$$x_{m_2} = Tr \cdot y_m \quad (3.29)$$

3.3 – Força máxima transmitida:

Recorrendo à Figura 3.4 e considerando o conjunto das forças transmitidas que concorrem além da posição de equilíbrio, pode-se reescrever as Equações, 3.30 e 3.31, como:

$$F = K(x_2 - x_1) \text{ são as forças aplicadas na mola,} \quad (3.30)$$

$$F = C \cdot \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) \text{ são as forças aplicadas no amortecedor,} \quad (3.31)$$

O teorema de D'Alembert nos fornece a equação:

$$K(x_2 - x_1) + C \left(\frac{dx_2}{dt} - \frac{dx_1}{dt} \right) + \frac{P}{g} \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} = 0 \quad (3.32)$$

A força transmitida é igual e contrária à soma da força da mola com o amortecedor, que é à força de inércia:

$$F_t = \frac{p}{g} \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} \quad (3.33)$$

sendo o movimento dado pelas Equações 3.32 e 3.33, teremos, por dupla derivação:

$$\frac{d^2 x_2}{dt^2} = -\omega^2 x_{m_2} \cos(\omega t - \theta_0),$$

logo, $F_t = -\frac{P}{g} \omega^2 x_{m_2} \cos(\omega t - \theta_0) = -\frac{P}{g} \omega^2 \cdot Tr \cdot y_m \cos(\omega t - \theta_0)$, conseqüentemente, a força

máxima é dada por:

$$F_{t_{\max}} = \frac{P}{g} \omega^2 \cdot Tr \cdot y_m \quad (3.34)$$

como $\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}}$, seque-se que $m = \frac{K}{\omega_n^2}$, substituindo, tem-se:

$$F_{t_{\max}} = K \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} \cdot Tr \right) \cdot y_m = K \rho \cdot y_m \quad (3.35)$$

a expressão em parênteses é o coeficiente ρ , cuja variação é dada pelo gráfico da Figura 3.4.

3.4 – Amplitude da suspensão:

Na transmissão passiva, com a presença do amortecimento, tem-se como o deslocamento absoluto x_2 , da massa suspensa em análise:

$$x_2 = y_m + x_n \quad (3.36)$$

x_n é o deslocamento relativo no espaço, da mola e amortecedor. Considerando o esquema de força da Figura 3.4, o teorema de D'Alembert apresenta a expressão:

$$\frac{P}{g} \cdot \frac{d^2 x_2}{dt^2} + C \frac{dx}{dt} + Kx = 0 \quad (3.37)$$

substituindo na Equação 3.37, fica:

$$\frac{d^2 x_1}{dt^2} = \frac{d^2 x_1}{dt^2} + \frac{d^2 x}{dt^2} \quad (3.38)$$

como na Equação 3.38, isolando-se para y , fica $\frac{d^2 y}{dt^2} = -\omega^2 \cdot y_m \cos \omega t$, e a Equação 3.38,

transforma-se em:

$$\frac{P}{g} \left(\frac{d^2 x}{dt^2} - \omega^2 \cdot y_m \cdot \cos \omega t \right) + C \frac{dx}{dt} + Kx = 0 \quad (3.39)$$

Introduzindo as notações dadas anteriormente, $\omega^2 = \frac{K}{m}$ e $2n = \frac{Cg}{2P}$, a Equação 3.39 se

transforma em:

$$\frac{d^2 x}{dt^2} + 2n \frac{dx}{dt} + \omega^2 \cdot x = \omega^2 \cdot y_m \cdot \cos \omega t \quad (3.40)$$

Na transmissão passiva, introduzindo o conceito da força perturbadora unitária,

$$q_0 = \omega^2 \cdot x_m \quad (3.41)$$

e fazendo-se referência à Equação 3.41, em que x_m é a amplitude da suspensão e o ângulo θ_o de fase inicial, dados respectivamente por:

$$x_m = \sqrt{A^2 + B^2} \quad \text{e} \quad \theta_o = \frac{B}{A},$$

Substituindo A e B, na expressão 3x da amplitude, por seus valores, tem-se:

$$A = \frac{q_o(\omega_n^2 - \omega^2)}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \quad \text{e} \quad B = \frac{2nq_o}{(\omega_n^2 - \omega^2)^2 + 4n^2\omega^2} \quad (3.42)$$

Em que $n = \frac{C}{2m}$, vem que simplificando e pondo ω_n^2 para fora do radical:

$$x_m = \frac{q_o}{\omega_n^2} \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4n^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^4}}},$$

Introduzindo o índice de amortecimento $\zeta = \frac{\omega}{\omega_n}$, tem-se:

$$x_m = \frac{q_o}{\omega_n^2} \sqrt{\frac{1}{\left(1 - \frac{\omega^2}{\omega_n^2}\right)^2 + 4\zeta^2 \frac{\omega^2}{\omega_n^2}}} = \frac{q_o}{\omega_n^2} \cdot J \quad (3.43)$$

Substituindo, no caso:

$$x_m = \left(\frac{\omega^2}{\omega_n^2} \cdot J \right) x_m \quad (3.44)$$

sendo que o coeficiente designado por ψ , com a variabilidade dada no gráfico da Figura 3.2, a Equação 3.44, pode ser reescrita como:

$$x_m = \psi \cdot x_m \quad (3.45)$$

Pode ser observado que , com o aumento da relação $\frac{\omega}{\omega_n}$, isto é,

aumentando-se a relação $\omega = \frac{2\pi V_H}{L_S}$, a amplitude da suspensão tende para a amplitude do

movimento harmônico perturbador, pois ψ tende para 1, qualquer que seja o valor.

3.5 – Freqüência natural e modos de vibração do sistema homem / banco:

Aplicando a 2ª lei de Newton, na direção Z, a cada um dos dois corpos são obtidas o conjunto das equações dinâmicas:

$$\sum F_z = m\ddot{x} \quad (3.46)$$

$$\sum M_z = I_z\ddot{\theta}_z \quad (3.47)$$

Em que, I_z é o momento de inércia de massa, em torno do eixo Z

$$\sum F_z = K_1x_1 - C_1\dot{x}_1 + k_2(x_2 - x_1) + C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = m_1\ddot{x}_1$$

$$\sum F_z = -K_2(x_2 - x_1) - C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}_1) = m_2\ddot{x}_2$$

reescritas:

$$m_1\ddot{x}_1 + (C_1 + C_2)\dot{x}_1 - C_2\dot{x}_2 + (K_1 + K_2)x_1 - K_2x_2 = 0 \quad (3.48)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + C_2\dot{x}_2 - C_2\dot{x}_1 + (K_1 + K_2)x_1 - K_2x_2 = 0 \quad (3.49)$$

na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} m_1 & 0 \\ 0 & m_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{x}_1 \\ \ddot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_1 + C_2 & -C_2 \\ -C_2 & C_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} -K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.50)$$

sendo o vetor de coordenadas igual a $\{x\} = \{x_1, x_2\}^T$, reescrevendo a equação, temos:

$$[M]\{\ddot{x}\} + [C]\{\dot{x}\} + [K]\{x\} = \{0\},$$

substituindo as coordenadas do vetor $\{x\}$, sejam $x_1(t) = X_1 e^{i\omega t}$, $x_2(t) = X_2 e^{i\omega t}$, na Equação 3.50 e fazendo $\ddot{x}_i = -\omega^2 x_i$, obtêm-se:

$$\begin{bmatrix} K_1 + K_2 - m_1\omega^2 & -K_2 \\ -K_2 & K_2 - m_2\omega^2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ x_2 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (3.51)$$

aplicando-se a condição da matriz singular, determinante nulo, obtêm-se a Equação 3.52, ou seja:

$$m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 K_2 + m_2 (K_1 + K_2) + m_1 m_2) \omega^2 + ((m_1 m_2) K_2 + (m_2 K_1) + (K_1 K_2)) \omega - K_1 K_2 = 0,$$

levando os valores das raízes r_1 e r_2 , os autovalores, na forma quadrática ω^2 , obtêm-se dois conjuntos de relações fixas entre as amplitudes X_1 e X_2 , que são os modos de vibração do sistema, os auto-vetores φ_1 e φ_2 , conforme a equação a seguir:

$$[\Psi] = [\varphi_1, \varphi_2] \quad (3.52)$$

3.6 – O Conceito de Massa Aparente:

De acordo com o proposto por Wei e Griffin (1996), o objetivo principal para o desenvolvimento de um modelo que representasse a função resposta em frequência da impedância da massa aparente do corpo humano sentado, na frequência zero ela indicaria o peso estático de uma pessoa, sendo definida como:

$$\text{massa aparente } (\omega i) = \frac{F(\omega i)}{\ddot{x}(\omega i)} \quad (3.53)$$

em que:

$F(\omega i)$ é a força de excitação, $\ddot{x}(\omega i)$ é a aceleração medida na plataforma que suporta o corpo humano.

Simulando o comportamento dinâmico inerente da massa aparente sem, no entanto, manter qualquer vínculo quanto aos mecanismos e movimentos humanos responsáveis pela dinâmica desta massa aparente. Partindo da representação de movimentos complexos, por um ou dois movimentos simples desacoplados, que permitam movimentos de massa aparente similares na faixa de frequência requerida. O peso estático de uma pessoa é indicado pela frequência 0.

As equações do movimento para o modelo linear de 1 G. L., em que a massa m representa o peso de uma pessoa sentada, suportada pelos tecidos e tuberosidades isquiáticas, as quais são representados pela mola K e o amortecimento C , torna-se:

$$m \ddot{x}_1 = F(t), \quad (3.54)$$

$$m\ddot{x}_1 + C(\dot{x}_1 - \dot{x}) + K(x_1 - x) = 0 \quad (3.55)$$

Usando a transformada de Laplace, obtêm-se:

$$F(s) = ms^2 x_1(s) \quad (3.56)$$

A aceleração torna-se,

$$\ddot{x}(s) = s^2 x(s) \quad (3.57)$$

E a velocidade,

$$\dot{x}(s) = sx(s) \quad (3.58)$$

Resolvendo para $x_1(s)$ em termos de $x(s)$ temos,

$$m\ddot{x}_1 = K(x - x_1) + C(\dot{x} + \dot{x}_1)$$

Substituindo ωi por s ,

$$x_1(\omega i) = \frac{K + C\omega i}{K - M\omega^2 + C\omega i} \times (\omega i) \quad (3.59)$$

E substituindo por $x_1(\omega i)$,

$$F(\omega i) = \left(\frac{m(k + i\omega C)}{K - m\omega^2 + i\omega C} \right) \ddot{x}(\omega i)$$

Função resposta em frequência da massa aparente torna-se:

$$m_a(\omega i) = \frac{F(\omega)}{A(\omega)} = \frac{F(\omega i)}{\ddot{x}(\omega i)} = \frac{m(i\omega C + k)}{i\omega C + K - \omega^2 m} = \frac{mK + mi\omega C}{K - m\omega^2 + i\omega C} \quad (3.60)$$

Sendo, a massa aparente em módulo:

$$|m_a| = \sqrt{\frac{(mK)^2 + (mC\omega)^2}{(K - m\omega^2)^2 + (C\omega)^2}} \quad (3.61)$$

E o ângulo de fase entre força e aceleração,

$$\phi = a \tan\left(\frac{mC\omega}{mK}\right) - a \tan\left\{\frac{C\omega}{(K - m\omega^2)}\right\} \quad (3.62)$$

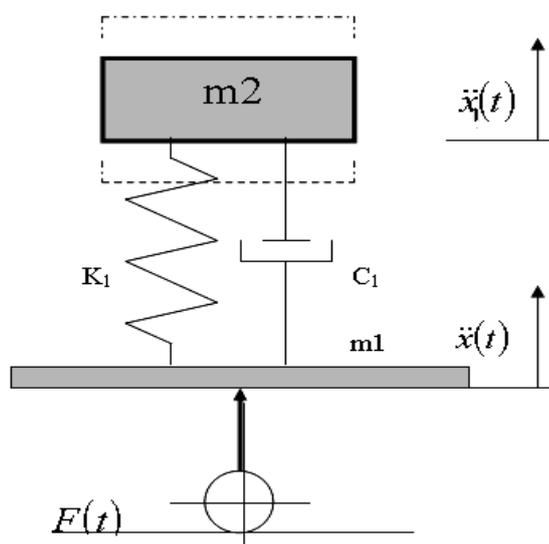


Fig. 3.5 – Modelo básico com 1 G. L.

Como o modelo teórico acima proposto não pode ser fisicamente representado em função de não prever os modos rotacionais de vibração, é necessário adotar um suporte que assegure somente o movimento vertical \$Z\$ da massa suspensa \$m_2\$. A massa de uma pessoa está dividida em duas partes: a estrutura de suporte \$m_1\$ e a massa suspensa \$m_2\$. Neste caso, a resposta do sistema será dada por:

$$F(t) = m_1 \ddot{x} + m_2 \ddot{x}_1 \quad (3.63)$$

$$m_2 \ddot{x}_1 = K_1(x - x_1) + C_1(\dot{x} - \dot{x}_1) \quad (3.64)$$

Baseando-se no mesmo procedimento anterior, obtêm-se:

$$m_a(\omega i) = \left[m_1 + m_2 \left(\frac{K_1 + C_1 \omega i}{K_1 - m_2 \omega^2 + C_1 \omega i} \right) \right] \quad (3.65)$$

E a massa aparente, em módulo fica:

$$|m_a| = \sqrt{\frac{D_1^2 + E_1^2}{A_1^2 + B_1^2}} \quad (3.66)$$

E o ângulo de fase,

$$\phi = a \tan\left(\frac{E_1}{D_1}\right) - a \tan\left(\frac{B_1}{A_1}\right) \quad (3.67)$$

Em que:

$$A_1 = K_1 - m_2 \omega^2$$

$$B_1 = C_1 \omega$$

$$D_1 = ((m_1 + m_2)K_1 - m_1 m_2 \omega^2)$$

$$E_1 = (m_1 + m_2) \omega C_1$$

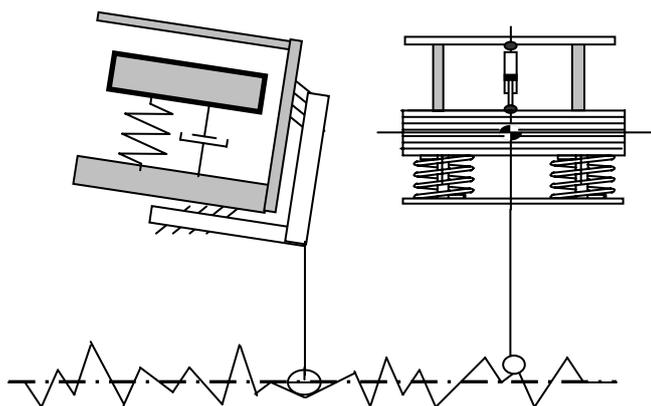


Fig. 3.6 – Modelos teóricos com suporte rígido e físico de 1 grau de liberdade.

3.6.1 – Cálculo da massa aparente:

As medições das respostas do modelo de 2 G. L., proposto por Wei e Griffin (1996), evidenciaram a correlação com as respostas do corpo humano, principalmente nas faixas superiores a 5 Hz. Desta forma, um sistema de 2 G. L. também foi desenvolvido. As equações do movimento de um sistema discreto, montado em série, são:

$$mx + K(x - x) + C(x - x) = 0 \quad (3.68)$$

$$mx + K(x - x) + C(x + x) + K(x - x) + C(x - x) = 0$$

$$F(t) = K(x - x) + C(x - x) = mx + mx$$

A massa aparente é:

$$m_a(\omega i) = \frac{DD + EEi}{AA + BBi} \quad (3.69)$$

$$|m_a| = \sqrt{\frac{DD^2 + EE^2}{AA^2 + BB^2}} \quad (3.70)$$

$$\theta = a \tan\left(\frac{EE}{DD}\right) - a \tan\left(\frac{BB}{AA}\right) \quad (3.71)$$

Em que:

$$AA = m_1 m_2 \omega^4 - (m_1 K_2 + m_2 K_1 + m_2 K_2 + C_1 C_2) \omega^2 + K_1 K_2,$$

$$BB = (C_1 K_2 + C_2 K_1) \omega - (m_1 C_2 + m_2 C_1 + m_2 C_2) \omega^3,$$

$$DD = (m_1 + m_2) K_1 K_2 - (m_1 C_1 C_2 + m_2 C_1 C_2 + m_1 m_2 K_1) \omega^2,$$

$$EE = (m_1 + m_2) (C_1 K_2 + C_2 K_1) \omega - m_1 m_2 C_1 \omega^3,$$

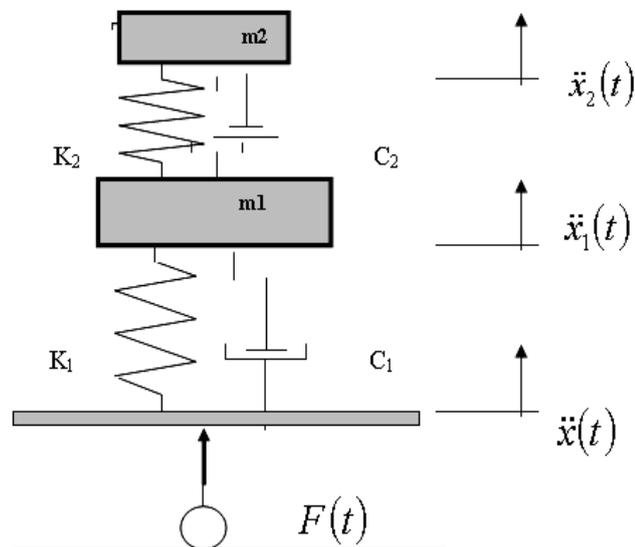


Fig. 3.7 – Sistema básico teórico de 2 graus de liberdade.

Da mesma forma, devido às dificuldades de se construir um modelo real, como mostrado na Figura 3.7, o sistema foi modificado para que as massas suspensas movam-se somente na direção vertical Z . O conjunto possui dois sistemas de massa/mola/amortecedor, m_1 e m_2 , suportados e guiados pela massa da estrutura m .

A massa m_2 representa a massa da cabeça e pescoço, e respectivamente, as massas m_1 e m , representam a massa do percentual do corpo humano sentado e o esqueleto.

As equações do movimento vertical axial do novo sistema são:

$$F(t) = m\ddot{x} + m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2 \quad (3.72)$$

$$m_1\ddot{x}_1 + K_1(x - x_1) + C_1(\dot{x} - \dot{x}_1) \quad (3.73)$$

$$m_2\ddot{x}_2 = K_2(x - x_2) + C_2(\dot{x} - \dot{x}_2) \quad (3.74)$$

A massa aparente é:

$$m_a(\omega i) = \frac{D + E + (F + G)i}{A + Bi} \quad (3.75)$$

E seu módulo sendo:

$$|m_a| = \sqrt{\frac{(D + E)^2 + (F + G)^2}{A^2 + B^2}} \quad (3.76)$$

Com o ângulo de fase:

$$\theta = a \tan \left\{ \frac{F + G}{D + E} \right\} - a \tan (B / A) \quad (3.77)$$

Em que:

$$A = K_1K_2 - \omega^2(K_1m_2 + K_2m_1) + m_1m_2\omega^4 - C_1C_2\omega^2 ,$$

$$B = (K_1C_2 + K_2C_1)\omega - (m_1C_2 + m_2C_1)\omega^3 ,$$

$$D = (m + m_1 + m_2)K_1K_2 - (mm_2K_1 + mm_1K_2 + m_1m_2K_1 + m_1m_2K_2)\omega^2 ,$$

$$E = mm_1m_2\omega^4 - (mC_1C_2 + m_1C_1C_2 + m_2C_1C_2)\omega^2 ,$$

$$F = (m + m_1 + m_2)(K_1C_2 + K_2C_1)\omega ,$$

$$G = -(mm_1C_2 + mm_2C_1 + m_1m_2C_2 + m_1m_2C_1)\omega^3 .$$

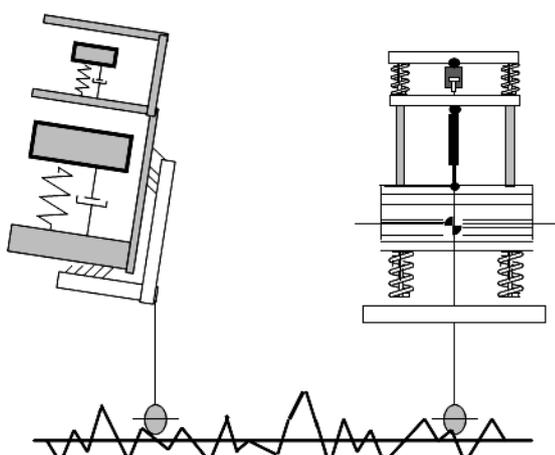


Fig. 3.8 – Modelos teórico com suporte e físico, de dois graus de liberdade.

3.6.2 – Transmissibilidade do banco:

De acordo com os trabalhos realizados por Wei e Griffin (1998) e Farley e Griffin (1998), sobre transmissibilidade de bancos automotivos para melhor avaliação da performance do manequim, foram desenvolvidos dois modelos, de 1 e 2 graus de liberdade. Os parâmetros de massa m , K e C dos modelos utilizados foram determinados através dos procedimentos das seções anteriores e dos cálculos de massa aparente, através da relação de força/deslocamento, tanto para o manequim quanto para o conjunto do assento/encosto. A resposta para o modelo de 1 grau de liberdade, é dada por:

$$\begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + K_1(x_1 - x) + C_1(\dot{x}_1 - \dot{x}) &= 0 \\ m_1 \ddot{x}_1 + m \ddot{x} &= K(z - x) + C(\dot{z} - \dot{x}) \end{aligned} \quad (3.78)$$

A função de transferência do banco fica:

$$Tr(\omega) = \frac{x(\omega)}{z(\omega)} = \frac{(A + Bi)}{|D + Ei|} \quad (3.79)$$

Respectivamente, a transmissibilidade e fase das respostas do banco são dadas por:

$$|Tr| = \sqrt{(A^2 + B^2) / (D^2 + E^2)} \quad (3.80)$$

$$\theta = a \tan\left(\frac{B}{A}\right) - a \tan\left(\frac{E}{D}\right) \quad (3.81)$$

Em que:

$$A = KK_1 - (m_1K + CC_1)\omega^2$$

$$B = (C_1K + CK_1)\omega - m_1C\omega^3 ,$$

$$D = (K - (m + m_1)\omega^2)K_1 + (mm_1\omega^2 - Km_1 - CC_1)\omega^2 ,$$

$$E = (KC_1 + K_1C - (m_1C + mC_1 + m_1C_1)\omega^2)\omega ,$$

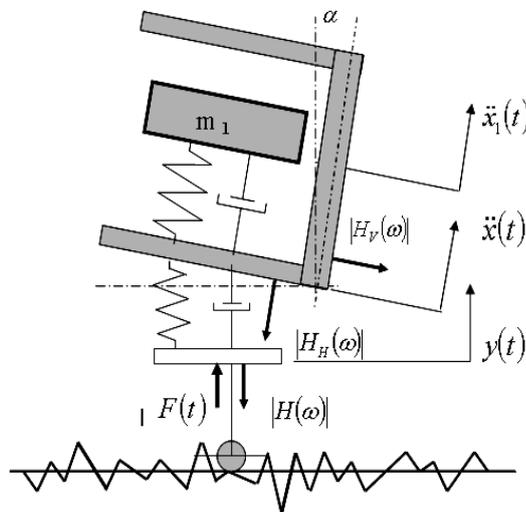


Fig. 3.9 – Modelo do sistema homem / banco de 1 grau de liberdade.

3.6.2.1 – Sistema de 2 Graus de Liberdade:

A resposta de um modelo de 2 graus de liberdade, de uma pessoa combinada com o banco, é dada por:

$$m_1\ddot{x}_1 + K_1(x_1 - x) + C_1(\dot{x}_1 - \dot{x}) = 0, \quad (3.82)$$

$$m_2\ddot{x}_2 + K_2(x_2 - x) + C_2(\dot{x}_2 - \dot{x}) = 0, \quad (3.83)$$

$$m\ddot{x} + m_1\ddot{x}_1 + m_2\ddot{x}_2 = K(z - x) + C(\dot{z} - \dot{x}), \quad (3.84)$$

A função de transferência do banco é dada por:

$$Tr(\omega) = \frac{(F + Gi)}{\{(H + L) + (M + N)i\}} \quad (3.85)$$

Sendo que, a transmissibilidade do banco e a fase são dadas, respectivamente por:

$$|Tr| = \sqrt{\frac{F^2 + G^2}{(H + L)^2 + (M + N)^2}} \quad (3.86)$$

$$\theta = a \tan\left(\frac{G}{F}\right) - a \tan\frac{M + N}{H + L} \quad (3.87)$$

Em que:

$$F = KP_1 - CP_2\omega,$$

$$G = KP_2 - CP_1\omega,$$

$$H = P_1P_5 - P_2C\omega - m_1K_1P_3\omega^2,$$

$$L = m_1C_1C_2\omega^4 - (m_2K_2P_4\omega^2 - m_2C_1C_2\omega^4),$$

$$M = P_2P_5 + CP_1\omega + (m_1C_1P_3 + m_1C_2K_1)\omega^3,$$

$$N = -(m_2C_2P_4\omega^3 + m_2K_2C_1\omega^3),$$

$$P_1 = m_1m_2\omega^4 + K_1K_2 - (m_1K_2 + m_2K_1 + C_1C_2)\omega^2,$$

$$P_2 = (C_1K_2 + C_2K_1)\omega - (m_1C_2 + m_2C_1)\omega^3,$$

$$P_3 = K_2 - m_2 \omega^2,$$

$$P_4 = K_1 - m_1 \omega^2$$

$$P_5 = K - m \omega^2$$

Decompondo as forças localizadas, a transmissibilidade do assento, $|Tr|_H$ torna-se:

$$|Tr|_H = |T \cdot \cos(\alpha)| \quad (3.88)$$

Da mesma forma, a transmissibilidade do encosto, é dada por:

$$|Tr|_H = |T \cdot \sin(\alpha)| \quad (3.89)$$

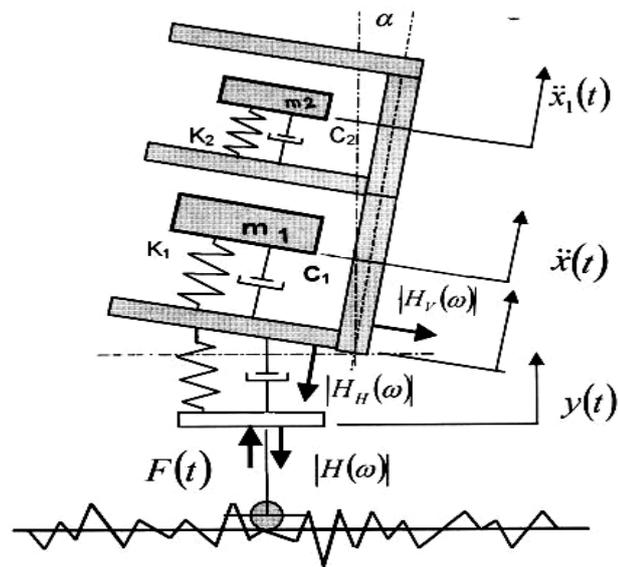


Fig. 3.10 – Modelo do sistema homem/banco de 2 graus de liberdade.

Capítulo 4

DESENVOLVIMENTO DO PROJETO

4.1 – Introdução:

O presente estudo visa à otimização de um modelo conceitual dinâmico da massa aparente do corpo humano sentado para utilização na avaliação da transmissibilidade de bancos automotivos. Este modelo foi baseado nos resultados das pesquisas de Suggs, Abrams e Stikeleather (1969), Griffin (1990) e Lewis (1998) sobre manequins antropodinâmicos, que associa as principais massas humanas e suas respectivas frequências naturais, co-relacionando as mesmas com sistemas de 1 e 2 graus de liberdade.

4.1.1 – Identificação das fontes de excitação provenientes dos pisos:

Adotou-se como referência básica, o trabalho desenvolvido por Sayers e Karamilhas (1998), através de valores tabelados do sistema IRI ¹², dentre as várias fontes que desenvolveram modelos de simulação de pistas com rugosidade randômica. Considerando-se como a condição mais crítica para o conforto de marcha, a transmissibilidade das vibrações nas condições de ressonância, utilizou-se a correlação das faixas de frequências até 20/25 Hz ¹³, e as velocidades críticas, ditadas pelos comprimentos de onda dos diferentes tipos de piso, caracterizados como excitadores da ressonância na carroceria ou no presente caso, o

¹² International Roughness Index.

¹³ As regiões de menor tolerância as vibrações estão entre 4 / 8 Hz e 10 / 12 Hz, diminuindo com pequenas inflexões até os 20 Hz.

sistema discretizado homem/banco automotivo. A faixa de transição que caracteriza a vibração mecânica está mostrada na Figura 4.1.

No levantamento das amplitudes médias de rugosidade dos pisos e das velocidades críticas associadas, empregou-se a sistemática de varredura, filtrando-se a transmissibilidade nas frequências de ressonância, em que o nível de conforto vertical cai em relação às faixas adjacentes consideradas, conforme demonstrado na Figura 4.2.

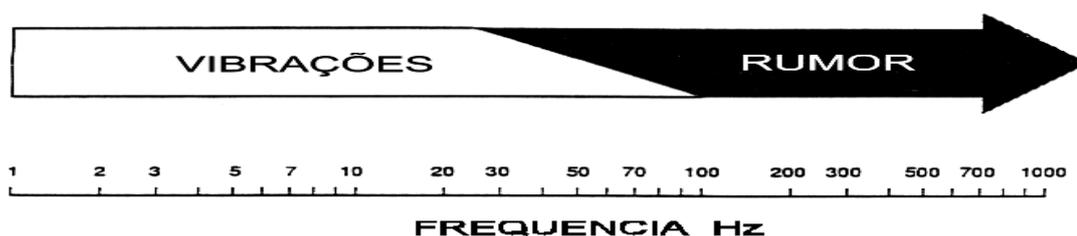


Fig. 4.1 – Faixa de frequências características de conforto de marcha. Fonte (CRF).

O espectro vibracional a que um veículo é submetido ao se deslocar está classificado em duas áreas, que são caracterizadas pela transmissão da energia:

- Via sólida, na faixa de 0 – 20 /25 Hz, pela presença das vibrações e oscilações mecânicas;
- Via área, na faixa de 25 – 20000 Hz, pelas vibrações das ondas sonoras, caracterizada pela presença do ruído.

Existe uma faixa de transição entres os tipos de vibrações que deve ser sempre considerada, pois em excitações de baixas frequências a presença do ruído é constante. A região a ser estudada abrange a primeira faixa da classificação, que estão associadas principalmente as sensações tácteis e visuais e da transmissão das vibrações para o corpo humano, através do assoalho/banco, volante e pedaleiras.

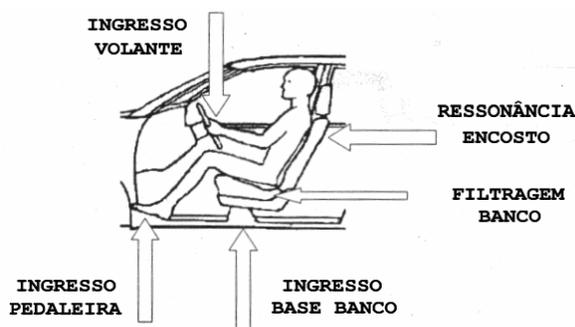


Fig .4.2 – Fontes de ingresso vibracional. Fonte (CRF).

Segundo Forti (1993), a energia contida no sinal vibracional de ingresso na base do banco, demonstra que no confronto entre a filtragem no tempo e a variação de transmissibilidade na ressonância do banco. Este último não dá origem a diferenças significativas, embora a característica básica de filtragem do banco é vista através do número de vezes que a frequência de ressonância na transmissibilidade, dá origem a valores elevados de sinal temporal de aceleração.

Para se encontrar e analisar os valores médios característicos das propriedades da interface homem/banco envolvidos na faixa dinâmica de vibrações acima, foram desenvolvidos modelos analíticos completos para sistemas de 1 e 2 graus de liberdade, que se correlacionam com as velocidades de translação críticas dos variados tipos de pisos estudados, que levam à ressonância do banco. Na área de vibrações humanas, a base da teoria mais utilizada, relaciona a transmissibilidade com relações de força/deslocamento, força/aceleração ou de frequências.

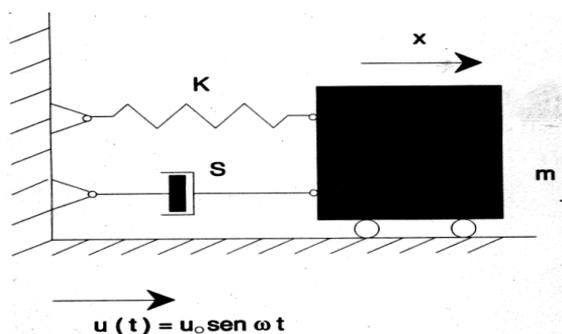


Fig. 4.3 – Sistema massa/mola/amortecedor.

A fonte principal e primária de excitação vibracional é gerada pela rugosidade proveniente das irregularidades dos diferentes tipos de pisos, em associação as suas respectivas velocidades de tráfego, que estão reunidas segundo a fonte IRI, que classifica cada tipo de piso dentro de uma escala única. A qualidade da rugosidade impacta diretamente sobre a resposta do veículo, sendo um índice apropriado quando uma medida de rugosidade está relacionada com a qualidade vibracional de conforto (aceleração vertical dos passageiros), os custos operacionais, as cargas dinâmicas impostas às rodas e pneus (para a controlabilidade e segurança veicular) e as condições gerais de superfície. Para acompanhamento da metodologia empregada neste estudo do desenvolvimento analítico dos modelos, ver Apêndice.

4.1.2 – O espectro das acelerações impostas ao conforto vibracional:

Evidenciam-se as regiões mais críticas da variação da amplitude de elevação dos perfis que afetam a dinâmica da aceleração vertical transmitida ao corpo humano, observada na Figura 4.4, através das várias fontes de entrada.

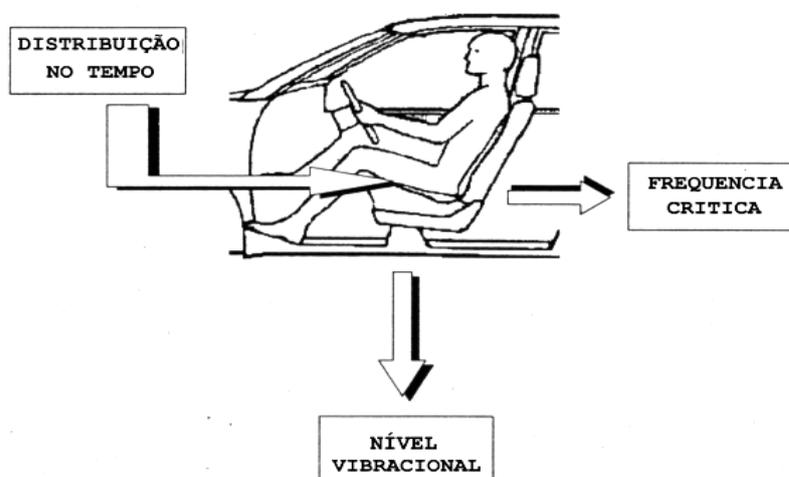


Fig. 4.4 – Fluxograma de entrada da energia vibracional

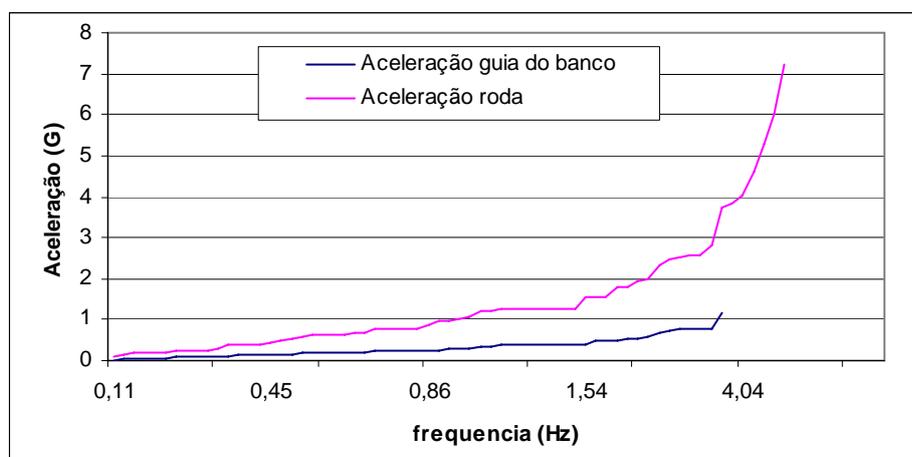


Fig. 4.5 – Magnitude da variação das acelerações localizadas.

Segundo Forti (1993), o banco é o elemento que impacta de modo transversal, o problema do conforto de marcha. Demonstra-se que a maior incidência entre a elevação dos valores de amplitude está nas regiões de 4,5 / 5,5 Hz e de 8,5 / 10 Hz, indicando as faixas onde se tem, de conseqüência, os maiores valores críticos associados de aceleração vertical e as condições favoráveis à ressonância, conforme mostrado na Figura 4.6.

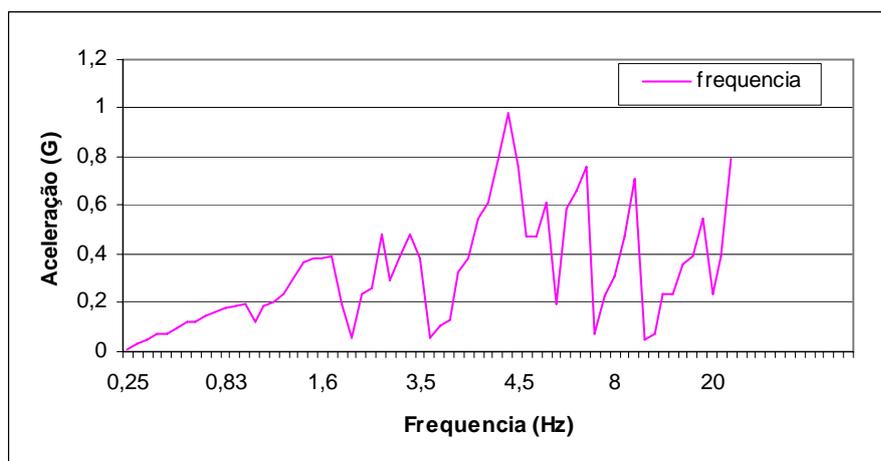


Fig. 4.6 – Valores calculados de pico das acelerações verticais provenientes da variação das amplitudes das irregularidades dos perfis.

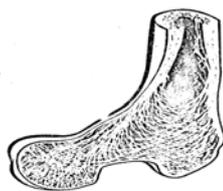


Fig. 4.9 – Seção do fêmur, mostrando o arranjo das fibras ósseas, otimizadas para resistência a fadiga na direção da carga esperada. Fonte (Goldman)

Consiste de um número de vértebras separadas, as quais possuem rolamentos cilíndricos separados por regiões de fibrocartilagens. Perto da extremidade posterior, várias vértebras se fundem, formando a região sacra, que é a parte mais rígida da cintura pélvica.

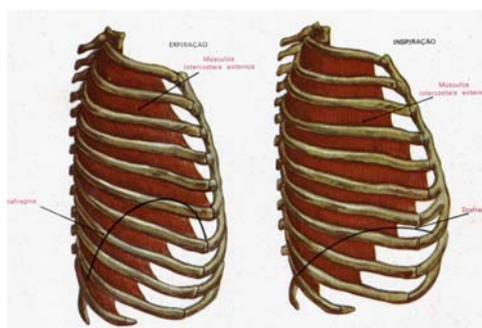


Fig. 4.10 – Aumento da capacidade torácica por contração dos músculos intercostais e do diafragma. Fonte (Ovejero).

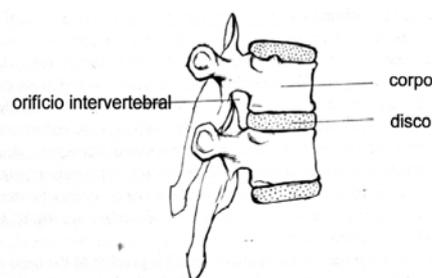


Fig. 4.11 – Conjunto vértebras /disco intervertebral. Fonte (Murrell).

O crânio situa-se no topo da coluna e está fixado pelos músculos de tecido conectivo e ligamentos. Na parte inferior de cada lado da pélvis, estão os eixos esféricos, sobre os quais se alojam a cabeça do fêmur. Mais abaixo, tem-se a tíbia e a fíbula, que se apóiam sobre os ossos do joelho e pé. Os discos intravertebrais se constituem de densos coxins de fibrocartilagens.

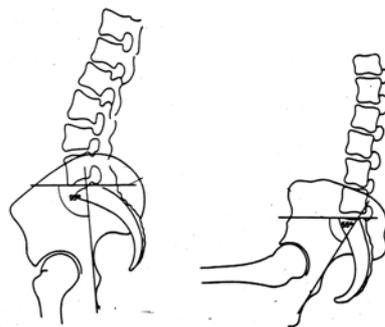


Fig. 4.12 – Coluna vertebral e bacia, na posição em pé e sentado. Fonte (CRF).

As juntas do quadril e joelho possuem camadas cartilaginosas nas suas superfícies de articulação, como são também as juntas da parte superior dos ombros.

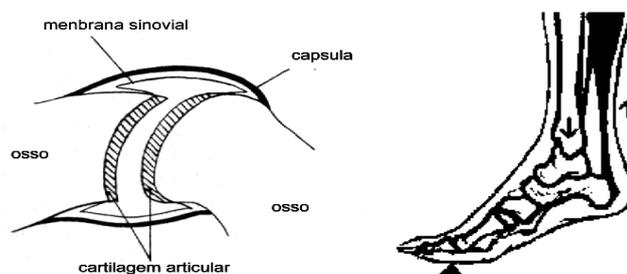


Fig.4.13 – Junta sinovial. Diagrama dos ossos do pé. Fonte (Murrell).

A estrutura do pé possui uma rígida superfície de tecido conectivo na sua planta e um arranjo de ossos que atuam distribuindo as forças aplicadas. Todas as juntas estão unidas por ligamentos flexíveis, mas relativamente sem extensão. Estes ligamentos formam uma estrutura entrelaçada, que permite movimentos da juntas na direção escolhida, sem tracionar os próprios ligamentos.

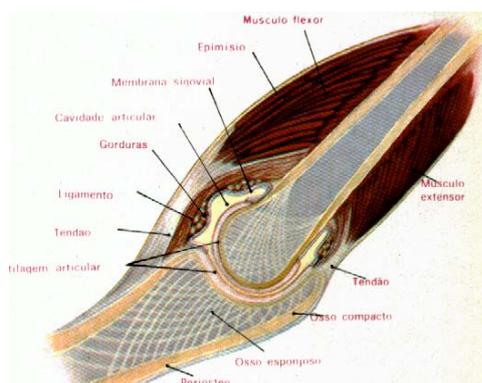


Fig. 4.14 – Articulação do braço.

A junta sacroilíaca está fixada sem liberdade de movimentos. As omoplatas e a cintura escapular dos ombros são também dependentes da musculatura e tecido conectivo que forma a musculatura do corpo, suportada pelo esqueleto por tendões e unidas por uma rede fibrosa de tecidos conectivos, formando uma estrutura secundária para os ossos e juntas.

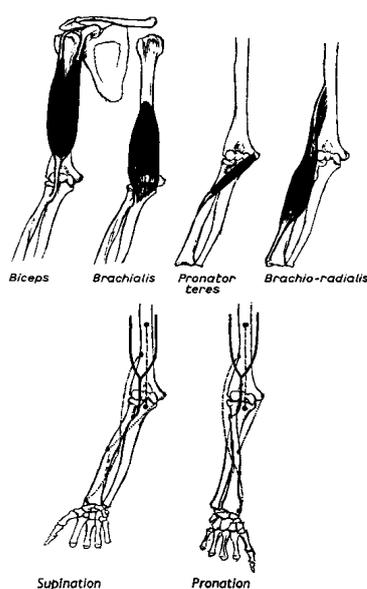


Fig. 4.15 – Principais flexões da musculatura do braço. Fonte (Murrell).

Gordura e pele também contêm tecido conectivo, sendo que na compressão, estes tecidos flácidos se assemelham a água em suas propriedades mecânicas, mas em esforço transversal se aproximam da rigidez não linear de um gel com perdas internas. Na Figura 4.16 está mostrado o arranjo dos órgãos internos dentro da caixa torácica e cavidade abdominal. São caracterizados como elementos de tecido flácidos, encapsulados separadamente, para escorregar livremente uns sobre os outros. São suportados individualmente por membranas e ligamentos suspensos e coletivamente pelos ossos, músculos e tecidos conectivos adjacentes. Os rins são embebidos em uma camada de tecido gorduroso. O cérebro e a coluna espinhal possuem proteção especial. A cavidade está envolvida por um líquido mantido em sua maior parte no espaço esponjoso dentro da caixa óssea do cérebro.

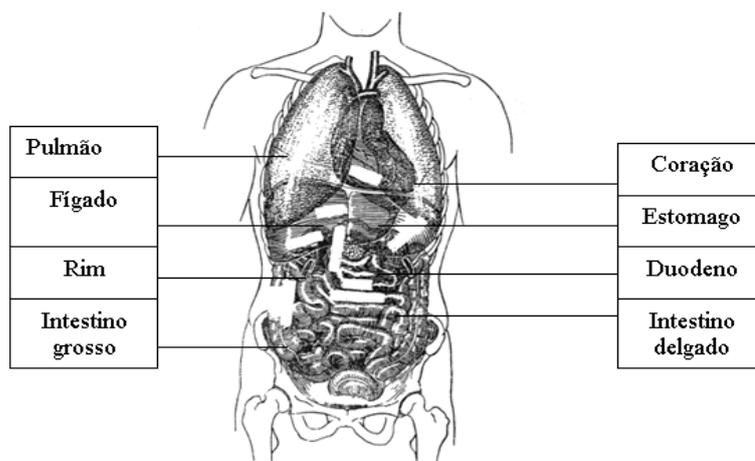


Fig. 4.16 – Diagrama de posição das vísceras humanas. Fonte (Goldman).

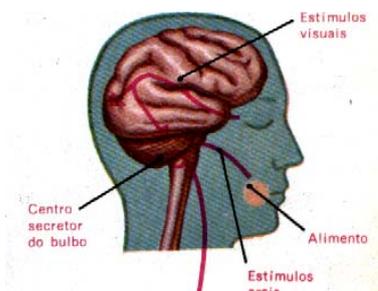


Fig. 4.17 – Massa cefálica e medula espinhal. Fonte (Ovejero).

A corda espinhal corre longitudinalmente através de aberturas na coluna vertebral, com robustos ligamentos que formam um tubo também imerso em um líquido, envolvidos em uma bainha de tecido conectivo, que os mantêm em uma depressão na parede posterior da cavidade abdominal.

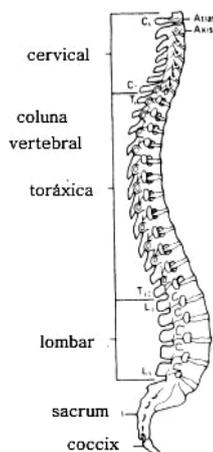


Fig. 4.18 – Coluna vertebral e disposição das vértebras lombares. Fonte (Griffin)

Os músculos agem em conjunto intervindo na manutenção da postura ereta, impedindo a hiperextensão do quadril. A flexão do joelho é contrabalançada pelo quadríceps e o músculo solear, que fixa a posição do joelho. O estômago é suportado pelo esôfago e pelo diafragma, que é um músculo fino, em forma de folha, que separa as cavidades torácicas da abdominal.

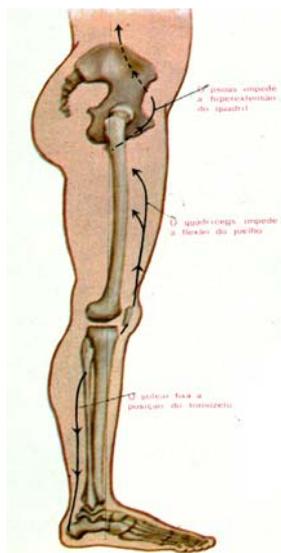


Fig. 4.19 – Estrutura suporte dos ossos e tendões em tensão. Fonte (Ovejero).

Os pulmões, preenchidos com minúsculas bolsas de ar, são pressionados contra a parede do tórax, principalmente pelo diferencial de pressão. O diafragma também dá considerável suporte para as vísceras.

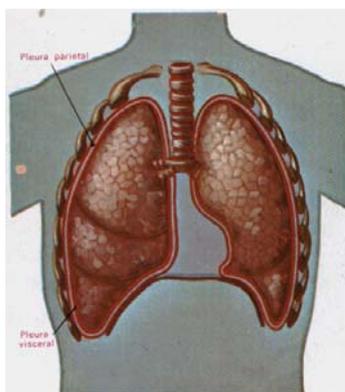
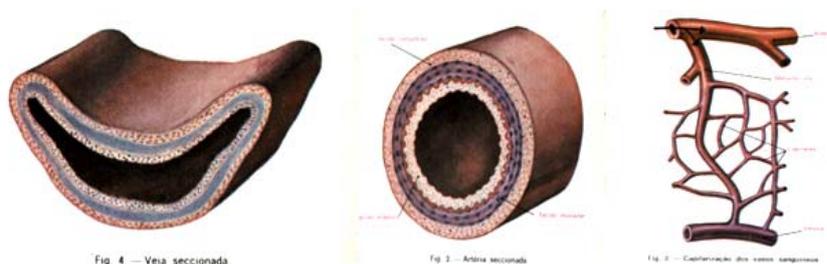


Fig. 4.20 – Disposição geral do aparelho respiratório/membrana pleural. Fonte (Ovejero).

Os líquidos no corpo humano consistem em:

- O sangue, de 5 a 6 litros, é encontrado no coração, artérias, veias e canais capilares;
- O fluido cérebro espinhal que envolve o cérebro e a corda espinhal, da mesma forma, está contido nas cavidades ventriculares dentro do cérebro;
- O fluido intertissial, encontrado em qualquer lugar do corpo, sendo um fluido comunicante para todas as células e tecidos;
- O líquido contido irregularmente no estomago, intestinos e bexiga;
- O Ar contido nas sinoses, cavidade oronasal, traquea, pulmão e freqüentemente no estomago e intestino.



*Fig.4.21 – Capilarização dos vasos sanguíneos, artéria e veia seccionada.
Fonte (Ovejero).*

Os órgãos finais contêm quantidade variável de matéria sólida, variando no tempo. Da forma como concluído pelas pesquisas de Von Gierke e Goldman (1972), a combinação de ossos e tecidos elásticos na estrutura do corpo humano, juntamente as suas dimensões geométricas, resulta em um sistema que mostra diferentes tipos de respostas á energia vibratória, dependendo da faixa de freqüência estudada. Nas baixas freqüências, o corpo humano, abaixo de aproximadamente 100 Hz, pode ser descrito como um sistema paramétrico, interconectado por massas associadas. As ressonâncias ocorrem devido a interação das massas de tecido com estruturas puramente elásticas.

Para faixa de pequenas amplitudes, pode-se idealizar que o corpo humano é um sistema mecânico linear passivo. Os ossos comportam-se na resistência mecânica a rigidez, mais ou menos como um sólido normal, sendo que os músculos, tendões e tecidos conectivos, caracterizados como tecidos elásticos, lembram o comportamento de elastômeros, com respeito aos seus módulos de Young. Estas propriedades foram estudadas em conexão com as relações quasi-estáticas de pressão/volume do organismo como um todo, incluindo-se as artérias, coração e sistema urinário, assumindo-se propriedades lineares no estudo das respostas dinâmicas. Sendo que estas características inerentes a sua conformação e construção, conclui-se que o corpo humano provém considerável amortecimento para os movimentos vibratórios.

Citando Forti (1993), observa-se que grandes variações das características de amortecimento do banco produzem poucos benefícios sobre a aceleração percebida do passageiro sentado no banco, indicando que o corpo humano possui uma estrutura conjunta, que provém considerável amortecimento para os movimentos vibratórios advindos das fontes de excitação dos pisos.

4.2.2 – A Escolha do Modelo Antropodinâmico:

O desenvolvimento de um modelo biodinâmico que representasse a natural complexidade dos movimentos do corpo humano exposto a vibração, conforme verificado por Wei e Griffin (1997), torna-se falho na medida que não possui dados suficientes para:

- Derivar um modelo matemático completo;
- Justificar a forma complexa das respostas dos modelos corporais;
- Analisar em detalhe os modos de oscilação do corpo humano.

Concluiu-se que o principal problema na reprodução das respostas do corpo humano são as diferenças entre e com a amostragem de pessoas.

4.2.2.1 – *Variações nos tipos de constituições dos indivíduos:*

Toda a população humana apresenta uma distribuição de físicos variados e essa variação acontece em qualquer idade e em ambos os sexos. O corpo apresenta pequenas diferenças de proporção na época do nascimento, mas essas diferenças vão se multiplicando em taxas diversas até a maturidade. Parte do estudo da antropologia física consiste na investigação das variedades de tipos de corpos, as peculiaridades, sua evolução física, o crescimento do corpo, a maturidade e a idade em seus padrões característicos. Algumas dessas características são quantitativas, tais como a altura e o peso. Outras são qualitativas, como o tipo de cabelo e a cor da pele.

Segundo Dreyfuss *et al* (1993), as diferenças de tamanhos e tipos constitucionais dos indivíduos, ilustradas abaixo, na Figura 4.22, afetam as condições de volume e espaço do habitáculo veicular, envolvendo as áreas da cabeça, assento e volante, como também o acesso aos comandos situados à frente.

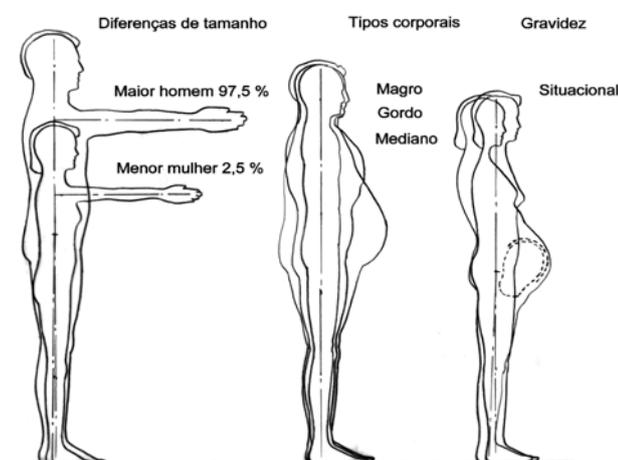


Fig. 4.22 – *Variações típicas apresentadas pelo corpo humano. Fonte (Dreyfuss).*

Esta intervariabilidade, da mesma forma, afeta as respostas da transmissibilidade das vibrações através do corpo humano, devido principalmente às várias possibilidades intrínsecas de amortecimento, conforme relatado por Griffin (1990). As causas adicionais das diferenças biodinâmicas entre indivíduos relacionam-se principalmente com as suas características físicas. Os tipos constitucionais apresentam, segundo observado por Sheldon (1940), e citado por Dreyfuss *et al* (1993), sempre três aspectos que determinam a estrutura morfológica aparente em qualquer região do corpo humano. Estes três aspectos são:

- Endoformismo:

Caracterizado pela predominância de gordura superficial, tornando o corpo arredondado, mole e pesado. Indica a existência de um grande aparelho digestivo. Os ombros são cheios, e o tórax aparenta ser pequeno, porém largo na base. A cintura pélvica se aproxima da forma circular. Os ossos são pequenos, com tuberosidades e projeções arredondadas. Cabeça e extremidades são também arredondadas.

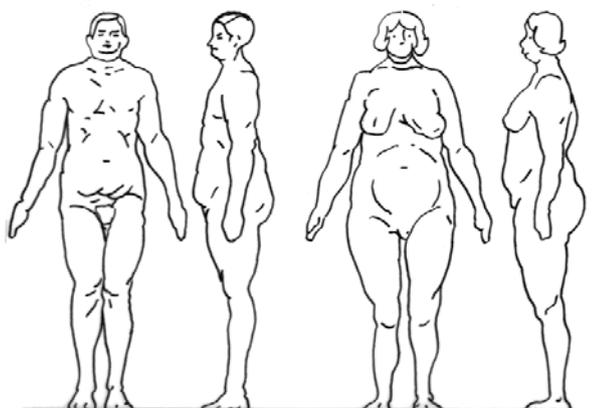
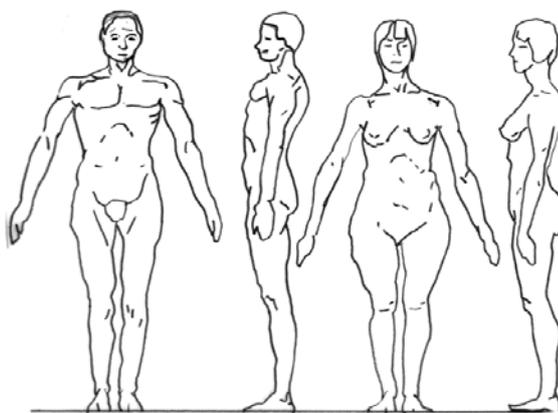


Fig. 4.23 – Componentes endomórficos do homem e da mulher. Fonte (Dreyfuss)

- Mesoformismo:

Caracterizado pela predominância de músculos e ossos, tornando a forma do corpo angular e rígida. Indicando a estrutura óssea e o tecido conjuntivo fortes, na morfologia do corpo. O físico em geral apresenta ser quadrado e rígido, com músculos proeminentes. Os ombros predominam com o tórax largo no topo e o abdômen pequeno. O pescoço é forte e a cabeça irregular, apresentando elevações proeminentes. A cintura pélvica e o tronco são mais largos lateralmente do que em suas dimensões antero-posteriores. Todos os ossos são pesados, com tuberosidades, saliências e segmentos bem definidos. Braços e pernas são geralmente pesados e musculosos. As mãos e pés são largos, os músculos do antebraço e barriga da perna são muito proeminentes.

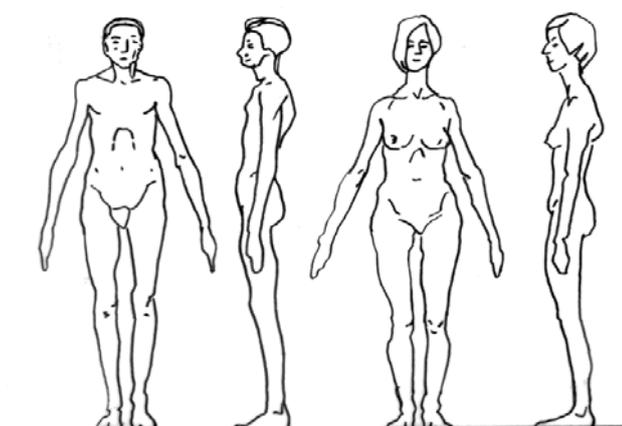


*Fig. 4.24 – Componentes mesomórficos extremos do homem e da mulher.
Fonte (Dreyfuss).*

- Ectomorfismo:

Caracteriza-se pela predominância de superfície de pele em relação á massa do corpo. Levado aos extremos, apresenta segmentos longos e finos, o que causa uma postura pobre e mal balanceada. Na morfologia do corpo, isto indica um sistema nervoso central e cérebro muito desenvolvido. O físico em geral é frágil e magro com um mínimo de gordura.

O tronco parece curto e mal posicionado e é acompanhado por membros longos. Os ombros são largos e o pescoço fino. Na coluna vertebral, as curvas torácicas e cervical são marcadas até o ponto da distorção, enquanto que a curva lombar é achatada. O ângulo subcostal é agudo, enquanto que o tórax é plano. Os ossos são leves, mas variáveis em comprimento, uma vez que a estatura deste tipo é muito variável. O crânio é muito extensivo e o abdômen se salienta frente ao tórax. Os braços e pernas são longos e com musculatura leve.



*Fig. 4.25 – Componentes ectomórficos do homem e da mulher.
Fonte (Dreyfuss).*

Da forma como observado por Lida e Wierzbicki (1978), diferentes tipos físicos apresentam diferenças da conformação vertebral, de acordo com os diversos tipos morfológicos, apresentados na Figura 4.22.

A morfologia da coluna vertebral influencia qualitativamente a transmissibilidade vibracional da interface homem/banco e influencia a distribuição de pressões no assento e encosto e de conseqüência, a percepção do padrão de conforto do banco pelo usuário final.

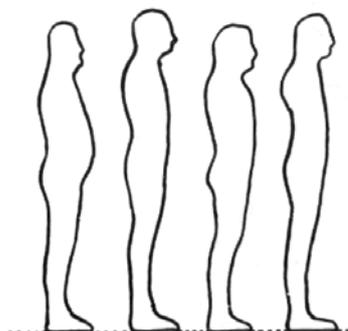


Fig. 4.26 – Conformação morfológica da coluna vertebral. Fonte (Lida).

Deve-se ainda considerar que existem, segundo Sheldon (1940), diversas associações entre os três tipos morfológicos básicos, que aumentam a complexidade do problema inicial. Na somatologia¹⁴, as constituições do corpo são estudadas com maior flexibilidade, com o desenvolvimento conceitual do “tipo misto”. Sheldon (1940) criou uma tabela ao qual foi atribuída uma escala de valores de 1 a 7, para cada um dos três componentes. Essa escala foi igualmente espaçada, dando-se valores ao sistema.

(a) MAIS DE 20 PARA CADA TIPO	(b) MAIS DE 8 E MENOS DE 20 P/CADA TIPO	(c) MAIS DE 5 E MENOS DE 8	(d) MAIS DE 3 E MENOS DE 5	(e) 2 OU 3 P/ CADA TIPO	(f) 1 OU 2 P/ CADA TIPO	(g) 1 PARA CADA TIPO
3.3.4	2.2.6	2.2.5	2.5.2	1.2.6	1.1.7	1.3.6
3.4.4	2.3.5	2.4.5	3.4.5	1.2.7	1.6.3	2.1.7
4.4.3	2.4.4	2.5.4	3.6.2	1.4.5	2.1.6	3.1.6
	2.5.3	3.5.4	4.2.5	1.5.4	2.2.7	3.7.1
	2.6.2	4.2.4	4.5.3	1.6.2	2.7.1	3.7.2
	3.2.5	5.3.2	5.3.4	1.7.1	2.7.2	4.1.5
	3.3.5	5.4.2	5.4.3	1.7.2	3.2.6	4.6.2
	3.4.3			2.3.6	4.5.1	4.6.2
	3.5.2			2.6.1	5.2.2	4.7.1
	3.5.3			2.6.3	5.4.1	5.1.4
	4.3.4			3.6.1	6.2.1	5.1.5
	4.4.2			4.3.5	6.2.3	5.5.1
	4.4.4			5.2.3	6.3.1	5.5.2
	4.5.2			5.2.4	7.1.2	5.6.1
	5.3.3			6.2.2		6.1.2
				6.3.2		6.1.3
						6.4.1
						6.4.2
						7.1.1
						7.2.1
						7.2.2
						7.3.1
						7.3.2
						7.4.1

Fig. 4.27 – Tabela somatológica de Sheldon.

¹⁴ Sistema dedicado ao estudo das displasias, relacionando-se as diferenças corporais humanas, que foram reunidas em uma tabela, a qual Sheldon chamou Somatologia.

Abaixo, podem ser observados alguns exemplos, como no tipo 4.3.4, em que as pernas são endomórficas, junto à cabeça e o tronco e braços ectomórficos. No tipo 4.4.4, tem-se a cabeça mesomórfica com tronco endomórfico-mesomórfico, sobre pernas ectomórficas. No Tipo 3.4.5, cabeça e colo são mesomórficos, suportados por uma estrutura ectomórfica.

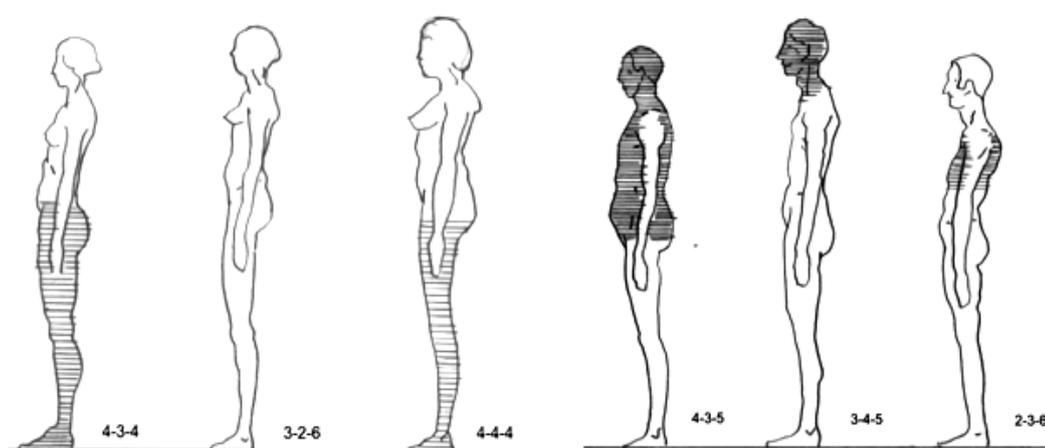


Fig. 4.28 – Exemplos de possíveis displasias no corpo de homens e mulheres.

De uma forma geral, existe o que se pode chamar de somatótipo, que reúne as características comuns a ambos os sexos. No homem, que apresenta uma constituição mais forte, possuindo músculos que se destacam ligeiramente, sem arredondamentos. A cabeça é firme e o rosto está bem moldado. O colo e o ombro são proeminentes e bem constituídos. O tronco apresenta um tórax amplo com o abdômen e a pélvis bem marcados. Na mulher, a cabeça é de tamanho médio. Os ombros pequenos e a cintura bem definida, na metade do tronco. As atenuantes endomórficas estão presentes em todo o conjunto, sendo que os três graus de ectomorfismo aparecem bem definidos nas extremidades delicadas, com membros delgados.

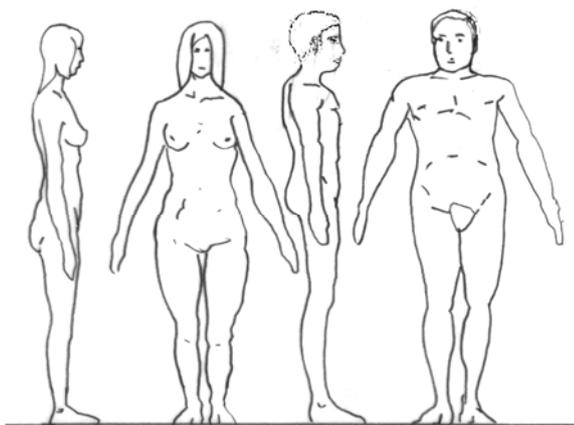


Fig. 4.29 – Somatótipo comum de homens e mulheres.

Com relação as raças, o homem também apresenta dependência, quanto as diferenças sobre a variação de tamanho. Conforme observado por Dreyfuss (1993), em seu estudo de antropometria, existem diferenças proporcionais entre raças, como mostrado na Figura 4.30 abaixo, em que as diferenças nas medidas são bastante substanciais, uma vez que os três tipos tem o mesmo peso.



Fig. 4.30 – Diferenças proporcionais entre raças.

Na tabela abaixo, está incluída a raça brasileira, em que se pode observar que o homem norueguês é o mais alto e que a mulher inglesa é a mais alta. O japonês e os orientais são menores na estatura em relação aos outros povos.

PAÍS	SEXO	2.5% percentil	50% percentil	97.5% percentil
Alemanha	M	156.7	169.2	181.6
	F	147.1	159.5	172.
Austrália	M	163.1	174.	184.9
Brasil	M	164.4	169.7	175.1
Canadá	M	160.8	172.7	184.7
	F	145.5	157.7	169.9
França	M	154.4	169.9	185.4
Inglaterra	M	158.	170.9	183.9
	F	147.8	160.8	173.7
Itália	M	158.5	170.7	182.9
Japão	M	157.5	166.9	176.3
	F	143.8	153.7	163.6
Noruega	M	164.1	177.5	191.
Rússia	M	160.	172.	183.9
Turquia	M	158.2	169.4	180.6

Fig. 4.31 – Diferenças de estatura em função das raças.

Da mesma forma, a nossa raça, que possui a característica de ser muito miscigenada, onde se encontram situações extremas, apresenta na Figura 4.31, também como variável, as diferenças de estatura por região.

Homem (cm)			Mulher(cm)			Estados Brasileiros
3%	50%	97%	3%	50%	97%	
158,2	169,3	182,0	147,7	157,0	167,8	RS/SC/PR
157,5	168,5	180,5	146,0	156,1	168,5	SP
157,0	167,7	180,0	147,5	156,0	168,3	RJ
156,9	167,8	180,1	145,1	155,4	167,0	MG/ES
156,3	168,0	180,9	145,8	155,3	168,6	DF
154,2	165,0	177,4	143,8	153,0	165,7	RO / AC / AM / PA / RD / AP / GO / MT / MS
153,2	164,1	175,9	142,8	152,9	164,4	BA / SE / AL / PE / PB / RN / CE / PI / MA
156,2	167,2	179,5	145,5	155,1	167,2	Média (7 regiões)

Média do adulto: RS/SC/PR	163,6
Média do adulto : SP	162,8
Média do adulto : RJ	162,7
Média do adulto : MG / ES	162,0
Média do adulto : DF	162,4
Média do adulto : RO/ AC/AM/RN/PA/AP/GO/MT/MS	159,8
Média do adulto : BA/SE/AL/PE/RN/CE/PI/MA	158,8
Média do adulto brasileiro (18 a mais de 70 anos)	161,7

Fig. 4.32 – Variáveis da população brasileira por região.

É evidente a influência do meio ambiente social ou geográfico para o crescimento do corpo. Os fatores genéticos e ambientais se combinam para produzir uma série de indivíduos distintos. Existem diferenças regionais no crescimento que não podem ser explicadas em termos de nutrição ou clima, parecem depender de fatores genéticos peculiares de regiões. Estas diferenças podem ser responsáveis pela variedade de constituições existentes.

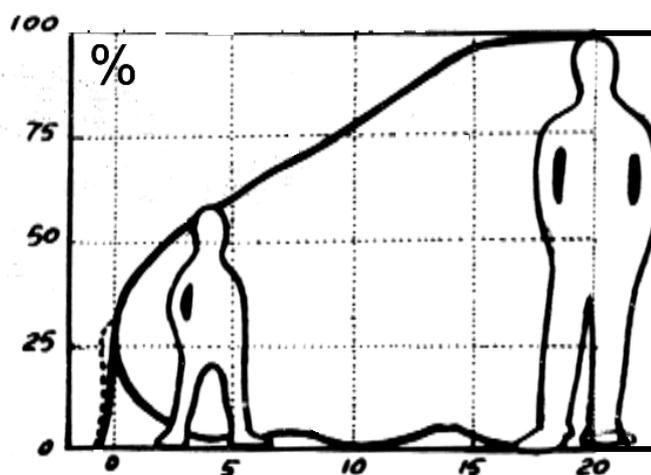


Fig. 4.33 – Curvas médias de crescimento da estatura em função da idade.
Fonte (Iida e Wierzbicki) 1978.

O corpo humano durante o crescimento se modifica em três aspectos:

- Aumenta de tamanho;
- De área;
- De peso;

Entre o nascimento e a maturidade, há um aumento aproximado de 3 vezes em média na estatura. Um aumento de 7 vezes na superfície da pele e um aumento de 20 vezes no peso, conforme verificado na Figura 4.34, mostrada a seguir. A variação do ritmo do crescimento entre as distintas partes do corpo é regulada de tal maneira que cada parte alcança a medida proporcional ao papel que desempenha na fisiologia do corpo.

O processo de envelhecimento é gradual e impossível determinar com exatidão qualquer progressão cronológica média das características. O exame dos tecidos do corpo mostra que o envelhecimento não é mais que uma série gradual de mudanças degenerativas da natureza dos sistemas morfológicos, como no processo de crescimento os processos de degeneração ocorrem em velocidades diferentes. Uma das mudanças é a diminuição do poder das cartilagens em manter a elasticidade do corpo. A calcificação das cartilagens se acentua quanto mais avançada a idade. Outra mudança é a fragilidade, cada vez maior, do esqueleto ósseo. O sistema nervoso, ao contrário, é capaz de se conservar. Depois dos 60 anos de idade aproximadamente, ocorre uma evidente perda das funções motoras e uma diminuição da sensibilidade aos estímulos externos. A superfície cutânea geralmente se enrugula e adquire uma textura mais grossa em certas regiões do corpo. Devido à calcificação e a atrofia dos discos da coluna vertebral, existe uma perda de movimentos do tronco, assim como uma diminuição na estatura.

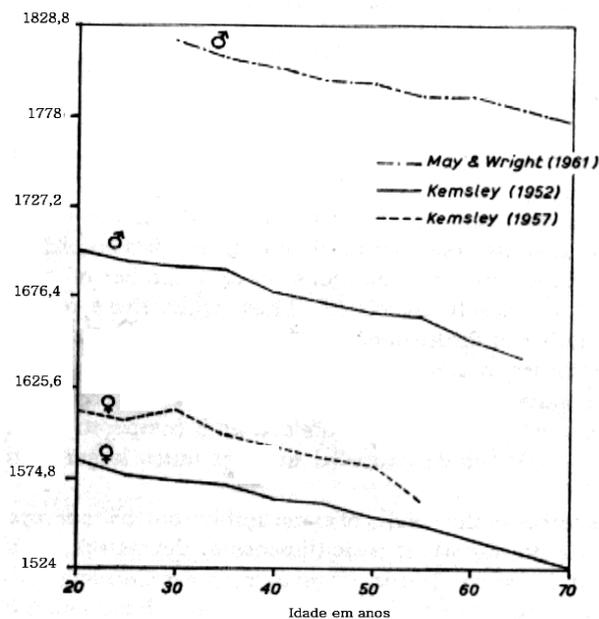


Fig. 4.34 – Mudanças na estatura através da idade. Fonte Murrell (1965).

Conclui-se que o ser humano representa um sistema complexo em sua organização. De comportamento não linear, não sendo igualmente sensível a todas as frequências, ou seja, cada parte possui sua sensibilidade em diferentes faixas de frequências. Da mesma forma que as vibrações são também dependentes da direção na qual o movimento é aplicado, duas pessoas não respondem da mesma maneira.

O corpo humano é um sistema extremamente amortecido e, quando excitado na sua frequência natural, entrará em ressonância sobre sua faixa característica de frequência. Desta forma, adequados modelos biomecânicos podem simular as funções de resposta em frequência às vibrações. Devido às dificuldades de se reproduzir e analisar um sistema mecânico com muitos graus de liberdade, como por exemplo, o sistema de 15 G. L. proposto por Kitazaki e Griffin (1997) e citado por Griffin (1997), que relata a complexidade de medir a impedância postural média de uma pessoa sentada, em uma só posição e exposta a um único tipo de movimento. Da mesma forma, como demonstrado por Von Wittern (1953) e Coermann *et al* (1960), sistemas mecânicos simples para baixas faixas de frequência, de um sujeito em pé, embora sirvam para descrever e entender suas ações características apresentam

dificuldade ao se dar valores numéricos para os elementos, devido a conjugação de fatores, tais como:

- Tipo de excitação;
- Tipo da distribuição de massas no corpo do indivíduo;
- Sua posição e tônus muscular.

Além do que a própria complexidade de um modelo, aumenta a dificuldade de se calcular e analisar os dados adquiridos, pode-se chegar a conclusões desencontradas quanto à dinâmica natural dos movimentos.

4.2.2.2 – O Modelo de 4 graus de liberdade:

Para se determinar as condições de projeto iniciais, ou seja, as frequências naturais dos primeiros modos de vibração, foi modelado no algoritmo Ansys, um sistema composto por um manequim de 4 graus de liberdade, conforme proposto pela Norma ISO 7962 (1987d), e mostrado na Figura 4.35. Neste modelo, citado e analisado também por Griffin *et al* (1990), é indicado apenas para cálculos matemáticos, não sendo anatomicamente correto. Além do que, prioriza o estudo da transmissibilidade assento/cabeça, com dados médios de um conjunto de diferentes combinações de posturas.

O movimento vertical é dominante no estudo do conforto de marcha e, conseqüentemente, os movimentos e modos de vibração da cabeça são de importância, embora sua dinâmica esteja associada principalmente aos movimentos de arfagem, no contexto de efeitos visuais. A posição não vertical da cabeça afeta o comportamento vibracional do sistema. Os eixos normais de movimento do assento e encosto e a própria

configuração do banco, podem influenciar os movimentos da cabeça e afetar a transmissibilidade principal, portanto, no caso presente, sua utilização é de pouca importância prática.

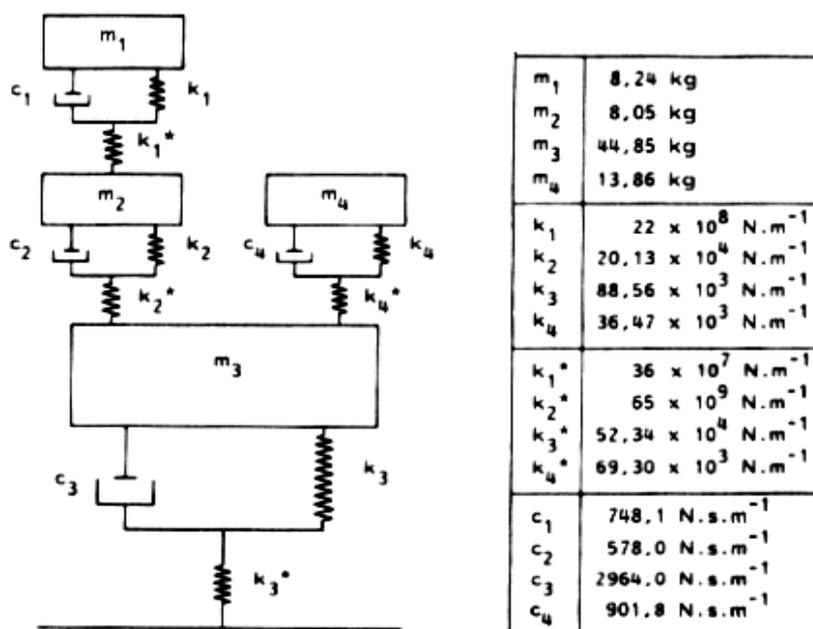


Fig. 4.35 – Modelo analítico de 4 graus de liberdade do corpo humano nas posições em pé e sentado, segundo Norma ISO 7962 (1987d).

Enfatiza, entretanto, que a resposta dinâmica do corpo humano é complexa, com mais de uma ressonância. Estão mostradas as funções de transferência relacionando as respostas em amplitude de deslocamento de cada uma das 4 massas do sistema à amplitude de deslocamento da excitação na base.

Os gráficos da Figura 4.36 abrangem os valores de frequência natural para os três primeiros modos de vibração do sistema. Considerando-se em um outro âmbito as dificuldades de:

- Construção de um modelo com estas características;
- Mensuração e análise do volume de dados;

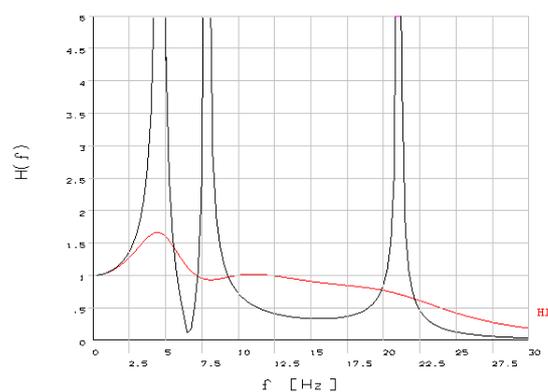
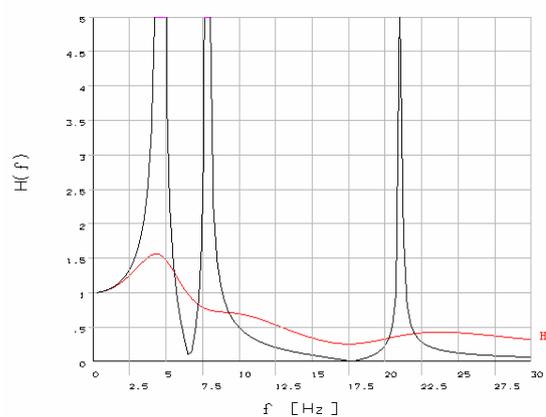
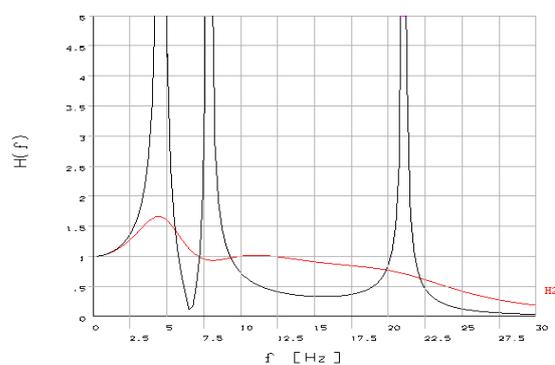
**H1 (Hx1-x0)****H2 (Hx2-x0)****H3 (Hx3-x0)**

Fig. 4.36 – Frequência natural dos 3 primeiros modos de vibração.

Observa-se a incidência de valores entre 5/7 e 20 Hz, sendo que os dois primeiros modos podem ser sobrepostos às frequências de ressonância impostas pelo espectro dos pisos, conforme mostrado na Figura 4.35 e reunidos na tabela a seguir:

TABELA 02:

Modos de vibração	Frequência em Hz
1	4,6
2	7,8
3	21

Valores associados de frequência natural.

4.3 – A relação antropométrica:

A antropometria aborda as características quantitativas, que inclui todas as medidas externas das dimensões do corpo humano, raios de alcance, medidas lineares e angulares do segmento do corpo, a força dos membros, as posturas do corpo. A esse conjunto de características quantitativas das medidas do corpo é denominado de antropometria estática e dinâmica.

A fim de se sistematizar e criar condições de contorno ao presente estudo, primeiramente, foi estabelecido, de acordo com a norma ABNT PB-472, o uso dos manequins de 95/50/5 %, que além de representarem a maior e menor faixa da população, são também os percentis¹⁵ citados a norma de projeto, para definição da volumetria e definição de toda a interface ergonômica do ambiente / espaço / habitáculo interno da carroceria, como mostrado na Figura 4.37. São também utilizados na definição dos limites de curso dos bancos dianteiros e posicionamento vertical, com relação à rigidez da espuma do assento. Respectivamente, ponto H e cota H-30.

¹⁵ Percentil é um modo de ordenar uma população sob certo critério estatístico antropológico, onde um indivíduo do nésimo percentil será identificado por dimensões que são apenas superadas por 100 menos N por cento da população.

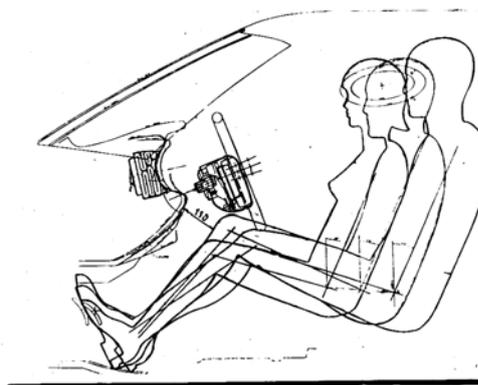


Fig. 4.37 – Interface da localização painel/banco/volante com relação aos 3 percentis.

4.3.1 – A Relação Antropométrica Étnica Localizada:

A Norma PB-472 (1979) – ABNT, padroniza os dados antropométricos de uma população representativa brasileira, ordenados sob critérios de pesos e dimensões básicas dos diversos percentis, separados por faixas de idade e adaptados para uso de volumes internos.

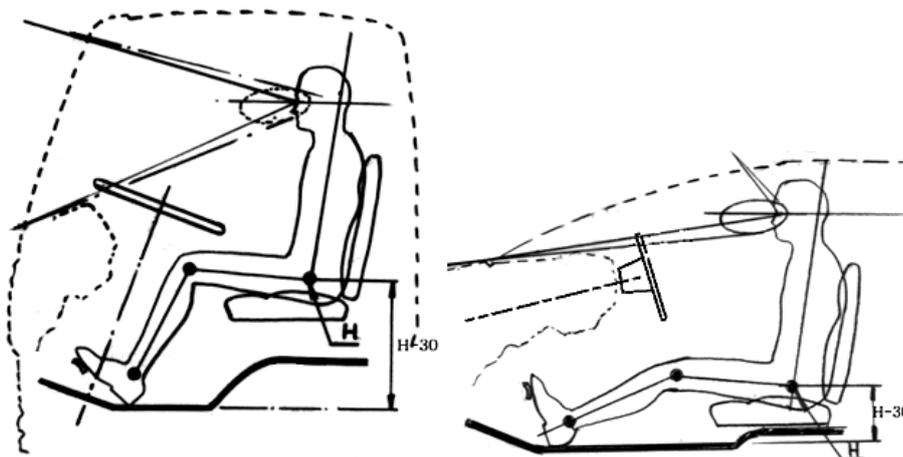


Fig. 4.38 – Posicionamentos típicos da cota do ponto H.

Baseado na necessidade prática de se utilizar valores médios e com referência a vigência das normas de projeto, estabeleceu-se para efeito de cálculo os pesos e

as medidas médias perfazendo o total de idades entre 18 – 79 anos, relativas aos 03 percentis para homens, que apresentam maior massa corpórea, conforme tabela abaixo:

TABELA 03:

<i>Percentil</i>	95 %	50 %	5 %
<i>Homens Kg</i>	98	75	57
<i>Mulheres Kg</i>	90	62	47

HOMENS:

Percentil	95 %		50 %		5 %	
Dimensão A – mm	1849	--	1735	--	1615	--
Dimensão B – mm	394,7	404	352	356	314,7	310
Dimensão C – mm	122,6	--	106,6	--	96	--
Dimensão D – mm	480	549	448	495	418,7	439
Dimensão E – mm	528	505	477,3	419	432	348
Dimensão F - mm	538,7	--	490,7	--	440	--

MULHERES:

Dimensão A – mm	1704	--	1598	--	1499	--
Dimensão B – mm	*432,5	434	*370,4	363	*326,4	312
Dimensão C – mm	*103,6	--	*82,1	--	*90,6	--
Dimensão D – mm	*427,4	533	*396,3	480	*357,5	432
Dimensão E – mm	*435,2	490	*406,7	384	*367,8	312
Dimensão F – mm	*520,7		*432,6		*404,1	--

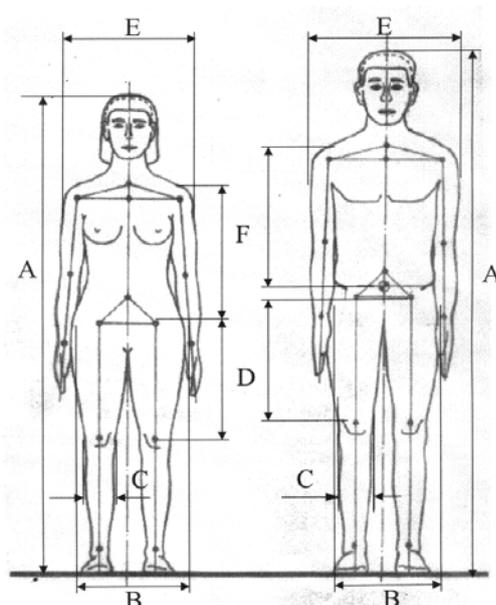


Fig. 4.39 – Dados antropométricos – Adultos masculinos/femininos¹⁶



Fig. 4.40 – Localização das cotas referentes ao indivíduo sentado.

Da mesma forma, os protótipos físicos foram desenhados com as referências do manequim de 50%, conforme concluído através de amplos estudos de amostragem da população americana realizados pela NASA em 1978 e citados por Dreyfuss *at al* (1993), no qual fica demonstrado na Figura 4.44, a seguir, como a curva de distribuição Gaussiana das três categorias principais de estatura em percentis, que estão relacionadas, evidenciando-se que a maior ocorrência é em torno do percentil de 50%.

¹⁶ Valores de dados antropométricos extraídos da população adulta dos E.U.A, fonte Dreyfuss, (1996), e adaptados sob fórmula empírica para nosso grupo étnico, por falta de um trabalho conclusivo sobre a antropometria brasileira.

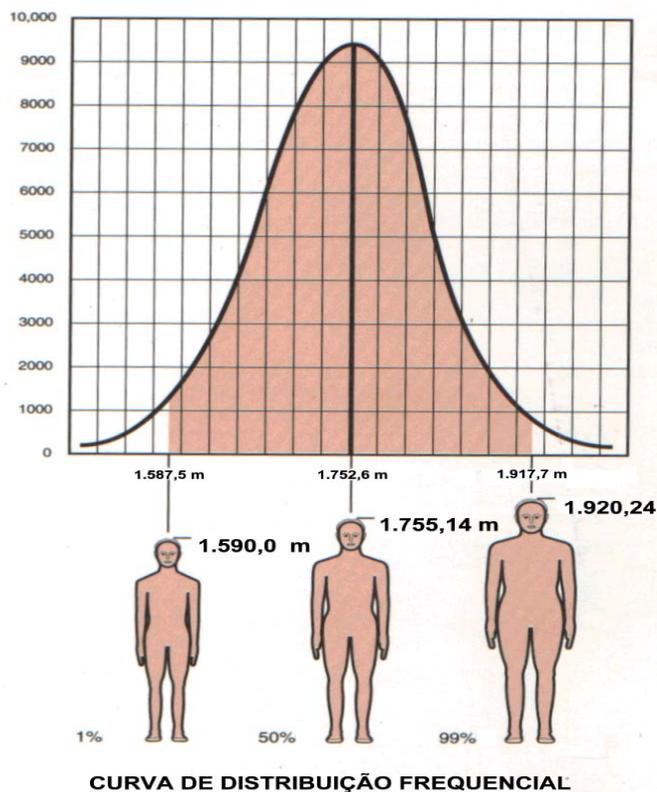


Fig. 4.41 – Curva de distribuição normal, em função da estatura.

Mantêm-se, desta forma, a coerência entre as respostas dos modelos matemáticos e dos testes de um grupo heterogêneo de pessoas, em vez de somente uma aproximação real destes sinais.

4.4 – A Busca pela Similaridade:

A exposição do ser humano a faixa de baixa frequência está associada ao contato direto com sólidos vibrantes, os quais são freqüentemente conduzidos de forma suficiente severa para produzir movimentos forçados no corpo humano. Fontes comuns deste tipo de excitação são veículos, tratores e máquinas fora de estrada.

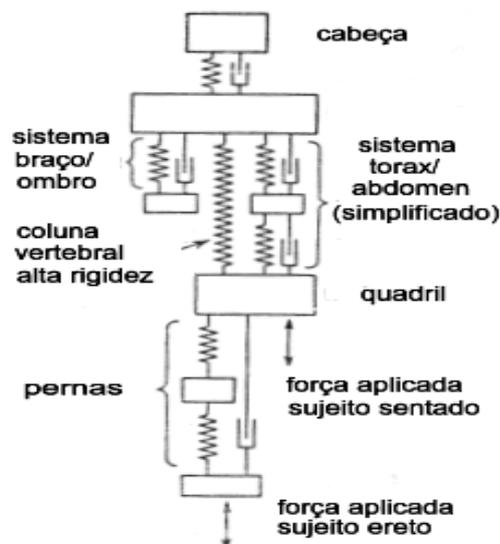


Fig. 4.42 – Modelo mecânico simplificado, para baixas frequências, proposto por Coermann et al, citado por Von Gierke e Goldman (1972).

Goldman (1957), na Figura 4.42, propõe um modelo mecânico análogo de um sujeito ereto, exposto as vibrações de uma plataforma vertical. A massa do esqueleto e as partes rigidamente fixadas a ele são representadas por m_0 . A resistência e rigidez das estruturas das solas dos pés estão representadas por k_0 e r_0 . Os outros valores de m , k , e r representam massas com molas e suas ligações amortecidas, com respeito a estrutura do corpo humano.

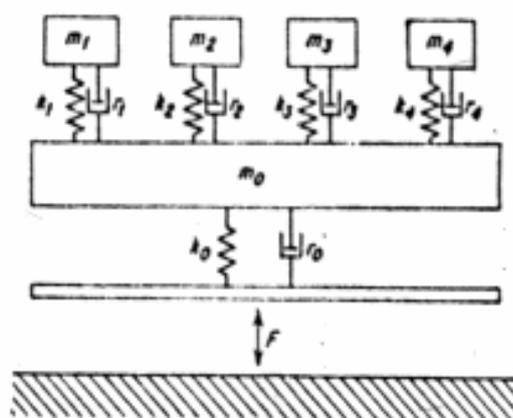


Fig. 4.43 – Circuito mecânico simples para vibrações verticais.

Por exemplo, a cabeça e o pescoço, o braço e o ombro, as vísceras abdominais, a região glútea e músculos da coxa. A força de excitação está representada por F .

4.4.1 – A Freqüência Natural Humana e os Modos de Vibração:

O corpo humano possui alto grau de amortecimento, devido as características e propriedades inerentes dos tecidos celulares, de construção e rigidez, associadas a grande concentração de água e líquidos no organismo humano. A Figura 4.44 mostra a atenuação da vibração vertical ao longo do corpo.

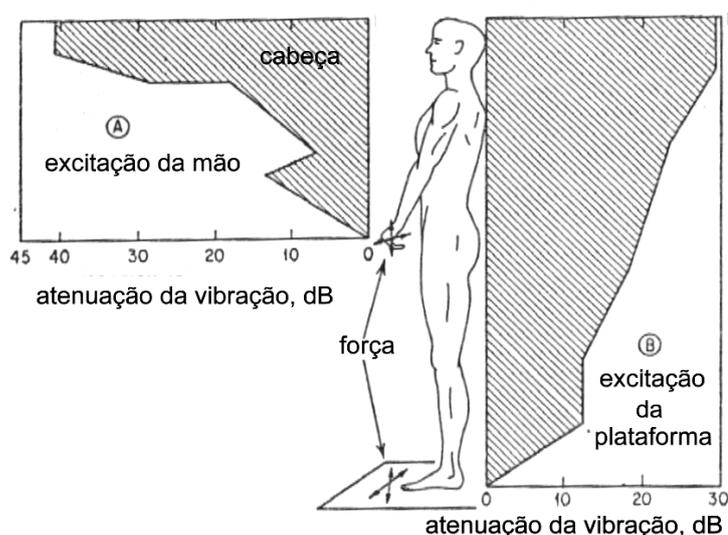


Fig. 4.44 – Atenuação da vibração no 50 Hz através do corpo humano.
Fonte Goldman e Von Gierke.

A atenuação está expressa em decibéis, com valores baixos no ponto de excitação para excitação de mão (A) e plataforma (B) com o indivíduo de pé. Os experimentos de Coermann *et al* (1960, p. 62), citado por Goldman (1957) e apresentados abaixo, na Figura 4.45, sobre a impedância mecânica de um sujeito em pé ou sentado, em uma plataforma vibratória vertical, indicam que aproximadamente abaixo de 2 Hz o corpo atua como massa rígida.

Para a posição sentado, a primeira ressonância ocorre entre 4 e 6 Hz e para a posição em pé. Os picos de ressonância ocorrem entre 5 e 12 Hz. Os picos de ressonância entre 4 e 6 Hz são sugestivos de combinação massa-mola para todo o torso com a pélvis e a

parte inferior da coluna, da mesma forma que entre 10 e 14 Hz relaciona-se com a parte superior do torso, com movimentos de flexão a frente da parte superior da coluna.

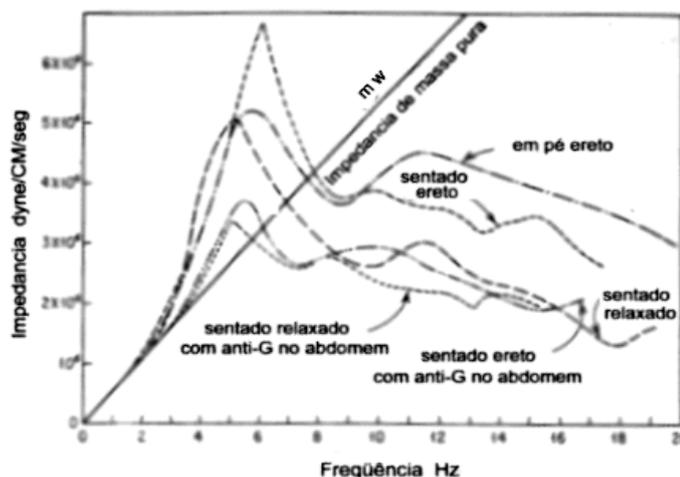


Fig. 4.45 – Impedância mecânica em função da frequência. Fonte Goldman

As amplitudes relativas de deslocamento para diferentes partes do corpo de um indivíduo sentado, quando sujeito as faixas de vibrações acima descritas, estão mostradas na Figura 4.45. As curvas mostram uma amplificação do movimento na região da ressonância e um decaimento nas altas frequências. Como observado anteriormente, as diferenças individuais do próprio corpo humano, ou seja, a relativa localização das suas massas, muda consideravelmente os valores de impedância e os fatores de transmissibilidade.

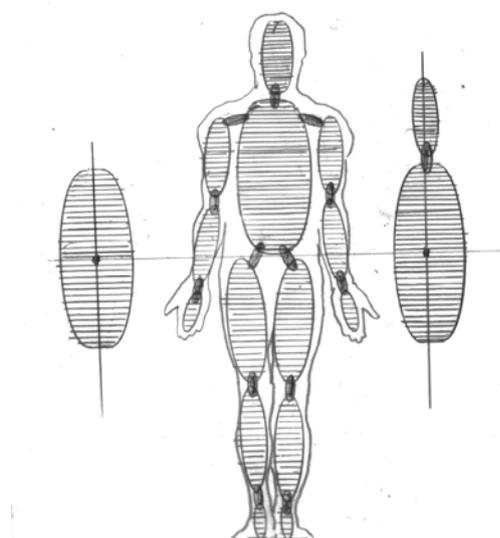


Fig. 4.46 – Distribuição e localização relativa das massas.

As frequências de ressonância se mantêm relativamente constantes, entretanto a transmissibilidade varia, tendo sido observado em torno de 4Hz, valores tão altos quanto 4, conforme reportado por Radke (1957) e citados por Von Gierke e Goldman (1972).

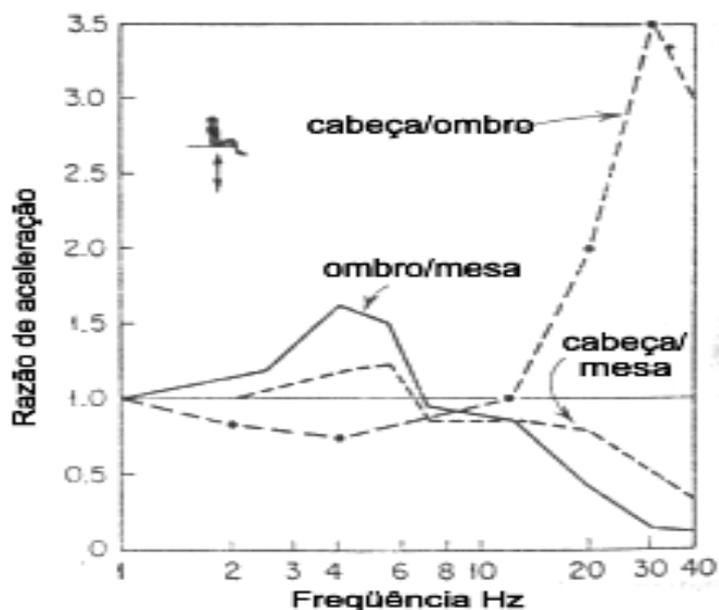


Fig. 4.47 – Transmissibilidade vertical de um indivíduo sentado, em função da frequência. Fonte Goldman e Von Gierke.

Acima de aproximadamente 10 Hz as amplitudes de deslocamento do corpo são menores que as amplitudes da plataforma de excitação, sendo que diminuem continuamente com o aumento da frequência. A atenuação das vibrações transmitidas pela plataforma para a cabeça está mostrada na Figura 4.47.

Na faixa de 100 Hz, a redução situa-se em torno de 40 dB. Entre 20 e 30 Hz, a cabeça entra em ressonância mecânica, como indicado anteriormente na Figura 4.46. Quando sujeita a vibração nesta faixa, a amplitude de deslocamento da cabeça pode exceder a amplitude do ombro, por um fator de 3.

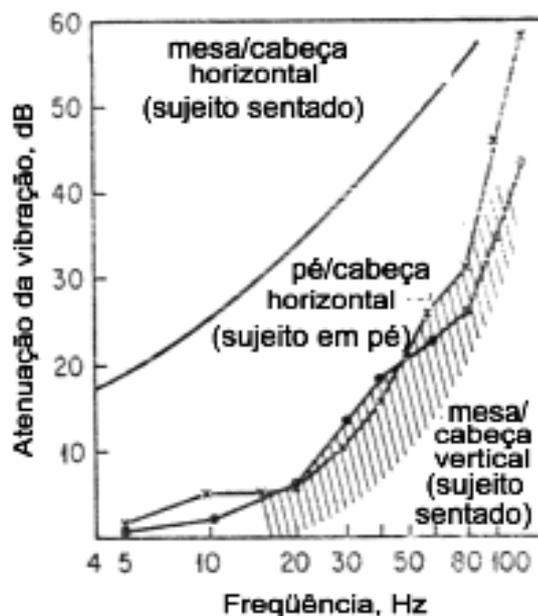


Fig.4.48 – Atenuação da vibração vertical e horizontal para indivíduos sentados. Fonte Goldman e Von Gierke.

Esta ressonância tem importância na conexão com a deteriorização da acuidade visual sobre a influência da vibração. Outra faixa de frequência de distúrbios situa-se entre 60/90 Hz, sugerindo a ressonância do globo ocular. Goldman (1957) demonstra em seus estudos das características do corpo humano que existem respostas ressonantes no comportamento da região torácica.

O subsistema tórax-abdômen é o mais importante do corpo humano para efeito de excitação na posição sentado, sendo que as vísceras abdominais possuem alta mobilidade devido a pequena rigidez do diafragma somado ao volume de ar dos pulmões sobre a parede do tórax. Sobre a influência da vibração longitudinal do torso, a massa abdominal vibra para dentro e para fora da caixa torácica.

O deslocamento periódico das vísceras abdominais apresenta uma forte ressonância entre 3 e 3,5 Hz e estão, acopladas com as oscilações do sistema boca/abdômen. A parede abdominal apresenta uma resposta máxima entre 5 e 8 Hz e a parede anterior do tórax entre 7 e 11 Hz.

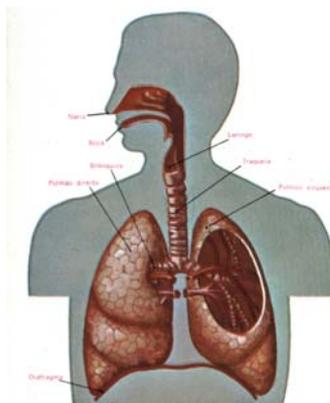


Fig. 4.49 – Disposição geral do sistema respiratório. Fonte Ovejero.

A vibração do sistema abdominal é facilmente detectada através da modulação da velocidade do fluxo de ar que passa através da boca, conforme Figura 4.50.

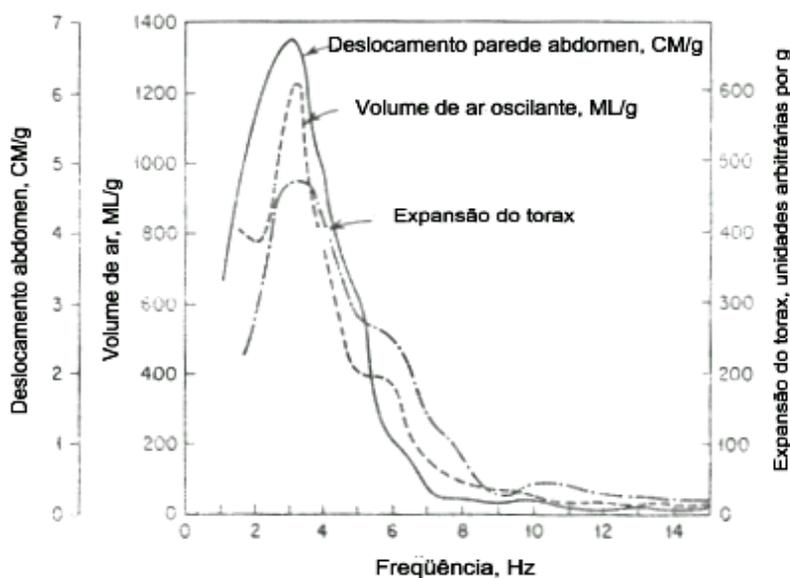


Fig. 4.50 – Curvas típicas de resposta do deslocamento da parede abdominal de indivíduos expostos a vibração vertical, posição supino. Fonte Coermann et al (1960).

4.5 – Sistemas de 1 e 2 graus de liberdade:

De acordo com Wei e Griffin, (1997), o desenvolvimento de um modelo de 1G. L. pode resumir adequadamente a transmissibilidade de um grupo de pessoas, sendo que a impedância mecânica do corpo humano pode ser representada por um sistema discreto de

massa/mola/amortecedor. Sendo grande a dispersão das respostas, devido à intervariabilidade das pessoas, um modelo simples não pode prever uma relação otimizada de um único indivíduo, ou mesmo a resposta principal de transmissibilidade específica de um grupo.

O uso de modelos mais complexos só se justifica quando existem variáveis na impedância, como por exemplo, variações na postura ou na amplitude de vibrações ou ainda, para avaliar os movimentos em separado de outras partes associadas do corpo. Por exemplo, da associação assento/cabeça, este sistema permite fazer previsões otimizadas dentro da faixa de respostas de um grupo de pessoas. Optou-se pelo estudo de modelos com 1 e 2 graus de liberdade, levando-se em conta, a analogia da localização e concentração das massas no corpo humano, como indicado na Figura 4.51.

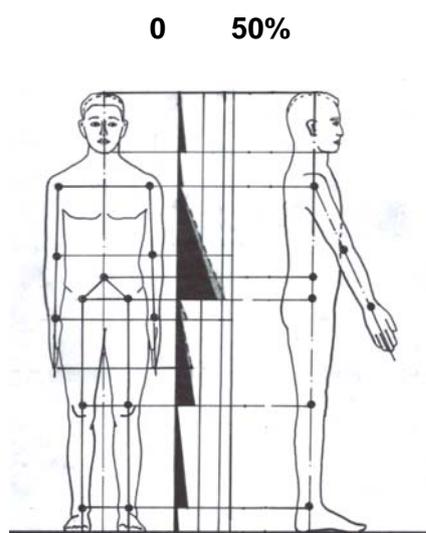


Fig. 4.51 – Concentração percentual de massas corpóreas. Fonte McCormick.

Optou-se por sistemas de menor complexidade de 1 e 2 graus de liberdade, porém com suficiente precisão de acompanhamento dos dois primeiros modos de vibração humana que são, respectivamente, as massas suportadas pelo banco:

- A região torácica/abdominal, com menor rigidez, representando 83%;
- A cabeça/pescoço, com maior massa concentrada, representando 17%;

4.6 – As características de impedância e transmissibilidade humanas:

4.6.1 – A Massa Aparente:

Um dos principais meios de medição das respostas dinâmicas do corpo humano é a função resposta em frequência da impedância mecânica ou massa aparente. Determinadas na interface homem/assento para vibrações verticais de todo o corpo, fica definida como:

$$\text{Massa aparente (} \omega \text{)} = \frac{\text{Força transmitida na interface homem/banco (} \omega \text{)}}{\text{Aceleração homem/banco (} \omega \text{)}}$$

Com a intenção de se fixar as faixas de ressonância do corpo humano associadas aos valores específicos já definidos das massas relativas a cada percentil, foi simulada analiticamente a performance da interação de força/deslocamento do atuador hidráulico MTS 244, com as seguintes características:

- 25 KN
- Curso de +/- 284 mm
- Servo-válvula com capacidade de 950 cm³ (15 GPM)
- Máxima velocidade contínua de 1,27 m/seg
- Aceleração de 1 m/s² RMS
- Tempo de amostragem de +/- 10 seg.

Como em torno de 75% do peso está suportado pelo banco, respectivamente para os percentis de 95, 50 e 5%, tem-se 73,5, 56,2 e 43,3 kg de massa. Os resultados que

estão mostrados na Figura 4.52 abaixo, sugerem que o corpo humano possui a sua principal ressonância vertical na região de 5 Hz. Em alguns casos, este modo de vibração se torna evidente na região de 8 até 10 Hz.

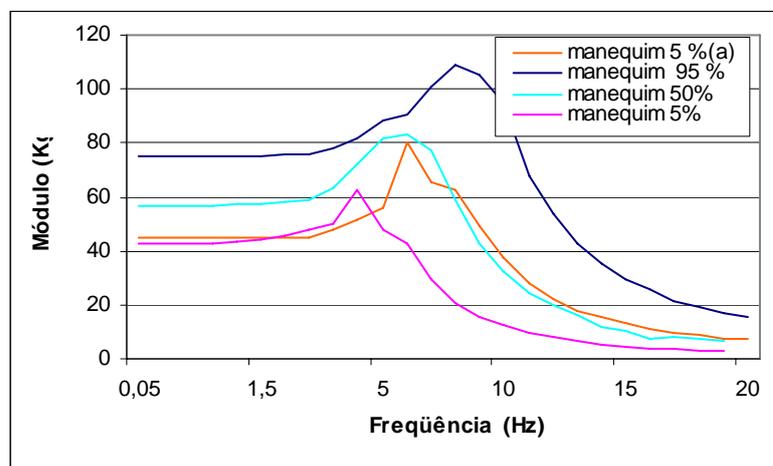


Fig. 4.52 – Comportamento da massa aparente em módulo.

Da mesma forma, posteriormente, cada massa aparente foi normalizada, dividindo-se pelo seu peso estático, quando sobre a plataforma, na faixa de 0,5 Hz, em função da variabilidade dos erros na faixa de 0 e 0,25 Hz.

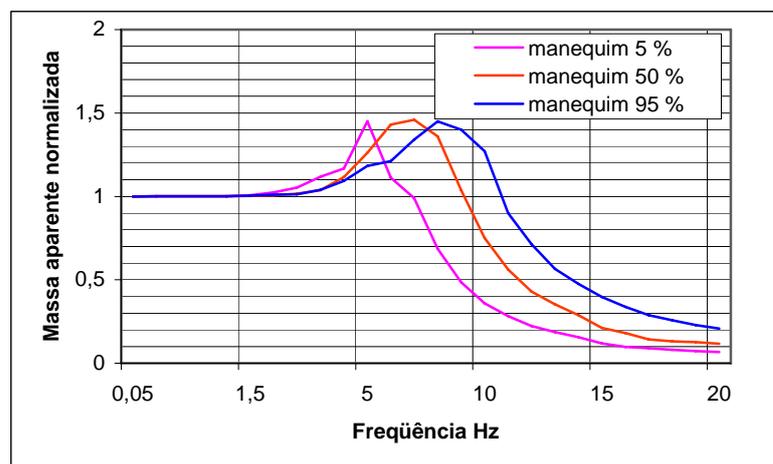


Fig. 4.53 – Valores de transmissibilidade da massa aparente normalizada.

Conforme mostrado na Figura 4.53 acima, a variabilidade da massa aparente normalizada é muito pequena. As medições usando-se a massa aparente parecem demonstrar que existe boa repetibilidade dos valores, mesmo em função da inter/intra-variabilidade da amostragem do biogrupo.

4.6.2 – Distribuição das Massas Corpóreas:

Estabeleceu-se como referência para o desenvolvimento do modelo paramétrico de massas rígidas, as informações provenientes das pesquisas de Fairley e Griffin (1989), Dreyfuss (1993), associados a média das massas totais dos valores antropométricos do percentil de 50% da raça brasileira, segundo norma PB – 472/(1979).

Na Tabela 4 abaixo, estão reportadas as constantes e as massas de projeto de manequins de 1 e 2 graus de liberdade, provenientes das normas e pesquisas mais recentes da matéria em estudo.

TABELA 04

	Abdomem	Cabeça		Esqueleto	Tronco	Cabeça		Corpo
	K₁	C₁	K₂	C₂	m	m₁	m₂	m_T
	Kg/m	Kg s/m	Kg/m	Kg s/m	Kg	Kg	Kg	Kg
Griffin	3500,7	81,5	3325,4	48,4	5,6	36,2	8,9	50,7
	4200	136	----	----	9	46	----	55
	5017,6	73,9	----	----	6	46	----	52
ISO 5982 (1981)	2400	19	6800	154	----	----	----	----
Suggs	2904,8	14,73	1532,8	8,43	----	36,28	12,51	48,79
Farley & Griffin₁	5198,7	136,6	----	----	8,6	50,2	----	58,8
Wei & Griffin	3907,1	73,6	4287,6	60,9	7,6	37,4	13,2	58,2
P. E. Bouleau	4600 k ₃ 7500 k ₂	67,4	1360	193,3	2	12,9	14,1 m ₂ 23,9 m ₃	52,9
Farley & Griffin₂	4500	136	----	----	6	45,6	----	51,6
Wei & Griffin	3577,6	76,1	3837,4	45,8	6,7	33,4	10,7	50,8
	4413	148,5	----	----	7,8	43,4	----	51,2

Sendo que as mãos são apoiadas e praticamente fixas ao volante, não sendo considerada como massa suspensa, somente em torno de 13,5% dos 22% que totalizam o percentual das coxas, está suportado pela espuma do banco. Na massa não suspensa, que para ser contida a um valor mínimo, não foi somada as massas relativas das mãos.

TABELA 05:

%	99	95	90	80	70	60	50	40	30	20	10	5	1
H	109	98	93	86	82	78	75	72	69	65	61	57	51
M	107	90	82	74	69	65	62	59	57	54	50	47	42

Pesos dos percentis segundo norma PB – 472/(1979)

Segundo Fischer (1940), citado por Murrell (1965), os percentuais de pesos com relação ao peso total em pé, são:

1 – cabeça e pescoço		6% a 8%
2 – tronco		40% a 46%
3 – pernas	(ambas)	30% a 36%
4 – pés	(ambos)	3% a 4%
5 – braços	(ambos)	10% a 12%
6 – mãos	(ambas)	1% a 2%

O que resulta para os três percentis dos manequins de 1 e 2 graus de liberdade, na posição sentada, são os valores apresentados na Tabela 06:

TABELA 06:

Item / percentil	95% (kg)	50% (kg)	5% (kg)
Em pé (100%)	98	75	57
Sentado (75%)	73,5	56,2	43,3
Cabeça / pescoço 8%	7,84	6	4,56
Tronco / braço / antebraço 53%	53,41	40,08	31,06
Coxas - Parte superior 13,5%	13,23	10,12	7,69
Suporte massa não suspensa	12,9	12,9 (fixo)	12,9 (fixo)
Massa suspensa 1G.L.	60,6	43,3	30,4
Massa não suspensa 2 G.L.	7,84	cabeça 6	4,56
	52,76	Tronco / restante 37,3	25,84

Definição e distribuição das massas corpóreas.

Observa-se abaixo, na Figura. 4.54, a diferença existente entre as distribuições dos pesos totais do percentil de 50 %, com relação aos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade.

Da mesma forma, o posicionamento das massas também está relacionado com a maior concentração de massa/grau de flacidez e seus efeitos particulares na forma de vibração. Para manter-se a semelhança com os valores da função resposta em frequência, a massa suspensa deve manter-se em movimento axial com o eixo Z de translação vertical, não permitindo movimentos laterais em Y ou de rotação sobre seu eixo principal.

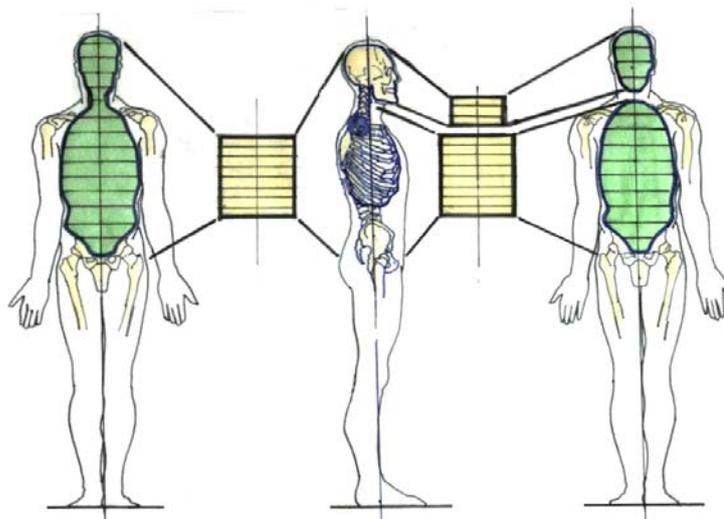


Fig. 4.54 – Distribuição conceitual de massas nos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade.

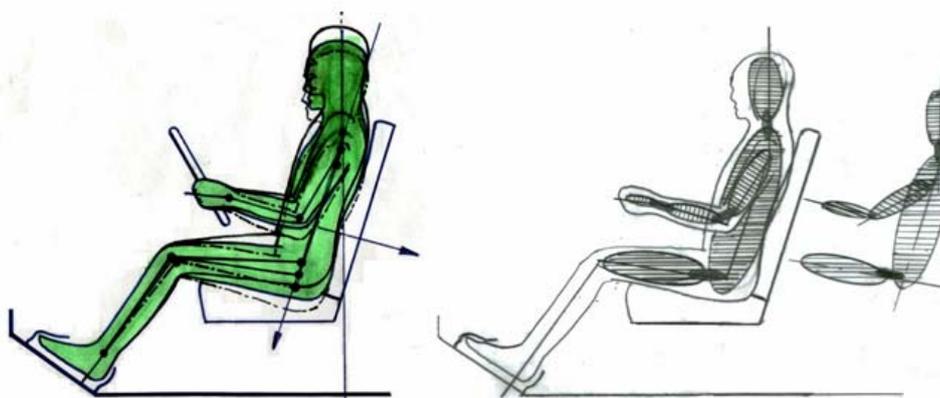


Fig. 4.55 – Analogia da distribuição espacial discreta das massas em relação a geometria do posto de trabalho.

4.6.3 – As constantes K e C do corpo humano:

A metodologia empregada na obtenção da tabela de valores dinâmicos dos coeficientes K e C humanos, está mostrada na Tabela 07 e, também é citada no Apêndice. Estes valores absolutos e suas respectivas médias, foram gerados a partir das frequências de

ressonância e representam o percentil de 50%. Demonstra-se que existe boa correlação entre os valores da Tabela 06 acima e os valores abaixo obtidos analiticamente.

TABELA 07:

1 Grau de liberdade				2 Graus de liberdade			
λ (m)	f (Hz)	K (kg / m)	C (kg s / m)	K_1	C_1	K_2	C_2
0,914	5	4330	139,6	5393,59	118,91	1415,41	20,69
	7	8486	190	10570,23	119,1	2773,77	70,81
	8	1084	217,3	13806,38	142,1	3622,62	75,3
	10	7320	273,1	21572,4	201,15	5660,6	71,95
	11,6	23306	337,6	29027,17	259,7	1221,53	77,9
1,524	3	1559	83,8	1441,5	43,28	509,5	40,52
	4	2771	107,8	3451,1	62,8	905,9	45,0
	7	8486	190	10570,3	237,5	2773,7	21,0
	8	11084	54,4	13806,4	36,8	3622,6	17,6
	10	17320	271,6	21572,4	250,0	3565,6	21,6
	11,6	23306	320,9	29027,5	177,3	7616,5	143,6
3,048	1,5	390	41,9	485,12	21,21	127,87	20,69
	1,6	444	44,4	552,94	24,14	144,06	20,26
	4	2771	109	3451,1	49,5	905,9	59,5
	7	8486	190	10570,3	100,6	2773,7	7,65
	8	11084	217,2	13806,4	221,7	3622,6	9,93
	10	17320	271,2	21572,3	87,9	5660,1	101
	11,6	23306	325,6	29027,7	114,8	7616,5	210,8
4,572	0,96	160	26,8	198,8	13,6	52,5	28,3
	1,6	444	44,2	552,94	22,1	144,9	22,3
	4	2771	108,3	3451,1	54,1	905,9	54,9
	7	8486	189	10570,4	33,14	2773,89	68,4
	7,8	10537	220,8	8034,4	83,1	451,6	105,0
6,096	0,83	114,3	21,8	1643,4	11,25	38,86	15,55
	1,6	444	44,3	552,94	105,76	44,06	61,56
	4	2771	108,3	3451,5	62,41	355,9	126,59
	5,83	5886	461,1	7351,3	52,7	1923,67	168,1
7,620	0,8	114,3	21,9	138,44	5,51	36,8	16,29
	1,6	444	44,3	552,94	7,06	144,06	37,24
	4	2771	108	3451,26	84,3	905,6	23,7
	4,6	3664	129,0	4564,7	46,1	5509,5	415
9,144	0,83	114,3	21,8	148,4	7,01	38,9	14,89
	1,6	444	44,2	552,94	11,29	144,06	33,01
	2,8	1357	135,8	1691,6	443,77	55,32	45,8
	3,9	3664	129	3281,1	47,71	860,9	81,29
12,192	0,83	114,3	22	148,6	13,4	38,9	8,4
	1,6	444	44,3	552,2	11,3	416,06	33
	2,3	916,2	63,5	1141,17	41,4	37245,6	25,0
	2,9	1456	81,4	1814,66	57,05	476,34	24,4

15,240	0,83	114,3	21,5	147,11	3,47	38,19	18,03
	1,6	444	44,3	207,94	2,19	144,06	42,11
	2,0	693	53,5	862,8,78	11,22	226,4	31,0
	2,3	916,2	63,5	1141,1	30	299,32	33,5
18,288	0,83	114,3	21,5	148,44	38,9	4,86	17,87
	1,6	444	44,3	552,94	6,92	90,06	37,38
	1,9	625,2	53	5778,7	41,81	56,86	11,19
	1,8	561,1	50,2	698,3	26,92	183,9	23,28
Σ	espectro ----	295512	5254,6	102437,47	3186,6	11657,84	2285,3
Média		5188,9	119,4	2179,5	67,8	248,0	1142,65

4.6.4 – Relação de Amortecimento ζ dos sistemas de 1 e 2 Graus de Liberdade:

Existe uma correlação do espectro da aceleração em que o corpo está submetido com o valor da relação de amortecimento ζ , em torno de 0,5 e 0,7, respectivamente para os sistemas de 1 e 2 graus de liberdade, indicando que existe um grau de amortecimento inerente do corpo humano, gerado pelas suas características construtivas, o que comprova as informações anteriormente citadas. Valores de C_{crit} devem necessariamente ser mais altos que o coeficiente de amortecimento que o sistema realmente possui, aumentando o valor da força mínima para deslocar a massa de sua posição de equilíbrio estático.

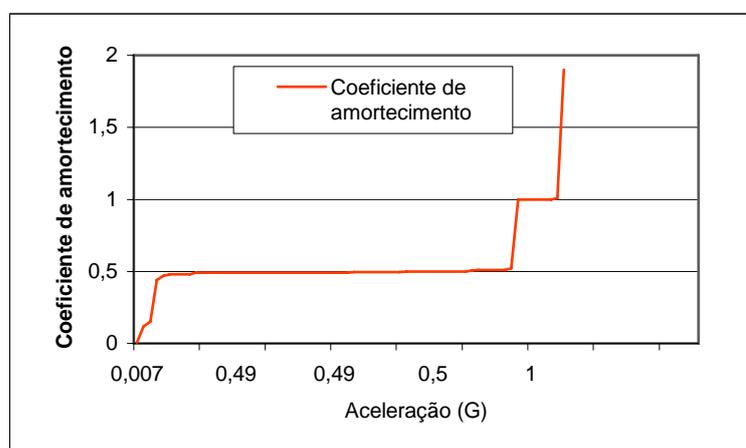


Fig. 4.56 – Aceleração da massa do sistema de 1 grau de liberdade versus ζ .

De maneira geral, o gráfico mostra a área pela qual o isolamento deve ser efetivo, supondo-se que os picos nas regiões de 4 Hz sejam causados por determinados comprimentos de onda, que favorecem as condições de ressonância. Os valores analíticos observados do coeficiente de amortecimento humano demonstram boa correlação com o valor de 0,475 obtido em prática na pesquisa de Farley e Griffin (1990).

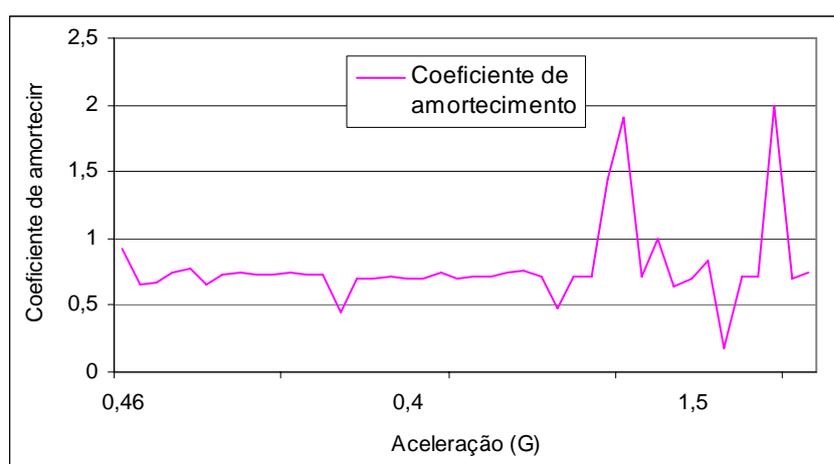


Fig. 4.57 - Aceleração da massa do sistema de 2 graus de liberdade versus ζ .

Baseado em procedimento analítico, nas frequências em torno de 4,6 Hz e 10 Hz, houve um aumento significativo da aceleração, mas também com o conseqüente aumento do coeficiente de amortecimento do corpo humano, mantendo o nível de conforto interno. No restante dos dois espectros, o coeficiente se manteve constante.

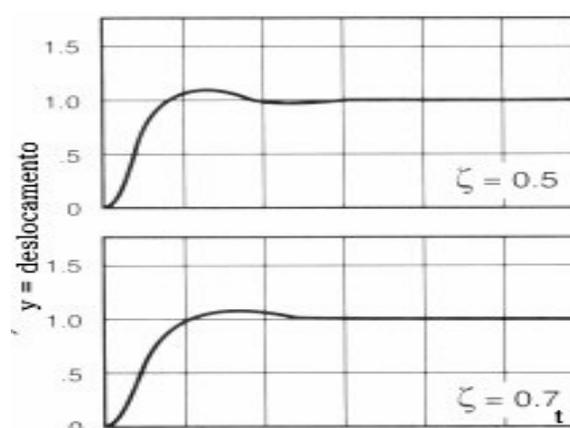


Fig. 4.58 – História temporal típica da variabilidade encontrada de ζ . Fonte Milliken.

4.6.5 – A função resposta da mola:

Para os sistemas de 1 e 2 graus de liberdade aqui apresentados, o coeficiente de elasticidade cresce com o aumento da frequência, em função da diminuição do curso e aumento da rigidez do conjunto. O comportamento dinâmico das forças desenvolvidas pelo deslocamento das massas indicou os parâmetros básicos para o dimensionamento das molas, como mostrado na Figura 4.58. A fim de se manter o eixo de deslocamento das massas estabilizado, o apoio das massas suspensas foi centralizado de forma que os valores totais encontrados de rigidez foram divididos por 4 e 2, respectivamente para os sistemas de 1 e 2 graus de liberdade.

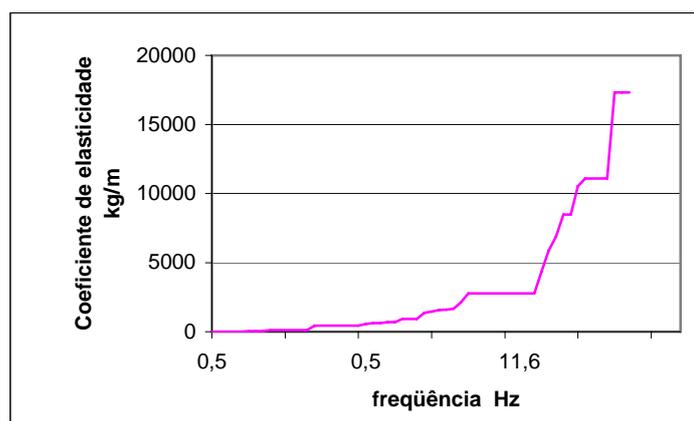


Fig. 4.59 – Valores de rigidez encontrados para o sistema de 1 grau de liberdade.

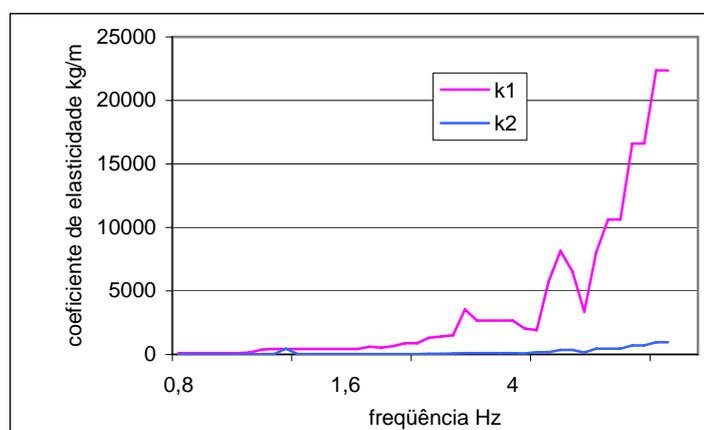


Fig. 4.60 – Valores conjugados encontrados para o sistema de 2 graus de liberdade.

4.6.6 – A função resposta do amortecedor:

Os parâmetros que orientaram o dimensionamento dos amortecedores foram extraídos das amplitudes das respostas, frente a dinâmica dos movimentos aos quais o modelo paramétrico foi submetido provenientes do espectro dos comprimentos de onda dos pisos em estudo.

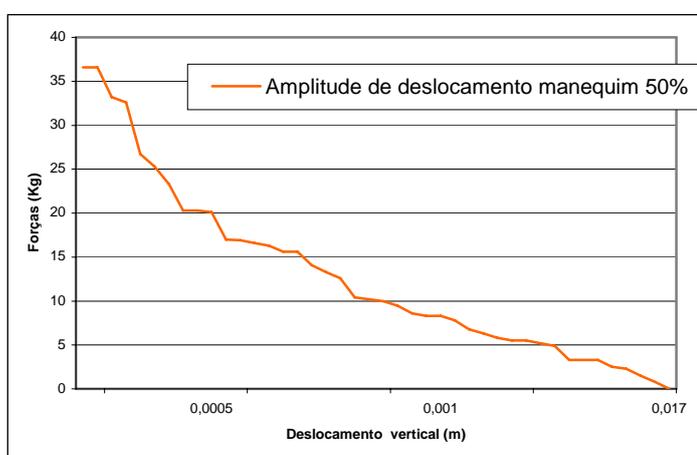


Fig. 4.61 – Amplitude de deslocamento do manequim 50% para o sistema de 1 grau de liberdade.

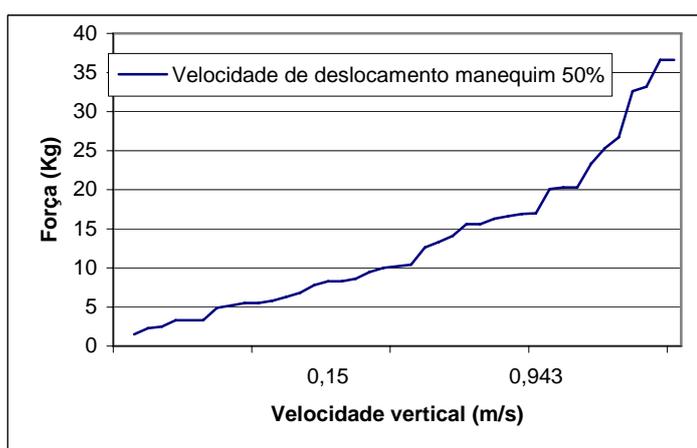


Fig. 4.62 – Velocidade de deslocamento do manequim 50% para o sistema de 1 grau de liberdade.

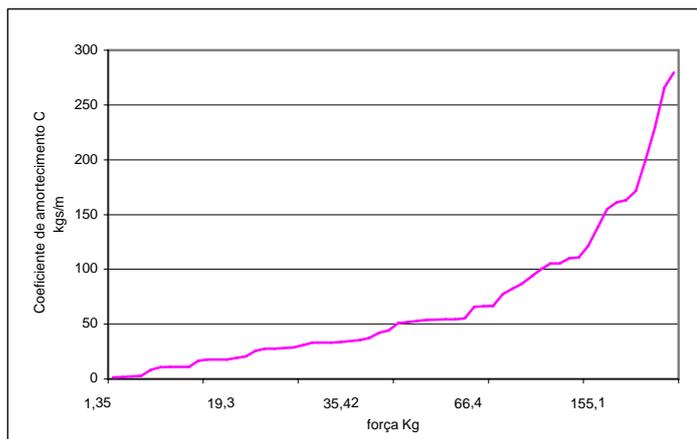


Fig. 4.63 – Valores dos coeficientes de amortecimento C , para os sistemas de 1 e 2 grau de liberdade.

4.7 – Transmissibilidade do Sistema Homem / Banco:

Os gráficos de $H(w)$ dos manequins de 1 e 2 graus de liberdade e do banco testado, demonstram boa assertividade das frequências naturais entre 5 Hz para o 1º modo de vibração e 8 Hz para o segundo, de acordo com as referencias de pesquisas de Griffin et al (1990). Assim, conclui-se que o projeto do banco deve evitar estas duas frequências, aumentando o ganho vibracional do projeto. A suspensão que o veículo é dotado, isola o condutor e passageiros das altas acelerações devidas as oscilações e impulsos transmitidos pelos perfis dos pisos.

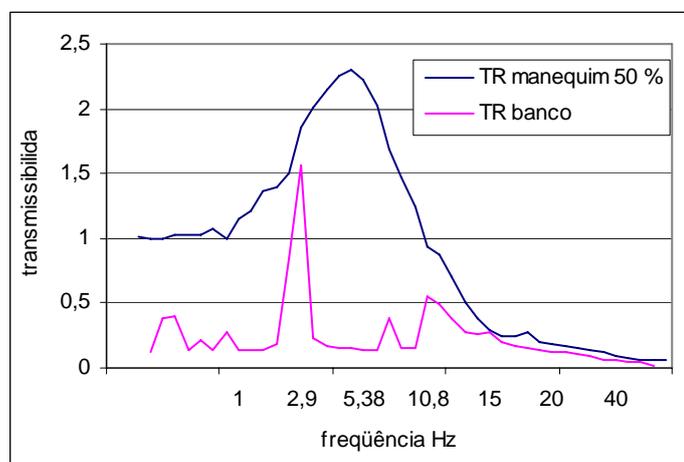


Fig. 4.64 – Curvas de transmissibilidade do manequim 50% e do banco.

Em torno de 1 Hz o corpo entra em ressonância com a suspensão, amplificando as acelerações provenientes dos pisos. Acima desta frequência, o processo é atenuado por um fator de 1,5 a 3,3 vezes, em média. Nas altas frequências, a suspensão absorve as excitações do terreno, isolando o corpo humano das excitações da massa não suspensa. Com 10/15 Hz, a roda entra em ressonância com amplitudes de movimento maiores do que os da estrada. Nesta faixa de frequência a isolamento diminui, mas é um fenômeno incontornável. Entretanto, como a isolamento da suspensão reduz a vibração em torno dos 5 Hz, exatamente a faixa na qual o corpo humano é mais sensível a aceleração vertical, conforme verificado na Figura 4.66, onde é relatada uma situação típica média. No caso do banco em estudo, foi reportado um fator de 3,25 em média.

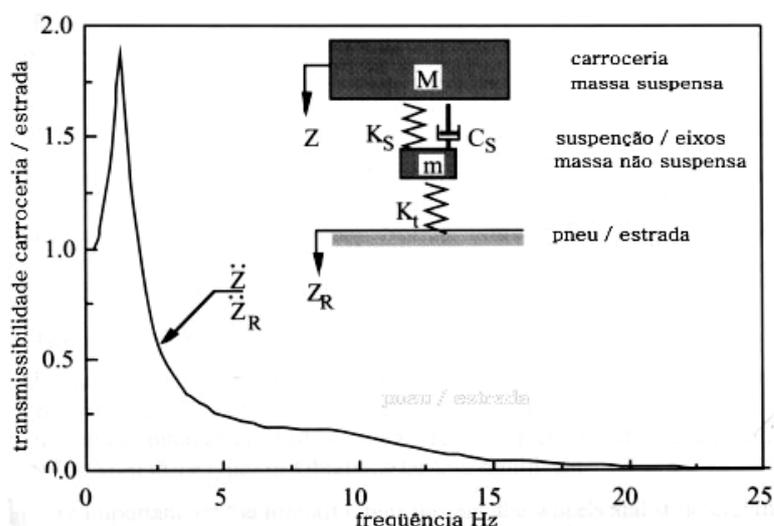


Fig. 4.65 – Características dinâmicas típicas veiculares. Fonte Sayers e Karamilhas.

4.7.1 – Transmissibilidade assento/encosto:

Observa-se que o modelo de 2 graus de liberdade demonstra uma segunda ressonância no banco em torno de 8 Hz. Tal modelo determina um melhor ajuste com relação a transmissibilidade do que aquela obtida com o modelo de 1 grau de liberdade, que não

prediz esta segunda ressonância do assento, entre 7/8 Hz, conforme observado para a maioria dos indivíduos testados. Ambos os sistemas mostram boa concordância do 1º modo de vibração para a transmissibilidade do banco, usualmente entre 3/5 Hz.

O presente estudo propõe a utilização de modelos de impedância mecânica similares as dos seres humanos. A transmissão de vibração através do banco é dependente desta impedância artificial, suportada pelo próprio banco, que atua como um sistema dinâmico acoplado.

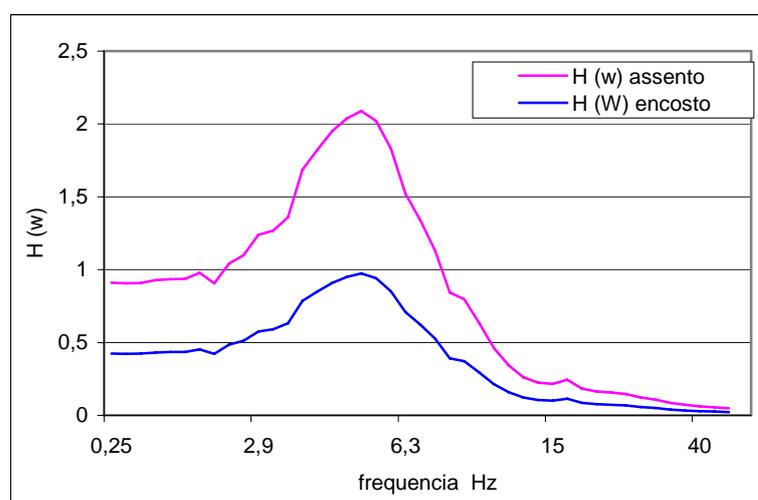


Fig. 4.66 – Transmissibilidade do assento/encosto para sistema de 1 grau de liberdade.

4.8 – Modelos finais de 1/2 de graus de liberdade:

Os manequins antropodinâmicos, conforme mostrado nas Figuras 4.67 e 4.68 a seguir, consistem de um par de tubos guia montados verticalmente, sobre os quais uma massa de 43,3 kg, representando a cabeça, pescoço e tronco, pode se mover livremente. Como sistema de 1 grau de liberdade, o amortecedor de 119,4 kgs/m é montado entre a massa suspensa na parte superior o suporte fixo na parte inferior.

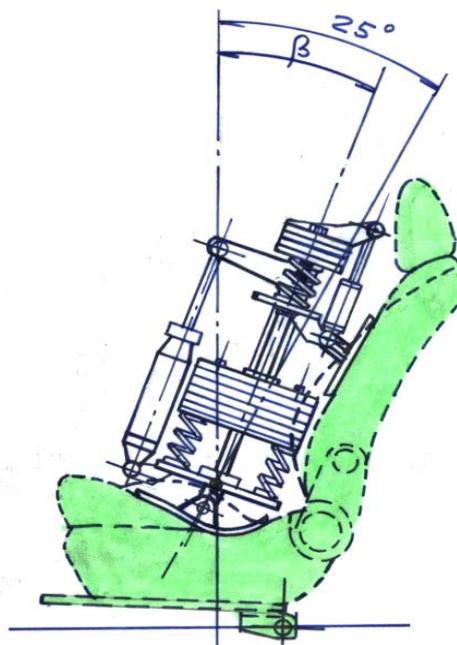


Fig. 4.67 – Sistema dinâmico acoplado de massas rígidas, intercambiável entre 1 e 2 graus de liberdade.

Quatro molas a compressão de 1264 kg/m, são montadas nas extremidades da massa suspensa e a placa de suporte inferior, perfazendo uma rigidez total de 5059 kg/m. Um par de buchas montadas axialmente, com tolerância deslizante nos tubos verticais, garante a restrição dos movimentos em Z para que não haja variação da impedância, através da transferência de atrito e calor. O sistema foi projetado para ser intercambiável, possuindo a capacidade de montagem regressiva/progressiva, sem afetar o conjunto básico de 1 grau de liberdade, como mostra a Figura 4.68.

Duas chapas que funcionam como indentadores, são montadas na base e na parte posterior do manequim. O indentador da base ou vertical possui a forma do contorno externo das tuberosidades isquiáticas semelhantes a do manequim SAE J 826, a fim de se conseguir manter a pressão do percentil 50% sobre a espuma do assento e garantir igual atrito, em função da carga exposta.

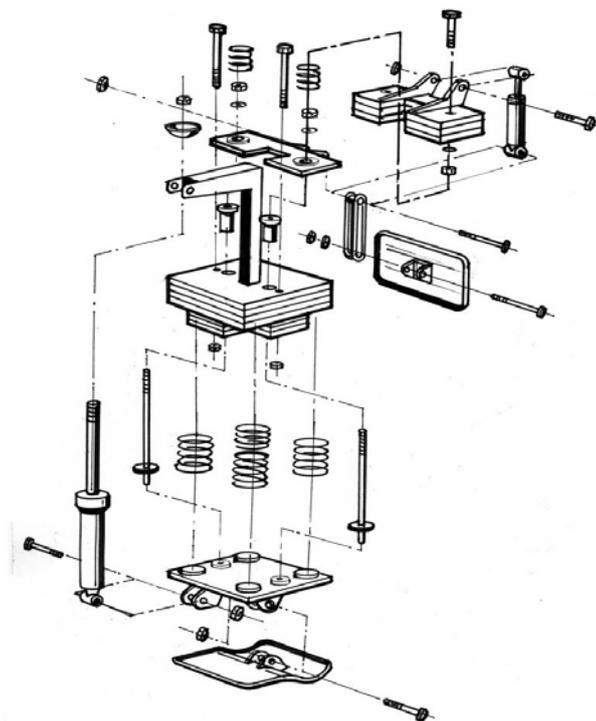


Fig. 4.68 – Vista explodida do sistema completo.

A chapa horizontal funciona como um suporte que transfere parte da carga sobre a espuma do encosto, porém permitindo que se movimente de forma análoga a do ser humano. A armação fixa, que representa a massa não suspensa pesa 12,9 kg e possui uma chapa transversal solidária aos dois tubos guia verticais, que funcionam como base para se alojarem as duas molas do sistema de 2 graus de liberdade, suportando a massa suspensa com uma rigidez de 2480 kgs/m. Neste conjunto é fixado o amortecedor de 119 kgs/m, que é fixado a chapa do suporte transversal, na parte inferior.

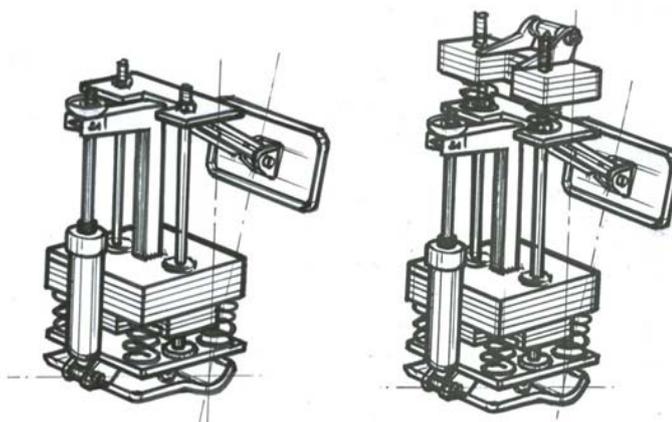


Fig.4.69 – Intercambiabilidade de montagem progressiva/regressiva dos 2 sistemas.

Na última fase do projeto, quando o banco será testado em laboratório, sobre o atuador hidráulico, foi previsto a montagem de dois suportes laterais de função semelhante ao braço e antebraço humano, que reduz os movimentos laterais e de arfagem, que prejudicariam sensivelmente os resultados das acelerações, como ilustrado na Figura 4.70, a seguir:

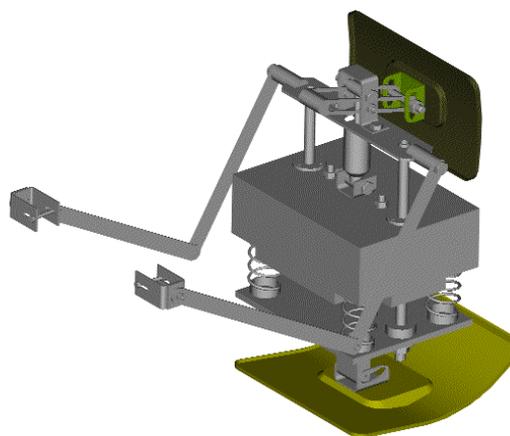


Fig. 4.70 – Mecanismo de restrição inercial.



Fig. 4.71 – Manequim de 1 grau de liberdade montado sobre o banco de testes.



Fig. 4.72 – Manequim de 2 graus de liberdade montado sobre o banco de testes.

Capítulo 5

METODOLOGIA DE TESTES

5.1 – Metodologia I.Q.V.:

Mesmo que os índices de qualidade sejam importantes ferramentas para verificar as etapas no processo de desenvolvimento de um novo modelo na fase de projeto, o uso de técnicas de diagnósticos experimentais está sendo cada vez mais utilizado. Significa testar todo o processo de forma objetiva, em que, se as funções não são satisfatórias, torna-se possível:

- Identificar problemas específicos;
- Encontrar possíveis causas de problemas;
- Dar ao projetista sugestões de intervenção.

Considerando-se o maior peso que é atribuído ao conforto de marcha na fase de desenvolvimento de um modelo no âmbito da FiatAuto e CRF, foi desenvolvido um critério de validação das prestações de conforto do veículo sob a forma de uma metodologia de:

- Caracterização do conforto vibracional em testes e análise estatística;
- Identificação do índice prestacional de conforto correlacionado às respostas subjetivas do usuário;

Fornece como resultado final o Índice I.Q.V. - Índice de Qualidade Vibracional, que está baseado na medição das acelerações em diferentes pontos e direções das respostas humanas a vibração de acordo com as normas BS 6841 e ISSO 2631. Caracteriza-se pela possibilidade de análise de dados transientes e estacionários, fornecendo índices sintéticos de conforto e possibilitando os problemas críticos no domínio do tempo e da frequência.

A relação entre as acelerações de saída e entrada permite-se calcular as FRF, funções resposta em frequência para o banco nas condições e faixa freqüencial de utilização desejadas de acordo com o limiar de percepção humano, citados nas normas BS 6841 e ISO 2631. Para a validação do efetivo desconforto percebido é necessário filtrar o espectro no domínio da frequência com a pesagem prescrita na norma BS 6841, através de um índice definido como:

5.1.1 – Índice S.E.A.T.:

Este índice mede para o ponto considerado de interface homem/banco, as acelerações pesadas RMS do espectro e é expresso em percentagem:

$$S.E.A.T. = \sqrt{\frac{\int_{f^0}^{f^1} PSD_{SAÍDA}(\omega)W(\omega)d\omega}{\int_{f^0}^{f^1} PSD_{ENTRADA}(\omega)W(\omega)d\omega}} \cdot 100$$

onde:

$W(\omega)$ é a curva ponderação, PSD entrada é a densidade espectral da aceleração na interface homem/banco, PSD saída é a densidade espectral da aceleração na base do banco, f_0 e f_1 representam os limites superiores e inferiores da faixa de frequência.

Esta metodologia se divide em uma análise estatística de correlação entre a parte objetiva, dentro da significatividade dos parâmetros de aceleração medidos para os diversos tipos de piso e velocidades determinadas, e a parte subjetiva, em que a dispersão é trabalhada, com um biogrupo de indivíduos que julga suas sensações as vibrações e fadiga, através de um questionário durante intervalos de tempo pré-determinados.

5.1.2 – Parte Objetiva:

Os 4 pontos medidos de aceleração RMS em G's são, na interface do assento/encosto, movimento radial do volante e guia do banco, no assoalho, para cada índice parcial abaixo relacionado. São três índices parciais representados por fórmulas estatístico-empíricas:

- ICVL – Índice de Comportamento Vibrazionale su Liscio;
- ICVS – Índice de Comportamento Vibrazionale su Sconnesso;
- ICVA – Índice de Comportamento Vibrazionale su Asperità;

Posteriormente, são somados a uma nova fórmula, que fornece o índice global I.Q.V., Índice de Qualidade Vibrazionale:

$$\text{I.Q.V.} = \text{ICVL} + \text{ICVS} + \text{ICVA}$$

5.1.2.1 – Sistemas de Aquisição:

Foi empregado o sistema de medições eletrônico Ono Sokki CF-3400, consistindo em um analisador de FFT portátil, que possui algoritmo interno específico para o

pós-processamento, além dos módulos de condicionamento de sinais, alimentação de acelerômetros e transdutores, amplificação e digitalização dos sinais recebidos.



Fig. 5.1 – Equipamento portátil de medições Onno Sokki CF-3400.

Especificações técnicas:

Número de canais.....	4
Ganho de canal.....	+/- 0,1 dB
Faixa dinâmica.....	75dB
Aliasing.....	--70 dB ou menos
Acuidade de escala	+/- 0,1 dB (1kHz)
Faixa de tensão.....	+/_ 10 V
Faixa de medição de frequência.....	1Hz até 40kHz
Variação de linearidade.....	+/- 0,005%
Amplitude de linearidade.....	+/- 0,015
Peso.....	+/- 6,6 kg
Faixa de temperatura de operação.....	0° C a +40° C
Dimensões.....	408x280x125 mm
Corrente AC.....	100/240 V AC

Foram utilizados os 4 canais com as seguintes posições de função por canal:

- Canal 1 – encosto;
- Canal 2 – assento;
- Canal 3 – guia do banco;
- Canal 4 – volante.

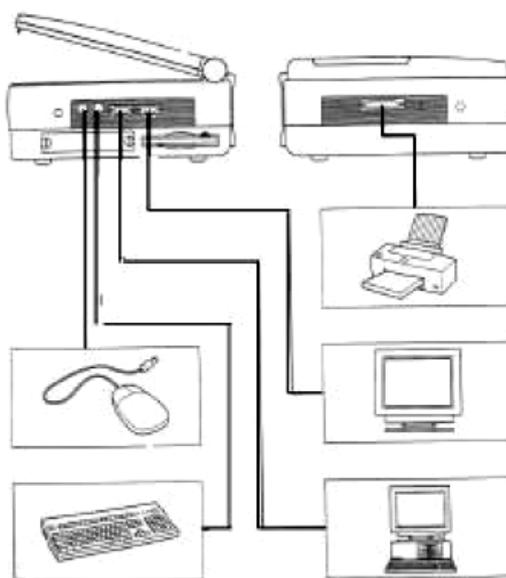


Fig.5.2 – Periféricos de interface para conexão.

Os valores obtidos de sensibilidade de calibração por canal:

Canal 1 – 0,01

Canal 2 – 0,01

Canal 3 – 0,035

Canal 4 – 0,003

O janelamento escolhido foi do tipo Hanning, com um tempo de amostragem de 10', em uma faixa de frequência de amostragem de até 80 Hz; Amostragem de 256 linhas; Faixa de frequência de análise: até 40 Hz.

5.1.2.2 – Acelerômetros:

Todos os acelerômetros mediram as acelerações verticais, Z_Y . Foram utilizados os acelerômetros tri-axiais de prato, específicos para medições em bancos da Brüel & Kjaer, do tipo 4322 para as medições do assento e encosto.



Fig. 5.3 – Montagem sobre o banco dos acelerômetros de prato.

Os acelerômetros piezoelétricos se baseiam na 2ª lei de Newton, $F = m \cdot a$, que mediante o emprego de uma massa inercial, sofre uma deformação e fornece um valor do deslocamento da massa de material piezoelétrico, ficando sujeito a uma aceleração incógnita, necessitando sempre de amplificação de carga externa. No arranjo de montagem, foram rigidamente fixados ao banco, sendo empregado o mesmo acelerômetro para o encosto e assento, todos do tipo 4322.

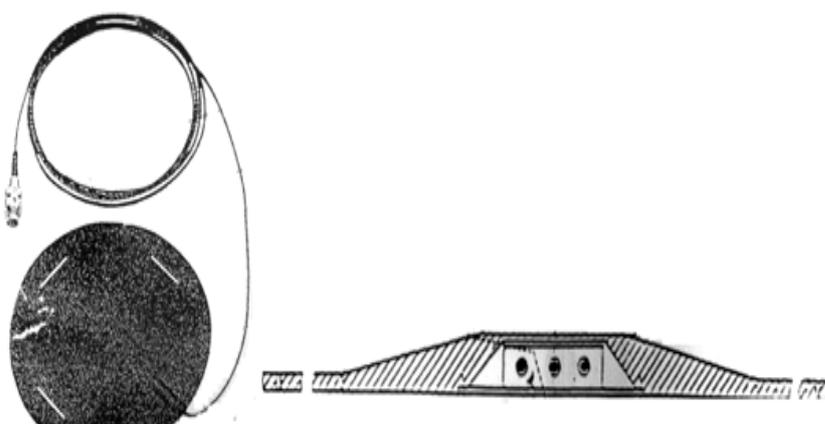


Fig. 5.4 – Visão de conjunto e detalhe do corte típico na linha mediana.

Especificações técnicas:

Sensibilidade.....	$1\text{pC}/\text{ms}^{-2} = 2\% = 10\text{pC}/\text{g}$
Faixa de frequência.....	0,1 Hz até 2 kHz
Acelerômetro completo montado no banco.....	0,1 Hz até 100 Hz
Capacitância.....	1200 pF, 3 m de cabo.
Configuração.....	em delta/cisalhamento.
Faixa de temperatura típica de sensibilidade.....	$3\text{ ms}^{-2} / ^\circ\text{C}$
Faixa de temperatura.....	-10 a 70°C
Material piezoelétrico.....	PZ 27

No caso do volante, foi utilizado o acelerômetro Endevco, número AK5C4, de baixa impedância de saída para baixos valores de medições em G's. Fixação com suporte mecânico na coroa do volante, como evidenciado na Figura 5.5.



Fig. 5.5 – Montagem do acelerômetro sobre o volante.

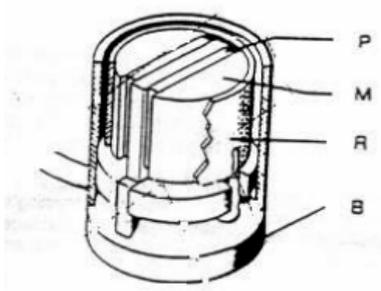


Fig. 5.6 – Acelerômetro piezoelétrico de sistema construtivo com cisalhamento plano.

- M – massa inercial;
- P – elemento piezoelétrico;
- R – mola;
- B – anel de torque;
- S – base;

Para a aplicação na guia do banco, utilizou-se o acelerômetro Endevco, número 11728, de construção do tipo capacitiva, em que a medição é efetivada a partir da força que se contrapõe para manter imóvel a massa inercial.

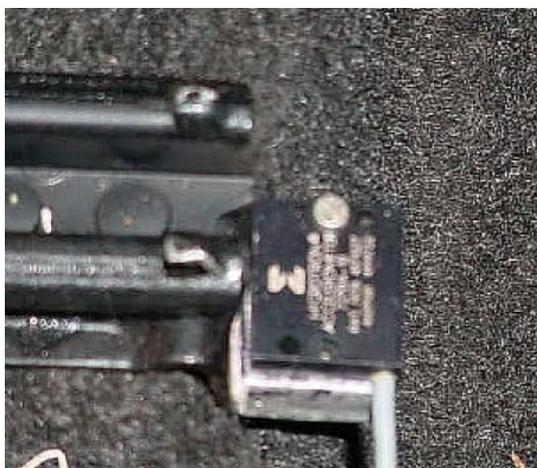


Fig. 5.7 – Posicionamento do acelerômetro sobre a guia do banco.

Foi fixado com adesivo sobre a guia do banco. O amplificador de carga está contido dentro do próprio alojamento do acelerômetro. São por característica, mais precisos e mais sensíveis às influências externas.

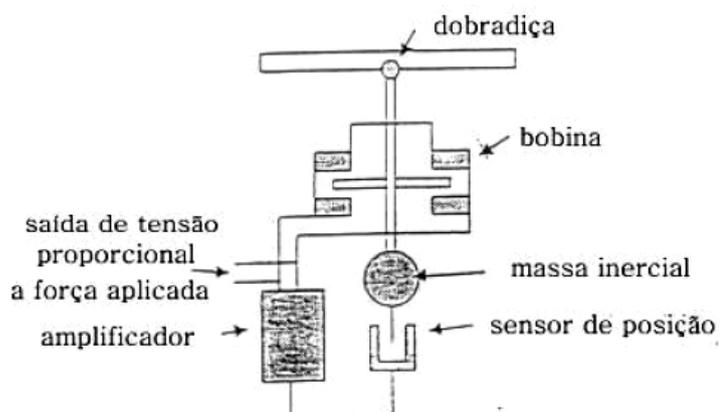


Fig. 5.8 – Sistema construtivo característico.

5.1.2.3 – Amplificador:

Utilizados como suporte para os acelerômetros da marca B & K, devido a sua configuração, teve seus filtros calibrados na forma:

$$LP = 1 \text{ Hz} / HP = 0,3 \text{ Hz}$$

$$\text{Sensibilidade} = 1 \text{ Pc/ms-2}$$

$$\text{DC Voltagem.....12/24 V}$$

5.1.2.4 – Veículo e Posto de trabalho:

Toda a impostação das características veiculares foi identificada com o produto Doblò, o qual foi utilizado como equipamento de traslado, da mesma forma que o banco do passageiro foi a referência para as avaliações de conforto vibracional. A pressão de enchimento dos pneus, com carga média de 2,3 kg/m³ tanto para a dianteira, quanto para a traseira, foi checada cada manhã, durante os dias de testes e mantida sobre controle, a fim de não influenciar negativamente nas medições.

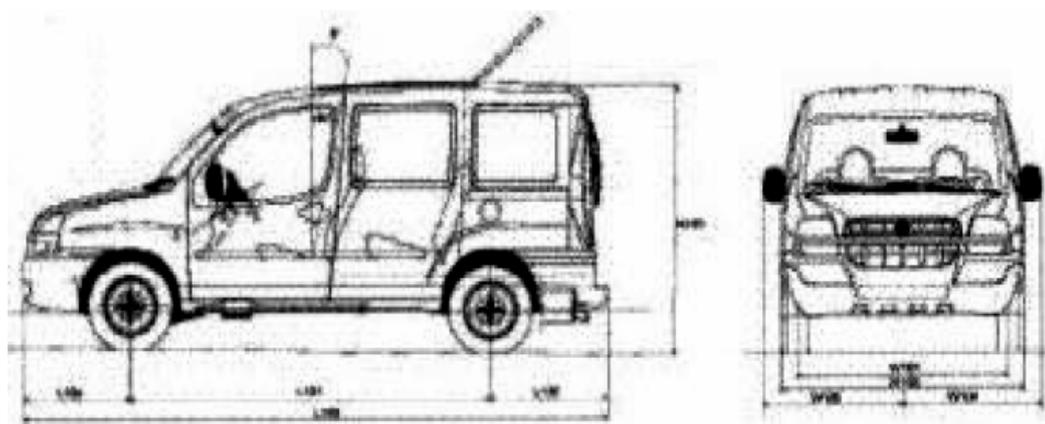


Fig. 5.9 – Veículo e posto de trabalho utilizado como referência de medições.

5.1.2.5 – Tipos de Pisos Analisados:

As características básicas dos pisos para se avaliar as condições de relevo da missão de conforto vibracional deve garantir o fornecimento de solicitações capazes de excitar todas as frequências próprias veiculares, ou seja, os modos de corpo rígido da carroceria, massa não suspensa, trem de força e ressonância estrutural, evidenciando a resposta do veículo a todos estes tipos de excitações.



Fig. 5.10 – Posicionamento dos pisos testados no circuito externo da pista da Fiasa.

Também deve ser representativo da utilização real do veículo por parte do cliente final. Os dois pisos mais representativos e adaptados, em termos do perfil de missão, são o asfalto ondulado e o pavê ou calçamento, que se caracterizam pela rugosidade média encontrada em nossas cidades e percursos urbanos.

- Asfalto: representa a missão extra-urbana, fornecendo uma solicitação do tipo randômica estacionária, excitando os modos de corpo rígido de carroceria, massa não suspensa e moto propulsor, com energia até os 20 Hz. Variação de amplitude do perfil de estrada com comprimento de onda não inferior ao entre-eixos do veículo. O perfil varia de modo

progressivo, sendo em geral simétrico. São de longa ondulação, com amplitudes de 30 mm e 6 m de comprimento.



Fig. 5.11 – Piso do tipo asfalto.

- Pavê: representa a missão urbana, com solicitações randômicas estacionárias, com variações contínuas do perfil, com dimensões inferiores ao comprimento de contato do pneu/piso.



Fig. 5.12 – Piso do tipo pavê ou calçamento.

O perfil varia de modo brusco e casual de superfícies não asfaltadas. Representa um sinal de banda larga, dotado de conteúdo energético de um amplo campo de frequência, sendo descrito de modo estatístico, ressaltando a contribuição das frequências mais altas, quando a faixa de frequência varia de acordo com a variação da velocidade do veículo.

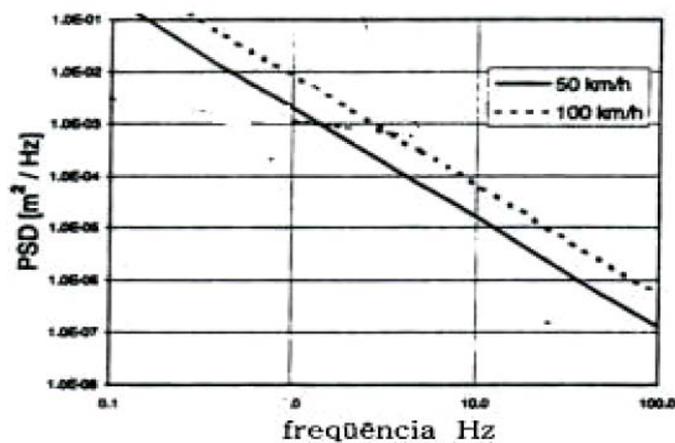


Fig. 5.13 – DSP típica deste tipo de piso. Fonte CRF.

5.1.2.6 – Aparato Experimental:

Todo o aparato experimental montado sobre o veículo – no banco traseiro, está representado na Figura 5.14 e no diagrama da Figura 5.15, como mostrado a seguir:



Fig. 5.14 – Vista parcial de montagem do equipamento.

A mesma montagem foi utilizada nas medições com os manequins, somente reposicionando o acelerômetro do volante, sobre a massa oscilante relativa ao 1º modo de vibração.

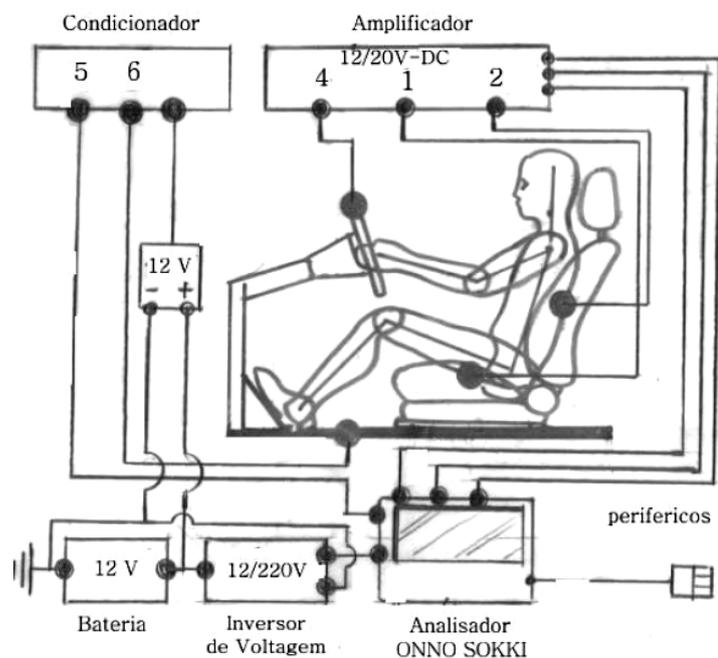


Fig. 5.15 – Diagrama esquemático do aparato experimental.

5.2 – Parte Subjetiva:

5.2.1 – Questionário:

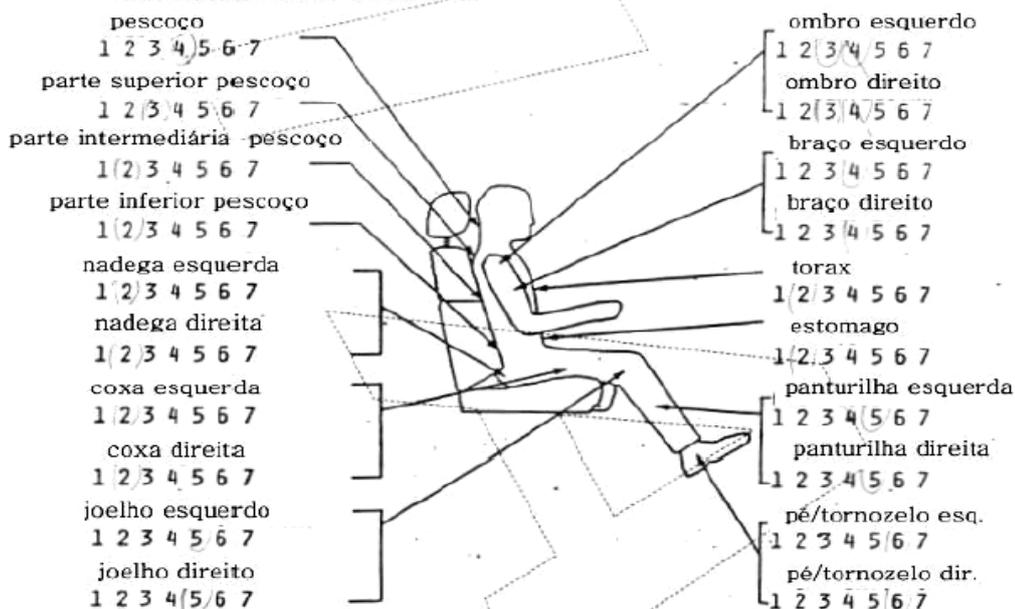
Foi realizada uma pesquisa em forma de questionário, com o biogrupo que participou da parte dinâmica dos testes em estrada e, posteriormente, foi feita uma análise estatística de correlação de Pearson, série longa, dividida em classes, para se chegar a um índice subjetivo que foi novamente correlacionado ao índice objetivo de I.Q.V. que representa o julgamento final em relação a parte vibracional do banco em referência. Na Figura 5.16, estão mostradas as perguntas relativas ao questionamento subjetivo.

1ª questão:

1ª) Validação de Conforto (Depois de 15")

Por favor descreva a sua sensação de conforto para cada área corporal mostrada na ilustração. Coloque um círculo em torno do número sobre a escala de conforto seguindo a seguinte escala:

- 1 muito confortável
 2 confortável
 3 levemente confortável
 4 neutro
 5 levemente não confortável
 6 não confortável
 7 decididamente não confortável



2ª questão:

2.

Por favor, para cada parte do banco mostrada na figura ao lado, indicar a sua opinião circulando o número apropriado na tabela abaixo



	muito duro	está bom como é	muito macio	suporte excessivo	suporte otimizado	suporte insuficiente
A	1	2	3	1	2	3
B	1	2	3	1	2	3
C	1	2	3	1	2	3
D	1	2	3	1	2	3
E	1	2	3	1	2	3
F	1	2	3	1	2	3
G	1	2	3	1	2	3
H	1	2	3	1	2	3
I	1	2	3	1	2	3
J	1	2	3	1	2	3
K	1	2	3	1	2	3
L	1	2	3	1	2	3
M	1	2	3	1	2	3
N	1	2	3	1	2	3

3ª / 4ª / 5ª questões:

3 Como classifica o conforto global do assento? comentários eventuais

excelente	10	muito bom
bom	9	discreto
aceitável	8	limite aceitável
mediocre	7	pobre
ruim	6	muito ruim
	5	
	4	
	3	
	2	
	1	

4 Como classifica o conforto global do encosto? comentários eventuais

excelente	10	muito bom
bom	9	discreto
aceitável	8	limite aceitável
mediocre	7	pobre
ruim	6	muito ruim
	5	
	4	
	3	
	2	
	1	

5 Como classifica o conforto global do apoia-cabeça? comentários eventuais

excelente	10	muito bom
bom	9	discreto
aceitável	8	limite aceitável
mediocre	7	pobre
ruim	6	muito ruim
	5	
	4	
	3	
	2	
	1	

6ª questão:

6 Como classifica o conforto global deste banco? comentários eventuais

excelente	10	muito bom
bom	9	discreto
aceitável	8	limite aceitável
mediocre	7	pobre
ruim	6	muito ruim
	5	
	4	
	3	
	2	
	1	

Fig. 5.16 – Questionário sobre as questões de conforto e fadiga.

5.3 – Parâmetros Analisados nas Aquisições de Dados:

5.3.1 – Parâmetros de Controle:

Destinados a manter a qualidade das medições, a fim de manter o nível de confiabilidade e repetibilidade no processo:

- Piso;
- Aceleração Vertical, no eixo Zy;
- Velocidade longitudinal do veículo;
- Posicionamento das pessoas e manequins sobre o banco.

5.3.2 – Parâmetros de Resultados:

São os que monitoram as reações dinâmicas da interface homem/banco, durante todas as passagens efetuadas, destinados ao estudo da:

- Aceleração Vertical Humana;
- Grau de conforto percebido;
- Fadiga Humana;

Capítulo 6

DESENVOLVIMENTO EXPERIMENTAL

6.1 – Controle do Veículo:

A fim de se obter respostas confiáveis das medições em todas as passagens sobre os dois tipos de piso escolhidos para a avaliação de conforto vibracional, o veículo foi controlado nas suas condições básicas de referência, sendo que os ângulos das rodas e o alinhamento da suspensão foram inicialmente verificados juntamente com a pressão dos pneus, certificando-se de que seus valores estavam dentro das tolerâncias especificadas a projeto. A pressão de enchimento dos pneus foi mantida sob controle em todos os três dias de testes.

6.2 – Procedimentos Experimentais e Simplificações:

Embora na metodologia IQV, o padrão de testes da análise vibracional inclua vários tipos de piso e seja mais abrangente, foram escolhidos os dois tipos de pisos mais representativos em termos de excitação vibracional, que são usualmente os mais encontrados, nas nossas estradas. Devido ao extensivo número de testes e combinações que deveriam ser realizados, como demonstra a Tabela 08, a seguir. Levando-se em conta o número de pessoas, somente num trabalho em equipe poderia ser terminada a tarefa em tempo hábil.

TABELA 08:

	P1	P2	P3	P4	P5	P6	P7	P8	P9	P10	P11	P12
Arranjos/ Solicitação	5 T	5T	5T	5T								
1) Auto estrada	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
2) Conforto	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
3) Pavê ligeiro	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
4) Quebra-mola	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
5) Lomaba	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
6) Insonorizante	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•	•
Sub-Total	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30	30
Total	<u>360 Testes</u>											

Número de combinações necessárias para se completar o ciclo de testes de um banco.

A parte objetiva foi dividida em duas partes:

- Testes com o biogrupo: grupo de indivíduos representativos da população masculina, que possuem características étnicas diferentes, fazendo-se com que a amostragem seja significativa.

TABELA 09:

	peso	idade	massa	altura	quadril	altura sentado	altura pernas
	Kg	anos	75%	m	m	m	m
p1 – Luiz	88	48	66	1,73	0,384	0,889	0,450
p2 – J. Antonio	84	36	63	1,85	0,373	0,886	0,452
p3 – Ednilson	63	32	47,25	1,8	0,371	0,892	0,460
p4 – Cristiano	63	29	47,25	1,71	0,356	0,874	0,445
p5 – Lobão	132,5	33	99,37	1,88	0,396	0,919	0,478
p6 – Aguinaldo	61	32	45,75	1,52	0,363	0,888	0,456
p7 – Valtencir	63	41	47,25	1,63	0,328	0,823	0,409
p8 – Wagner	62	36	46,25	1,83	0,373	0,886	0,455
p9 – Boschetti	95	38	71,2	1,8	0,366	0,874	0,447
p10 – Pedro	83	33	62,25	1,67	0,340	0,864	0,430
p11 – Everaldo	75,4	24	56,55	1,81	0,351	0,876	0,453
p12 – Francisco	60	51	45	1,6	0,353	0,851	0,432
Média	77,49	36	58,09	1,73	0,363	0,876	0,447

Características antropométricas do biogrupo analisado.

Foram realizadas séries de medições antropométricas por indivíduo, como informações de apoio para a otimização do manequim médio, novos projetos de posto de trabalho e análise final dos dados medidos.

- Testes com os manequins antropodinâmicos: as variantes encontradas, que mais poderiam influenciar os testes, foram consideradas de acordo com os dados da pesquisa ergonômica dos autores Farley e Griffin (1988), realizada com um grupo de 8 (oito) indivíduos, os fatores principais que podem afetar a massa aparente de um indivíduo sentado, são:

> *Apoio dos pés:*

Movimentos relativos entre os pés e o banco afetam a massa aparente nas baixas frequências. Na Figura 6.1, abaixo, a massa aparente de uma pessoa é 50 kg na frequência de 1 Hz e mesmo quando a função de coerência é maior que 0,99, não tende na direção do peso estático (± 65 kg), como era esperado, quando a frequência também tendesse a zero.

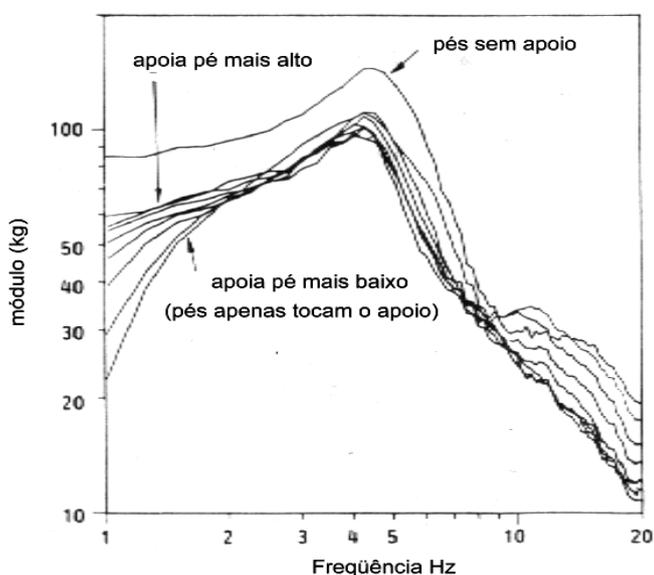


Fig. 6.1 – Efeito da altura de descanso dos pés na massa aparente de um indivíduo.

> **Postura:**

Foi observado que algumas pessoas eram capazes de aumentar a rigidez de seus corpos, de maneira a dobrar sua frequência de ressonância e outros indivíduos dificilmente mudavam de valor, mesmo com a variação das condições de testes, mostrado na Figura 6.2.

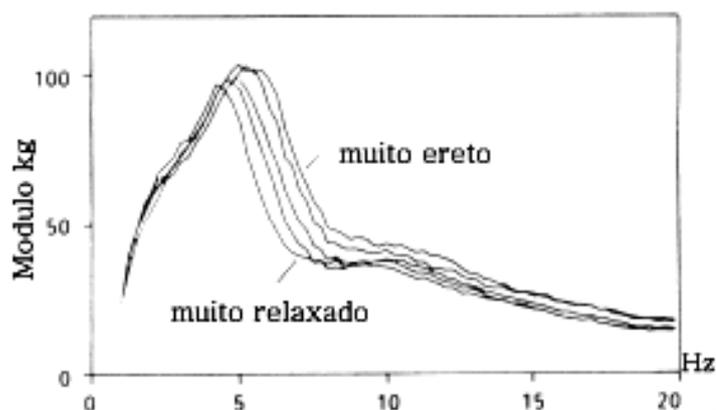


Fig. 6.2 – Mudança do sinal de resposta em relação à postura.

As provas foram realizadas na pista de testes interna da Fiasa, sempre no mesmo trecho retilíneo previamente escolhido, tanto para o piso em asfalto ondulado, quanto para o pavê. Após determinado o ponto inicial dos trechos relativo a cada piso, o mesmo foi mantido durante todas as provas. A bateria de testes foi realizada sempre com o mesmo grupo de 12 pessoas como configurado na Tabela 09.

Para os testes com cada indivíduo e cada tipo de piso, foram realizadas 5 passagens a fim de se estabelecer um padrão de qualidade para as medições, sendo duas passagens por cada tipo de piso, conduzidas por um mesmo motorista, num total de 4 passagens, sendo que a última foi conduzida pela própria pessoa, com o intuito de se adquirir o sinal individualizado da aceleração radial do volante.

Para cada conjunto de testes de asfalto e pavê, com velocidades de 60 e 40 km/h, respectivamente, foram realizadas as aquisições dos sinais, escolhendo-se a medição do

sinal mais coerente do ponto de vista da qualidade de aquisição e velocidade de translação. Não foi considerada como significativa a questão relativa às condições climáticas e de temperatura ambiente, principalmente porque nos três dias de testes não houve nenhuma variação que pudesse influenciar as medições, ou seja, os dias permaneceram claros, sem chuva e temperatura estável. Todos os acelerômetros foram anteriormente calibrados com um vibrador, considerando-se as características e limitações do equipamento e da montagem do conjunto, fornecendo em Z tanto as características de aceleração de rugosidade dos pisos como o amortecimento/filtragem do banco. O acelerômetro usado no volante foi posicionado sobre a massa de 1 grau de liberdade nos dois manequins. Toda a instrumentação foi posicionada do lado esquerdo, no banco posterior, onde também estava posicionado o operador.

Os manequins foram posicionados sobre o assento do banco do passageiro (lado direito), no ponto médio da placa de suporte inferior, que tinha a função de indentador, 20 mm a frente do ponto H, medido conforme manequim e norma SAE J 826 e fixados com o cinto de segurança, de uma forma natural, similar à pressão exercida no corpo humano, a fim de que se evitassem movimentos laterais ou inclinados principalmente no plano Z/Y, bem como nos planos de arfagem.

O suporte do indentador horizontal comprimia a espuma do encosto, mas foi deixado livre para se movimentar no plano inclinado de 23/25°, que fazia com a vertical, conforme norma SAE. J 826. Nestas condições, as pessoas que formavam o biogrupo de estudo, foram orientadas a manter uma posição relaxada ao sentar, deixando a coluna numa posição confortável e colocando-se as mãos sobre as coxas, a manter os pés no “apóia-pé” para se manter o mesmo padrão de movimento inercial entre os componentes do grupo. Não foram efetuadas mudanças na posição do curso do banco durante as provas. Foi tomado um intervalo de pelo menos 15’ entre os testes de cada indivíduo e, da mesma forma, o banco foi

mantido carregado com mais outros 5' antes do início de cada teste no deslocamento do trecho até a pista.

6.3 – Levantamento experimental da variação de parâmetros dos amortecedores:

As curvas experimentais dos amortecedores utilizados nos testes foram confrontadas com os valores obtidos no projeto para os sistemas de 1e 2 graus de liberdade e estão representadas nas Figuras 6.3 e 6.4, respectivamente. Verifica-se que os valores de referência possuem relativa concordância em relação à proposta dos amortecedores utilizados dos na prática.

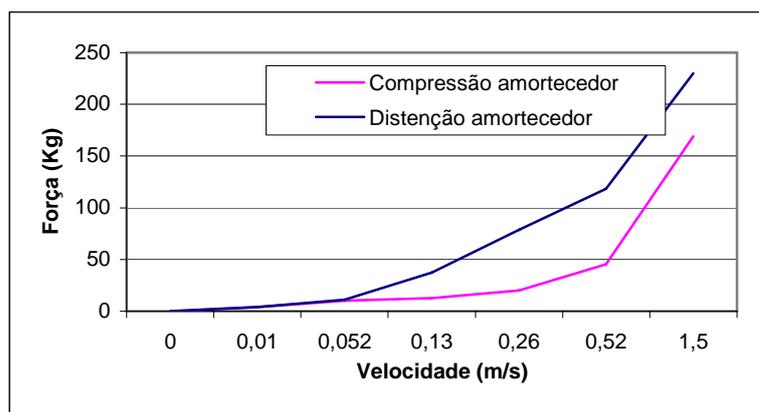


Fig. 6.3 – Força versus velocidade do amortecedor para sistema de 1 grau de liberdade.

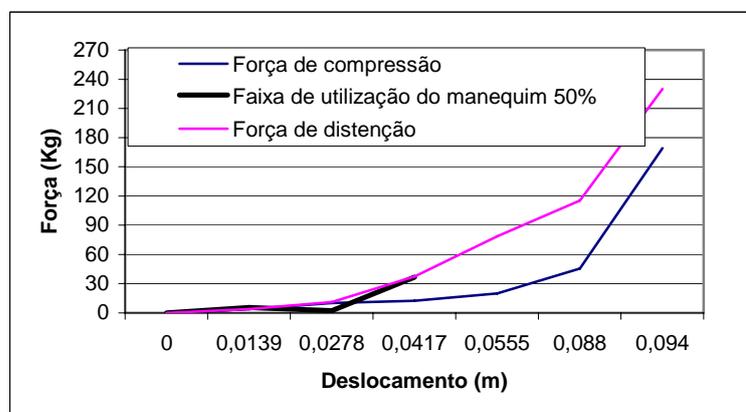


Fig. 6.4 – Características do amortecedor utilizado no sistema de 1 grau de liberdade associadas à performance do amortecedor do projeto.

Abaixo está representada a curva do gráfico de força versus deslocamento do amortecedor para o sistema de 2 graus de liberdade utilizado nos testes. Na Tabela 10, estão tabulados os valores encontrados a projeto e na prática.

TABELA 10:

V	m/s	F	kg	C	kg s/m
0,35		43,5		124,28	
0,35		35		100,00	

Valores teórico/práticos encontrados do amortecedor de 2 graus de liberdade.

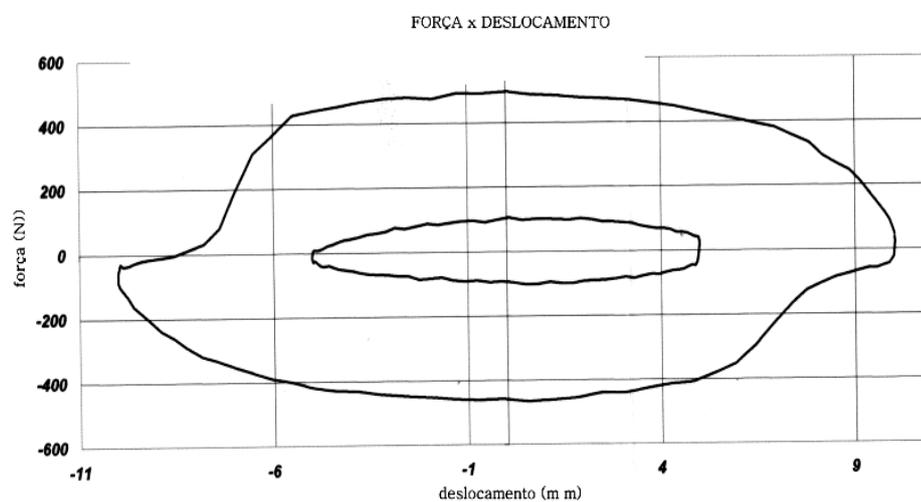


Fig. 6.5 – Gráfico força versus deslocamento do amortecedor do sistema de 2 graus de liberdade.

Capítulo 7

RESULTADOS E DISCUSSÕES

7.1 – Frequência Natural dos Sistemas:

A fim de se avaliar o comportamento dinâmico real dos manequins, foram realizados testes de bancada com o martelo de impacto para verificação das frequências naturais e a cálculo dos primeiros modos de vibração e o grau inerente de amortecimento. Nos gráficos das Figuras 7.1 e 7.2 são mostrados, respectivamente, as características de ressonância em dB, do sistema de 1 grau de liberdade, com amortecimento e, posteriormente, sem o amortecimento. Para o primeiro caso, o primeiro modo de vibração ocorreu em torno dos 6,5 Hz e o segundo modo em torno de 15 Hz.

Retirando-se todo o amortecimento, encontraram-se melhores resultados na faixa de exatos 5 Hz para a ressonância e 17,5 Hz para a segunda, em função de que os resultados a cálculo previam valores absolutos em torno de 5 Hz e 20 Hz, respectivamente. Para o sistema de 2 graus de liberdade, também sem amortecimento, com o primeiro impacto na base do manequim, demonstrado na Figura 7.3, obteve-se, respectivamente, em torno de 4,8 Hz e 18 Hz para o primeiro e segundo modo de vibração. Com o segundo impacto, feito na cabeça do manequim, os resultados foram de 4,5 Hz para o primeiro modo e 17 Hz para o segundo modo de vibração.

A partir de uma primeira análise, verificou-se um bom nível de coerência para dos valores de dimensionamento encontrados no projeto e citados em várias fontes, em que se tem uma faixa de 4,5 a 6 Hz e 20 Hz, respectivamente, para o 1º e 2º grau de liberdade das massas com relação a um único referencial. As pequenas diferenças entre os valores

deve-se provavelmente aos ajustes de massa entre os subconjuntos que devem se adequar ao percentil de 50%, embora o resultado tenha sido suficientemente positivo para a continuação das provas dinâmicas.

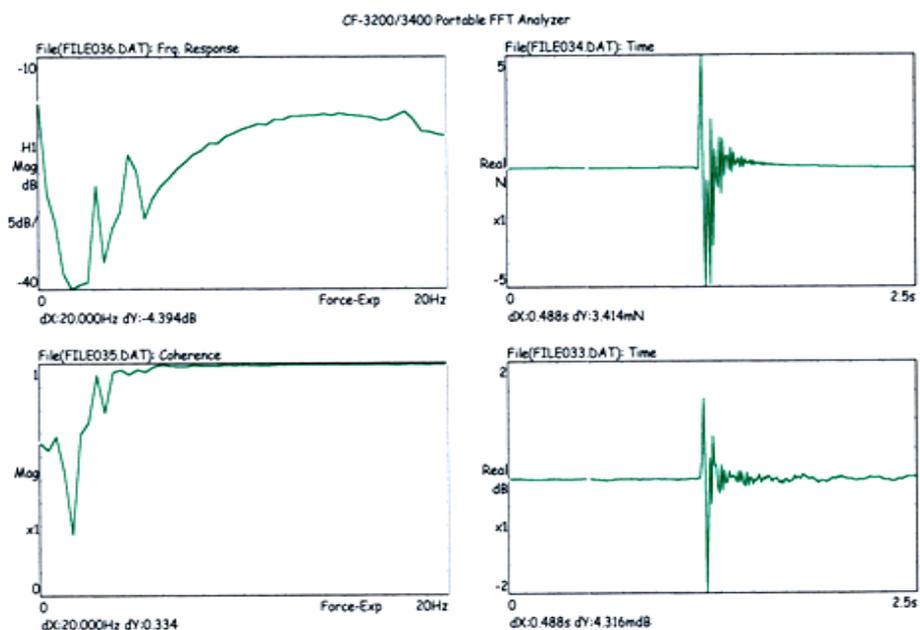


Fig. 7.1 – Características de ressonância em dB, do sistema de 1 grau de liberdade.

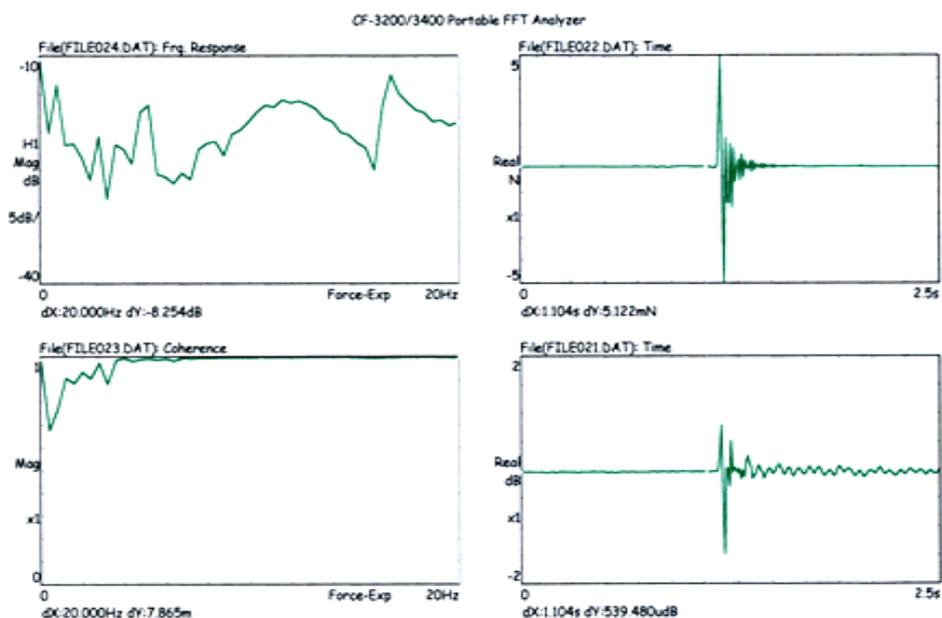


Fig. 7.2 – Características de ressonância em dB, do sistema de 1 grau de liberdade.

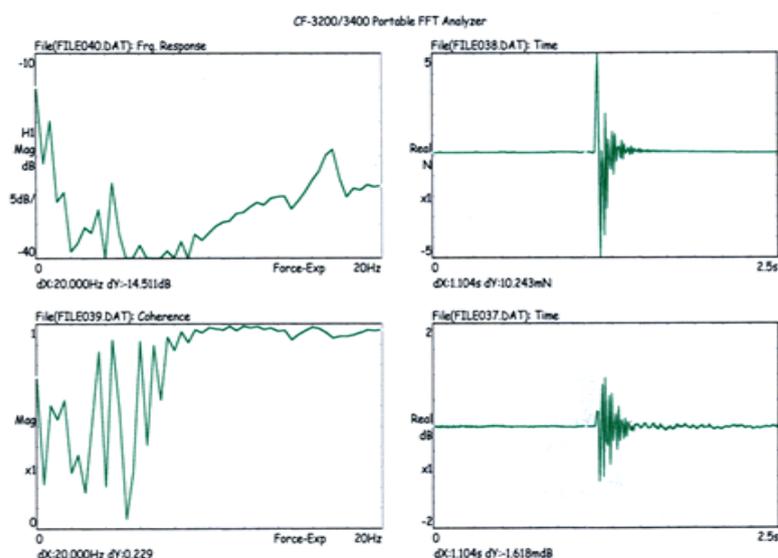


Fig. 7.3 – Características de ressonância em dB, do sistema de 2 graus de liberdade.

7.2 – Análise dos resultados das acelerações:

Para a avaliação de validação final dos manequins, primeiramente foram feitas correlações com as características do corpo humano para verificação dos possíveis graus de dispersão com relação a amostragem do grupo de 12 pessoas. Na Tabela 11, estão reunidos os dados de cada indivíduo com as ações inter-relacionadas.

TABELA 11:

	peso	idade	peso	altura	quadril	altura sentado	altura pernas	f natural
	Kg.	anos	75%	m	m	m	m	Hz
p1 – Luiz	88	48	66	1,73	0,384	0,889	0,45	5,2
p2 – J. Antonio	84	36	63	1,85	0,373	0,886	0,452	5,65
p3 – Ednilson	63	32	47,25	1,8	0,371	0,892	0,46	5,18
p4 – Cristiano	63	29	47,25	1,71	0,356	0,874	0,445	5,78
p5 – Lobão	132,5	33	99,37	1,88	0,396	0,919	0,478	5,6
p6 – Aguinaldo	61	32	45,75	1,52	0,363	0,888	0,456	5,55
p7 – Valtencir	63	41	47,25	1,63	0,328	0,823	0,409	5,47
p8 – Wagner	62	36	46,25	1,83	0,373	0,886	0,455	4,81
p9 – Boschetti	95	38	71,2	1,8	0,366	0,874	0,447	5,61
p10 – Pedro	83	33	62,25	1,67	0,34	0,864	0,43	5,23
p11 – Everaldo	75,4	24	56,55	1,81	0,351	0,876	0,453	5,57
p12 – Francisco	60	51	45	1,6	0,353	0,851	0,432	4,95
1 GL	56,2	Z	43,3	1,73	0,356	0,866	0,439	5,3
2 GL	56,2	Z	56,2	1,73	0,356	0,866	0,439	5,19

TABELA 12 – Valores relativos à amostragem da população testada:

	K total	C total	massa aparente na ressonância	massa aparente normalizada em	peso sentado / altura sentado
	Kg/m	Kgs/m	Kg	20 Hz	1/ Kg m
p1 – Luiz	7045	215,6	66	0,38	74,24
p2 – J. Antonio	6725,2	205,8	63	0,34	71,1
p3 – Ednilson	5017,2	153,5	47,25	0,26	52,97
p4 – Cristiano	5001	149,2	47,25	0,26	54,06
p5 – Lobão	12256,6	348,3	99,37	0,33	108,12
p6 – Aguinaldo	5575,1	158,3	45,75	0,32	51,52
p7 – Valtencir	5582	161,2	47,25	0,31	57,41
p8 – Wagner	5756	163,6	46,25	0,28	52,2
p9 – Boschetti	8814,8	250,5	71,2	0,39	81,46
p10 – Pedro	7700,6	218,8	62,25	0,37	72
p11 – Everaldo	6933,3	197	56,55	0,32	64,55
p12 – Francisco	5571	158	45	0,29	52,87
1GL	4803	147	43,3	0,20	50
2GL	5977,9	183,9	56,2	0,36	64,89

Todos os dados antropométricos citados foram considerados como de significância para os seguintes desenvolvimentos:

- De um novo modelo de massas associadas, baseado em dados extraídos das acelerações dos testes, para comprovação dos dados de projeto e/ou atualização/reconstrução dos atuais modelos que são provenientes de um estudo analítico;
- De novos modelos de banco, para os compressivos de espumas e molas em função da interface com o posto de trabalho, visto que está relacionado com o volante e pedaleiras.

7.3 – Modelo Estatístico de Massas Oscilantes:

Os parâmetros envolvidos do corpo humano sentado, mostrados na Figura 7.4, são:

m_1 = massa da parte superior do corpo que se move relativa ao banco e assoalho.

m_2 = massa do corpo e pernas suportadas pelo banco e assoalho, que não se move em relação a eles.

m_3 = massa das pernas suportadas pelo apoio dos pés, que não se move em relação a ele.

K_s e C_s são, relativamente, a rigidez e amortecimento da parte superior do corpo.

K_i e C_i são a rigidez e o amortecimento das coxas, quando não estão em contato com o banco.

O modelo foi ajustado para a média da massa aparente das 12 pessoas. A soma de m_1 e m_2 foi considerada como o peso estático médio no banco, ou seja, 54.34 Kg. Sendo que m_3 , foi considerado o peso estático no apoio dos pés, igual a 17,19 Kg e a frequência natural da parte superior do corpo como 5 Hz em média e o coeficiente de amortecimento igual a (0,5), que foi determinado analiticamente, embora concorde com o valor de (0,472), acordado experimentalmente por Griffin *et al* (1990).

Os parâmetros que descrevem a rigidez e o amortecimento das coxas são redundantes, porque não existe movimento relativo entre o apoio dos pés e o assoalho. Assim, as características gerais de rigidez e amortecimento tornam-se em média igual a:

$$K_s = 6305,6 \text{ Kg/m}$$

$$C_s = 199,0 \text{ Kgs/m}$$

Novamente, a média ponderada em cada frequência fornece para:

$$m_1 = 48,27 \text{ Kg} \quad \text{e} \quad m_2 = 5,75 \text{ Kg.}$$

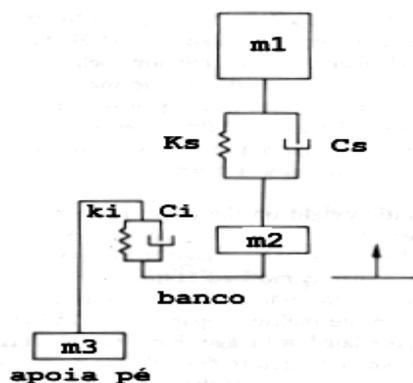


Fig. 7.4 – Modelo paramétrico esquemático de massas oscilantes.

Embora a variabilidade entre indivíduos desta amostragem não represente uma população muito heterogênea e a otimização deste modelo paramétrico dependa desta valorização, a aproximação dos valores médios resultantes para o sistema de massas mostra que os dados de entrada para delimitar os contornos de projeto são, qualitativamente, coerentes com os dados reais, extraídos das acelerações do assento/encosto, nos testes físicos.

7.4 – Correlações do Modelo Estatístico de Massas Oscilantes:

Os parâmetros mais significativos, entre as variáveis acima, expostas na Tabela 12, estão representados nos gráficos de dispersão, mostrados a seguir. O comportamento da massa aparente, nas frequências mais altas, acima de 15 Hz, parece não influenciar o desconforto vibracional em termos de acelerações.

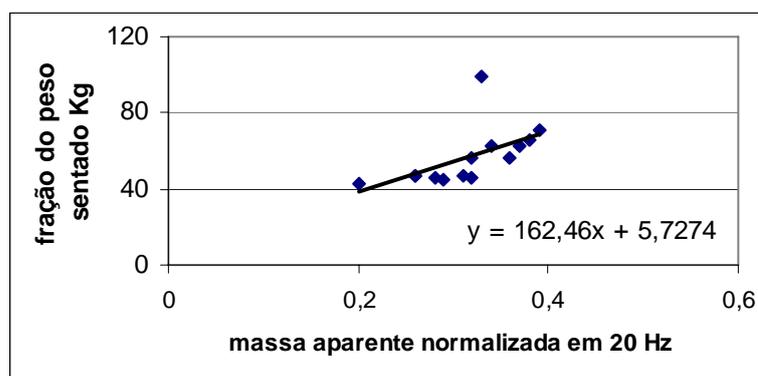


Fig. 7.5 – Relação massa aparente e frequência.

Todas as variáveis aqui mostradas, de uma forma geral, tem elevada correlação positiva e são parâmetros que podem influenciar o projeto de novos bancos e o meio ambiente do posto de trabalho. O peso estático dividido pela altura sentado tem maior influência na frequência de ressonância que a fração de peso, embora o peso fracionado tenha mais importância que a altura das pernas na massa aparente normalizada.

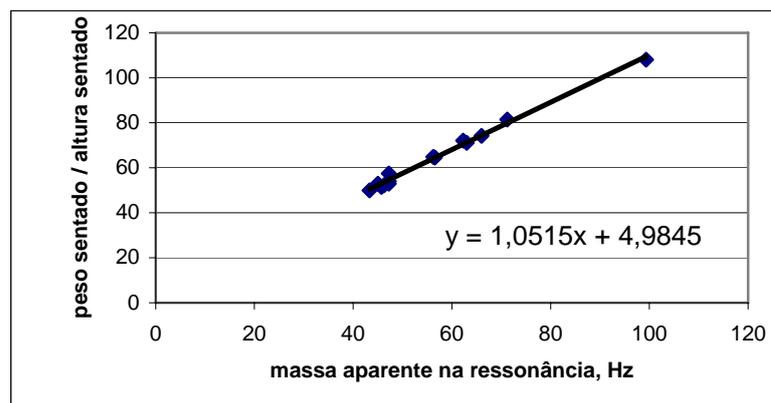


Fig. 7.6 – Relação peso sentado/altura sentado e massa aparente na ressonância.

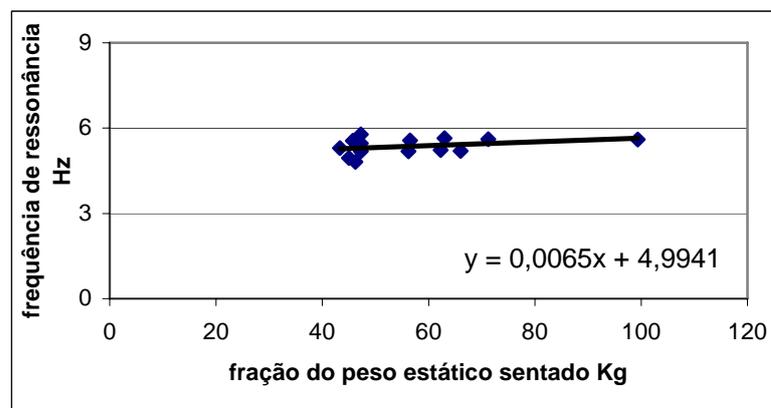


Fig. 7.7 – Frequência de ressonância versus a fração de peso sentado.

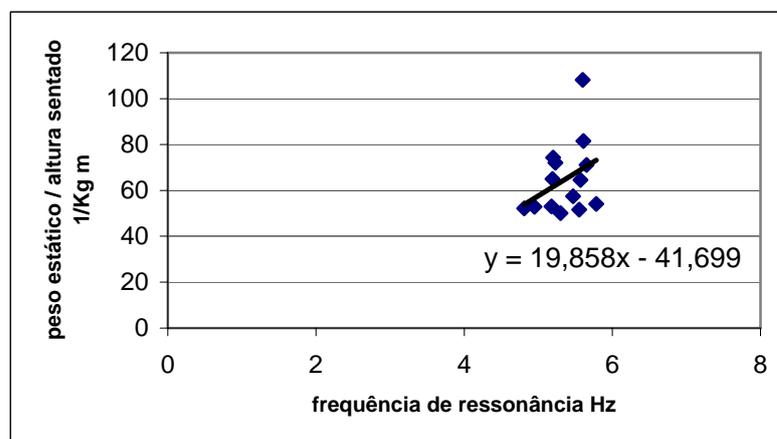


Fig. 7.8 – Frequência de ressonância versus o peso estático/altura sentado.

A Figura 7.9 evidencia que a altura do ponto H pode ter importância na fração de peso das pernas, que é suportada pelo banco e, ainda, uma segunda correlação quanto à irrigação sanguínea desta área, que pode causar dormência com atividade prolongada, relacionada com a segurança passiva do usuário. As variáveis: quadril e altura, no modo sentado, demonstraram não ter relações associativas. A idade parece não ter efeito sobre a massa aparente em 20 Hz, embora nenhuma das correlações com a massa aparente nas baixas frequências tenha estabelecido alguma importância.

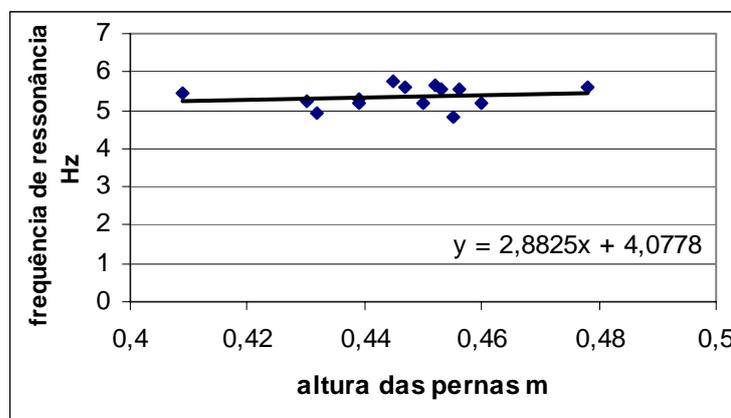


Fig. 7.9 – Altura das pernas e a frequência de ressonância.

7.5 – Análise das Acelerações verticais:

Para a validação dos manequins antropodinâmicos, foram escolhidos os testes em estrada, porque dentro das vantagens apresentadas, está a possibilidade de se caracterizar as condições reais de missão, sendo preferível para se medir a performance inicial percebida, no lugar dos testes em laboratório, o teste em estrada que tem melhor rendimento na otimização da repetibilidade dos resultados, mais adaptados para a segunda fase do estudo, em que se pode estudar os fenômenos separadamente, de forma controlada.

Conforme demonstrado pelo Centro de Pesquisas da FiatAuto/C.R.F, como também reportado por Corbrige, Harborough e Griffin (1988), em testes com bancos

ferroviários, ficou evidente que existem diferenças, muitas vezes significativas para as mesmas medições em estrada e repetidas em laboratório. As possíveis causas estão relacionadas à:

- Postura: durante os testes em laboratório a postura é padronizada, contrário aos testes em estrada, nos quais a postura é facilmente mudada;
- Suporte do volante: quando não é previsto a armação do volante, o indivíduo sofre automaticamente, uma mudança global de rigidez;
- Assoalho: os dados de entrada vibracionais são diferentes, de forma que nos testes em estrada, os pés estão apoiados dinamicamente nos pedais, influenciando a rigidez corporal.
- Número de fontes de entrada: a bancada não pode reproduzir simultaneamente os eixos X e Y, de forma que os sinais são reproduzidos isoladamente.

7.5.1 – Análise das Massas Aparentes:

Através das acelerações medidas no assento e encosto do banco, foram extraídos os módulos das curvas de massa aparente de cada indivíduo, cujos gráficos estão mostrados a seguir, na Figura 7.10, sendo que o primeiro modo de vibração na ressonância, situou-se na faixa de 4,5 a 5,5/6 Hz. Valores típicos desta faixa, foram encontrados anteriormente por Griffin *et al* (1990), que pesquisou estes efeitos, com uma população de 60 (sessenta) pessoas, o que confirma os resultados obtidos neste experimento.

A variabilidade das respostas deve-se, principalmente, a diferença entre a disposição das massas no próprio corpo destas pessoas, como também, a diferença entre os pesos estáticos suportados pelo banco e de conseqüência, também o assoalho, que fixa a guia do banco.

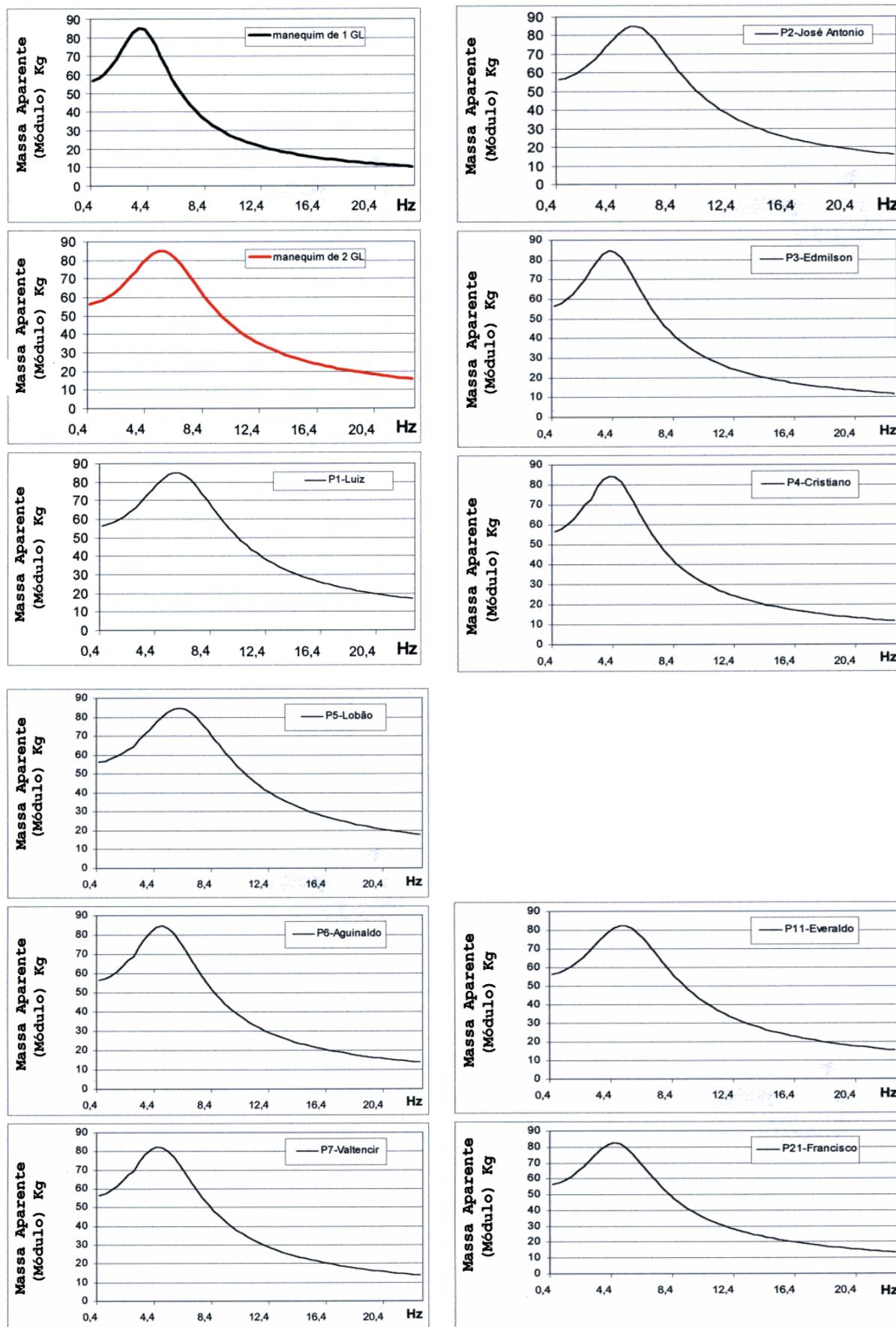


Fig. 7.10 – Massa aparente individualizada.

7.5.2 – Análise das Massas Aparentes Normalizadas:

Cada massa aparente foi posteriormente normalizada pela divisão dela própria e pelo peso estático sentado de cada pessoa, referenciado como 75% do seu peso total, tomados segundo os procedimentos relatados por Griffin *et al* (1990). As curvas de cada indivíduo estão abaixo representadas nos gráficos da Figura 7.13. A variabilidade encontrada foi muito pequena, sendo que o decaimento em relação à variação da frequência foi muito similar.

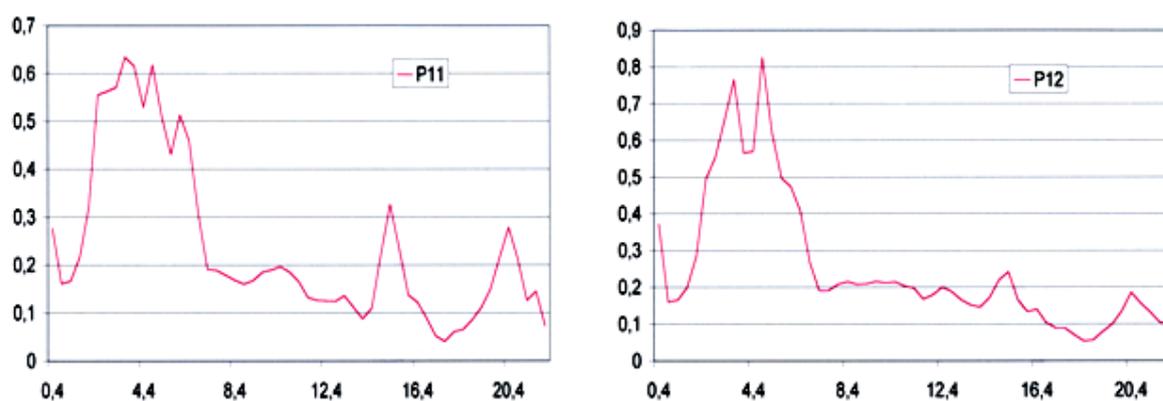
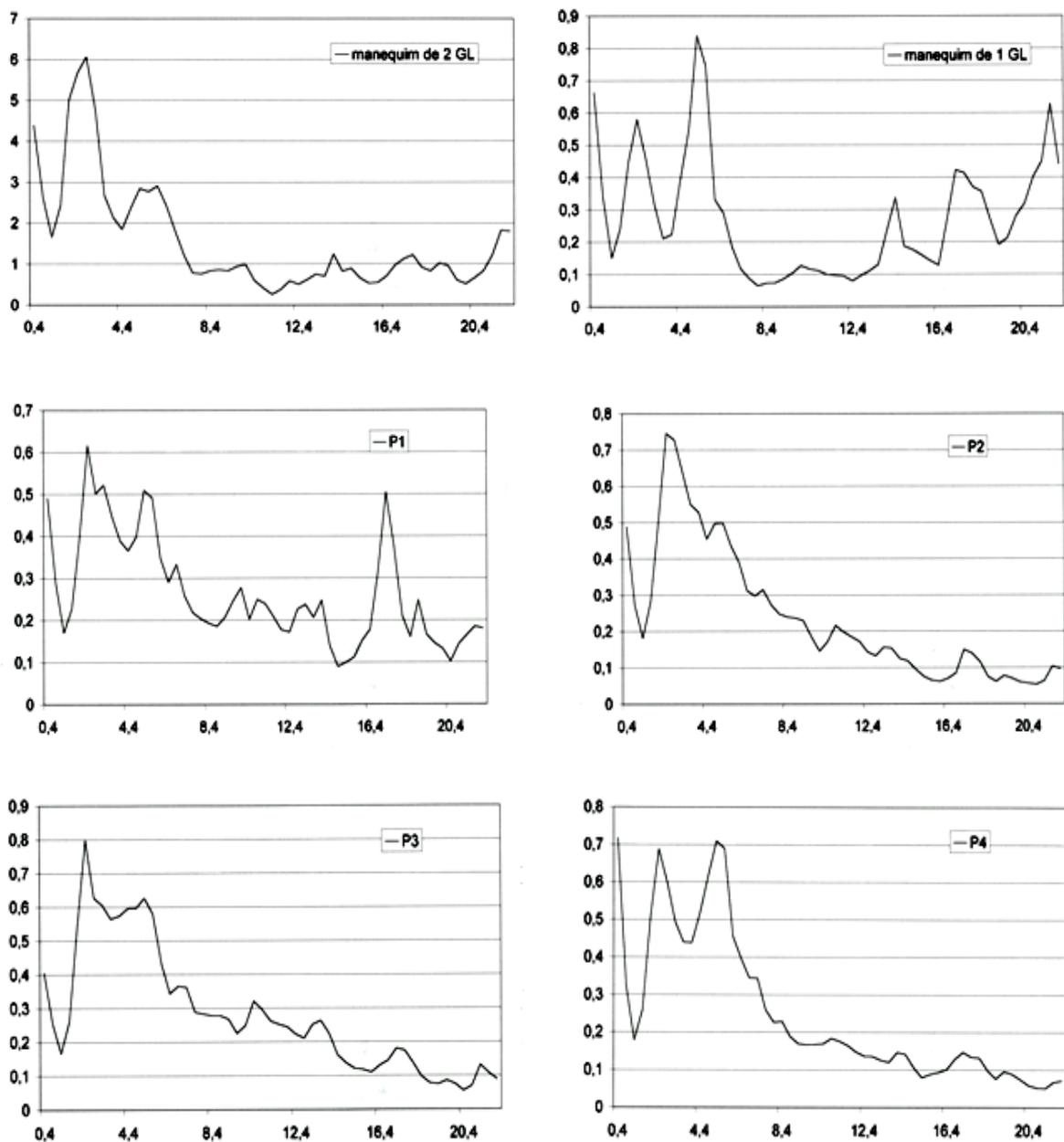


Fig. 7.11 – Encosto Z/Guia do Banco Z

7.5.2.1 – Transmissibilidade do piso pavê:



Fig. 7.12 – Assento Z/Guia do Banco Z.



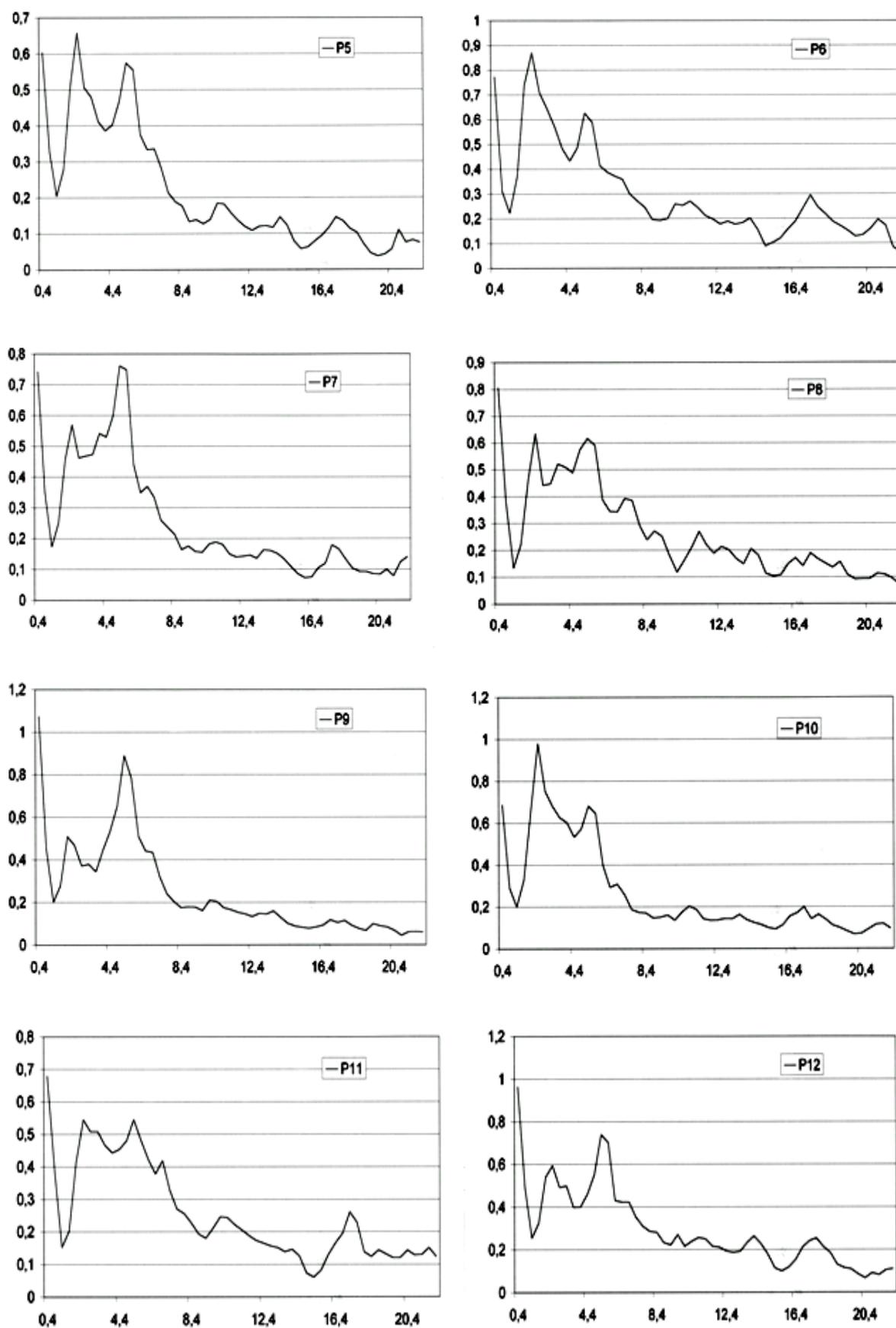


Fig. 7.13 – Curvas de Transmissibilidade de cada indivíduo em piso pavê.

Pode-se observar, na Figura 7.14, a seguir, que da população de pessoas reunidas, metade destas massas possuem valores acima das massas de amostragem, provavelmente ocasionando as variações encontradas nas frequências de ressonância.

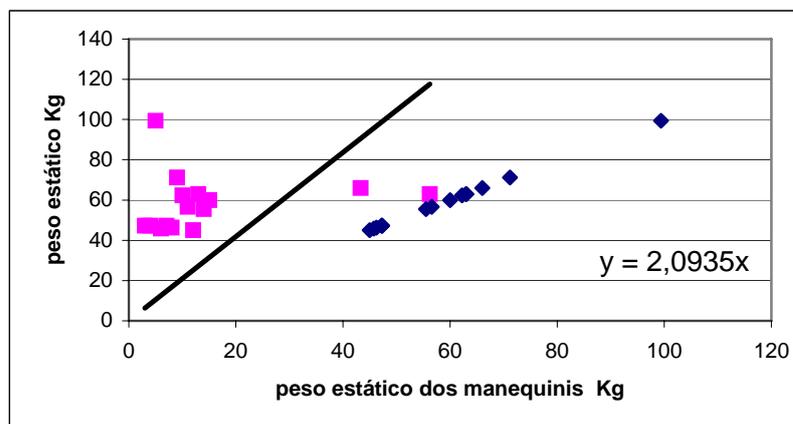


Fig. 7.14 – Dispersão entre os pesos dos manequins e o grupo frequências acima de 15 Hz, da variância observada nos gráficos da seção 7.5.2.1

7.5.3 – Análise do Índice S. E. A. T.:

Para se avaliar o efetivo desconforto percebido referente às vibrações pela percepção humana, é necessário que o espectro da faixa de frequência relacionada seja filtrado no domínio da frequência com o peso W_b , estabelecido na norma BS6841 para o ponto de interface. Esta norma prescreve a fórmula para o cálculo do índice S.E.A.T., sendo seu valor definido como a relação da aceleração RMS da frequência pesada na interface assento/pessoa para a aceleração RMS da frequência pesada na guia do banco expressa em porcentagem.

Valores maiores que 100% indicam que o assento está amplificando as vibrações e, da mesma forma, valores menores que 100% indicam que o assento está isolando o ocupante das vibrações. A Tabela 13 mostra os valores calculados, partindo-se dos valores

de DSP da aceleração, obtidos na frequência de 5,2 Hz da transmissibilidade entre assento/guia de banco.

TABELA 13 – Valores obtidos do índice S. E. A. T.:

	VALORES MÉDIOS DO ÍNDICE S. E. A. T.								
	Calçamento (Pavê)		Asfalto (Liso)		Filtro W _b RMS	Faixa f ₁ Hz	Faixa f ₀ Hz	Médias	
ref.	5,2 Hz	7,6 Hz	5,2 Hz	7,6 Hz				Pavê/ Asfalto (5,2 Hz)	1 GL/2GL (5,2 Hz)
1GL	91,59	29,49	82,84	53,76	0,93	20	0,5	87,21	
2GL	132,8	117,62	61,00	40,39	0,93	20	0,5	96,90	91,90 (-17,2%)
1	71,37	46,74	55,75	41,90	0,93	20	0,5	63,56	
2	70,62	52,27	69,16	40,08	0,93	20	0,5	69,89	
3	79,16	53,67	77,47	46,83	0,93	20	0,5	78,31	
4	84,25	50,98	73,14	45,20	0,93	20	0,5	78,69	
5	75,82	46,27	66,47	32,00	0,93	20	0,5	71,14	
6	79,18	54,69	74,01	43,05	0,93	20	0,5	76,81	
7	87,26	50,96	74,45	39,20	0,93	20	0,5	80,85	76,09
8	84,92	53,28	67,15	43,34	0,93	20	0,5	76,03	
9	94,29	49,12	76,82	44,96	0,93	20	0,5	85,55	
10	82,60	43,35	72,13	34,01	0,93	20	0,5	77,36	
11	73,87	51,96	71,40	43,47	0,93	20	0,5	72,63	
12	86,00	55,68	78,74	43,76	0,93	20	0,5	82,37	

Na caracterização do índice S.E.A.T., a diferença positiva média apresentada de 17,2%, significa que os valores de rigidez e amortecimento encontrados nos conjuntos montados possuem uma redução qualitativa, que diminui a sua eficiência provavelmente devido as diferenças de valores encontradas nos amortecedores, sobretudo no sistema de dois graus de liberdade, que apresentou a maior diferença.

Embora no caso de manequins de percentil 50%, este percentual afeta de modo significativo o índice S.E.A.T., sendo oportuna à concordância entre os valores exigidos no projeto e àqueles encontrados nas peças. Da mesma forma, a pesagem dos componentes deverá sofrer um controle qualitativo individualizado, a fim de se manter as

especificações iniciais do projeto. Uma nova série de testes para validação do índice S.E.A.T. e otimização final de todo o projeto, deverá ser efetuada.

7.5.4 – Análise das Variáveis Subjetivas de Conforto do Banco:

A pesquisa subjetiva, efetuada com 12 indivíduos, foi dividida em 3 partes. Os resultados obtidos foram posteriormente associados à análise objetiva dos testes físicos, que resultou no cálculo final do Índice I.Q.V., por indivíduos.

A pesquisa foi formatada em um questionário com 6 (seis) perguntas, respondidas logo após a finalização dos testes em estrada. Na primeira parte, as perguntas foram direcionadas para os níveis de sensações de conforto, em relação às áreas corpóreas, de acordo com a Figura 7.15, seguindo a seguinte escala:

- 1 – Muito confortável;
- 2 – Confortável;
- 3 – Levemente confortável;
- 4 – Neutro;
- 5 – Levemente não confortável;
- 6 – Não confortável;
- 7 - Decididamente não confortável.

A nota 7 (sete) não foi contabilizada. O banco de teste foi classificado como confortável (2) por 33,97% das pessoas e como levemente confortável (3), por 28,84%, conforme descrito na Tabela 14, a seguir:

TABELA 14 – Classificação das notas de conforto:

<u>2</u>	3	4	6	1	5
33,97%	28,84%	19,87%	8,97%	4,48%	3,84%

A relação do aparecimento da fadiga, baseada na variação da frequência com o tempo de exposição médio de 23'/35', foi investigada pela divisão em 13 áreas do corpo sentado, conforme evidenciado na Figura 7.15, a seguir:

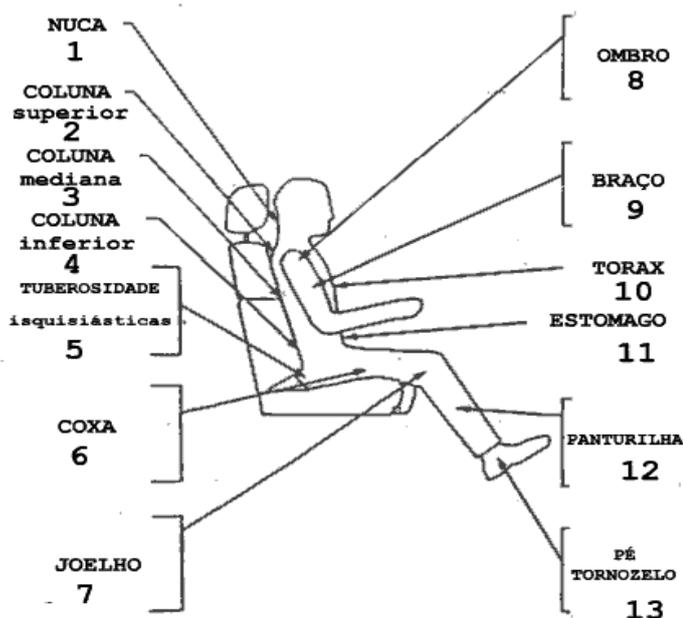
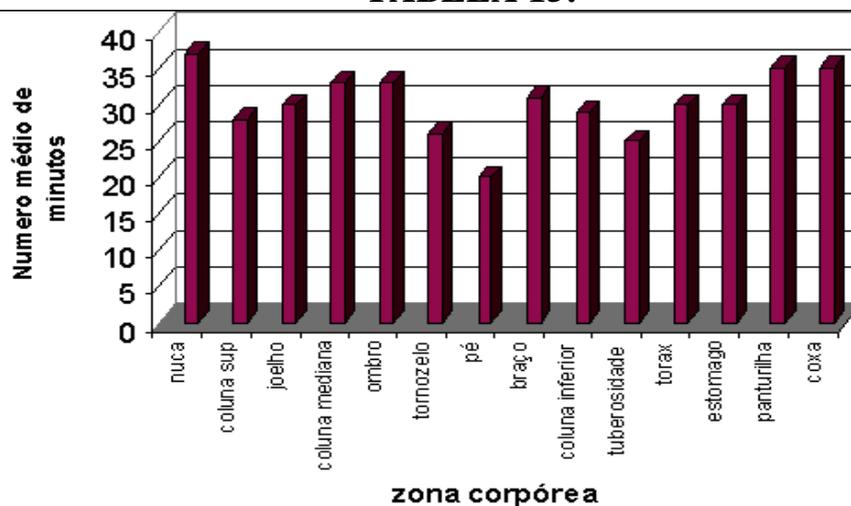


Fig. 7.15 – Divisão de áreas do corpo sentado.

As regiões mais afetadas estão indicadas na Tabela 15, juntamente com o valor percentual da quantidade de pessoas que escolheu cada área específica do corpo, o que indica uma boa significatividade.

TABELA 15:



Classificação das Zonas Corpóreas Afetadas pela Quantidade de Pessoas em %												
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13
65%	59,5%	42,8%	40,4%	39,2%	35,7%	53,5%	42,8%	41,6%	36,9%	36,9%	35,7%	42,8%

Fig. 7.18 – Classificação por região mais afetada/escolha em %.

A segunda parte foi relacionada ao nível de sensação corpórea versus áreas específicas do banco em termos de rigidez/amortecimento, como mostra a Figura 7.19, a partir da seguinte escala:

- 1 – Muito duro – Suporte excessivo;
- 2 – Ótimo como está – Suporte otimizado;
- 3 – Muito macio – Suporte insuficiente.

O item 2 representou, na grande maioria, em torno de 83,3 % de afirmativas em todas as regiões analisadas, o que confirma a escolha inicial, de que o banco em testes é um banco confortável.

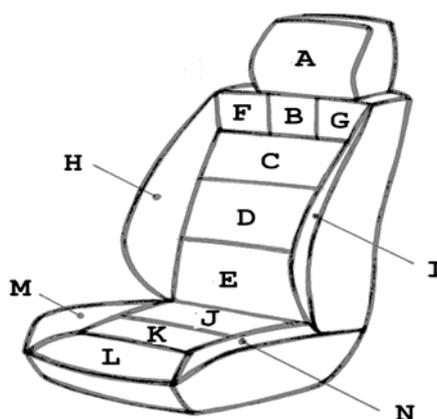


Fig. 7.19 – Divisão do banco em regiões de conforto.

A Tabela 16 apresenta as escolhas das sensações por região do banco e o percentual da quantidade de pessoas que escolheu cada área específica.

TABELA 16 – Classificação por região/escolha %:

	A	B	C	D	E	F	G	H	I	J	M	N	%
1	--	1	2	1	1	2	1	--	--	--	--	--	8,33
2	11	10	9	11	11	9	10	12	12	10	11	12	83,33
3	1	1	1	--	--	1	1	--	--	2	--	--	8,33

O item 1 evidencia que as regiões B, D, E e G, embora com apenas 8,33% de escolha, exibem certo grau de desconforto da mesma forma que as regiões C e F, com 8,6%. Já o item 3, demonstra que as regiões A, B, C, F e G, também com 8,33%, e a região J, que representa o suporte do assento, com 4,2%, estão relacionadas com o item 1 de maneira inversa. Embora haja algum conflito com as regiões B e G, as escolhas demonstraram que existe uma forte correlação com as informações da primeira parte, entre as regiões do corpo mais afetadas como nuca (1), coluna na parte superior (2) e coluna mediana/ombro (4) com as partes superiores do encosto do banco, onde se situam os itens 1 e 3, indicando que estas áreas devem ser revistas do ponto de vista anatômico, provavelmente modificando o ângulo de interface com o usuário e, como consequência, o perfil do encosto, visto que economicamente, não seria possível modificar a rigidez/amortecimento de forma pontual, somente em áreas maiores. Dessa maneira, ao buscar alguma forma de contenção vertical e lateral para o corpo, no desenho da parte central da espuma, para as condições acima citadas, parece haver resultado em melhoria do conforto.

A Figura 7.20 comprova em parte, as conclusões e os itens negativos acima relacionados. Para as solicitações citadas, onde a região superior do corpo sentado e a região mais inferior após a pélvis se apresentam suscetíveis, a movimentação superior talvez seja mais prejudicial para o desconforto que a inferior, pois contribuem para a regularização da

circulação sanguínea/temperatura local. A análise mostra que se deve dar maior atenção ao desenho da região do pescoço e apoio dos ombros.

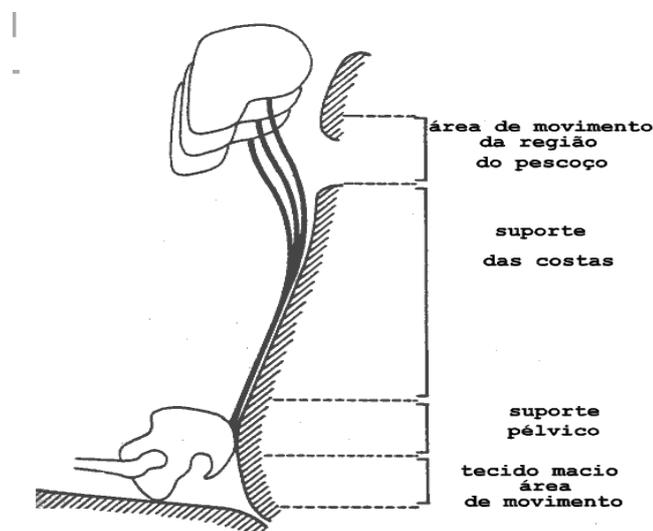


Fig. 7.20 – Características de movimentação/rigidez das áreas do encosto, para os percentis de 5 / 50 / 95% do agregado cabeça/coluna vertebral. Fonte CRF.

A partir das informações obtidas acima e baseado no traçado esquemático da Figura 7.21, no qual os pontos críticos da postura sentada são dimensionados para se traçar um diagrama de coordenadas x/z, conclui-se que este diagrama serve como guia de coordenadas para mapear as partes do corpo em desconforto. A cada área discretizada de interface, poderia ser atribuído um valor de rigidez / amortecimento / pressão / força, e/ou massa / aceleração, que ajudaria no desenho das novas formas, também discretizadas dos perfis do assento, encosto e apóia-cabeça.

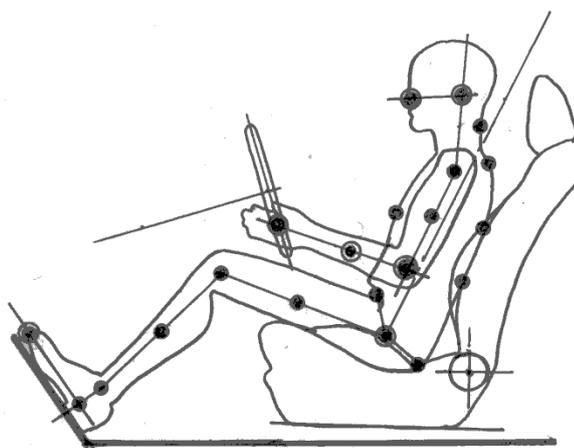


Fig. 7.21 – Posição dos pontos formadores de postura.

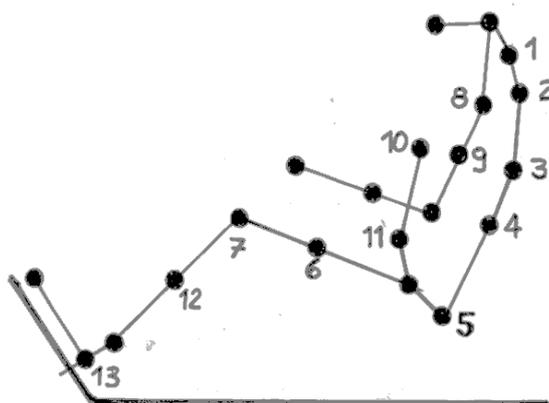


Fig. 7.22 – Diagrama discreto do corpo humano.

Conforme conclusões preliminares da pesquisa, os pontos 1, 2, 7, 3 e 8 devem ser priorizados no alívio da fadiga. Como indicação do estado da arte na pesquisa de diminuição da fadiga no desenho de bancos, citam-se as considerações de que, segundo Ueno (1990) e Jurgens (1993), a posição sentada não é, de forma nenhuma, boa para o ser humano. Embora pareça menos cansativa que a posição de pé. Quando se desenha bancos ou assentos em geral, sejam eles automotivos ou não, é importante tentar recriar na posição sentada, bem como na postura da pélvis, uma postura mais natural, como demonstrado na Figura 7.23 abaixo.

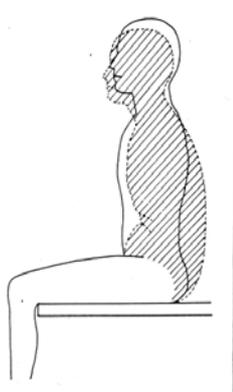


Fig. 7.23 – Tendência postural humana ao se sentar.

Ueno *et al* (1990), destaca a importância da posição da pélvis para alívio da fadiga, porque normalmente, quando uma pessoa está sentada, como mostrado na Figura 7.23, a pélvis inclina-se para trás e o coccix arqueia, criando desconforto.

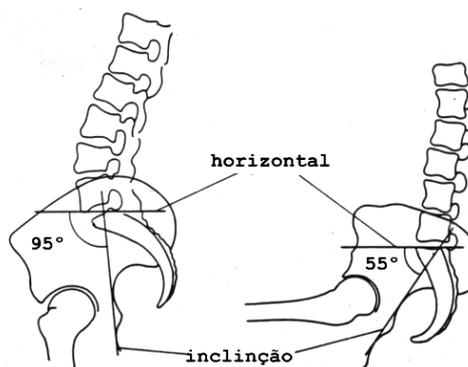


Fig. 7.24 – Posição da pélvis na posição de pé e sentada. Fonte CRF.

O suporte lombar é usado para manter a coluna na posição de lordose, em forma de S, da mesma maneira que na posição de pé, mas o suporte lombar normalmente é posicionado muito alto. Geralmente, está desenhado para suportar a terceira ou quarta vértebra, mas deveria suportar a própria pélvis. A curvatura da pélvis poderia ser corrigida, empurrando-se o apoio lombar, porém, isto implica numa força de deformação colocada nos discos intravertebrais, aumentando a pressão nos nervos e levando à fadiga.

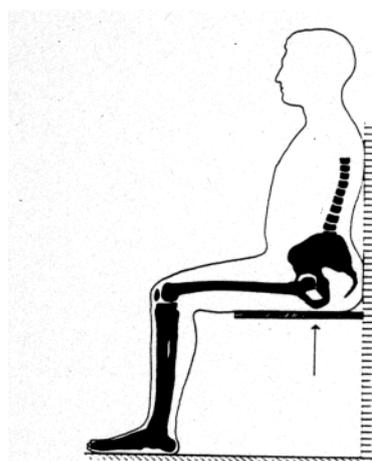


Fig. 7.25 – Posição da pélvis/coluna em cifose. Fonte CRF.

Pressionando-se na parte superior da pélvis, efetivamente mantêm-se a coluna inteira, incluindo a parte lombar, em cifose. Para prevenir a inclinação da pélvis, é também importante não pressionar na sua parte traseira, ou seja, o cóccix, quando na posição sentada.

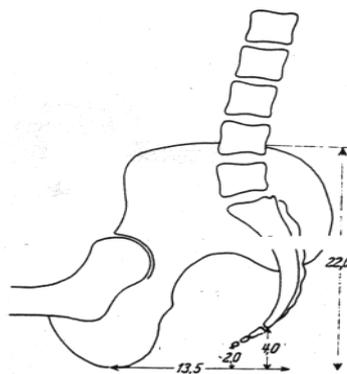


Fig. 7.26 – Indicação do posicionamento da pélvis e cóccix-manequim de 50%.

Do ponto de vista do alívio de fadiga, o número de vezes que o corpo muda de posição, em relação a um baixo dispêndio energético dos movimentos do volante, é que indica a pré-condição da otimização de um banco. Para isso, como demonstrado a Figura 7.27, a seguir, deveria ser dado ao encosto um ângulo de inclinação maior e no final da borda inferior, acima do cóccix, sua armação deveria assumir a forma de U invertida, ao invés da forma quadrada. Na Figura 7.28, para a citada seção do banco, a espuma do assento move-se moderadamente na vertical. A linha original está tracejada, descrevendo curvas similares a forma do corpo. A pressão do corpo não está concentrada nas juntas dos quadris, portanto existe pouca fadiga muscular e pressão nos nervos, onde o ângulo (A) do assento é também pequeno, em função disto, o ângulo (B) dos quadris é grande, reduzindo a pressão nos ângulos internos. O encosto forma uma curva em S moderada, mostrando que a coluna está em uma posição perto da ideal.

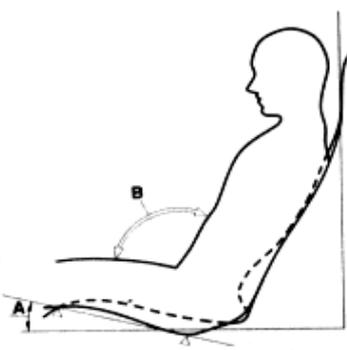


Fig. 7.27 – Postura teórica estável final.

Comparação da pressão corporal entre 4 bancos, onde (C) representa o banco acima descrito, sendo que as pressões mudam gradualmente dos quadris para as coxas, no assento e ao longo dos músculos das costas para o encosto.

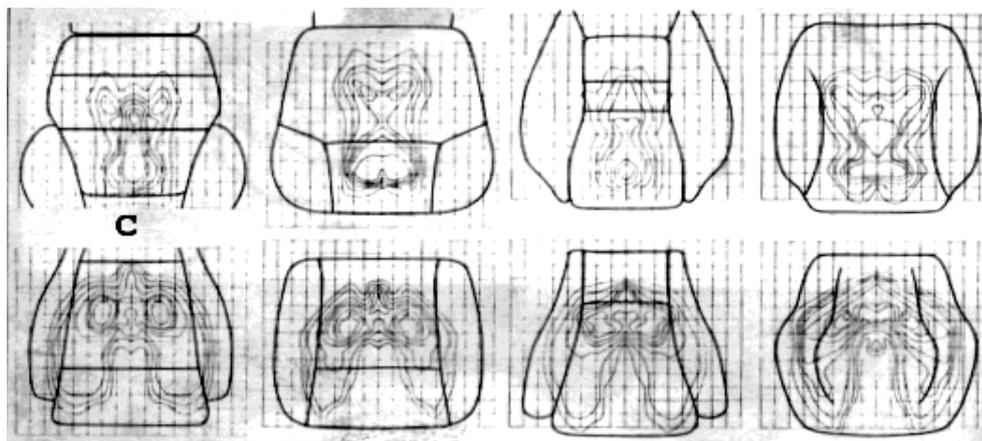


Fig. 7.28 – Distribuição das pressões no banco otimizado. Fonte Car & Styling.

Embora seja impossível não mover o corpo por períodos maiores de tempo, é importante que o desenho do banco permita que o usuário se mova quando desejar. A idéia de se manter uma postura estável, pode ser definida como a posição sentada, na qual a força da espuma e das molas que suporta o corpo, estejam balanceadas com o peso próprio do usuário, de forma a não se afundar dentro do banco. A borda frontal do assento deve eliminar a sensação de compressão na parte interna dos joelhos, devendo acomodar diferentes comprimentos de pernas, caso contrário, a pressão localizada pode resultar em congestão do sangue nas artérias, fazendo com que o usuário queira mudar de posição repetidas vezes.

A terceira parte consiste na avaliação individual do assento (3ª questão), encosto (4ª questão), apóia-cabeça (5ª questão) e conforto global do banco (6ª questão) em testes, com a seguinte escala utilizada:

- 10 – Excelente;
- 09 – Muito bom;
- 08 – Bom;
- 07 – Discreto;
- 06 – Aceitável;
- 05 – Limite de Aceitabilidade;
- 04 – Medíocre;
- 03 – Pobre;
- 02 – Ruim;
- 01 – Muito ruim.

Conclui-se que não existe uma diferença marcante na eficiência entre o assento e encosto, embora exista ligeira vantagem para o primeiro, mas foi detectada uma menor performance para o apóia-cabeça, como mostra a Figura 7.29, que demonstra juntamente como a região da nuca e ombros necessita de ajustes, talvez, diminuindo-se os graus de liberdade existentes na direção Y e também, restringindo a força de compressão da cabeça sobre o pescoço, modificando-se o seu ângulo de sustentação, na medida em que é uma região complexa, dada as funções de giro que o pescoço precisa desenvolver para desempenhar as tarefas básicas de visão.

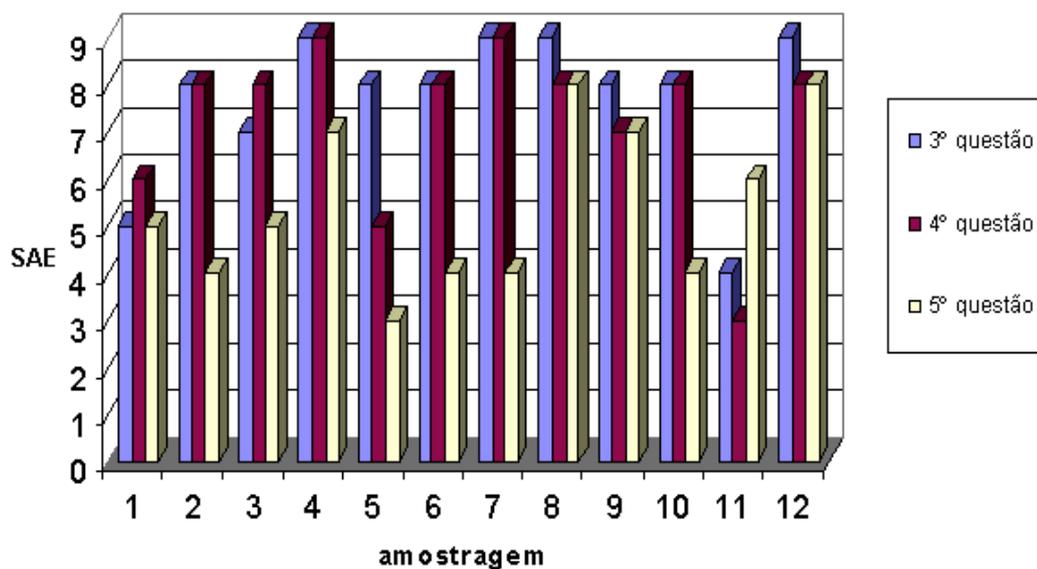


Fig. 7.29 – Classificação em função da amostragem.

Na classificação individual, a nota (7) Discreto, para a classificação global do banco (6ª questão), como mostrado abaixo, na Figura 7.30, mantém a coerência com a avaliação inicial, que classifica o banco como confortável.

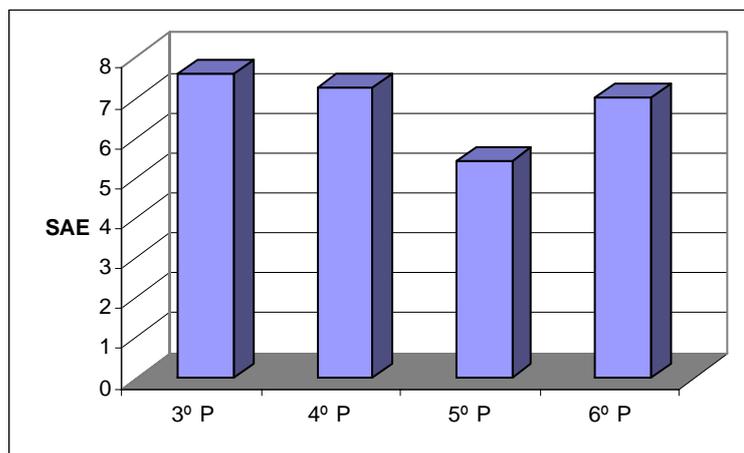


Fig. 7.30 – Avaliação individual das questões.

7.5.5 – Análise do Índice (I. Q. V.) Objetivo:

O índice I.Q.V., de forma geral, é uma metodologia de análise estatística, em que é possível mensurar veículos ou seus subsistemas, de acordo com avaliações objetivas e subjetivas, provendo índices sintéticos, no caso de bancos, ou de conforto, baseado nas medições de aceleração em diferentes pontos e direções durante testes, em diferentes tipos de pisos. Tem como característica maior a correlação com as respostas subjetivas. Neste caso específico, em função de que os testes físicos não foram feitos em todos os tipos de piso, conforme sugere a metodologia, devido ao acréscimo de tempo envolvido e integração logística necessária, foram calculados os índices parciais relativos aos dois tipos de piso testados, ou seja, pavê – I.C.V.S. e asfalto ondulado – I.C.V.L. Dessa forma, não foi computado o índice de comportamento vibracional relativo à quebra-molas e insonorizantes, o chamado I.C.V.A.

TABELA 17 – Valores encontrados de ICVL e ICVS:

	ICVS - Pavê				ICVL – Asfalto			
	Z Guia	Z Assento	Z Encosto	Z Volante	Z Guia	Z Assento	Z Encosto	Z Volante
1GL	0,136	0,036	0,037	0,052	0,088	0,026	0,035	0,039
2GL	0,122	0,046	0,026	0,022	0,084	0,023	0,025	0,036
1P	0,187	0,039	0,068	0,015	0,101	0,024	0,040	0,098
2P	0,185	0,046	0,060	0,043	0,090	0,026	0,037	0,017
3P	0,205	0,052	0,060	0,706	0,09	0,027	0,038	0,570
4P	0,178	0,047	0,073	0,104	0,096	0,027	0,039	0,702
5P	0,169	0,033	0,053	0,475	0,096	0,028	0,040	0,080
6P	0,157	0,046	0,055	0,196	0,097	0,028	0,041	0,057
7P	0,158	0,035	0,043	0,092	0,097	0,023	0,038	0,066
8P	0,147	0,041	0,046	0,531	0,083	0,026	0,040	0,620
9P	0,170	0,039	0,048	0,488	0,095	0,026	0,040	0,510
10P	0,178	0,040	0,045	0,700	0,099	0,031	0,042	0,460
11P	0,153	0,048	0,055	0,170	0,100	0,027	0,042	0,170
12P	0,158	0,043	0,047	0,321	0,091	0,022	0,038	0,170

Embora os valores dos índices encontrados estejam dentro de faixas médias já conhecidas, em virtude do exposto anteriormente, na sua totalidade, não representam valores reais absolutos, mas, por outro lado, também não invalidam os resultados gerais, porque o objetivo primeiro é de propor a utilização total e efetiva dos manequins nas avaliações objetivas, em ambientes controlados de laboratório.

Na parte subjetiva, a correlação entre os dados já conhecidos do limiar de sensibilidade a várias magnitudes de vibrações pesadas, bem como o tempo de exposição já

mapeados em normas ISO 2361 e BS 6841, poderiam fornecer novos dados que, somados a uma avaliação estática de conforto, feita com uma população de indivíduos previamente identificada pelo segmento de mercado a ser atingido pelo produto, eliminaria a necessidade de se utilizar seres humanos nos testes dinâmicos. Principalmente porque, na prática, observa-se uma dependência direta do conforto dinâmico em relação ao estático. Assim, sem a otimização do conforto estático, não existem boas respostas de conforto dinâmico.

A única ressalva para o emprego do ser humano em avaliações subjetivas de conforto, seria em função do acerto final da suspensão de um produto novo ou em exercício, em que o banco representa o último grau de liberdade do sistema. Na Tabela XX, a seguir, foram levantadas as médias parciais das acelerações, em relação aos dois pisos testados.

TABELA 18 – Valores médios pontuais de pico adquiridos em G's RMS:

	1GL	2GL	1P	2P	3P	4P	5P	6P	7P	8P	9P	10P	11P	12P
Z	0,232	0,103	0,144	0,137	0,147	0,137	0,132	0,127	0,1270	0,115	0,132	0,138	0,126	0,124
guia														
Z	0,031	0,034	0,031	0,014	0,039	0,037	0,030	0,037	0,029	0,033	0,032	0,035	0,037	0,032
encosto														
Z	0,036	0,025	0,054	0,048	0,049	0,056	0,046	0,048	0,040	0,043	0,044	0,043	0,048	0,042
assento														
Z	0,00	0,00	22,5	30,5	63,8	39,0	27,96	12,32	49,4	57,3	50,1	81,2	17,0	24,5
volante														

Para o cálculo final do índice (I. Q. V.), foram calculados anteriormente, os valores relativos do índices parciais I. Q. V. S. e I. Q. V. L., sendo que o I. C. V. A., conforme explicado anteriormente, foi replicado em função dos valores de I. C. V. S., com o qual tem maior identidade dinâmica.

TABELA 19 – Valores calculados dos índices parciais objetivos:

ÍNDICES PARCIAIS DE QUALIDADE VIBRACIONAL										
	I C V S - Pavê				I C V L – Asfalto			I C V S	I C V L	I C V A
	ZGuia	ZAssento	ZEncosto	ZVolante	ZGuia	ZAssento	ZVolante			
1GL	-9,43	-5,15	-5,11	-9,93	2,46	-0,48	-9,49	-7,49	-1,82	-7,49
2GL	-9,62	-5,32	-9,37	-10,28	1,81	-1,94	-9,30	-8,94	-2,73	-8,94
1P	-8,72	-2,87	-1,65	-10,62	4,68	1,38	-11,72	-6,01	-1,40	-6,01
2P	-8,78	-2,66	-2,07	-10,89	2,83	0,072	-10,02	-6,12	-1,45	-6,12
3P	-8,43	-1,44	-1,22	-9,05	2,83	0,031	-10,02	-5,58	-1,47	-5,58
4P	-8,85	-2,91	-1,82	-10,03	3,84	0,76	-9,58	-6,10	-0,84	-6,10
5P	-8,97	-3,88	-3,04	-9,2	3,84	0,86	-9,56	-6,65	-0,79	-6,65
6P	-9,14	-3,84	-3,46	-9,23	4,01	1,07	-11,12	-6,81	-1,67	-6,81
7P	-9,12	-4,26	-3,93	-9,19	4,01	0,46	-11,12	-7,01	-0,95	-7,01
8P	-9,28	-4,26	-4,26	9,45	1,78	0,40	-9,01	-7,15	-1,57	-7,15
9P	-8,96	-4,48	-3,21	9,10	3,67	1,38	-9,33	-5,36	-0,58	-5,36
10P	-8,85	-3,59	-3,00	-10,03	4,34	1,51	-11,23	-6,56	-0,33	-6,56
11P	-9,19	-3,93	-3,63	-9,20	4,51	1,51	-11,36	-8,62	-0,29	-8,62
12P	-9,12	-3,93	-3,76	-9,19	2,99	0,135	-10,10	-6,91	-1,38	-6,91

O gráfico da Figura 7.31, a seguir, representa estes valores parciais calculados da mesma forma que a Figura 7.32, mostra as diferenças entre os índices relativos da média de toda a população da amostra e dos manequins.

A indicação de que existe boa coerência na representatividade entre a dinâmica vibracional da população testada e dos manequins de 1 e 2 graus de liberdade está mostrada na Figura 7.34, seção 7.5.5.1, em que se pode observar um delta positivo, sempre constante de +/- 8%, que pode ser devido a diferença intrínseca de amortecimento entre seres

humanos e sistemas mecânicos, mas, principalmente, entre as diferenças existentes dos valores calculados de rigidez e amortecimento e os encontrados na montagem, os quais certamente influenciaram os resultados finais.

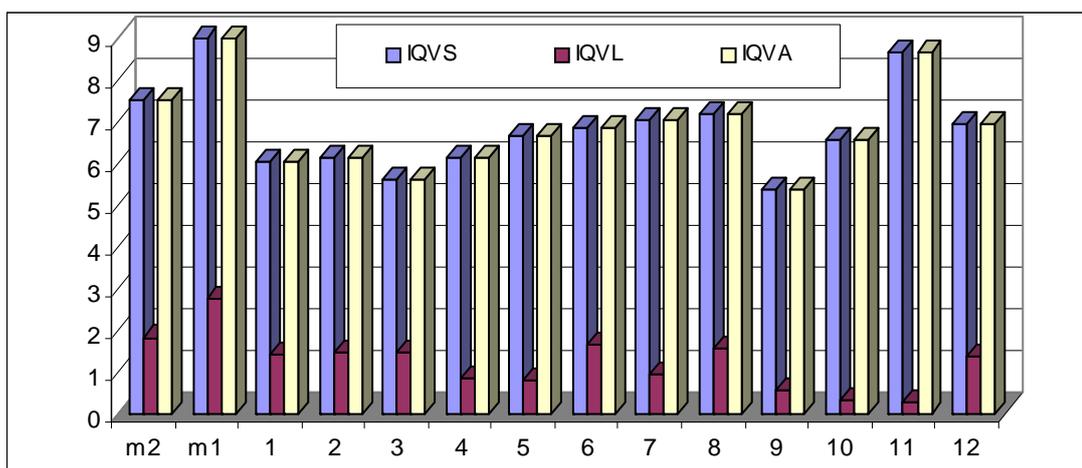


Fig. 7.31 – Índices parciais ICVS / ICVL / ICVA.

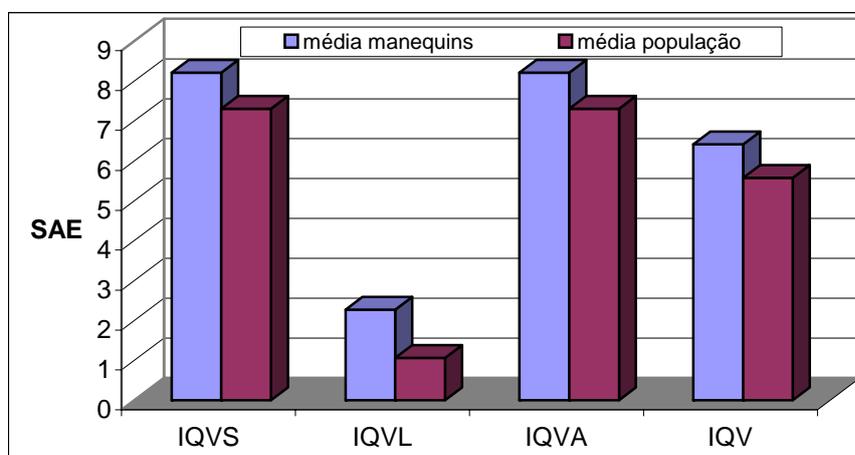


Fig. 7.32 – Diferenças entre os índices parciais de manequins / população.

O índice I.Q.V objetivo final demonstrado na Figura 7.33, indica que o sistema de 1 grau de liberdade não possui a mesma efetividade no amortecimento, quanto à demonstrada pelo sistema de dois graus de liberdade, que se adaptou melhor às características de amortecimento humanas.

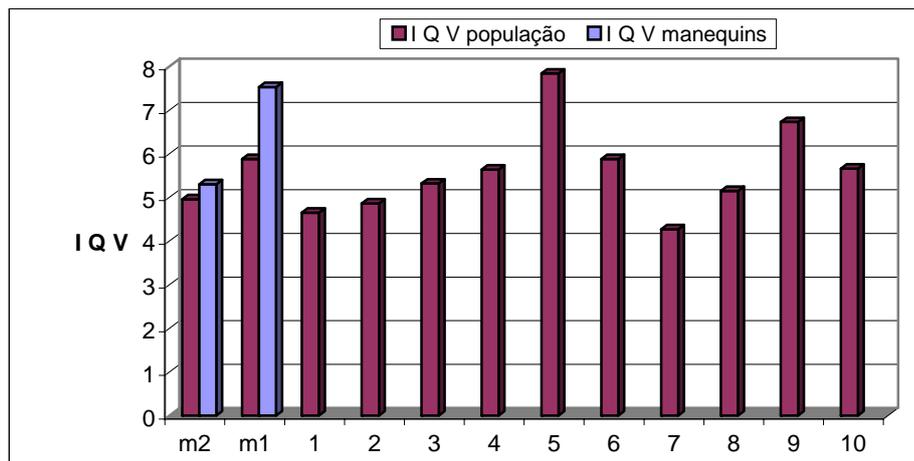


Fig. 7.33 – Índice I. Q. V. objetivo final.

7.5.5.1 – Análise Final do Índice I. Q. V. :

O conceito final do índice I.Q.V. é proveniente dos indicadores objetivos descritos anteriormente e da validação subjetiva, em que foram determinadas as reações corporais ao desconforto vibracional, com relação as áreas de interface do banco:

- Assento;
- Encosto;
- Apóia-cabeça.

A correlação entre a significatividade dos sinais aqusitados e o fator de dispersão das opiniões subjetivas, formam o índice final do I. Q. V., que demonstra uma boa correlação positiva, indicando que a idéia inicial de se utilizar os manequins de 1 e 2 graus de liberdade integrada ao conceito qualitativo de qualidade vibracional do I.Q.V., seja para pós-medições no simulador ou testes realizados em estrada, possui uma base real, que demonstra o seu potencial de utilização, na medição e obtenção de informações para serem usadas como dados de entrada em novos projetos.

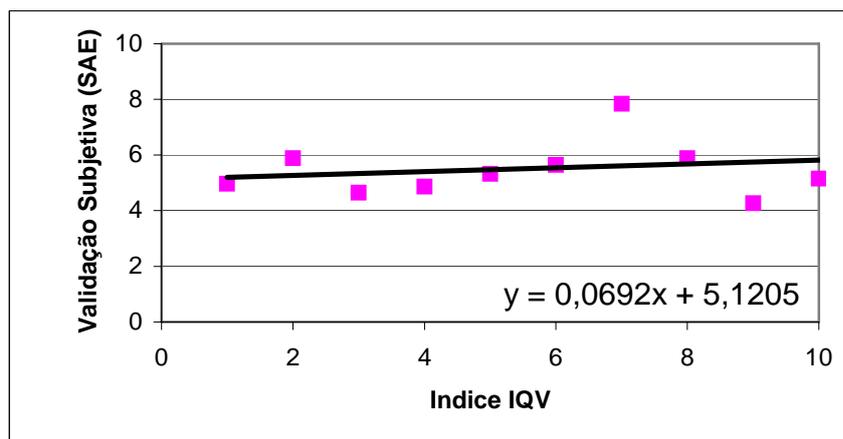
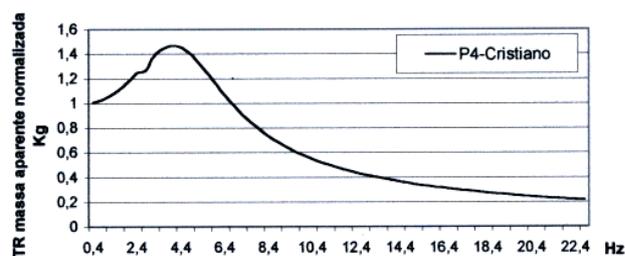
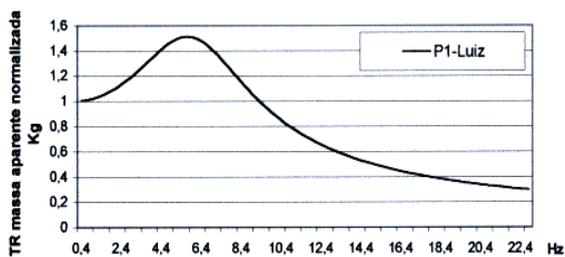
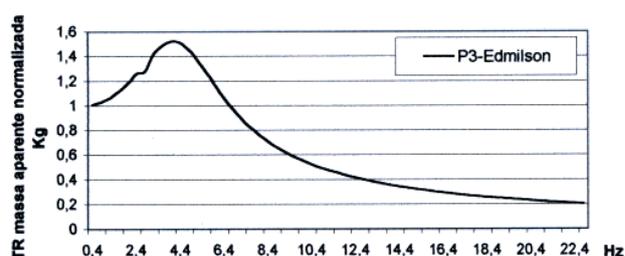
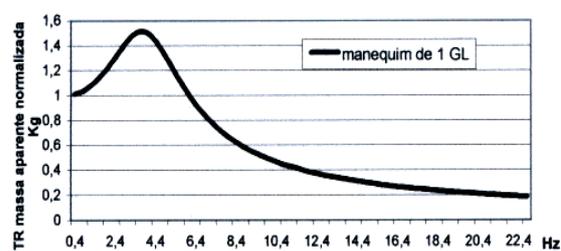
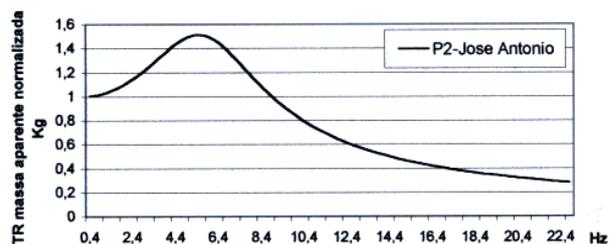
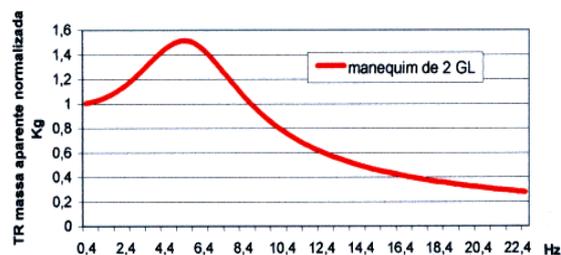
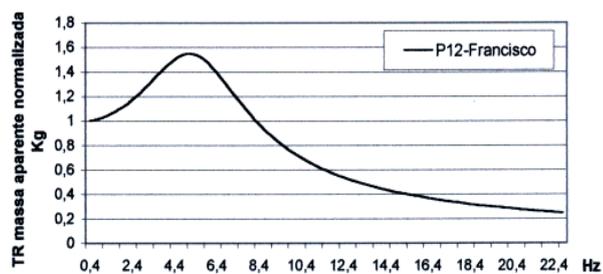
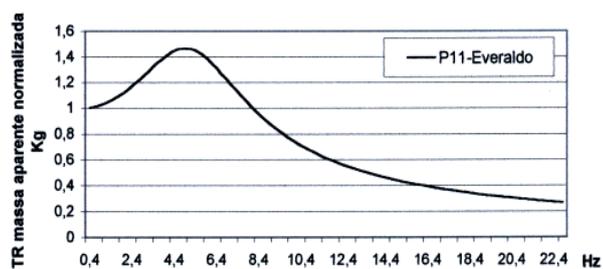
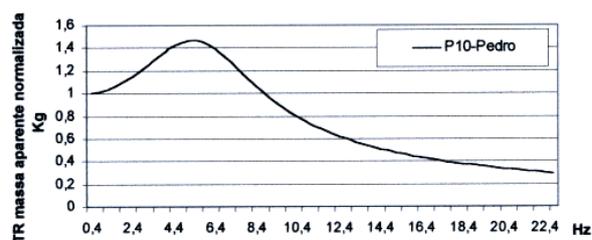
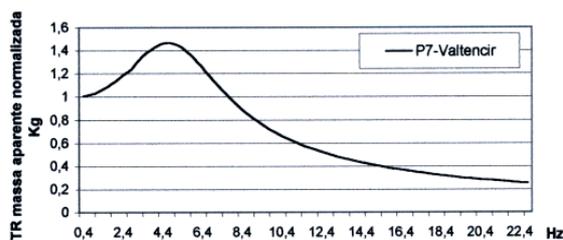
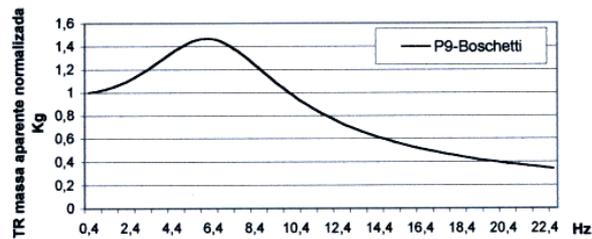
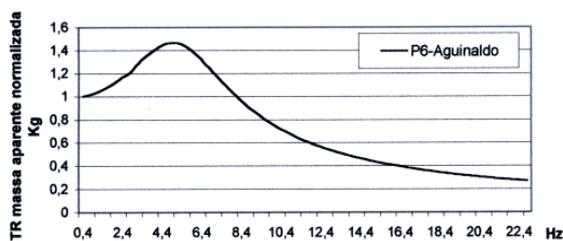
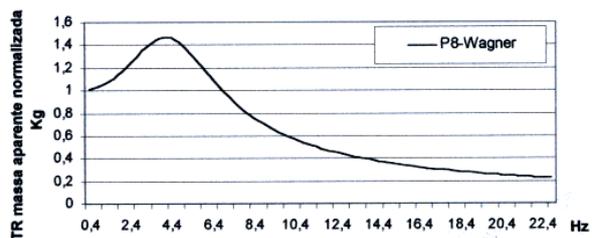
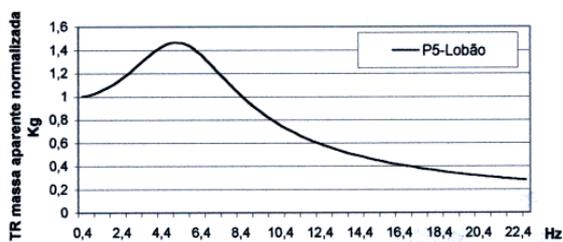


Fig. 7.34 – Apresentação do Índice I. Q. V. final.

De maneira geral, as características de rigidez e amortecimento demonstraram boa concordância com os valores encontrados nos testes físicos e também na literatura disponível, baseada principalmente nas pesquisas de Griffin *et al* (1990).





7.5.6 – As Correlações de Sinal Como Significância dos Resultados:

Do ponto de vista vibracional, foram medidas as acelerações em Z, da interface do sistema homem/banco, criando-se uma correlação entre as acelerações dos indivíduos e as respostas dos manequins de 1/2 graus de liberdade, sempre medidas em relação à guia do banco e divididas em quatro etapas:

- Na primeira, foram medidos, de forma pontual, os três níveis de saída de aceleração DSP, densidade espectral de potência, para assento, encosto e volante, objetivando a otimização das respostas dos manequins;
- Na segunda, Parte a) foram calculadas as FRF, funções resposta em frequência, que permitem avaliar as respostas do banco à transmissibilidade nas condições de ressonância, ou seja, na amplitude e frequência de pico dos mesmos dados de saída/entrada; Parte b) foram coletadas, simultaneamente, as informações subjetivas de sensibilidade à vibração e de desconforto, sugeridas pelo banco em teste para compor o índice final de I.Q.V. – *Índice de Qualidade Vibracional*;
- Na terceira, através dos valores das DSP, determinou-se a transmissibilidade do banco através das características dinâmicas K e C do assento/encosto como início de um banco de dados para novos projetos;
- Na quarta, partindo-se da análise das DSP, analisou-se o efetivo desconforto percebido acima do limite de percepção humano, através da filtragem do espectro no domínio da

freqüência, com a atribuição de peso para a direção Z, conforme as normas BS6841 e ISO2631, estabelecendo o índice S.E.A.T. – “*Seat Effective Amplitude Transmissibility*”;

- Na quinta, de posse das informações subjetivas de sensibilidade através de processo estatístico, (correlação de Pearson para séries longas), foram determinados os fatores no processo que mais influenciam na otimização do conforto do banco, dentro da amostragem utilizada.

Com relação ao reprojeto do banco, seria empregada a técnica do D. O. E., “*Design of Experiments*” e do algoritmo Mini-TAB, para a otimização dos fatores negativos de conforto. Os testes foram relevados sobre pisos de uma rugosidade que sugere duas fontes de excitação bem distintas:

- Calçamento ou piso do tipo pavê na velocidade de 40 Km/h;
- Asfalto ondulado na velocidade de 60 Km/h.

7.5.7 – Análise do Sinal DSP:

Nesta seção, estão reproduzidos os gráficos dos níveis de aceleração DSP do encosto/assento da magnitude imposta ao sistema homem/banco, evidenciando-se as freqüências de ressonância para o calçamento e para o asfalto ondulado, respectivamente, tomadas de forma pontual. De uma forma geral, os resultados demonstraram que o sistema de 2 graus de liberdade reproduziu com maior facilidade, nos dois tipos de piso, o andamento das respostas em freqüência obtidas para todo o biogrupo em análise. Embora o sistema de 1 grau de liberdade também tenha procedido da mesma forma, nas faixas de freqüência acima de 15 Hz, houve um desvio relativamente maior que a média das faixas anteriores, para o sinal

de resposta do assento nos dois tipos de piso, porém, em todas as duas situações, foram preservados os picos característicos de ressonância, nas faixas de 3/5 Hz para o primeiro modo de vibração e 8 Hz para o segundo modo.

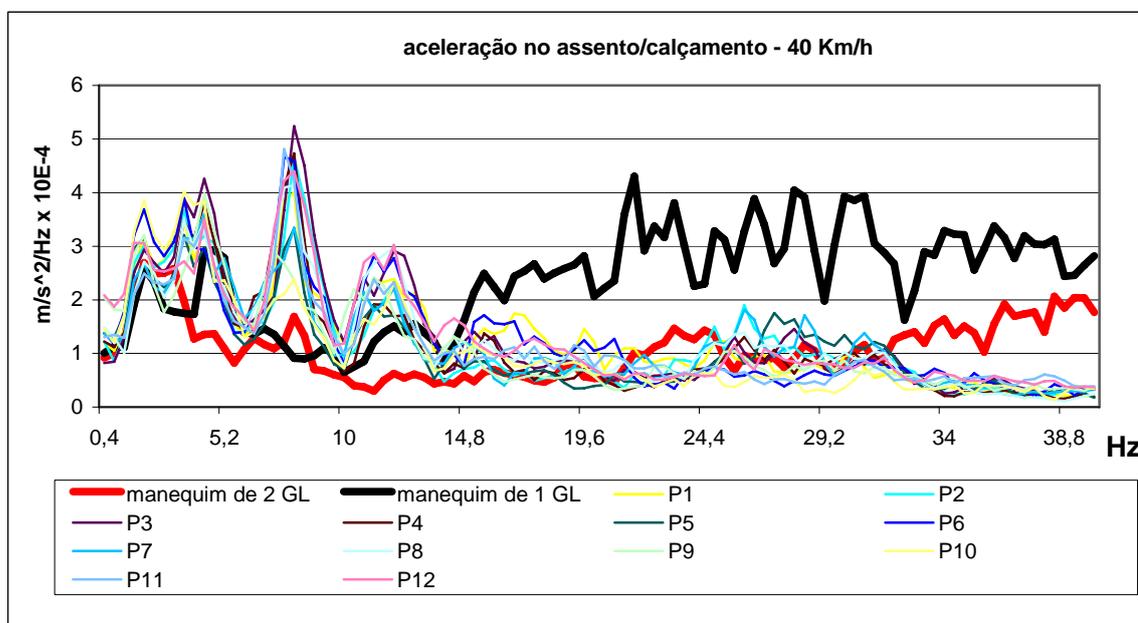


Fig. 7.35 – Confronto das medições de aceleração no assento do piso calçamento, para indivíduos e manequins.

Talvez em função das amplitudes características do piso calçamento, as respostas dos manequins parecem ter maior potencial de reprodução.

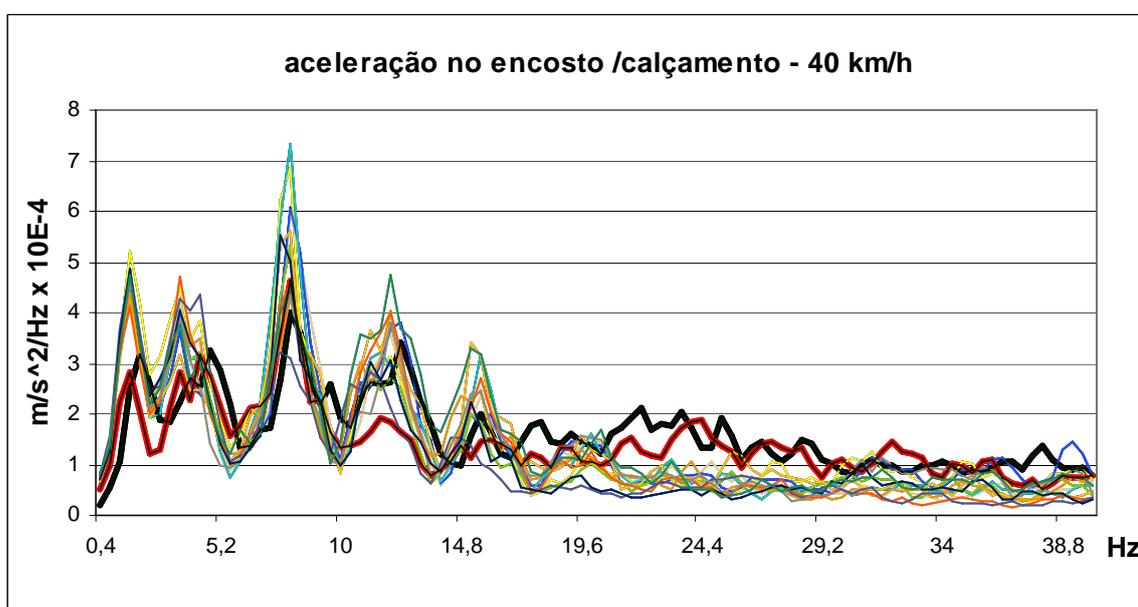


Fig. 7.36 – Confronto das medições de aceleração no assento/encosto do piso calçamento, para indivíduos e manequins.

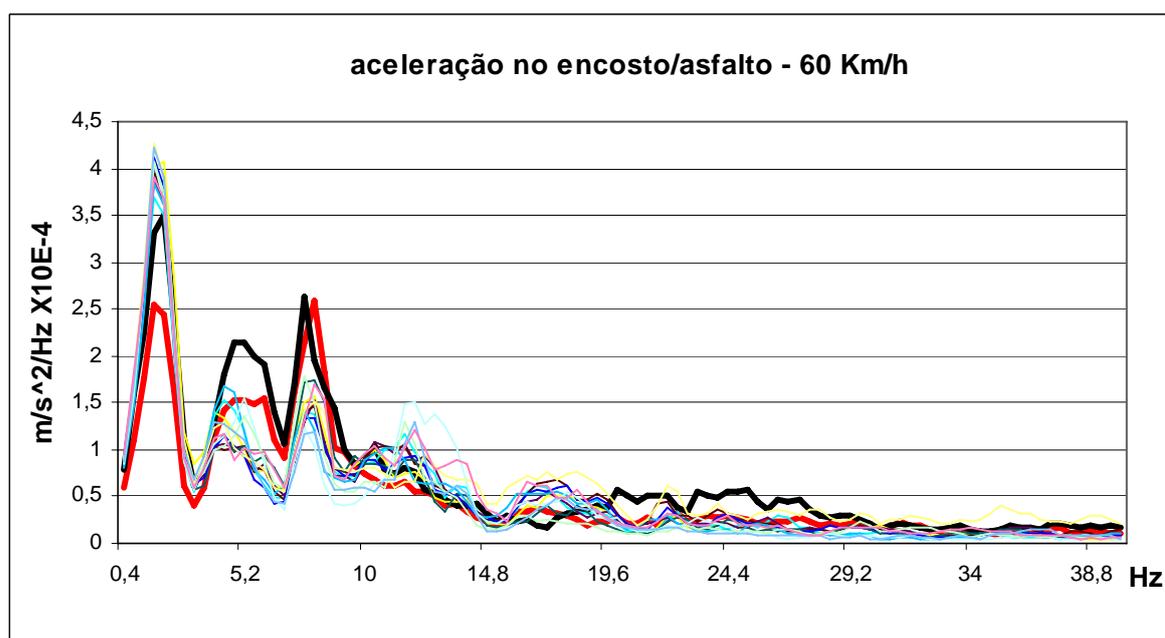
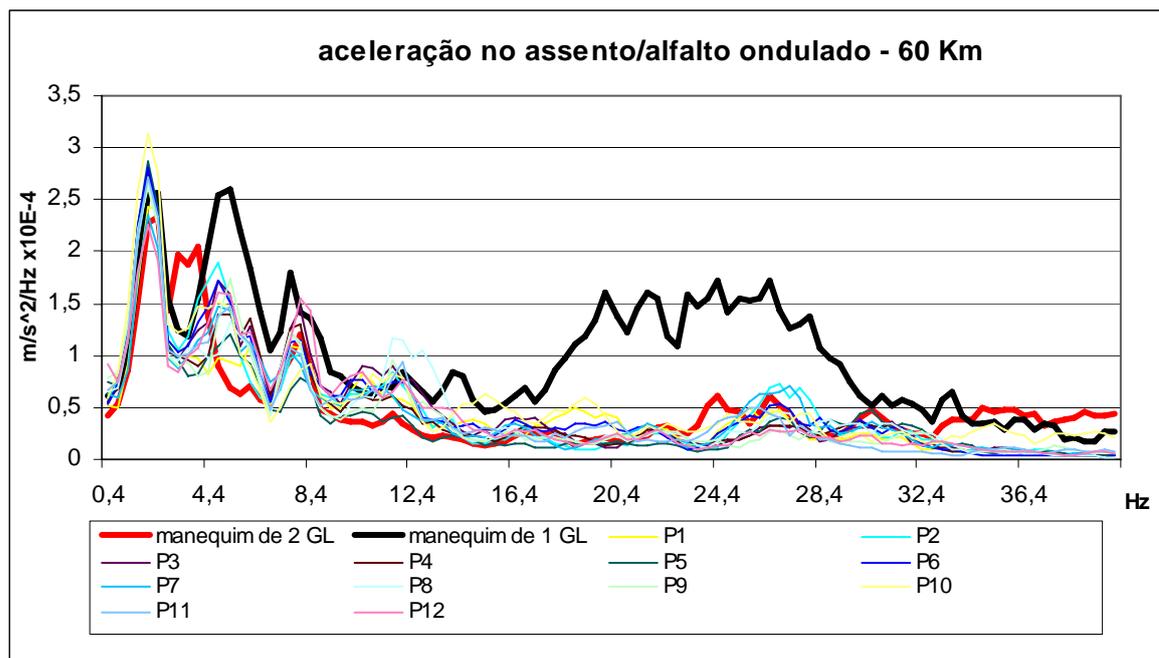


Fig. 7.37 – Confronto das medições de aceleração no assento/encosto do piso asfalto, para indivíduos e manequins.

7.5.8 – Análise da Transmissibilidade através da Função Resposta em Frequência, FRF:

A análise das FRF das acelerações demonstra que, de uma forma similar, a variabilidade no comportamento vibracional entre as medições dos manequins e grupo de

peçoas era muito maior nas altas freqüências, sendo que era mínima nas freqüências de ressonância. A Figura 7.38 mostra que o assento tem uma faixa de ressonância perto dos 5 Hz, com uma transmissibilidade em torno de 1,5 para cada tipo de piso. A transmissibilidade guia do banco/assento mostra picos entre 2/3 Hz e 4,5/5 Hz. As medições mostraram, de forma geral, boa similaridade, embora exista alguma variabilidade nas freqüências acima de 15 Hz. Para freqüências abaixo dos 10 Hz, os indivíduos e os dados dos manequins apresentaram resultados similares. A transmissibilidade do encosto, demonstrou um pico em torno de 2 para 4 Hz tanto para os manequins, quanto para as peçoas. Os dois conjuntos de dados foram muito similares abaixo dos 10 Hz.

7.5.9 – Transmissibilidade do piso asfalto ondulado:

Pela medição das acelerações nas interfaces do sistema homem/banco, no assento e no encosto, é possível analisar o comportamento do banco do ponto de vista vibracional. A seguir, estão reproduzidos os gráficos de transmissibilidade do assento/guia do banco e encosto/guia do banco, respectivamente obtidos, através das informações geradas pelas medições de DSP.

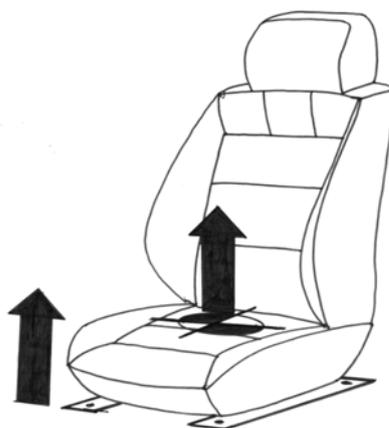
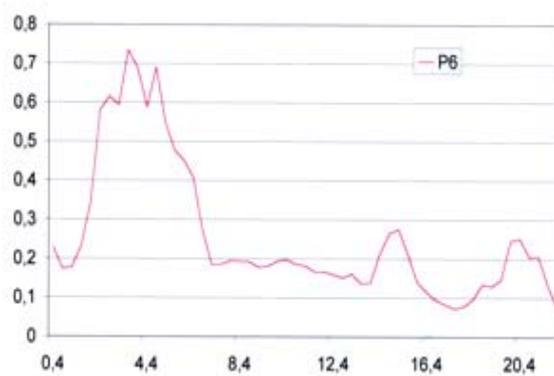
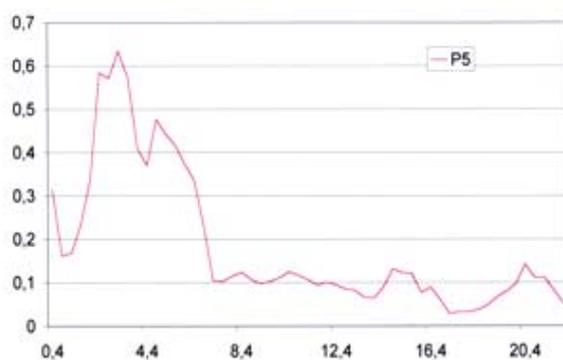
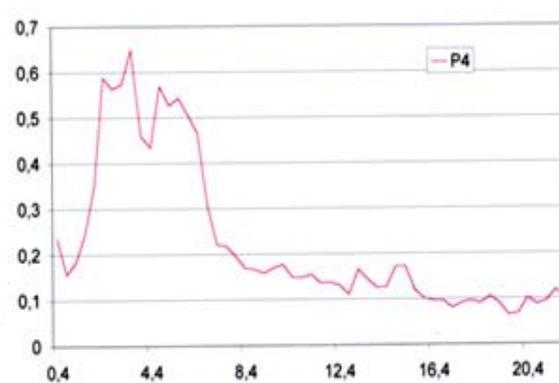
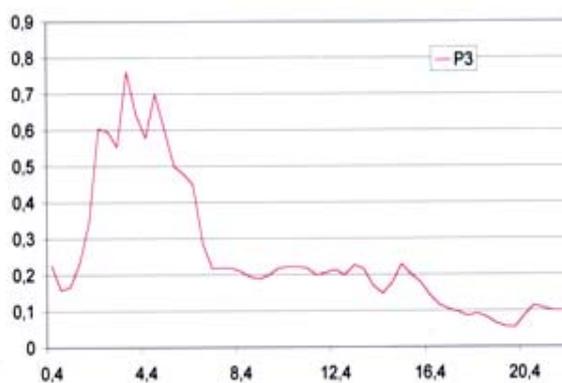
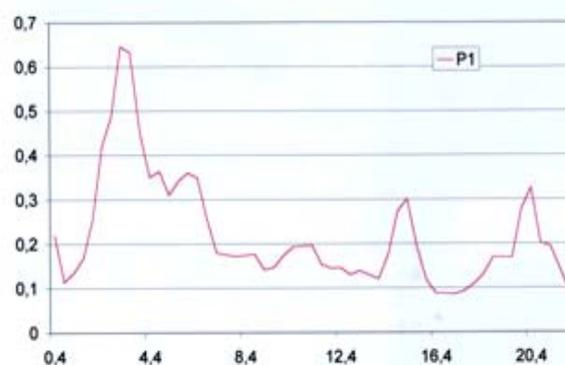
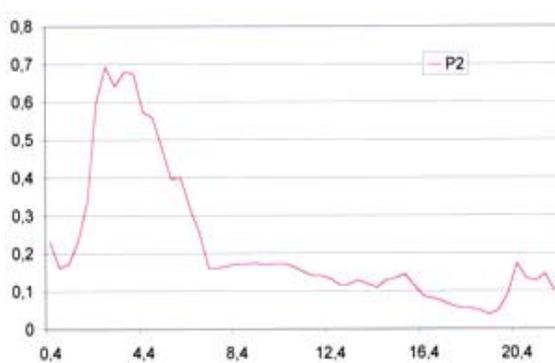
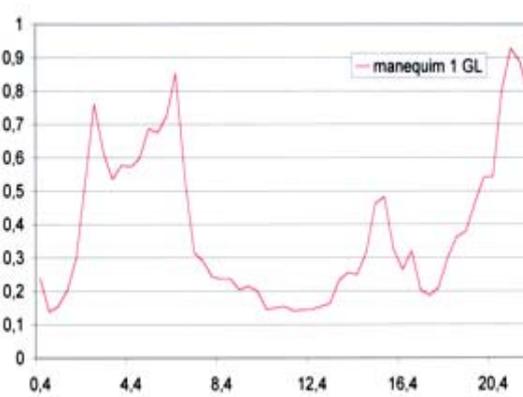
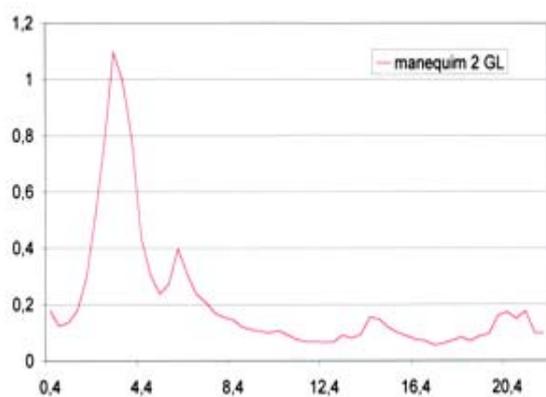
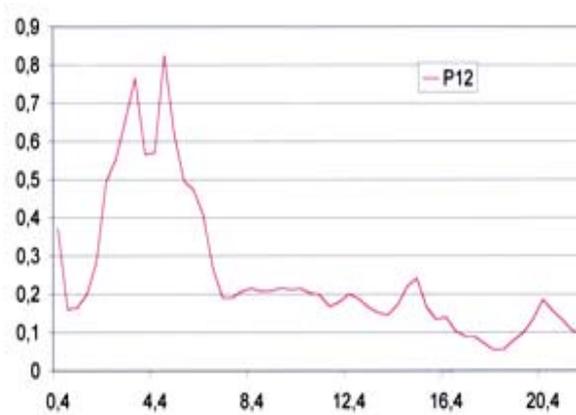
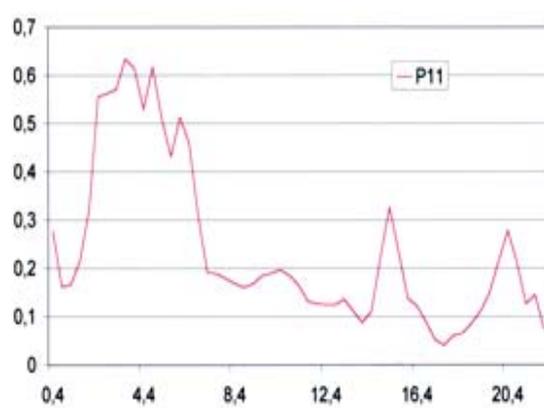
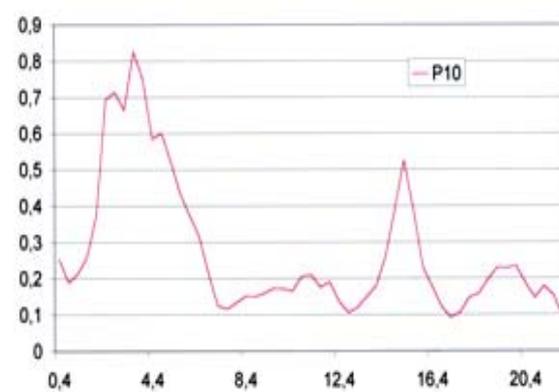
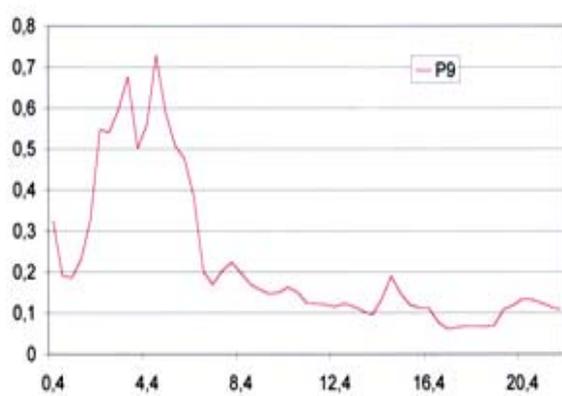
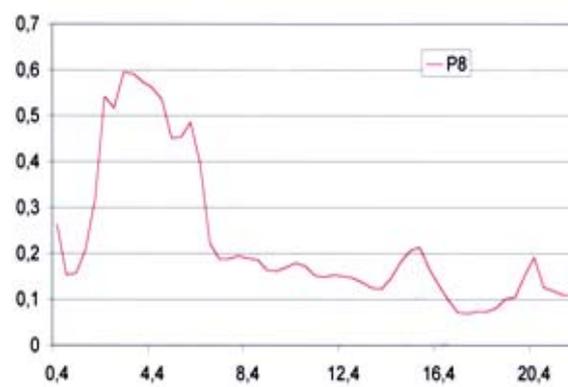
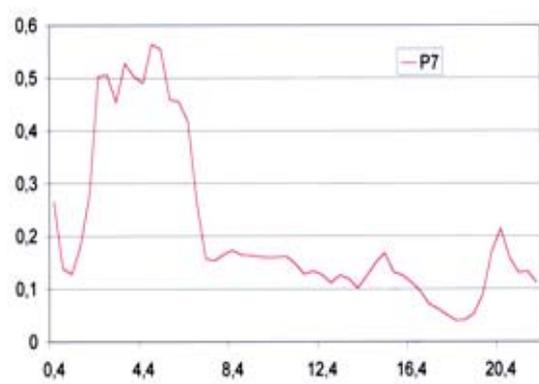


Fig. 7.38 – Assento Z/Guia do Banco Z.





Capítulo 8

CONCLUSÕES

8.1 – Parametrização dos modelos de 1 e 2 graus de liberdade:

Durante os testes, montado sobre o banco do veículo, os manequins antropodinâmicos deram uma boa indicação da frequência de vibração do banco. Como em geral, existem grandes diferenças antropométricas entre indivíduos e, em particular, no biogrupo escolhido para este estudo, embora as variáveis de dados humanas não apresentem um desvio muito significativo dos fatores mais críticos, observa-se que a frequência de ressonância diminuiu consistentemente (em torno de 6/8 vezes) com o aumento progressivo da magnitude de vibração para cada pessoa, indicando que as características dinâmicas de rigidez e amortecimento do banco na faixa de ressonância entre 4/6 Hz devem ser priorizadas em projetos de novos bancos, associadas com a percepção de conforto estático.

Uma vez retirados o peso estático dos indivíduos, diminuindo-se a intervariabilidade da amostragem, foi possível estabelecer algumas correlações estatísticas significantes com as características físicas das pessoas. A fração de peso teve maior efeito sobre a massa aparente normalizada na ressonância, indicando que a interface com a superfície de contato do banco, no andamento da fração percentual de peso humano, deve ser tratada com a geração de mapas de pressão discretizados pelo sistema Tekscan, que foge do escopo inicial deste estudo, mas, de alguma forma, o complementa. Neste sentido, um tratamento estatístico suplementar seria necessário para correlacionar a resposta subjetiva advinda da análise dinâmica (já coletada), somada a resposta estática de conforto, a fim de se extrair parâmetros objetivos.

A parte intervariabilidade entre indivíduos, já citada, e a intravariabilidade da maneira e hábitos de se dirigir, associada à mudança postural, feita de forma inconsciente pelas pessoas, forneceu subsídios para desenvolver um modelo de massas paramétrico com 1 e 2 graus de liberdade, que por sua vez, teve respostas comparadas às respostas humanas, mostrando-se adequado para representar a massa aparente efetiva dos indivíduos expostos à vibração, apesar de, nas medições de transmissibilidade, os indivíduos terem apresentado melhores resultados, na faixa de frequência de 6 para 10 Hz do que aquelas medições apresentadas pelos manequins, em uma região posterior ao primeiro modo característico de vibração. Assim, a transmissibilidade da massa normalizada dos manequins, manteve-se com valores de 1,5 independentemente do tipo de piso, demonstrando grande acerto com a resposta natural.

De forma contrária ao trabalho de referência executado por Wei e Griffin (1998), que serviu de base na validação deste trabalho, os manequins analisados tiveram suas massas adaptadas às massas de cada pessoa envolvida nos testes. Dessa forma, ambos os modelos deste experimento, ou seja, o modelo de 1 grau de liberdade, bem como o de 2 graus, embora desenvolvidos para o percentil de 50%, obtiveram resultados da massa aparente, assim como das acelerações em módulo, muito próximos dos valores humanos, estabilizando-se dentro de uma faixa média de valores. Entretanto, o modelo de 2 graus de liberdade, mostrou-se mais adaptado as variações dos picos na ressonância do sistema homem/banco, entre 2,5/3 Hz para o primeiro modo e 8/9 Hz para o segundo modo de vibração.

Nessa perspectiva, para otimização de resultados, o sistema de 2 graus de liberdade deve ser o escolhido, concluindo-se que o manequim pode ser usado para substituir seres humanos nas medições dinâmicas de bancos automotivos. Por outro lado, relativamente aos movimentos verticais Z, conclui-se que os manequins antropodinâmicos tanto de 1 grau, como de 2 graus de liberdade, podem ser utilizados na substituição de seres humanos para a

mensuração da dinâmica de bancos automotivos. Por último, o modelo de 2 graus de liberdade demonstrou melhor identificação com o comportamento das frequências tanto na ressonância principal, em torno dos 5 Hz, como do segundo modo, na faixa dos 8 Hz. Portanto, para otimização dos resultados das medições, recomenda-se o modelo com 2 graus de liberdade, mantida a construção do suporte para assegurar o deslocamento axial das massas, em relação a sua inclinação nominal.

8.2 – Ótica de I.Q.V. no Desenvolvimento de Novos Bancos:

As informações resultantes da dinâmica dos manequins de 1 e 2 graus de liberdade, a partir dos testes realizados em dois tipos diferentes de pisos, mostraram-se capazes de manter a média de valores necessária ao cálculo dos índices parciais de qualidade vibracional, assegurando a validação do índice final de I. Q. V.

No desenvolvimento de novos projetos, a adoção destes manequins pode reduzir o número de provas e o tempo necessário para validação de uma proposta. Pode-se associar a um novo conjunto de chassis/suspensão, a simulação das acelerações dos pisos, em estágios iniciais de desenvolvimento de protótipos, com os respectivos manequins de 2 graus liberdade, já montados sobre os bancos dianteiro e traseiro.

Conforme verificado na Figura 8.1, fazendo-se uso do potencial encontrado no sistema quadri-axial, que permite a experimentação e a fadiga de uma suspensão, recebendo pressão lateral, longitudinal e vertical, possibilitando a frenagem veicular, obtêm-se respostas de coeficientes de rigidez e amortecimento completo do sistema, permitindo o desenvolvimento integrado e simultâneo do produto, com a conseqüente redução do tempo de projeto.

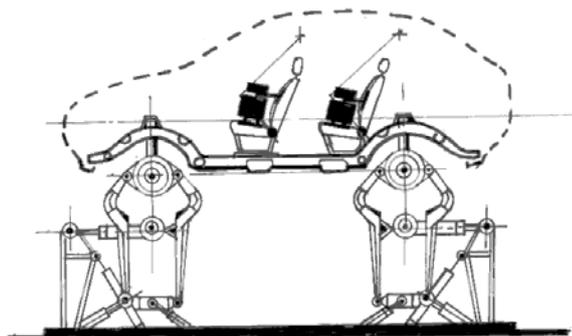


Fig. 8.1 – Sistema quadri-axial típico, montado com os manequins.

8.3 – Análise dos Resultados de I.Q.V.:

Os resultados do índice I.Q.V., obtidos com os manequins de 1 e 2 graus de liberdade, justificam a sua pós-utilização no simulador de bancada, pois atendem à reprodução das respostas vibracionais humanas, de forma a completar as informações necessárias à validação e otimização do conforto vibracional de um banco em exercício ou no desenvolvimento de um novo desenho, bem como de uma forma independente, desacoplada da cadeia de graus de liberdade do sistema veicular.

8.4 – Sugestões para Desenvolvimentos futuros:

O conforto vibracional veicular, na área da mobilidade, quando associado ao ser humano, ainda necessita desenvolver várias interfaces do comportamento vibracional, quando se relaciona à fadiga e à segurança passiva destes usuários. Para possibilitar um maior entendimento destes fenômenos, que estão correlacionados, apresentam-se a seguir, por ordem de prioridade, as propostas que deverão ser implementadas. São elas:

- Terminar o primeiro ciclo proposto, que é de otimização dos testes em laboratório e que mais caracterizam os resultados dos experimentos obtidos com a otimização do uso dos manequins;

- Estender sua utilização a outros produtos da companhia, na área de transportes;
- Expandir a utilização desta metodologia, buscando encontrar as condições de contorno mais críticas de otimização biomecânicas.

8.4.1 – Ciclo Básico:

1) Aumentar a população de amostragem, no sentido de se testar o maior número de indivíduos, buscando-se sempre priorizar a função aleatória deste processo, que seria a maior dispersão antropométrica entre as pessoas testadas. Embora os resultados iniciais obtidos, demonstrem uma boa correlação com a realidade. Como resultado prático desta ação, haveria maior confiabilidade nos resultados das medições em ambiente de laboratório, principalmente, levando-se em conta como fatores condicionantes: sexo e as diversas faixas etárias dos usuários dos nossos produtos;

2) Da mesma forma, embora não tenha sido possível abranger todos os outros tipos de piso nesta primeira fase do experimento, faz-se necessário um levantamento experimental da caracterização dos outros pisos, que são considerados no compito deste processo de I.Q.V., uma forma de se expandir o conhecimento do comportamento à vibração, na conceituação de conforto veicular. Estes dados deverão estar associados às informações do item 1 deste tópico;

3) Proceder à aquisição e posterior iteração dos sinais obtidos em estrada e, internamente, na fábrica, relativos a todos os tipos de pisos que caracterizam o índice I.Q.V., para implementação do atuador hidráulico e bancada de testes, já montada em laboratório, de forma a possibilitar a utilização em tempo real desta metodologia.

Através de mapa de distribuição de velocidades por extensão de uso, estabelecer padrões de conforto para o tipo de missão (uso urbano, interurbano, estradas/viagem) a que o banco deverá desempenhar, bem como seu segmento de mercado correspondente, destaca-se:

- 1) Objetivar a uso da técnica de medições em laboratório, para atender ao próximo produto a ser desenvolvido, atuando-se desde o início do projeto, projetando-se um novo banco para a redução do tempo final de ajuste do protótipo às características da suspensão veicular em desenvolvimento, como também, possibilitando a adaptação e a redução do custo inicial de referência do projeto, no que concerne ao item banco.
- 2) Como consequência, criar um banco de dados e memória técnica de projeto/qualificação e dinâmica de bancos;
- 3) Estudar a influência da redução de peso do manequim sobre sua performance, reavaliada em termos de nova calibração, se necessário;
- 4) Estudar para que seja simplificado o conjunto de rigidez e amortecimento, modificando-se para a adoção de buchas elásticas de comportamento histerético, menores e compactas;
- 5) Projetar um algoritmo que gere um modelo antropodinâmico estatístico, de acordo com a faixa de percentil a ser utilizada, seja alimentada de forma transversal pelos diversos tipos de piso randômicos já conceituados/caracterizados, simulando-se as acelerações advindas das velocidades impostas e, conseqüentemente, do cruzamento com o nível de sensibilidade humana às vibrações em função do tempo de exposição. De posse destas informações, anteriormente coletadas, mapeadas e processadas, como complemento natural deste trabalho, haveria um suporte real, de comportamento já conhecido no auxílio ao projeto de bancos

automotivos, estabelecendo-se as características dinâmicas do assento e encosto, desde o início de um projeto.

8.4.2 – Ciclo Estendido:

1) Aplicação no atual desenvolvimento e em novos projetos de bancos para ônibus, caminhões, tratores, máquinas “fora-de-estrada” e trens urbanos e interurbanos que compreendem a linha de produtos da companhia.

8.4.3 – Ciclo Expandido:

1) Análise do envelope de cargas, do nível de acelerações medidas em G's, impostas à estrutura do chassi/assolho/banco, dos aspectos ergonômicos e da biomecânica dos movimentos gerados pelo posto de trabalho do piloto do novo veículo “Doblò RALLY”, como mostrado na Figura 8.2, durante as provas do calendário brasileiro desta modalidade.

2) Instrumentar o banco/habitáculo, mostrado na Figura 8.3, e fazer a aquisição dos sinais telemetricamente, possivelmente associado à geração de imagens em tempo real, para estudar tanto os limites humanos de sensibilidade às vibrações e fadiga, como otimizar o projeto de um banco esportivo que atenuasse a transmissibilidade às vibrações, otimizando-se o rendimento biomecânico, juntamente com a possibilidade de atenuação da fadiga, modificando a arranjo físico, de forma a adaptar as tarefas a estas condições críticas, melhorando a performance geral humana na condução veicular, priorizando a condição de manobrabilidade, que é muito exigida neste tipo de prova.

3) Executar análise temporal do número médio de minutos de desconforto declarado, quando o indivíduo se encontra sob alto nível de esforço físico / fadiga, durante um tempo prolongado.



Fig. 8.2 – Veículo Doblò Rally de competição.



Fig. 8.3 – Habitáculo do posto atual de trabalho.

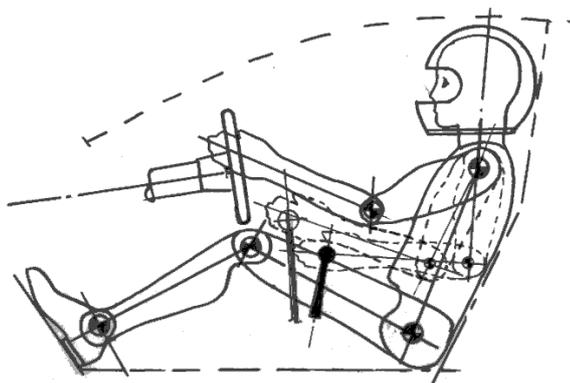


Fig. 8.4 – Aspectos ergonômicos da interface homem/banco.

Apêndice:

Determinação Analítica dos Parâmetros Dinâmicos

1- Introdução:

Para se determinar as características médias de K e C humanos, isentas de filtros e ruídos, mas representativas para o desenvolvimento do manequim tridimensional, adotou-se como parâmetro analítico/numérico, na forma de sistemas de 1 e 2 graus de liberdade, a sistematização de suporte ao projeto, conforme mostrada na Figura A.1, a seguir. Tendo como parâmetro, a seqüência dos procedimentos adotados, definida conforme as necessidades de simulação impostas ao modelo matemático.

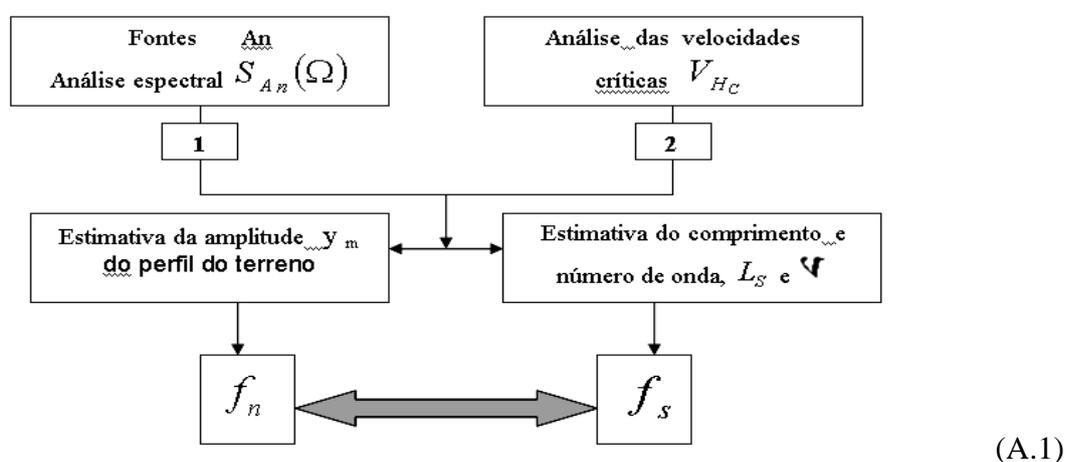


Fig. A.1 – Correlação dos dados iniciais de alimentação do sistema.

2 – Amplitudes de Perfil de Piso como Fonte de Excitação:

Na fase inicial, para se obter as acelerações resultantes impostas aos sistemas, procedeu-se ao mapeamento das amplitudes das irregularidades dos perfis dos

terrenos. De acordo com o quadro exposto por Cossalter (1997), baseado na rugosidade randômica dos perfis de estrada, podem-se mapear as condições de ressonância dentro de uma determinada faixa de frequência, como demonstrado na Figura A.2, a seguir.

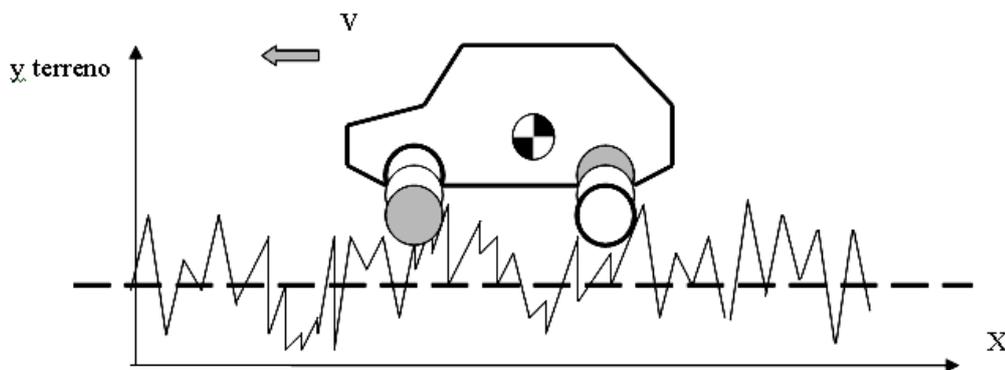


Fig. A.2 – Perfil típico das irregularidades do terreno.

Supondo-se que um veículo avance com velocidade constante V , sobre um perfil de irregularidade também constante, em que o período T_S do movimento é o tempo necessário para percorrer a distância L_S entre duas irregularidades, obtêm-se:

$$T_S = \frac{L_S}{V_H} \quad (\text{A.2})$$

A condição de ressonância se verifica quando a frequência de excitação é igual à frequência natural de uns dos modos de vibração do veículo ou massa suspensa discretizada, no plano horizontal. Define-se como velocidade crítica de avançamento V_{H_c} , a velocidade na qual o movimento imposto pelo perfil possui a mesma frequência natural de uns dos modos de vibração do veículo.

$$V_{H_c} = \frac{L_S}{T_N} = L_S \times f_n \quad (\text{A.3})$$

Por outro lado, de outra forma, dada a f_n associada a uma determinada V_H , a condição de ressonância aparece, quando o perfil possui um comprimento de onda L_S crítico como mostra da Figura A.3.

$$L_{S_c} = \frac{V_H}{f_n} \quad (\text{A.4})$$

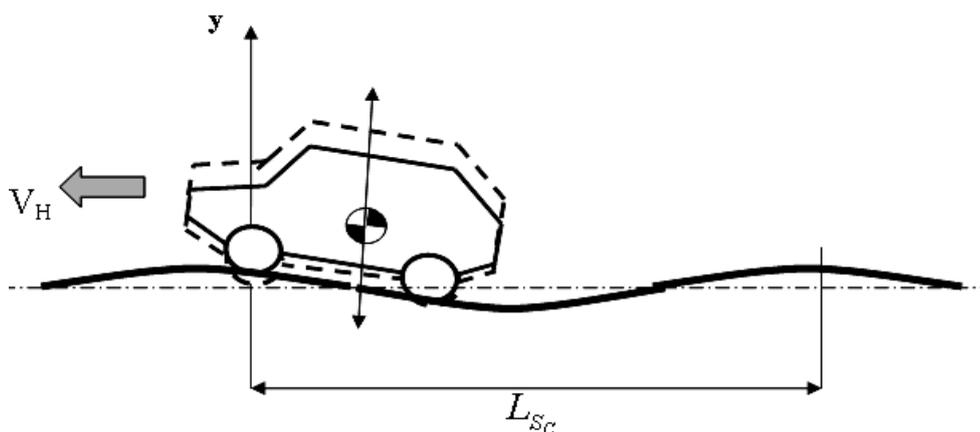


Fig. A.3 – Ressonância com comprimento de onda crítica.

Sendo que L_{S_c} diminui de forma proporcional a V_H , para uma dada frequência natural. Na Figura A.4, o ponto de contato τ da roda, se move com movimento segundo $y = y_0 \text{ sen } \omega_s t$, onde:

$$f_s = \frac{V_{Hc}}{L_S} = Vv \quad (\text{A.5})$$

sendo o número de onda v igual a:

$$v = \frac{f_s}{V_H} = \frac{1}{L_S} \quad (\text{A.6})$$

A frequência temporal ω_s , dada em *rad/seg.*, imposta ao sistema pelas irregularidades dos perfis do terreno, torna-se:

$$\omega_s = \frac{2\pi}{T_s} = \frac{2\pi}{L_s} V \quad (\text{A.7})$$

Para a estimativa real das amplitudes e comprimentos de onda do perfil do terreno, associados as suas velocidades críticas, as variações de altura serão tratadas como função da posição espacial y .

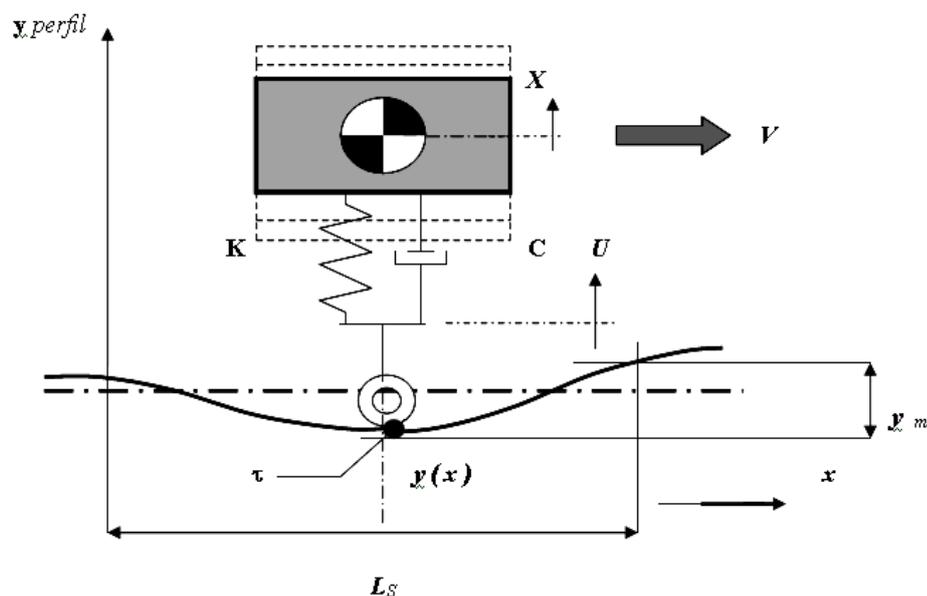


Fig. A.4 – Sistema de 1. G. L. excitado pelo perfil de estrada.

$$y(x) = \sum_l A_l \text{sen}(\Omega_l \cdot x + \phi_l) \therefore A_l^2 = \int_{\Omega_l - \Delta\Omega_l/2}^{\Omega_l + \Delta\Omega_l/2} s(\Omega) d\Omega \quad (\text{A.8})$$

A otimização das características de rugosidade do terreno, de acordo com Wong (1978), citado por DaRosa (2002), pode ser reproduzida, considerando-se um número discreto de harmônicas, com as amplitudes y e frequências ω_s dadas pela função densidade espectral $S(\Omega)$. Reiterado também por Gillespie (1992), considera-se o processo como estocástico, estacionário e ergódico. Dessa forma, não podendo ser analisado de maneira determinística, utiliza-se a energia média do sinal, considerando-se o valor médio quadrático

RMS da amplitude, tratando-se a função randômica e não a função senoidal discreta. Assim, de maneira análoga, ω_s pode ser relacionada com a frequência espacial, na forma:

$$\omega = \Omega V \quad (\text{A.9})$$

Na análise de Fourier para este mesmo perfil, deve-se considerar a frequência espacial $\Omega = 2\pi / L_s$, em *rad/m*, na qual os períodos serão os comprimentos de onda.

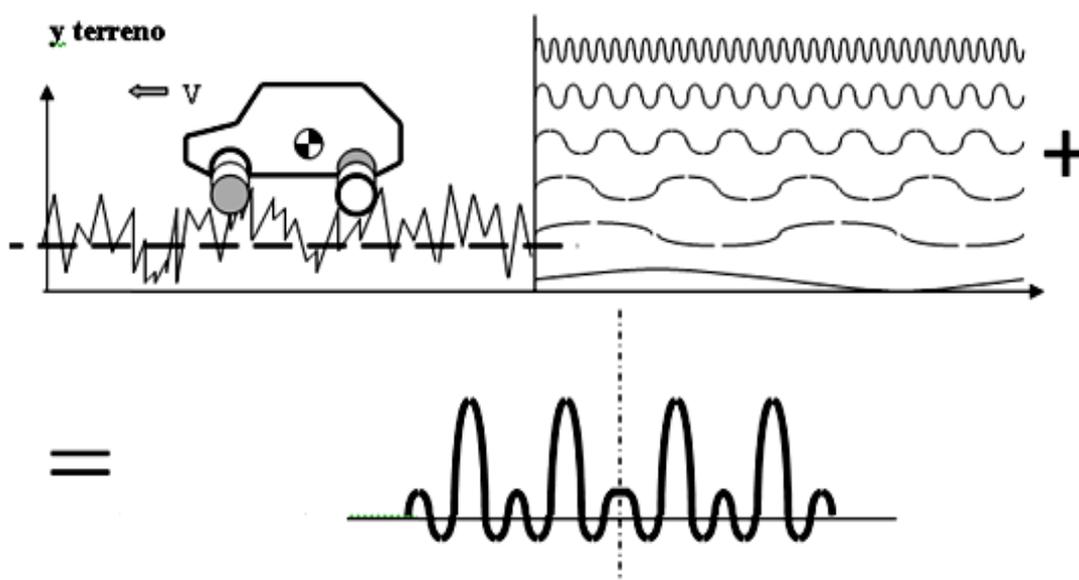


Fig. A.5 – Processo da Transformada de Fourier para integração.

Para a análise da concentração de amplitudes y_m , associadas às velocidades críticas de ressonância e correlacionadas com os comprimentos de onda característicos, dentro de um conteúdo em frequência classificado como de vibrações mecânicas, várias fontes de densidade espectral $S(\Omega)$ foram utilizadas.

3 – Fontes de Densidade Espectral de terrenos:

> Houlbout:

- O modelo de Houlbout (1961) utilizava para simulação do modelo de perfil as pistas de aeroportos. Era falho em razão de não apresentar a densidade espectral real dos pisos. Foi definido como:

$$G_z(v) = \frac{G_o}{v^2} \quad (\text{A.10})$$

onde $G_s(v)$ é o modelo de densidade espectral da pista, V é o número de onda equivalente ao comprimento de onda e G_o é parâmetro do nível de rugosidade da pista.

> Wong:

- De acordo com o demonstrado por Van Deusen (1968), citado por Wong *et al* (1978), dada à relação entre a densidade espectral e a frequência espacial Ω , para os perfis do terreno, obtêm-se :

$$S(\Omega) = C\Omega^{-N} \quad (\text{A.11})$$

Expressa em $\text{m}^2/\text{ciclo}/\text{m}$, em que C e N são constantes e dependem do tipo de piso.

Foram utilizados os valores das funções para várias superfícies, mostradas na tabela abaixo:

TABELA 20 – Valores das constantes para o cálculo da DSP de diferentes pisos.

Nº	DESCRIÇÃO	C	N
1	Pista de aeroporto lisa	$4,3 \cdot 10^{-11}$	3,8
2	Pista de aeroporto rugosa	$8,1 \cdot 10^{-6}$	2,1
3	Estrada lisa	$4,8 \cdot 10^{-7}$	2,1
4	Estrada com brita	$4,4 \cdot 10^{-6}$	2,1
5	Campo de pasto	$3,0 \cdot 10^{-4}$	1,6
6	Campo arado	$6,5 \cdot 10^{-4}$	1,6

> Gillespie:

- Gillespie *et al* (1980) apresenta um modelo no qual a DSP média da rugosidade randômica representa os perfis característicos dos pisos para estudo da dinâmica veicular em geral.

$$G_z(v) = \frac{G_o [1 + (v_o / v)^2]}{(2\pi v)^2} \quad (\text{A.12})$$

onde:

$G_z(v)$ é a PSD em amplitude em $\text{m}^2/\text{ciclo}/\text{m}$;

G_o é o parâmetro do nível de rugosidade;

$G_o = 3,808 \times 10^{-5}$ para pistas rugosas;

$G_o = 3,808 \times 10^{-6}$ para pistas lisas;

v é o número de onda;

$v_o = 0,164$ para asfalto em ciclo/m;

$v_o = 0,066$ para concreto em ciclo/m.

> **Corbin e Kaufman:**

- Corbin e Kaufman (1975) realizaram estudos na tentativa de usar a DSP como classificadora de pisos, indexando o comprimento de onda como fator de sensibilidade em relação à superfície medida, conforme mostram os resultados da Figura A.6, baseados na análise gráfica das amplitudes das PSD's associadas a amplitude de elevação dos pisos.

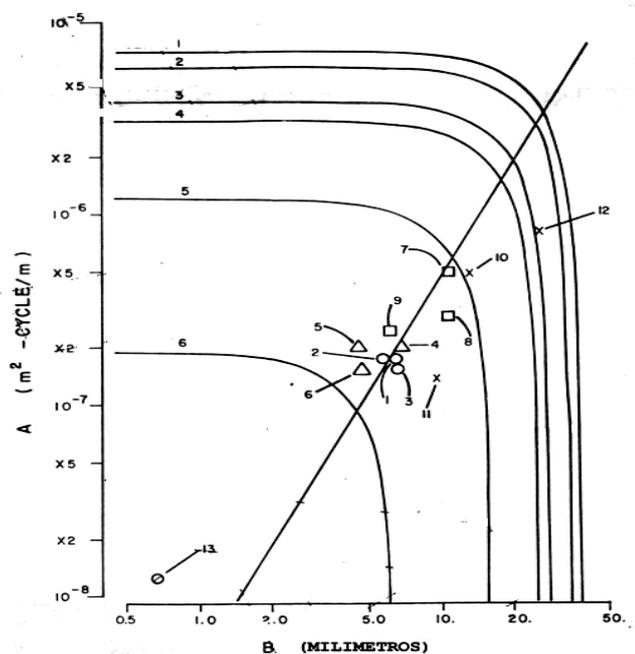


Fig. A.6 – Classificação dos pisos através da DSP.

> **El Beheiry e Karnopp:**

- O modelo simplificado de DSP já sugerido por Sayers (1985), segundo El Beheiry e Karnopp (1996), que trata as irregularidades como fonte de excitação de um processo estacionário randômico Gaussiano, forma:

$$G_Z(\nu) = G_R \nu^a \quad (\text{A.13})$$

onde:

G_R é o coeficiente de rugosidade;

v é o número de onda;

a é um expoente adimensional.

Relacionando-se as Equações (A.10) e (A.13) tem-se $a = 2$. Os diferentes valores de G , classificando aproximadamente os perfis de pisos, apresentada por Lu (1985), são citadas na Tabela 21, a seguir:

TABELA 21 – Classes de pisos teóricos associados a G_r :

Classe de pistas	Coeficiente de rugosidade $G_r (m^2 \text{ ciclo} / m)$
A - Muito boa	$0,001 \times 10^{-4}$
B - Boa	$0,004 \times 10^{-4}$
C - Média	$0,016 \times 10^{-4}$
D - Ruim	$0,064 \times 10^{-4}$
E - Muito Ruim	$0,259 \times 10^{-4}$
F	$1,037 \times 10^{-4}$
G	$4,147 \times 10^{-4}$

Da relação associativa entre a velocidade do veículo e o coeficiente de rugosidade, surge o parâmetro de rugosidade R_r , expresso como:

$$R_r = 2\pi G_r \cdot V \quad (\text{A.14})$$

na forma,
$$G_{Z_R}(\omega) = \frac{1}{2\pi \cdot V} G_{Z_r}(v) = \frac{R_r}{\omega^2}, \text{ em } m^2/\text{rad/s} \quad (\text{A.15})$$

sendo que,
$$\omega = 2\pi \cdot V \cdot v, \text{ em } \text{rad/seg}, \quad (\text{A.16})$$

> **MIRA:**

- O modelo do MIRA¹⁷ apresenta sua avaliação analítica, dada pelas seguintes equações:

$$G_Z(v) = G(v_o) \left(\frac{v}{v_o} \right)^{-w_1} \quad \text{para } v \leq v_o \quad (\text{A.17})$$

$$G_Z(v) = G(v_o) \left(\frac{v}{v_o} \right)^{-w_2} \quad \text{para } v \geq v_o \quad (\text{A.18})$$

onde:

$G_Z(v)$ é a amplitude da DSP em $m^2/\text{ciclo/m}$;

$G_Z(v_o)$ é o parâmetro de rugosidade característico do trecho em $m^2/\text{ciclo/m}$;

v é o numero de onda;

$v_o = \frac{1}{2\pi}$ é o parâmetro que determina o ponto de inflexão do modelo em ciclo/m;

w_1 é o parâmetro de controle para números de onda menores que v_o ;

w_2 é o parâmetro de controle para números de onda maiores que v_o .

¹⁷ MIRA - "Motor Industry Research Association".

Valores de w_1 elevados estão associados ao aumento da rugosidade no trecho com comprimento de onda maiores, sendo que w_2 está relacionado a uma diminuição do nível de rugosidade do trecho analisado com comprimentos de onda menores. A aplicação dos valores médios de diversos coeficientes de piso está representada, a seguir, na Tabela 22.

TABELA 22 – Parâmetros do modelo MIRA. Fonte: Dodds e Robson (1973).

Classificação		$G(v_0)$ $\times 10^{-6}$ (m ² /ciclo/m)	W_1		W_2	
			Média	Desvio	Média	Desvio
Auto estradas	Muito Boa	2 – 8	1,95	0,464	1,360	0,221
	Boa	8 – 32				
Vias Principais	Muito Boa	2 – 8	2,05	0,487	1,440	0,266
	Boa	8 – 32				
Vias Secundárias	Média	32 – 128	2,28	0,534	1,428	0,263
	Ruim	128 – 512				
Vias Secundárias	Muito Ruim	512 – 2048	2,28	0,534	1,428	0,263
	Ruim	132 – 512				

• **IRI – Índice de Rugosidade Internacional:**

Os valores de $S(\Omega)$ do algoritmo IRI, apresentados por Sayers e Karamilhas (1998), estão reunidos, a seguir, na Tabela 23, em que as faixas de densidade espectral já expressas em m/km, são representativas das diferentes classes de pisos e estão relacionadas com velocidades limites.

Os valores da Tabela 23, mostrada a seguir, representam os valores condensados, que formam a base para a geração de parâmetros, relativos às análises dos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade. Os roteiros de cálculos utilizados na geração das planilhas estão citados na Figura A.7.

As faixas de aceleração foram calculadas em função das amplitudes relativas a cada tipo de piso, indexada pelas correspondentes frequências de ressonância. A variação de amplitude das acelerações, provenientes das elevações do terreno, foi atenuada na razão de 3,25 em função do filtro que exerce em conjunto: os pneus, a suspensão, os coxins do motor, a massa suspensa, até chegar ao próprio banco. Este valor médio foi obtido a partir das medições a projeto/experimentais do veículo, no qual foram feitas todas as provas dinâmicas, conforme mostrado abaixo.

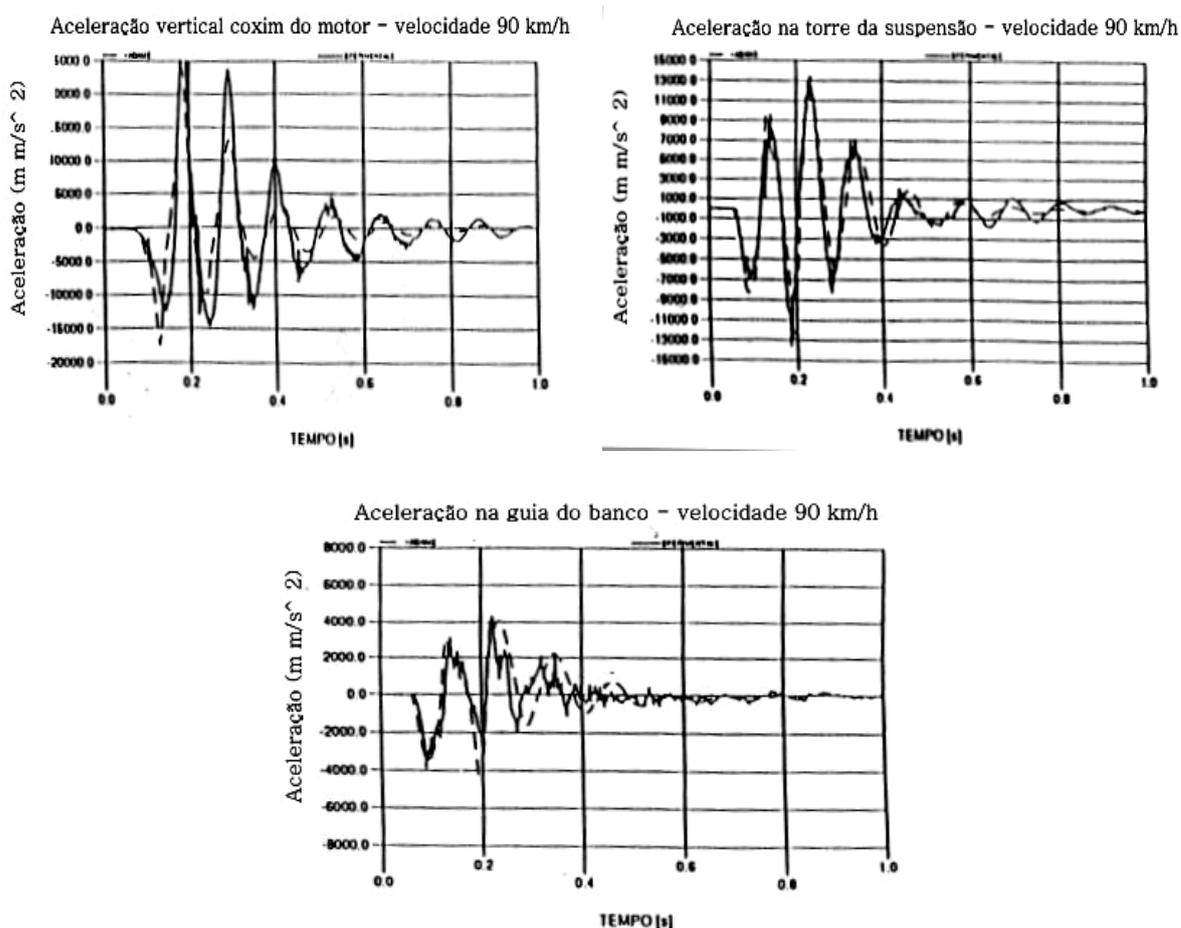


Fig. A.7 – Variações da aceleração vertical nos pontos considerados.

A interação destes parâmetros com os valores obtidos das diversas abordagens de densidades espectrais em amplitude, emerge dos perfis de estrada analisados, que caracterizaram as diversas fases analíticas do projeto, conforme mostra a Figura A.8, a seguir.

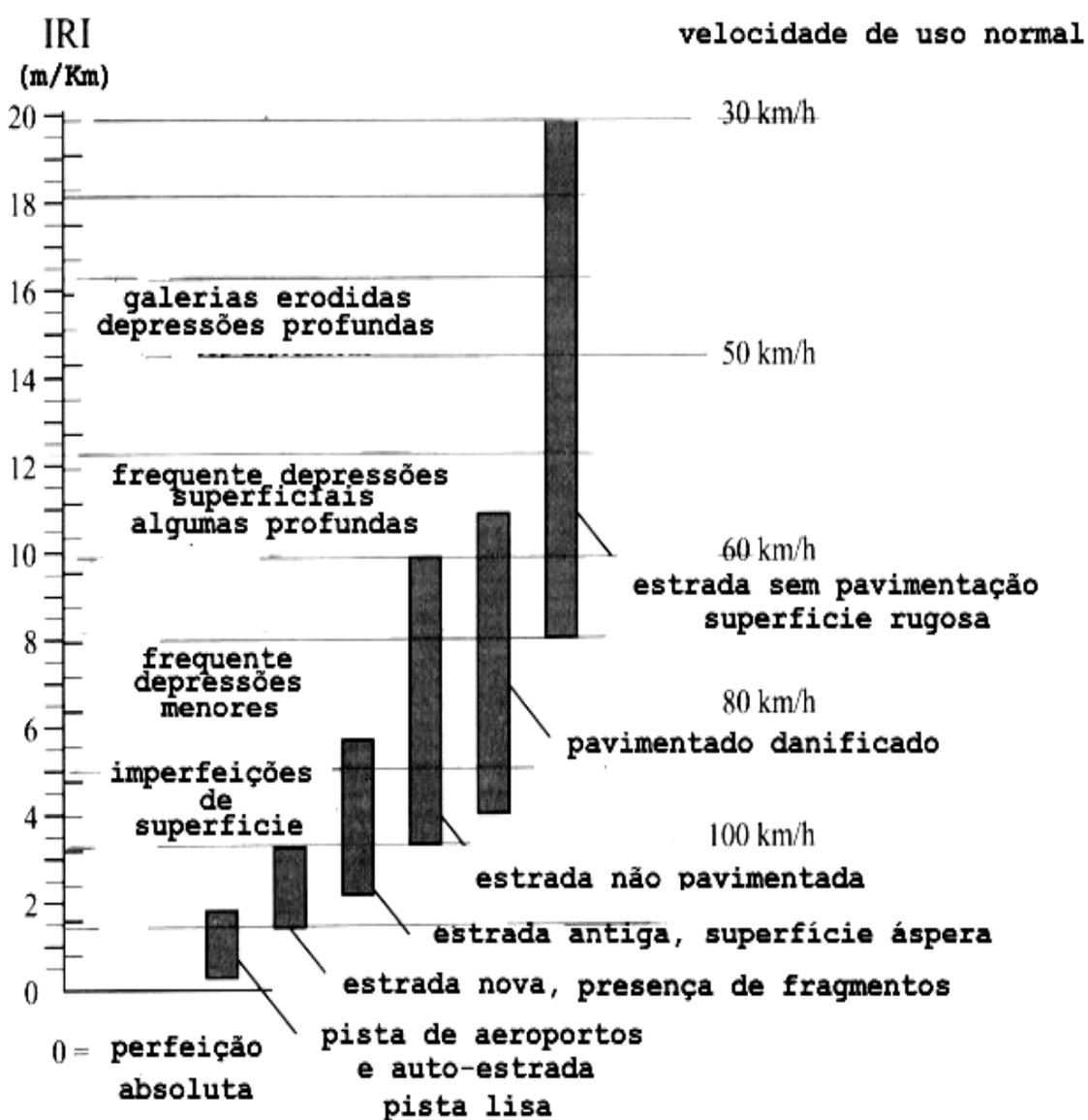


Fig. A.8 – Valores da IRI para as diferentes faixas de rugosidade/velocidade.

TABELA 23 – Valores extraídos da Tabela IRI:

IRI	m/km	km/h	m/s ²
23,5		16	4,44
20		30	8,3
18,3		35	9,7
16,6		40	11,1
16,2		45	12,5
14,5		50	13,8
12,12		55	15,2
9,5		60	16,6
8,1		70	19,4
6,4		80	22,2
4,9		90	25,0
3,25		100	27,7
2,25		125	34,7
1,4		150	41,6
0,7		175	48,6
0,4		210	58,3
0,2		250	69,4
0		Perfeição Absoluta	

Todas as fases analíticas para levantamento dos dados pertinentes ao desenvolvimento do projeto estão listadas abaixo na Tabela 24. Os roteiros se dividem em dois fluxogramas distintos, sobre os procedimentos para o cálculo dos sistemas de 1 e 2 graus de liberdade.

De uma forma geral, todas as vezes que se fizeram necessárias, foram implementadas rotinas e planilhas específicas no Excel para a tabulação de dados no sistema de varredura. Da mesma forma, os dados de entrada referentes às medições, também foram posteriormente tratados e realimentados em rotinas específicas.

TABELA 24 – Roteiro para o cálculo dos sistemas de 1 grau de liberdade:

1) $v = \frac{f}{V} = \frac{1}{\lambda}$	12) $C_{amort} = \frac{F_{exc}}{V_{amo}}$
2) $A = \frac{\frac{S(\Omega)}{v}}{1000}$	13) $F_{amort} = C 2\pi f X_o$
3) $T = \frac{Londa}{V_H} = 2\pi \sqrt{\frac{m}{K}}$	14) $\delta = \frac{C}{2m}$
4) $V_C = \frac{Londa}{T_n}$	15) $C_{CR} = 2\sqrt{Km}$
5) $f_{exc} = \frac{V_C}{Londa} = \frac{1}{T_n}$	16) $\zeta = \frac{C}{C_{CR}}$
6) $Londa_C = \frac{V_H}{f_{exc}}$	17) $f_{amort} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K(1-\zeta^2)}{m}}$
7) $K_d = \frac{(f_n)^2}{\left(\frac{1}{2\pi}\right)^2} \times m = \frac{P_o}{y_o}$	18) $r = \frac{f_{exc}}{f_{amort}}$
8) $V_{V_{max}} = 2\pi f X_o$	19) $F_t = \sqrt{(XK)^2 + (F_c)^2}$
9) $a_{max} = (2\pi f)^2 X_o$ $a_{max} = \frac{XK}{m} = A \left(\frac{2\pi}{T}\right)^2 = \omega^{2X} X_o / g$	20) $H(\omega) = \frac{\sqrt{1+(2\zeta r^2)}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$
10) $F_{exc} = ma$	21) $y_o = \mu \frac{F_{exc}}{K} = X_o \frac{\frac{\omega}{\omega_n}}{\sqrt{1+\left(C \frac{\omega}{K}\right)^2}}$
11) $F_{mola} = KX_o$	

TABELA 25 – Roteiro para os sistemas de 2 graus de liberdade:

1) $K_{total} = \frac{f_{exc}^2}{\left(\frac{1}{2}\pi\right)^2} m_2$	11) $j = \sqrt{\frac{1}{(1-r^2)^2 + 4j^2r^2}}$
2) $K_1 = \sum K_T - \sum K_2$	12) $\lambda = r^2 j$
3) $f_n = \sqrt{\frac{K_T g}{P}}$	13) $X_{1_M} = \lambda y_m$
4) $r = \frac{\omega_e}{\omega_n}, r \geq 1$	14) $coeficiente \zeta = r^2 Tr $
5) $\sum C_1 = \frac{F_e}{V_1}$	15) $F_m = K_t \mathcal{Q} y_m$
6) $\delta = \frac{C_1}{2m_1}$	16) $F_{max_T} = P + F_m$
7) $C_{C_1} = 2\sqrt{K_1 m_1}$	17) $F_{min_T} = P - F_m$
8) $\zeta_1 = \frac{C_1}{C_{C_1}}$	Condição otimizada:
	a) se $P - F_m > 0$
9) $H(\omega) = \frac{\sqrt{1 + (2\zeta r^2)}}{\sqrt{(1-r^2)^2 + (2\zeta r)^2}}$	b) se < 0 , o valor negativo indica que o ocupante se desprende do banco, e o movimento vertical não é harmônico. Necessário modificar K_1 e C_1 do banco, sendo que a condição que se impõe é:
	$Tr \leq \frac{g}{\omega_e^2 y_m}$
10) $X_{2_M} = Tr y_m$	

4 – Velocidades críticas de ressonância como parâmetro de conforto:

Na análise das velocidades críticas de ressonância, tomou-se como referência a norma SAE J6a – (1946), citada por Gillespie *et al* (1992), expandida nos eixos de velocidade e frequência, conforme mostrado na Figura A.9, que caracteriza o conceito de conforto vibracional veicular, com a dinâmica dos movimentos verticais, que poderiam causar

mal estar e fadiga ou levar a danos irreversíveis da coluna vertebral. Está relacionada à distância uniforme de espaçamento entre irregularidades, ou seja, o comprimento de onda L_s , com a velocidade de avanço do veículo V_H , para a faixa de frequência requerida. A ocorrência deste tipo de ressonância não está relacionada com o tempo t de duração de um impulso individual, mas é determinada pelo período de tempo uniforme T_n , entre impulsos, gerando valores absolutos das amplitudes de deslocamento em Z e das acelerações resultantes.

5 – Características dos pisos:

A qualidade da rugosidade impacta diretamente sobre a resposta do veículo, sendo um índice apropriado quando uma medida de rugosidade está relacionada com a qualidade vibracional de conforto (aceleração vertical dos passageiros), os custos operacionais, as cargas dinâmicas impostas às rodas e pneus (para a controlabilidade e segurança veicular) e as condições gerais de superfície.

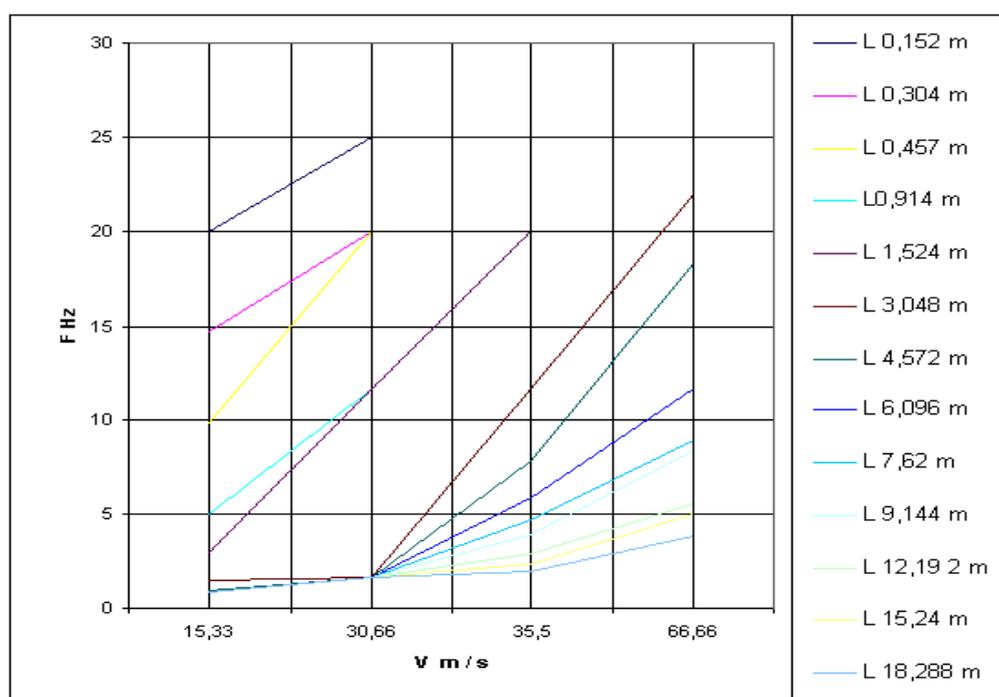


Fig. A.9 – Velocidades críticas de ressonância indexadas pelo número de onda λ

A seguir, estão reportados os resultados analíticos qualitativos que se transformaram em dados de entrada para a construção dos modelos de 1 e 2 graus de liberdade. Segundo Gillespie (1994), existe uma similaridade genérica no conteúdo espectral das rugosidades dos pisos, podendo-se ter o conceito de propriedades médias com relação às respostas de um determinado veículo. Para a maioria dos pisos, a amplitude das elevações diminui sistematicamente com o aumento do número de onda, conforme verificado na Figura A.10.

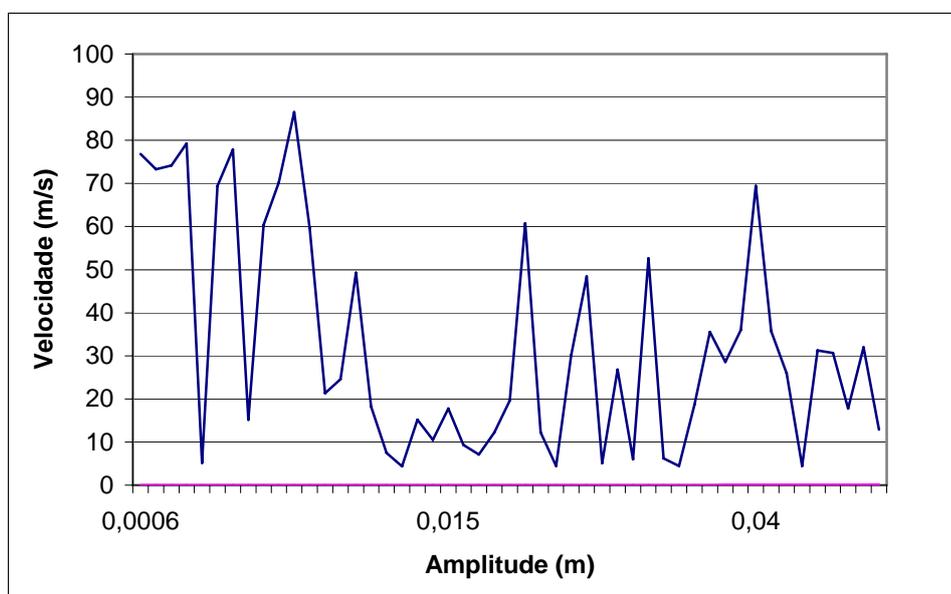


Fig. A.10 – Espectro das amplitudes de rugosidade encontrados versus a faixa de velocidades de ressonância, em valores, absolutos.

Conseqüentemente, as excitações transmitidas ao veículo são modeladas com a diminuição das amplitudes na ordem da segunda ou quarta potência, com relação a frequência. Ver Figura. A.11. Sendo o número de onda o inverso do seu comprimento, portanto obtêm-se, segundo Wong (1978), uma relação dita linear com a amplitude, conforme calculado no espectro mostrado na Figura A.12.

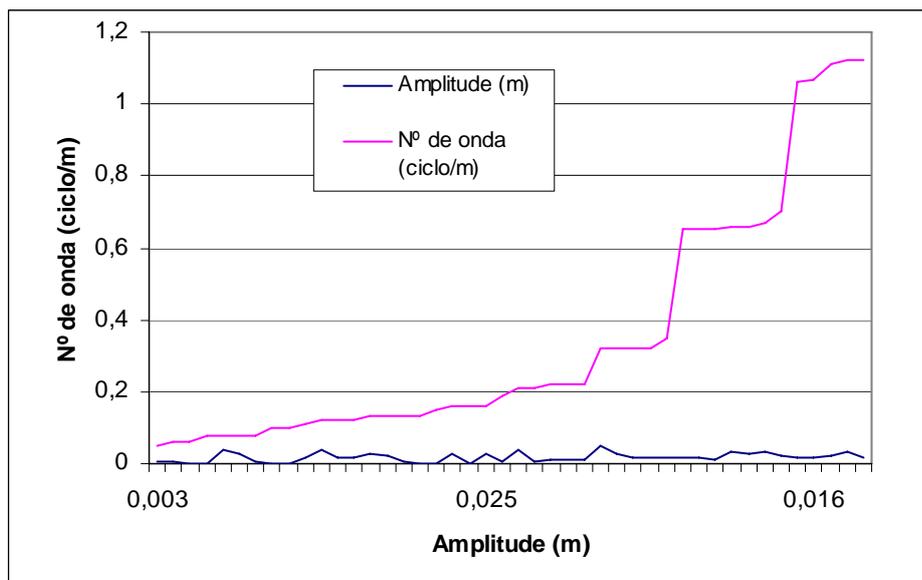


Fig. A.11 – Relação da variação do nº de onda encontrado pela amplitude da rugosidade genérica dos pisos.

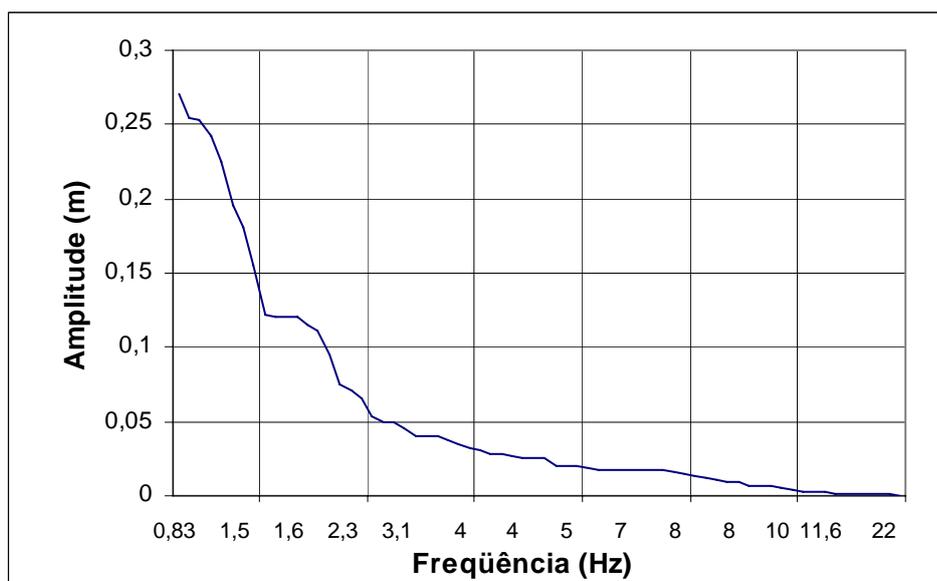


Fig. A.12 – Espectro de excitação típico pela variação da velocidade.

Do ponto de vista de uma dada velocidade de deslocamento ao maior comprimento de onda, corresponde a menor aceleração vertical. Sendo, portanto, muito maior a excitação imposta pelas irregularidades dos perfis nas altas frequências, correspondendo a curtos comprimentos de onda.

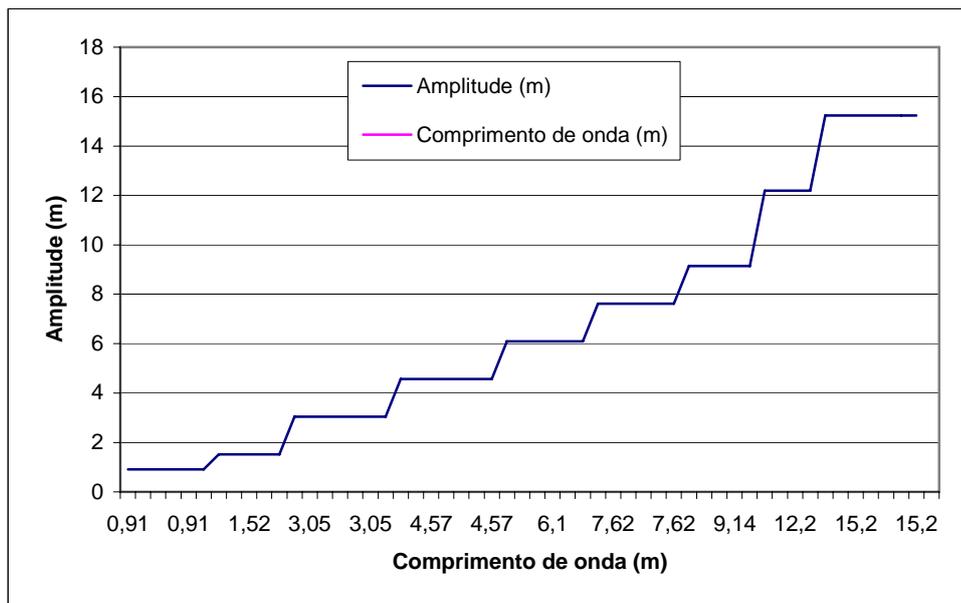


Fig. A.13 – Resultado dos cálculos da relação entre amplitudes e comprimento de onda dos perfis analisados.

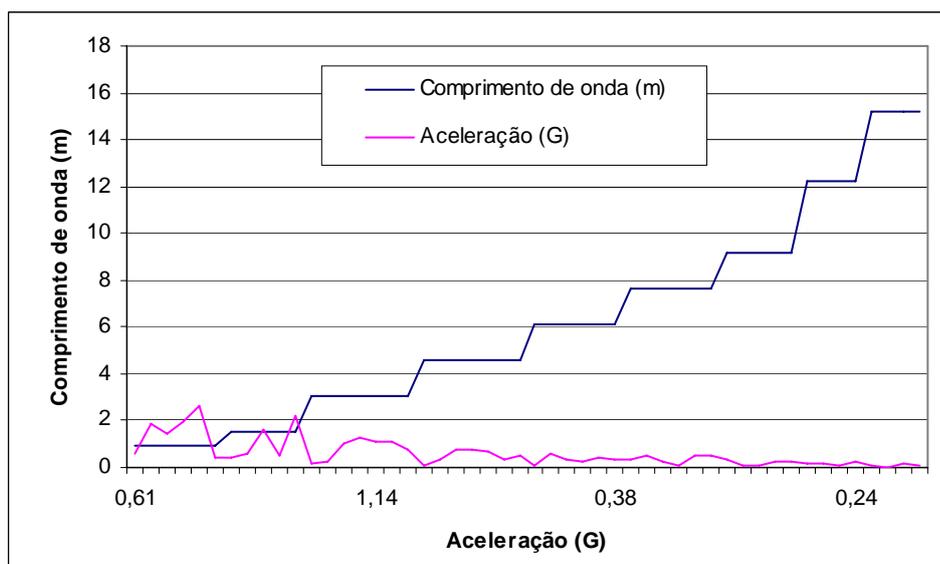
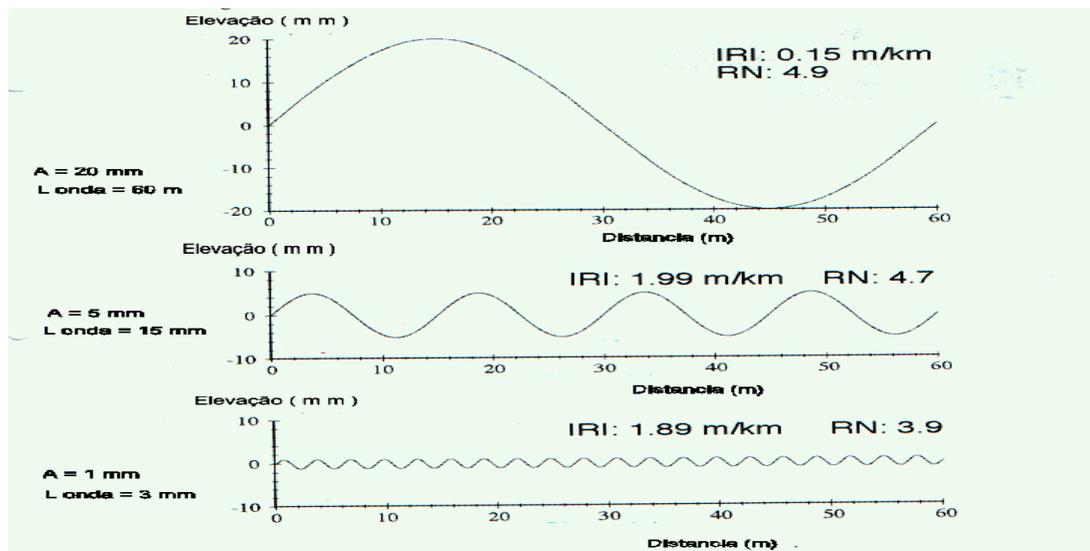


Fig. A.14 – Relação inversamente proporcional entre comprimento de onda e aceleração vertical.

Os comprimentos de onda de maior comprimento estão associados com maiores amplitudes de variação da elevação do terreno. As maiores acelerações verticais são produzidas pelos menores comprimentos de onda.



Esta Figura, (Fig. A.15), ficam demonstradas as relações típicas de proporcionalidade entre as ondas senóides de excitação, reproduzidas a título de exemplo, da fonte IRI (RN¹⁸).

A escala IRI é proporcionalmente linear a rugosidade, no sentido de que, se todos os valores de elevação em um perfil medido são aumentados por alguma porcentagem, então o índice aumenta, na mesma proporção. Um valor de 0,0 significa que o perfil é perfeitamente reto. Não existe limite superior teórico para a rugosidade, embora pavimentos com valores de IRI acima de 8 m/Km estão muito perto do intransponível, exceto em velocidades reduzidas. A amplitude senoidal da saída é a amplitude da entrada multiplicada pelo ganho, mostrado na Figura A.16, a seguir. O ganho mostrado é adimensional, portanto, se a entrada é uma senóide com certa amplitude, a saída é o produto da amplitude e o valor tomado no plot.

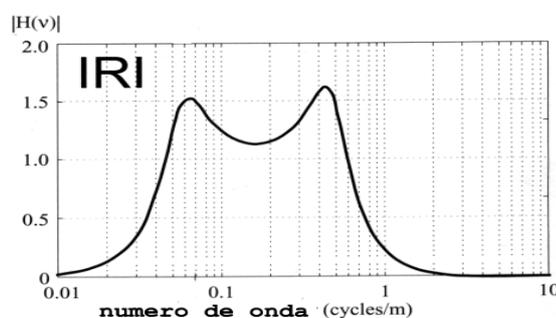


Fig. A.16 – Divisão das faixas de perfis da índice IRI, que representa diferentes classes de pisos.

¹⁸ RN significa "Ride Number", outro índice de classificação de perfis em desenvolvimento pelo National Cooperative Highway Research Program (NCHRP).

Referências:

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas. *Veículos Rodoviários Automotores – Cintos de Segurança – Ensaios*. Norma 7338, 1998.

_____. *Veículos Rodoviários Automotores – Cintos de Segurança – Requisitos*. Norma 7337, 1998.

_____. *Pesos e Dimensões de Adultos para Uso em Veículos Rodoviários*. Norma PB-472, 1979.

BARGUERO, R. & GUILIANO, F. *Caratterizzazione Oggettiva Comfort Vibrazionale Ferrari 456 GT*. Maranello: Centro Ricerche FIAT-Veicoli, 1994.

BASTOW, D. *Car Suspension and Handling*. London: Pentech Press, 1987.

BRÜEL & KJAER. *Human Vibrations*. Naerum, 1989.

CLOUGH, R. W. & PENZIEN J. *Dynamics of Structures*. Berkeley: Mc Graw-Hill, Inc, 1975.

COSSALTER, V. *Cinematica e Dinamica Della Motocicletta*. Padova: Edizioni Progetto Padova, 1997.

CORSO Di N. V. H. *Delle Sospensioni Veicolo* – Moduli N. 1, 2, 3, 5. Teoria Delle Vibrazioni, Torino, Centro Ricerche FIAT-Veicoli, 1998.

DREYFUSS, H. *The Measure of Man and Woman, Human Factors in Design*. New York: Whitney Library of Design, 1993.

E.C.E. *Seat-Belts and Restraints Systems*. ECE/324 – ECE/TRANS/505, 2000.

FIAT-Veicole. *Secondo Seminario di Ergonomia I / II*. Torino: Centro Ricerche FIAT, 1993.

_____. *Valutazione Dell' I.Q.V. – Oggettivo*. Torino: Centro Ricerche FIAT, 1998.

FRANÇA, Júnia Lessa. *Manual para normalização de publicações técnico-científicas* / Júnia Lessa França; colaboração: Ana Cristina de Vasconcellos, Maria Helena de Andrade Magalhães, Stella Maris Borges. – 6ª ed. Ver. E ampl. – Belo Horizonte: Ed. UFMG, 2003.

G.A.D.S.P.P. *Sospensione Motore*. Torino, 1977.

GARRO, A. & PIANO, L. FIAT AUTOS. p. A. *Meccanica Delle Vibrazioni*. Torino: Direzione Técnica Sviluppo progetti, 1988.

GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Michigan, 1994.

GUILIANO, F. & BUCO. A. *A Road Test Procedure for The Definition of The Vibrational Mission of Automotive Seats*. Torino, Centro Ricerche FIAT-Veicoli, 1994.

GRIFFIN, M. J. *Handbook of Human Vibrations*. Southhampton: Academic Press, 1996.

HARRIS, C. M. & CREDE, C. E. *Shock and Vibration Handbook*. New York: McGraw-Hill Handbooks, 1996.

JORDAN, R. *Análise Modal Experimental*. Santa Catarina: Departamento de Engenharia Mecânica – Programa de Pós-graduação em Eng. Mecânica, 2001.

MURRELL, K. F. H. *Ergonomics, Man in his working Environment*. London: Chapman and Hall, 1965.

PADDAN, G. S. & GRIFFIN, M. J. *Use of Seating to Control Exposures to Whole-Body Vibration*. Southampton: Human Factors Research Unit / Institute of Sound and Vibration Research / University of Southampton / HSE Books, Contract Research Report 335, 2001.

SAE-Society of Automotive Engineers, Inc. *Motor Vehicle Driver and Passenger Head Position*. SAE – J 1052, 1987.

_____. *Surface Vehicle Standard*. SAE – J 826, 1995

