

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
TESTES EXPERIMENTAIS PARA ESTUDOS
SOBRE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM
ASSENTO VEICULAR**

HUGO FERREIRA MOORE

ORIENTADOR(A): Dr(a). Maria Alzira de Araújo Nunes

**DISSERTAÇÃO DE MESTRADO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA**

**PUBLICAÇÃO: FGA.DM - 048A/2017
BRASÍLIA/DF: 08/2017**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA.

HUGO FERREIRA MOORE

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE
TESTES EXPERIMENTAIS PARA ESTUDOS
SOBRE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM
ASSENTO VEICULAR

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA FACULDADE GAMA E FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.

ORIENTADOR: Dr(a). Maria Alzira de Araújo Nunes

BRASÍLIA
2017

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE GAMA / FACULDADE DE TECNOLOGIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE
MATERIAIS DA ENGENHARIA.**

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE TESTES EXPERIMENTAIS
PARA ESTUDOS SOBRE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM ASSENTO
VEICULAR**

HUGO FERREIRA MOORE

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO SUBMETIDA AO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA DA FACULDADE GAMA E FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM INTEGRIDADE DE MATERIAIS DA ENGENHARIA.

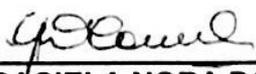
APROVADA POR:



Prof.ª Dr.ª MARIA ALZIRA DE ARAÚJO NUNES
(Orientador)



Prof.ª Dr.ª SUZANA MOREIRA ÁVILA
(Examinador Interno)



Prof.ª Dr.ª GRACIELA NORA DOZ DE CARVALHO
(Examinador Externo)

FICHA CATALOGRÁFICA

HUGO FERREIRA MOORE

DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE TESTES EXPERIMENTAIS PARA ESTUDOS SOBRE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM ASSENTO VEICULAR, [Distrito Federal] 2017.

213p. 210 x 297 mm (FGA/FT/UnB, Mestre, Integridade de Materiais da Engenharia, 2017).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade UnB Gama. Programa de Pós-Graduação em Integridade de Materiais da Engenharia.

- | | |
|-------------------------|------------------------------------|
| 1. BANCADA EXPERIMENTAL | 2. VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO |
| 3. BANCO | 4. NORMA DE HIGIENE OCUPACIONAL 09 |

I. FGA/FT/UnB

II. Título (série)

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

MOORE, H. F. (2017). DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE TESTES EXPERIMENTAIS PARA ESTUDOS SOBRE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM ASSENTO VEICULAR. Dissertação de Mestrado em Integridade de Materiais da Engenharia, Publicação 048A/2017, Faculdade UnB Gama/ Faculdade de Tecnologia/ Universidade de Brasília, DF, nº. p. 213

CESSÃO DE DIREITOS

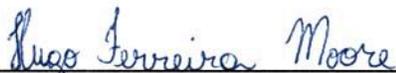
AUTOR: HUGO FERREIRA MOORE

TÍTULO: DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DE TESTES EXPERIMENTAIS PARA ESTUDOS SOBRE VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM ASSENTO VEICULAR

GRAU: Mestre

ANO: 2017

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.



HUGO FERREIRA MOORE

CSB 02 LOTE 08 APT° 506 EDIFÍCIO BETA 2

72015-525 Brasília, DF – Brasil.

hugomoore.df@gmail.com

Aos meus pais Carlos e Maria do Carmo.
A minha irmã Nazle e a minha namorada
Laís que sempre me apoiaram.

AGRADECIMENTOS

Á Deus, por me dar a oportunidade e forças para a conclusão desta dissertação.

Aos meus pais Carlos e Maria do Carmo e a minha irmã, Nazle e a minha namorada Laís pelos ensinamentos, pela paciência e pelo apoio durante toda minha vida.

A professora Maria Alzira que sempre me apoiou, e me orientou da melhor forma possível passando seus conhecimentos.

A professora Suzana Moreira Avila pelo incentivo a começar o mestrado.

Ao programa de Pós Graduação da Universidade de Brasília que sempre ofereceu todo o suporte possível aos alunos.

Aos meus amigos Adriano Átima, Eduardo Rodrigues, Rangel Maia, Bruna Croce e Fábio Costa, Bruno Catozo e Robson Azevedo que me auxiliaram nas disciplinas sempre estudando em grupo para superar os desafios.

Aos meus chefes Juliana e Daniel que sempre que possível me liberaram para resolver os problemas do mestrado.

Aos técnicos Danilo, Henrique que sem seu conhecimento prático nenhuma bancada seria construída.

Ao professor Rhander Viana que abriu as portas do galpão da UnB para mim e a Mateus Almeida que me auxiliou no processo de solda e montagem da bancada.

Aos vigilantes Roger Falcão e Silvia Tavares que sempre se mostraram amigos e disposto a ajudar

E a todos os demais professores com quem tive o prazer de aprender e aplicar um pouco do que cada um pode me ensinar.

RESUMO

A indústria automotiva vem buscando desenvolver melhores produtos aos seus consumidores, fornecendo-lhes mais conforto e segurança. Dentre as constantes melhorias almejadas nos projetos veiculares, a redução de vibração que chega ao condutor e aos passageiros é uma delas.

Estas vibrações são provenientes principalmente do sistema de transmissão, da interface pneu/pista e do atrito do ar com a carroceria, sendo transmitidas para o banco e conseqüentemente ao ser humano. Por ser um dos principais elementos que está em contato com o motorista, o banco automotivo vem sendo constantemente estudado e pode ser avaliado experimentalmente de duas formas: através de medições realizadas *in situ*, ou seja, no próprio veículo e através de medições realizadas em bancadas laboratoriais. Avaliações de vibração em bancos automotivos realizadas *in situ* possuem o benefício de fornecerem condições de ensaio idênticas às condições de uso do veículo, entretanto, limitam maior variabilidade nas condições de ensaio. Por sua vez, a utilização de bancadas experimentais laboratoriais podem fornecer condições de ensaios próximas às condições de uso, além de gerar inúmeras possibilidades de estudo. Neste contexto, o presente trabalho tem como objetivo a proposição, construção de uma bancada experimental de vibração em assentos automotivos e a realização de testes experimentais de vibração de corpo inteiro em assentos automotivos baseados na Norma de Higiene Ocupacional 09 (NHO 09). A princípio, a bancada foi utilizada para o estudo em assentos de condutores de ônibus do tipo rodoviário e urbano, entretanto a mesma é funcional para adaptação a diferentes modelos de assentos. A estrutura da bancada em questão foi construída de forma a ser resistente suficiente para suportar as cargas dinâmicas geradas nos experimentos, de tamanho suficiente para simular o espaço interno do posto de trabalho de um motorista de ônibus e flexível para permitir vibrações no eixo vertical promovidas por um *shaker* eletrodinâmico. Sobre a estrutura da bancada, tem-se a opção de se posicionar um assento de ônibus rodoviário ou urbano, instrumentando-os conforme a (NHO 09) para realização de testes de vibração de corpo inteiro (VCI). Dessa forma, foram aferidos em testes experimentais se a bancada fornece os níveis de vibração exigidos pela normativa, além de ter sido realizado um estudo no domínio da frequência para os dois tipos de bancos disponíveis.

Palavras-chave: Bancada experimental, Vibração de corpo inteiro, Norma de Higiene Ocupacional 09, (NHO09), assento automotivo, ônibus.

ABSTRACT

The automotive industry has been seeking to develop better products for its consumers by providing them with more comfort and safety. Among the constant improvements in vehicle projects, the reduction of vibration that arrives into the driver and passengers is one of them. These vibrations come mainly from the transmission system, the tire / track interface and the friction of the air with the body, being transmitted to the seat and consequently to the human being. Being one of the main elements that is in contact with the driver, the automotive seat has been constantly studied and can be evaluated experimentally in two ways: through measurements carried out in situ, ie in the vehicle itself and through bench measurements Laboratory tests. Vibration evaluations in automotive seats performed in situ have the benefit of providing identical test conditions to the conditions of use of the vehicle, however, they limit greater variability in the test conditions. In turn, the use of experimental laboratory benches can provide test conditions close to the conditions of use, besides generating numerous possibilities of study. In this context, the present work aims at proposing the construction of an experimental vibration bench in automotive seats and the realization of experimental tests of whole body vibration in automotive seats based on the Occupational Hygiene Standard 09 (OSH 09). At the beginning, the bench was used for the study in driver and bus seats of the road and urban type, however it is functional for adaptation to different models of seats. The structure of the bench in question was constructed to be resistant enough to withstand the dynamic loads generated in the experiments, of sufficient size to simulate the internal space of the work station of a bus driver and flexible to allow vibrations in the vertical axis promoted by an electrodynamic shaker. On the bench structure, one has the option to position a road or urban bus seat, instrumenting them according to (OSH 09) for performing full body vibration tests (WBV). In this way, it was verified in experimental tests if the bench provides the vibration levels required by the regulations, besides a frequency study was done for the two types of seats available.

Keywords: Experimental Bench, Whole Body Vibration, Occupational Hygiene Standard 09, OSH 09, Automotive Seat, Bus.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Atividades que envolvem vibrações: (a) Britadeira. (b) Perfuração de poço artesiano. (c) Extração de madeira. (d) Trator agrícola (Google imagens)	27
Figura 2 - Análise de vibrações presentes na engenharia: (a) Em rotores. (b) Nas pás de uma turbina. (Fontes: Autores desconhecidos)	28
Figura 3 - Veículos submetidos a vibrações: (a) Em tratores de esteira. (b) No assento de motoristas de taxi. (c) Em assentos de motoristas de ônibus. (Google Imagens)	29
Figura 4 - Exemplo de bancada comercial de vibração de corpo inteiro para assentos automotivos. (MB Dynamics).	31
Figura 5 – Fluxograma de atividades desenvolvidas.....	34
Figura 6 – Disposição dos acelerômetros utilizados (BALBINOT, 2002)	37
Figura 7 - Instrumentação utilizada por Melo (2006): (a) Acelerômetro triaxial tipo seatpad . (b) Acelerômetro triaxial . (MELO, 2006)	38
Figura 8 - Trator agrícola ensaiado (FRANCHINI, 2007).	39
Figura 9 - (a) Acelerômetro usado no assento. (b) Acelerômetro usado na base do assento (FRANCHINI, 2007).	39
Figura 10 - Veículos usados nas medições. (KARDELI, 2010)	40
Figura 11 - Posicionamento dos sensores. (KARDELI, 2010).....	40
Figura 12 – (a) Bancada vibratória. (b) Sistema de excitação da bancada experimental (BALBINOT, 2001 e ANFLOR, 2003).	43
Figura 13 - (a) Banco Grammer utilizado nos ônibus urbanos da Carries. Figura 13(b). Banco Grammer utilizado em colheitadeiras da SLC. (BALBINOT, 2001).	44

Figura 14 - Instrumentação por meio de acelerômetros e micro-acelerômetros. (ANFLOR, 2003).	46
Figura 15 - Bancada Experimental. (PEREIRA, 2005)	47
Figura 16 - Instrumentação: (a) Gerador de funções; (b) Amplificador de sinal; (c) excitador eletromagnético. (PEREIRA, 2005)	47
Figura 17 - Bancada vibratória aplicada a vibrações residenciais. (DUARTE et al., 2006).	49
Figura 18 - Sistema de mesa vibratória e sistema de aquisição de dados. (BECKER, 2006).	51
Figura 19 - Instrumentos de coleta de dados de aceleração. (BECKER, 2006).	51
Figura 20 - Posicionamento dos voluntários durante a medição. (a) Ereto, (b) (Relaxada). (BECKER, 2006).	52
Figura 21 (a). Bancada Experimental de Aeronave. (b) Diagrama da Bancada Experimental de aeronave. (PACKER 2008).....	53
Figura 22 - Esquema e foto do teste em andamento. (GALVEZ, 2012)	55
Figura 23 - Imagem de um assento, pedais, volante na condição padrão de direção. (Smith et al, 2015).	56
Figura 24 - Imagem do assento, pedais para um assento com ajuste de altura. (Smith et al, 2015)	57
Figura 25– (a) Imagem do assento, pedais para um assento com ajuste de altura. (SMITH, 2015); (b) Simulador de vibração multi-eixo (Mavis) da Universidade de Loughborough. (SMITH, 2015)	57
Figura 26 – Exemplos de vibrações locais (Google Imagens).....	63
Figura 27 – Exemplos de vibrações de corpo inteiro em: (a) Motoristas de ônibus. (b) Condutores de locomotivas. (c) Motoristas de motocicletas. (a) (PORTELA, 2014); (b) (JOHANNING et al., 2006); (c) (CHEN et al, 2009).	64

Figura 28 – Eixos basicêntricos do corpo humano. (VENDRAME e PIANELLI, 2004)	64
Figura 29 – Exemplos de postos de trabalho sentados: (a) Operador de colheitadeira. (b) Condutor de locomotiva. (a) (LOPES, 2012); (b) (JOHANNING et al., 2006).	65
Figura 30 - Frequências naturais do corpo humano. (PARDAL, 2015).	66
Figura 31 - Curvas de ponderação em frequência para vibração transmitida ao corpo inteiro W_d e W_k (ISO 2631, 1997).....	70
Figura 32. Estratégias de um processo de medição de vibração. (a) Vibração Mecânica; (b) Vibração de corpo inteiro. (MAINSFIELD, 2005).	72
Figura 33 - Diferentes acelerômetros comerciais. (a) Piezoelétrico; (b) Piezoresistivo; (c) ICP. : (PCB PIEZOELETRONICS, 2017).....	73
Figura 34 - Exemplos de acelerômetros triaxiais. (a) e (b) Acelerômetros de assento (seat pad). (c) Acelerômetro triaxial ICP. (a) (FUNDACENTRO, 2012); (b) (FUNDACENTRO, 2012); (c) (LARSON DAVIS, 2017).	75
Figura 35 - Design do Seat Pad. (ISO 10326–1, 1992 apud MAINSFIELD, 2005, p. 138).	75
Figura 36 - Medidores de vibração de corpo inteiro. (GROM, 2017 e BRUEL & KJÆR, 2017).....	76
Figura 37 - Calibradores de vibração. (GROM, 2017; BRUEL & KJÆR, 2017).	77
Figura 38 – Função Densidade Espectral unilateral $G(f)$ e bilateral $S(f)$ (BENDAT e PIERSON, 1986).	80
Figura 39 – Representação ideal de um sistema entrada simples/saída simples; (BENDAT e PIERSON, 1986).	81
Figura 40 - Principais bancadas experimentais que motivaram construção da apresentada nesta dissertação. (a) (PEREIRA, 2005), (b) (DUARTE et al., 2006) (c) (GALVEZ, 2012) (d) (PACKER, 2008) e (e) (SMITH, 2015).	85

Figura 41 - Shaker eletrodinâmico ET-127 da marca Labworks, com suas principais dimensões.....	88
Figura 42 - Bancos de motorista de ônibus: (a) Tipo Urbano; (b) Tipo Rodoviário.....	89
Figura 43 – Balança digital, modelo: HN-289, marca: OMRON.	89
Figura 44 - Imagens referentes ao ensaio de deslocamento estático dos assentos. (a) Medição do peso morto; (b) Ensaio banco urbano; (c) Ensaio banco rodoviário.....	90
Figura 45 - Ônibus cujos postos de trabalho foram verificados. (a) Ônibus rodoviário, Intercampi UnB, Marcopolo Ideale 770; (b) BRT, Mascarello Granmetro; (c) Ônibus Busscar Jumbuss 360.....	92
Figura 46 - Média das dimensões encontradas.....	92
Figura 47 – Desenho CAD da parte inferior da plataforma dimensionada. (a) Sem reforços estruturais. (b) Com reforços estruturais.....	94
Figura 48 – Desenho CAD da plataforma dimensionada. (a) Sem reforços estruturais. Com reforços estruturais.	95
Figura 49 – Elemento finito tetraédrico quadrático utilizado nas simulações. (DASSAULT SYSTÈMES, 2009).....	95
Figura 50 – Malha apresentada na chapa de 3 mm de espessura. (a) Sem reforço. (b) Com reforços.	96
Figura 51 – Malha detalhando os elementos de mola inseridos na simulação.	97
Figura 52 – Resumo com as principais condições de contorno.	97
Figura 53 – Aplicação do carregamento dinâmico.	99
Figura 54 – Resultados estruturais dinâmicos para uma chapa de 3mm de espessura com reforços estruturais no instante de 20s de simulação. (a) Tensões Von Mises; (b) Deslocamento vertical;.....	101
Figura 55 – Fluxograma do algoritmo de dimensionamento de molas.	102

Figura 56 - Molas de Honda CG150.....	104
Figura 57 - Mola e seus suportes de ensaio. (a) Suporte superior; (b) Suporte inferior; (c) Mola montada em seus suportes.	105
Figura 58 - Ensaio de compressão sobre a mola.....	105
Figura 59 - Resultados experimentais obtidos da compressão da mola.	106
Figura 60 – Desenho CAD do tubo guia para o trabalho da mola.....	107
Figura 61 – Desenho CAD da estrutura de deslocamento vertical da bancada.	108
Figura 62 – Dimensões da estrutura responsável pela dinâmica vertical da bancada.	109
Figura 63 – Dimensões do perfil I utilizado (GERDAL.2016).	110
Figura 64 – Dimensões das peças de perfil I, e montagem para compor a base da bancada.....	111
Figura 65 – Apoios das molas equidistantes das extremidades.....	111
Figura 66 – Dimensões da bancada com todas as peças dimensionadas até o momento.	112
Figura 67 – Apoios das molas equidistantes das extremidades.....	113
Figura 68- Elementos de posicionamento das mãos: (a) Representação em CAD do volante; (b) Principais medidas do sistema de elevação do volante.	114
Figura 69 - Elementos de posicionamento dos pés.....	114
Figura 70 – Desenho em CAD da bancada experimental projetada.	115
Figura 71 – Bancada com aplicação de malha utilizando o elemento tetraédrico com 10 nós.....	118
Figura 72 – Condições de contorno atribuídas a bancada experimental e as ferramentas utilizadas.	119

Figura 73 – Tensões obtidas no ensaio de análise estática.....	121
Figura 74 – Deslocamentos obtidos nos ensaio de análise estática.	121
Figura 75 – Aplicação de carregamento dinâmico na simulação.	122
Figura 76 – Tensões obtidas no instante d 6,2 s, submetido a um carregamento dinâmico.....	122
Figura 77 – Deslocamentos obtidos no instante d 6,2 s, submetido a um carregamento dinâmico.....	123
Figura 78 – Deslocamentos modais obtidos.....	124
Figura 79 - Modelo simplificado de 2 graus de liberdade desenvolvido.	126
Figura 80 – Restrições aplicadas ao modelo desenvolvido.....	127
Figura 81 – Restrições aplicadas ao modelo desenvolvido.....	127
Figura 82 - Modelo de 2 Graus de Liberdade.....	128
Figura 83 - Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento rodoviário sem ocupante.....	129
Figura 84 - Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento urbano sem ocupante.	132
Figura 85 - Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento urbano com ocupante.	133
Figura 86 - Alguns processos de fabricação executados no processo de confecção de peças. (a) Usinagem da bucha de bronze; (b) Furação das chapas de fixação das molas; (c) Furação da plataforma; (d) Corte do tarugo de aço 1020.....	135
Figura 87 - Peças produzidas. (a) Buchas de aço; (b) Buchas de bronze; (c) Tubos de 1” e 2,5”; (d) Chapas de fixação da plataforma; (e) Chapa para rosqueamento do stinger; (f) Plataforma; (g) Perfis I; (h) Cantoneira.....	136
Figura 88 - Montagem da parte inferior da plataforma.	136

Figura 89 - Tubo de 1" soldado a chapa que será parafusada a plataforma. .	137
Figura 90 - Estrutura de fixação da mola a plataforma: (a)Vista inferior em CAD; (b) Vista inferior real; (c) Vista superior em CAD; (d) Vista superior real; (e) Posicionamento da mola CAD; (f) Posicionamento da moal real.	138
Figura 91- Estrutura de apoio da mola. (a) Composição tubo; (b) Estrutura de deslocamento vertical da mola.	139
Figura 92 - Prensa hidráulica durante o processo de montagem da peças. ..	139
Figura 93 - Estrutura de base da bancada em perfis em I.	140
Figura 94 - Estrutura da bancada de vibração montada.	140
Figura 95 - Stinger.....	141
Figura 96 - Tripé e o sistema de elevação do volante: (a) Sistema de elevação do banco, (b) Mecanismo de ajuste de altura.....	141
Figura 97 - Sistema de posicionamento do apoio para os pés.....	142
Figura 98 - Bancada de testes para assento de motorista rodoviário.	143
Figura 99 - Bancada de testes para assento de motorista urbano.	143
Figura 100 - Diagrama da bancada experimental.	145
Figura 101 - Equipamentos de acionamento da bancada: (a) Gerador de sinal; (b) Amplificador de potência; (c) Shaker eletromagnético; (d) Cooler a vácuo.	146
Figura 102 - Instrumentos de medição de corpo inteiro. (a) HVM 100 (Human Vibrabion Measurement 100); (b) Acelerômetro triaxial Shear ICP modelo Sen 021F; (c) Seat Pad modelo Sen 027.	146
Figura 103- Acelerômetros utilizados para medição de dados no tempo: (a) Isotron Accelerometer 27AM1-100, Endevco; (b) Shear Accelerometer, PCB 352A56; (c) Acelerômetro Type 4332, Brüel & Kjær.	147
Figura 104 - Condicionadores de sinais. (a) ICP Sensor Signal Conditioner modelo 480C02; (b) Conditioning Amplifier Type 2626.	148

Figura 105 - Placa de aquisição Ni9234 e chassi Ni cDAQ-9172.....	148
Figura 106- Calibrador PCB 394C06 SN LW6208.	149
Figura 107- Configurações do sistema de excitação: (a) Escala de ganho em graus atribuída ao amplificador de potência. (b) Aplicação de amplitude ao gerador de sinal.....	150
Figura 108 – Montagem experimental do Experimento 1.....	151
Figura 109 – Procedimento realizado no experimento 1.....	152
Figura 110 - Medição de vibração de corpo inteiro em banco rodoviário sem ocupante (a) Instrumentação do banco; (b) HVM 100.....	153
Figura 111 - Medição de vibração de corpo inteiro em banco rodoviário com ocupante	153
Figura 112 - Medição de vibração na plataforma rodoviário sem ocupante, utilizando o HVM.	154
Figura 113 – Montagem experimental do Experimento 2.....	155
Figura 114 - Calibração dos sensores: (a) Sensor B&K; (b) Sensor PCB; (c) Sensor EndeVCO;.....	155
Figura 115 - Posicionamento dos acelerômetros no ensaio com banco rodoviário. (a) Acelerômetro EndVCO posicionado no assento; (b) Acelerômetro PCB posicionado no shaker; (c) acelerômetro B&K posicionado na plataforma.	156
Figura 116 - Posicionamento dos acelerômetros no ensaio com banco urbano. (a) Acelerômetro EndeVCO posicionado no assento; (b) Acelerômetro PCB posicionado no shaker; (c) acelerômetro B&K posicionado na plataforma. ...	157
Figura 117 - Resultados obtidos nível aceitável de vibração.....	160
Figura 118- Resultados obtidos acima do nível de ação.....	161
Figura 119 - Resultados obtidos acima do limite de exposição.....	162
Figura 120 - Resultados obtidos acima do nível de ação (0,5 m/s ²).....	164

Figura 121 - Resultados obtidos acima do limite de exposição (1,1 m/s²). 164

Figura 122 - Auto-espectro dos sinais de calibração dos acelerômetros: (a) Localizado no shaker; (b) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no shaker; (c) Localizado na plataforma; (d) Zomm do sinal do acelerômetro localizado na plataforma; (e) Localizado no banco; (f) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no banco..... 166

Figura 123 - Auto-espectro dos sinais coletados durante o experimento submetidos a excitação de ruído branco, localizados: (a) No shaker; (b) Zomm do sinal no shaker; (c) Na plataforma; (d) Zomm do sinal na plataforma; (e) No banco; (f) Zomm do sinal no banco..... 167

Figura 124 - Função resposta em frequência. Saída: Plataforma / Entrada: Shaker..... 168

Figura 125 - Magnitude da função resposta em frequência entre 0 e 100 Hz. Saída Plataforma / Entrada: Shaker..... 169

Figura 126 - Função resposta em frequência. Saída: Banco / Entrada: Shaker. 169

Figura 127 - Magnitude da função resposta em frequência de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: Shaker..... 170

Figura 128 - Função resposta em frequência. Saída: Banco / Entrada: Plataforma..... 170

Figura 129 - Magnitude da função resposta em frequência de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: Plataforma..... 171

Figura 130 -Auto-espectro dos sinais de calibração dos acelerômetros: (a) Localizado no shaker; (b) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no shaker; (c) Localizado na plataforma; (d) Zomm do sinal do acelerômetro localizado na plataforma; (e) Localizado no banco urbano; (f) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no banco urbano..... 172

Figura 131 -Auto-espectro dos sinais coletados durante o experimento submetidos a excitação de ruído branco, localizados: (a) No shaker; (b) Zomm do sinal no shaker; (c) Na plataforma; (d) Zomm do sinal na plataforma; (e) No banco urbano; (f) Zomm do sinal no banco urbano..... 174

Figura 132. Função Resposta em Frequência da montagem com assento urbano. Saída: Plataforma / Entrada: Shaker..... 175

Figura 133- Magnitude da função resposta em frequência da montagem com assento urbano entre 0 e 100 Hz. Saída Plataforma / Entrada: Shaker..... 176

Figura 134- Função Resposta em Frequência da montagem com assento urbano. Saída: Banco / Entrada: Shaker..... 176

Figura 135- Magnitude da função resposta em frequência da montagem com assento urbano de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: Shaker. 177

Figura 136 - Função Resposta em Frequência da montagem com assento urbano. Saída: Banco / Entrada: Plataforma..... 178

Figura 137 - Magnitude da função resposta em frequência da montagem com assento urbano de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: Plataforma. 178

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Valores médios das magnitudes de exposição à VCI para motorista, cobrador e passageiro (FIGUEIREDO et al., 2016)	41
Tabela 2. Frequências de excitação em função das polias utilizadas. (BALBINOT, 2001).	44
Tabela 3. Frequências de excitação em função das polias utilizadas: (ANFLOR, 2003).	45
Tabela 4. Características das molas utilizadas na montagem experimental (PEREIRA, 2005).	47
Tabela 5. Relação da aceleração RMS ponderada com níveis subjetivos de conforto (BS 6841(1987) e ISO 2631-1 (1997)).	60
Tabela 6. Relação tempo de exposição por aceleração ponderada RMS em um experimento com VDV de $15\text{m/s}^{1,75}$ (BS 7085 (1989)).	61
Tabela 7. Efeitos diretos das vibrações no ser humano (MISAEEL, 2001 apud PEREIRA 2005, p. 52).	67
Tabela 8. Epidemiologias desencadeadas pela vibração de corpo inteiro. (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2009; VARELLA, 2013, 2016).	68
Tabela 9. Limites de exposição e critério de julgamento e tomada de decisão (FUNDACENTRO, 2012).	69
Tabela 10. Principais tipos de acelerômetros (MAINSFIEL 2005).	74
Tabela 11. Resultados obtidos do ensaio.	91
Tabela 12. Comparativo dos ensaios estáticos de desempenho estrutural da chapa sem e com reforço, com variação de espessura.	98
Tabela 13. Comparativo dos ensaios dinâmicos de desempenho estrutural da chapa sem e com reforço, com variação de espessura.	100
Tabela 14. Valores utilizados como entrada do algoritmo.	103

Tabela 15. Valores utilizados como saída do algoritmo.	104
Tabela 16 – Dimensões do perfil I utilizado (GERDAU, 2017).	110
Tabela 17. Valores utilizados como saída do algoritmo.	115
Tabela 18 – Relação de materiais utilizados na simulação numérica (CALLISTER, 2008).	120
Tabela 19 - Resumo dos parâmetros de ensaio levantados.	128
Tabela 20 - Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento rodoviário sem o ocupante.	129
Tabela 21. Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento rodoviário com o ocupante.	130
Tabela 22 - Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento urbano sem o ocupante.	131
Tabela 23. Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento urbano com o ocupante.	132
Tabela 24 - Materiais adquiridos e suas dimensões comerciais.	134
Tabela 25. Peças utilizadas na construção bancada experimental.	135
Tabela 26. Características técnicas dos acelerômetros utilizados.	147
Tabela 27 - Estabelecimento de condições de ensaio mediante as considerações técnicas definidas na NHO 09.	152
Tabela 28. Acelerômetros e sua localização.	156
Tabela 29. Resultados experimentais obtidos com a bancada configurada para obtenção de acelerações acima das estipuladas em norma sem o ocupante.	159
Tabela 30. Resultados experimentais obtidos com a bancada configurada para obtenção de acelerações acima das estipuladas em norma com o ocupante.	163

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

VCI – Vibração de corpo inteiro

NHO 09 – Norma de Higiene Ocupacional 09

ISO 2631(1997) - *International Organization for Standardization*

SEAT's - *Seat Effective Amplitude Transmissibility*

CLP - Controlador de lógica programável

VCL – Veículos leves comerciais

BS - British standard

NR 15 – Norma Regulamentadora 15

DEP - Densidade Espectral de Potência

PSD - *Power Density Spectral*

a_{mj} - Aceleração Média

a_{mr} - Aceleração Média Resultante

a_m - Aceleração Média

a_{rep} - Aceleração Resultante de Exposição Parcial

a_{re} - Aceleração Resultante de Exposição

a_{ren} - Aceleração Resultante de Exposição Normalizada

ICP - Circuito Integrado Piezoelétrico

IMC – Índice de Massa Corpórea

SUMÁRIO

Sumário

AGRADECIMENTOS	6
RESUMO	7
ABSTRACT	8
LISTA DE FIGURAS	9
LISTA DE TABELAS	19
LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS	21
SUMÁRIO.....	22
1. INTRODUÇÃO.....	27
1.1. JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO	30
1.2. OBJETIVO GERAL	31
1.2.1 Objetivos Específicos	32
1.3. METODOLOGIA PROPOSTA	32
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO	35
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	36
2.1. VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO EM VEÍCULOS AUTOMOTORES	36
2.2 VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM BANCADAS EXPERIMENTAIS ...	42
2.3 NORMATIVAS RELACIONADAS A VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO	58
2.3.1 Normativas Internacionais	59
2.3.2 Normativas Nacionais	62
3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS	63
3.1 VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO (VCI)	63
3.2 NORMA DE HIGIENE OCUPACIONAL - NHO 09	68
3.3 INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÃO DE VCI	72
3.3.1 Transdutores de vibração	73
3.3.2 Procedimentos para Medições de Vibração	77
3.4 PROCESSAMENTO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO	78
3.4.1 Função Densidade Espectral de potência	79
3.4.2 Relação Espectral de Modelos com uma Entrada e uma Saída	81
3.4.3 Função de Coerência	83
4. PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	84
4.1. PROPOSIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	84
4.2. LEVANTAMENTO DE REQUISITOS E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE PRÉ-PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL.....	117

4.2.1	Simulações em Elementos Finitos	117
4.2.2	Simulações Multicorpos	125
4.3	CONSTRUÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL	134
5.	TESTES EXPERIMENTAIS	144
5.1	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	144
5.1.1	Materiais Utilizados	144
5.1.2	Procedimento Experimental	149
5.1.2.1	Experimento 1:	151
5.1.2.2	Experimento 2:	154
5.1.2.3	Experimento 3:	156
5.2	RESULTADOS E ANÁLISE DOS RESULTADOS	157
5.2.1	Experimento 1: Validação do Funcionamento da Bancada Experimental em Diferentes Condições de Ensaio Segundo a NHO 09;	157
5.2.2	Experimento 2: Medição das Acelerações em Diferentes Pontos da Estrutura, com a Montagem da Bancada com Assento tipo Rodoviário	164
5.2.3	Experimento 3: Medição das Acelerações em Diferentes Pontos da Estrutura, com a Montagem da Bancada com Assento tipo Urbano.	171
6.	Conclusões	179
6.1	Trabalhos Futuros	180
	REFERÊNCIAS	182
	APÊNDICES	191
	APÊNDICE A – Desenhos Técnicos	191
	APÊNDICE B - Algoritmo para dimensionamento de molas:	201
	APÊNDICE C - Algoritmo para calculo da densidade espectral de potência de um sinal carregado via arquivo .txt	204

1. INTRODUÇÃO

Historicamente o problema da vibração ocupacional, no ambiente de trabalho, ganhou importância após a primeira Revolução Industrial ocorrida entre os anos de 1780 e 1830 onde houve o advento das indústrias têxteis e siderúrgica. A partir desse momento, a mão de obra fabril passou a aumentar o contato homem-máquina. Neste mesmo período houve a evolução dos meios de transporte de tração animal para o ferroviário e marítimo.

Segundo Stainer (2001), a partir das décadas de 1920 e 1930 com a proliferação de máquinas móveis na indústria e nos meios de transporte, a vibração passou a ser reconhecida como fator ambiental estressante. Sendo que, a partir de 1945 começaram a serem realizados os primeiros estudos sobre o tema.

Hoje em dia, a vibração está presente nas mais diversas atividades como: na construção civil, como ilustrado na Figura 1 (a); nas atividades de extração, principalmente na perfuração de poços artesianos, Figura 1 (b); nos maquinários de exploração florestal, Figura 1 (c); na agricultura com seus tratores Figura 1 (d) e nos meios de transporte em geral.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 1- Atividades que envolvem vibrações: (a) Britadeira. (b) Perfuração de poço artesiano. (c) Extração de madeira. (d) Trator agrícola (Google imagens)

Em algumas atividades industriais o ser humano também experimenta diferentes níveis de vibração gerada pelo contato direto com motores e outros dispositivos de força rotativa, tais como: no desbalanceamento em motores; nas vibrações geradas pelas pás e rotores de turbinas, nas estruturas projetadas para suportar máquinas centrífugas motores, turbinas, bombas e compressores, conforme mostrado na Figura 2.

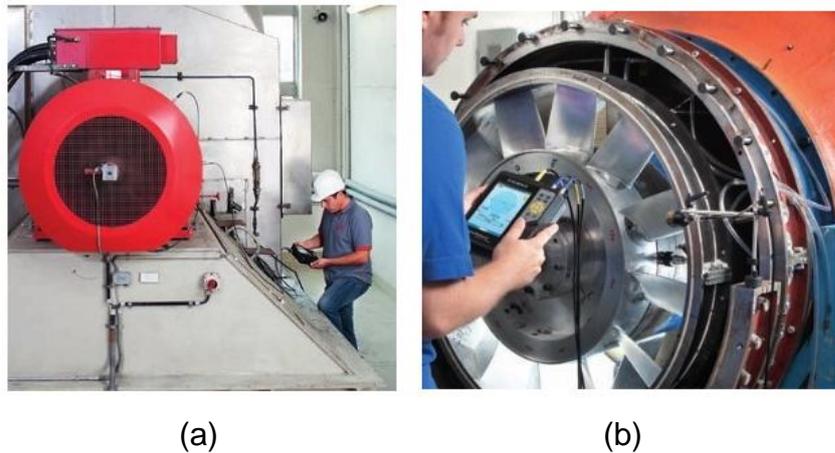


Figura 2 - Análise de vibrações presentes na engenharia: (a) Em rotores. (b) Nas pás de uma turbina. (Fontes: Autores desconhecidos)

Segundo Kardeli (2010), os automóveis são as máquinas mais comuns no cotidiano da maioria das pessoas, cujas quantidades e a frota de veículos vêm crescendo proporcionalmente com o aumento da população. Como a maioria das máquinas, os automóveis também vibram ao funcionar, provocando diferentes efeitos sobre os ocupantes. Tais efeitos como enjoo, dor nas costas e desconforto muscular aparecem principalmente quando os ocupantes estão submetidos a longos períodos de exposição à vibração.

Este períodos prolongados de exposição a vibração, são encontrados principalmente em alguns ambientes de trabalho como ilustra a Figura 3 onde são apresentados alguns exemplos de veículos utilizados no cotidiano e que conseqüentemente transmitem vibração para seu usuário.

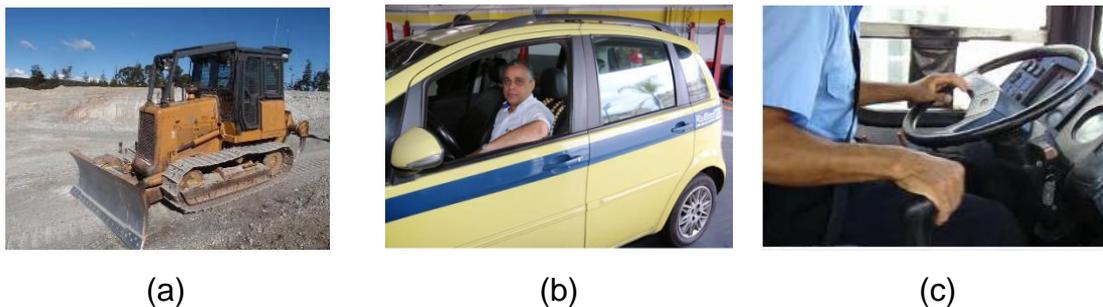


Figura 3 - Veículos submetidos a vibrações: (a) Em tratores de esteira. (b) No assento de motoristas de taxi. (c) Em assentos de motoristas de ônibus. (Google Imagens)

Dessa forma, é comum que a indústria automotiva se preocupe cada vez mais com os aspectos que envolvam vibrações nos veículos, visando atender uma demanda de consumidores com maior nível de exigência e um mercado cada vez mais competitivo. Por isso, fabricantes vêm investindo recursos em pesquisa e desenvolvimento que proporcione soluções em *Noise Vibration Harshness* (NVH) ou Ruído, Vibração e Aspereza. Nos testes envolvendo vibração, os veículos são submetidos a diferentes condições de uso, em diversas frequências, determinando assim os vários modos de vibrações presentes nos mesmos (CRUZ, 2006).

Balbinot (2001) explica que algumas empresas como a Daimler Chrysler Corporation, a General Motors Corporation e a Ford Motor Company têm buscado desenvolver habitáculos veiculares que sejam ao mesmo tempo ergonômicos e que transmitam o mínimo de vibração aos seus ocupantes relacionando o conforto e a saúde em seus produtos.

Dessa forma, a cada ano a indústria automotiva vem se reinventando com o surgimento de novos componentes, materiais, inovações tecnológicas e outras soluções que visem uma melhoria contínua nos níveis de vibrações e ruídos nos veículos (RODRIGUES e EDUARDO, 2010).

Entretanto, para Kardeli (2010) apesar do esforço da indústria em minimizar as vibrações nos veículos, esta é uma característica intrínseca do comportamento dinâmico dos automóveis, e dessa forma sempre haverá algum tipo de vibração atuando sobre os seres humanos que deles fazem uso.

Isto posto, considerando que sempre haverá vibrações em veículos automotores e tendo em mente que um dos principais meios de transmissão destas vibrações se dá pelo assento, motivou-se em elaborar um projeto e

construir uma bancada de testes para realização de ensaios experimentais de vibração de corpo inteiro (VCI) em assentos de condutores, em especial motoristas de ônibus rodoviário e urbano.

1.1. JUSTIFICATIVA E MOTIVAÇÃO

A principal motivação para o desenvolvimento deste trabalho foi a demanda por parte de uma grande empresa de ônibus rodoviário com sua matriz em Brasília, que há cerca de 3 anos solicitou ao Laboratório de Acústica e Vibrações (LabNVH), da Faculdade UnB Gama que realizasse medições de vibrações de corpo inteiro *in situ*, ou seja, nos assentos de motoristas de ônibus para fins de verificar condição de insalubridade ocupacional em alguns de seus veículos. O interesse da empresa se deu principalmente devido ao grande número de notificações de pedido de insalubridade por parte de seus motoristas perante o Ministério do Trabalho e Emprego.

Tendo em vista esta solicitação, um projeto de pesquisa foi desenvolvido no LabNVH com o apoio do CNPq cujo o tema era o estudo das vibrações que acometem motoristas de ônibus rodoviários nas principais vias do Brasil central quando estes estão em suas rotas diárias, sendo as avaliações *in situ*, ou seja, no próprio veículo (NUNES; SILVA, 2015a, 2015b).

Após a conclusão do projeto, em 2015, foi verificado que as medições da transmissão de vibração no ocupante quando realizadas no próprio veículo possuem algumas limitações para determinados estudos.

Por exemplo, ao se estudar os efeitos de diferentes posicionamentos de bancos na transmissão da vibração, verifica-se uma dificuldade na coleta de dados visto que cada motorista já possui uma configuração de assento pré-determinada.

Outro exemplo ocorre a partir da necessidade de se estudar diferentes tipos de bancos. Em uma frota de veículos, esta análise ficaria impossibilitada visto que, a maioria dos veículos de uma frota possui a mesma marca e modelo de banco em todos os veículos.

Por fim, o último exemplo ocorre quando se objetiva estudar diferentes perfis de pista. Em um ônibus real normalmente seu trajeto utiliza sempre a mesma rota não permitindo grandes alterações na excitação de entrada do sistema.

Em todos os exemplos citados no parágrafo acima, é possível notar que se tais medições fossem realizadas em um ambiente controlado de laboratório com o auxílio de uma bancada de testes, tais estudos seriam extremamente facilitados.

Além disso, o projeto de construção de uma bancada de testes para estudo de Vibração de Corpo Inteiro (VCI) em assentos de ônibus rodoviário corresponde a alternativa mais viável se comparado com a aquisição de uma bancada comercial, como ilustrada na Figura 4.



Figura 4 - Exemplo de bancada comercial de vibração de corpo inteiro para assentos automotivos. (MB Dynamics).

1.2. OBJETIVO GERAL

Esta dissertação tem como objetivo geral o projeto e a construção de uma bancada experimental para estudo de vibração de corpo inteiro em assentos de ônibus rodoviário e urbano, que seja capaz de alcançar os níveis

de aceleração abordados pela norma normativa brasileira vigente, e que seja viável economicamente.

1.2.1 Objetivos Específicos

Este trabalho possui como objetivos específicos:

- Revisar trabalhos que abordem medições de vibrações de corpo inteiro e utilização de bancadas experimentais, a fim de levantar ideias para a proposição de uma bancada experimental;
- Desenvolvimento de um projeto em CAD da bancada e avaliação estrutural da mesma mediante métodos de elementos finitos utilizando o software *CatiaV5R19*®;
- Desenvolvimento de um modelo simplificado multicorpos utilizando o software *Adams View*® a fim de caracterizar a faixa de frequência que leva a bancada a atingir os níveis de aceleração considerados críticos pela norma brasileira;
- Construção de uma bancada experimental;
- Caracterização das condições de funcionamento da bancada que forneçam acelerações acima das estipuladas pela NHO 09;
- Avaliar as acelerações transmitidas pela bancada a dois tipos de bancos de motoristas de ônibus (rodoviário e urbano);
- Estudo da influência do ocupante nos níveis de aceleração medidos no assento.

1.3. METODOLOGIA PROPOSTA

Para atingir os objetivos descritos acima, a dissertação transcorreu segundo o fluxograma de atividades apresentado na Figura 5. O trabalho se iniciou com a realização de uma ampla revisão bibliográfica sobre o tema medição de vibração de corpo inteiro em veículos e em bancadas experimentais.

A partir destas referências começaram a ser cogitadas possíveis configurações de bancadas, com diferentes dispositivos de excitação (pneumático, hidráulico, eletrodinâmico) em diversas disposições estruturais. Mediante análise de material, equipamento e verba disponível foi concebida uma proposta de bancada experimental..

Da bancada proposta foram levantados alguns requisitos construtivos da bancada a partir de onde se sentiu a necessidade de realizar medições das dimensões reais em ônibus existentes no mercado, dessa forma, puderam ser dimensionados os primeiros elementos da bancada, como a superfície da plataforma de ensaios e algumas estruturas auxiliares como os pedais e volante.

A partir dos materiais encontrados no mercado e no dimensionamento dos demais elementos estruturais como chapa, molas, tubos, buchas e perfis foi possível reproduzir tal bancada em CAD através do *software* CAD/CAE *Catia V5R19*®.

Ainda utilizando este software foi possível avaliar o comportamento estrutural da bancada mediante carregamentos estáticos e dinâmicos, investigando também as frequências naturais da estrutura mediante uma análise modal.

Em paralelo utilizando os parâmetros de massa, rigidez e amortecimento determinados previamente, foi elaborado um modelo multicorpos de 2 graus de liberdade, desenvolvido no software *Adams View*®, que permitiu verificar se as acelerações obtidas com a bancada seriam suficientemente altas para atingir os níveis de vibração previstos como prejudiciais pela normativa NHO 09.

Da análise das simulações numéricas foram definidos os parâmetros físicos de projeto da bancada e partiu-se para compra de materiais e construção da mesma.

A partir deste ponto, 3 testes experimentais foram conduzidos com a bancada devidamente instrumentada.

O primeiro se baseou em realizar medições de VCI segundo as especificações da NHO 09, com tais resultados foi possível caracterizar as condições de funcionamento da bancada para o atendimento quanto às condições da normativa. O segundo e terceiro ensaio se basearam em medir

as vibrações na bancada, no shaker e na plataforma utilizando respectivamente um banco rodoviário e um banco urbano. Tais experimentos permitiram avaliar as acelerações nos dois tipos de assentos e estudar a influência dos ocupantes nas medições de acelerações efetuadas.

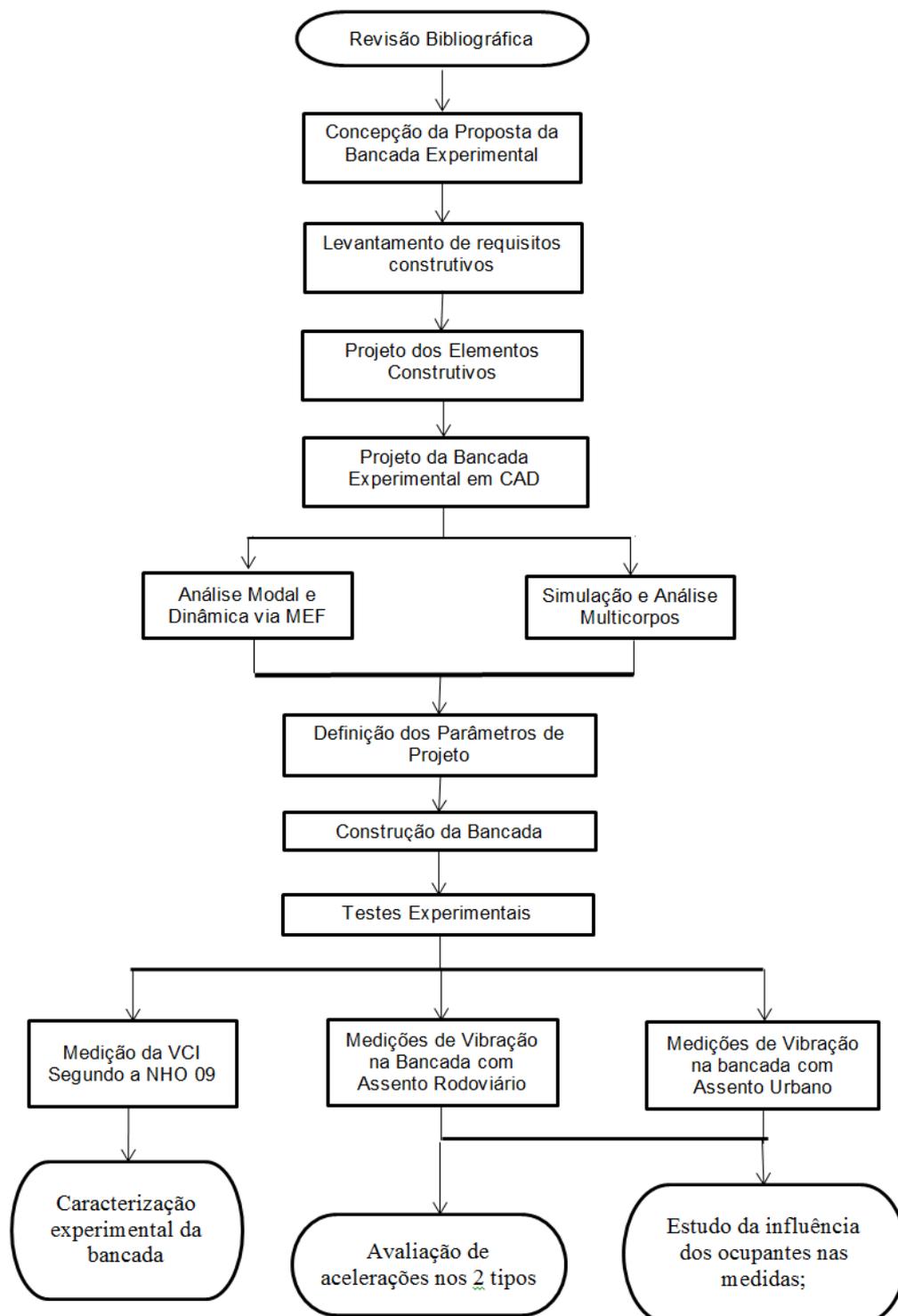


Figura 5 – Fluxograma de atividades desenvolvidas.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TEXTO

Esta dissertação foi dividida em seis capítulos fundamentais:

- Capítulo 1: Apresenta uma breve descrição sobre vibrações no cotidiano e na indústria, mostrando exemplos, ressaltando sua importância e como a mesma é vista pela indústria automotiva, destacando ainda a justificativa, os objetivos e metodologia do trabalho;
- Capítulo 2: Traz uma revisão bibliográfica sobre os principais trabalhos que abordaram medições de VCI em veículos, os principais trabalhos que desenvolveram bancadas experimentais também voltadas para análise de VCI, além de abordar brevemente as normativas existentes sobre este tipo de vibração;
- Capítulo 3: Aborda os principais aspectos teóricos sobre a teoria de vibrações mecânicas, definindo alguns conceitos importantes como: densidade espectral de potência, função resposta em frequência, função coerência, vibração de corpo inteiro, explicando principalmente a forma de avaliação de VCI segundo a Norma de Higiene Ocupacional 09, aborda as estratégias de como realizar medições de vibração e alguns dos equipamentos mais utilizados para experimentos desta área;
- Capítulo 4: Apresenta toda a etapa de projeto da bancada desde o levantamento de requisitos, passando pelo projeto de elementos construtivos, simulações numéricas, até sua construção final;
- Capítulo 5: Apresenta a metodologia experimental, seguida dos principais resultados obtidos com suas respectivas análises;
- Capítulo 6: Após a análise dos resultados no capítulo 5, são apresentadas as considerações finais e a proposta de trabalhos futuros;
- Referencias Bibliográfica e Apêndice.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo a seguir, apresenta cronologicamente as referências bibliográficas utilizadas para a concepção da bancada proposta neste trabalho, bem como as principais normativas que regem o tema de estudo.

Este capítulo se divide da seguinte forma: primeiramente são apresentados estudos de vibração de corpo inteiro realizados *in situ*, ou seja, no próprio veículo durante sua condição de uso.

Com a bibliografia apresentada neste item, foi possível identificar os principais parâmetros e características a serem considerados no estudo em questão quando se trata do sistema “assento/motorista”.

Posteriormente são apresentados estudos desenvolvidos sobre bancadas experimentais de análise de vibração de corpo inteiro. Neste tópico, a revisão bibliográfica apresentada possibilitou extrair ideias para contemplar e projetar a bancada mediante análise das vantagens e desvantagens das diversas bancadas apresentadas na pesquisa.

Por fim, são apresentadas as principais normativas que abordam o tema vibração de corpo inteiro, uma vez que tais normas regulamentam a forma de como devem ser realizadas as medições de vibração e estabelecem critérios de avaliação da mesma.

2.1. VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO EM VEÍCULOS AUTOMOTORES

Pelo fato do tema saúde ocupacional ser um assunto relevante mediante o cotidiano atual, e dentro do contexto da saúde pública, Balbinot (2002) estudou o impacto das vibrações no corpo humano durante uma jornada de trabalho do motorista, dentro de veículos para transporte coletivo. Dessa forma, foi realizado um estudo para caracterizar a transmissibilidade dos assentos e os níveis de vibração a que estão sujeitos os motoristas de ônibus de uma empresa de transporte público da cidade de Porto Alegre.

O conjunto amostral era composto por dois motoristas e sete modelos de ônibus, que realizavam uma rota comercial de 18 Km em vias compostas ora por asfalto, ora por paralelepípedos.

Para medir os níveis de vibração no assento e em sua base foram utilizados respectivamente um micro-acelerômetro uniaxial, um acelerômetro triaxial, e para a aquisição de dados foram utilizados um computador com placa conversora analógica interna e o programa HPVee. A Figura 6 ilustra a disposição dos acelerômetros.

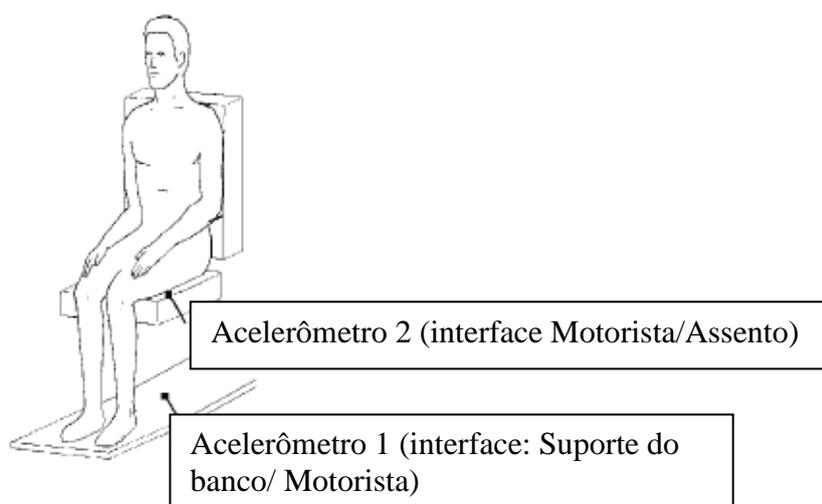


Figura 6 – Disposição dos acelerômetros utilizados (BALBINOT, 2002)

Os resultados obtidos por Balbinot (2002) foram comparados com os estabelecidos pela ISO 2631-1:1997. Onde foi possível concluir que independentemente do tipo de piso, jornadas de trabalho de 8 horas de exposição apresentavam índices superiores aos definidos em norma, enquanto que jornadas de 4 horas apresentavam níveis aceitáveis. Além disso, Balbinot (2002) apresentou a curva de transmissibilidade, entre o banco e o piso do modelo do veículo F196, onde foi possível observar que nas faixas de frequências de 4 a 10 Hz o assento não atenuou as vibrações.

Melo (2006) desenvolveu um estudo de vibração de corpo inteiro investigando a influência de três perfis de pavimento (asfalto novo, asfalto irregular e paralelepípedo), em dez modelos de ônibus (com comprimento, ano e peso diferentes), conduzidos por motoristas com altura, idade, peso e anos de serviço variados. Além disso, foi analisada a transmissibilidade entre banco e assoalho a fim de verificar a eficácia do assento para as diferentes

combinações de variáveis citadas acima. As medições de vibração foram realizadas no banco e no assoalho do veículo próximo ao banco, utilizando como referência a norma ISO 2631-1 (1997).

Para medição de vibração nos assentos foi utilizado um acelerômetro triaxial do tipo seatpad, para coleta de vibração no piso foi utilizado um acelerômetro triaxial e para o registro e análise recorreu-se a um analisador de frequências de dois canais. A Figura 7 ilustra os acelerômetros utilizados por Melo (2006).

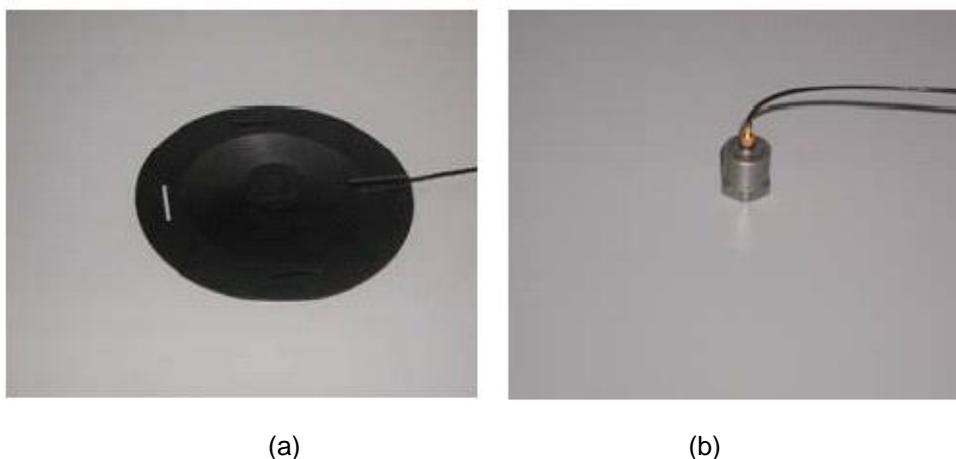


Figura 7 - Instrumentação utilizada por Melo (2006): (a) Acelerômetro triaxial tipo seatpad . (b) Acelerômetro triaxial . (MELO, 2006)

Em seu trabalho, Melo (2006) constatou que a maior parte dos condutores de ônibus urbanos estão expostos a níveis de vibração que exigem ações de controle em alguns casos ultrapassando os limites de exposição.

Melo (2006) comprovou ainda que os níveis de vibrações são mais intensos em perfis de pista mais acidentados como o de paralelepípedos e em veículos de modelos mais leves, menores e mais antigos. No quesito de transmissibilidade vertical o autor avaliou que entre 0,5 e 6 Hz ocorre uma tendência de amplificação da vibração do piso para o banco, colocando em risco o condutor. Por fim, o autor concluiu que as vibrações de corpo inteiro em automóveis podem ser minimizadas pela seleção mais rigorosa do veículo e controlando algumas condições de operação como a alteração das vias de circulação para de melhores pavimentos.

Franchini (2007) por sua vez, investigou os níveis de vibrações verticais nos assentos de um trator agrícola, conforme ilustrado na Figura 8, onde foram

verificadas as faixas de frequência de maior influência na vibração vertical. Dentre os parâmetros estudados estão a combinação entre três pressões de insuflagem dos pneus (179, 138 e 96 KPa), com duas velocidades de deslocamentos durante o funcionamento do veículo (4,5 e 7 Km/h). Além disso, foi determinada a transmissibilidade entre o suporte do assento e a interface entre o operador e o assento, realizando em seguida uma comparação dos resultados encontrados com os valores exigidos pela norma ISO 2631 (1997).



Figura 8 - Trator agrícola ensaiado (FRANCHINI, 2007).

Os acelerômetros utilizados na base do assento e no assento eram do tipo capacitivo conforme apresentado nas Figura 9(a) e Figura 9(b).



Figura 9 - (a) Acelerômetro usado no assento. (b) Acelerômetro usado na base do assento (FRANCHINI, 2007).

Franchini (2007) observou que a 4,5 Km/h o condutor do trator esteve com seus níveis de aceleração dentro dos limites estipulados pela norma ISO 2631:1997, durante 4 e 8 horas de exposição. Entretanto a 7 Km/h tais valores

ultrapassaram os limites previstos principalmente nas faixa de frequência de 4 a 8 Hz.

Os resultados obtidos pelo autor evidenciam que na pressão mais baixa (96 Kpa), independentemente da velocidade registrada, o ocupante sentirá desconforto. Isso mostra a importância da calibração correta dos pneus para tais veículos.

Em Kardeli (2010) foi determinado o grau de conforto em motoristas de veículos de passeio utilizando o parâmetro de aceleração rms em relação à vibração transmitida aos mesmos. Além disso, Kardeli (2010) avaliou ainda a exposição à vibração para motoristas durante uma jornada de trabalho de oito horas.

No caso foram analisados quatro modelos de veículos (Gol, Palio, Sandero e Fiesta) todos com motorização 1.0, Figura 10, em diferentes tipos de pavimento (asfaltado e com paralelepípedos), nas velocidades de (0, 30 e 60 km/h) e aquisição de acelerações em algumas partes do veículo.



Figura 10 - Veículos usados nas medições. (KARDELI, 2010)

Os dados foram coletados utilizando um *seatpad* modelo 070-030 S/N 646 localizado no assento e no encosto e dois tipos de acelerômetros triaxiais um específico para medições realizadas no segmento mão-braço modelo 3023A2 e um posicionado no volante de modelo S/N 4147, conforme Figura 11.



Figura 11 - Posicionamento dos sensores. (KARDELI, 2010)

Do estudo realizado Kardeli (2010) visualizou que o Gol obteve melhor desempenho nas condições parado e em piso de paralelepípedos, enquanto que o Fiesta melhor desempenho em pista asfaltada. Kardeli (2010) concluiu também que as maiores acelerações foram identificadas no volante do veículo independentemente do tipo de via. Por sua vez, as vias compostas por paralelepípedos foram registradas acelerações superiores em relação a vias asfaltadas. Por fim, os trajetos realizados em velocidades mais elevadas foram os que apresentaram os maiores índices de acelerações independente do tipo de pavimento.

Em Figueiredo *et al.* (2016) foi avaliada a condição de exposição a vibração de corpo inteiro de motoristas, cobradores e duas posições de passageiros utilizando como base de referência a ISO 2631-1(1997).

Dessa forma o experimento foi realizado utilizando um veículo da marca Mercedes Benz (Modelo OF1435) com carroceria Apache, ano de fabricação 2011. A amostra foi composta por: um motorista do sexo masculino, 29 anos, 72 kg, 1,74 m; um cobrador do sexo masculino, 28 anos, 88 kg, 1,70 m e um passageiro do sexo feminino, 41 anos, 59 kg, 1,64 m, que ocupou a princípio o primeiro assento para passageiros e em outra medição, ocupou um assento no centro do veículo.

A Tabela 1 apresenta os valores médios dos resultados de acelerações obtidas durante o trajeto nas 4 posições de ocupantes consideradas no estudo.

Tabela 1 - Valores médios das magnitudes de exposição à VCI para motorista, cobrador e passageiro (FIGUEIREDO et al., 2016)

Magnitudes de VCI	Condutor		Passageiro	
	Cobrador	Motorista	Assento Frontal	Assento Central
$A_{eq}(x) - m/s^2$	0,34	0,33	0,32	0,33
$A_{eq}(y) - m/s^2$	0,45	0,32	0,35	0,29
$A_{eq}(z) - m/s^{1,75}$	0,74	0,64	0,56	0,83
$VDV_x - m/s^{1,75}$	2,37	2,74	3,65	2,97
$VDV_y - m/s^{1,75}$	4	2,58	4,12	2,47
$VDV_z - m/s^{1,75}$	6,3	7,26	5,06	7,21

Como resultado Figueiredo *et al.* (2016) constataram que para o veículo em questão as vibrações exercidas sobre o motorista e cobrador estão acima dos valores indicados pela norma ISO 2631 (1997). Já do ponto de vista do passageiro a exposição por ser mais curta, foi classificada apenas como pouco confortável.

É possível perceber ainda, uma tendência dos autores em realizar medições principalmente no banco do motorista e em sua base, visto que dessa forma é possível realizar uma análise da transmissibilidade de vibração ao longo do respectivo assento. Foi verificado ainda nos trabalhos apresentados que normalmente é dada maior ênfase ao assento do motorista pelo fato de ser a posição do veículo que sempre possuirá um ocupante, sendo que o pior caso de utilização ocorre normalmente em situações de exposição ocupacional onde o tempo de exposição costuma ser mais elevado influenciando de forma significativa os resultados.

Com relação aos instrumentos de medição é possível notar a utilização de medidores de vibração de corpo inteiro acompanhado de *seatpad* e outros acelerômetros para a realização da coleta de dados, e a utilização principalmente da ISO 2631(1997) para a orientação da montagem experimental e comparação dos resultados.

Pesquisas deste tipo justificam a necessidade de estudos de vibração aplicada em saúde e conforto sobre seres humanos devido à importância dos efeitos que as vibrações podem causar no ser humano, principalmente quando submetidos a atividades de maior duração.

2.2 VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO EM BANCADAS EXPERIMENTAIS

As bancadas de teste são uma das muitas formas encontradas pelos pesquisadores da área de vibração e conforto para simular o comportamento de pessoas, assentos e suas ancoragens mediante a vibração proporcionada pela simulação do veículo em funcionamento. Alguns dos principais trabalhos encontrados na pesquisa realizada são citados a seguir.

Balbinot (2001) e Anflor (2003) construíram e utilizaram a bancada experimental apresentada na Figura 12, e seguindo os critérios de medição de vibração de corpo inteiro estabelecidos na norma ISO 2631(1997). Tal bancada era composta por uma placa metálica de 0,5 cm de espessura, 50 cm de largura e 50 cm de comprimento, apoiada em uma de suas extremidades por duas molas de Chevette sendo o lado oposto fixado sobre um suporte fixo, conforme Figura 12 (a). Um eixo de 18 mm de diâmetro apoiado por mancais se conecta a um motor via correia não dentada de 80 mm de diâmetro. O motor possui 220 V, 1,9 A, 1670 RPM com uma polia de 14 cm de diâmetro. Por fim um disco excêntrico de espessura de 1,5 cm e diâmetro de 10 cm se fixa as polias-motoras, conforme ilustra a Figura 12 (b).

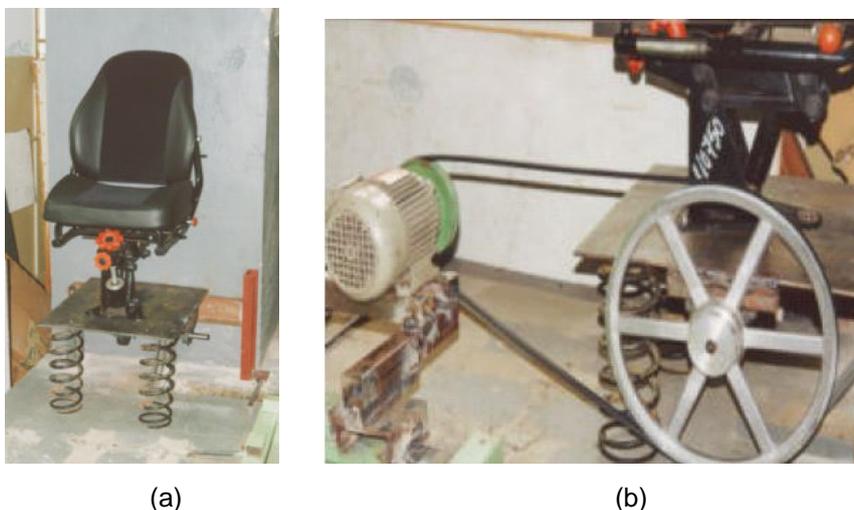


Figura 12 – (a) Bancada vibratória. (b) Sistema de excitação da bancada experimental (BALBINOT, 2001 e ANFLOR, 2003).

O trabalho desenvolvido por Balbinot (2001) buscou verificar o comportamento dinâmico de dois tipos de bancos, um deles utilizados em ônibus urbanos, Figura 13 (a), e o segundo aplicado em colheitadeiras, Figura 13 (b), que segundo o autor seriam os principais bancos utilizados em veículos submetidos a vibrações ocupacionais.

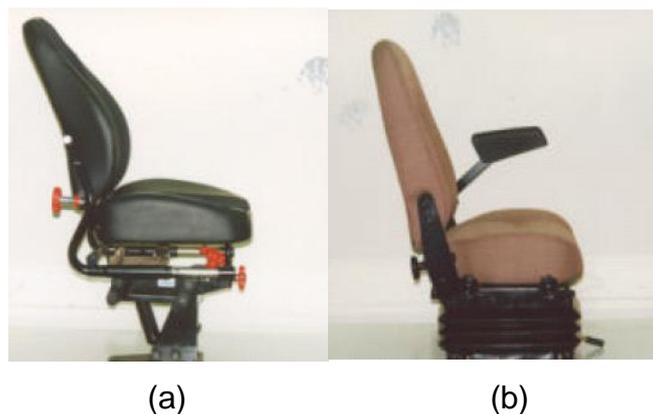


Figura 13 - (a) Banco Grammer utilizado nos ônibus urbanos da Carries. Figura 13(b). Banco Grammer utilizado em colheitadeiras da SLC. (BALBINOT, 2001).

Dessa forma, os ensaios foram conduzidos, utilizando os bancos da Figura 13, e submetendo uma pessoa a vibração senoidal que variou em 4 frequências de excitação (9, 11, 13 e 15 Hz) e duas angulações de encosto (90° e 120°). A razão pela escolha destas frequências de excitação se deve ao fato das mesmas serem dependentes do diâmetro das polias utilizadas no eixo na bancada experimental, conforme demonstra a Tabela 2.

Tabela 2. Frequências de excitação em função das polias utilizadas. (BALBINOT, 2001).

Polia usada (mm)	Polia Motor (mm)	Frequência de excitação em (Hz)
400	140	9
350	140	11
300	140	13
250	140	15

A bancada foi instrumentada com acelerômetros, uma fonte condicionadora e filtros. Para a aquisição de dados foram utilizadas uma placa conversora e um computador compatível com a família IBMPC além de um programa de aquisição de dados.

De seus resultados, Balbinot (2001) concluiu que em determinadas frequências o banco da colheitadeira possui transmissibilidade média superior aos bancos de ônibus, se mostrando menos eficaz na atenuação de vibrações.

Quanto à angulação do encosto do assento foi verificado que a inclinação de 120° fornece transmissibilidade média superior em algumas das frequências analisadas em relação a inclinação de 90°. Este fato surpreendeu o autor pois diversas literaturas recomendavam 120° como o ângulo que menos pressiona a vertebra dorsal L3.

Por sua vez, Anflor (2003) utilizou a mesma bancada de testes de Balbinot (2001), Figura 12, exceto pelo fato de que Anflor (2003) trabalha com polias de diâmetros diferentes que fornecem frequências de excitação distintas, conforme ilustrado na Tabela 3.

Tabela 3. Frequências de excitação em função das polias utilizadas: (ANFLOR, 2003).

Polia usada (mm)	Polia Motor (mm)	Frequência de excitação em (Hz)
400	140	10,2
350	140	11,2
250	140	16,1
200	140	20,3

Dessa forma, a autora desenvolveu um modelo numérico com quatro graus de liberdade representativo do sistema banco motorista, além disso, realizou medições da transmissibilidade da vibração no corpo humano na posição sentada simulando a posição de condução de motoristas de ônibus.

Foram realizadas medições em cinco indivíduos (3 homens e 2 mulheres) dos níveis de vibração no assento, na pélvis, no ombro e na cabeça, Figura 14, através de quatro micro-acelerômetros uni-axiais, enquanto que no assoalho foi utilizado um acelerômetro uniaxial, um computador com placa conversora analógica digital e para a aquisição de dados tanto dos níveis de vibração quanto da avaliação das transmissibilidades foram utilizados programas desenvolvidos na plataforma gráfica HPVee.



Figura 14 - Instrumentação por meio de acelerômetros e micro-accelerômetros. (ANFLOR, 2003).

Dentre os resultados obtidos pela autora estão:

- Transmissibilidade assento/piso: nas frequências entre 10,2 e 16,1 ocorre ampliação da vibração e para a frequência de 20,3 um início de atenuação;
- Transmissibilidade assento/ pélvis: as frequências de 10,2 e 11,6 ocorrem ampliação da vibração e para as frequências de 16,1 e 20,3 ocorre atenuação;
- Transmissibilidade assento/ombro e assento/cabeça: ocorre atenuação para praticamente todos os indivíduos.

O sistema apresentado nas bancadas de Balbinot (2001) e Anflor (2003), apesar de possuir uma estrutura simples e ser economicamente viável, construtivamente possui um sistema de acionamento que faz uso de um motor elétrico, cujo único inconveniente está no fato das simulações não serem realizadas em uma faixa de frequências, e sim em 4 frequências discretas. Os autores de ambos os trabalhos citam o desejo de se melhorar a bancada para trabalhar até 30 Hz.

Pereira (2005) tinha como o objetivo estudar a influência da vibração no conforto humano gerando curvas que representassem o limiar de percepção humana submetido a vibrações em ambientes de trabalho residenciais. Para isto, foi utilizada uma bancada experimental de vibração vertical cujos resultados foram comparados principalmente com a norma ISO 2631/2(1989) que trata dos níveis de vibrações aceitáveis em edificações.

A bancada experimental era composta por um *shaker eletrodinâmico*, uma chapa de aço de (700x1000x6,3) mm apoiada sobre quatro molas cujas características estão descritas na Tabela 4, e uma cadeira de estrutura metálica com encosto e assentos de madeira, conforme ilustra a Figura 15.

Tabela 4. Características das molas utilizadas na montagem experimental (PEREIRA, 2005).

Definição	Material	Diâmetro do Fio (mm)	Diâmetro externo (mm)	Altura (cm)	Passo (cm)
Molas de Compressão	Aço Inox	6,3	8	32	2,4



Figura 15 - Bancada Experimental. (PEREIRA, 2005)

Em relação aos equipamentos a bancada era composta por um gerador de funções, Figura 16 (a), que fornece um sinal senoidal a um amplificador de sinais, Figura 16 (b), que permite ajustar a magnitude da vibração transmitindo tal sinal a um excitador eletromagnético, Figura 16 (c), localizado no centro geométrico da placa fornecendo à mesma o movimento vertical requerido pela bancada.

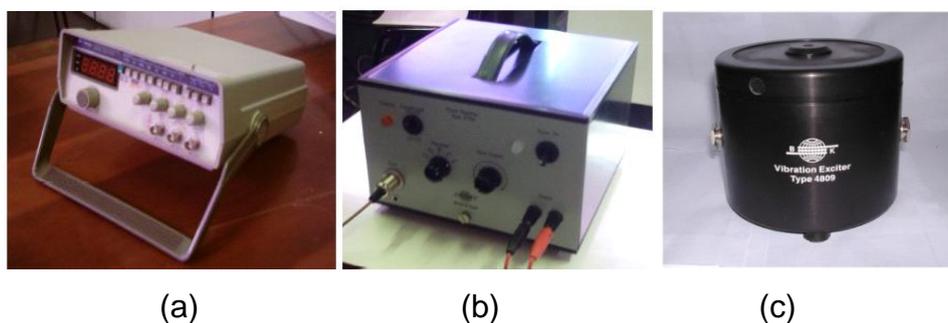


Figura 16 - Instrumentação: (a) Gerador de funções; (b) Amplificador de sinal; (c) excitador eletromagnético. (PEREIRA, 2005)

A bancada utilizada por Pereira (2005) foi instrumentada por dois acelerômetros, sendo o primeiro posicionado na parte superior da bancada e o

segundo na parte inferior do assento. Tais acelerômetros transmitem os dados a um sistema de aquisição conectado a um micro computador onde os resultados puderam ser analisados.

Com esse aparato experimental foram utilizados 30 voluntários, sendo 15 homens e 15 mulheres nas posições em pé e sentado, submetidos a vibrações senoidais nas frequências de 12, 16, 20, 25, 32, 40, 50, 63 e 80 Hz, em 4 tipos de experimentos realizados variando a postura (em pé e sentado).

No primeiro experimento foi determinada a transmissibilidade da montagem experimental (banco / plataforma), onde o autor verificou uma atenuação da vibração da placa para a cadeira em todas as frequências analisadas.

No segundo experimento foi determinado o limite de percepção à vibração, onde cada indivíduo submetido ao teste respondeu qual o limite mínimo de vibração foi possível detectar, dessa forma foi observado que a sensibilidade à vibração se reduz com o aumento da frequência.

No terceiro experimento foi determinado o intervalo de incerteza das respostas para o limite de percepção à vibração, onde foi traçada uma curva de limite de percepção a vibração e comparada com a curva básica apresentada na ISO 2631-2(1989) onde foi constatada uma boa correlação entre os resultados.

Por fim, o quarto experimento determinou os limites de vibração que as pessoas consideram como desconfortável em um ambiente predial e sua relação com o limite de percepção, onde o autor concluiu que a razão entre conforto e percepção tende a aumentar com a frequência tanto para posturas em pé como sentadas.

De forma semelhante a Pereira (2005), Duarte *et al.* (2006) realizaram um estudo avaliando os níveis de conforto obtidos para a vibração humana de corpo inteiro, tanto para o limiar de percepção individual, quanto para a vibração máxima aceitável em ambientes de trabalho prediais, levando em consideração a influência da idade, sexo, índice de massa corpórea (IMC) e visão.

Para isso, foi desenvolvida uma bancada semelhante à apresentada no trabalho de Pereira (2005), contudo, com características construtivas diferentes.

Sua bancada possuía uma chapa metálica um pouco menor de (660x950x3 mm), suportada por quatro molas de compressão um pouco mais delgadas com 15 cm de diâmetro externo, 5 mm de diâmetro de fio e uma cadeira de estrutura metálica com encosto e assento de madeira.

As respostas foram medidas por um acelerômetro no centro geométrico da placa. Um excitador magnético foi usado para fornecer a excitação senoidal gerada pelo analisador HP 35670A. Um amplificador fornece a amplificação do sinal enviado para o excitador. A Figura 17 mostra uma vista do conjunto experimental empregado.



Figura 17 - Bancada vibratória aplicada a vibrações residenciais. (DUARTE et al., 2006).

Devido a limitações do excitador eletrodinâmico foram trabalhadas oito frequências: 16; 20; 25; 31,5; 40; 50; 63 e 80 Hz sobre vibração senoidal na direção vertical (eixo z). Cada um dos 20 voluntários respondeu ao estímulo de acordo com as seguintes condições:

- Caso (A) - Menor magnitude de vibração sentida pelo voluntário (limiar de percepção);
- Caso (B) - Menor magnitude de vibração que o voluntário julga como inaceitável (limite máximo de vibração aceitável).

Duarte *et al.* (2006) observaram que, independentemente dos parâmetros avaliados, em frequências mais baixas foram encontradas acelerações menores e em frequências mais altas acelerações maiores. Os autores visualizaram também que os voluntários são mais sensíveis a frequências inferiores.

Dentre os parâmetros estudados por Duarte *et al.* (2006) a visão mostrou ser o parâmetro mais sensível para os voluntários submetidos a vibração em ambos os casos de estudo. O grupo etário foi menos sensível à vibração para o caso A (níveis de limiar) e o grupo de voluntários com maior IMC foi menos sensível à vibração para o caso B (níveis de vibração máximos aceitáveis).

Das bancadas propostas por Pereira (2005) e Duarte *et al.* (2006) percebeu-se que ambas são bem simples do ponto de vista construtivo e trabalham entre 12 e 80 Hz, uma faixa de frequência próxima da especificada pela norma ISO 2631 (1997).

A única ressalva que se pode fazer sobre tais bancadas seriam o fato de as mesmas serem aplicadas a assentos comuns de 4 apoios, ou seja, cadeiras utilizadas em residências, ambientes de trabalho e estudos. Dessa forma, algumas adequações devem ser feitas para o caso de construção de uma bancada nos mesmos moldes das citadas acima entretanto com aplicação voltada para ensaios em assentos automotivos.

Becker (2006) desenvolveu um aparato de baixo custo que possibilitou a medição de parâmetros do comportamento dinâmico em pessoas submetidas à vibração de corpo inteiro. Dentre estes parâmetros estão a transmissibilidade do corpo humano, a massa aparente, a impedância mecânica e a potência absorvida.

Para isso foi construída uma mesa vibratória para os experimentos em seres humanos, a Figura 18 ilustra o aparato desenvolvido.

Sua bancada possuía como principais características um acionamento automático pneumático capaz de produzir vibração vertical utilizando uma faixa de frequência de 1 a 20 Hz, com sistema de excitação aleatória com aceleração máxima de 1,5 e 2 m/s^2 RMS e uma amplitude máxima da ordem de 100 mm pico a pico.

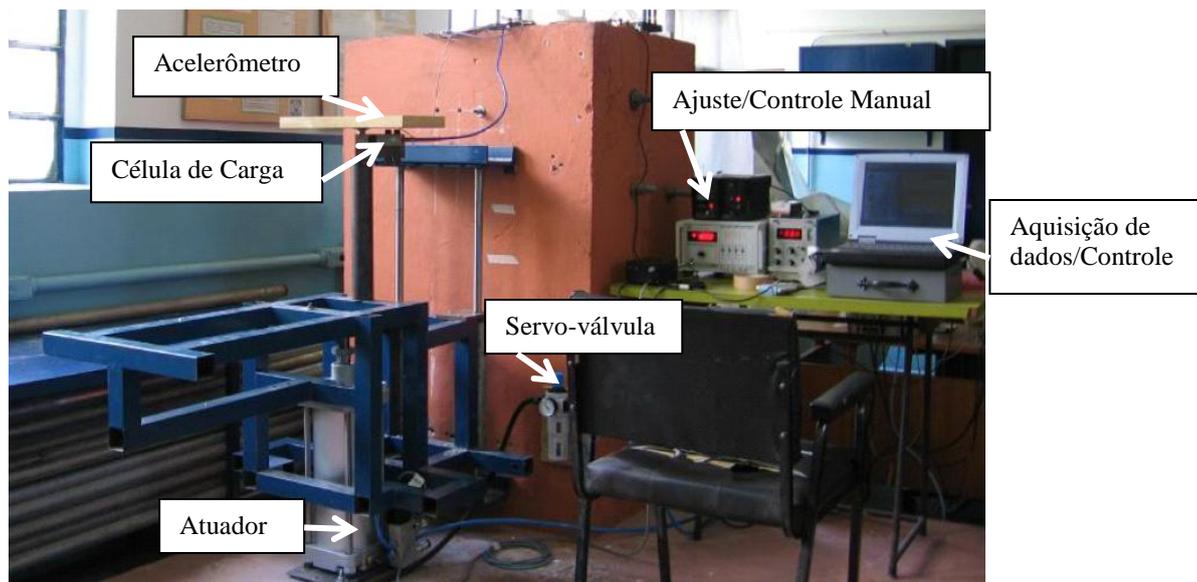


Figura 18 - Sistema de mesa vibratória e sistema de aquisição de dados. (BECKER, 2006).

Construtivamente a bancada é acionada por um cilindro pneumático de dupla ação, associado a uma servoválvula controladora de vazão proporcional 5/3 vias que fornece uma vazão proporcional a uma tensão elétrica. Tal válvula era controlada via sinal digital gerado no computador e convertido por um conversor D/A (Digital/Analogico) em um sinal elétrico analógico, conforme ilustrado pela Figura 18. Todo o sistema é suprido por um compressor ligado a um reservatório de ar através de uma válvula reguladora que garante a pressão nas linhas pneumáticas conforme mostrado na Figura 18.

A aquisição de dados no assento foi realizada por um acelerômetro ligado a um condicionador de sinal, por sua vez, a aceleração coletada na cabeça dos voluntários foi obtida por meio de microacelerômetros. Para a aquisição dos dados coletados foi utilizada uma placa de aquisição com duas saídas analógicas que convertem os sinais digitais em tensão. A Figura 19 mostra alguns dos equipamentos citados acima.



Figura 19 - Instrumentos de coleta de dados de aceleração. (BECKER, 2006).

O experimento desenvolvido por Becker (2006) foi realizado com 12 homens sendo 6 da comunidade universitária e 6 motoristas profissionais onde foram coletados os dados de força no assento e aceleração no assento e na cabeça da pessoa. Além disso, para cada indivíduo foram realizadas medições nas posturas: sentada ereta e sentada relaxada, conforme a Figura 20.



Figura 20 - Posicionamento dos voluntários durante a medição. (a) Ereto, (b) (Relaxada). (BECKER, 2006).

Em seu trabalho, Becker (2006) verificou que existem diferenças significativas nos resultados de transmissibilidades apresentados para o grupo de motoristas profissionais e o grupo da comunidade universitária. Sendo que a postura (relaxado/ereto) influenciou muito pouco na transmissibilidade assento/cabeça dos motoristas profissionais. Observa-se ainda que a primeira frequência natural de sua bancada gira em torno de 3 a 4 Hz, o que provavelmente influenciou na amplificação de vibração que ocorreu nas frequências de 2 a 6 Hz.

Construtivamente, a bancada de Becker possui uma estrutura bastante simples sendo, segundo o autor, economicamente viável e extremamente funcional para a análise do comportamento humano submetido à vibração. Além disso, esta bancada utiliza-se de um atuador pneumático, que possui um baixo custo construtivo, e possibilita trabalhar com amplitudes mais altas e frequências mais baixas.

Em Packer (2008) foi desenvolvida uma bancada experimental visando estudar a influência da vibração no desempenho de tarefas executadas pelos

pilotos no interior das aeronaves simulando uma situação de falha de um dos motores o que provocaria a vibração de toda a estrutura.

A bancada é composta por um assento de piloto fixado em trilhos, um teclado representativo de uma aeronave, um monitor de LCD, um controlador manual, um botão de emergência para que o participante do teste possa abortar a simulação e um atuador hidráulico (MTS247), conforme mostrado nas Figura 21 (a) e (b).

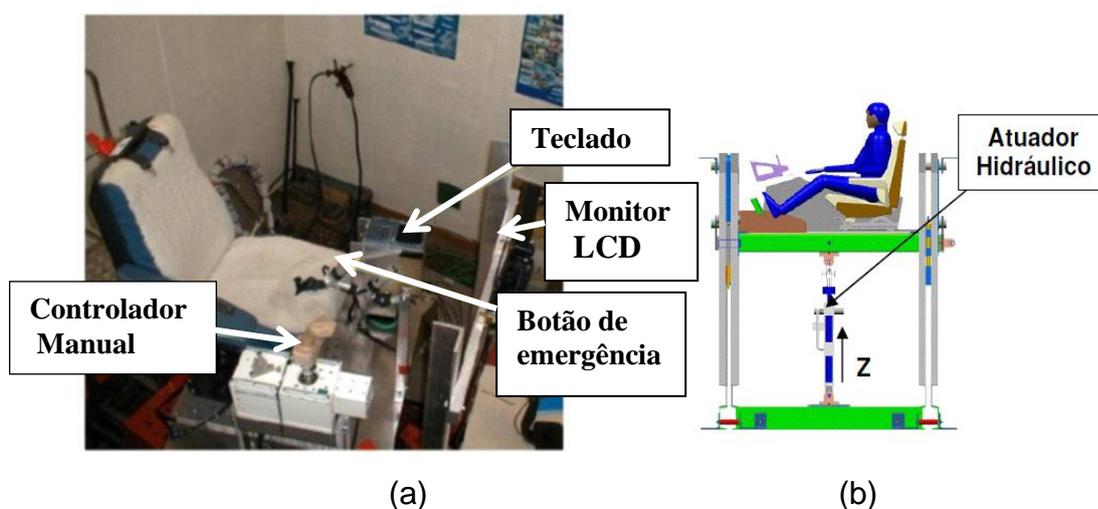


Figura 21 (a). Bancada Experimental de Aeronave. (b) Diagrama da Bancada Experimental de aeronave. (PACKER 2008)

A bancada foi instrumentada com um analisador; um acelerômetro para medições de aceleração na base do assento e um acelerômetro triaxial para medições de aceleração no assento.

Considerando que a bancada simulava um problema em uma das turbinas, o ensaio foi projetado para ocorrer nas frequências identificadas durante este tipo de defeito, ou seja, as frequências que cresciam progressivamente de 3 Hz a 21 Hz, e a média dos valores das acelerações variavam de 0,34 a 1,545 m/s².

O ensaio foi realizado com uma população de 7 pessoas requisitadas a cumprir tarefas de leitura, digitação e escrita simulando algumas das atividades realizadas pelos pilotos durante o voo.

Ao avaliar a transmissibilidade de vibração da base do assento para o assento, Packer (2008) notou que em frequências abaixo de 4 Hz as acelerações eram amplificadas. Ao avaliar seus resultados com a ISO 2631-1

(1997) verificou-se que a aceleração obtida estava classificada entre razoavelmente desconfortável e desconfortável. Por sua vez, a análise de conforto para as atividades de leitura, digitação e escrita evidenciaram que para as frequências mais baixas as atividades de digitação e escrita eram mais difíceis, enquanto que para atividades de leitura as frequências um pouco mais altas eram consideradas mais desconfortáveis.

Da bancada de Packer (2008) os sistemas que mais despertaram interesse foi o sistema de emergência que apresentava um botão que permitia que o usuário em momentos de desconforto interrompesse o ensaio e o sistema físico construído constituído por um aparato experimental com elementos que remetem a uma cabine de aeronave. Um parâmetro de importância que poderia ter sido melhor abordado pelo autor foi a questão da postura que segundo o próprio também é um fator relevante na transmissibilidade de vibração e no entanto não é citada pelo mesmo ao longo do trabalho.

Outros autores utilizaram-se da bancada proposta por Duarte *et al.* (2006) apresentada na Figura 22 e aprimoraram o sistema de definição de frequência e amplitude de vibração nos ensaios. Dessa forma, Donadon *et al.* (2012) e Galvez (2012) fizeram um estudo sobre os sistemas de controle aplicados à melhoria de funcionamento de uma bancada de vibração de corpo inteiro.

Donadon *et al* (2012), implementaram um sistema de malha fechada ajustado por um controlador PID (Proporcional-Integral-Derivativo) para ajustar automaticamente a amplitude de vibração de acordo com um valor de referência que varia durante a realização do ensaio tanto em amplitude como em tempo de exposição.

Desta forma foi proposto que o voluntário ocupasse o assento localizado no centro da plataforma com o excitador desligado. Em seguida o mesmo foi ligado gerando uma onda senoidal de certa frequência cuja amplitude era continuamente corrigida pelo controlador PID até que se alcance o valor desejado.

O experimento foi realizado na frequência de excitação de 5Hz, com um ocupante de 65 Kg, visto que a plataforma foi construída para ensaios com ocupantes de 50 a 95kg.

Um dos benefícios deste tipo de controle implementado por Donadon *et al.* (2012) está no fato que o mesmo ajusta a amplitude de forma mais rápida evitando que o voluntário fique exposto excessivamente à vibração transitória, não utilizada no ensaio. O autor estima que o uso de um controlador ativo reduza em 50% o tempo de ajuste do nível de amplitude em relação a um ajuste manual. Além disso, o uso do controlador também garante que as possíveis mudanças na amplitude causada pelo movimento do voluntário sejam eliminadas. A única limitação observada nessa bancada foi o fato dela possuir uma baixa tolerância de carga dos ocupantes, entre 50 e 95 Kg.

Por sua vez, Galvez (2012) motivado por estabelecer níveis de risco causados por vibrações em ambientes industriais, comerciais, domésticos e públicos desenvolveu um sistema de controle utilizando um controlador de lógica programável (CLP) que amplia e controla de forma automática amplitudes e frequências advindas do *shaker*.

A bancada que pode ser visualizada na Figura 22 é composta por um sistema de excitação eletromagnético em um eixo com faixa de frequências de 2 a 8500 Hz, deslocamento de uma polegada pico a pico e carga máxima nominal de 68,0389 kgf. Um gerador de função, um analisador portátil, um acelerômetro de 3 eixos (10 mV/g - 34 gramas), uma cadeira e o CLP ZAP500 (da Hi-Tecnologia) é utilizado para implementar o software de controle em malha fechada.



Figura 22 - Esquema e foto do teste em andamento. (GALVEZ, 2012)

A plataforma de Galvez (2012) possui como pontos positivos o fato de utilizar um CLP para controlar automaticamente a faixa de frequência e as

amplitudes, isso permite uma análise de vibração de corpo inteiro com maior confiabilidade, quando se considera testes para uma maior amostra de usuários, visto que o controle de malha fechada garante que o sinal de ensaio seja igual para todo tipo de voluntário. Além disso, é possível atingir os níveis de vibração solicitados pelo usuário de forma muito rápida, evitando que o voluntário fique submetido a grandes períodos de ensaio.

Em Smith *et al* (2015) foi realizado um estudo que compara duas posições de condução em veículos comerciais leves (VCL) quanto ao desempenho e conforto do condutor. No caso foram comparadas as configurações de um veículo com banco na postura padrão, ou seja, com o assento em uma altura de 375 mm, e de um veículo com o assento mais elevado com altura acima de 400 mm tomando a altura do quadril ao chão como referência.

Para o experimento foram construídas duas plataformas, uma apresentou a configuração de um veículo leve com operações de pedais, direção e um assento ajustável, como mostrado na Figura 23. Este equipamento, por simular um veículo de transmissão automática, possui apenas dois pedais (acelerador e freio), um volante de posição fixa e um assento de 375 mm de altura com ajuste de 230 mm de posição horizontal. A plataforma foi construída usando partes de veículos, incluindo o banco, volante e pedal, buscando replicar o mesmo fielmente.

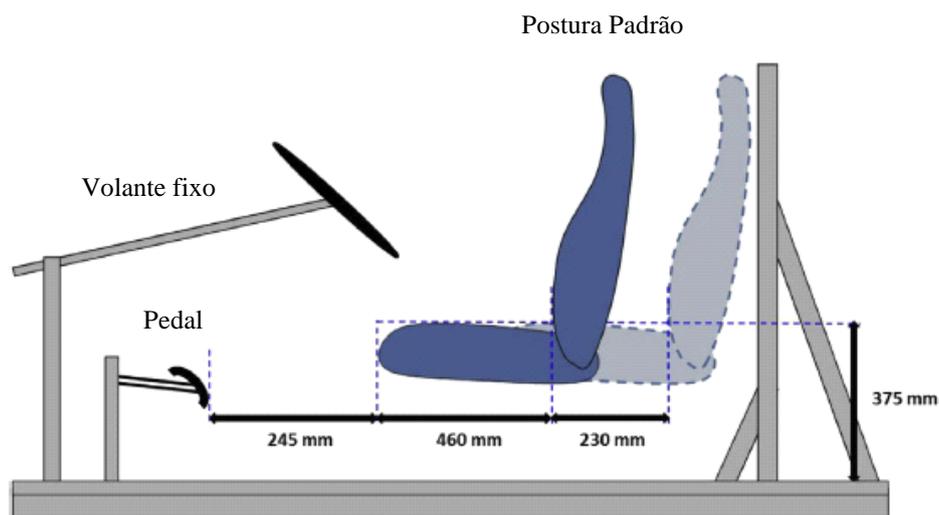


Figura 23 - Imagem de um assento, pedais, volante na condição padrão de direção. (Smith et al, 2015).

A segunda plataforma, Figura 24 acomoda um assento de altura mais elevada e comprimento de base menor, com ajustes na altura do assento, e do volante, e ajuste horizontal dos pedais, do assento e do volante. A Figura 25 (a) ilustra a um teste realizado na bancada utilizada por Smith (2015).

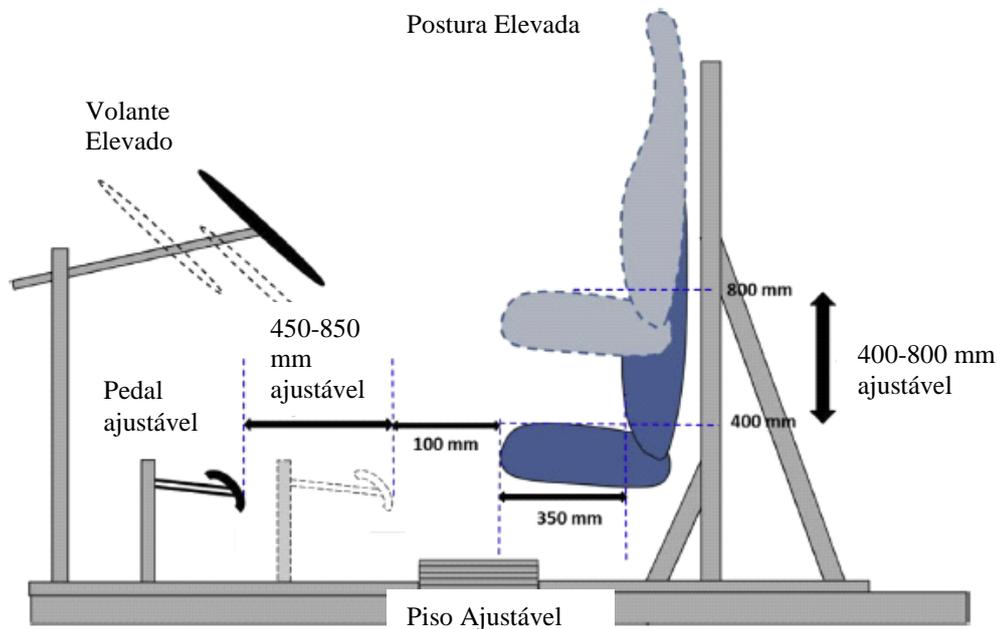


Figura 24 - Imagem do assento, pedais para um assento com ajuste de altura. (Smith et al, 2015)



Figura 25– (a) Imagem do assento, pedais para um assento com ajuste de altura. (SMITH, 2015); (b) Simulador de vibração multi-eixo (Mavis) da Universidade de Loughborough. (SMITH, 2015)

A Figura 25 (b) mostra que cada plataforma foi montada em um simulador de vibração multi-eixo (Mavis) da Universidade de *Loughborough*. O simulador tem deslocamentos não simultâneos de 323 mm de movimento em X; 292 mm movimento em Y; 184 mm em Z; 34° roll; 34° pitch; 52° yaw, sendo

configurado para usar uma reprodução de superfície asfaltada com um ponto total de vibração do assento com magnitude de $0,35 \text{ m/s}^2 \text{ rms}$.

As vibrações foram aferidas na superfície do assento e na plataforma de movimento através de acelerômetros localizados nas superfícies para cada participante do experimento.

Da bancada experimental descrita por Smith *et al* (2015) considera-se como um ponto positivo a montagem de um sistema que simule o posicionamento real de condução, levando em consideração a posição do volante, pedais e assento, visto que dessa forma podem ser coletados os dados para uma posição de condução mais próxima do real.

A partir de todas as bancadas apresentadas foram obtidas algumas ideias para a proposição da bancada deste trabalho que serão abordadas oportunamente no capítulo 4 desta dissertação.

2.3 NORMATIVAS RELACIONADAS A VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO

Todos os pesquisadores citados acima abordam as vibrações de corpo inteiro que, segundo Becker (2012), vêm sendo reconhecidas como um fator de risco ocupacional pela comunidade acadêmica e por organizações internacionais de diversos países ligadas à elaboração de normas como a International Organization for Standardization (ISO), British Standards Institution (BS), e referências sobre segurança e higiene do trabalho (como a Health and Safety Executive - HSE e a American Conference of Industrial Hygienists - ACGIH). A comunidade Europeia também reconhece a exposição à vibração como um fator de risco ocupacional na Diretiva 2002/EC/44

Dentre as principais normativas a respeito do tema vibração de corpo inteiro estão as: ISO 2631(1997), BS 6841(1887), BS 7085(1989) e Diretiva Europeia 2002/44/CE. Dentre as normativas nacionais a mais utilizada corresponde a Norma Regulatória nº15 (NR 15) que faz referência a Norma de Higiene Ocupacional 09, também conhecida como NHO 09.

A seguir serão apresentadas as principais normativas internacionais e nacionais a respeito do tema vibração de corpo inteiro.

2.3.1 Normativas Internacionais

- ISO 2631(1997)

Dentre as normativas existentes internacionalmente a mais utilizada atualmente tornando-se uma referência mundial a ser seguida e servindo de base para a criação das outras é a ISO 2631 (1997).

Sua primeira versão foi publicada em 1978 e depois disto esta passou por duas revisões, uma em 1985 e outra em 1997 quando passou a ser dividida em cinco partes:

- ISO 2631-1: define os métodos de medição de vibrações periódicas, aleatórias e transientes de corpo inteiro, indicando os fatores preponderantes considerados aceitáveis de exposição à vibração. Apresenta também as definições básicas, sistemas de coordenadas, curvas de ponderação em frequências e as formas de realizar a medição da vibração de corpo inteiro;
- ISO 2631-2: aborda a exposição humana à vibração de corpo inteiro e choque em edifícios envolvendo aspectos relativos ao conforto dos ocupantes. Descreve ainda um método para a medição e avaliação, que compreende a determinação da direção de medição e o local de medição.
- ISO 2631-3: aborda a avaliação da exposição humana a vibrações de corpo inteiro verticais (no eixo z) na faixa de frequência de 0,1 a 0,63 Hz. Tal norma foi incorporada em 1997 à ISO 2631-1.
- ISO 2631-4: aborda a avaliação dos efeitos de vibração e dos movimentos de rotação em passageiros/tripulação visando o conforto nos sistemas de transporte sobre trilhos.
- ISO 2631-5: aborda os efeitos adversos para a saúde da exposição prolongada à vibração que inclui múltiplos impactos. Tal norma é

geralmente aplicável nos casos em que efeitos adversos à saúde são de natureza lombar.

As principais mudanças em relação a sua versão anterior ISO 2631(1985) correspondem ao fato da mesma não estabelecer um limite de exposição, além de excluir o “conceito de proficiência reduzida pela fadiga”. Apesar disso, a faixa de frequência de análise foi estendida para níveis inferiores a 1 Hz, sendo considerada de 0,5 a 80 Hz para análises de saúde, conforto e percepção.

Apesar de não estabelecer um limite de exposição, a ISO 2631(1997) apresenta valores considerados aceitáveis da magnitude de vibração em relação ao conforto em transportes públicos conforme apresentado na Tabela 5.

Tabela 5. Relação da aceleração RMS ponderada com níveis subjetivos de conforto (BS 6841(1987) e ISO 2631-1 (1997)).

Aceleração RMS (m/s²)	Classificação
Abaixo de 0,315	Confortável
De 0,315 a 0,63	Um pouco desconfortável
De 0,8 a 1,6	Desconfortável
De 1,25 a 2,5	Muito desconfortável
Acima de 2	Extremamente desconfortável

- BS 6841(1987)

A BS 6841:1987 intitulada por *Measurement and evaluation of human exposure to whole-body mechanical vibration and repeated shock*, ou medição e avaliação da exposição humana a vibrações mecânicas de corpo inteiro e choques repetidos, apresenta em seu texto curvas de aceleração ponderadas em 1/3 de oitava na faixa de frequência de 0,5 a 80 Hz, além de comparar subjetivamente tais acelerações com níveis de conforto, conforme foi mostrado na Tabela 5 (Bolina (2013) e Anflor (2003)).

- BS 7085(1989)

A BS 7085:1989 intitulada por *Guide to safety aspects of experiments in which people are exposed to mechanical vibration and shock* ou, guia de aspectos de segurança de experiências em que as pessoas estão expostas a vibrações mecânicas e choques, determina aspectos de segurança em experimentos que expõem pessoas a vibração.

Esta normativa utiliza o valor de dose de vibração (VDV) de $15 \text{ m/s}^{1,75}$ como referência para a presença ou não de um médico durante o ensaio, dessa forma, valores acima de $15 \text{ m/s}^{1,75}$ necessitam de tal acompanhamento. Pela Tabela 6, pode-se notar que uma relação entre tempo de exposição com aceleração ponderada RMS para uma vibração com VDV de $15 \text{ m/s}^{1,75}$.

Tabela 6. Relação tempo de exposição por aceleração ponderada RMS em um experimento com VDV de $15 \text{ m/s}^{1,75}$ (BS 7085 (1989)).

Duração da exposição	Aceleração ponderada RMS (m/s ²)
1 s	10,71
4 s	7,57
16 s	5,36
1 min	3,84
4 min	2,72
16 min	1,92
1 h	1,38
4 h	0,98
8 h	0,82

- Diretiva 2002/44/CE

Na Europa a diretiva 2001/44/CE estabelece critérios mínimos para a proteção do trabalhador que está exposto a vibrações, deixando a critério do Estado membro a escolha quanto à adoção de normas mais severas.

Em seu texto, tal normativa se baseia em fixar valores inferiores para o valor diário de exposição fixado em $0,5 \text{ m/s}^2$ que desencadeia a ação para o valor-limite de exposição diária a vibrações fixado em $1,15 \text{ m/s}^{1,75}$.

Define ainda que em situações de exposição que necessitem medidas de controle, ou seja, acima dos limites especificados acima tais riscos devem ser eliminados em sua fonte ou reduzidos.

A normativa europeia atribui às entidades patronais a responsabilidade em desenvolver ambientes de trabalho com o menor fator de exposição possível aos trabalhadores realizando ainda avaliações periódicas.

2.3.2 Normativas Nacionais

No Brasil, a Norma Regulamentadora nº 15 ou NR-15 apresenta as principais atividades e operações insalubres, delimitando limites de tolerância, definindo situações que demonstrem atividades de trabalhos insalubres (Pécora, 2015). Dentre as muitas insalubridades listadas nesta normativa, coube ao anexo VIII o tema vibração, onde estão definidos os procedimentos técnicos para a avaliação quantitativa da vibração de corpo inteiro e vibração no segmento mão braço. Em seu texto a NR-15 faz referência às Normas de Higiene Ocupacional 09 da FUNDACENTRO (NHO 09) - Procedimento Técnico - Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibração de Corpo Inteiro publicada em 2013.

A NHO 09 tem como referências normativas a ISO 2631-1 *Mechanical vibration and shock – Evaluation of human exposure to whole-body vibration. Part 1: General requirements* ou em português (Vibração mecânica e choque - Avaliação de Exposição humana à vibração do corpo inteiro. Parte 1: Requisitos gerais) e a ISO 8041 (2005) – *Human response to vibration – Measuring instrumentation* ou em português (Resposta humana à vibração - Instrumentação de medição).

Estabelece os critérios e procedimentos que avaliem a exposição ocupacional a vibrações de corpo inteiro em ambientes cujo trabalhador se encontra na posição sentado ou em pé, podendo ocasionar diversos problemas de saúde, como por exemplo, os relacionados à coluna vertebral.

Baseando-se em valores de aceleração resultante de exposição normalizada ou valores de dose de vibração resultante fornece um parâmetro quantitativo de análise visando sempre a atuação de medidas preventivas e corretivas em caso de ambientes que apresentem situações de incerteza quanto a exposição ao ser humano.

3. FUNDAMENTOS TEÓRICOS

O presente capítulo apresenta os fundamentos teóricos acerca da vibração de corpo inteiro, a Norma de Higiene Ocupacional (NHO09), apresentando os equipamentos frequentemente encontrados em uma cadeia de instrumentação voltada para medições deste tipo de vibração e alguns conceitos fundamentais de análises de sinais vibratórios.

3.1 VIBRAÇÕES DE CORPO INTEIRO (VCI)

Segundo Griffin (1990 apud Becker 2006) as vibrações mecânicas, quando aplicadas sobre os seres humanos, podem ser classificadas em duas formas de exposição: as vibrações locais e as vibrações de corpo inteiro.

As vibrações locais ocorrem quando apenas um ou mais membros do corpo estão em contato com a superfície que vibra. Como exemplo, se tem a utilização de ferramentas manuais como furadeiras, compactadores de solo e britadeiras conforme mostrado na Figura 26.



Figura 26 – Exemplos de vibrações locais (Google Imagens)

Por sua vez as vibrações de corpo inteiro ocorrerão quando a massa do corpo é sustentada por uma superfície que está vibrando (GRIFFIN, 1990, apud BECKER, 2006, p. 26), como exemplo, tem-se as vibrações a que estão submetidos motoristas e passageiros de veículos motorizados. A Figura 27 ilustra alguns exemplos de vibrações de corpo inteiro.

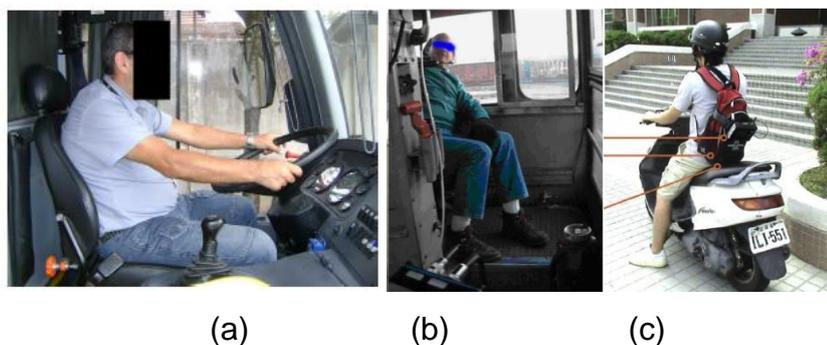


Figura 27 – Exemplos de vibrações de corpo inteiro em: (a) Motoristas de ônibus. (b) Condutores de locomotivas. (c) Motoristas de motocicletas. (a) (PORTELA, 2014); (b) (JOHANNING *et al.*, 2006); (c) (CHEN *et al.*, 2009).

As normativas referentes ao assunto, ISO 2631 (1997) e NHO 09 indicam que existem três possibilidades de posicionamento do corpo humano quando submetido à vibração de corpo inteiro, sendo elas: em pé, sentado ou deitado, conforme demonstrado na Figura 28.

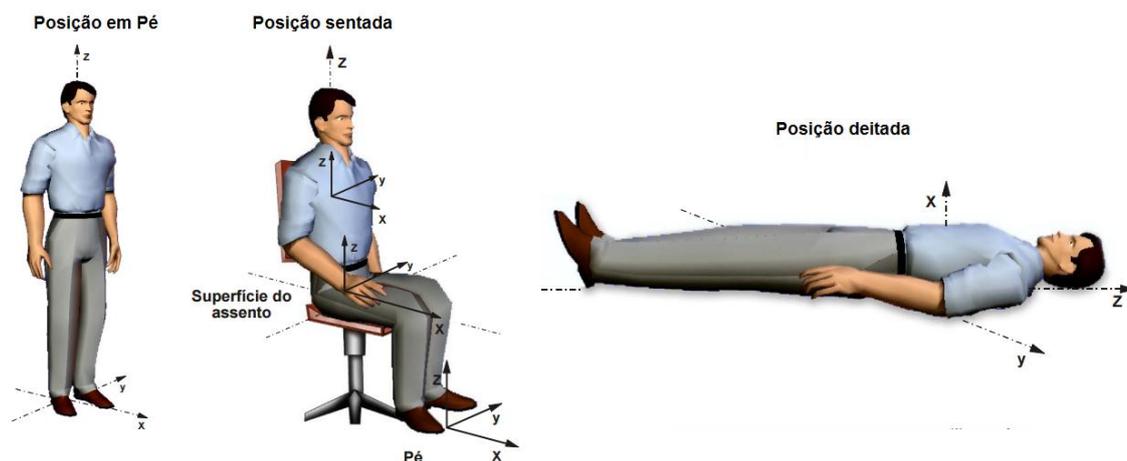


Figura 28 – Eixos basicêntricos do corpo humano. (VENDRAME e PIANELLI, 2004)

Do ponto de vista da saúde ocupacional, a posição sentada é considerada a mais comum nos diferentes postos de trabalho que envolve

vibrações, como exemplo, pode-se citar: operadores de equipamentos móveis industriais, como empilhadeiras; motoristas de maquinários agrícolas; motoristas de equipamentos móveis utilizados na construção civil, a exemplo de compactadores e escavadoras; e ainda os motoristas de automóveis urbanos, rodoviários, ferroviários e do transporte público, conforme ilustra a Figura 29.



Figura 29 – Exemplos de postos de trabalho sentados: (a) Operador de colheitadeira. (b) Conductor de locomotiva. (a) (LOPES, 2012); (b) (JOHANNING *et al.*, 2006).

Além disso, as vibrações de corpo inteiro são caracterizadas por serem vibrações de baixa frequência e alta amplitude situando-se na faixa de 1 a 80 Hz, mais especificamente de 1 a 20 Hz. Vibrações com tais características são mais comuns em atividades de transporte como a que estão submetidos motoristas de caminhões ônibus, tratores, condutores ferroviários e até pilotos de aeronaves (MORAES, 2006 e YAMASHITA, 2002). As Figuras 27 e 29 apresentadas acima ilustram algumas destas atividades.

Tais vibrações submetidas ao corpo humano podem provocar diferentes efeitos, devido ao fato de o corpo humano ser uma estrutura biomecânica extremamente complexa, composto por diferentes tecidos que respondem de diferentes formas as excitações externas.

Segundo Pereira (2005), Balbinot (2001) e Bolina (2013), cada parte do corpo pode tanto amortecer, como amplificar as vibrações. Sendo que as ampliações ocorrem principalmente durante o fenômeno de ressonância,

quando as partes do corpo vibram em frequências próximas as suas frequências fundamentais.

A Figura 30 apresenta as principais frequências de ressonância de algumas partes do corpo humano. Como pode ser visto nesta figura, exposições a vibrações verticais de 4 a 8 Hz afetam o sistema tórax-abdômen, de 10 a 12 Hz na coluna vertebral e de 20 a 30 Hz na parede torácica, consideradas as partes do corpo humano que mais sofrem em postos de trabalho sentados submetidos à vibração.

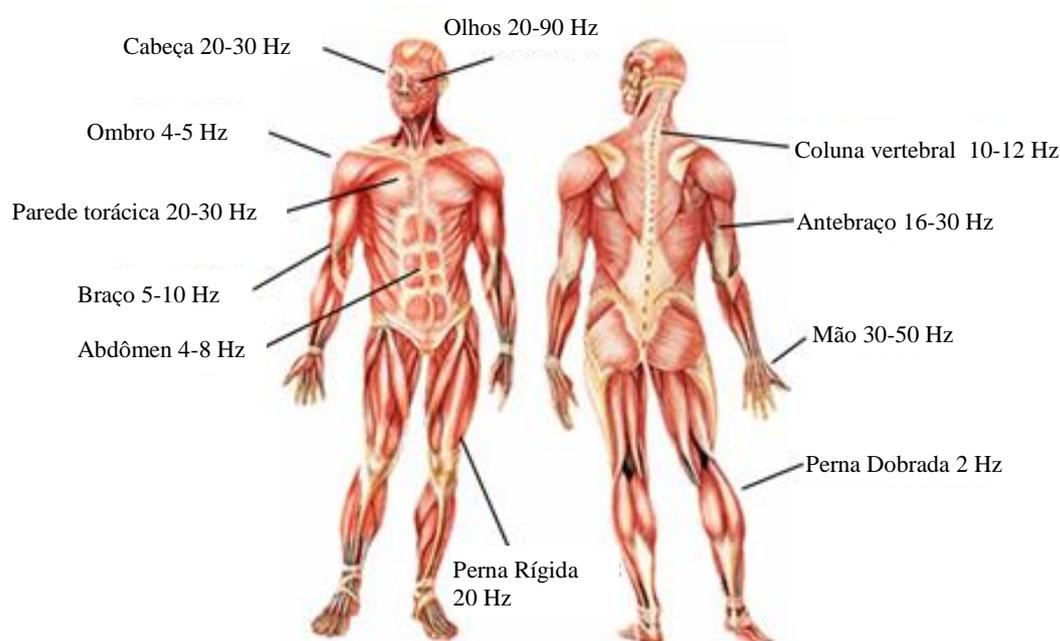


Figura 30 - Frequências naturais do corpo humano. (PARDAL, 2015).

O corpo humano ao entrar em ressonância com as frequências de excitação de vibrações externas pode sofrer diferentes efeitos que segundo Griffin (1995 apud Pereira 2005), podem ser divididos em efeitos diretos e indiretos.

Os efeitos diretos ocorrem quando a vibração afeta diretamente a saúde do indivíduo, sendo decorrente principalmente da ação ressonante da vibração sobre a estrutura interna do corpo. A Tabela 7 ilustra alguns sintomas sentidos pelo corpo humano quando submetido à vibração.

Tabela 7. Efeitos diretos das vibrações no ser humano (MISAEL, 2001 apud PEREIRA 2005, p. 52).

Faixa de Frequência (Hz)	Efeitos
0,1 a 0,7	Náuseas ;
1 a 2	Aumento da pressão sanguínea; Aumento da taxa de respiração; Sudorese;
2 a 12	Dores de cabeça; Dores abdominais; Aumento da frequência cardíaca; Dificuldade de respiração;
Acima de 12	Problemas relacionados ao desempenho de tarefas; Influência na fala;
25 a 90	Diminuição da assiduidade visual;
Ultra-sônicas	Alterações químicas e térmicas no corpo;

Por sua vez, os efeitos indiretos são responsáveis por dificultar as tarefas diárias do posto de trabalho além de causar desconforto. De acordo com Harris e Piersol (2002 apud Packer 2008) a extensão desse efeito depende do movimento a ser executado, da dinâmica do controle e do sistema controlado no posto de trabalho.

Além da frequência de vibração, outros fatores podem potencializar os danos à saúde provocados pela vibração como: postura, tensão muscular, amplitude, direção e duração da vibração (BOLINA, 2013 e ANFLOR, 2003). Essa combinação de fatores podem desencadear algumas epidemiologias como as apresentadas na Tabela 8.

Como forma de minimizar o desenvolvimento dos sintomas e das epidemiologias descritos respectivamente nas Tabelas 7 e 8, torna-se importante possuir uma ferramenta legal de avaliação do nível de vibração de corpo inteiro a que um determinado indivíduo está submetido.

Como já citado no capítulo 2, uma das formas de análise e avaliação do nível de exposição à vibração é estipulada pela normativa NHO 09 que será apresentada em detalhes no próximo subcapítulo.

Tabela 8. Epidemiologias desencadeadas pela vibração de corpo inteiro. (MINISTÉRIO DA SAÚDE, 2009; VARELLA, 2013, 2016).

Epidemiologia	Caracterização
Lombalgia	Dores na região lombar e coluna
Osteoartrite	Degeneração das cartilagens acompanhada de alterações das estruturas ósseas vizinhas. As mais atingidas são as articulações das mãos, joelhos, coxofemorais e da coluna.
Osteofitos	Crescimento anormal de tecido ósseo em torno de uma articulação das vértebras cujo disco intervertebral, que deveria funcionar como amortecedor entre os ossos está comprometido.
Hérnia de disco lombar	Desgaste do disco vertebral que acarretam em deslocamento do disco vertebral e compressão das raízes nervosas que emergem da coluna.
Distúrbios no sistema nervoso central	Fadiga, insônia, dores de cabeça e tremores.

3.2 NORMA DE HIGIENE OCUPACIONAL - NHO 09

A NHO 09 apresenta em seu texto um procedimento de avaliação estabelecendo um limite de exposição à vibração ocupacional. A Tabela 9 apresenta um resumo dos limites de exposição em termos de aceleração resultante de exposição normalizada (aren). Nessa tabela é possível visualizar os limites estabelecidos e as principais medidas a serem tomadas.

Na Tabela 9 é possível observar que são estabelecidas duas formas de atuação, medidas preventivas e corretivas em decorrência do nível de aceleração medido, estas forma de atuação são definidas na NHO 09 por:

- Medidas Preventivas: São ações com objetivo de minimizar a probabilidade de exposição à vibração decorrente do trabalho a ser realizado evitando que o limite de exposição seja excedido. Dentre as medidas preventivas mais usuais estão o monitoramento periódico da exposição, o controle médico, a informação e a orientação aos trabalhadores.

- Medidas Corretivas: São ações que devem ser tomadas visando reduzir os níveis de exposição à vibração. Dentre tais medidas estão a modificação do processo ou da operação de trabalho, a manutenção de veículos e máquinas e a redução do tempo de exposição diária através da alternância da atividade vibratória com atividades que possuam menores níveis de exposição.

Tabela 9. Limites de exposição e critério de julgamento e tomada de decisão (FUNDACENTRO, 2012).

aren (m/s²)	Consideração Técnica	Atuação Recomendada
0 a 0,5	Aceitável	No mínimo a manutenção da condição existente.
>0,5 a <0,9	Acima do nível de ação	No mínimo a adoção de medidas preventivas.
0,9 a 1,1	Região de incerteza	Adoção de medidas preventivas e corretivas, visando à redução da redução diária.
Acima de 1,1	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medida corretiva.

Apesar da NHO 09 estipular valores limites para a *aren*, esta normativa afirma que a adoção de medidas que venham a reduzir os níveis de exposição, é sempre considerada uma boa prática, visto que melhora as condições de exposição minimizando os danos à saúde.

Dessa forma, além de conhecer os níveis de exposição, torna-se importante saber como são calculados estes níveis a partir de medições experimentais, assim a *aren* descrita na Tabela 9 é calculada, segundo a NHO 09, através da sequência de cálculos apresentada a seguir.

Normalmente medições experimentais são realizadas pela coleta de dados de aceleração instantânea $a_j(t)$ ponderada em frequência, dada em m/s², onde t corresponde ao instante de tempo em segundos e j indica uma direção (x, y, z) conforme orientação apresentada anteriormente na Figura 28.

As ponderações destas acelerações instantâneas são realizadas em cada um dos eixos (x , y , z) e são baseadas nas curvas de ponderação estabelecidas na norma ISO 2631 (1997) sendo W_k para o eixo “ z ” e W_d para o eixo “ x ” e “ y ”, a Figura 31 ilustra tais curvas.

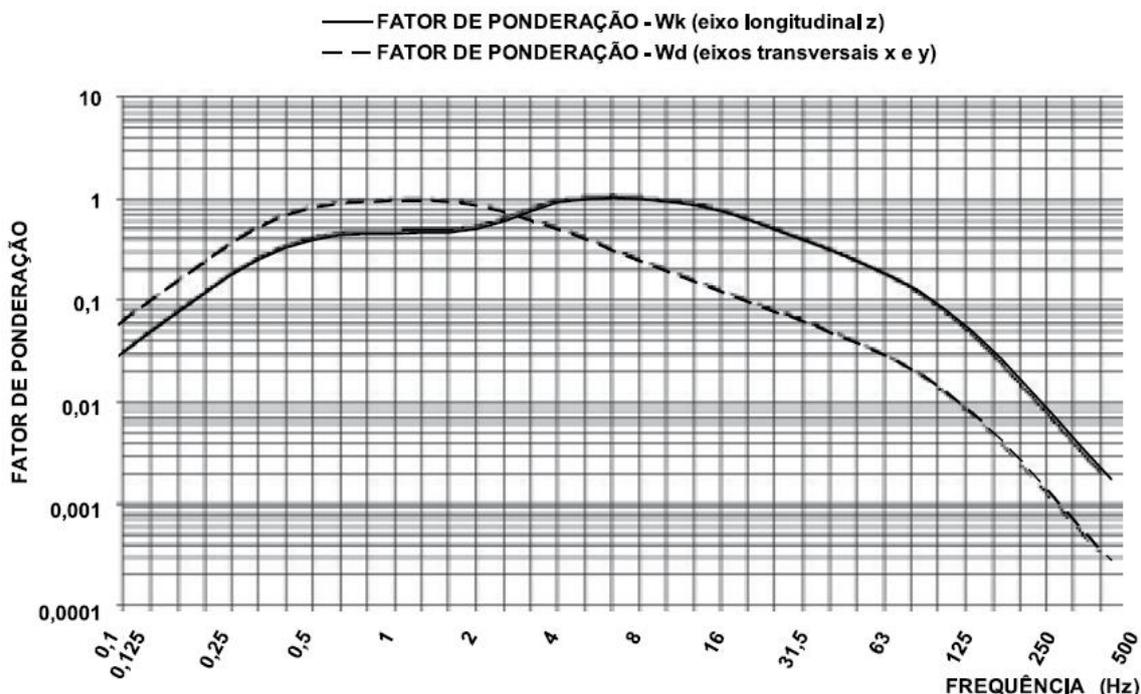


Figura 31 - Curvas de ponderação em frequência para vibração transmitida ao corpo inteiro W_d e W_k (ISO 2631, 1997).

Dessa forma, pode-se calcular a aceleração média (am_j) como a raiz média quadrática dos valores de aceleração em um determinado eixo, durante o período de medição de t_1 a t_2 , conforme a equação a seguir.

$$am_j = \left[\frac{1}{(t_2 - t_1)} \int_{t_1}^{t_2} a_j^2(t) dt \right]^{1/2} \quad [m/s^2] \quad (1)$$

Primeiramente deve-se calcular o parâmetro am_r referente à aceleração média resultante definida pela equação (2).

$$am_r = \sqrt{(f_x am_x)^2 + (f_y am_y)^2 + (f_z am_z)^2} \quad [m/s^2] \quad (2)$$

Onde: am é a aceleração média no respectivo eixo x , y ou z (obtida experimentalmente); f é o fator de multiplicação em função do eixo considerado ($f = 1,4$ para os eixos “ x ” e “ y ” e “ f ” = 1,0 para o eixo “ z ”).

A partir do cálculo dos valores de (amr) , deve-se calcular agora a aceleração resultante de exposição parcial $(arep)$ dada por:

$$arep_i = \frac{1}{s} \sum_{k=1}^s amr_k [\text{m/s}^2] \quad (3)$$

Onde: s é o número de amostras da componente de exposição “ i ” que foram mensuradas; amr_k equivale à aceleração média resultante relativa a k -ésima amostra selecionada dentre as repetições da componente de exposição “ i ”;

Com os valores de aceleração resultante de exposição parcial $(arep)$ disponíveis é possível calcular a aceleração resultante de exposição (are) dada na equação (4).

$$are = \sqrt{\frac{1}{T} \sum_{i=1}^m n_i arep_i^2 T_i} [\text{m/s}^2] \quad (4)$$

Onde: n_i é o número de repetições da componente de exposição “ i ” ao longo da jornada de trabalho; T_i é o tempo de duração da componente de exposição “ i ”; m é o número de componentes de exposição que compõem a exposição diária; e T é o tempo de duração da jornada diária de trabalho.

Por fim a aceleração resultante de exposição normalizada $(aren)$ pode ser calculada utilizando a equação (5). A $aren$ corresponde à aceleração convertida para uma jornada diária de 8 horas.

$$aren = are \sqrt{\frac{T}{T_o}} [\text{m/s}^2] \quad (5)$$

Tendo como base os conceitos adquiridos ao longo deste capítulo devemos compreender o procedimento básico para a realização da medição de vibração e quais os principais instrumentos utilizados para aquisição de dados.

3.3 INSTRUMENTAÇÃO PARA MEDIÇÃO DE VCI

Segundo Mainsfield (2005), o processo de medição de vibração em geral e de VCI pode ser realizado conforme ilustrado na Figura 32.

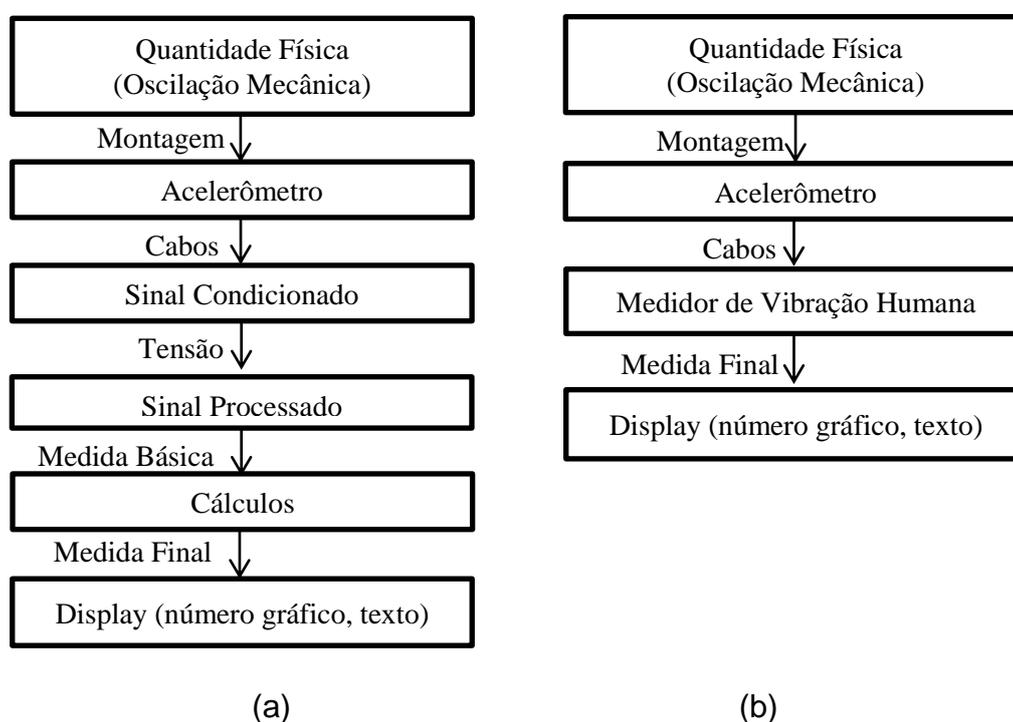


Figura 32. Estratégias de um processo de medição de vibração. (a) Vibração Mecânica; (b) Vibração de corpo inteiro. (MAINSFIELD, 2005).

Na Figura 32(a), pode-se observar que um transdutor, normalmente acelerômetro, deve ser posicionado sobre uma superfície vibratória para realizar a coleta dos sinais de vibração. O sinal coletado pelo acelerômetro normalmente fornecido como uma propriedade elétrica é transmitido via cabos a um sistema de condicionamento que o converte em tensão elétrica. Em seguida, o sinal convertido é enviado para um sistema de aquisição de dados que o transforma em digital, para que, posteriormente seja transmitido a um computador onde receberá o tratamento final.

Por sua vez, na Figura 32(b) faz-se uso de um acelerômetro próprio para a medição de vibração de corpo inteiro conhecido como seatpad, que transmite os dados para um medidor de vibração desenvolvido para este tipo de aplicação. Medições realizadas com tais instrumentos já fornecem os dados com as ponderações estabelecidas pela norma, facilitando e reduzindo de forma significativa erros decorrentes da etapa de processamento dos dados.

A seguir serão descritos os principais equipamentos utilizados em experimentos que envolvem vibrações em geral e vibrações de corpo inteiro.

3.3.1 Transdutores de vibração

Os acelerômetros são dispositivos responsáveis por medir aceleração, quando expostos a ela, mudam suas propriedades elétricas. Existem no mercado vários tipos de acelerômetros, dentre os mais comuns estão: piezoresistivo, piezoelétrico, ICP (circuito integrado piezoelétrico) e capacitivo sendo que cada tipo requer seu próprio condicionamento de sinal (MAINSFIELD, 2005). A Figura 33 ilustra alguns destes acelerômetros e a Tabela 10 mostra as principais diferenças entre estes dispositivos.

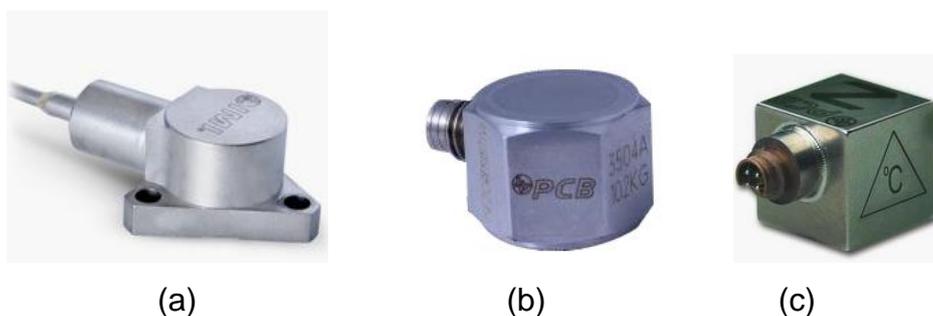


Figura 33 - Diferentes acelerômetros comerciais. (a) Piezoelétrico; (b) Piezoresistivo; (c) ICP. : (PCB PIEZOELETRONICS, 2017).

O condicionamento de sinal consiste no processo de conversão da saída de um acelerômetro em uma tensão que pode ser medida pelo sistema de aquisição e análise de dados. Os acelerômetros piezoresistivos requerem um amplificador de "ponte" de strain gauge, os acelerômetros piezoelétricos

requerem um amplificador de carga e os acelerômetros ICP normalmente requerem apenas uma fonte de alimentação. A saída do condicionador de sinal deve ser compatível com o sistema de aquisição de sinais (MAINSFIELD, 2005).

Tabela 10. Principais tipos de acelerômetros (MAINSFIELD 2005).

Acelerômetro	Como funciona
Piezoelétrico	São constituídos por um cristal piezoelétrico ligado a uma massa. Com a vibração a massa comprime e traciona o cristal gerando cargas elétricas.
Piezoresistivo	São constituídos por extensômetros (<i>strain gauges</i>) que são configurados como um circuito elétrico Ponte de Wheatstone. Uma de suas extremidades é fixada ao invólucro do acelerômetro e a outra a uma massa. Ao vibrar a inércia flexiona o <i>strain gauge</i> , o que gera uma tensão elétrica.
ICP	São constituídos de um elemento piezoelétrico acompanhado de um circuito eletrônico. Quando submetido à vibração sua saída já é convertida em tensão elétrica.
Capacitivo	São constituídos por um pequeno capacitor composto de uma placa móvel e uma fixa. A massa interna do acelerômetro está conectada à placa móvel, enquanto que a estrutura está ligada à parte fixa. Ao vibrar, a massa interna do acelerômetro altera a distância entre as placas, sendo que a distância é inversamente proporcional a capacitância. Assim uma alteração na distância entre as placas faz variar o sinal de saída do circuito.

O sistema de aquisição de sinais é o responsável em converter o sinal de tensão elétrica em um sinal digital, pode ser realizado por uma placa de aquisição de dados associada a um software compatível para a armazenagem e tratamento dos dados.

Por sua vez, as medições de corpo inteiro requerem outros dispositivos de medição. Segundo a NHO 09 os sistemas de medição devem ser

compostos principalmente de medidores integradores e transdutores do tipo triaxial (acelerômetros) que atendam os requisitos da Norma ISO 8041:2005, devendo ser posicionados nos pontos de medição de interesse conforme ilustrado na Figura 34.

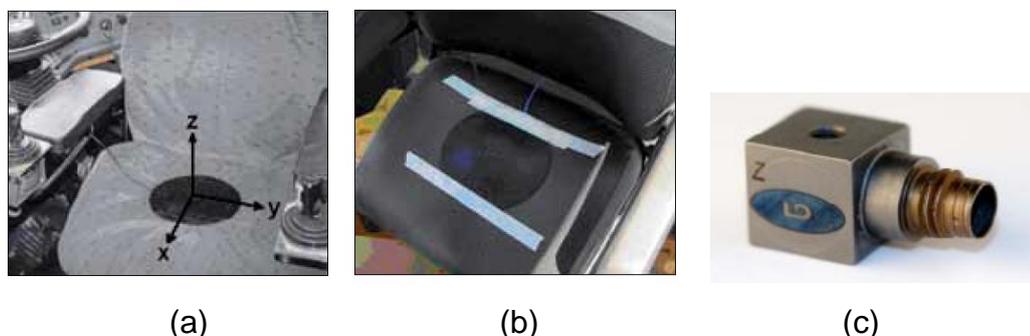


Figura 34 - Exemplos de acelerômetros triaxiais. (a) e (b) Acelerômetros de assento (seat pad). (c) Acelerômetro triaxial ICP. (a) (FUNDACENTRO, 2012); (b) (FUNDACENTRO, 2012); (c) (LARSON DAVIS, 2017).

Os acelerômetros tipo Seat Pad descritos nas Figuras 34 (a) e (b) são acelerômetros específicos para medição de vibração de corpo inteiro no assento ou no encosto de bancos. São acelerômetros montados no centro de um disco de metal fino de 7,5 cm de diâmetro, circundados por um disco flexível de borracha de 25 cm de diâmetro, conforme ilustrado na Figura 35. Esta composição é importante visto que quando pressionado pelo corpo contra o assento o acelerômetro cria contato com o assento, sendo que a parte flexível de borracha se deforma não causando desconforto ao ser humano submetido ao teste (MAINSFIELD, 2005).

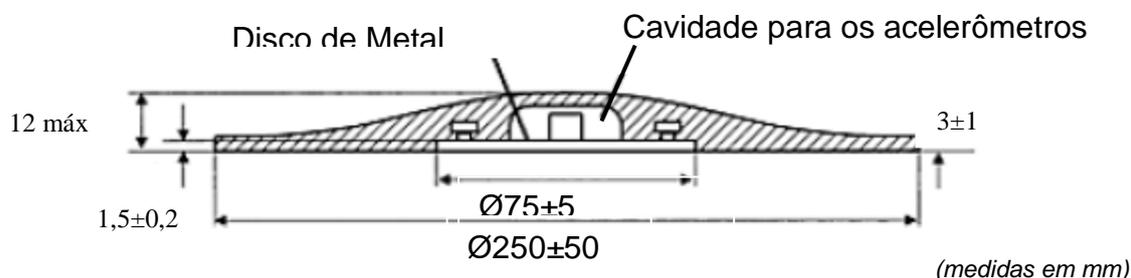


Figura 35 - Design do *Seat Pad*. (ISO 10326–1, 1992 apud MAINSFIELD, 2005, p. 138).

Os acelerômetros de medição de corpo inteiro necessitam de um dispositivo que realize a seu armazenamento de dados, os equipamentos mais

comuns para esta tarefa são medidores ou analisadores de vibração no corpo humano. Estes dispositivos possuem manuseio relativamente simples, são leves e compactos sendo muito úteis para a realização de medições em campo. Além disso, fornecem as medidas de aceleração já voltadas para a análise e comparação com as normativas fornecendo, por exemplo, resultados como aceleração média resultante (amr) descrita na equação 2. A Figura 36 apresenta alguns medidores de vibração comerciais com seus respectivos seat pads.



Figura 36 - Medidores de vibração de corpo inteiro. (GROM, 2017 e BRUEL & KJÆR, 2017).

Para que os acelerômetros utilizados nas medições forneçam respostas confiáveis, os mesmos precisam ser calibrados. Em vista disso, são utilizados calibradores que funcionam basicamente expondo o acelerômetro a uma fonte de aceleração conhecida, e verificando se o mesmo fornece uma medida de aceleração semelhante à fornecida pelo calibrador. A maioria dos calibradores do mercado produz uma vibração de 159,2 Hz (1000 rad/s) de frequência a uma aceleração de $9,8\text{m/s}^2$ (1g) (MAINSFIELD, 2005). A Figura 37 ilustra alguns calibradores comerciais.

Se durante a calibração a saída do acelerômetro não for à esperada ou necessária, então as configurações precisam ser ajustadas no hardware (amplificadores) ou no software através de um fator de multiplicação ou escalonamento (MAINSFIELD, 2005).



Figura 37 - Calibradores de vibração. (GROM, 2017; BRUEL & KJÆR, 2017).

3.3.2 Procedimentos para Medições de Vibração

A NHO 09, em seu detalhamento quanto à forma de realizar um experimento, alerta que a seleção dos equipamentos citados na subseção acima deve ser cuidadosa e considerar o tipo de montagem necessária considerando posicionamento e fixação do transdutor, além das características do sinal a ser medido, considerando suas frequências, amplitudes e ocorrências de picos.

Durante a escolha dos equipamentos da cadeia de instrumentação deve-se observar se a faixa de frequência dos equipamentos escolhidos é grande o suficiente para incluir a frequência de amostragem do experimento. Segundo Mainsfield (2005) como regra geral, a taxa de amostragem deve ser pelo menos três vezes mais alta que a frequência de análise no sinal desejado.

Após realizar esta análise, os equipamentos de medição devem ser calibrados com instrumentos semelhantes aos apresentados na Figura 34. Os calibradores são escolhidos de forma a serem compatíveis com os acelerômetros utilizados.

Antes da medição os equipamentos devem ser configurados de acordo com a característica de medição a ser realizada. Para experimentos de medição de vibração os condicionadores e o sistema de aquisição de dados devem ser ajustados para a recepção dos dados de forma correta. Em

experimentos de vibração de corpo inteiro o medidor de vibração deve ser programado quanto aos fatores de ponderação (W_k , W_d), ilustrados na Figura 31, e com relação os fatores de multiplicação (f_x , f_y , f_z) apresentados na equação 2 durante o cálculo da aceleração média resultante (amr).

Ao realizar a montagem experimental dos instrumentos de medição é importante dar uma atenção especial no processo de fixação dos acelerômetros, normalmente os mesmos são fixados por parafusos, bases magnéticas, ceras ou cintas fornecidas pelos fabricantes. Independentemente do tipo de fixação à mesma deve fornecer um bom acoplamento de forma a não comprometer a medição realizada.

Outro cuidado que deve ser tomado no processo de medição ocorre na escolha, fixação e conexão dos cabos de transferência de dados. Os cabos escolhidos devem ser de boa qualidade evitando o surgimento de ruídos elétricos. Além disso, devem ser posicionados e se possível fixados, visto que as vibrações provenientes dos mesmos podem interferir no sinal resultante causando o fenômeno conhecido como "efeito triboelétrico".

Por fim a NHO 09 recomenda que durante as medições seja verificado periodicamente o sistema de medição, a fim de certificar que o acelerômetro está corretamente posicionado, verificando suas conexões com os cabos de transmissão de dados, assim como as conexões com medidores e outros aparelhos que componham a cadeia de instrumentação desenvolvida.

Após entender sobre vibração de corpo inteiro, como a mesma é calculada e como é realizado o processo de medição, resta compreender alguns conceitos de análise de sinais que serão ferramentas na etapa de pós-processamento dos dados apresentados no capítulo 5.

3.4 PROCESSAMENTO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

No estudo de vibrações as ocorrências de respostas no domínio do tempo (amplitude *versus* tempo) dificultam a análise de sinais gráficos, entretanto no domínio da frequência (amplitude *versus* frequência) tais resultados se tornam muito representativos. Dessa forma a análise de

frequências se torna uma ferramenta importante em qualquer trabalho que envolva estudo de vibrações.

Para a realização de tais análises alguns conceitos de vibrações serão aqui retomados, como o conceito de densidade espectral de potência, de transmissibilidade e de função coerência.

3.4.1 Função Densidade Espectral de potência

A Densidade Espectral de Potência (DEP) ou em inglês Power Density Spectral (PSD) corresponde à quantidade de energia que está presente em cada faixa do espectro de frequência de um sinal (BENDAT e PIERSON, 1986; BOLINA, 2013; SOUZA, 2015).

Segundo Bendat e Pierson (1986) a densidade espectral de potência pode ser definida por três modos equivalentes: via função de correlação, via transformada finita de Fourier ou via operações de quadratura média de filtragem.

Aqui, será abordada apenas a obtenção via Transformada Finita de Fourier. Dessa forma, considerando que os dados experimentais no domínio do tempo sejam dados por $x_k(t)$ e $y_k(t)$ de um processo aleatório e estacionário, para um intervalo de tempo finito $0 \leq t \leq T$ tem-se:

$$S_{xy}(f, T, k) = \frac{1}{T} X_k^*(f, T) Y_k(f, T) \quad (6)$$

Onde:

$X_k^*(f, T)$ = Conjugado complexo de $X_k(f, T)$;

$X_k(f, T)$ = Transformada finita de Fourier de $x_k(f, T)$;

$Y_k(f, T)$ = Transformada finita de Fourier de $y_k(f, T)$;

Sendo que as transformadas citadas acima são dadas por:

$$X_k(f, T) = \int_0^T x_k(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (7)$$

$$Y_k(f, T) = \int_0^T y_k(t) e^{-j2\pi ft} dt \quad (8)$$

Assim, utilizando o resultado de (6), pode-se obter a função densidade espectral cruzada pela expressão:

$$S_{xy}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} E[S_{xy}(f, T, k)] \quad (9)$$

Onde:

$E[S_{xy}(f, T, k)]$ = Valor esperado da função

Da mesma forma podem ser obtidas as funções de densidades auto espectrais dadas por:

$$S_{xx}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} E[S_{xx}(f, T, k)] \quad (10)$$

$$S_{yy}(f) = \lim_{T \rightarrow \infty} E[S_{yy}(f, T, k)] \quad (11)$$

Esta representação energética no domínio de frequência pode ser reajustada para ser representada somente no domínio de frequências positivas. Esta forma de representação é conhecida por função densidade espectral unilateral e pode ser representada pelas equações de (12) a (14). A Figura 38 ilustra graficamente essa relação.

$$G_{xx}(f) = 2S_{xx}(f) \quad (12)$$

$$G_{yy}(f) = 2S_{yy}(f) \quad (13)$$

$$G_{xy}(f) = 2S_{xy}(f) \quad (14)$$

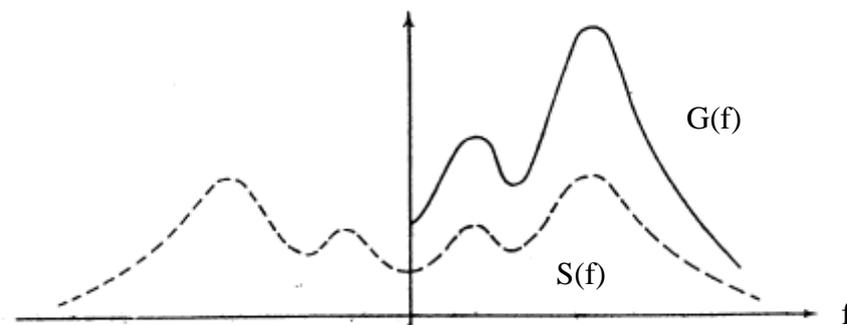


Figura 38 – Função Densidade Espectral unilateral $G(f)$ e bilateral $S(f)$ (BENDAT e PIERSON, 1986).

As expressões apresentadas nas equações de (4) a (9), além de serem formas de relacionar a energia do sistema no espectro de frequência, ainda servem de ferramenta para o cálculo da transmissibilidade do sistema apresentada a seguir.

3.4.2 Relação Espectral de Modelos com uma Entrada e uma Saída

A relação espectral de modelos com uma entrada e uma saída representa uma relação entre a medida de vibração entre dois pontos distintos de um sistema sob análise, classificados normalmente como saída e entrada do sistema. (BENDAT e PIERSOL, (1986); BECKER, (2006); BOLINA (2013)).

Essas medidas são sinais coletados em diferentes partes do sistema estudado e podem ser dados de sinais de posição, velocidade ou aceleração, sendo este último o mais comum de ser utilizado.

Segundo Becker (2006), quando se trabalha com excitações senoidais esta relação pode ser calculada pela razão do valor r.m.s do sinal de saída pelo sinal de entrada. Entretanto, em trabalhos que utilizam uma excitação aleatória seu cálculo necessita de um tratamento matemático realizado mediante a densidade espectral de potência, conforme citado no tópico acima.

Dessa forma, considerando um sistema como o representado na Figura 39, onde $x(t)$ representa a entrada de um processo estacionário aleatório e $y(t)$ representa a saída, a relação entre ambas, $H(f)$, pode ser calculada pela expressão (15).

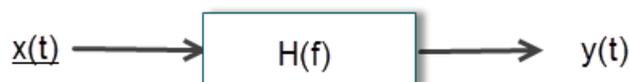


Figura 39 – Representação ideal de um sistema entrada simples/saída simples; (BENDAT e PIERSON, 1986).

$$H(f) = \frac{S_{xy}(f)}{S_{xx}(f)} \quad (15)$$

A mesma expressão pode ser reescrita em função da densidade espectral unilateral, dada por:

$$H(f) = \frac{G_{xy}(f)}{G_{xx}(f)} \quad (16)$$

Ou seja, para sistemas de excitação aleatória com uma entrada e uma saída, a relação entre ambas pode ser calculada pela razão da função densidade espectral cruzada pela função densidade auto espectral.

Por ser uma grandeza complexa $H(f)$ possui parte real e imaginária, dada respectivamente por:

$$|H(f)| = \sqrt{|\Re(H(f))|^2 + |\Im(H(f))|^2} \quad (17)$$

$$\phi(f) = \tan^{-1} \left(\frac{\Im(H(f))}{\Re(H(f))} \right) \quad (18)$$

Onde:

$|H(f)|$ = Magnitude de $H(f)$;

$\phi(f)$ = Fase de $H(f)$;

Pela definição de relação entre uma saída e uma entrada de um sistema físico, equações (15) e (16), verifica-se que quando:

- $H(f) > 1$: Ocorre amplificação da vibração, ou seja, vibração da entrada é menor que a vibração de saída;
- $H(f) < 1$: Ocorre atenuação da vibração ou seja, vibração da entrada é maior que a vibração de saída;
- $H(f) = 1$: Vibração de entrada igual a de saída;

3.4.3 Função de Coerência

Como forma de complementar as informações fornecidas pela relação entre saída e entrada de um sistema, é apresentado o conceito de função de coerência dada por:

$$\gamma_{xy}^2(f) = \frac{|G_{xy}(f)|^2}{G_{xx}(f)G_{yy}(f)} = \frac{|S_{xy}(f)|^2}{S_{xx}(f)S_{yy}(f)} \quad (19)$$

Onde:

- Se $\gamma_{xy}^2 = 0$, as funções $x(t)$ e $y(t)$ não possuem relação;
- Se $0 \leq \gamma_{xy}^2 \leq 1$, uma ou mais das três situações físicas ocorrem no sistema:
 - Ruídos estão presentes nas medições;
 - A relação $x(t)$ e $y(t)$ não são lineares;
 - $y(t)$ é uma saída devido à entrada $x(t)$ assim como outras entradas.

Com esses conhecimentos é possível realizar a análise de vibração em experimentos que utilizem vibração aleatória, assim como acontece neste trabalho que realizará tal análise para situações de vibrações de corpo inteiro.

4. PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Este capítulo visa explicar de forma detalhada o projeto de construção de uma bancada experimental de vibração em assentos automotivos.

Primeiramente será apresentada a concepção inicial da bancada com as definições de seus principais requisitos e parâmetros de pré-projeto, onde serão definidos os elementos que constituíram a bancada com suas dimensões, massas, rigidez e amortecimento.

Em seguida é introduzida a etapa de simulação numérica onde são apresentados os resultados estruturais da bancada proposta. Nesta etapa são apresentadas as simulações realizadas em elementos finitos utilizando o software Catia V5R19® que permitiu que as análises modal, estática e dinâmica da estrutura pudessem ser realizadas. Ainda foi avaliada numericamente em quais as frequências de excitação a bancada forneceria as acelerações estipuladas na NHO 09, através do software de dinâmica Multicorpos Adams View®.

Por fim, são apresentadas as etapas de fabricação da bancada, detalhando os materiais selecionados e os processos de fabricação.

4.1. PROPOSIÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Conforme descrito no capítulo 2, algumas ideias para a concepção da bancada experimental desenvolvida nessa dissertação tiveram como base a pesquisa de bancadas construídas por outros autores. Dessa forma a Figura 40 retoma algumas destas bancadas ilustrando as principais contribuições de cada uma delas nas definições iniciais de projeto.

Das bancadas ilustradas nas Figura 40a, 40b, e 40c apresentadas nos trabalhos dos respectivos autores Pereira (2005), Duarte et al. (2006) e Galvez (2012) apresentam algumas características interessantes como o fato de possuírem um banco posicionado sobre uma superfície plana, horizontal, apoiada sobre molas e excitada por um shaker eletromecânico.

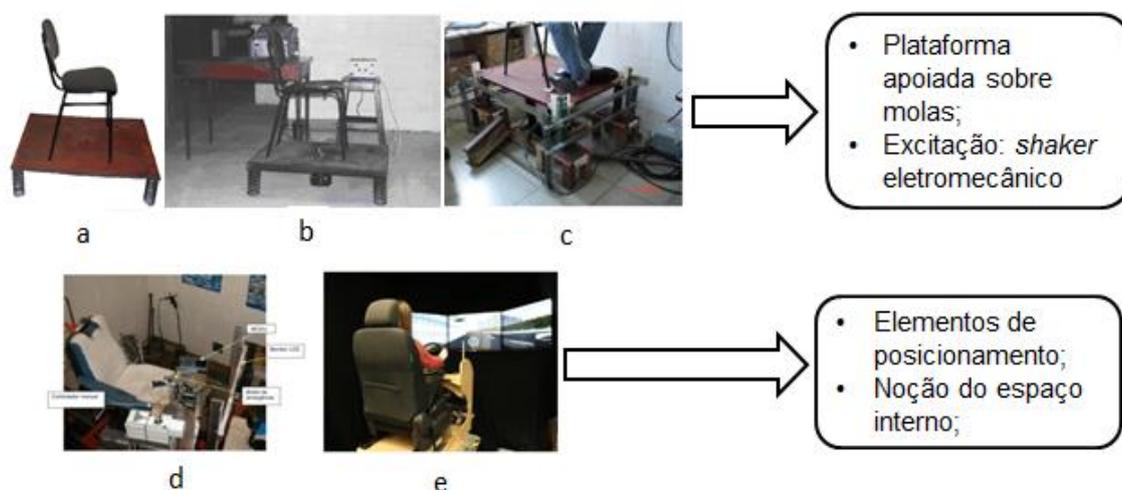


Figura 40 - Principais bancadas experimentais que motivaram construção da apresentada nesta dissertação. (a) (PEREIRA, 2005), (b) (DUARTE et al., 2006) (c) (GALVEZ, 2012) (d) (PACKER, 2008) e (e) (SMITH, 2015).

Tais características foram adotadas na bancada a ser desenvolvida pelo fato de serem construtivamente e economicamente viáveis, visto que uma superfície plana e horizontal pode ser adquirida facilmente através da utilização de chapas discutidas ao longo deste capítulo.

Por sua vez as molas poderiam ser encontradas em lojas de autopeças, oficinas ou ainda serem fabricadas sobre medida em fabricantes especializados.

Já os shakers eletromecânicos, dentre os tipos de excitadores pesquisados em outros trabalhos, demonstraram ser os equipamentos que fornecem uma faixa de frequência mais próxima da recomendada pela ISO 2631-1 (2007) e pela NHO 09 que estabelecem para ensaios de vibração de corpo inteiro a faixa de frequência de 0,5 a 80 Hz. Para o projeto este era um requisito importante a ser atendido visto que permitiria que trabalhos futuros voltados para o estudo de vibrações de corpo inteiro pudesse ser realizados sem nenhuma restrição técnica com o auxílio da bancada experimental.

A opção por outros acionadores, como o utilizado por Becker (2006), que fez uso de um atuador pneumático, e Packer (2008) que utilizou um atuador hidráulico foram descartadas por necessitarem de uma infra-estrutura composta respectivamente de uma linha de ar comprimido e uma linha hidráulica, não presentes no laboratório. Além disso, as baixas frequências de

trabalho que giram em torno de 1 a 20 Hz em ambos os trabalhos deixariam de lado a faixa de frequência estabelecida pela normativa e de interesse de estudo neste trabalho.

Por sua vez, as bancadas apresentadas nas Figura 40d e 40e, construídas respectivamente por Packer (2008) e Smith (2015) inspiraram a elaboração de um projeto que tentasse reproduzir o espaço interno do posto de trabalho de um motorista de ônibus em dimensões e que possuísse elementos que posicionassem o indivíduo submetido ao teste a condições ergonômicas semelhantes às de um condutor. A estes elementos foi atribuído o nome de elementos de posicionamento que seriam compostos por um apoio para os pés com a mesma inclinação dos pedais de um veículo real e um volante com regulagem de altura e distância.

Além das características citadas acima, era desejado que a bancada atendesse ainda a um requisito normativo, que consistia em experimentar vibrações acima do nível de ação considerado pela NHO 09, ou seja, vibrações com aceleração resultante normalizada acima de $0,5 \text{ m/s}^2$, conforme Na Tabela 9 é possível observar que são estabelecidas duas formas de atuação, medidas preventivas e corretivas em decorrência do nível de aceleração medido, estas forma de atuação são definidas na NHO 09 por:

- Medidas Preventivas: São ações com objetivo de minimizar a probabilidade de exposição à vibração decorrente do trabalho a ser realizado evitando que o limite de exposição seja excedido. Dentre as medidas preventivas mais usuais estão o monitoramento periódico da exposição, o controle médico, a informação e a orientação aos trabalhadores.

- Medidas Corretivas: São ações que devem ser tomadas visando reduzir os níveis de exposição à vibração. Dentre tais medidas estão a modificação do processo ou da operação de trabalho, a manutenção de veículos e máquinas e a redução do tempo de exposição diária através da alternância da atividade vibratória com atividades que possuam menores níveis de exposição.

Tabela 9, apresentada no capítulo 3.

Em resumo, com base na revisão bibliográfica apresentada no capítulo 2 e nas determinações apresentadas nas normas ISO 2631-1 (1997) e NHO09 puderam ser levantados os seguintes requisitos de projeto:

- Utilização de uma fonte de excitação exercida por um *shaker* eletromecânico;
- Presença de um banco automotivo posicionado sobre uma superfície plana e horizontal representativa do espaço interno presente nos postos de trabalho dos motoristas de ônibus brasileiros;
- Estar apoiada sobre molas e
- Presença dos elementos de posicionamento do usuário;

Com base nesses requisitos levantados foi possível dar início à definição dos principais elementos que constituem a bancada experimental, dentre eles estão:

- I. O *shaker* eletrodinâmico;
- II. Os bancos adquiridos;
- III. A superfície da plataforma;
- IV. As molas;
- V. Demais elementos estruturais (tubos, buchas e perfis adquiridos)
e
- VI. Os elementos de posicionamento.

Como foi dito anteriormente, após a revisão bibliográfica foi definido que o tipo de excitação da bancada experimental se daria por meio da utilização de um *shaker* eletrodinâmico sendo que o Laboratório de Acústica e Vibrações da Universidade de Brasília (LabNVH) possui dentre seus equipamentos o *shaker* ET-127 da marca Labworks.

Tal equipamento é apresentado na Figura 41, e possui como principais características uma entrada para a mangueira de resfriamento por cooler e uma entrada para o cabo oriundo do amplificador de sinal. Além disso, possui a capacidade de trabalhar em uma faixa de frequência de 1 a 4,5 KHz,

transmitindo até 25,4 mm de curso e uma força aleatória RMS de até 1556,88 N de acordo com o manual do equipamento.

Por ser um dispositivo que estará posicionado sob a bancada é interessante saber suas dimensões a fim de planejar a altura que a bancada deverá estar do solo. Dessa forma, segundo fabricante do equipamento o mesmo possui 525,78 mm de altura e uma base quadrada de 368,3 mm de largura, conforme ilustrado na Figura 41.

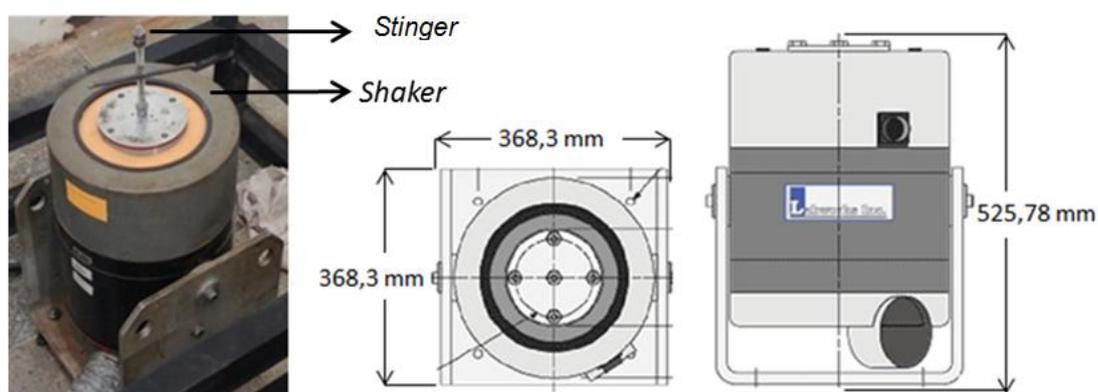


Figura 41 - Shaker eletrodinâmico ET-127 da marca Labworks, com suas principais dimensões.

Para fornecer vibração à bancada, o shaker possui um orifício com rosca em sua face superior, onde é possível conectar um stinger ou uma barra roscada de UNC $\frac{1}{2}$ " - 13 e com 250 mm de comprimento, que terá a função de se conectar a bancada também via rosca. A Figura 41 apresenta o stinger acoplado ao shaker e seu desenho técnico pode ser encontrado no Apêndice A1.

Após a definição do shaker, foram determinados os bancos utilizados no projeto, no caso foram adquiridos 2 bancos de motoristas de ônibus, o primeiro de uso rodoviário foi comprado em um ferro velho pelo valor de R\$ 200,00. E o segundo, de aplicação urbana, foi doado pela empresa Alfa Luz. A Figura 42 ilustra os bancos utilizados no projeto.



Figura 42 - Bancos de motorista de ônibus: (a) Tipo Urbano; (b) Tipo Rodoviário.

Como principais características tais bancos possuíam massas de 22,4 Kg para aplicação urbana de 33,9 Kg para aplicação rodoviária. Tais massas foram obtidas experimentalmente pesando os bancos em uma balança digital modelo HN-289, marca: OMRON, apresentada na Figura 43.



Figura 43 – Balança digital, modelo: HN-289, marca: OMRON.

Ainda com relação aos bancos havia a necessidade de determinação de parâmetros de rigidez e amortecimento para ambos, a fim de utilizar tais dados em simulações futuras. Entretanto, ao entrar em contato com o fornecedor dos

assentos, a empresa Isringhausen, informou que não possuía tais dados uma vez que os ensaios de vibração eram realizados via testes de durabilidade.

Dessa forma, considerando que o coeficiente de amortecimento possui baixa influência nas respostas em frequência que seriam realizadas experimentalmente, foi adotado para efeito de simulação um valor de coeficiente de amortecimento igual ao informado em Anflor (2003), visto que o banco utilizado pela autora é visualmente o mesmo do assento tipo urbano utilizado neste trabalho. Em seu trabalho Anflor (2003) encontrou tal parâmetro por meio de informação fornecida pelo fabricante.

Assim, para efeito de simplificação, o mesmo valor de coeficiente de amortecimento foi utilizado para os assentos urbano e rodoviário. Dessa forma, para ambos os bancos foi adotado um coeficiente de amortecimento de 600 Ns/m.

A rigidez no assento também foi determinada com base no trabalho de Anflor (2003), onde tal parâmetro foi estimado através de um ensaio de deflexão estática. Este tipo de ensaio não fornece a rigidez exata do banco, visto que o este é um sistema mecânico muito mais complexo, entretanto, para efeito de avaliações preliminares o mesmo foi considerado aceitável.

O ensaio se baseou em aplicar um peso morto de 20,4 Kg, equivalente a 199,92 N presente no Laboratório de Ensaio em Móveis da UnB, (Labmov), sobre o assento e verificar seu deslocamento mediante a utilização de um relógio comparador Modelo 2046S, marca: Mitutoyo, conforme Figura 44.

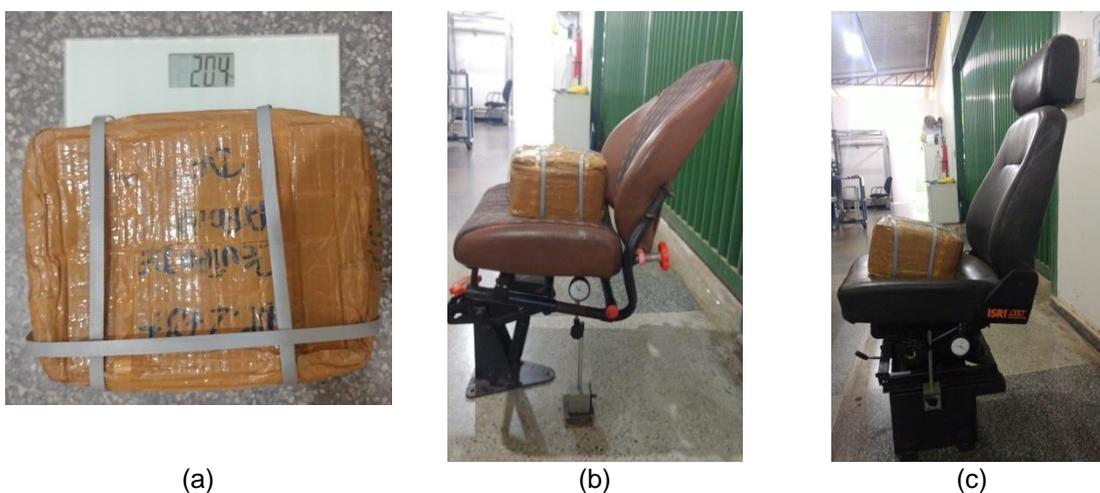


Figura 44 - Imagens referentes ao ensaio de deslocamento estático dos assentos. (a) Medição do peso morto; (b) Ensaio banco urbano; (c) Ensaio banco rodoviário.

Através do deslocamento obtido no visor do relógio e considerando o banco um sistema linear é possível aplicar a Lei de Hooke, apresentada na Equação 20, e assim obter uma estimativa da rigidez do sistema.

$$K = \frac{P}{y} \quad (20)$$

Onde: P = Força exercida pelo peso morto (N);

y = Deflexão estática (m);

Dessa forma foram realizadas 3 medições do deslocamento estático para cada tipo de assento (rodoviário e urbano), os resultados obtidos estão dispostos na Tabela 11.

Tabela 11. Resultados obtidos do ensaio.

Assento	y₁(mm)	y₂(mm)	y₃(mm)	y_{Médio}(mm)
Rodoviário	1,06	0,88	1,02	0,987
Urbano	3,00	3,04	3,06	3,03

Aplicando os valores de $y_{\text{Médio}}$ na Equação 20, obteve-se:

$$K_{\text{rod}}=20.2553,19 \text{ N/m};$$

$$K_{\text{urb}}=65.980,20 \text{ N/m};$$

Dessa forma foram utilizados os valores de K_{rod} e K_{urb} respectivamente para os valores de rigidez nos bancos rodoviário e urbano.

Após a definição dos bancos é possível partir para o dimensionamento da superfície da plataforma. Como dito no início deste capítulo, tal plataforma deve ser plana e possuir um espaço semelhante ao existente nos postos de trabalho encontrados nos ônibus que circulam atualmente nas ruas do Brasil.

Para determinar as dimensões superficiais desta plataforma foram verificados 3 tipos de ônibus apresentados na Figura 45, onde foi constatado que o espaço interno médio para tais postos de trabalho gira em torno de 1 metro de comprimento por 0,8 metros de largura, conforme mostrado na Figura 46.

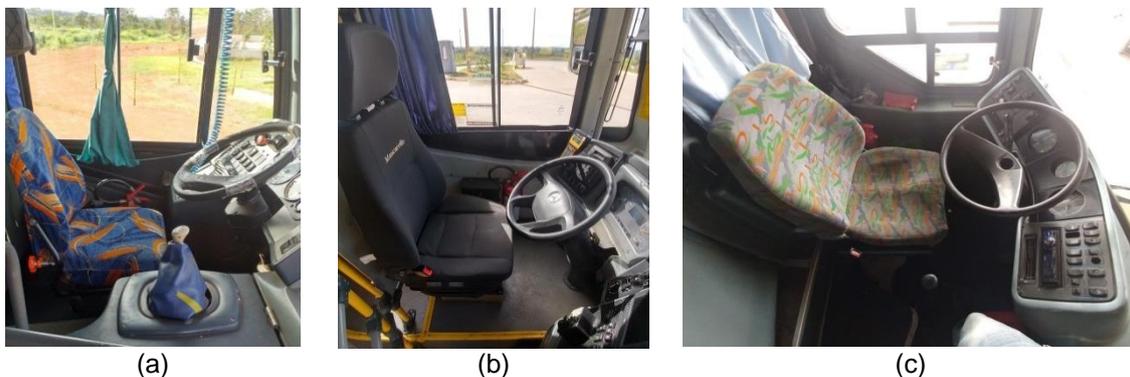


Figura 45 - Ônibus cujos postos de trabalho foram verificados. (a) Ônibus rodoviário, Intercampi UnB, Marcopolo Ideale 770; (b) BRT, Mascarello Granmetro; (c) Ônibus Busscar Jumbuss 360.



Figura 46 - Média das dimensões encontradas.

Esta verificação do espaço interno do posto de trabalho foi determinante no dimensionamento dos valores mínimos de largura e comprimento que a plataforma deveria possuir, visto que, como uma pessoa vai se deslocar sobre esta superfície até se sentar no banco, por questão de segurança foi planejada uma estrutura um pouco maior com 1 x 1,5 metros (largura x comprimento).

Por ser uma estrutura plana que fornecerá sustentação para o banco e indivíduo submetido ao ensaio, foram verificadas várias opções de chapas existentes no mercado, desde chapas de aço, alumínio e madeira.

Dos materiais citados acima, a chapa de aço carbono 1010 foi a que demonstrou ser a melhor opção, visto que, possui um preço acessível de 5,15 R\$/Kg, é fácil de trabalhar e possui boa resistência mecânica.

A chapa de alumínio por sua vez, é bem mais leve que o aço, fornece bom acabamento, e é resistente a oxidação, entretanto não admite processos de soldagem, além de ser mais cara que o aço 35 R\$/Kg. Como os recursos a serem investidos na bancada eram limitados, a utilização da chapa de alumínio foi descartada.

Por sua vez, a chapa de madeira não foi adotada em virtude do fato da madeira ser um material que absorve mais vibrações quando comparado com o aço. Como um dos objetivos da bancada aqui desenvolvida é transmitir vibrações ao ocupante, a utilização de chapas de madeira também foi descartada.

Dessa forma, foi escolhido trabalhar com uma chapa de aço de 1 x 1,5 m (largura x comprimento) por ser mais funcional e segura, sendo que restava apenas a determinação da espessura da mesma. O Apêndice A2 apresenta o desenho técnico da mesma.

Para isto foi realizada uma simulação em elementos finitos utilizando o software Catia V5R19® que corresponde a uma ferramenta computacional multi-plataforma CAD/CAE/CAM que dentre suas aplicações esta a possibilidade de realizar análises estruturais de peças e conjuntos, fornecendo os deslocamentos e tensões em uma forma gráfica e intuitiva de se visualizar. Este software é amplamente utilizado no mercado profissional, principalmente nas indústrias automobilística e aeronáutica (DELGADO, 2015).

Dessa forma, foi avaliada a espessura da chapa avaliando as opções disponíveis no mercado, como o aço não é um material leve, buscava-se obter a chapa mais delgada possível, a fim de reduzir peso. Assim as chapas mais finas encontradas no mercado possuíam 1, 2 e 3 mm.

Entretanto quanto mais fina, mais suscetível a flambagem a chapa se torna, dessa forma foi considerada a colocação de reforços estruturais compostos por cantoneiras na parte inferior da chapa, a fim de reduzir a flambagem da mesma mantendo sua espessura. A Figura 47 apresenta o modelo CAD da plataforma com e sem os reforços estruturais.

Ainda observando a Figura 47 é possível observar pequenas chapas de aço 1010 de 80 x 80 x 10 mm (comprimento x largura x espessura) que têm a finalidade de ancorar a mola apoiando a mesma sobre a bancada através de uma fixação por parafusos. Essa estrutura possui importância fundamental na bancada experimental, visto que viabiliza a desmontagem da mesma para que possíveis manutenções na plataforma e no shaker que ficará localizado sob a plataforma. O desenho técnico de tais apoios está localizado no Apêndice A3.

Estes reforços eram compostos por cantoneiras de aço 1010, de 31,75 mm de abas e espessura de 4,75 mm, vendidas em peças de 6 metros de comprimento e 13 Kg de massa. A Figura 48 assim como os Apêndices A4 até A7 ilustram as dimensões da cantoneira selecionada.

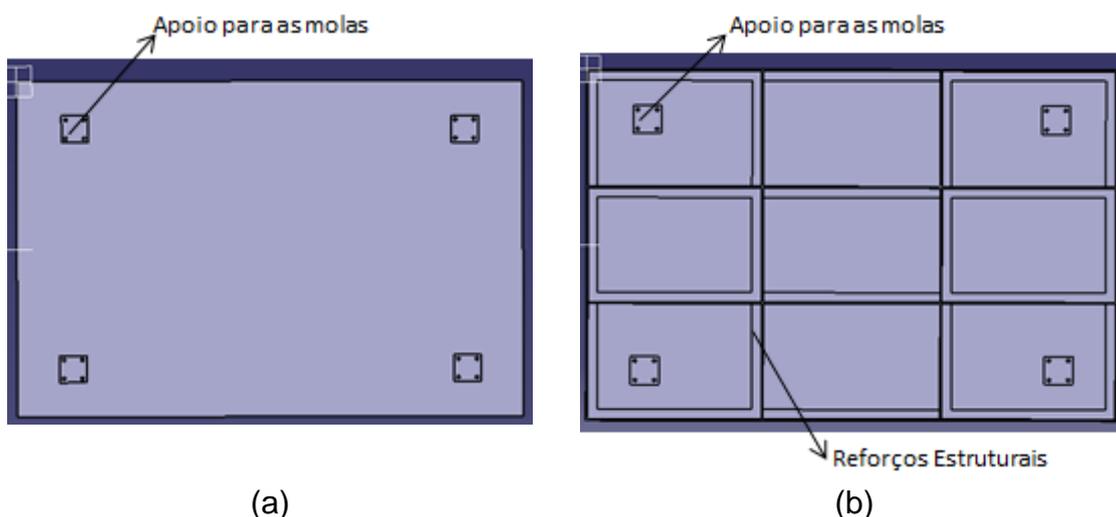


Figura 47 – Desenho CAD da parte inferior da plataforma dimensionada. (a) Sem reforços estruturais. (b) Com reforços estruturais.

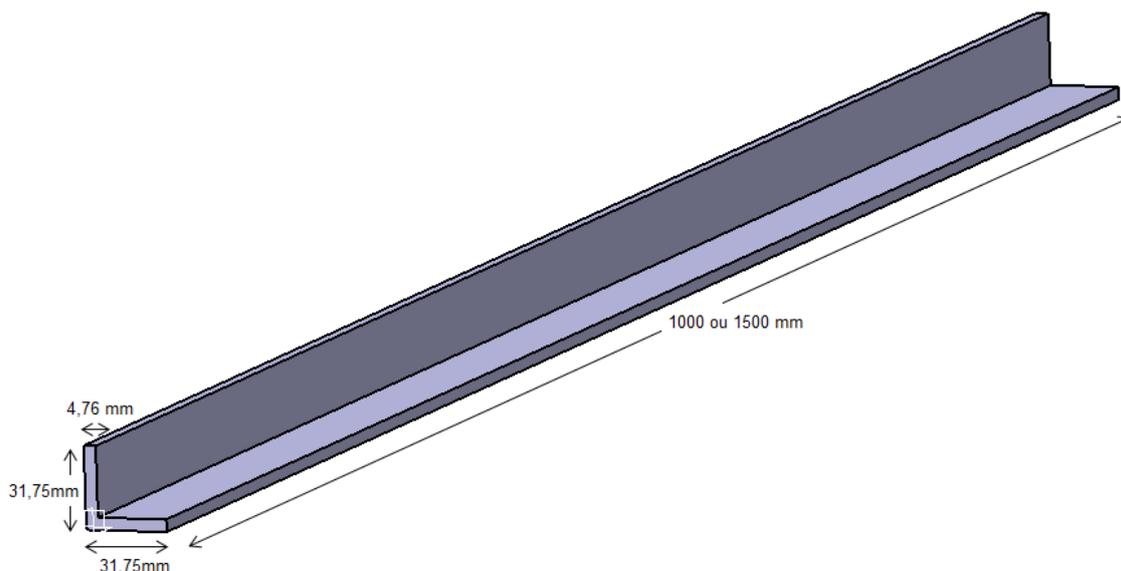


Figura 48 – Desenho CAD da plataforma dimensionada. (a) Sem reforços estruturais. Com reforços estruturais.

Com a chapa desenhada foi realizada uma malha utilizando elementos tetraédricos quadráticos com 10 nós, conforme ilustrado na Figura 49.

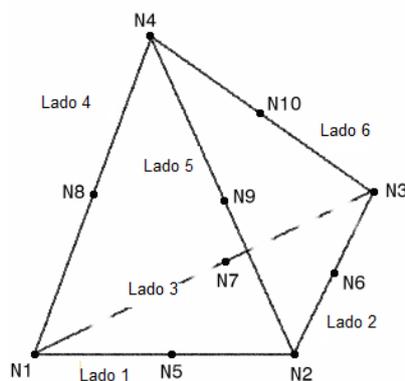


Figura 49 – Elemento finito tetraédrico quadrático utilizado nas simulações. (DASSAULT SYSTÈMES, 2009).

Este é um dos principais elementos presente no software e um dos mais indicados para execução de malhas em sólidos, bastante utilizado também para aplicações em superfícies curvas, além de fornecer boa precisão nos resultados com um custo computacional aceitável.

Este elemento possui 10 nós, indicados na Figura 49, cada um com 3 graus de liberdade translacionais. A Figura 50a ilustra a distribuição da malha ao longo da parte inferior da chapa sem reforços, sendo que cada elemento possui 25,004 mm totalizando em 16.108 elementos com 33.252 nós. Por sua

vez, a Figura 50b também apresenta a malha da parte inferior da mesa, entretanto devido à presença das cantoneiras, o número de elementos aumentou para 24.949 e o número de nós subiu para 50.924, sendo que tais elementos possuíam um tamanho de 23,441mm. Os tamanhos dos elementos foram definidos a partir de tentativa e erro, de modo que a malha não apresentasse erro ou ponto de imprecisão no resultado.

Para ambas as simulações, nas regiões de apoio das molas é possível observar, ainda pela Figura 50, 4 estruturas em uma tonalidade mais clara de azul, tais estruturas correspondem ao elemento de mola criado pelo software para simular o comportamento elástico das molas.

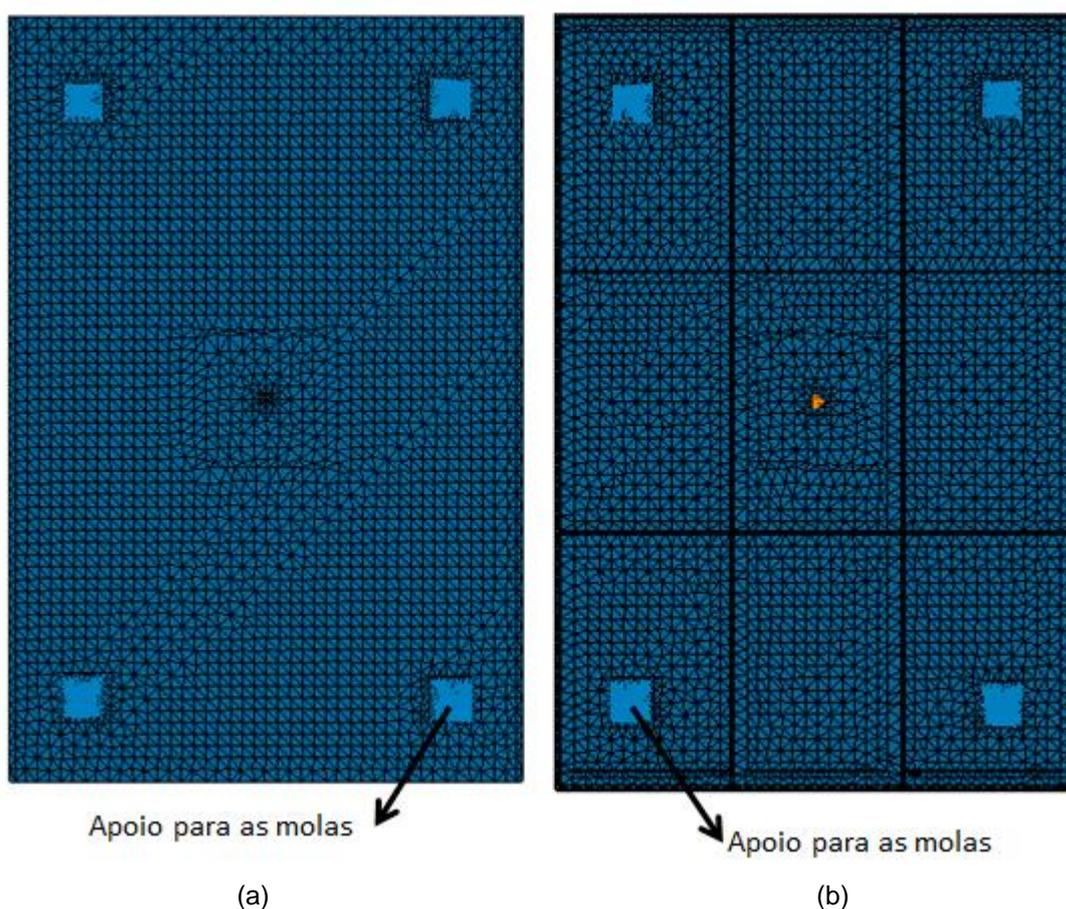


Figura 50 – Malha apresentada na chapa de 3 mm de espessura. (a) Sem reforço. (b) Com reforços.

Para isto foi utilizada a ferramenta *Smooth Spring Virtual Part* que atribuiu à chapa uma situação de ancoragem sobre molas semelhante a que será experimentada na prática. Dessa forma, o elemento se comporta como

uma mola de 6 graus de liberdade em série com um corpo rígido, e a cada um destes elementos foi assegurada uma rigidez de 19.363,5 N/m que será obtida a seguir por meio de ensaios sobre as molas. A Figura 51 ilustra com mais detalhes tais elementos.

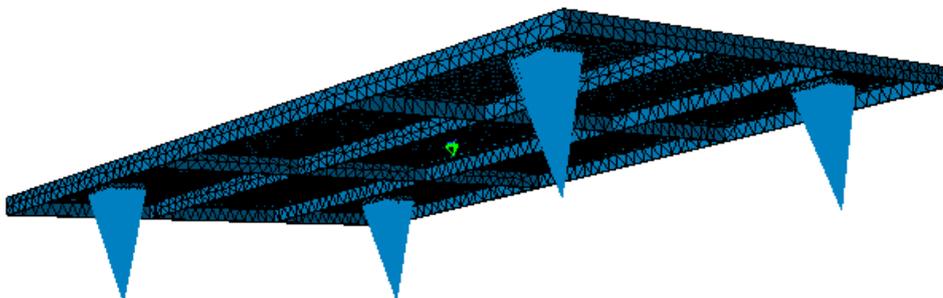


Figura 51 – Malha detalhando os elementos de mola inseridos na simulação.

Com relação às condições de contorno da estrutura modelada foi atribuída a bancada a capacidade de executar movimentos apenas verticais, com a utilização da ferramenta *Surface Slider* que permite o deslocamento de determinada face da geometria em apenas uma direção, no caso o deslocamento vertical.

Por fim, os elementos de mola possuem um ponto de ancoragem fixa aos quais estão engastados, semelhante ao que ocorrerá na bancada experimental onde a parte inferior da mola não possuirá movimentações. Um resumo destas condições de contorno é mostrado na Figura 52.

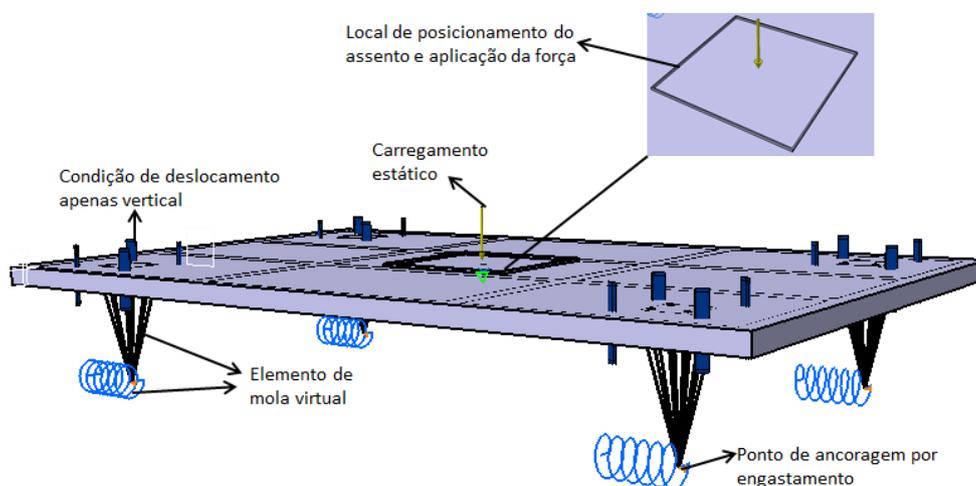


Figura 52 – Resumo com as principais condições de contorno.

Depois de realizar o ajuste da malha e definir as condições de contorno foi possível aplicar os carregamentos para verificação dos resultados estruturais. Dessa forma foram feitos 2 tipos de ensaios um estático e um dinâmico.

O ensaio estático foi realizado ao aplicar apenas a carga do assento rodoviário com 33,9 Kg, acrescido da massa média de um ocupante adulto de 80 Kg. Foi atribuída a massa do assento rodoviário por ser considerado o pior caso para uma aplicação estática visto que é a mais pesada. Por sua vez, a massa de 80 Kg foi atribuída ao ocupante por ser a massa média utilizada em diversos estudos atribuída a um homem adulto. Assim foi aplicado um carregamento distribuído de 1.116,22 N no local de posicionamento do assento conforme indicado no zoom presente no canto superior direito da Figura 52.

Assim para o carregamento estático foram realizados 6 ensaios numéricos, variando as espessuras em 1, 2 e 3 mm para a chapa com e sem reforços. Considerando para esta simulação a utilização do aço 1010 com as seguintes propriedades físicas: limite de resistência a tração de 325 MPa, módulo de elasticidade de 207 GPa, coeficiente de Poisson de 0,3 e densidade de 7850 Kg/m³ (CALLISTER, 2008).

Dessa forma, com o auxílio do módulo de análise estrutural do Catia V5R19® foi possível construir a Tabela 12 com o resumo dos resultados do ensaio estático da plataforma com e sem reforços para as 3 espessuras especificadas.

Tabela 12. Comparativo dos ensaios estáticos de desempenho estrutural da chapa sem e com reforço, com variação de espessura.

	Chapa sem reforço			Chapa com reforço		
	Tensões	Deslocamentos	CS	Tensões	Deslocamentos	CS
1mm	$2,90 \cdot 10^9$	457 mm	0,11	$7,4 \cdot 10^7$	16,8mm	4,39
2mm	$4,92 \cdot 10^8$	84,72mm	0,66	$6,07 \cdot 10^7$	16,3mm	5,35
3mm	$3,21 \cdot 10^8$	37 mm	1,01	$4,87 \cdot 10^7$	15,8mm	6,67

Da Tabela 12 é possível observar que, ao se utilizar uma chapa mais fina, as tensões e deslocamentos estruturais são maiores, por sua vez o coeficiente de segurança (CS) é menor.

Outro ponto a ser observado corresponde ao fato que a utilização dos reforços estruturais com cantoneiras acarretou na obtenção de tensões e

deslocamentos mais baixos e, conseqüentemente, em um aumento do CS. O que mostra que as cantoneiras são realmente eficazes em tornar a chapa mais resistente perante a atuação do carregamento estático.

Nota-se que, sem os reforços estruturais apenas a partir de 3 mm de espessura que se pode obter um CS de próximo de 1, entretanto a configuração de chapa como os reforços já atende à condição de projeto com chapas de 1mm de espessura.

Tal verificação foi positiva do ponto de vista econômico, visto que a compra de uma chapa mais espessa acarretava em maior custo do que a compra de cantoneiras. Isto pode ser observado no valor do preço do quilo de cada material, a chapa de aço custa em média 5,15 R\$/Kg, enquanto que as cantoneiras custam 3,6 R\$/Kg.

Entretanto, a bancada está submetida também a carregamentos dinâmicos provenientes do *shaker* que, como dito no início deste capítulo é capaz de fornecer um carregamento aleatório RMS de até 1.556,88 N.

Com a intenção de realizar a simulação estrutural em seu estado mais crítico, foi acrescido ao ensaio estático um carregamento dinâmico com a máxima amplitude de força RMS fornecida pelo shaker. Dessa forma, foi atribuído um carregamento senoidal de $1.556,88 \cdot \text{sen}(2\pi ft)$, onde foi utilizada uma frequência de ensaio de 80 Hz e um tempo de simulação de 30 s. Tal carregamento está aplicado na parte inferior da bancada na posição onde o *shaker* está em contato, conforme apresentado na Figura 53.

Dessa forma foi possível obter os resultados apresentados na Tabela 13.

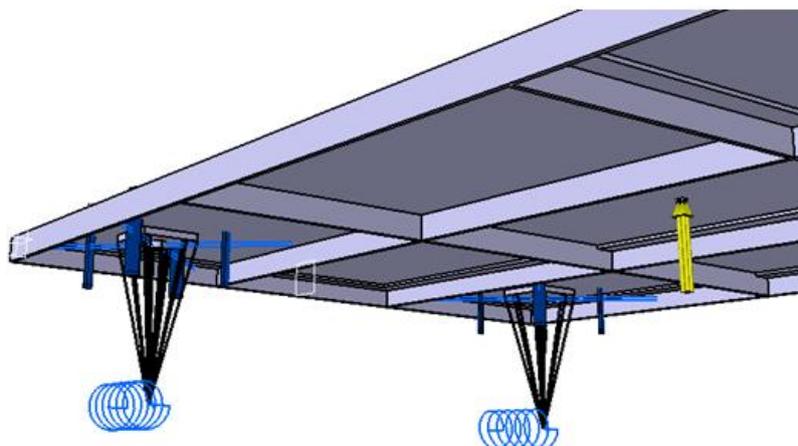


Figura 53 – Aplicação do carregamento dinâmico.

Tabela 13. Comparativo dos ensaios dinâmicos de desempenho estrutural da chapa sem e com reforço, com variação de espessura.

	Chapa sem reforço			Chapa com reforço		
	Tensões	Deslocamentos	CS	Tensões	Deslocamentos	CS
1mm	$7,40 \cdot 10^9$ Pa	945 mm	0,04	$3,74 \cdot 10^8$ Pa	40,2mm	0,86
2mm	$9,71 \cdot 10^8$ Pa	164mm	0,33	$2,17 \cdot 10^8$ Pa	27,6mm	1,49
3mm	$4,79 \cdot 10^8$ Pa	69,1 mm	0,68	$1,21 \cdot 10^8$ Pa	14 mm	2,68

Da Tabela 13 foi possível observar que, assim como no ensaio estático, a diminuição na espessura da chapa acarreta em um aumento de tensões na estrutura, aumento dos deslocamentos verticais e diminuição do CS. Por sua vez a adoção do reforço com cantoneiras provoca uma diminuição nas tensões, nos deslocamentos e conseqüentemente um aumento no CS.

Comparando os resultados da Tabela 12 com a Tabela 13, percebe-se que o ensaio dinâmico é mais severo do ponto de vista estrutural, visto que nas mesmas condições de materiais, dimensões e reforços são obtidos maiores tensões e deslocamentos para a situação dinâmica.

Dessa forma, a análise da espessura da chapa pode ser obtida pelo ensaio com carregamentos dinâmicos onde da Tabela 13, é possível observar que apenas as simulações com 2 e 3 mm de espessura e com os reforços estruturais de cantoneiras que a chapa atinge um $CS > 1$.

Pelo fato do coeficiente de segurança da chapa com 2 mm de espessura estar apenas 0,49 acima do limite de segurança, optou-se pelo uso da chapa de 3 mm de espessura com reforços.

As Figuras 54a e 54b apresentadas abaixo apresentam os resultados de tensões e deslocamentos da configuração de chapa escolhida, durante a simulação dinâmica descrita acima no instante de tempo de 20 s, onde houve um valor de pico para os resultados, simulações como estas foram obtidas para compor os resultados apresentados nas Tabelas 12 e 13 apresentadas acima.

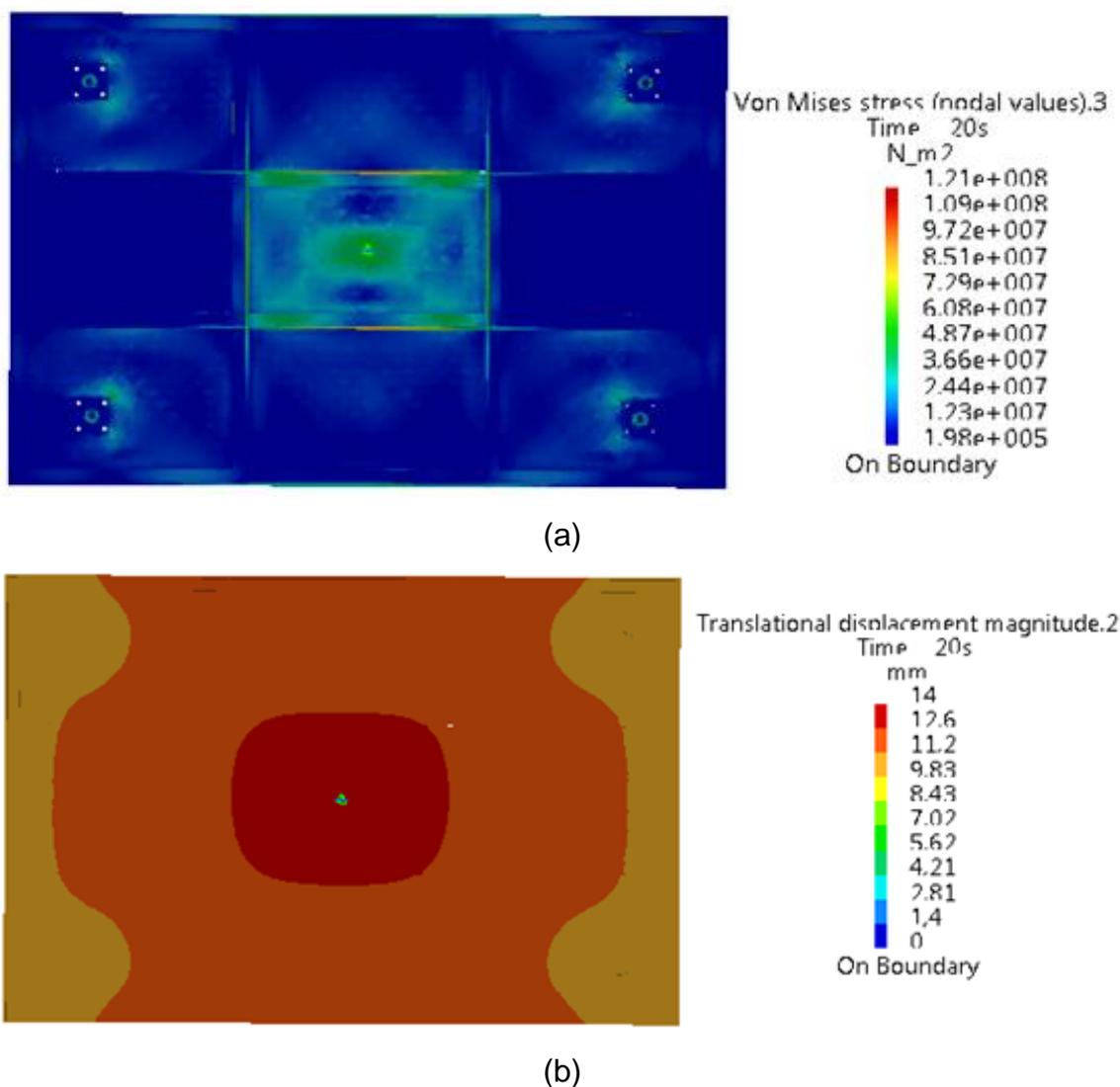


Figura 54 – Resultados estruturais dinâmicos para uma chapa de 3mm de espessura com reforços estruturais no instante de 20s de simulação. (a) Tensões Von Misses; (b) Deslocamento vertical;

Fixada ao centro da bancada se encontra uma chapa de aço 1010 com dimensões de 60 x 60 x 10 mm (comprimento x largura x espessura) com uma rosca compatível à presente no *stinger*. Esta peça possibilita o acoplamento e desacoplamento do *shaker* à bancada, esta apresentada no Apêndice A8.

Finalizado o dimensionamento da chapa, parte-se para o dimensionamento das molas que apoiam a chapa da estrutura, para isto foi desenvolvido um algoritmo em Matlab®, apresentado no Apêndice B, considerando a teoria a respeito de dimensionamento de molas helicoidais submetidas a carregamentos dinâmicos de compressão. Assim foram consideradas basicamente 2 bibliografias, Shigley (2005) e Norton (2004).

Ambos os autores recomendam a utilização de algoritmos iterativos para a resolução de dimensionamento de molas, devido ao elevado número de operações matemáticas a serem efetuadas por iteração. A Figura 55 ilustra o funcionamento do algoritmo desenvolvido para o dimensionamento de molas.

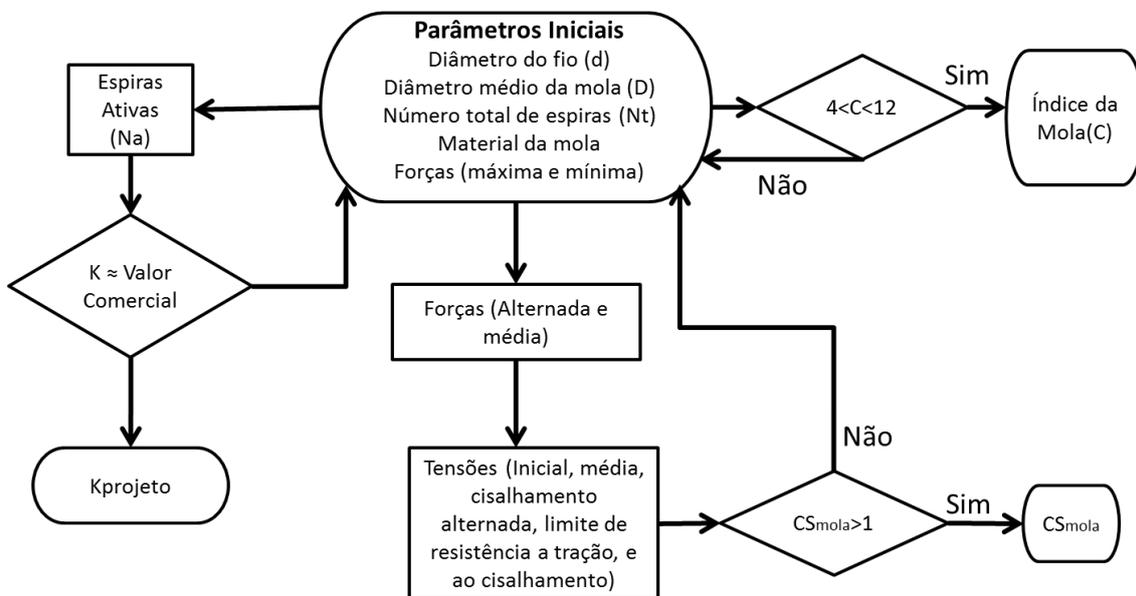


Figura 55 – Fluxograma do algoritmo de dimensionamento de molas.

Basicamente, para o algoritmo funcionar é necessário que o usuário insira no próprio código algumas informações que podem ser encontradas nos catálogos de fabricantes de molas como diâmetro do fio (d), diâmetro médio da mola (D), número total de espiras (Nt), material de constituição da mola, e as forças mínima ($Fmin$) e máxima ($Fmax$) submetidas à mesma. Na Figura 55 tais dados são encontrados no bloco de parâmetros iniciais.

Com a informação do número total de espiras (Nt) e com os dados do material constituinte da mola é possível calcular o número de espiras ativas (Na) e conseqüentemente o valor de rigidez da mola (K), lado esquerdo do fluxograma da Figura 55. Depois de calculado K o mesmo deve ser comparado com um valor de rigidez comercial, caso sejam próximos os dados de entrada podem ser mantidos caso contrário alterações devem ser efetuadas nos parâmetros iniciais.

O índice da mola (C), apresentado no lado direito do fluxograma da Figura 55, é calculado com os dados de diâmetro do fio (d) e diâmetro médio

da mola (D), onde o valor de C deverá estar situado dentro do intervalo de 4 a 12, isto porque quando $C < 4$ a mola é de difícil fabricação, e quando $C > 12$ a mola tem propensão a flambagem (NORTON, 2004). Caso o valor de C esteja fora de tais limites, os parâmetros iniciais deveram ser redefinidos; caso contrário é fornecido um valor de C de projeto.

Por fim, deverá ser calculado o coeficiente de segurança da mola (CS_{mola}), onde com os parâmetros iniciais diâmetro do fio (d), diâmetro médio da mola (D), dados do material da mola e dados das forças submetidas a mesma, é possível calcular as forças e tensões indicadas na parte inferior do fluxograma. Caso o valor de CS_{mola} não seja superior a 1 os parâmetros de entrada deverão ser novamente redefinidos, caso contrário o CS_{mola} atende os requisitos de segurança.

Para a mola a ser utilizada no projeto da bancada experimental, os seguintes valores foram inseridos no programa conforme Tabela 14.

Tabela 14. Valores utilizados como entrada do algoritmo.

Parâmetro	Valor
Diâmetro do fio (d)	7,1 mm
Diâmetro médio da mola (D)	35 mm
Número total de espiras (N_t)	18
Módulo de cisalhamento do material (G) – Liga de Bronze Fosforo	41,1 GPa
Força Mínima (F_{min})	240,25 N
Força Máxima (F_{max})	556,03 N

Dessa forma o algoritmo forneceu os resultados apresentados na Tabela 15.

Tabela 15. Valores utilizados como saída do algoritmo.

Parâmetro	Valor
Índice da mola (C)	4,93
Número de espiras ativas (Na)	16
Rigidez da mola (K)	19170 N/m
Coefficiente de Segurança ($C_{s_{mola}}$)	8,87

Com estes resultados restava encontrar ou encomendar um conjunto de 4 molas com características próximas às apresentadas acima. Além disso, buscava-se adquirir molas que possuíssem extremidades esquadrejadas e esmerilhadas, visto que tal característica melhora o assentamento e alinhamento da mesma em praticamente qualquer superfície plana. Dessa forma, a mola precisaria possuir uma rigidez próxima a 19,17 KN/m e possuir algo em torno de 18 espiras, sendo 16 ativas.

Após muita procura, foi verificado junto ao fabricante Honda Motos que as molas dos amortecedores traseiros usadas na motocicleta Honda CG150 possuíam características físicas semelhantes, entretanto a rigidez da mesma não foi fornecida. O Apêndice A9 apresenta o desenho técnico da mola em questão.

Dessa forma, foi adquirido um conjunto de 4 molas traseiras usadas da motocicleta Honda CG150, Figura 56, junto a uma oficina especializada em motocicletas por um preço de 15 reais cada. Valor este muito abaixo do custo de encomendar, de outro estado da Federação, a produção de uma mola sob medida.



Figura 56 - Molas de Honda CG150.

A fim de obter a rigidez das molas adquiridas, as mesmas teriam de ser ensaiadas em uma máquina de ensaio de tração para que fosse verificada sua rigidez.

Entretanto, antes de realizar os ensaios físicos, foi verificado que as molas necessitavam de um suporte de fixação das mesmas na máquina de ensaio de tração, visto que, caso a mesma escapasse da máquina poderia provocar graves acidentes.

Por isso, foram usinados os suportes apresentados na Figura 57.

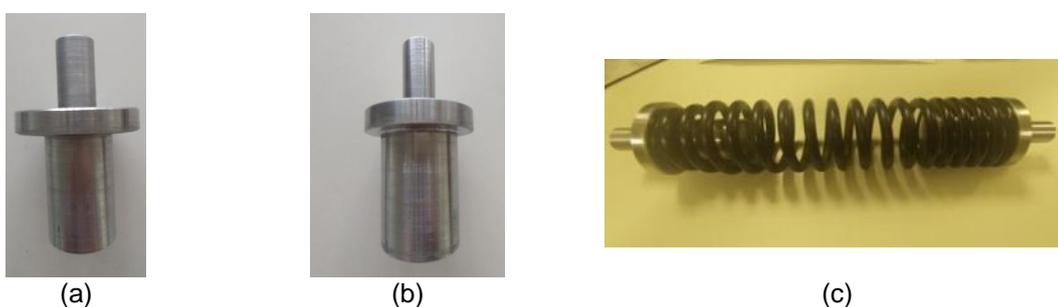


Figura 57 - Mola e seus suportes de ensaio. (a) Suporte superior; (b) Suporte inferior; (c) Mola montada em seus suportes.

Dessa forma, foram realizados dois ensaios de compressão sobre as molas aplicando uma força de 500 N a uma taxa de carregamento de 100N/s na máquina de ensaio de tração Instron 8801. A Figura 58 ilustra o ensaio realizado.



Figura 58 - Ensaio de compressão sobre a mola.

Como resultado do ensaio foi gerado, no software Matlab®, uma curva de força x deslocamento compressivo apresentada na Figura 59. Juntamente com a curva experimental é apresentado o ajuste linear feito através do método de mínimos quadrados, o resultado obtido corresponde a uma reta cujo coeficiente angular coincide com o valor da rigidez da mola.

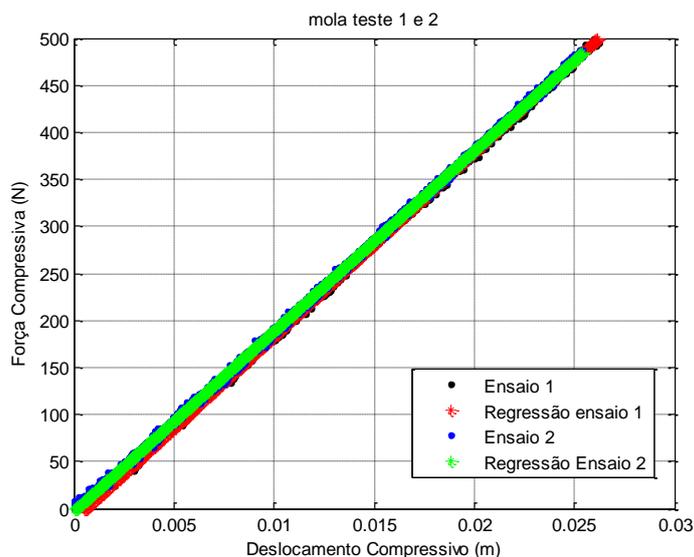


Figura 59 - Resultados experimentais obtidos da compressão da mola.

Os valores de coeficientes angulares encontrados nos dois ensaios realizados são dados por:

$$K1 = 19.177 \text{ N/m};$$

$$K2 = 19.550 \text{ N/m};$$

Dessa forma, pode ser obtido um valor médio de 19.363,5 N/m, valor considerado bem próximo ao obtido no algoritmo de dimensionamento de molas 19.170 N/m.

Apesar do índice da mola (C) ter sido de 4,92, isto não garante que a mola mesma não flambe segundo Norton (2014) uma mola pode flambar devido sua esbelteza caso a razão entre o comprimento livre (L_f) e o diâmetro médio da mola (D) seja superior a 4.

No caso da mola adquirida, a mesma possui um comprimento livre de 224 mm e um diâmetro médio de 34,3 mm, dessa forma obtém-se um valor de 6,53 para tal razão o que indica que a mola em questão pode flambar.

Para se evitar este problema de flambagem em molas de compressão pode-se posicionar um tubo no orifício central da mola. Dessa forma, foi selecionado no mercado um tubo de aço 1010 de 1" ou 25,4 mm de diâmetro externo que seria fixado ao apoio de molas, sendo que este último está fixado a parte inferior da plataforma, conforme indicado na Figura 60.

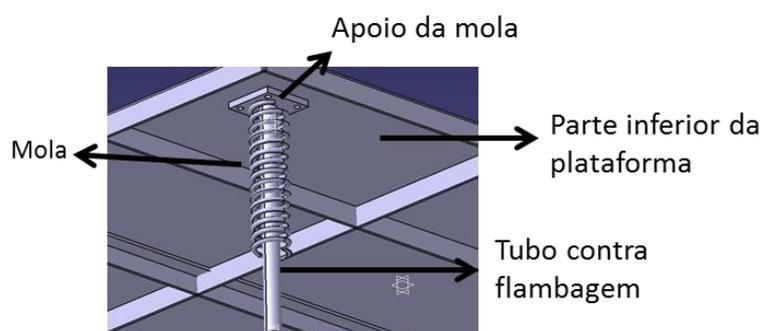


Figura 60 – Desenho CAD do tubo guia para o trabalho da mola.

Tal tubo possui uma espessura padrão para tubos de aço 1010 vendidos comercialmente, com 2,25 mm de espessura e possui um comprimento de 325 mm, conforme indicado no desenho técnico do apêndice A10.

Este comprimento se faz necessário, pois como uma das extremidades do tubo estará fixa na chapa de apoio da mola, conforme Figura 60, com a movimentação vertical da plataforma o mesmo precisa que sua outra extremidade se movimente verticalmente alojado dentro de outra estrutura tubular de maior diâmetro. Dessa forma, além de evitar a flambagem da mola, este tubo terá a função de guiar e garantir o deslocamento apenas na direção vertical.

Como o tubo de 1" trabalha dentro de outra estrutura tubular, é necessário que a interação por atrito entre ambos seja a menor possível, visto que perdas por atrito diminuiriam a energia de vibração presente durante o funcionamento da bancada.

Dessa forma, a estrutura ao qual o tubo de 1" trabalha corresponde a uma bucha de bronze TM23 que dentre suas propriedades físicas possui uma lubrificação natural por grafite ideal para trabalhos com ajustes deslizantes que ao ser auxiliada por uma graxa se ajustou perfeitamente ao proposito da bancada.

A bucha de bronze possui um diâmetro interno de 25,42 mm, um diâmetro externo de 39,44 mm e um comprimento de 72 mm, conforme ilustrado no Apêndice A11. Com exceção do diâmetro interno que obrigatoriamente deveria ser maior que o diâmetro externo do tubo de 1", as demais dimensões foram selecionadas como as menores do mercado, em virtude do preço da bucha de bronze.

Externamente a essa bucha existe outra bucha, no entanto de aço 1020, ilustrada na Figura 61. Tal material foi utilizado devido ao elevado preço do bronze, cerca de 90 R\$/Kg, comparado ao do tarugo de aço, cerca de 10,6 R\$/Kg. Como não haveria necessidade de lubrificação a não ser na parte interna da bucha de bronze, foi utilizado o aço por ser um material mais viável financeiramente para o preenchimento do vão entre a bucha de bronze e o interior do tubo de aço 1010 externo de 2,5" de diâmetro externo.

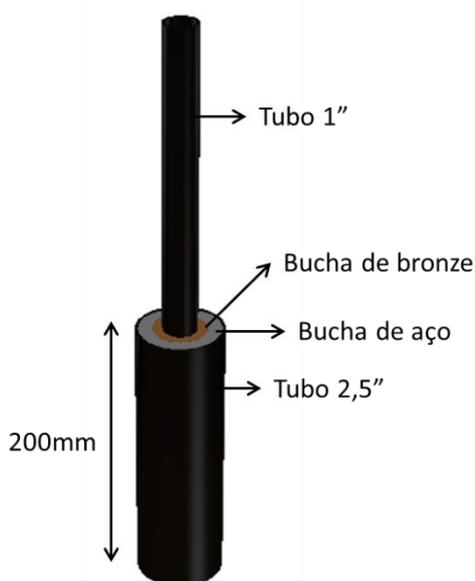


Figura 61 – Desenho CAD da estrutura de deslocamento vertical da bancada.

Essa bucha de aço possui um diâmetro interno de 39,4 mm e um diâmetro externo de 59,04 mm, necessários para fornecer respectivamente um

ajuste por interferência com a bucha de bronze e com o tubo de 2,5". Além disso, possui uma altura de 72 mm que deve ser igual à da bucha de bronze para dar melhor acabamento as peças a serem produzidas, tais dimensões podem ser vistas no Apêndice A12.

O último elemento que compõe a estrutura apresentada na Figura 61, corresponde ao tubo de 2,5" de diâmetro externo que possui a função de fornecer o espaço para o curso para o tubo de 1".

A escolha por essa dimensão de 2,5" de diâmetro externo se deu pelo fato da mola estar apoiada na extremidade desses tubos, como a mola possui um diâmetro externo de 41,04 mm, esta necessitava estar ancorada em uma estrutura de diâmetro maior que o dela, sendo que o menor tubo encontrado no mercado que atendia tal condição correspondia ao tubo utilizado.

Assim como o tubo de 1" o tubo de 2,5" possui uma espessura padrão de tubos comerciais de aço 1010 de 2,25 mm e possuindo dessa forma um diâmetro interno de 39,4 mm que fornece o ajuste por interferência com a bucha de aço. O desenho técnico desta peça pode ser visto no Apêndice A13.

Por fim, percebe-se pela Figura 62 que a bancada possui movimento vertical devido a montagem atribuída pelo conjunto do tubo de 1", bucha de bronze, bucha de aço e tubo de 2,5", sendo que o fim de curso que esta montagem propicia a bancada corresponde a 0,101 m.

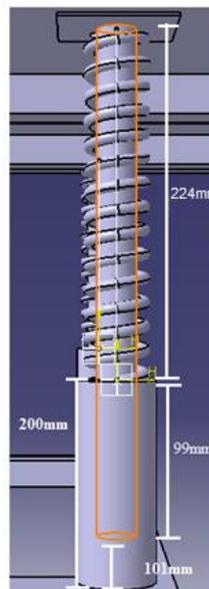


Figura 62 – Dimensões da estrutura responsável pela dinâmica vertical da bancada.

O último elemento estrutural da bancada corresponde ao perfil em I utilizado para fornecer a altura necessária à bancada de forma que o *shaker* consiga ficar posicionado abaixo da mesma, além disso, essa estrutura tem que ser robusta o suficiente para de sustentar todas as demais estruturas já citadas.

O perfil I foi selecionado devido ao fato de sua geometria facilitar o processo de soldagem entre as diferentes peças, e em virtude de suas abas internas fornecerem alta inércia e maior resistência geométrica.

Este perfil é constituído de um aço ASTM A36 que possui principalmente aplicações estruturais como aplicações veiculares e em estruturas de sustentação. Suas dimensões são especificadas segundo catálogo do fabricante conforme indicado na Tabela 16 e a Figura 63.

Tabela 16 – Dimensões do perfil I utilizado (GERDAU, 2017).

Bitola (in)	Peso Nominal (Kg/m)	Alma		Mesa		Área (cm ²)
		d(mm)	t _w (mm)	b _f (mm)	t _f (mm)	
3"	8,48	70,20	4,32	59,12	6,60	10,80

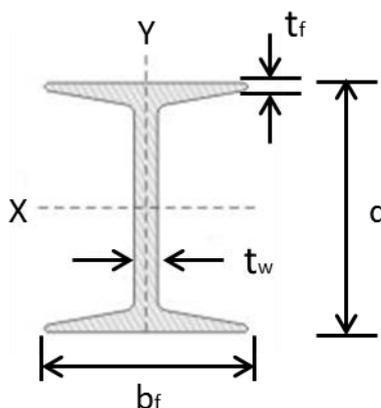


Figura 63 – Dimensões do perfil I utilizado (GERDAL.2016).

Pelo fato do *stinger* se rosquear ao *shaker* e a bancada sua altura pode ser regulada rosqueando-se mais ou menos em ambas as direções. Assim rosqueando-se 41,78 mm o conjunto *shaker/stinger* adquire uma altura de 734 mm. Dessa forma, utilizando perfis verticais de 300 mm de comprimento é possível posicionar a plataforma nessa exata altura. Assim, as primeiras peças

do perfil I puderam ser representadas como mostra a Figura 64 e o Apêndice A14.

A Figura 64 apresenta o comprimento do perfil I já disposto na configuração de montagem da base da bancada.

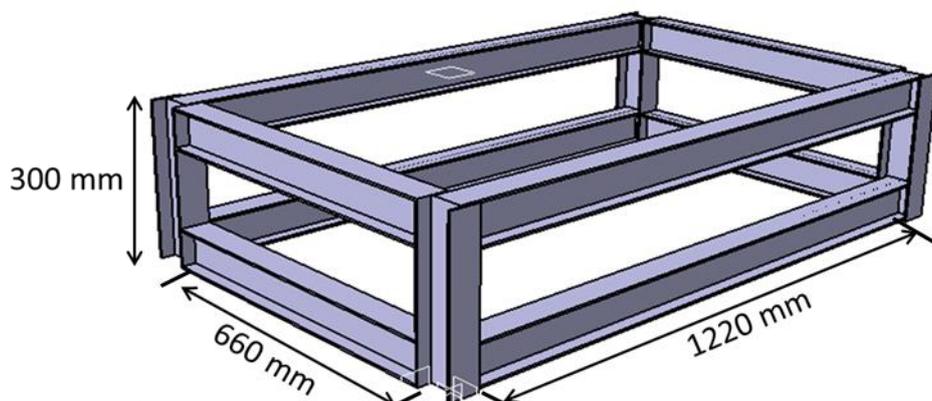


Figura 64 – Dimensões das peças de perfil I, e montagem para compor a base da bancada.

As demais medidas de peças do perfil I, com 660 mm e 1220 mm de comprimento (Figura 64 e Apêndice A15 e A16), foram dimensionadas de forma a não posicionar as ancoragens verticais da chapa na direção dos reforços de cantoneiras, deixando estas estruturas de apoio próximas e equidistantes das extremidades da chapa.

A Figura 65 mostra o posicionamento dos apoios de mola equidistante das extremidades da chapa, conforme descrito acima.

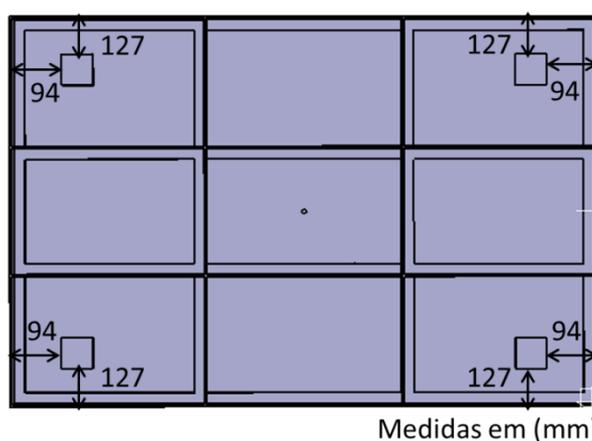


Figura 65 – Apoios das molas equidistantes das extremidades.

Por sua vez, a Figura 66 ilustra as dimensões gerais de todas as peças já citadas ao longo do capítulo até o momento.

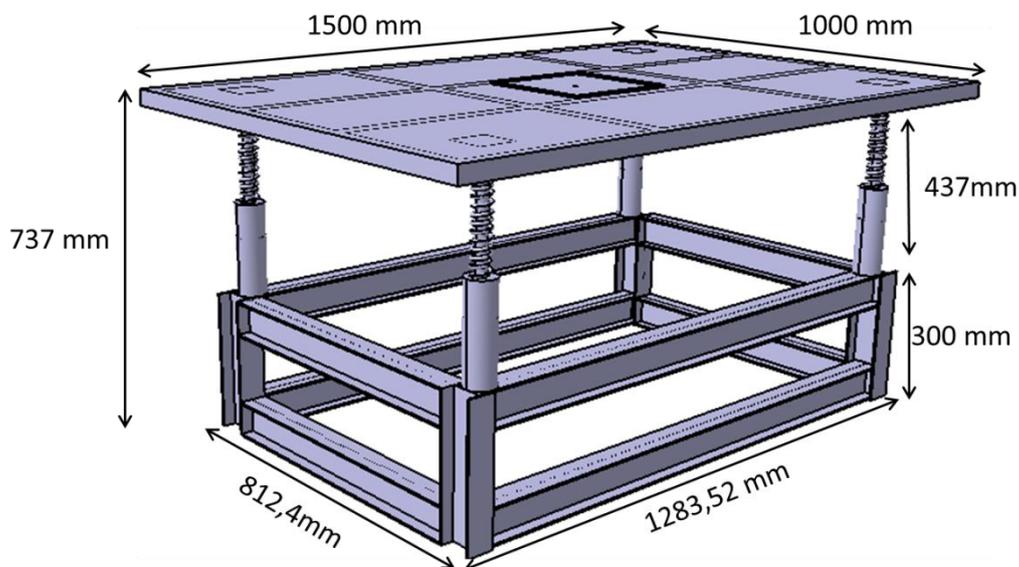


Figura 66 – Dimensões da bancada com todas as peças dimensionadas até o momento.

Por fim, o último elemento constituinte do projeto se baseava no desejo em se construir uma bancada que possuísse elementos para o posicionamento das mãos e dos pés do ser humano durante o ensaio, tal qual apresentado nos trabalhos de Parker (2008) e Smith *et al.*(2015), descritos no item 2.2 do capítulo 2.

O posicionamento das mãos e dos pés de um indivíduo submetido a um ensaio de VCI realizado laboratorialmente deve ser o mais próximo possível do posicionamento real encontrado em um posto de trabalho de um motorista de ônibus, a fim de que sejam obtidos resultados próximos aos que seriam coletados em uma medição realizada em um posto de trabalho.

Outro fator que contribui para a presença desses elementos de marcação de posição está no fato de que essas marcações evitam que o indivíduo se mexa em excesso durante a coleta de dados de vibração de corpo inteiro interferindo assim, o mínimo possível nos dados coletados.

Para dimensionar estas estruturas foram medidas as posições do volante e dos pedais nos 3 ônibus apresentados na Figura 45 do início deste capítulo.

Das medições realizadas nos ônibus foi possível notar que quando em sua posição mais baixa, o volante fica posicionado em média a uma altura de 609 mm do assoalho do veículo, em uma angulação de 38° da coluna de

direção com a vertical. Por sua vez os pedais proporcionam ao condutor uma angulação em relação a horizontal de 25° , a Figura 67 ilustra tais medições.

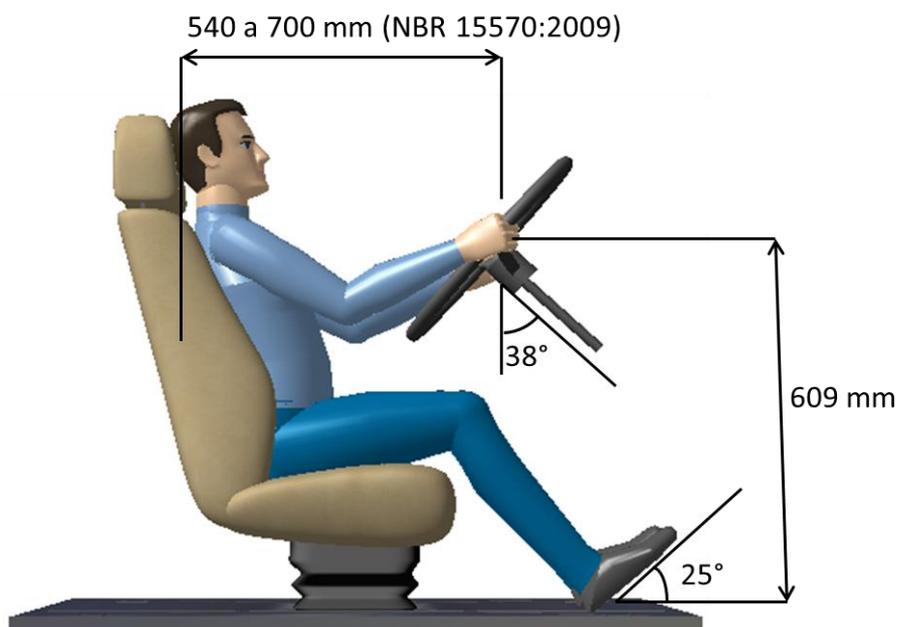


Figura 67 – Apoios das molas equidistantes das extremidades.

Como dito anteriormente a bancada experimental possui 734 mm de altura, dessa forma era necessário que a estrutura de suporte do volante elevasse o mesmo até uma altura mínima de 1346 mm.

Entretanto os ônibus atuais possuem sistema de regulagem de altura que podem elevar o volante em até 200 mm, dessa forma foi desenvolvido um sistema de regulagem de altura que proporcionasse esse efeito a pessoa submetida ao ensaio.

Este dispositivo pode ser melhor visualizado na Figura 68a onde é possível visualizar o volante com seu dispositivo de elevação, e em detalhe no canto direito da mesma figura o *zoom* realizado no dispositivo de elevação. Na Figura 68b são apresentadas as principais medidas do dispositivo desenvolvido, o desenho técnico do mesmo pode ser encontrado em detalhes nos Apêndices A17 a A19. Este volante foi adquirido junto a um ferro velho pelo preço de R\$ 50.

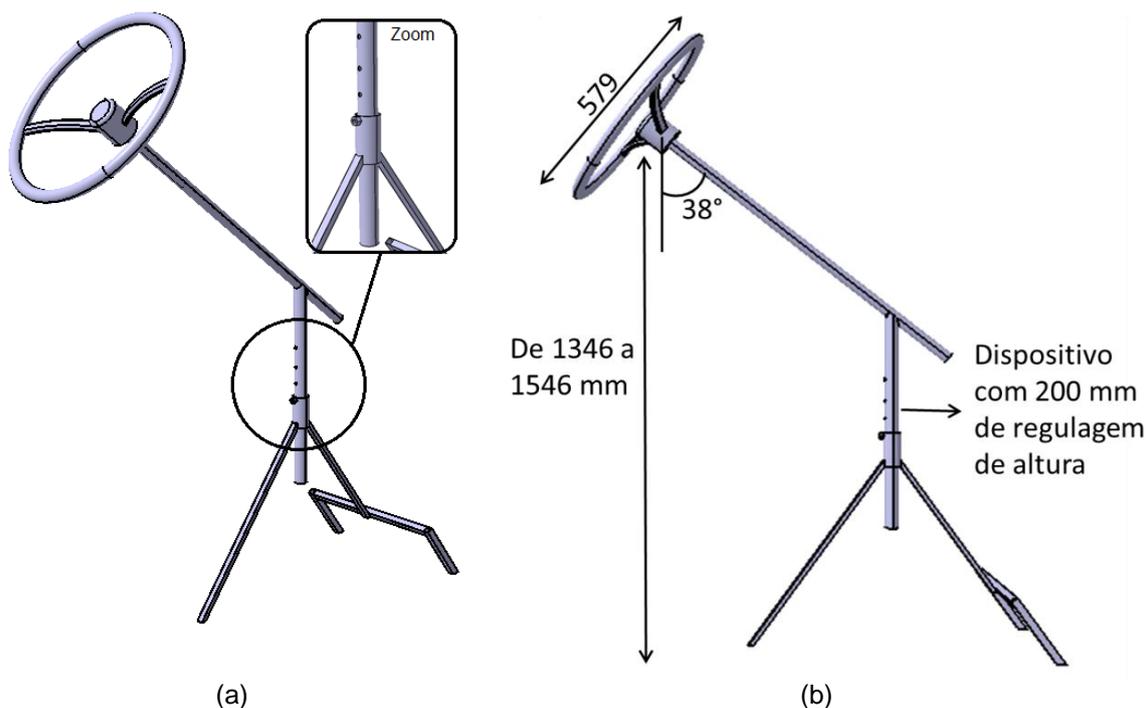


Figura 68- Elementos de posicionamento das mãos: (a) Representação em CAD do volante; (b) Principais medidas do sistema de elevação do volante.

Com relação à posição dos pés, foi desenvolvido um apoio utilizando pedaços de madeira descartados por madeireiras. Tal apoio se baseia em uma caixa que forma um plano inclinado de aproximadamente 25°, conforme especificado na Figura 69 e no Apêndice A20.

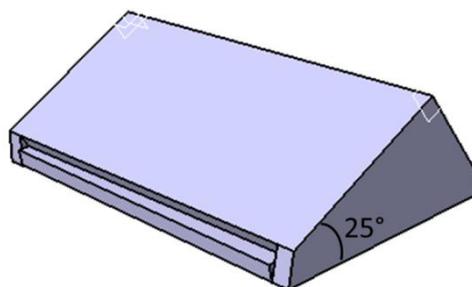


Figura 69 - Elementos de posicionamento dos pés.

Dessa forma, foram definidos todos os elementos, com seus respectivos materiais e dimensões que propiciaram a elaboração do desenho em CAD do projeto da bancada de vibrações. A Figura 70 ilustra a disposição espacial dos elementos projetados.

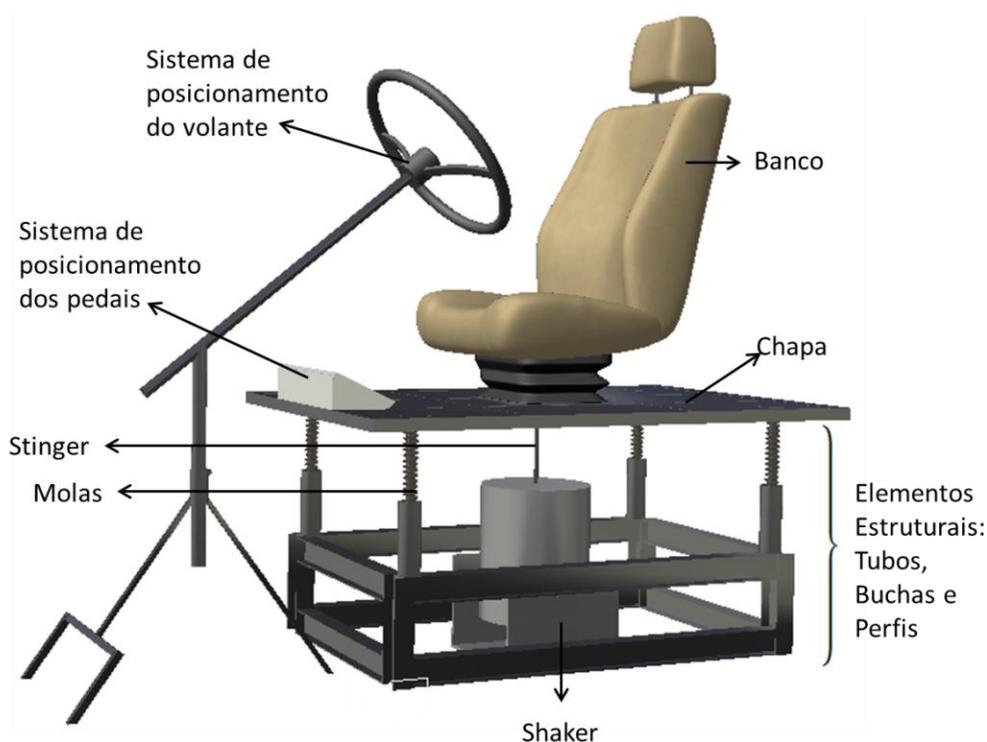


Figura 70 – Desenho em CAD da bancada experimental projetada.

Em resumo, as principais características da bancada experimental descrita neste capítulo podem ser visualizados na Tabela 17.

Tabela 17. Valores utilizados como saída do algoritmo.

Elemento	Característica
<i>Shaker</i>	<ul style="list-style-type: none"> - Eletrodinâmico; - Dimensões: 525,78 x 368,3 x 368,3 mm (comprimento x largura x altura); - Amplitude da força RMS: 1556,88 N;
Banco	Rodoviário: <ul style="list-style-type: none"> - Massa: 33,9 Kg; - Rigidez: 202,55 KN/m; - Amortecimento: 600 Ns/m; - Preço: R\$ 200,00
	Urbano: <ul style="list-style-type: none"> - Massa: 22,4 Kg; - Rigidez: 65,98 KN/m;

	<ul style="list-style-type: none"> - Amortecimento: 600 Ns/m - Doado;
Chapa	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Aço 1010; - Dimensões: 1500 x 1000 x 3 mm (comprimento x largura x espessura); - Reforçada com cantoneiras de aço 1010; - Massa: 44 Kg (chapa) + 21,66 Kg (cantoneiras); - Preço: Chapa (R\$ 216,00) + Cantoneiras (R\$ 93,60)
Mola	<ul style="list-style-type: none"> - Rigidez: 19,36 KN/m; - Comprimento Livre: 224 mm; - Diâmetro do fio: 7,1 mm; - Preço: R\$ 15,00 por mola;
Tubos	<ul style="list-style-type: none"> - Tubo de diâmetro externo de 2,5”: - Material: aço 1010; - Dimensões: Comprimento: 200 mm, Espessura: 2,25 mm; - Preço: R\$ 104,95;
	<ul style="list-style-type: none"> - Tubo de diâmetro externo de 1”: - Material: aço 1010; - Dimensões: Comprimento: 325 mm, Espessura: 2,25 mm; - Preço: R\$ 40,48;
Buchas	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Bronze TM23; - Dimensões (mm): $\varnothing_{int}=25,42$; $\varnothing_{ext}=39,44$; Comprimento: 72; - Preço: 90 R\$/Kg;
	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Aço 1020; - Dimensões: $\varnothing_{int}=39,4$; $\varnothing_{ext}=59,04$; Comprimento: 72; - Preço: 10,6 R\$/Kg;
Perfis	<ul style="list-style-type: none"> - Perfil I de aço ASTM A36 - Barras de 1200 mm, 660 mm e 300 mm
Posicionamento do volante	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Metalão; - Inclinação de 38° com a vertical; - Altura regulável: De 1346 a 1546 m;
Posicionamento dos pedais	<ul style="list-style-type: none"> - Material: Madeira; - Fornece inclinação de 25° aos pés

Após todo o dimensionamento dos elementos físicos da bancada, a seção a seguir apresenta o início da etapa de simulações numéricas da bancada.

4.2. LEVANTAMENTO DE REQUISITOS E DETERMINAÇÃO DOS PARÂMETROS DE PRÉ-PROJETO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Nesta seção será avaliado numericamente o comportamento estrutural da bancada através de simulações em elementos finitos utilizando o software *Catia V5R19*®.

Além disso, serão avaliados os níveis de aceleração resultante normalizada (*aren*) obtidos ao submeter a bancada proposta a diferentes frequências de excitação (de 10 a 80 Hz), para isto foi utilizado o *software de Adams View*®.

4.2.1 Simulações em Elementos Finitos

Conforme apresentado na seção anterior, o software *Catia V5R19*® além de ser uma ótima ferramenta CAD, também é eficaz em realizar simulações estáticas e dinâmicas utilizando o método de elementos finitos. Por isso, foi utilizado novamente na estrutura apresentada na Figura 66 para avaliar o comportamento modal, estático e dinâmico da mesma, visto que até o momento só haviam sido realizadas simulações na chapa de sustentação da bancada.

A estrutura da bancada foi modelada com o mesmo elemento finito apresentado na Figura 49, o elemento tetraédrico quadrático com 10 nós, cujas características foram citadas também na seção anterior. Este elemento foi aplicado em toda a estrutura da bancada como pode ser visto na Figura 71.

A malha apresentada na Figura 71 possui 76.848 elementos com 156.992 nós, sendo que os elementos que cobriram a chapa, os tubos de 1" e as cantoneiras possuíam um tamanho de 20,058 mm, os elementos que

cobriam as molas 14,728mm e os que cobriam as buchas, o tubo de 2,5” e os perfis I possuíam 23,441mm. Assim como na simulação realizada na chapa da seção anterior tais tamanhos de elementos foram determinados de modo que a malha não apresentasse nenhum erro ou ponto de imprecisão de resultado.

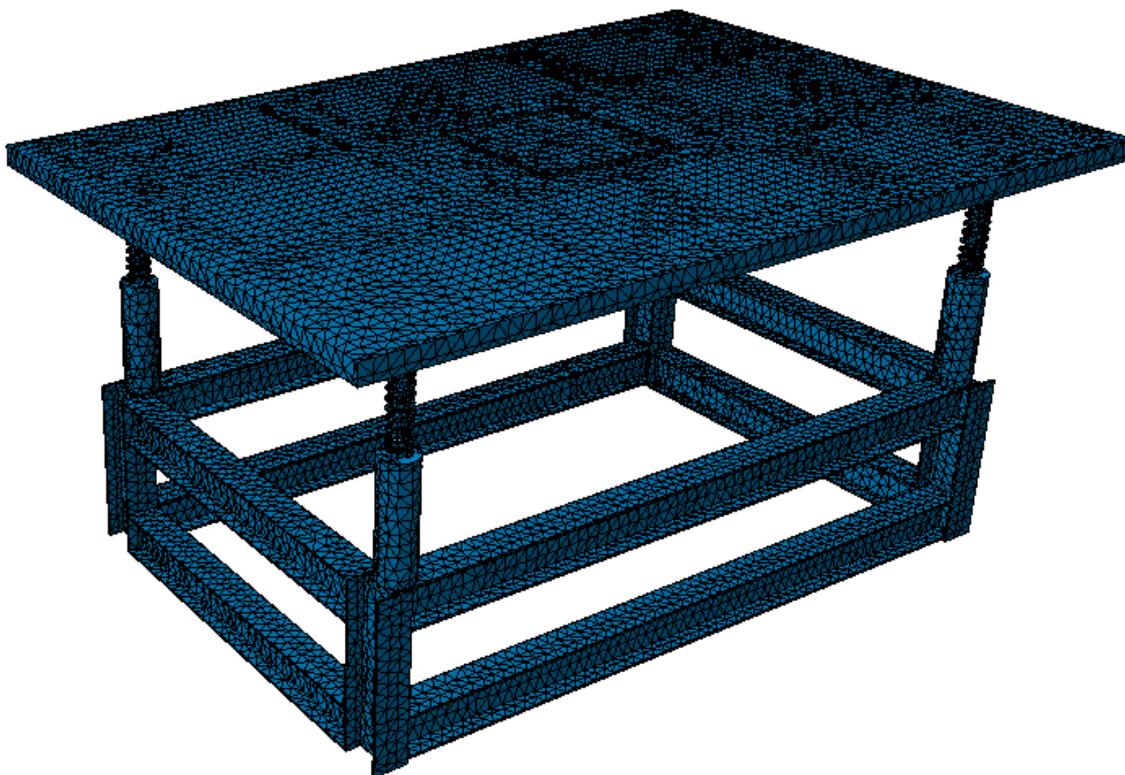


Figura 71 – Bancada com aplicação de malha utilizando o elemento tetraédrico com 10 nós.

Com relação às condições de contorno e conexões presentes na simulação e com o auxílio da ferramenta “*Clamp*” foi atribuída uma restrição por engaste na parte inferior dos perfis I visto que os mesmos seriam parafusados no chão, a Figura 72 ilustra esta restrição esta destacada pela cor azul claro.

Com a ferramenta “*Surface Slider*” foi possível permitir o deslocamento vertical da bancada através do deslizamento entre o diâmetro externo do tubo de 1” e o diâmetro interno da bucha de bronze. Na Figura 72 tal restrição está destacada pela cor vermelha.

As molas, por sua vez, são restringidas em sua extremidade superior pela ferramenta “*User Define restrain*” que permite apenas translações verticais, entretanto, na extremidade inferior todos os graus de liberdade foram restritos. Na Figura 72 tal restrição esta destacada pela cor verde.

Para atribuição dos contatos das molas com a plataforma e com as buchas foram atribuídas 8 conexões uma em cada extremidade das 4 molas, tal conexão é importante pois evita que um corpo penetre durante a simulação, na Figura 72 tais conexões são destacadas pela cor vermelha.

Por fim é atribuída a conexão de deslocamento vertical ao tubo de 1" com relação a bucha de bronze, o que permite que a bancada realize o movimento de vibração vertical quando submetida a determinado carregamento. Na Figura 72 essa conexão está representada pela cor amarela.

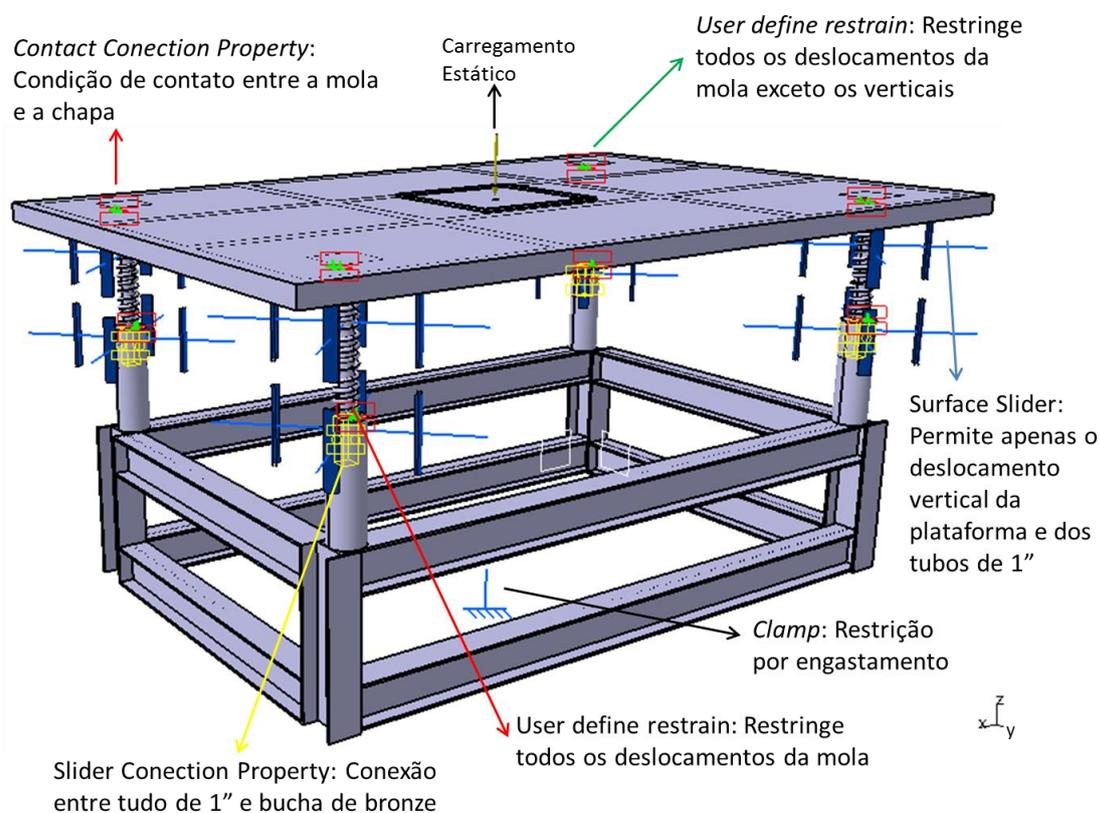


Figura 72 – Condições de contorno atribuídas a bancada experimental e as ferramentas utilizadas.

Estas restrições e esta malha foram mantidas para as análises estática, dinâmica e modal apresentadas a seguir.

Com a malha devidamente definida e as condições de contorno aplicadas, pode-se partir para a etapa de aplicação do carregamento estático, que, conforme apresentado na Figura 72, foi aplicado na parte superior da plataforma com um carregamento de 1.116,22 N que equivale ao peso de um

motorista de 80 Kg sentado sobre o assento de ônibus rodoviário descrito na seção acima com uma massa de 33,9 Kg.

Quanto aos materiais utilizados na simulação da bancada experimental foram os mesmos foram relacionados de acordo com a Tabela 18.

Tabela 18 – Relação de materiais utilizados na simulação numérica (CALLISTER, 2008).

Materiais	Propriedade			Atribuição ao elemento na bancada
	Densidade (Kg/m ³)	Tensão de Escoamento (Mpa)	Limite de Resistência a Tração (Mpa)	
Aço 1010	7850	180	325	Tubos, chapa e cantoneira.
Aço 1020	7850	205	380	Bucha de aço
Aço ASTM-A36	7850	220	400	Perfil I
Liga de Bronze-Fósforo	8860	130	325	Molas
Bronze TM23	9030	157	275	Bucha de bronze

Dessa forma foi realizado o ensaio de simulação estática na plataforma desenvolvida onde pela Figura 73 é possível notar que as tensões máximas adquiridas foram de 47,2 Mpa. Considerando que o menor limite de resistência a tração dos materiais corresponde ao do bronze TM23, verifica-se que tal ensaio apresenta um coeficiente de segurança de 6,88.

A Figura 74 por sua vez apresenta os deslocamentos obtidos após a aplicação de um carregamento estático aplicado na região onde está localizado o banco. Nessa figura percebe-se que a chapa se desloca quase que por inteiro o que mostra um bom desempenho dos reforços por mola, além disso, o fato do deslocamento máximo ter sido de 15,8 mm, assegura que a mola não atingirá o fim de curso de 101 mm apresentado na Figura 62.

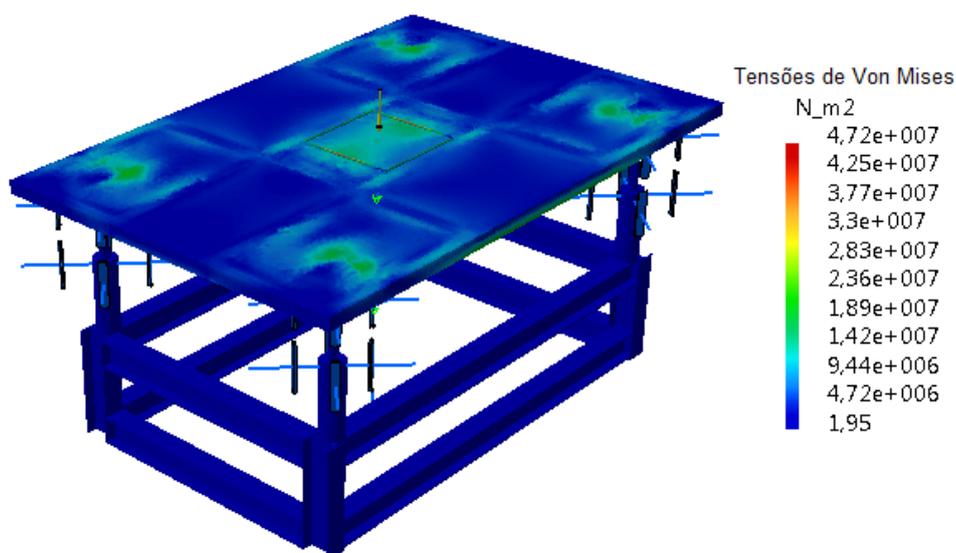


Figura 73 – Tensões obtidas no ensaio de análise estática.

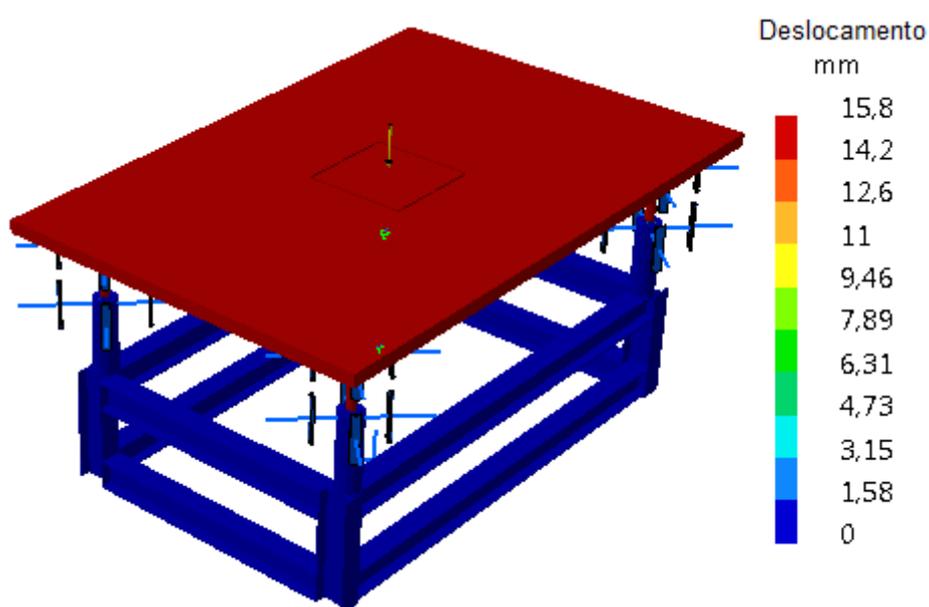


Figura 74 – Deslocamentos obtidos nos ensaio de análise estática.

Após a realização da simulação estática, partiu-se para a realização da simulação modal e dinâmica, que a exemplo da simulação dinâmica realizada sobre a chapa na seção anterior, foi acrescido a estrutura um carregamento senoidal de $1556,88 \cdot \text{sen}(2\pi ft)$, onde f representa uma frequência de ensaio de 80 Hz durante um tempo t de 30 s de simulação.

Tal carregamento foi aplicado no centro da parte inferior da bancada, logo abaixo do assento, na posição exata atribuída ao *stinger* durante os ensaios experimentais, a Figura 75 ilustra a aplicação desse carregamento.

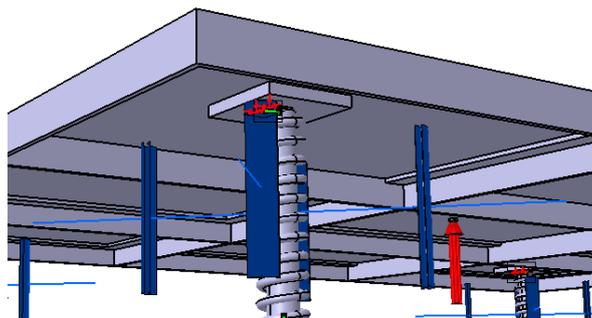


Figura 75 – Aplicação de carregamento dinâmico na simulação.

Com esta aplicação de força foi visualizado durante os 30 s de simulação a tensão máxima obtida corresponde a 67,7 MPa, conforme indicado na Figura 76. Percebe-se um acúmulo de tensões no centro da chapa o que era esperado visto que corresponde à posição onde o carregamento foi aplicado.

Considerando que o menor limite de resistência a tração dos materiais utilizados corresponde ao do bronze TM23, conforme mostra a Tabela 18 verifica-se que tal ensaio apresenta um coeficiente de segurança de 3,79.

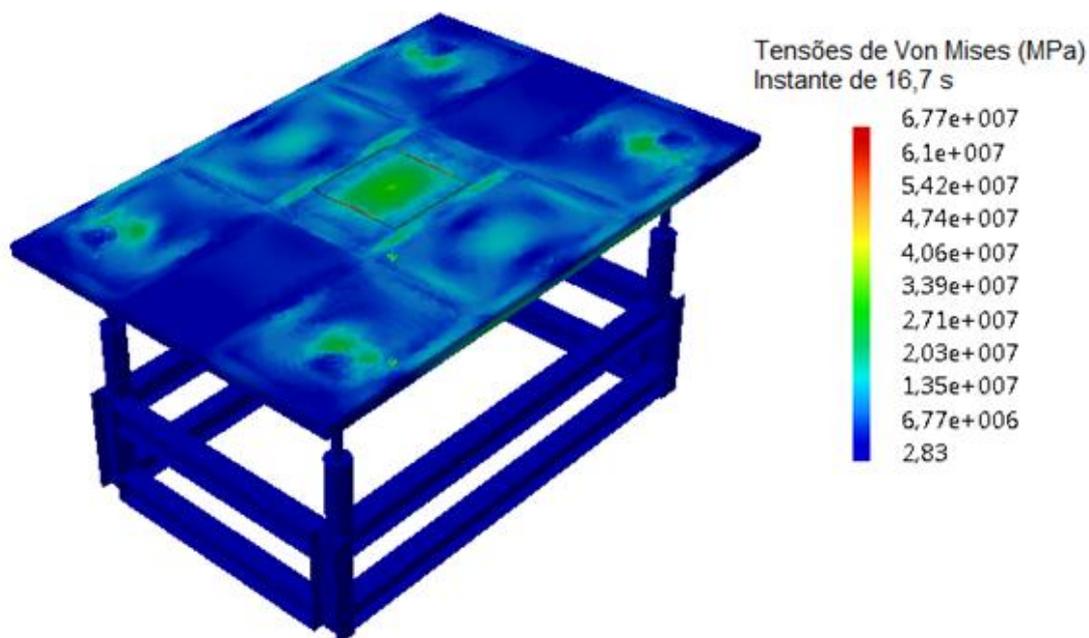


Figura 76 – Tensões obtidas no instante de 6,2 s, submetido a um carregamento dinâmico.

Em seguida foram verificados os deslocamentos durante os 30 s de simulação, sendo que foi verificado que no instante de 16,7 s os deslocamentos máximos obtidos foram de até 20 mm. Tais deslocamentos foram considerados aceitáveis, visto que o fim de curso disponível para a estrutura se deslocar corresponde a 101 mm.

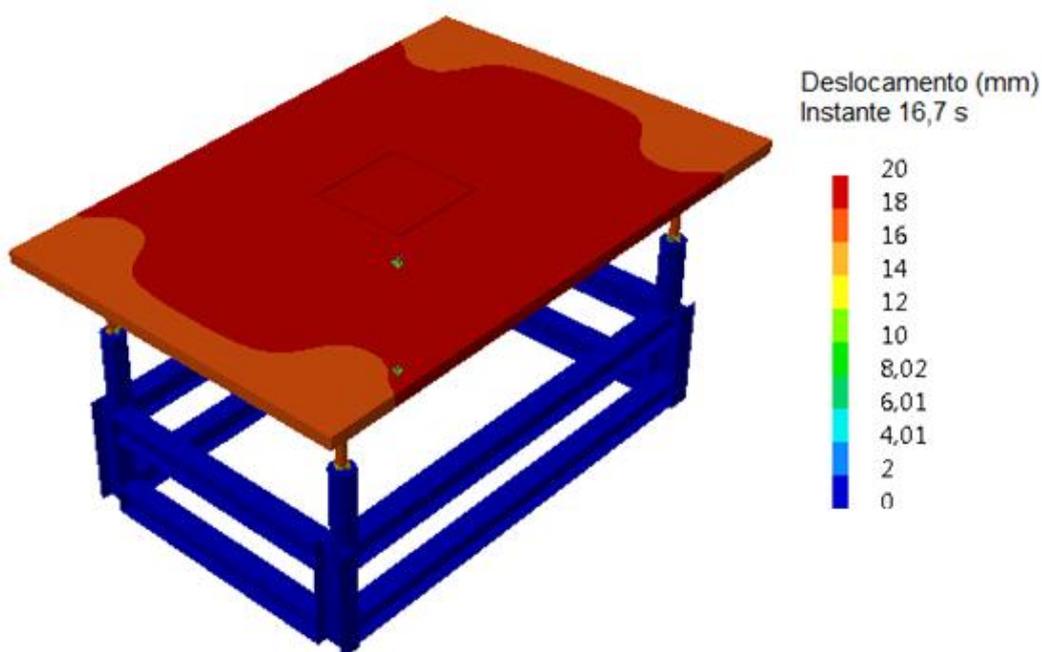
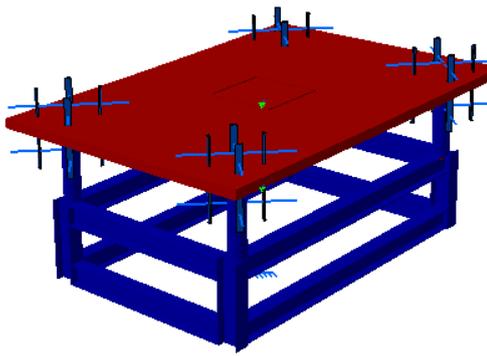


Figura 77 – Deslocamentos obtidos no instante de 16,7 s, submetido a um carregamento dinâmico

Das simulações estáticas e dinâmicas obtidas, é possível notar que o ensaio dinâmico é bem mais severo que o estático, visto que atinge maiores tensões, maiores deslocamentos fornecendo conseqüentemente menores coeficientes de segurança.

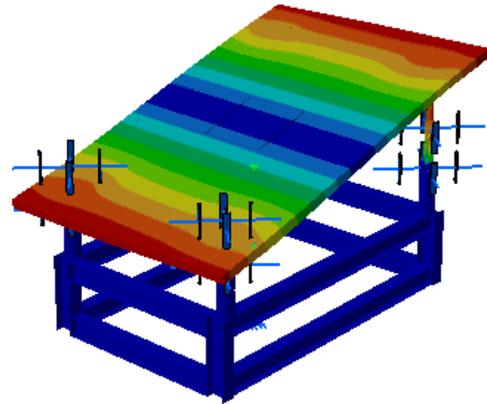
Apesar disso, os resultados dinâmicos obtidos foram satisfatórios considerando que a estrutura se comportou bem quando submetida aos diferentes carregamentos permanecendo com um coeficiente de segurança adequado para um projeto de engenharia.

Por fim, a Figura 78 apresenta as simulações modais com o intuito de conhecer os modos de vibrações e as frequências naturais da estrutura.



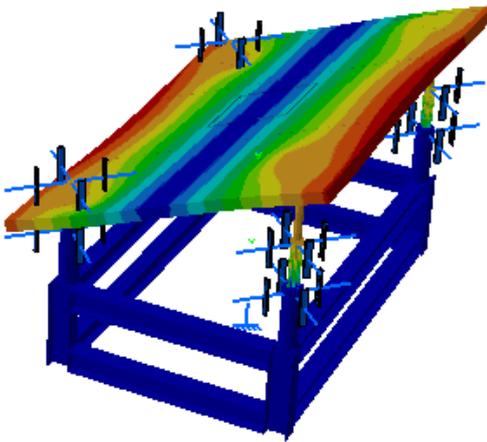
Frequência: 5,66 Hz
Amplitude Modal Máxima: 131 mm

(a)



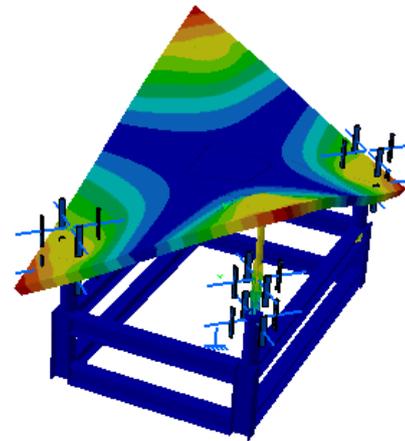
Frequência: 12,97 Hz
Amplitude Modal Máxima: 207 mm

(b)



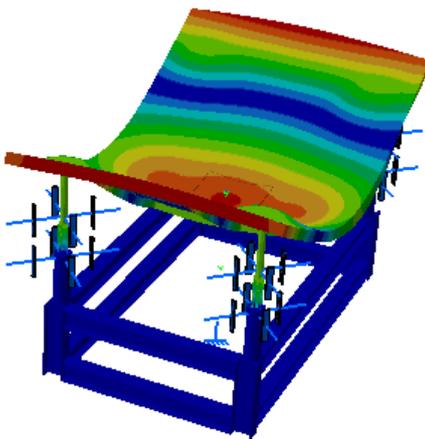
Frequência: 16,87 Hz
Amplitude Modal Máxima: 214 mm

(c)



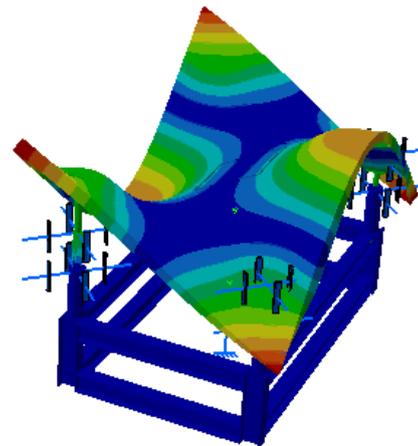
Frequência: 26,37 Hz
Amplitude Modal Máxima: 308 mm

(d)



Frequência: 54,83 Hz
Amplitude Modal Máxima: 224 mm

(e)



Frequência: 68,20 Hz
Amplitude Modal Máxima: 320 mm

(f)

Figura 78 – Deslocamentos modais obtidos.

Na Figura 78, estão apresentados os 6 primeiros modos de vibração para a estrutura juntamente com suas respectivas frequências naturais. Tais modos foram obtidos até uma frequência de 80 Hz, visto que as normas ISO 2631 (1997) e NHO 09 estipulam que ensaios de vibração de corpo inteiro devam ocorrer num intervalo de 0,5 a 80 Hz.

Finalizadas as simulações em elementos finitos, e aprovadas as respostas estruturais da bancada, foi identificada a necessidade de conhecer as acelerações que a mesma transmitirá ao ocupante e ao assento, a fim de, verificar se tais acelerações serão suficientemente altas para ultrapassar os níveis de ação ($0,5\text{m/s}^2$) e o limite de exposição ($1,1\text{ m/s}^2$) definidos pelas normativas.

Dessa forma, visando utilizar um modelo multicorpos que já havia sido desenvolvido previamente para a bancada de testes, a próxima seção apresentará uma simulação em ambiente multicorpos para avaliar as acelerações fornecidas pela bancada até então projetada.

4.2.2 Simulações Multicorpos

Como dito anteriormente para avaliar se a bancada projetada alcançaria os níveis de aceleração considerados como acima dos níveis de ação considerados pela NHO09, ou seja, acelerações acima de $0,5\text{ m/s}^2$ foram realizadas simulações dinâmicas em ambiente multicorpos utilizando o software *Adams View*®.

O ADAMS (*Automatic Dynamic Analysis of Mechanical Systems*) ou Análise dinâmica automática de sistemas mecânicos é um dos softwares de ferramenta CAD/CAE mais utilizados na atualidade para a realização de análises de sistemas multicorpos (KIRSTEIN, 2005).

É um software adequado para o estudo de vibração linear, dinâmica transitória, análise de grandes rotações e outros movimentos não lineares de sistemas mecânicos completos, visto que incorpora condições reais de física ao resolver simultaneamente equações para cinemática, estática, quase-estática e dinâmica.

Segundo Kirstein (2005), o *Adams* funciona basicamente resolvendo as equações de movimento do modelo proposto pelo usuário, onde ao inserir dados como o tempo de simulação e o passo de tempo, o *software* utiliza uma técnica de integração de variáveis e preditores de tempo variável para fornecer a solução do modelo.

Dessa forma, para a utilização do *Adams View*® foi desenvolvido um modelo simplificado da bancada experimental projetada mostrado na Figura 79. Tal modelo possui apenas 2 graus de liberdade e foi utilizado apenas para investigar se nas frequências discretas de 10 a 80 Hz, com incrementos de 10 Hz, a bancada forneceria acelerações acima de $0,5 \text{ m/s}^2$ (nível de ação) indo mais além, atingindo $1,1 \text{ m/s}^2$ (limite de exposição).

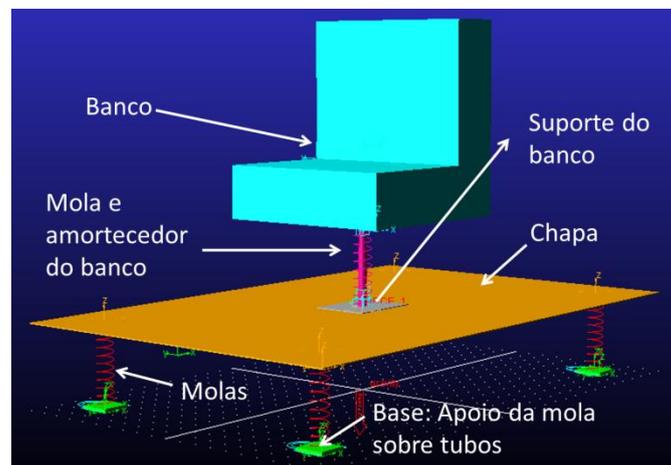


Figura 79 - Modelo simplificado de 2 graus de liberdade desenvolvido.

Como pode ser visto na Figura 79 o modelo é constituído pelos elementos: base da mola, as molas, a chapa, mola do banco, amortecedor do banco e pelo próprio banco.

Assim como as simulações em elementos finitos, em ambiente multicorpos também é necessário atribuir restrições aos elementos citados acima. Dessa forma, à base inferior das molas foi atribuído um apoio fixo, ao centro de massa da chapa e do banco foram aplicados em cada um, uma restrição translacional vertical, a Figura 80 ilustra tais restrições.

Para obter simulações mais realistas foi aplicada à mesma uma aceleração da gravidade equivalente a $9,81 \text{ m/s}^2$, e sobre o centro de massa da chapa foram aplicados dois tipos de forçamento.

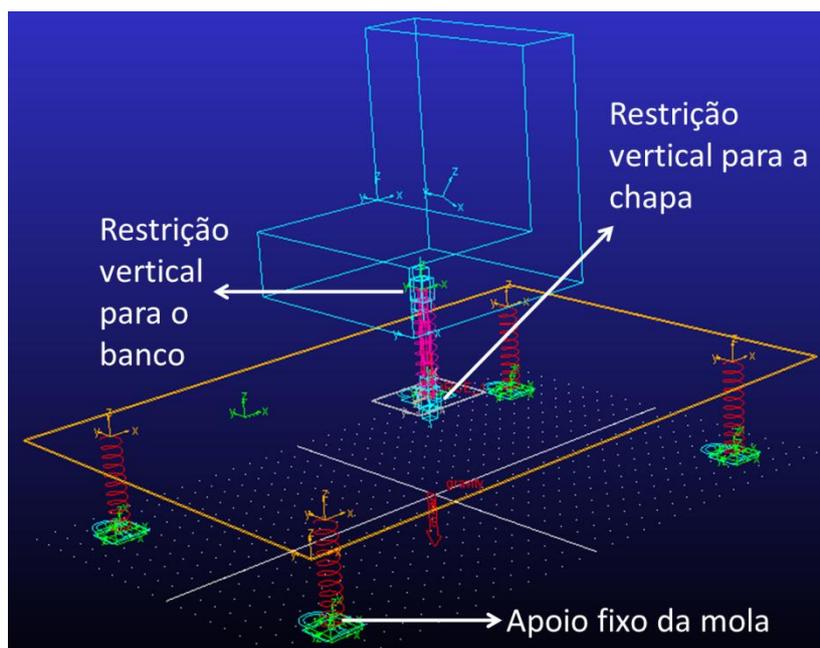


Figura 80 – Restrições aplicadas ao modelo desenvolvido.

O primeiro correspondente a uma força senoidal de $1556,88 \cdot \text{sen}(2\pi ft)$, onde f representa uma frequência de excitação aplicada discretamente numa faixa de frequência de 10 a 80 Hz com incrementos de 10 Hz, e um tempo t equivalente a 30 s de simulação, com incrementos de tempo de 0,001s.

O segundo, por sua vez, corresponde a um forçamento aleatório do tipo ruído branco com amplitude máxima RMS de $1556,88 \text{ N}$ aplicado também no centro de massa da chapa. A Figura 81 ilustra a aplicação de tais carregamentos até a obtenção das *aren* no assento e na plataforma.

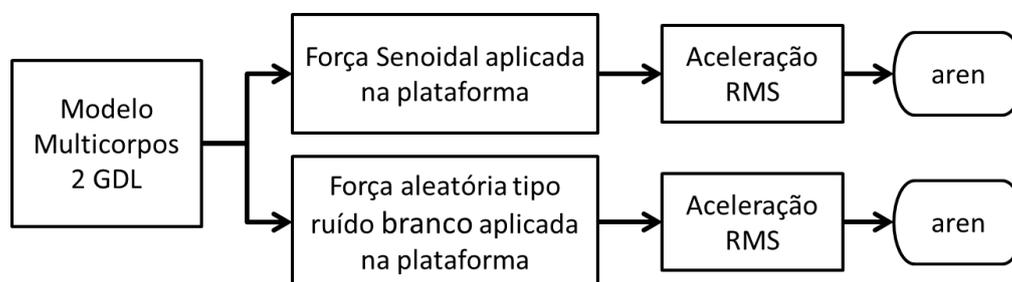


Figura 81 – Restrições aplicadas ao modelo desenvolvido.

Entretanto, para obter tais acelerações é necessário carregar o modelo com os parâmetros físicos definidos na seção 4.1.

Tais parâmetros são identificados na Figura 82 como: M1 sendo a massa do assento, M2 sendo a massa da chapa com as cantoneiras, K1 sendo a rigidez dos bancos (rodoviário e urbano), K2 sendo a rigidez das molas de apoio da chapa e C1 sendo o amortecimento presente nos bancos.

Os valores definidos para cada parâmetro estão apresentados nos dados da Tabela 19. Nesta tabela pode-se observar 4 configurações de ensaios visto que os mesmos, além de variar os tipos de bancos (rodoviário e urbano), variaram também a condição de estarem com ou sem ocupante, cuja massa considerada foi de 80 Kg.

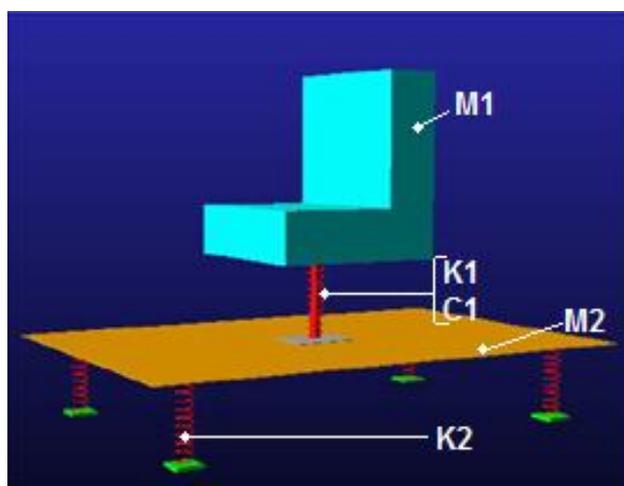


Figura 82 - Modelo de 2 Graus de Liberdade.

Tabela 19 - Resumo dos parâmetros de ensaio levantados.

Nomenclatura	Configuração 1: Rodoviário sem ocupante	Configuração 2: Rodoviário com ocupante	Configuração 3: Urbano sem ocupante	Configuração 4: Urbano com ocupante
M1 (Kg)	33,9	113,9	22,5	102,5
K1 (KN/m)	201,56	201,56	65,65	65,65
C1 (Ns/m)	600	600	600	600
M2 (Kg)	66,65	66,65	66,65	66,65
K2 (KN/m)	19,17	19,17	19,17	19,17

Assim, foi possível analisar os comportamentos das acelerações com relação à faixa de frequência de análise de vibração de corpo humano (0,5 a 80 Hz).

Para a configuração 1 apresentada na Tabela 19, ou seja, simulação utilizando o assento do tipo rodoviário sem o ocupante foram obtidos os resultados apresentados na Tabela 20 e na Figura 83. É possível verificar

principalmente na Figura 83 que para todas as frequências analisadas foram obtidas acelerações acima do nível de ação ($0,5 \text{ m/s}^2$).

Entretanto, apenas na frequência de 80 Hz o assento rodoviário sem ocupante se mostra incapaz de alcançar as acelerações consideradas acima do limite de exposição ($1,1 \text{ m/s}^2$). Para as demais frequências a bancada com essas configurações se mostra eficaz para testes de vibração de corpo inteiro em assentos automotivos.

Tabela 20 - Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento rodoviário sem o ocupante.

Frequências (Hz)	aren _{Plataforma} (m/s ²)	aren _{Banco} (m/s ²)
10	8,5523	21,2092
20	22,6712	14,0648
30	18,6713	4,3760
40	17,6339	2,3901
50	17,2115	1,6102
60	17,2115	1,2086
70	16,9957	1,2086
80	16,7899	0,8089
Ruído Branco	6,2310	2,7606

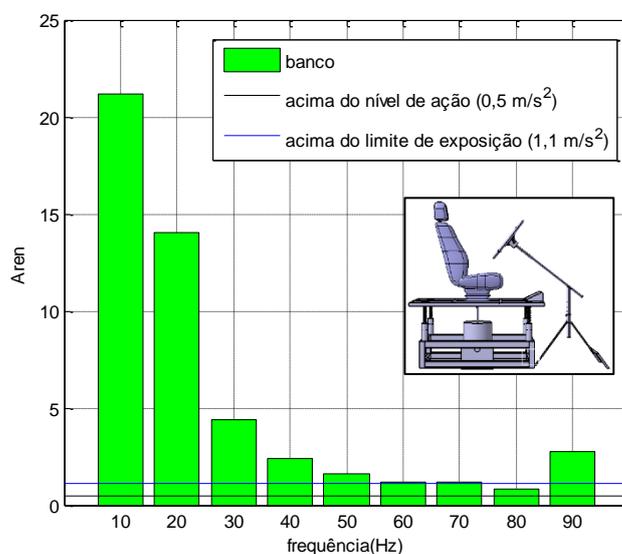


Figura 83 - Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento rodoviário sem ocupante.

Além disso, pode-se visualizar também que com o aumento das frequências as acelerações no banco tendem a decrescer. Essas altas acelerações nas frequências mais baixas podem ser justificadas pelo fato desta configuração de bancada com assento urbano sem ocupante apresentar frequências naturais nos valores de 4,30 Hz e 15,44 Hz.

Por sua vez, as simulações referentes à configuração 2 apresentada na Tabela 19, ou seja, realizadas em um assento tipo rodoviário com ocupante, apresentaram como principais resultados as acelerações descritas na Tabela 21 e ilustradas na Figura 83. Onde é possível observar que nas frequências de 10 a 40 Hz e no ruído branco foram obtidas acelerações acima do nível de ação ($0,5 \text{ m/s}^2$).

Entretanto, apenas de 10 a 30 Hz e no ruído branco foram verificadas acelerações consideradas acima do limite de exposição ($1,1 \text{ m/s}^2$). Em outras palavras, para frequências de 10 a 40 Hz é possível realizar ensaios de vibração de corpo inteiro em um ser humano de 80 Kg, acima dos níveis mais severos de vibrações exigidos pela norma brasileira.

Pode-se novamente observar uma diminuição das acelerações no assento à medida que se aumenta as frequências. Estes altos valores nas frequências mais baixas novamente podem ser efeitos das frequências naturais do modelo, que na configuração de bancada com assento urbano com ocupante assumem os valores de 3,04 e 11,91 Hz.

Tabela 21. Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento rodoviário com o ocupante.

Frequências (Hz)	aren_{Plataforma}(m/s²)	aren_{Banco}(m/s²)
10	20,0606	16,2505
20	22,5995	3,0934
30	18,6946	1,1660
40	17,6700	0,6736
50	17,2403	0,4647
60	17,2403	0,3531
70	16,8864	0,2848
80	16,8027	0,2391
Ruído Branco	6,0867	1,2300

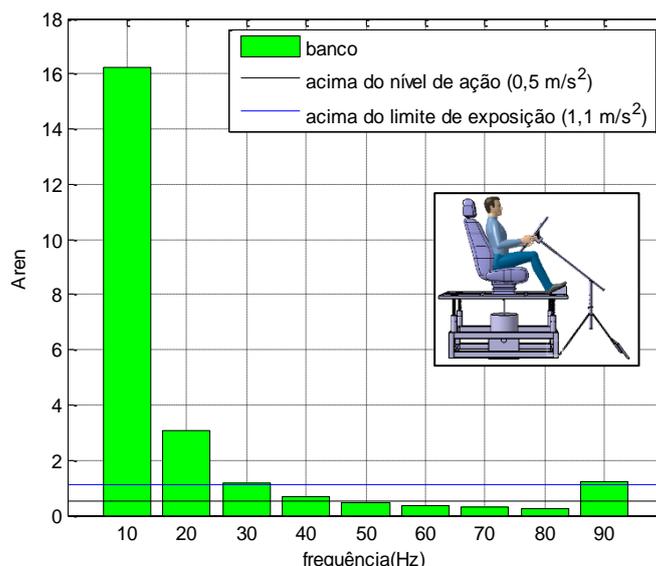


Figura 83- Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento rodoviário com ocupante.

Com relação à configuração 3 apresentada na Tabela 19, ou seja, simulação utilizando o assento tipo urbano sem ocupante, percebe-se pela Tabela 22 e pela Figura 84 que as acelerações obtidas são todas acima do limite de exposição de $1,1 \text{ m/s}^2$ exigidos pela normativa, ou seja, para esta configuração de banco o ensaio a ser realizado em qualquer frequência de 10 a 80 Hz é capaz de simular o ensaio mais severo previsto pela NHO 09.

Novamente é possível notar que as acelerações decrescem com o aumento da frequência, isto ocorre principalmente pelo fato das frequências naturais para esta configuração (assento tipo urbano sem ocupante) apresentar valores de frequências naturais de 4,49 Hz e 10,37 Hz.

Tabela 22 - Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento urbano sem o ocupante.

Frequências (Hz)	$aren_{\text{Plataforma}}(\text{m/s}^2)$	$aren_{\text{Banco}}(\text{m/s}^2)$
10	18,0926	28,6672
20	18,5830	6,2550
30	17,4150	3,1399
40	17,0279	2,1176
50	16,8536	1,6114
60	16,8536	1,3075
70	16,7045	1,1037
80	16,6684	1,0001
Ruído Branco	6,0487	2,3062

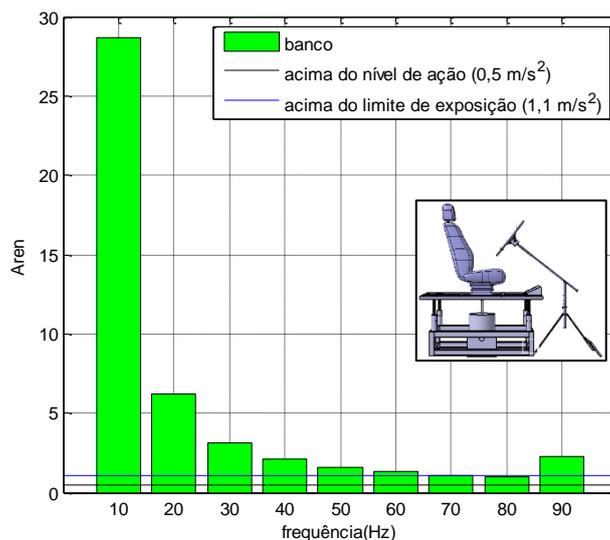


Figura 84 - Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento urbano sem ocupante.

Por fim, para a última configuração apresentada na Tabela 19, ou seja, simulação utilizando o assento urbano com ocupante pode ser observado na Tabela 23 e na Figura 85 que para as frequências de 10 a 30 Hz e ruído branco, são atingidos os limites de aceleração acima do nível de ação determinado pela NHO 09, ou seja, acima de $0,5 \text{ m/s}^2$.

Entretanto, apenas nas frequências de 10 e 20 Hz que a bancada forneceria um ensaio acima do limite de exposição definido pela normativa, um dos fatores para a ocorrência de tais resultados se dá pelo fato dos valores das frequências naturais do modelo da bancada (de 2,75 e 7,92 Hz) também estarem nesta faixa de baixas frequências.

Tabela 23. Acelerações RMS obtidas com a configuração de assento urbano com o ocupante.

Frequências (Hz)	$aren_{\text{Plataforma}} \text{ (m/s}^2\text{)}$	$aren_{\text{Banco}} \text{ (m/s}^2\text{)}$
10	33,0814	7,4061
20	18,9787	1,2545
30	17,5447	0,6660
40	17,0945	0,4582
50	16,8943	0,3519
60	16,8943	0,2870
70	16,7239	0,2430
80	16,6828	0,2111
Ruído Branco	5,9841	0,7458

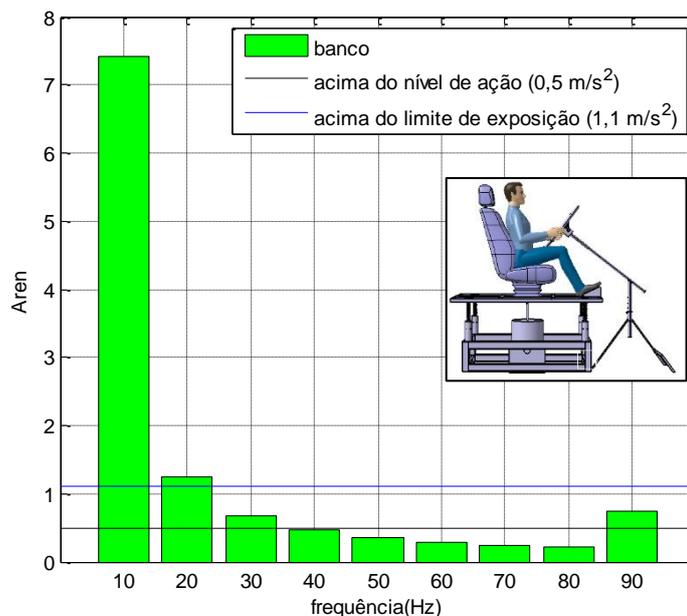


Figura 85 - Aceleração resultante de exposição normalizada x Frequência, para configuração de bancada com assento urbano com ocupante.

De todas as análises vistas para o modelo de 2 graus de liberdade, concluiu-se que, para ensaios sem o ocupante, ou seja, em ensaios cujo objetivo era avaliar o comportamento dos componentes do assento a altas vibrações, a faixa de frequência de 10 a 80 Hz se mostra adequada para análise.

Entretanto para ensaios de vibrações no corpo humano, a faixa de frequência ideal seria a de vibrações abaixo de 30 Hz.

Deve-se salientar que este modelo de 2 graus de liberdade corresponde a um modelo bastante simplificado da bancada experimental, sendo que este modelo ainda será aprimorado em trabalhos futuros.

Entretanto, para efeito de uma análise inicial, esse modelo atendeu às expectativas, mostrando ser possível com os parâmetros de projeto dimensionados construir uma bancada que atinja, mesmo que em uma faixa restrita, as vibrações acima do nível de ação, ou seja, acima de $0,5 \text{ m/s}^2$.

Terminada as análises em ambiente multicorpos partiu-se para a construção da bancada experimental apresentada na seção a seguir.

4.3 CONSTRUÇÃO DA BANCADA EXPERIMENTAL

Para a construção da estrutura da bancada experimental de vibrações em assentos de motorista de ônibus, foram adquiridos basicamente os seguintes materiais apresentados na Tabela 24.

Tabela 24 - Materiais adquiridos e suas dimensões comerciais.

Material	Comprimento (mm)	Largura (mm)	Espessura (mm)	Diâmetro Externo (mm)	Diâmetro Interno (mm)
Perfil I de aço ASTM A36	6000	59,20	4,32	-	-
Cantoneira de aço 1010	6000	31,75	4,76	-	-
Chapa dobrada de aço 1010	1500	1000	3	-	-
Chapa dobrada de aço 1010	1000	250	10	-	-
Tubo 2,5" de aço 1010	6000	-	-	63,50	59
Tubo 1" de aço 1010	6000	-	-	25,40	20,90
Tarugo de aço 1020 - maciço	300	-	-	63,50	41,27
Bucha de Bronze TM23	300	-	-	25,4	-

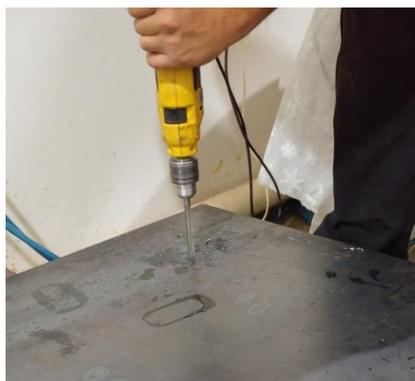
Tendo em vista a necessidade de produção das peças apresentadas no seção 4.1 e ilustradas com seus respectivos desenhos técnicos no Apêndice A, os materiais adquiridos tiveram de passar por diversos processos de fabricação, dentre eles: a usinagem, o corte e a furação, sendo que alguns destes processos foram ilustrados na Figura 86.



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 86 - Alguns processos de fabricação executados no processo de confecção de peças. (a) Usinagem da bucha de bronze; (b) Furação das chapas de fixação das molas; (c) Furação da plataforma; (d) Corte do tarugo de aço 1020.

Dessa forma, os materiais adquiridos deram origem ao conjunto de peças apresentados na Tabela 25 e ilustrados na Figura 87. Nessa tabela, também são descritos os processos de fabricação pelos quais estas peças passaram e o apêndice nas quais seus desenhos técnicos se encontram.

Tabela 25. Peças utilizadas na construção bancada experimental.

Materiais	Peças	Processo de Fabricação	Apêndice A
Perfil I	- 4 peças de 1220 mm - 4 peças de 660 mm - 4 peças de 300 mm	Corte;	Itens A14, A15 e A16
Cantoneira	- 4 peças de 1500 mm - 4 peças de 1000 mm	Corte;	Itens A4, A5, A6 e A7
Chapa de aço de 3 mm de espessura	- 1 chapa de 3 mm de espessura	Furação para fixação de parafusos	Item A2
Chapa de aço de 9,6 mm de espessura	- 4 chapas de (80x80 mm) - 1 chapa de (60x60 mm)	Corte e furação para fixação de parafusos	Itens A3
Tubo 2,5"	- 4 peças de 200 mm	Corte e usinagem no torno;	Item A13
Tubo 1"	- 4 peças de 325 mm	Corte e usinagem no torno;	Item A10
Tarugo	- 4 peças de 72 mm	Usinagem no torno	Item A12
Bucha de Bronze	- 4 peças de 72 mm	Usinagem no torno	Item A11



(a)



(b)



(c)

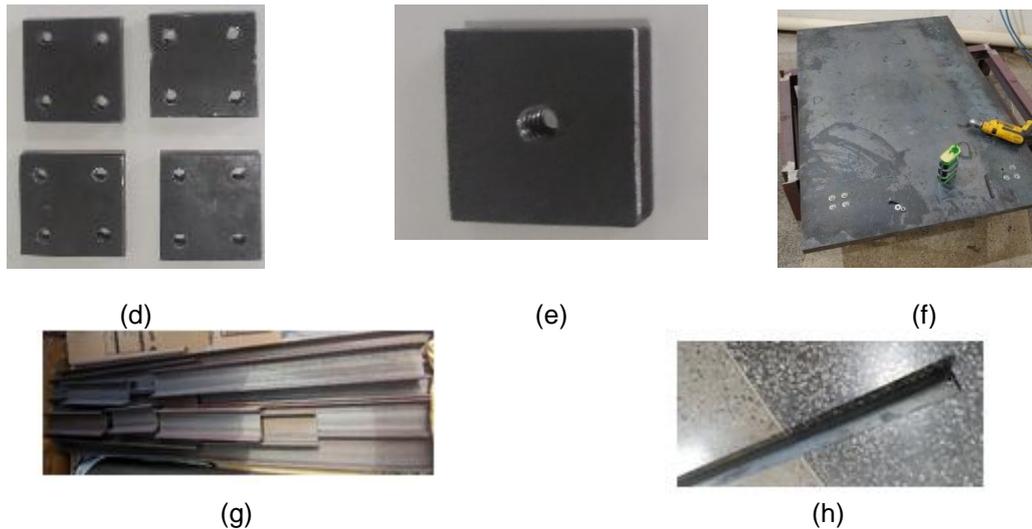


Figura 87 - Peças produzidas. (a) Buchas de aço; (b) Buchas de bronze; (c) Tubos de 1" e 2,5"; (d) Chapas de fixação da plataforma; (e) Chapa para rosqueamento do *stinger*; (f) Plataforma; (g) Perfis I; (h) Cantoneira.

Com os materiais fabricados, iniciou-se o processo de montagem da bancada experimental, primeiramente as cantoneiras apresentadas na Figura 87(h) foram soldadas na chapa, Figura 87 (f), que serve de piso para a plataforma. O processo de soldagem utilizado foi o MAG com material de adição ER70S-3, e gás de proteção de 75% de argônio e 25% de CO₂. O resultado do processo de soldagem pode ser visto na Figura 88.



Figura 88 - Montagem da parte inferior da plataforma.

Além das cantoneiras também foram soldadas na parte inferior da plataforma em seu ponto central a chapa para que o *stinger* seja rosqueado, apresentada na Figura 87(e).

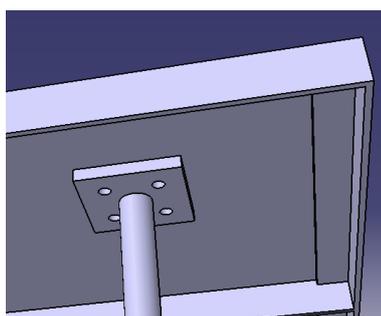
Em seguida as 4 chapas de dimensões 80x80x9,6 mm (comprimento x largura x espessura), apresentadas na Figura 87(d) foram soldadas aos tubos de 1", Figura 87(c), dessa forma foi fabricada a peça apresentada na Figura 89.

Esta estrutura foi concebida para evitar a flambagem da mola durante seu trabalho, uma vez que o tubo estaria posicionado no seu interior evitando qualquer outro movimento além do vertical.



Figura 89 - Tubo de 1" soldado a chapa que será parafusada a plataforma.

A estrutura apresentada na Figura 89 foi fixada por parafusos à chapa que compõe o piso da plataforma conforme ilustra a Figura 90.



(a)



(b)

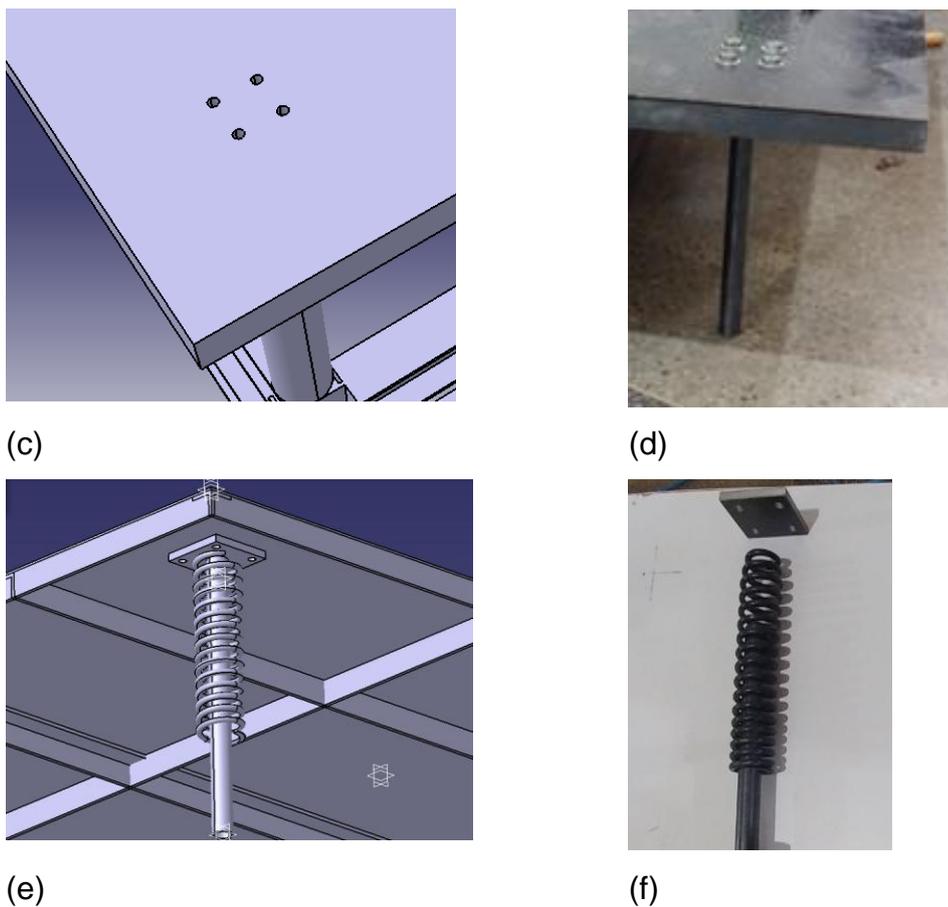


Figura 90 - Estrutura de fixação da mola a plataforma: (a) Vista inferior em CAD; (b) Vista inferior real; (c) Vista superior em CAD; (d) Vista superior real; (e) Posicionamento da mola CAD; (f) Posicionamento da mola real.

Conforme dito na seção 4.1, em sua extremidade inferior a mola fica apoiada em uma estrutura tubular composta por 3 materiais (tubo de aço 1010, bucha de aço 1020 e bucha de bronze TM23) posicionados concêntricamente, conforme ilustrado na Figura 91.

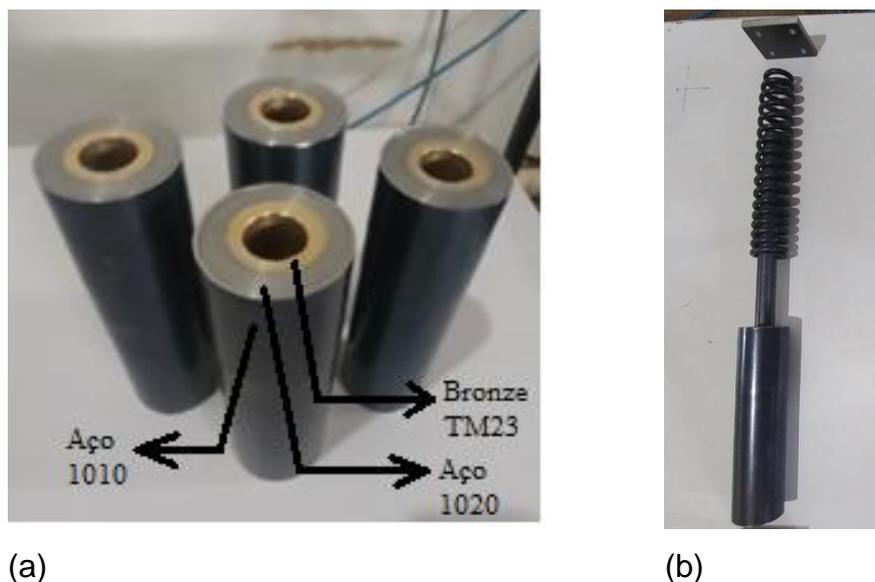


Figura 91- Estrutura de apoio da mola. (a) Composição tubo; (b) Estrutura de deslocamento vertical da mola.

A montagem das peças apresentadas na Figura 91(a) foi realizada utilizando uma prensa hidráulica que montou todo esse conjunto com um ajuste por interferência, conforme Figura 92.



Figura 92 - Prensa hidráulica durante o processo de montagem da peças.

Para sustentar todas as peças já descritas os perfis I foram soldados formando um quadro, apresentado na Figura 93.



Figura 93 - Estrutura de base da bancada em perfis em I.

Com o quadro apresentado na Figura 93, foi possível soldar os tubos de 2,5" à estrutura de perfil I. O processo de soldagem utilizado nesta etapa da construção foi ideal para a união do tubo com o perfil I, visto que atribuiu boa rigidez e estabilidade para o conjunto, conforme mostrado na Figura 93.

Dessa forma completou-se a montagem da estrutura da bancada chegando-se à configuração apresentada na Figura 94.



Figura 94 - Estrutura da bancada de vibração montada.

Com a estrutura montada o shaker foi posicionado sob a bancada e esta última foi fixada ao piso através da utilização de *parabolts*, que nada mais são do que parafusos com uma bucha de aço e uma porca que permite melhor fixação de elementos em pisos de concreto.

O *stinger* apresentado na Figura 95 foi confeccionado a partir de uma barra roscada de UNC ½"-13, onde foi soldada uma haste de aço perpendicular ao mesmo para que fosse facilitado o processo de acoplamento e desacoplamento do *shaker* na plataforma.



Figura 95 - *Stinger*.

Já a estrutura de elevação do volante, Figura 96, foi concebida com a utilização de dois tubos de 32,2 mm de diâmetro externo e espessura de 2,25 mm que quando soldados na angulação de 52° fornece a posição de inclinação do volante tal qual em um veículo real.



(a)



(b)

Figura 96 - Tripé e o sistema de elevação do volante: (a) Sistema de elevação do banco, (b) Mecanismo de ajuste de altura.

Para realizar o ajuste de altura um parafuso é rosqueado entrando nos furos realizados no tubo de elevação do volante, tal qual ilustra a Figura 96(b). A estrutura do tripé foi encontrada nas dependências da oficina da universidade e caiu perfeitamente para as aplicações desta dissertação.

Por fim, com algumas peças de madeira doadas por madeireiras e parafusos para realizar suas conexões, foi possível construir o apoio para os pés na mesma inclinação de 25° encontrado nos pedais de veículos reais conforme apresentado na Figura 97.



Figura 97 - Sistema de posicionamento do apoio para os pés.

Dessa forma, com todos os elementos construídos bastou realizar a furação na plataforma para a fixação dos dois tipos de assento adquiridos. As Figuras 98 e 99 ilustram a bancada de testes desenvolvida equipada respectivamente com o assento do tipo rodoviário e do tipo urbano.



Figura 98 - Bancada de testes para assento de motorista rodoviário.



Figura 99 - Bancada de testes para assento de motorista urbano.

Com a instalação de todas estas peças explicitadas ao longo deste capítulo, pôde-se começar a dar início a etapa de testes.

5. TESTES EXPERIMENTAIS

O presente capítulo apresenta o procedimento experimental detalhando os equipamentos utilizados e como foi realizado o experimento. Em seguida expõe os resultados experimentais que validam a construção da bancada experimental em relação à normativa brasileira NHO 09, além disso, apresenta todo o estudo no domínio da frequência e por fim apresenta a análise de tais resultados.

5.1 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Nesta seção serão apresentados os principais sensores utilizados para a realização das medições de vibração na bancada experimental desenvolvida, o sistema de calibração dos mesmos, tal qual solicita a NHO 09 e os procedimentos dos ensaios realizados.

5.1.1 Materiais Utilizados

Conforme citado ao término da seção 2.2 e no capítulo 4 desta dissertação, a bancada experimental é composta simplificada por: uma plataforma de ensaios, uma estrutura simplificada do habitáculo de motoristas de ônibus, composta por assento volante e dispositivo para posicionamento dos pés e uma fonte de excitação composta por um shaker eletromagnético.

Entretanto para que seja possível obter alguma excitação vinda do shaker, deve-se utilizar um gerador de sinais onde é possível escolher a forma de onda, frequência e amplitude do sinal que será enviado. Todavia, antes desse sinal chegar ao shaker, o mesmo deve ser amplificado, passando por um

amplificador de potência que se conecta ao excitador e permite a execução do movimento, um esquema do sistema experimental pode ser visualizado conforme ilustra o diagrama da bancada experimental da Figura 100.

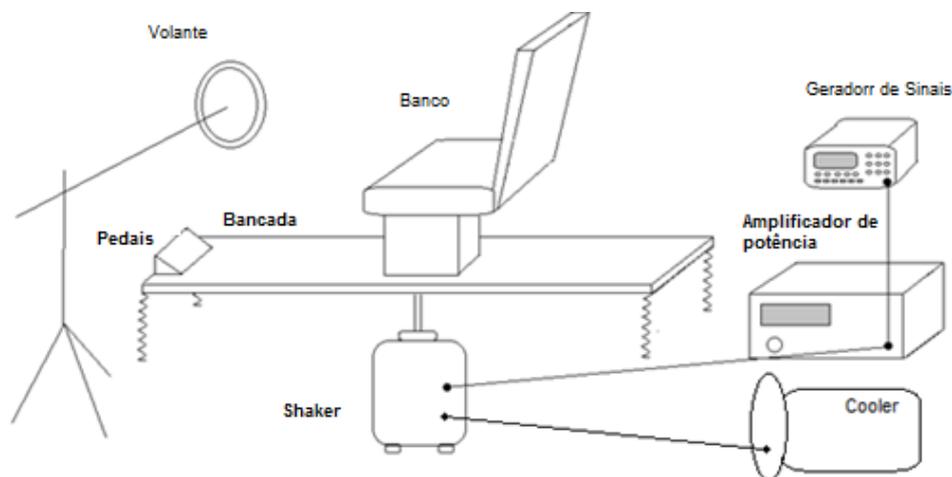


Figura 100 - Diagrama da bancada experimental.

Dos equipamentos citados acima como responsáveis por fornecer movimento ao shaker para a bancada desenvolvida neste trabalho foram utilizados os seguintes dispositivos: um gerador de sinal modelo 33220A do fabricante *Agilent* com uma faixa de frequência de 1 μ Hz a 6 MHz, Figura 99(a); um amplificador de potência modelo PA-141, da fabricante *Labworks* que opera em uma faixa de frequência de 10 Hz até 20 KHz, Figura 101(b); um *shaker* eletromagnético modelo ET-127 da fabricante *Labworks* com uma faixa de frequência de 1 a 4,5 KHz, Figura 101(c) e, por fim um, *cooler* a vácuo modelo CB-127 da fabricante *Labworks*, Figura 101(d).



(a)



(b)



(c)



(d)

Figura 101 - Equipamentos de acionamento da bancada: (a) Gerador de sinal; (b) Amplificador de potência; (c) Shaker eletromagnético; (d) Cooler a vácuo.

Para a coleta dos dados experimentais foram necessários 5 sensores para a realização das medições. Destes sensores, 2 são específicos para a coleta de dados da vibração de corpo inteiro e acompanham o kit de medição composto pelo HVM 100 (Human Vibration Measurement 100), mostrado na Figura 102(a). Eles são o acelerômetro triaxial Shear ICP modelo Sen 021F e o Seat Pad modelo Sen 027, todos fabricados pela Larson Davis e ilustrados respectivamente nas Figura 102(b) e 102(c).



(a)



(b)



(c)

Figura 102 - Instrumentos de medição de corpo inteiro. (a) HVM 100 (Human Vibration Measurement 100); (b) Acelerômetro triaxial Shear ICP modelo Sen 021F; (c) Seat Pad modelo Sen 027.

Estes sensores de medição de vibração de corpo inteiro se conectam diretamente ao HVM transmitindo ao mesmo os dados provenientes da medição. O HVM 100, por sua vez, possui a possibilidade de descarregamento de dados para o software Blaze® e já fornece os resultados da medição na forma de aceleração média resultante (amr) especificada pela NHO 09, o que

facilita muito a análise dos dados e a comparação com as especificações da norma.

Os outros três acelerômetros utilizados são do tipo triaxiais sendo responsáveis pela coleta de dados de aceleração no domínio do tempo, são eles: Isotron Accelerometer modelo 27AM1-100, fabricante Endevco, conforme Figura 103(a); Shear Accelerometer PCB, modelo 352A56, fabricante PCB, ilustrado ela Figura 103(b); e por fim o Accelerometer Type 4332, fabricante Brüel & Kjær, conforme mostrado na Figura 103(c).

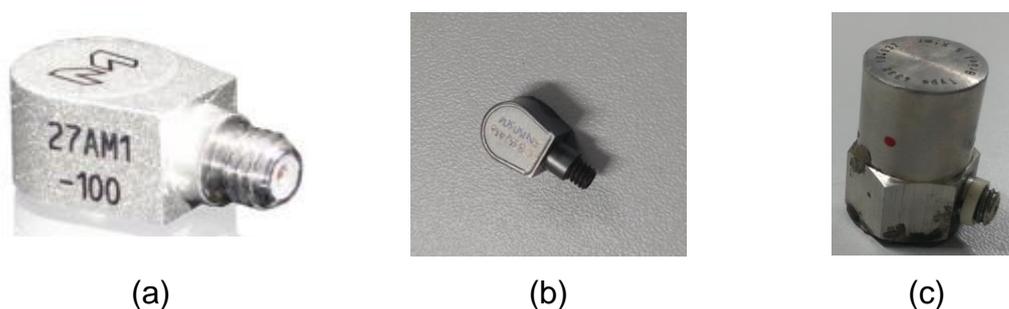


Figura 103- Acelerômetros utilizados para medição de dados no tempo: (a) *Isotron Accelerometer* 27AM1-100, Endevco; (b) *Shear Accelerometer*, PCB 352A56; (c) Acelerômetro Type 4332, Brüel & Kjær.

As características de cada acelerômetro quanto à sensibilidade e faixa de frequência podem ser vistas na Tabela 26.

Tabela 26. Características técnicas dos acelerômetros utilizados.

Acelerômetro	Modelo	Fabricante	Sensibilidade (mV/g)	Faixa de Frequência (Hz)
<i>Triaxial Shear ICP</i>	Sen 021F	<i>Larson Davis</i>	10	0,5 a 2500
<i>Seat Pad</i>	Sen 027	<i>Larson Davis</i>	100	0,5 a 1000
<i>Isotron Accelerometer</i>	27AM1-100	<i>Endevco</i>	104,9	0,2 a 12000
<i>Shear Accelerometer</i>	352A56	<i>PCB</i>	105,3	0,5 a 10000
<i>Accelerometer</i>	<i>Type 4332</i>	<i>Brüel & Kjær</i>	51,8	1 a 5000

Dentre estes acelerômetros, o da *Brüel & Kjær* e o da PCB necessitam de um sistema de condicionamento de sinal. Por isso, foi utilizado junto com o *Shear Accelerometer* da PCB o condicionador *ICP Sensor Signal Conditioner*

modelo 480C02 cuja faixa de frequência está entre 0,05 a 500 KHz, ilustrado na Figura 104(a). Por sua vez, o acelerômetro *Type 4332* da *Brüel & Kjær* necessita do acompanhamento do condicionador *Conditioning Amplifier Type 2626*, cuja faixa de frequência se encontra entre 0,3 e 100 KHz, conforme Figura 104(b).



(a)



(b)

Figura 104 - Condicionadores de sinais. (a) ICP Sensor Signal Conditioner modelo 480C02; (b) Conditioning Amplifier Type 2626.

Com relação ao sistema de aquisição de dados foi utilizada a placa de aquisição modelo Ni9234 de fabricação da National Instruments 4 canais, entrada de $\pm 5V$, taxa de amostragem de 51,2kS/s/canal e resolução de 24 bits, apresentada na Figura 105. O chassi utilizado junto com a placa de aquisição corresponde ao modelo Ni cDAQ-9172, também de fabricação da National Instruments, representado também na Figura 105. Para a obtenção dos dados foi utilizado o software Labview®, também de fabricação da National.



Figura 105 - Placa de aquisição Ni9234 e chassi Ni cDAQ-9172.

Para verificar se as medições dos acelerômetros estavam corretas os mesmos foram calibrados com o calibrador PCB modelo 394C06 SN LW6208, ilustrado na Figura 106. O que fornece um sinal de vibração de 1g (9,8 m/s²) a uma frequência de 159,2 Hz.



Figura 106- Calibrador PCB 394C06 SN LW6208.

Com todos os equipamentos apresentados, volta-se agora para a apresentação do procedimento experimental.

5.1.2 Procedimento Experimental

O procedimento experimental se baseou na realização de 3 experimentos, sendo eles:

- Experimento 1: Caracterização do funcionamento da bancada experimental em diferentes condições de ensaio a fim de atingir as acelerações determinadas na NHO 09;
- Experimento 2: Medição das acelerações em diferentes pontos da estrutura (*shaker*, plataforma e assento), com a montagem da bancada com assento tipo rodoviário;

- Experimento 3: Medição das acelerações em diferentes pontos da estrutura (*shaker*, plataforma e assento), com a montagem da bancada com assento tipo urbano.

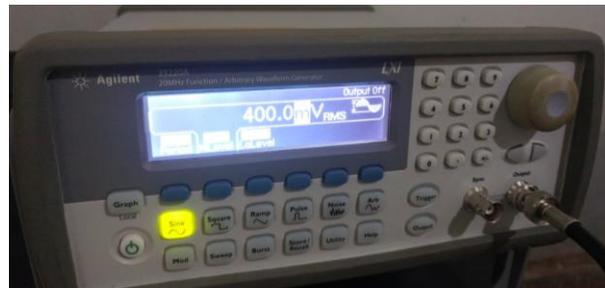
Antes de dar início ao detalhamento dos experimentos realizados acima, é importante destacar que existem dois parâmetros básicos que definem a configuração do sistema de excitação da bancada experimental.

Esses parâmetros são a amplitude do gerador de sinais que é dado em mVrms e o ganho atribuído ao amplificador de potência. Estes parâmetros proporcionam mudanças diretas na amplitude de vibração do shaker.

Como o amplificador de potência não possui nenhuma marcação que indique o quanto de ganho foi aplicado, foi desenvolvida uma escala em graus que ajuda a identificar o quanto de ganho já foi aplicado mediante o giro do botão em cada simulação. A Figura 107(a) ilustra a escala desenvolvida para o amplificador e a Figura 107(b) ilustra o *display* do gerador de sinais com a aplicação de uma determinada magnitude.



(a)



(b)

Figura 107- Configurações do sistema de excitação: (a) Escala de ganho em graus atribuída ao amplificador de potência. (b) Aplicação de amplitude ao gerador de sinal.

Além das configurações do sistema de excitação, é importante saber que todos os experimentos realizados acima foram conduzidos sob a aplicação de 9 sinais. Ou seja, cada experimento foi realizado aplicando-se uma excitação senoidal nas frequências de 10, 20, 30, 40, 50, 60, 70, 80 Hz e um sinal aleatório de ruído branco, selecionados a partir do gerador de sinais.

A seguir serão detalhados como foram conduzidos cada um dos experimentos citados acima.

5.1.2.1 Experimento 1:

A fim de verificar sob quais condições de funcionamento, ou seja, qual a amplitude do gerador de sinal e qual o ganho do amplificador são necessários para que a bancada equipada com assento do tipo rodoviário proporcione às considerações técnicas estabelecidas na NHO 09 e apresentadas na Tabela 27, a mesma foi equipada com os dois acelerômetros específicos para medições de VCI, apresentados nas Figuras 102(b) e 102(c). Esta montagem experimental está ilustrada na Figura 108.

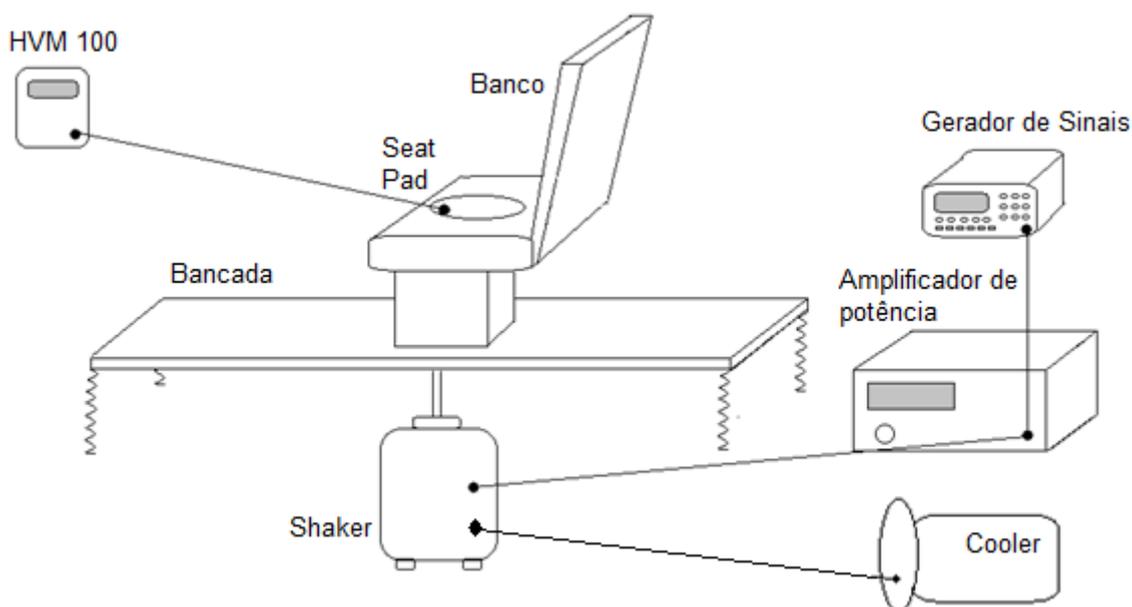


Figura 108 – Montagem experimental do Experimento 1.

Assim, foram determinadas 3 condições de ensaio conforme apresentado na Tabela 27.

Tabela 27 - Estabelecimento de condições de ensaio mediante as considerações técnicas definidas na NHO 09.

Condição de Ensaio	Aren (m/s ²)	Consideração Técnica (NHO 09)	Atuação recomendada
I	0 a 0,5	Aceitável	No mínimo a manutenção da condição existente.
II	>0,5 a <0,9	Acima do nível de ação	No mínimo a adoção de medidas preventivas.
III	> 1,1	Acima do limite de exposição	Adoção imediata de medida corretiva.

Dessa forma o ensaio foi dividido em 4 etapas conforme ilustra a Figura 109:

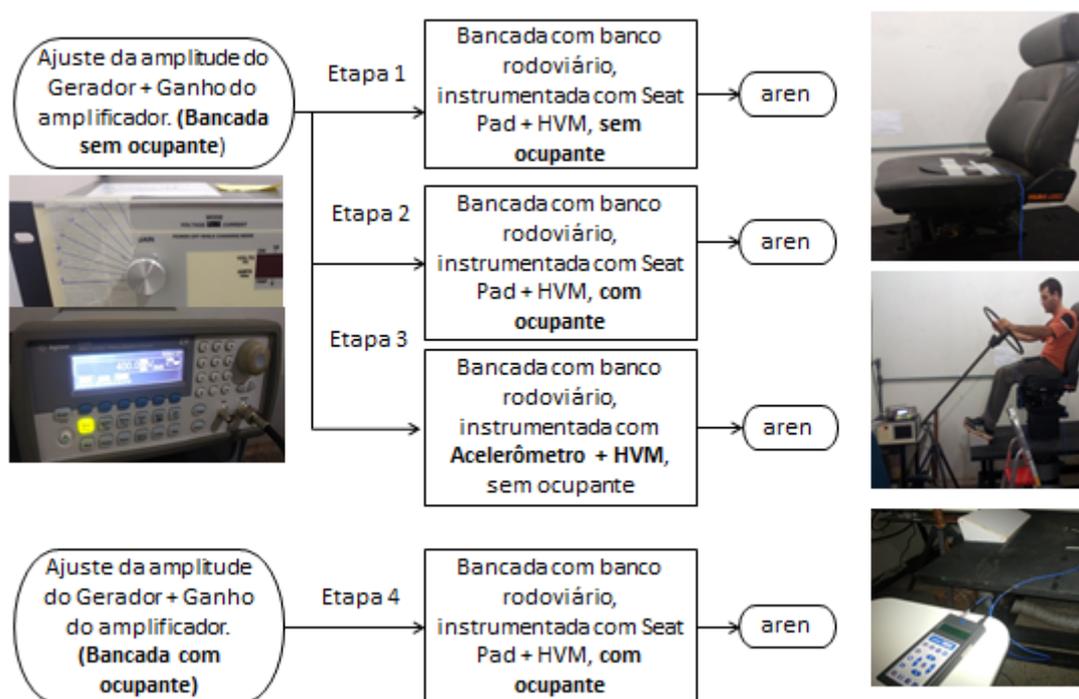


Figura 109 – Procedimento realizado no experimento 1.

A etapa 1 do experimento 1 foi conduzida utilizando o banco rodoviário, onde o *Seat Pad* foi posicionado e conectado ao HVM100 que foi configurado para armazenar os dados a cada segundo. As medições decorreram durante 2

minutos de teste, sendo colhidas neste período 120 amostras. A Figura 110 ilustra como se deu a montagem do experimento.

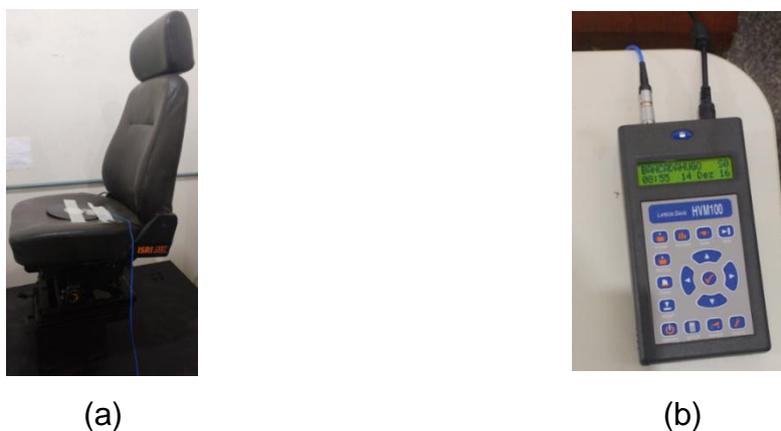


Figura 110 - Medição de vibração de corpo inteiro em banco rodoviário sem ocupante (a) Instrumentação do banco; (b) HVM 100.

Assim para cada sinal de frequência e ruído branco foram determinadas as condições de uso da bancada (ajuste da amplitude no gerador de sinal e o ganho no amplificador de potência) para as 3 condições de ensaios apresentadas na Tabela 27.

A etapa 2 do experimento 1 transcorreu de forma semelhante, entretanto foi adicionado um ocupante de 75 Kg, altura 1,82m e IMC de 22,6, sobre a bancada, sendo que a amplitude do gerador de sinal e o ganho do amplificador foram mantidos os mesmos da etapa 1. Isto foi feito para avaliar qual o efeito da inclusão do ocupante no comportamento da bancada. A Figura 111 mostra o ocorrido.



Figura 111 - Medição de vibração de corpo inteiro em banco rodoviário com ocupante

A etapa 3 do experimento 1 ocorreu utilizando as mesmas configurações para a amplitude do gerador de sinal e para o ganho do amplificador, entretanto o *seat pad* foi substituído pelo Acelerômetro triaxial *Shear ICP* modelo Sen 021F, conforme Figura 110. Algumas alterações, de configuração tiveram de ser feitas no HVM devido à mudança de sensor. Entretanto, o tempo de ensaio, o período de amostragem e o número de amostras se mantiveram iguais.



Figura 112 - Medição de vibração na plataforma rodoviária sem ocupante, utilizando o HVM.

A etapa 4 do experimento 1 se desenvolveu com a volta do *seat pad* e do ocupante para o experimento, entretanto, foi realizado o ensaio objetivando descobrir com quais amplitudes do gerador e qual ganho do amplificador se consegue atingir as considerações técnicas estabelecidas pela NHO 09, conforme apresentado na Tabela 27. Ou seja, o objetivo deste ensaio é verificar se com a inclusão do ocupante a bancada atinge os níveis mais críticos estabelecidos pela normativa.

Terminada a coleta de dados, partiu-se para o experimento 2.

5.1.2.2 Experimento 2:

O experimento 2 se baseou na medição de vibrações em três pontos distintos da bancada de testes, no *shaker*, na plataforma e no assento,

conforme ilustra a Figura 113. Para isto foram utilizados os acelerômetros *Isotron Accelerometer 27AM1-100, Endevco*; *Shear Accelerometer, PCB 352A56*; Acelerômetro *Type 4332, Brüel & Kjær* com seus respectivos condicionadores e placa de aquisição todos apresentados no item 5.1.

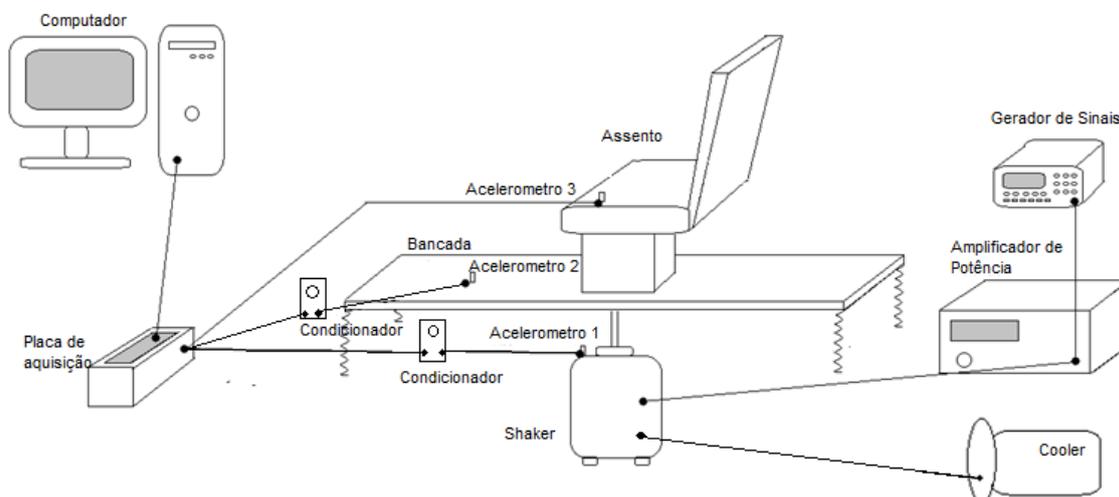


Figura 113 – Montagem experimental do Experimento 2.

O experimento se iniciou com a calibração dos acelerômetros conforme ilustra a Figura 114.

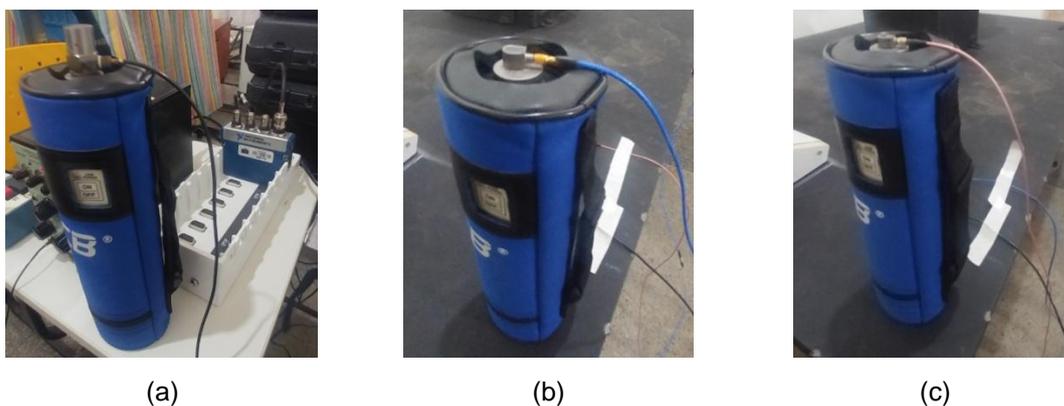


Figura 114 - Calibração dos sensores: (a) Sensor B&K; (b) Sensor PCB; (c) Sensor EndeVCO;

Após a calibração os sensores foram distribuídos entre as partes da bancada onde se tinha interesse de realizar a medição, esta distribuição está mostrada na Tabela 28 e ilustrada na Figura 115.

Tabela 28. Acelerômetros e sua localização

Acelerômetro	Modelo	Fabricante	Posicionamento
<i>Figura Isotron Accelerometer</i>	27AM1-100	<i>Endevco</i>	Banco
<i>Shear Accelerometer</i>	352A56	<i>PCB</i>	Shaker
<i>Accelerometer</i>	<i>Type 4332</i>	<i>Brüel & Kjær</i>	Plataforma

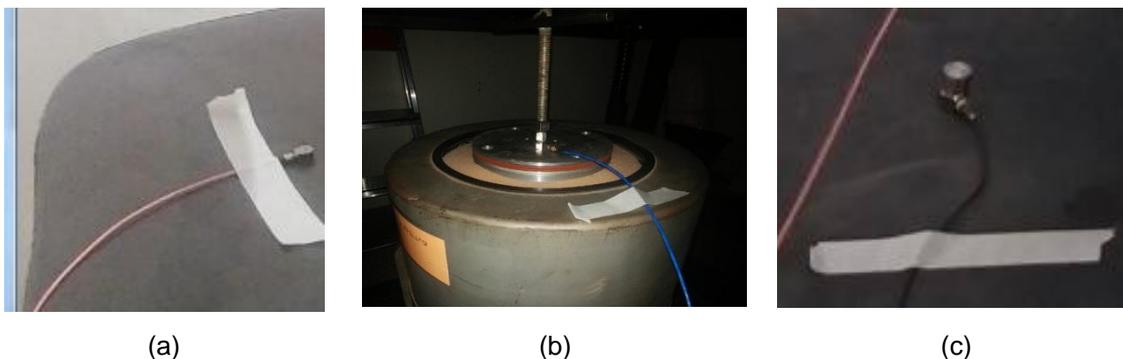


Figura 115 - Posicionamento dos acelerômetros no ensaio com banco rodoviário. (a) Acelerômetro EndVCO posicionado no assento; (b) Acelerômetro PCB posicionado no shaker; (c) acelerômetro B&K posicionado na plataforma.

Após a montagem experimental foram realizados os testes considerando a amplitude do gerador de sinais e o ganho do amplificador iguais aos apresentados no Experimento 1 Etapa 1. Sendo que o sinal de excitação utilizado se baseou em uma excitação aleatória do tipo ruído branco. O ensaio levou cerca de 30 segundos para ocorrer e os resultados foram armazenados.

5.1.2.3 Experimento 3:

O experimento 3 transcorreu da mesma forma que o experimento 2, entretanto, foi utilizado o banco do tipo urbano. Primeiramente foi realizado o processo de calibração dos acelerômetros, em seguida os mesmos foram posicionados conforme indicado na Tabela 28 e ilustrados na Figura 116.

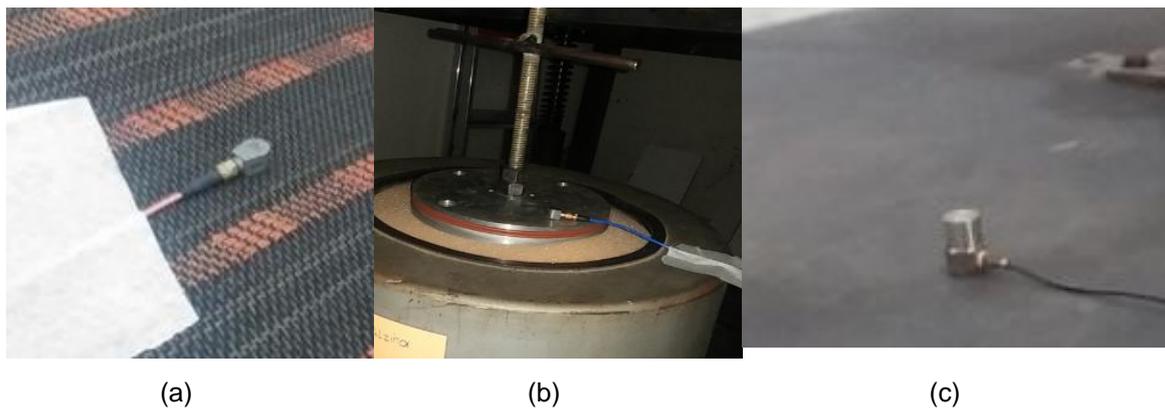


Figura 116 - Posicionamento dos acelerômetros no ensaio com banco urbano. (a) Acelerômetro EndeVCO posicionado no assento; (b) Acelerômetro PCB posicionado no shaker; (c) acelerômetro B&K posicionado na plataforma.

Com todos os acelerômetros corretamente posicionados foi utilizado um sinal aleatório de ruído branco proveniente do gerador de sinal e transformado em movimento pelo *shaker*.

O experimento durou cerca de 30 segundos, e os resultados coletados foram armazenados para posterior análise.

5.2 RESULTADOS E ANÁLISE DOS RESULTADOS

Conforme visto no item anterior o procedimento experimental deste trabalho foi dividido em 3 grandes experimentos, dessa forma as 3 próximas seções apresentarão os resultados obtidos nesses experimentos com suas principais análises.

5.2.1 Experimento 1: Validação do Funcionamento da Bancada Experimental em Diferentes Condições de Ensaio Segundo a NHO 09;

Dos experimentos realizados com relação às vibrações de corpo inteiro, os resultados fornecidos pelo HVM100 correspondem a valores de aceleração

média resultante (a_{mr}), que ao serem manipulados segundo a teoria presente na NHO 09 e no capítulo 2 deste trabalho, podem ser transformados em valores de aceleração resultante normalizada (a_{ren}) e, assim, comparados com os limites definidos nas considerações técnicas apresentada na Tabela 27.

Dessa forma, foi possível construir a Tabela 29 que representa um resumo dos resultados obtidos do Experimento 1 etapas: 1, 2 e 3. Os resultados fornecidos por esta tabela podem ser melhor visualizados com as Figuras 117, 118 e 119.

A Figura 117 apresenta os resultados obtidos para a bancada sem ocupante, com ocupante e para a plataforma nas medições realizadas nas condições de ensaio I, ou seja, quando a a_{ren} do assento está entre 0 e 0,5 m/s^2 . É possível notar neste ensaio que as colunas em azul, ou seja, bancada sem ocupante, estão com os resultados dentro do esperado, ou seja, com acelerações entre 0 e 0,5 m/s^2 .

Percebe-se ainda que ao inserir um ocupante colunas verdes da Figura 117, as acelerações obtidas no assento caem de forma considerável em todas as frequências de análise.

Por sua vez, as acelerações obtidas na plataforma, representadas pelas barras vermelhas da Figura 117, aumentam suas acelerações de forma drástica a partir de 40 Hz. Tal resultado pode ser justificado pelos resultados obtidos da análise modal realizada na seção 4.2, onde são detectadas para a bancada de testes frequências naturais em 5,65; 12,97; 16,87; 26,37; 54,83 e 68,19 Hz. Estas frequências possuem influências principalmente na chapa da plataforma, conforme mostrado na Figura 78 do capítulo anterior, sendo que as mais altas de 54,83 e 68,19 Hz apresentam amplitudes modais maiores o que justifica as altas acelerações obtidas experimentalmente.

Tabela 29. Resultados experimentais obtidos com a bancada configurada para obtenção de acelerações acima das estipuladas em norma sem o ocupante.

Frequência (Hz)	Condição NHO 09	Ganho do Amplificador (°)	Amplitude do Gerador (mV_{RMS})	aren (m/s²) sem ocupante	aren (m/s²) com ocupante	aren (m/s²) Plataforma
10	I	30	300	0,3970	0,2345	0,2665
	II	50	300	0,6710	0,4140	0,4045
	III	60	400	1,6200	0,6550	2,7800
20	I	10	100	0,4100	0,0411	0,2065
	II	15	100	0,7125	0,1115	0,2340
	III	20	100	1,2900	0,1955	0,3120
30	I	10	300	0,4060	0,0499	0,1760
	II	20	300	0,6535	0,1720	0,4590
	III	40	300	1,1750	0,4265	1,3750
40	I	40	300	0,3800	0,0986	5,2100
	II	60	400	0,6750	0,2020	7,7900
	III	60	800	1,1600	0,5425	14,7000
50	I	40	400	0,4470	0,1470	7,7700
	II	60	500	0,7865	0,1605	31,0500
	III	60	1000	1,2400	0,5425	55,1500
60	I	60	200	0,4055	0,0927	5,4650
	II	60	300	0,6195	0,1115	8,1200
	III	60	1800	1,1150	0,4665	54,5500
70	I	50	200	0,3860	0,0816	3,4400
	II	60	300	0,6750	0,1060	7,2900
	III	60	500	1,1600	0,1470	11,3500
80	I	40	100	0,4470	0,0437	7,0800
	II	40	200	0,7780	0,0492	13,0500
	III	60	200	1,2400	0,0604	20,3500
Ruído Branco	I	60	1136	0,0497	0,0328	4,6650

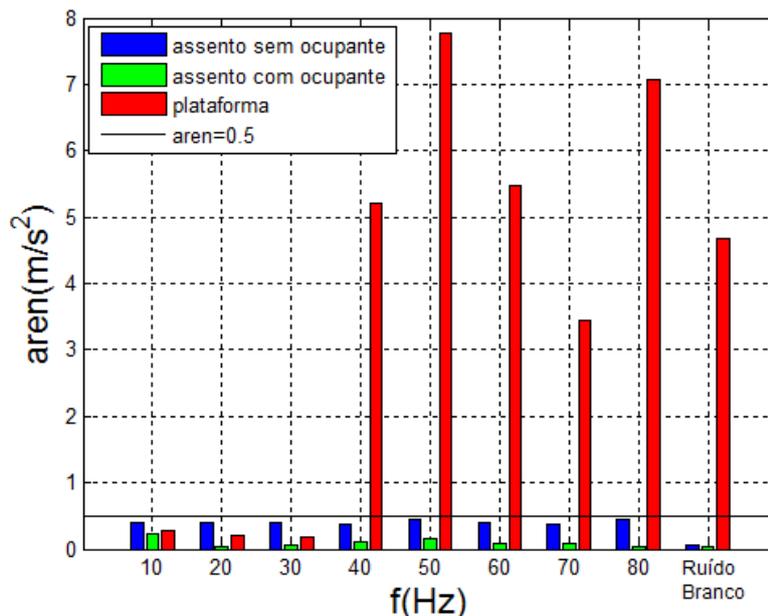


Figura 117 - Resultados obtidos nível aceitável de vibração.

A Figura 118 por sua vez, apresenta o comportamento do sistema quando gerador e amplificador fornecem condições para que o sistema atinja acelerações acima das condições de ensaio II, ou seja, quando a *aren* do banco está entre 0,5 e 0,9 m/s². Pela figura é possível notar que o banco sem ocupante apresenta acelerações acima de 0,5 m/s², atingindo o objetivo do ensaio. Este resultado coincide com os obtidos pela simulação multicorpos apresentada na seção 4.2, onde em todas as frequências testadas o assento rodoviário sem ocupante também apresentava acelerações acima de 0,5 m/s².

Mais uma vez é possível perceber que com a inclusão do ocupante, coluna em verde da Figura 118, as acelerações são de certa forma amenizadas, visto que caem em relação a bancada sem ocupante.

Novamente é possível perceber que para a plataforma, colunas em vermelho da Figura 118, foram obtidas acelerações mais elevadas em frequências acima dos 40 Hz.

Na Figura 119 é apresentado o comportamento da bancada quando o sistema está configurado para fornecer acelerações acima de 1,1 m/s² na posição do assento.

Desta figura, primeiramente é possível notar que sem o ocupante em todas as frequências foram obtidas acelerações acima de 1,1 m/s². Fato este

muito próximo ao obtido na simulação multicorpos onde apenas em 80 Hz não foi atingida tal aceleração.

Novamente é possível observar pelas colunas em verde da Figura 119, que a inclusão do ocupante reduz a vibração no assento. Sendo que pelas colunas em vermelho da mesma figura é possível notar que a partir de 40 Hz a vibração na plataforma se eleva.

Com os 3 gráficos apresentados nas Figuras 117 a 119, visualiza-se que a bancada experimental nessa configuração de amplitude para o gerador de sinal e ganho para o amplificador atingiu satisfatoriamente as acelerações limites estipuladas pela norma entre 10 e 80 Hz, apenas para a situação de ruído branco que tais níveis não foram alcançados.

Dessa forma, a mesma se mostra funcional para testes e ensaios em assentos automotivos.

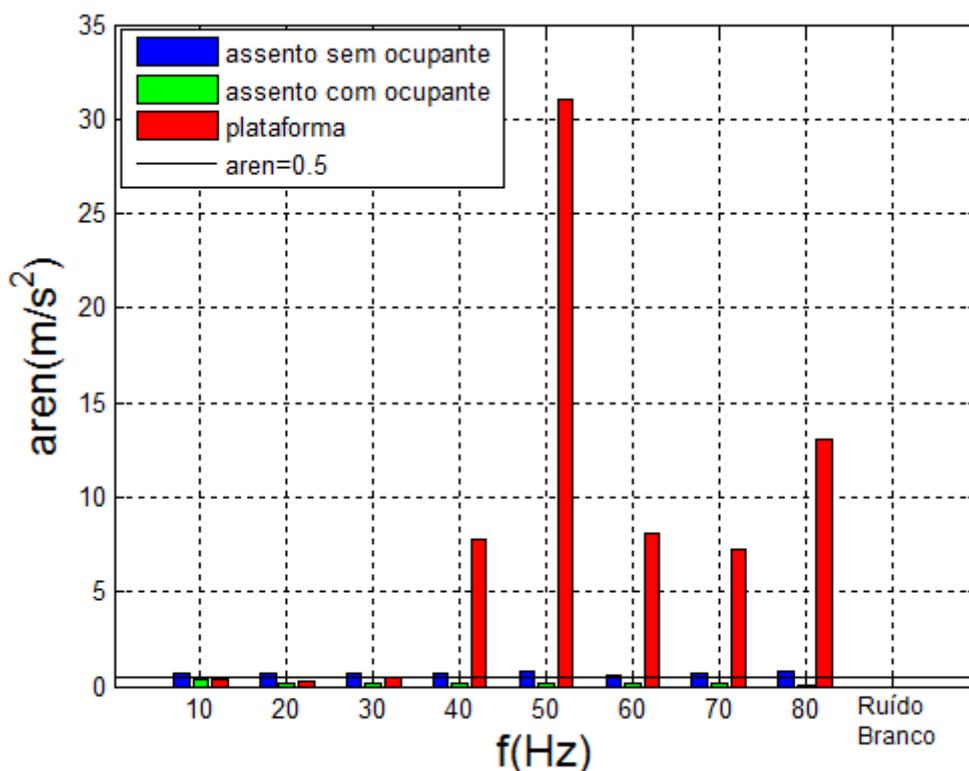


Figura 118- Resultados obtidos acima do nível de ação.

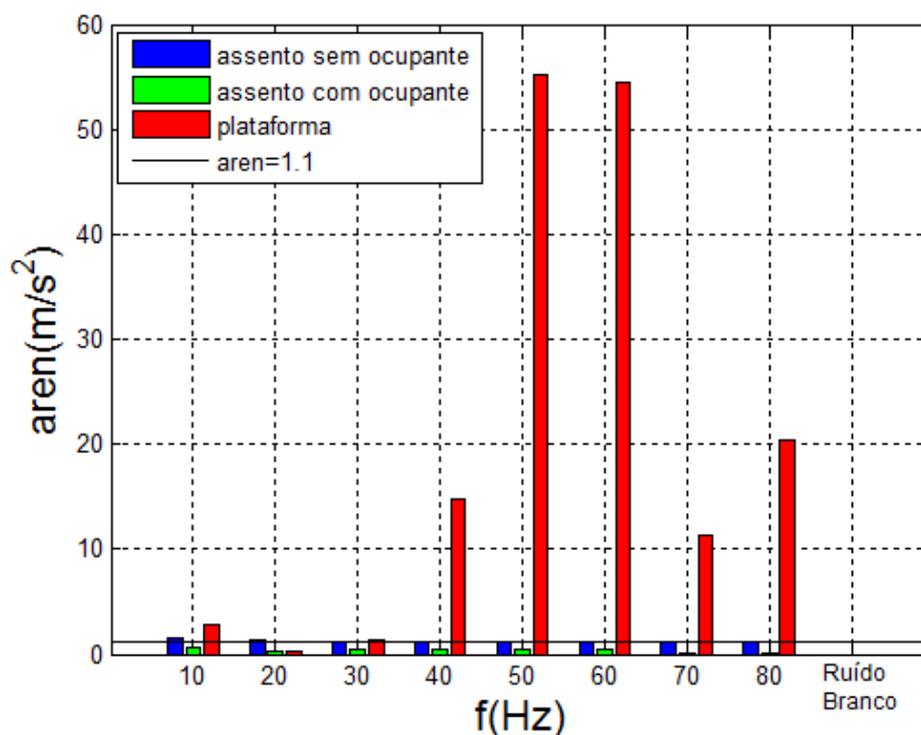


Figura 119 - Resultados obtidos acima do limite de exposição.

A Tabela 30 apresenta os resultados referentes à etapa 4 do experimento 1, onde desejava-se estudar com quais configurações para o ganho do amplificador e amplitude do gerador, seria possível obter os limites estipulados pela norma, quando realizado experimento com ocupante sobre a bancada. Em outras palavras, o ensaio realizado busca verificar se a bancada fornece acelerações acima de $0,5 \text{ m/s}^2$ quando configurada com um ocupante.

A Figura 120 resume graficamente os resultados apresentados na Tabela 30, onde é perceptível que apenas para as frequências de 60 e 70 Hz tais acelerações não foram alcançadas. Este resultado se aproxima ao obtido em ambiente multicorpos, apresentado na seção 4.2, onde foram obtidos os níveis de aceleração acima de $0,5 \text{ m/s}^2$ para todas as frequências, exceto em 50, 60, 70 e 80 Hz.

Por sua vez, buscando avaliar o comportamento da bancada com o ocupante para as situações acima do limite de exposição ($>1,1 \text{ m/s}^2$), visualiza-se pela Figura 121 que após 30 Hz a bancada experimental não atingiu valores de aceleração acima de $1,1 \text{ m/s}^2$ devido às limitações de amplitude do gerador de sinais que possuía um valor máximo recomendado de trabalho até $2 V_{\text{RMS}}$ e do amplificador que possui um ganho máximo recomendado de 60° . Os

mesmos resultados em frequência também foram encontrados na simulação multicorpos.

Tabela 30. Resultados experimentais obtidos com a bancada configurada para obtenção de acelerações acima das estipuladas em norma com o ocupante.

Frequência (Hz)	Condição NHO 09	Ganho do Amplificador (°)	Amplitude do Gerador (mV _{RMS})	Aeq (m/s ²) com ocupante
10	I	60	300	0,4055
	II	60	500	0,6515
	III	60	1000	1,1150
20	I	30	100	0,4030
	II	50	100	0,6135
	III	50	200	3,6650
30	I	50	300	0,3635
	II	60	400	0,7165
	III	60	700	1,2300
40	I	60	400	0,4040
	II	60	700	0,6305
	III	60	2000	NAC*
50	I	60	800	0,3975
	II	60	1200	0,6045
	III	60	2000	NAC*
60	I	60	200	0,3795
	II	60	300	NAC*
	III	60	1800	NAC*
70	I	50	200	0,4800
	II	60	300	NAC*
	III	60	500	NAC*
80	I	40	100	0,3740
	II	40	200	0,6180
	III	60	200	NAC*
Ruído Branco	I	60	1136	NAC*

*NAC: Não alcançou a condição

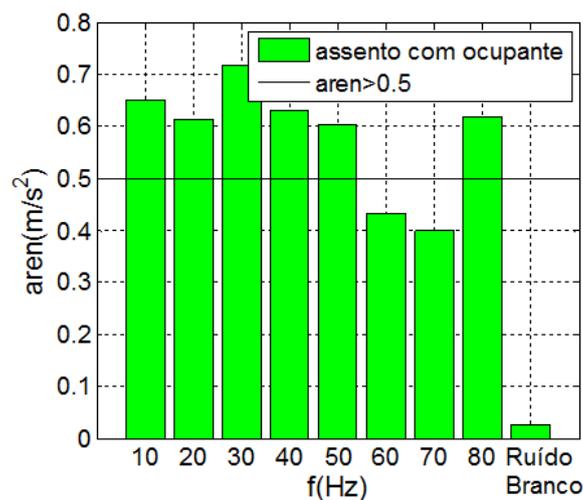


Figura 120 - Resultados obtidos acima do nível de ação ($0,5 \text{ m/s}^2$).

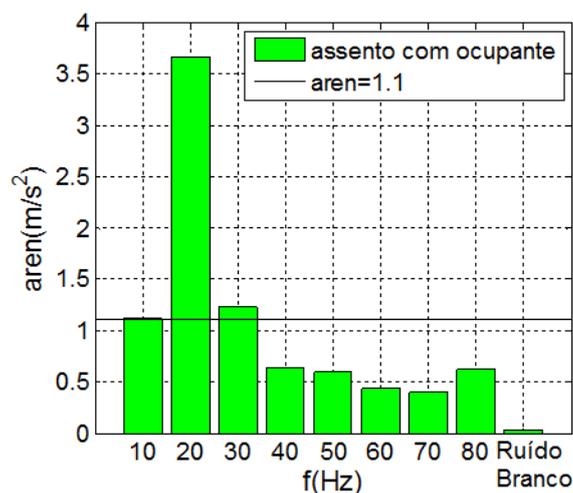


Figura 121 - Resultados obtidos acima do limite de exposição ($1,1 \text{ m/s}^2$).

Assim, percebe-se que para ensaios de vibração de corpo inteiro a bancada construída fornece condições de ensaios acima do nível de ação considerada pela norma NHO 09 ($>0,5 \text{ m/s}^2$) para as todas as frequências do espectro considerado, exceto nas frequências de 50 e 60 Hz.

5.2.2 Experimento 2: Medição das Acelerações em Diferentes Pontos da Estrutura, com a Montagem da Bancada com Assento tipo Rodoviário

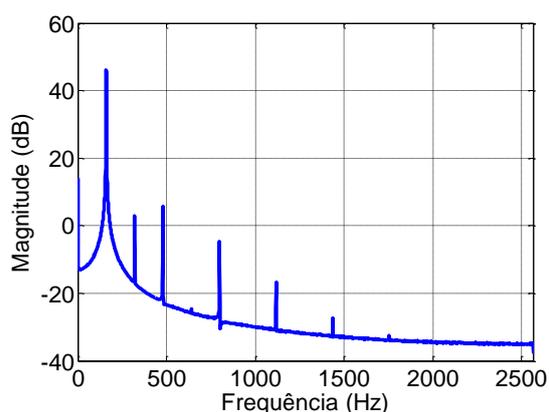
Após a realização das medições de corpo inteiro, parte-se agora para a realização das medições no domínio da frequência.

Conforme dito no item 5.1.2.2, os acelerômetros devem ser calibrados antes da realização de qualquer medição, a Figura 122 mostra a densidade espectral de potência dos sinais coletados pelos sensores durante a calibração.

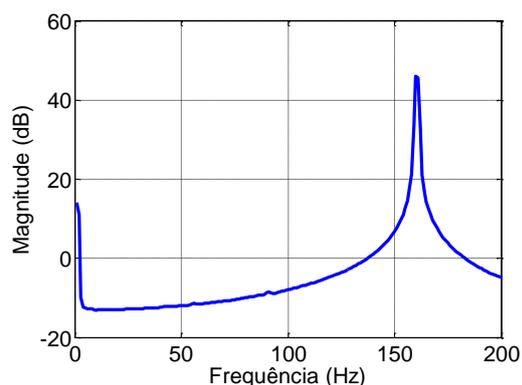
Estas curvas foram obtidas com o auxílio de um algoritmo desenvolvido em Matlab® e apresentado no Item 1 do APÊNDICE .

Nesse algoritmo, faz-se uso do método Welch para estimar a densidade espectral de potência do sinal. O método divide os dados em segmentos sobrepostos, calculando periodogramas modificados dos segmentos sobrepostos e calcula a média dos mesmos para produzir a estimativa da densidade espectral de potência.

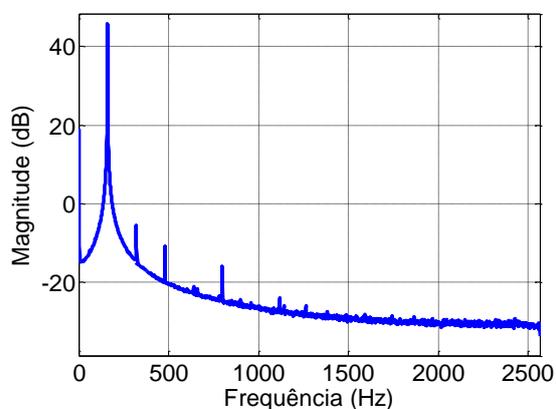
Visualiza-se nesta figura que para todos os sensores os picos se localizam a 160 Hz, o que demonstra uma calibração correta visto que o sinal de maior energia coincide com a frequência de trabalho do calibrador. Os picos de menores magnitudes demonstram os harmônicos deste sinal.



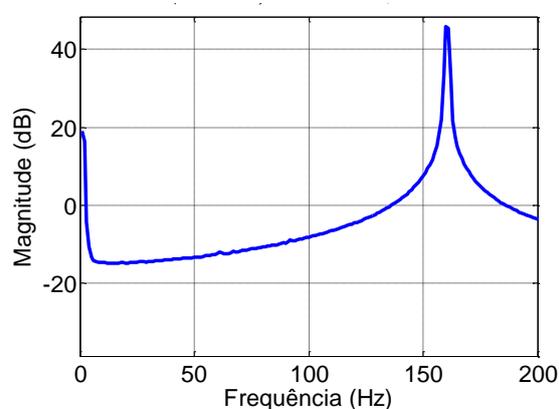
(a)



(b)



(c)



(d)

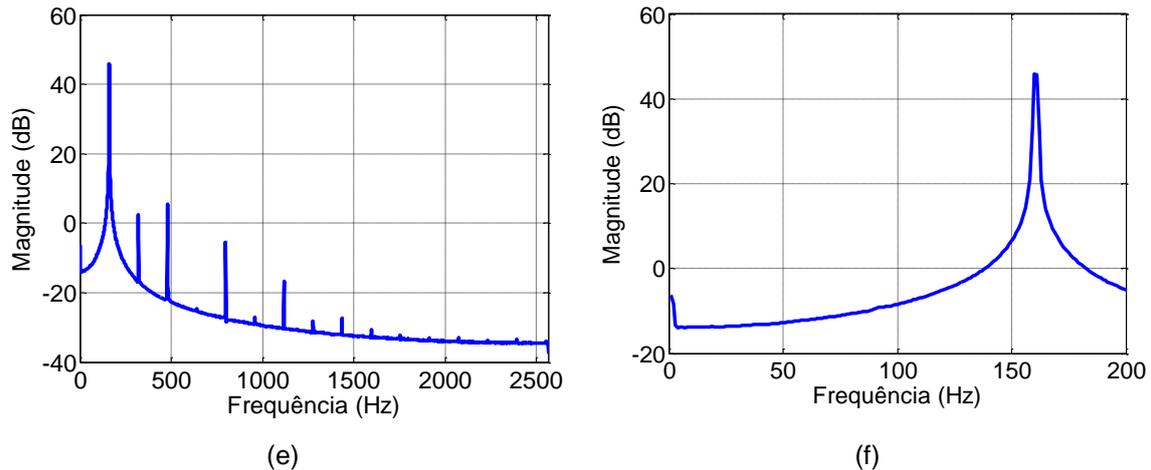


Figura 122 - Auto-espectro dos sinais de calibração dos acelerômetros: (a) Localizado no shaker; (b) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no shaker; (c) Localizado na plataforma; (d) Zomm do sinal do acelerômetro localizado na plataforma; (e) Localizado no banco; (f) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no banco.

Com os dados coletados ao longo do experimento uma análise semelhante pode ser feita conforme mostrado na Figura 123.

Pela Figura 123 (b) a densidade espectral do sinal advindo do shaker demonstra que as maiores energias ocorreram para as frequências em torno de 1, 19, 56 e 78Hz. Já na Figura 123 (d), referente às frequências da plataforma, os maiores picos se dão para frequências próximas de 1, 19, 24, 36, 44, 48, 54, 56, 61, 70 e 78 Hz. Tais valores podem ser considerados próximos dos encontrados na análise modal apresentada na seção 4.2, cujos valores de frequências naturais encontradas foram de 5,65; 12,97; 16,87; 26,37; 54,83; e 68,19; Hz.

Já na Figura 123(f) referente às principais frequências naturais advindas do banco, as mesmas possuem maiores picos próximas de 1, 19, 36, 50, 56, 61 e 78 Hz.

Dessa figura se observa que a bancada possui muitas frequências naturais na faixa de espectro considerada, sendo considerado um sistema bastante complexo.

Um dado interessante é que em 78 Hz da Figura 123(f) o assento possui uma das maiores energias de todo o espectro de análise. Tal fato chama a atenção por estar dentro da faixa de frequência de vibrações de corpo inteiro. Neste caso, um reprojeto para este banco seria interessante do ponto de vista

de afastar essa frequência natural da faixa de frequência para vibrações no corpo humano.

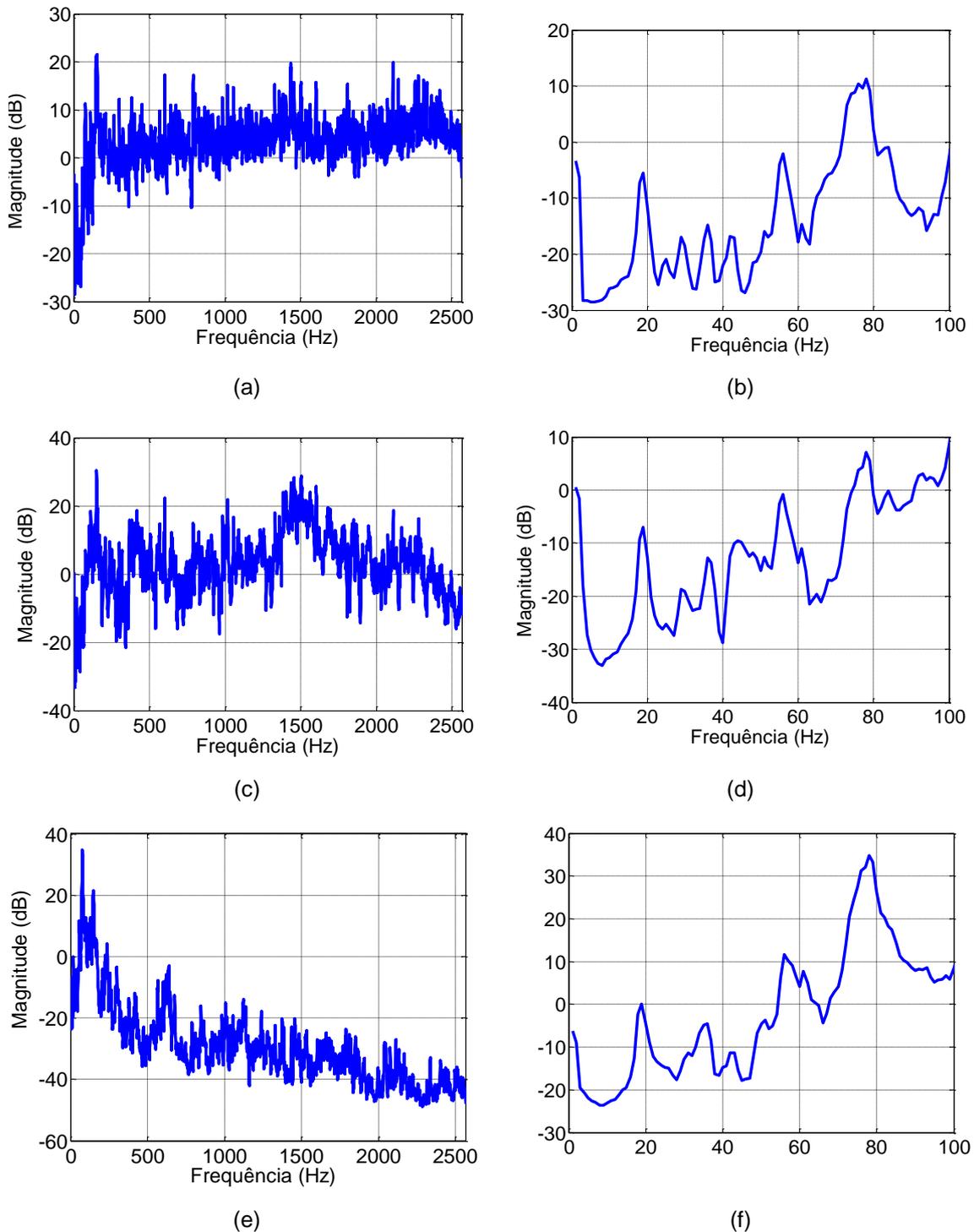


Figura 123 - Auto-espectro dos sinais coletados durante o experimento submetidos a excitação de ruído branco, localizados: (a) No shaker; (b) Zomm do sinal no shaker; (c) Na plataforma; (d) Zomm do sinal na plataforma; (e) No banco; (f) Zomm do sinal no banco.

Após realizar a análise da densidade espectral de potência, parte-se agora em busca da análise das funções resposta em frequência existentes nas relações entre componentes: Plataforma/*Shaker*, Banco/*Shaker*, Plataforma/Banco.

A Figura 124 apresenta a primeira dessas relações, apresentando a magnitude da função resposta em frequência, a fase e a função coerência entre saída e entrada. Esses resultados foram obtidos conforme o algoritmo desenvolvido em Matlab® e apresentado no Item 2 do Apêndice C.

Pela Figura 124 é possível ter uma noção através do gráfico de fase do grande número de frequências naturais que a bancada experimental possui, visto que, nas regiões de tal gráfico onde a curva apresentada sofre mudança abrupta da fase existem frequências naturais. Em todos os resultados de fase apresentados nesta seção veremos um comportamento semelhante, mostrando o quão complexo é a bancada projetada, devido ao seu elevado número de graus de liberdade.

Por sua vez, o gráfico da função coerência mostra uma ótima relação entre a saída e a entrada do sistema, conforme mostrado na Figura 124.

Já a magnitude, vista em detalhe na Figura 125, mostra que nesta faixa de frequência de 0 a 100 Hz existem mais pontos de amplificação da vibração do que de atenuação.

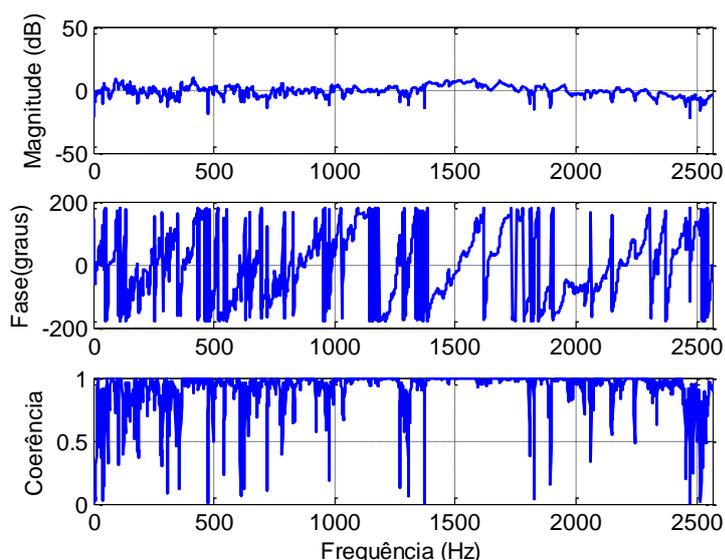


Figura 124 - Função resposta em frequência. Saída: Plataforma / Entrada: *Shaker*.

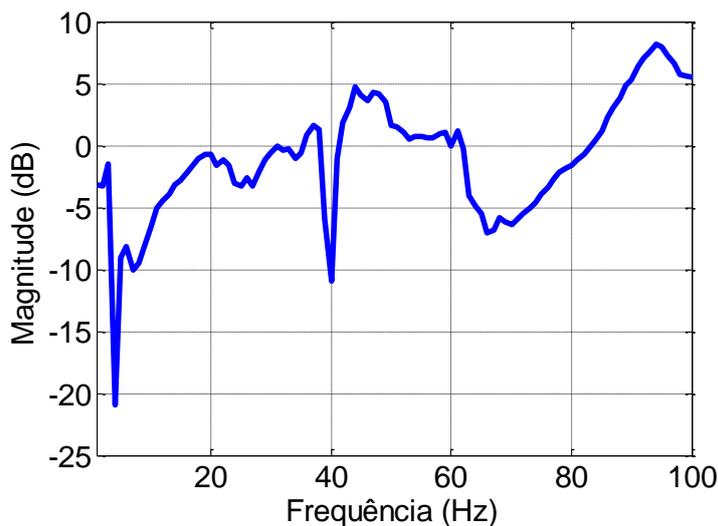


Figura 125- Magnitude da função resposta em frequência entre 0 e 100 Hz. Saída Plataforma / Entrada: *Shaker*.

Pelas Figura 126 e Figura 127 são dadas a resposta em frequência da relação banco/*shaker*.

Pela Figura 124 observa-se uma boa relação de coerência entre saída (banco) e entrada (*shaker*). Já pela Figura 127 foi observado que em poucos pontos do espectro ocorre atenuação do sinal, o que é considerado ruim para um projeto de assento veicular, visto que o banco praticamente não atenua o sinal que recebe do *shaker*.

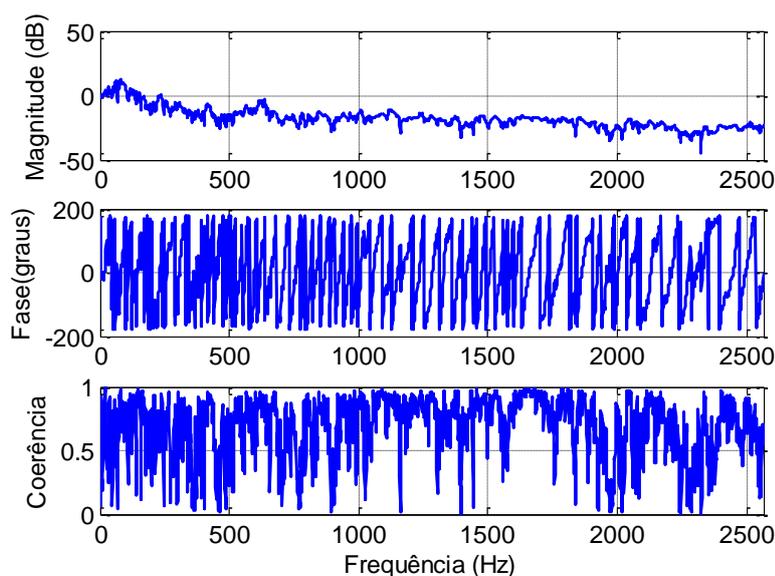


Figura 126 - Função resposta em frequência. Saída: Banco / Entrada: *Shaker*.

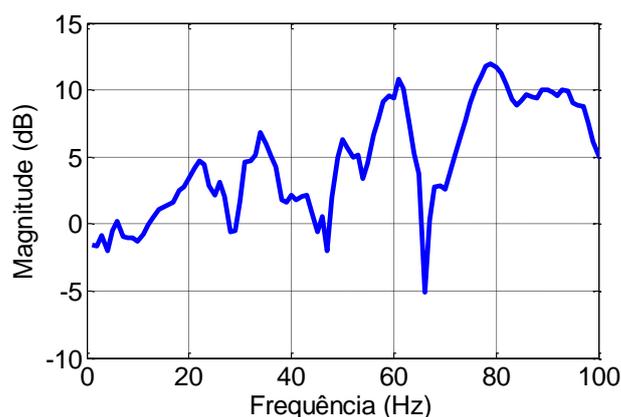


Figura 127 - Magnitude da função resposta em frequência de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: *Shaker*.

Pela Figura 128 observa-se também uma boa correlação entre saída (banco) e entrada (plataforma).

Em relação à Figura 129 que faz referência à magnitude da função resposta em frequência entre banco/plataforma percebe-se novamente pouca atenuação entre a vibração que saí da plataforma e chega ao assento.

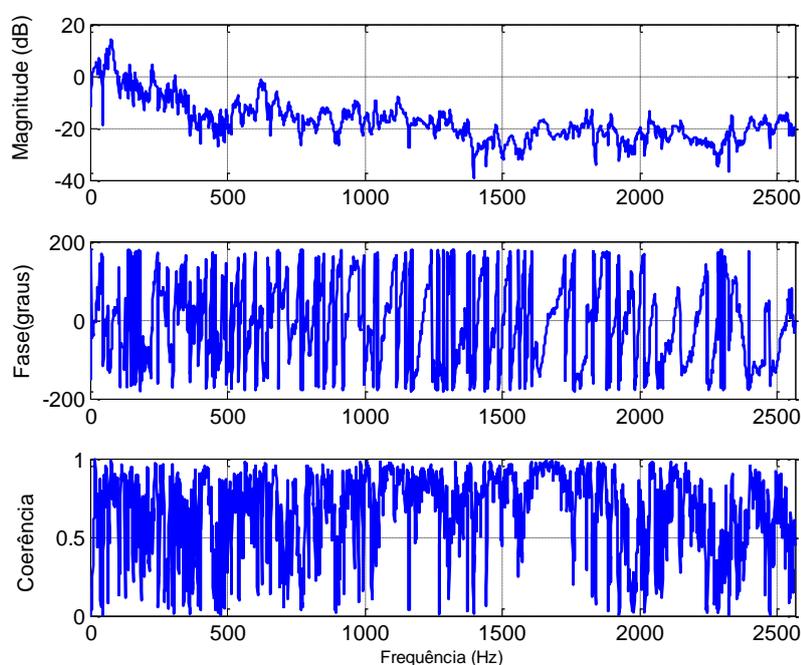


Figura 128 - Função resposta em frequência. Saída: Banco / Entrada: Plataforma.

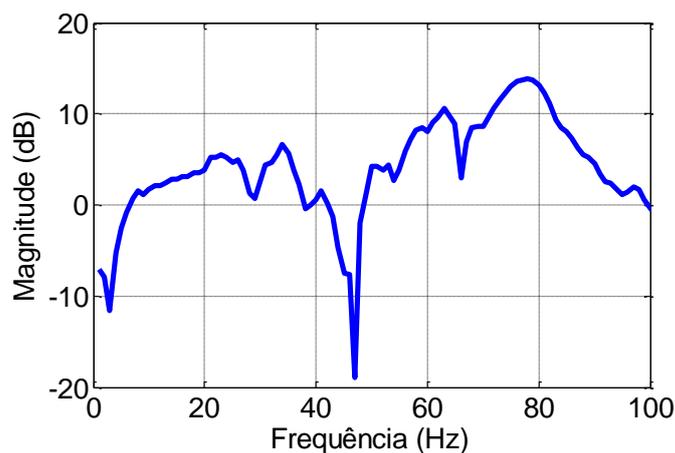


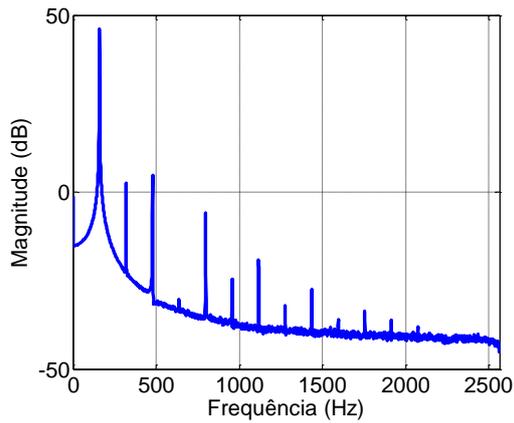
Figura 129 - Magnitude da função resposta em frequência de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: Plataforma.

5.2.3 Experimento 3: Medição das Acelerações em Diferentes Pontos da Estrutura, com a Montagem da Bancada com Assento tipo Urbano.

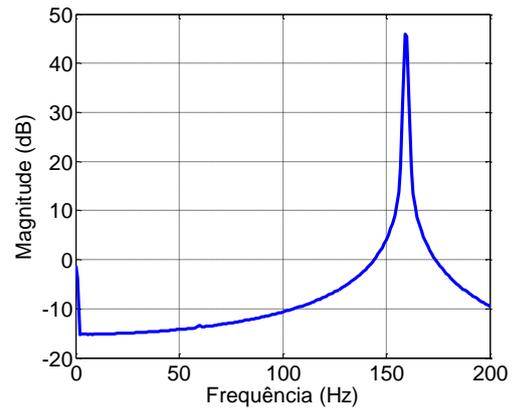
Por fim, é realizado o experimento 3, onde com as configurações de ganho de amplificador de sinal e amplitude de gerador de sinal definidos na etapa 1 do experimento 1 são coletados os valores de vibração no *shaker*, na plataforma e no assento do tipo urbano.

Assim como no item anterior, os acelerômetros devem ser calibrados e os resultados dessa calibração no domínio da frequência são apresentados na Figura 130.

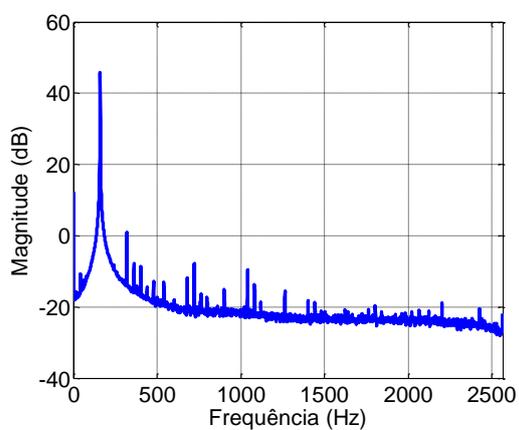
Nessa figura, o pico máximo ocorre em 159 Hz para todos os sensores, o que mostra uma correta calibração. Os demais picos apresentados ao longo do espectro correspondem à harmônicos desse valor de pico.



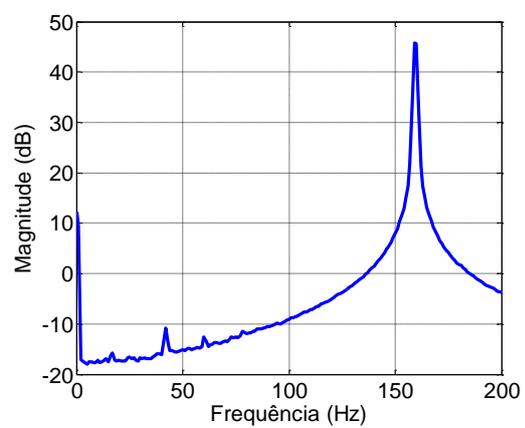
(a)



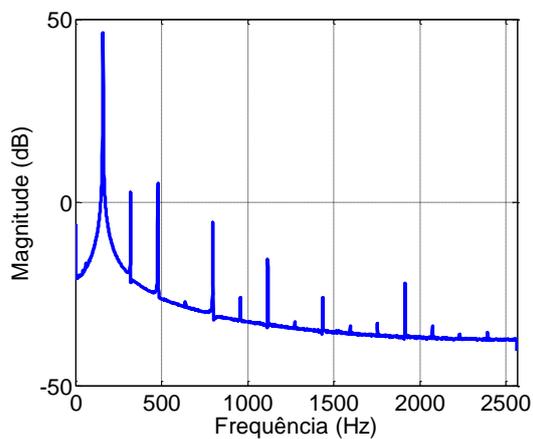
(b)



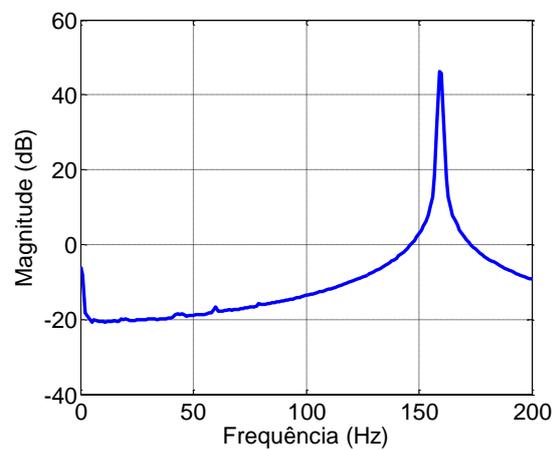
(c)



(d)



(e)



(f)

Figura 130 -Auto-espectro dos sinais de calibração dos acelerômetros: (a) Localizado no *shaker*; (b) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no *shaker*; (c) Localizado na plataforma; (d) Zomm do sinal do acelerômetro localizado na plataforma; (e) Localizado no banco urbano; (f) Zomm do sinal do acelerômetro localizado no banco urbano.

A Figura 131 apresenta a densidade espectral de potencia para os componentes *shaker*, plataforma e banco, apresentando à esquerda seu sinal

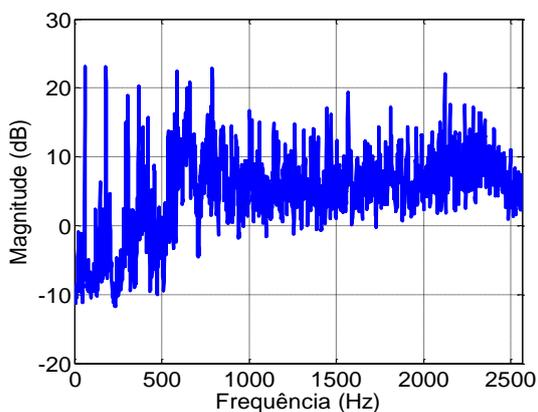
em todo o espectro até a frequência de aquisição do experimento, e à direita para a faixa de 0 a 100 Hz (faixa de interesse para ensaios de VCI).

Na Figura 131 (b) é visualizado que o *shaker* possui 3 frequências naturais mais evidentes em 21, 42 e 60 Hz.

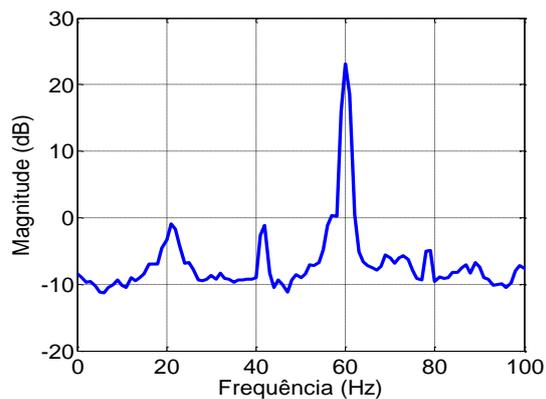
Na Figura 131 (d) percebe-se que a plataforma possui as seguintes frequências naturais 21, 43, 57 e 79 Hz.

Na Figura 131 (f), para o banco, foram verificadas as seguintes frequências naturais 21, 43, 61, 73 e 82 Hz.

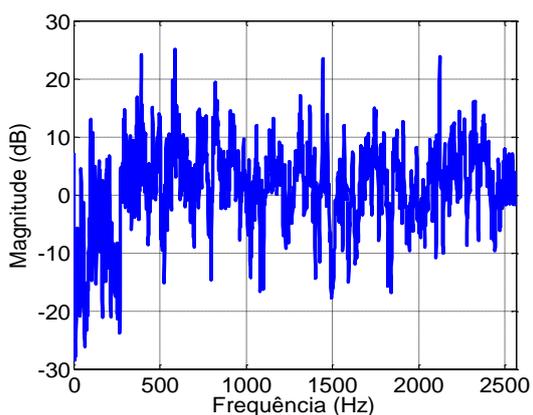
Dessa análise percebe-se que o sistema do assento possui valores energéticos mais altos para as baixas frequências, principalmente acima de 90 Hz o que corresponde a uma condição um pouco mais aceitável em relação ao banco urbano apresentado na seção anterior.



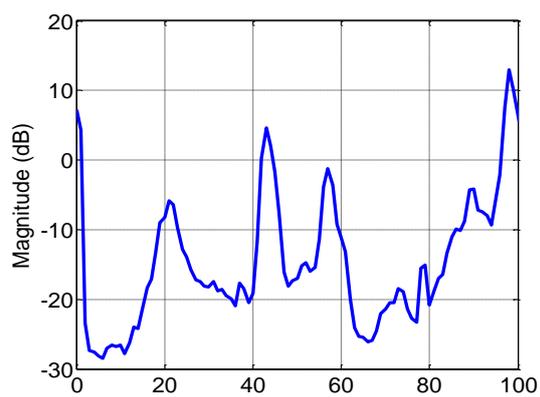
(a)



(b)



(c)



(d)

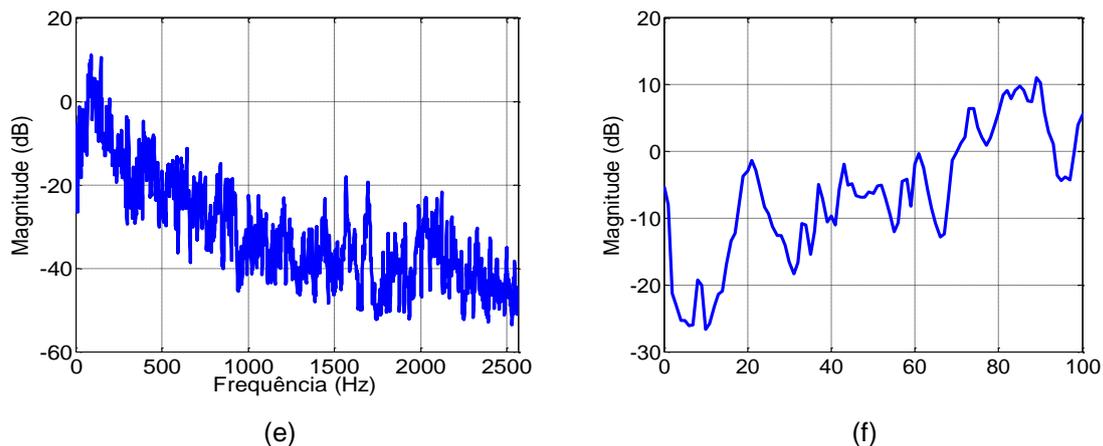


Figura 131 -Auto-espectro dos sinais coletados durante o experimento submetidos a excitação de ruído branco, localizados: (a) No shaker; (b) Zomm do sinal no shaker; (c) Na plataforma; (d) Zomm do sinal na plataforma; (e) No banco urbano; (f) Zomm do sinal no banco urbano.

Com relação à função resposta em frequência, nota-se assim como nos resultados para o banco rodoviário, um grande número de graus de liberdade através dos gráficos de fase aqui obtidos.

Pela Figura 132 é percebido um bom valor de coerência entre a saída: plataforma e a entrada: *shaker*, visto que os valores obtidos são bem próximos de 1.

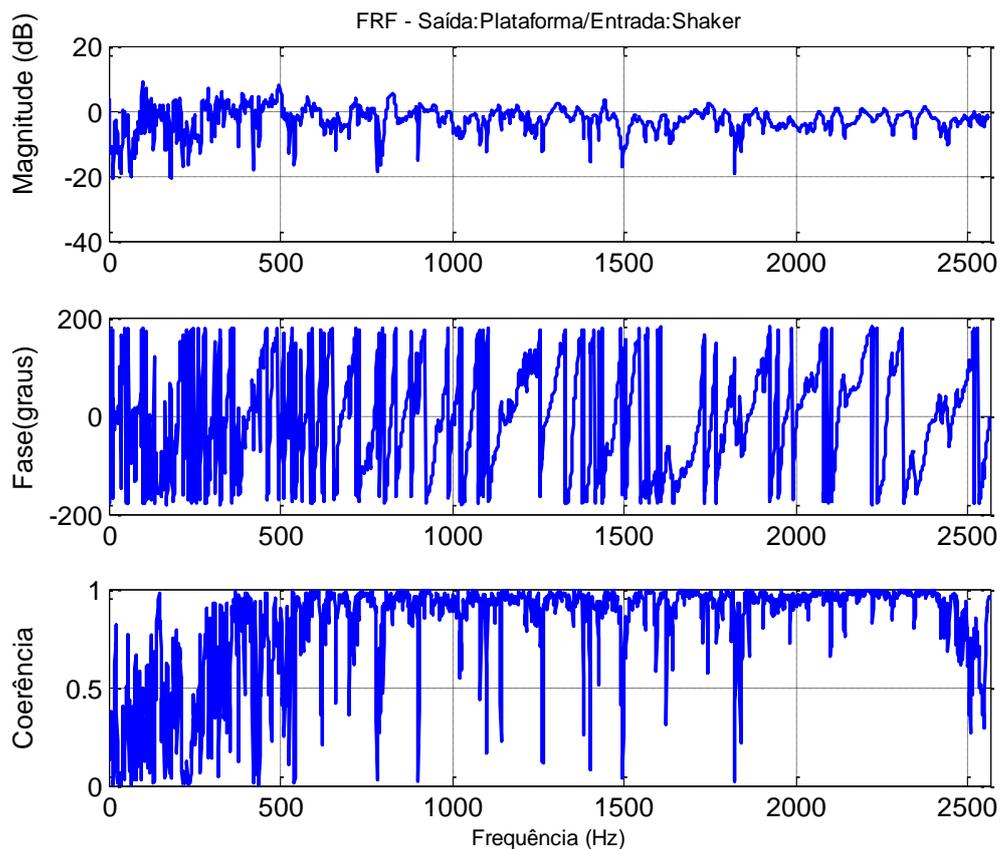


Figura 132. Função Resposta em Frequência da montagem com assento urbano. Saída: Plataforma / Entrada: Shaker.

Observando a Figura 133 percebe-se que em praticamente todo o espectro de 0 a 100 Hz, ocorre uma atenuação da vibração, assim a mudança de massa ao incluir o assento rodoviário modificou a resposta do sistema provocando uma atenuação dos resultados.

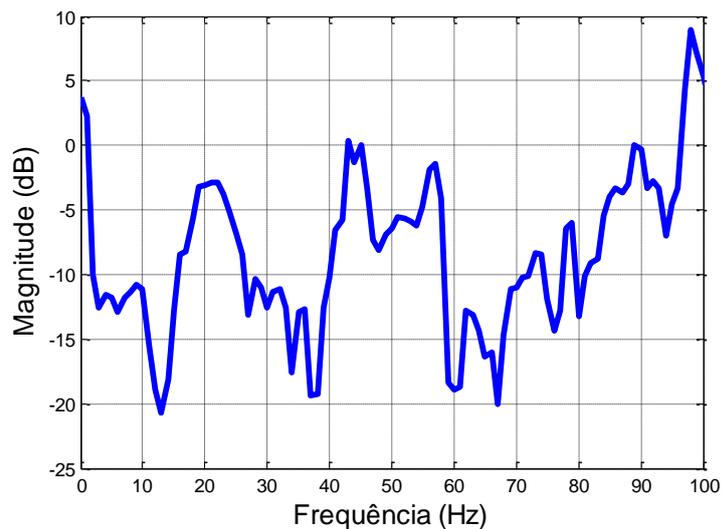


Figura 133- Magnitude da função resposta em frequência da montagem com assento urbano entre 0 e 100 Hz. Saída Plataforma / Entrada: *Shaker*.

Pela Figura 134 pode-se observar também uma boa relação de coerência entre o sinal de saída vindo do banco em relação ao sinal de entrada vindo do *shaker*.

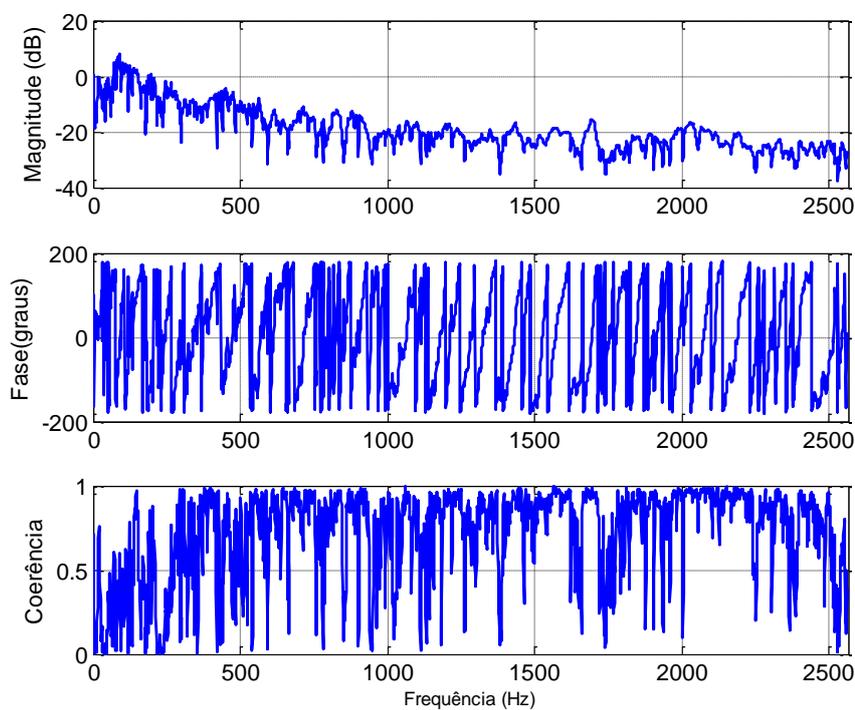


Figura 134- Função Resposta em Frequência da montagem com assento urbano. Saída: Banco / Entrada: *Shaker*.

Pela Figura 135 observa-se que a função resposta em frequência entre banco e shaker até os 70 Hz ocorre quase que exclusivamente atenuações do sinal, apenas nas frequências mais elevadas, a partir de 70 Hz, ocorre a amplificação do sinal.

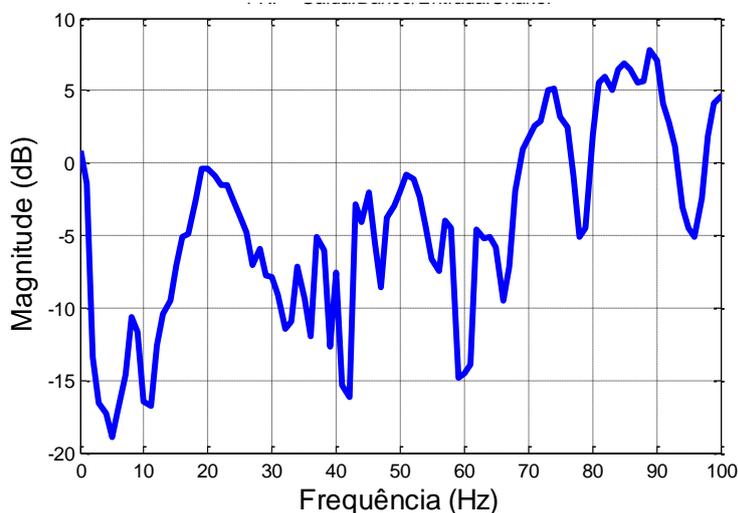


Figura 135- Magnitude da função resposta em frequência da montagem com assento urbano de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: *Shaker*.

Ao observar a Figura 136, percebe-se boa coerência entre os dados da saída (banco) em relação à entrada (plataforma), com valores da função de coerência bem próximos de 1 ao longo do espectro de frequências.

Por fim, ao analisar a Figura 137 é notório que apenas entre 0 e 10 Hz e entre aproximadamente 40 e 45 Hz ocorrem atenuações do sinal de vibração, fora dessa faixa o sinal tende a amplificar proporcionando mais vibração ao usuário. Dessa forma este assento também inspira a realização de um reprojeto para que se possam reduzir os efeitos nocivos da vibração sobre os ocupantes.

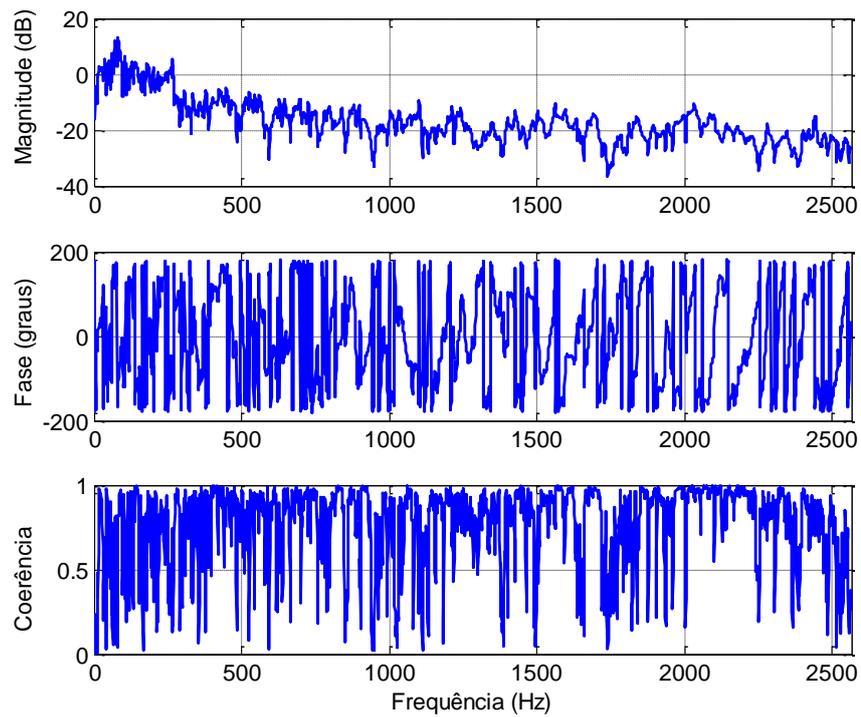


Figura 136 - Função Resposta em Freqüência da montagem com assento urbano. Saída: Banco / Entrada: Plataforma.

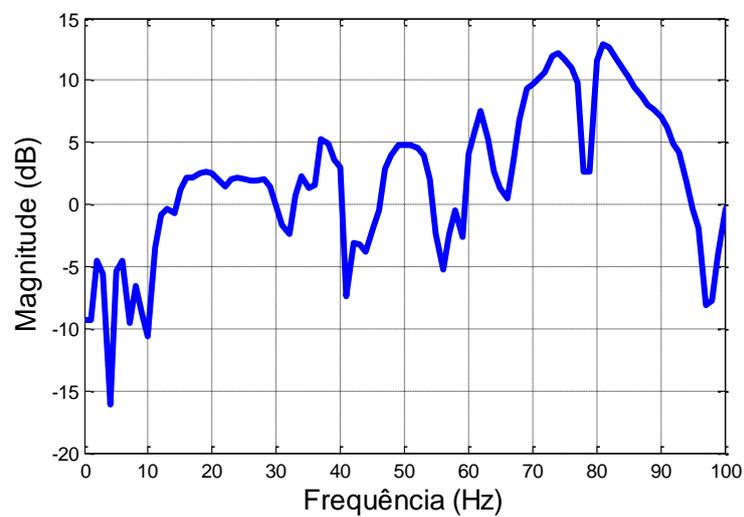


Figura 137 - Magnitude da função resposta em freqüência da montagem com assento urbano de 0 a 100 Hz. Saída: Banco / Entrada: Plataforma.

6. Conclusões

Os objetivos traçados inicialmente para este trabalho consistiam em construir uma bancada experimental para o estudo de vibração de corpo inteiro em 2 tipos de bancos de motoristas de ônibus rodoviários, trabalhando dentro da faixa de frequência estipulada pelas normativas ISO 2631 (1997) e NHO 09, sendo ainda viável economicamente.

Dessa forma foi desenvolvida uma bancada de estrutura metálica que faz uso de um sistema de acionamento via *shaker* eletrodinâmico capaz de excitar uma estrutura com um forçamento máximo de até 1556,88 N. Nesta dissertação foram excitados dois tipos de assentos de motoristas de ônibus do tipo urbano e do tipo rodoviário, entretanto, a estrutura montada admite que outros assentos sejam fixados.

Numericamente foi desenvolvido um modelo estrutural da bancada em questão onde foi aplicado um carregamento com magnitude superior aos experimentados pela bancada em situações reais e foi verificado que a estrutura projetada suporta tal carregamento e de forma bastante satisfatória apresentando um coeficiente de segurança de 3,79, com um deslocamento vertical máximo de 20 mm.

Com relação à análise modal foram investigados numericamente dentro da faixa de frequência de 0,5 a 80 Hz, faixa essa determinada pelas normativas ISO 2631 (1997) e NHO 09 para ensaios de VCI, que as frequências naturais da estrutura correspondem a 5,66; 12,97; 16,87; 26,37; 54,83 e 68,20 Hz valores considerados próximos dos obtidos experimentalmente que giram em torno de: 1, 19, 24, 54 e 70 Hz.

Além disso, foi realizada uma análise multicorpos da estrutura desenvolvida através de um modelo de 2 graus de liberdade, que apesar de ser um modelo bastante simplificado, apresentou semelhança significativa em comparação com os valores obtidos experimentalmente.

Com relação aos resultados experimentais, foi verificado que a bancada consegue realizar ensaios acima de 1,1 m/s² para todas as frequências de 10 a 80 Hz. Por sua vez, quando equipada com o ocupante na mesma situação, só não fornece resultados acima do nível de ação (>0,5 m/s²) nas frequências de 60 e 70 Hz. Para acelerações acima de 1,1 m/s² a mesma só atinge tais valores nas frequências de 10, 20 e 30 Hz. O que não inviabiliza a construção

da mesma visto que basta trabalhar com frequências de excitações mais baixas para se obter acelerações tão elevadas.

Além de se estudar o comportamento da bancada foi avaliado o comportamento dos dois tipos de bancos utilizados nas simulações e, em ambos, foi verificada uma necessidade de realização de um pré-projeto, visto que ambos apresentaram ampliação na transmissibilidade de vibração entre banco e plataforma na maior parte do espectro de frequência analisado.

Por fim, o projeto foi considerado economicamente viável visto que foi gasto em sua construção total um valor de R\$ 3645,43, enquanto que em bancadas orçadas comercialmente no ano de 2012, foram encontrados valores de até 160 mil.

6.1 Trabalhos Futuros

Com base no trabalho desenvolvido, vislumbrou-se várias possibilidades de melhorias para a parte física da bancada experimental, assim como para a parte de simulação, desenvolvimento de melhores modelos numéricos., realização de outras formas de estudo, dessa forma, pode-se citar:

- Desenvolvimento de um sistema de controle para evitar que o ajuste da bancada seja feito manualmente, assim como a realização de uma variação de frequência de forma automática, para evitar que as simulações pausem a cada mudança de parâmetro do experimento;
- Realização de testes em uma população de seres humanos com características antropométricas diversas, visto que neste trabalho a mesma foi testada somente com o autor do mesmo, o que corresponde a uma amostra muito pequena;
- Ajustar o modelo numérico quanto ao número de graus de liberdade e com e parâmetros do modelo multicorpos;

- Realizar melhorias quanto aos dispositivos de segurança da bancada, para que se evite quedas da mesma,
- Realização de melhorias no sistema de acoplagem de diferentes bancos, visto que atualmente a os bancos são fixados diretamente a chapa, o que a longo prazo forçará a uma troca da mesma.

REFERÊNCIAS

ANFLOR, Carla. **Estudo da Transmissibilidade da vibração no corpo humano na direção vertical e desenvolvimento de um modelo biodinâmico de quatro graus de liberdade.** 2003. 121 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, do Rio Grande do Sul, 2003.

BALBINOT, Alexandre. **Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus: um enfoque no conforto e na saúde.** 2001. 311 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2001.

BALBINOT, Alexandre e TAMAGNA, Alberto, **Avaliação da transmissibilidade da vibração em bancos de motoristas de ônibus urbanos: um enfoque no conforto e na saúde.** Revista Brasileira de Engenharia Biomédica, Rio Grande do Sul, v.18, n.1, p. 31-38, jan/abr. 2002.

BECKER, Tiago. **Desenvolvimento de uma mesa vibratória para estudos sobre vibração no corpo humano, medições em um grupo de motoristas e ajuste de um modelo biodinâmico.** 2006. 198 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul, 2006.

BELO HORIZONTE (Minas Gerais). Decreto nº 15.019, de 18 de setembro de 2012. Lei orgânica do município de Belo Horizonte, Minas Gerais, 2012,

BENDAT, Julius e PIERSOL, Allan. ***Random Data: Analysis and Measurement Procedures.*** 2ªed., New York, John Wiley & Sons, Inc, 1986.

BOLINA, Cecília. **Estudo numérico-experimental para proposição de modelo biodinâmico do corpo humano submetido a vibrações.** 2013. 265 f.

Tese (Doutorado em Estruturas e Construção Civil), Universidade de Brasília, Brasília, 2013.

Bruel & Kjær, Disponível em: <<https://www.bksv.com/en/products/transducers/f/vibration/calibrators/4294>>. Acesso em: 08 de mar. de 2017.

Bruel & Kjær, Disponível em: < http://www.directindustry.com/prod/bruel-kjaer/product-17114-875589.html#product-item_565034>. Acesso em: 08 de mar. de 2017.

Carmona, Jorge. **Plataforma de ensaios dinâmicos: estudos preliminares, projeto e construção**. 2011. 164 f. Dissertação (Mestrado em Estruturas e Construção Civil) Universidade de Brasília, Brasília, 2011.

CALLISTER, William. **Ciência e engenharia de materiais: uma introdução**, 7ª ed., Rio de Janeiro, LTC, 2008.

CHEN, Ching. *et al.* **Whole-body vibration exposure experienced by motorcycle riders – An evaluation according to ISO 2631-1 and ISO 2631-5 standards**. *International Journal of Industrial Ergonomics, South Carolina*, n. 39, p.708-718, 2009.

CRUZ, José. **Estudo de caso de ruído “knock noise” em mecanismos de caixa de direção hidráulica tipo pinhão - cremalheira**. 2006. 177 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia Automotiva), Universidade de São Paulo, São Paulo, 2006.

DASSAULT SYSTÈMES. **Catia Documentation**. 2009. Disponível em: < http://catiadoc.free.fr/online/CATIA_P3_default.htm>. Acesso em: 20 de fev. de 2017.

DELGADO, Javier Prada. **Manual de Catia V5 para análisis estructural estático y aplicaciones prácticas**. 2015. 117 p. Trabalho de conclusão de

curso em Engenharia de Tecnologia Industrial, Universidade de Sevilha, Sevilha, 2015.

DONADON, Lázaro; Duarte, Maria; Galvez, José. **Development of an active control system for a Whole body vibration platform.** In: ABCM Symposium Series in Mechatronics, 5., 2012, Rio Grande do Norte. **Anais...** Rio de Janeiro: *ABCM–Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 2012. P. 298-305.

DUARTE, Maria et al. Is Age More Important than Gender, Corporeal Mass Index (CMI) or Vision on Whole-Body Human Vibration Comfort Levels?. In: Conference & Exposition on Structural Dynamics, 24., 2006, Saint Louis. *Anais eletrônicos...* Saint Louis: Society for Experimental Mechanics, 2006. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/229051486_Is_Age_More_Important_than_Gender_Corporeal_Mass_Index_CMI_or_Vision_on_Whole-Body_Human_Vibration_Comfort_Levels>. Acesso em: 17 de ago. 2015, 01:37.

FIGUEIREDO, Marilu; SILVA, Luiz; BARNABÉ, Tiago. **Transporte coletivo: vibração de corpo-inteiro e conforto de passageiros, motoristas e cobradores.** *The Journal of Transporte Literature*, Manaus, v. 10, n. 1, p. 35-39, jan/mar. 2016.

FRANCHINI, Danilo. **Análise do nível de vibrações verticais no assento de um trator agrícola.** 2007. 139 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Agrícola), Universidade Federal de Santa Maria, Rio Grande do Sul, 2007. Disponível em: <http://w3.ufsm.br/laserg/images/Dissertacao_Danilo_Franchini__28-02-2007_b.pdf>. Acesso em: 17 de nov. 2015, 14:17:00.

FUNDACENTRO, **Norma de Higiene Ocupacional: NH09 - Procedimento Técnico - Avaliação da Exposição Ocupacional a Vibração de Corpo Inteiro.** Equipe de elaboração: Irlon de Ângelo da Cunha, Eduardo Giampaoli, São Paulo: Fundacentro, 2013.

GALVEZ, Maria. **Um sistema de controle em malha fechada para uma bancada de testes experimentais dos efeitos de vibrações de corpo inteiro em humanos.** In: Congreso Bolivariano de Ingenieria Mecanica, 7., 2012, Cusco. **Anais eletrônicos...** Disponível em: <<http://congreso.pucp.edu.pe/vii-cobim/H.1.8.pdf>>. Acesso em: 23 de ago. 2015, 07:08.

GERDAU, **Barras e Perfis.** Disponível em: <<https://www.gerdau.com/br/pt/productsservices/products/Document%20Gallery/catalogo-barras-e-perfis.pdf>>. Acesso em: 02 de fev. 2016.

GONÇALVES, Felyppe. **Avaliação da vibração e ruído ocupacionais no fresamento de pisos industriais.** 2015. 103f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil), Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

GROM ACÚSTICA E VIBRAÇÃO, Disponível em: <http://www.grom.com.br/produtos/ruido_e_vibracao/calibrador-de-vibracao>. Acesso em: 07 de mar. de 2017.

GROM ACÚSTICA E VIBRAÇÃO, Disponível em: <http://www.grom.com.br/produtos/ruido_e_vibracao/medidor-de-vibracao-do-corpo-humano>. Acesso em: 08 de mar. de 2017.

INMAN, Daniel. J., **Engineering vibration**, 4 ed., Upper Saddle River, N.J., Prentice Hall, 2014.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 2631-1: mechanical vibration and shock: evaluation of human exposure to whole-body vibration: Part 1: general requirements.** De 15 de ago. 1997. 2 ed. Suíça, 1997.

JOHANNING, Eckardt. **Whole-body vibration and ergonomic study of US railroad locomotives.** *Journal of sound and vibration*, New York, n. 298, p. 594-600, 2006.

KARDELI, Francisco. **Análise do conforto quanto à vibração em veículos de passeio**. Porto Alegre: UFRGS, 2010. 32 f. Disponível em: <<http://www.lume.ufrgs.br/bitstream/handle/10183/27511/000765182.pdf>>.

Acesso em: 16 set. 2015, 10:14:00.

KIRSTEN, J. **Suspension System Optimisation to Reduce Whole Body Vibration Exposure on na Articulated Dump Truck**. 2005. 97 f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica), Stellenbosch University, África do Sul, 2005.

LARSON Davis, Disponível em: <<http://www.larsondavis.com/Portals/LD/SEN040F.pdf>>. Acesso em: 07 de mar. de 2017.

LOPES, José. **Análise de vibração de corpo inteiro em máquinas e colheitadeiras de cana de açúcar**. Revista Associação Brasileira de Higienistas Ocupacionais (ABHO), São Paulo, ano 11, n. 26, p. 6-16, ago. 2012.

MANSFIELD, Neil., **Human response to vibration**, 1 ed., Boca Raton: CRC Press, 2005.

MEIROVITCH, Leonard., **Elements of vibration analysis**, 2 ed., New York, McGraw-Hill, 1986.

MELO, Rui. **Exposição ocupacional a vibrações transmitidas ao corpo inteiro: Factores Condicionantes na Condução de Autocarros Urbanos**. 2006. 261 f. Tese (Doutorado em Motricidade Humana, Especialidade em Ergonomia), Universidade Técnica de Lisboa, Lisboa, 2006.

MINISTÉRIO DA SAÚDE – INSTITUTO NACIONAL DE TRAUMATOLOGIA E ORTOPEDIA (INTO), **Lombalgia (Dor nas costas): 10 perguntas frequentes**. Biblioteca Virtual em Saúde. Nov. 2009. Disponível em:

<<http://bvsmms.saude.gov.br/bvs/dicas/186lombalgia.html>>. Acesso em: 03 de mar. de 2017.

MORAES, André. *et al.* **Avaliação Ergonômica das Vibrações na Atividade do Operador de Empilhadeiras em uma Indústria Fumageira.** In. Simpósio de Engenharia da Produção, 13., 2006, Bauru. Anais... Bauru: Unesp, 2006.

NORTON, Robert. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**, 2 ed. Porto Alegre: Bookman, 2004.

NUNES, Maria.; SILVA, Rita. **Whole-Body Vibration Measurements In Intercity Bus Drivers: A Comparison Among Different Roads Of Central Region Of Brazil.** In: The 22nd International Congress on Sound and Vibration - ICSV22, 2015, Florence,Italy. Proceedings if the 22nd International Congress on Sound and Vibration. Florence, Italy: International Institute of Acoustics and Vibration, 2015.

NUNES, Maria.; SILVA, Rita. **Whole-Body Vibration Exposures In Bus Drivers - An Evaluation According To Nr15 Brazilian Regulatory Standard.** In: The 23rd International Congress of Mechanical Engineering-COBEM2015, 2015, Rio de Janeiro. v.1, Proceedings of the 23rd International Congress of Mechanical Engineering. Rio de Janeiro: COBEM2015, 2015.

PACKER, Sergio. **Estudo sobre a influência da vibração na execução de tarefas de pilotos de aeronaves.** 2008. 78 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica), Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008.

PARDAL, Tatiana. **Ruído de baixa frequência, um problema de saúde pública**, 2015. Disponível em:<<http://blog.safemed.pt/ruido-de-baixa-frequencia-um-problema-para-a-saude-publica/>>. Acesso em: 21 de nov. 2015.

PCB Piezoelectronics, MTS System Corporation, 2017. Disponível em: <<http://www.pcb.com/Products.aspx?m=EX600B13>>. Acesso em: 07 de mar. de 2017.

PCB Piezoelectronics, MTS System Corporation, 2017. Disponível em: <<http://www.pcb.com/Products.aspx?m=3504A102KG>>. Acesso em: 07 de mar. de 2017.

PCB Piezoelectronics, MTS System Corporation, 2017. Disponível em: <<http://www.pcb.com/Products.aspx?m=339A30>>. Acesso em: 07 de mar. de 2017.

PEREIRA, Cristiano. **Curvas de percepção e conforto humano para vibrações verticais**. 2005. 168 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil), Universidade Federal de Ouro Preto, Minas Gerais, 2005

PORTELA, Bruno. **Vibração de corpo inteiro em motoristas de ônibus: Associação com variáveis de aptidão Física e dor Lombar**. 2004. 114 f. Tese (Doutorado em Educação Física), Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2014.

RODRIGUES, Gustavo e EDUARDO, Alexandre. **AVALIAÇÃO DE CONFORTO DE UM VEÍCULO DEVIDO À INFLUÊNCIA DA SUSPENSÃO MOTOPROPULSOR**. In: Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, 6., 2010, Paraíba. **Anais Eletrônicos...** Paraíba: ABCM, 2010. Disponível em: <<http://www.abcm.org.br/anais/conem/2010/PDF/CON10-1816.pdf>>. Acesso em: 10 de jan. 2016.

SHIGLEY, Joseph *et al.* **Projeto de engenharia mecânica**, 7. ed., Porto Alegre: Bookman, 2005.

SILICON DESIGNS INC., Advanced Accelerometer Solution, 2017. Disponível em: <<https://www.silicondesigns.com/data-sheets>>. Acesso em: 07 de jun. de 2017.

SMITH, Jordan et al. **Driving performance and driver discomfort in an elevated and standard driving position during a driving simulation.** Applied Ergonomics, n.50, p153-159, 2015.

SOUZA, Flávio., **Avaliação da exposição à vibração e do espaço envolvente do operador de escavadeira hidráulica com enfoque na ergonomia e segurança.** 2015. 100 f. Dissertação (Mestrado em Ergonomia), Universidade Federal de Pernambuco, Recife, 2015.

STAINER, R. Whole-Body Vibration and Shock: A Literature Review, Shropshire, HSE Books, 2001.

VARELLA, Drauzio. **Doenças e Sintomas: Osteoartrite**, 2013. Disponível em: <<https://drauzioarella.com.br/envelhecimento/osteoartrite/>>. Acesso em: 03 de mar. de 2017.

VARELLA, Drauzio. **Doenças e Sintomas: Osteofite/Bico-de-papagaio**, 2016. Disponível em: <<https://drauzioarella.com.br/envelhecimento/osteofitose-bico-de-papagaio/>>. Acesso em: 03 de mar. de 2017.

VARELLA, Drauzio. **Doenças e Sintomas: hérnia-de-disco**, 2016. Disponível em: <<https://drauzioarella.com.br/doençasesintomas/hernia-de-disco/>>. Acesso em: 03 de mar. de 2017.

VENDRAME, Antônio; PIANELLI, Cristiane. **Vibração em corpo inteiro em operadores de empilhadeiras.** In: Congresso de Atuação Responsável, 11. 2006, São Paulo. **Apresentação Oral...** São Paulo: Dow Brasil SA, 2006.

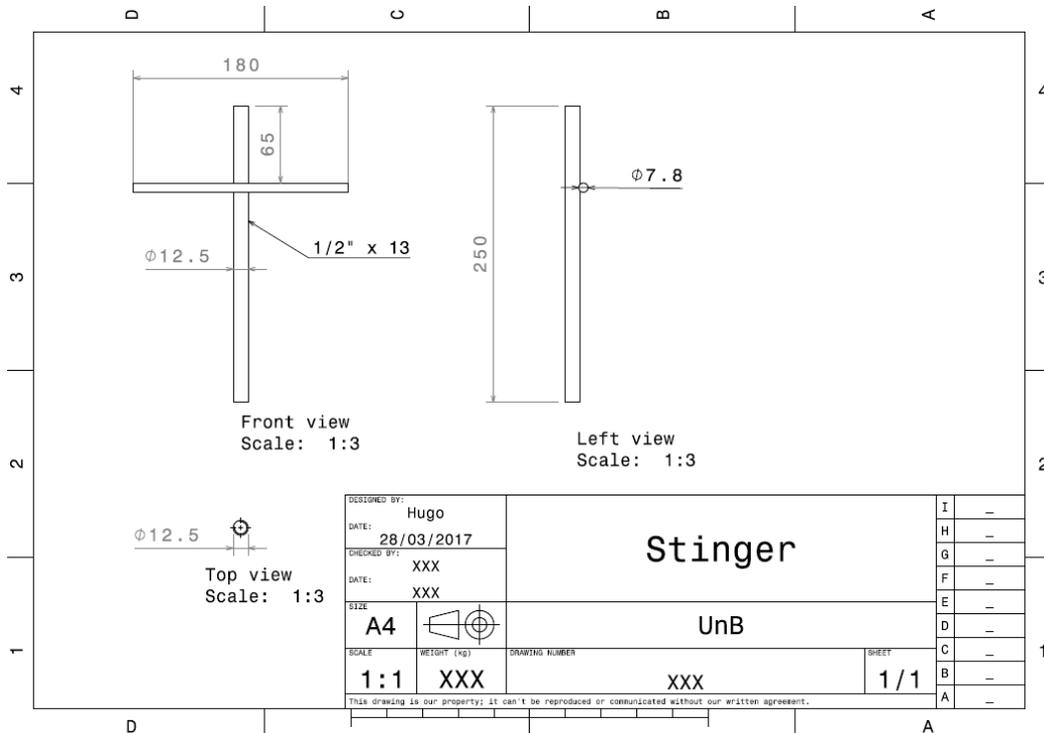
YAMASHITA, Rosa. **Avaliação das condições de trabalho e da Exposição à vibração do operador de máquinas na colheita florestal.** 2002. 69 f. Dissertação (Mestrado em Ciências Florestais), Escola Superior de Agricultura Luiz de Queiroz, São Paulo:, Universidade de São Paulo, 2002.

ZAMANI, Nader. **Catia V5 FEA Tutorials – Release 20**. Schroff Development Corporation (SDC), Windsor: 2011.

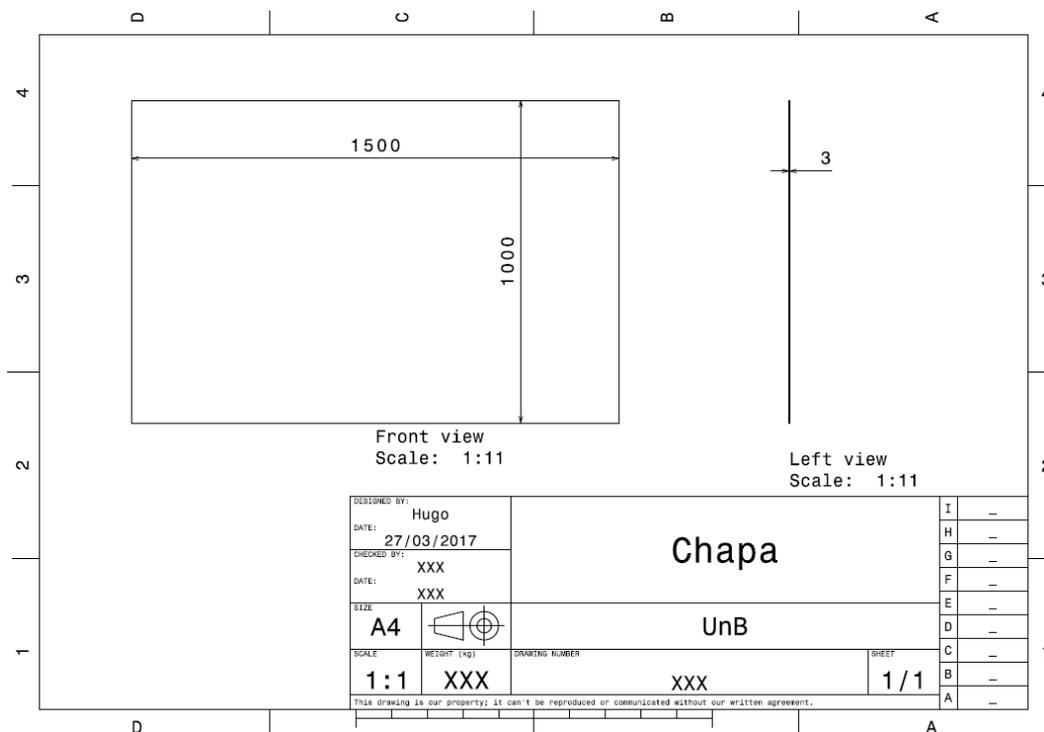
APÊNDICES

APÊNDICE A – Desenhos Técnicos

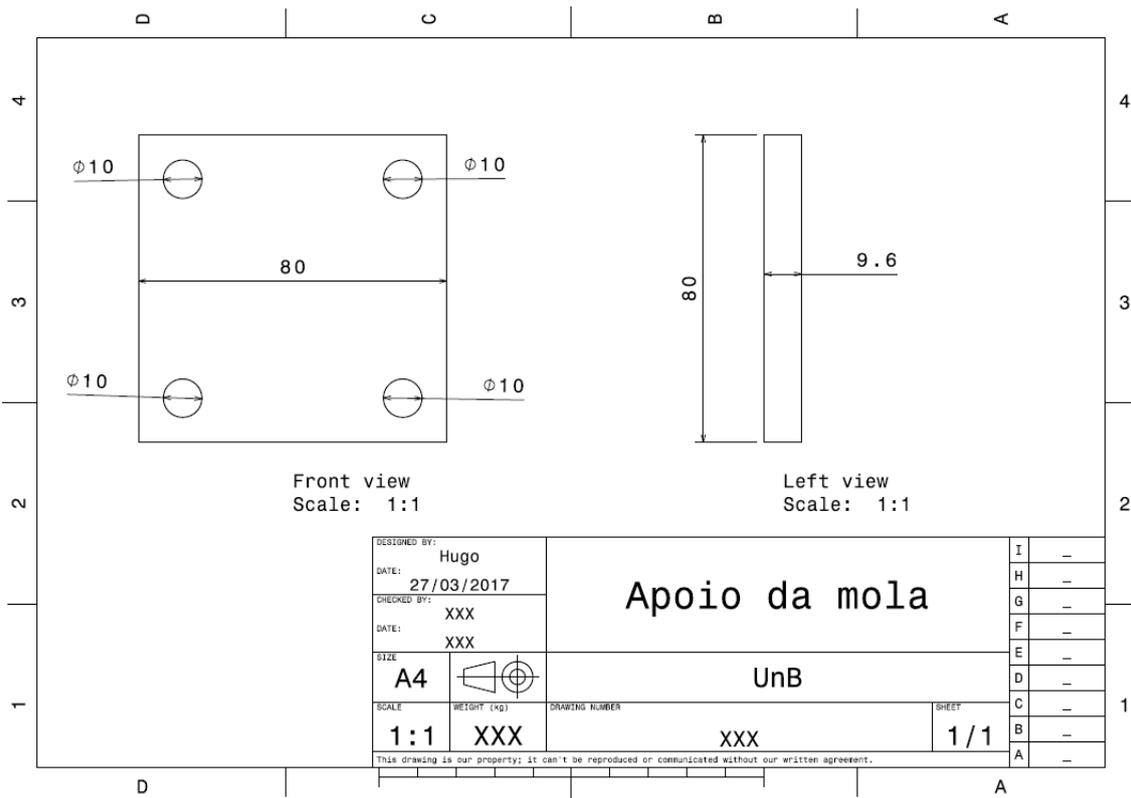
Apêndice A1. *Stinger*



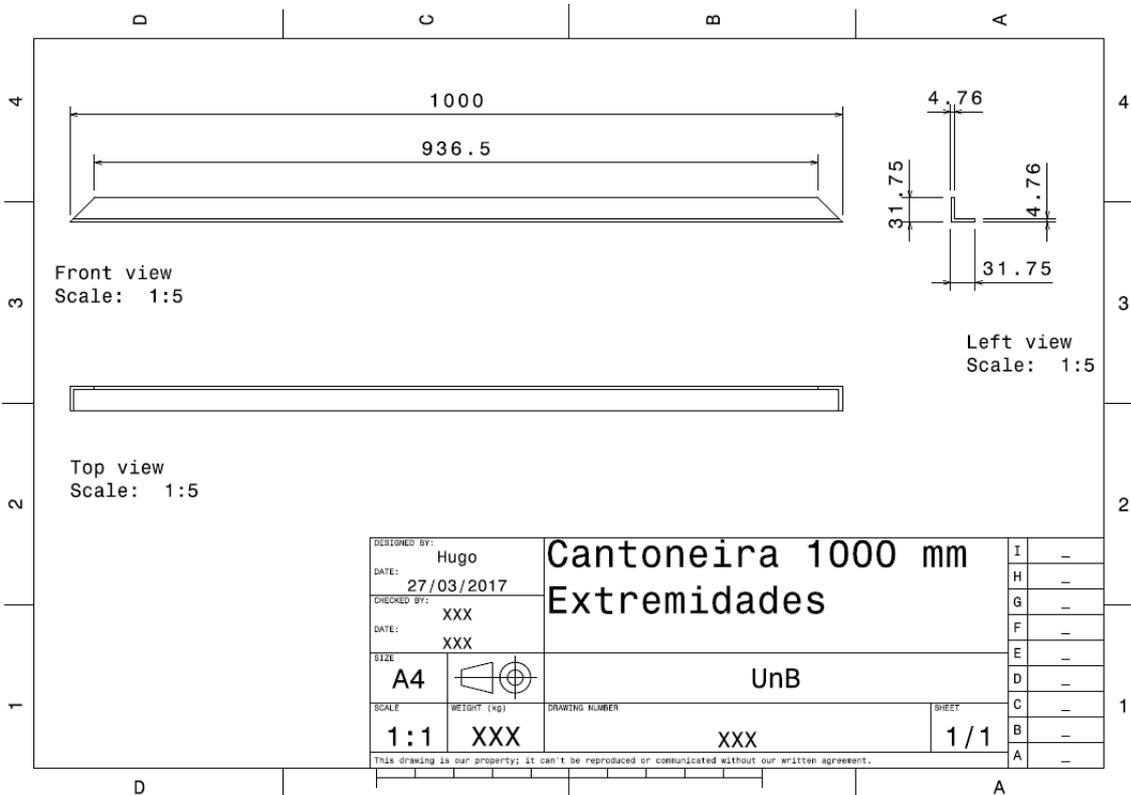
Apêndice A2. Chapa



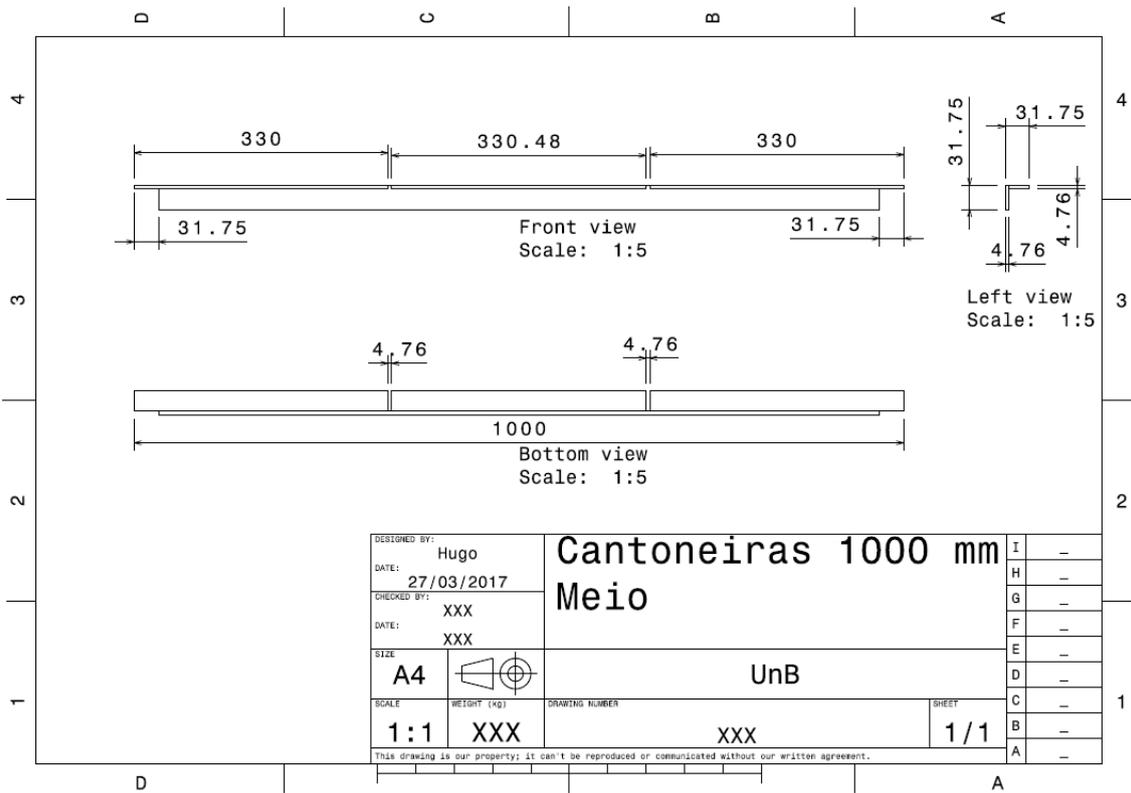
Apêndice A3. Apoio da Mola



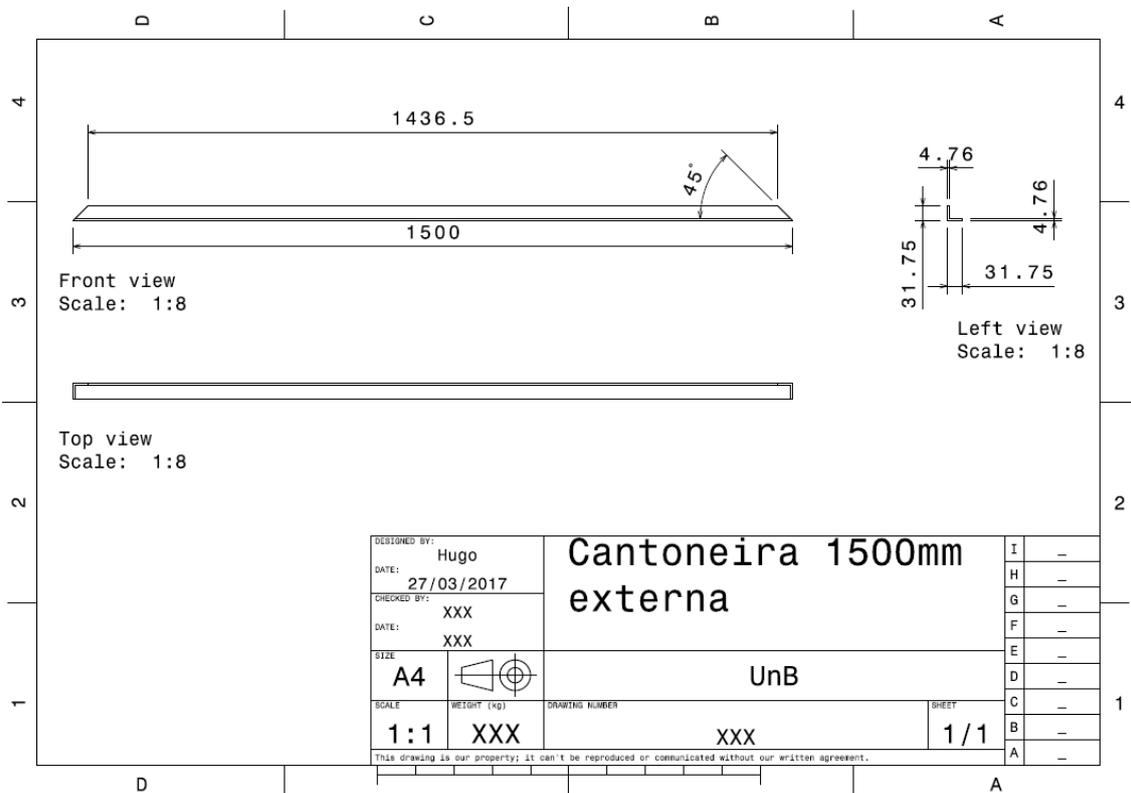
Apêndice A4. Cantoneira 1000mm - Extremidades



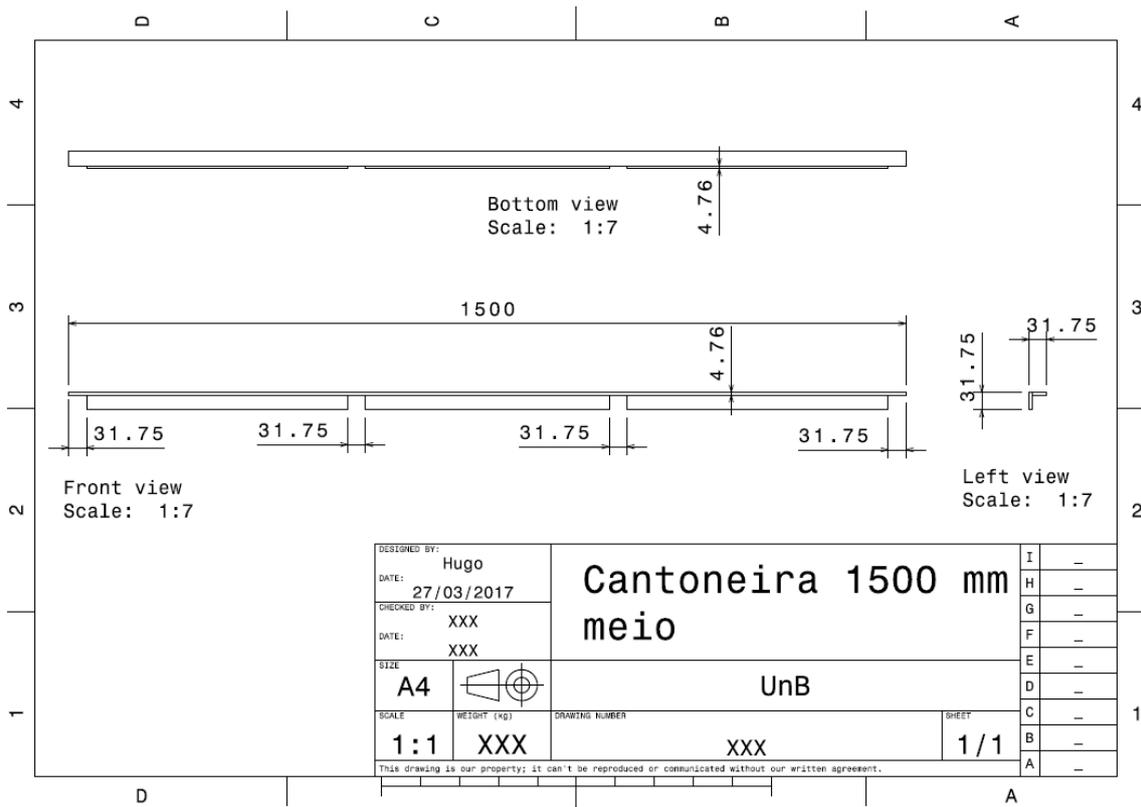
Apêndice A5. Cantoneira 1000mm - Meio



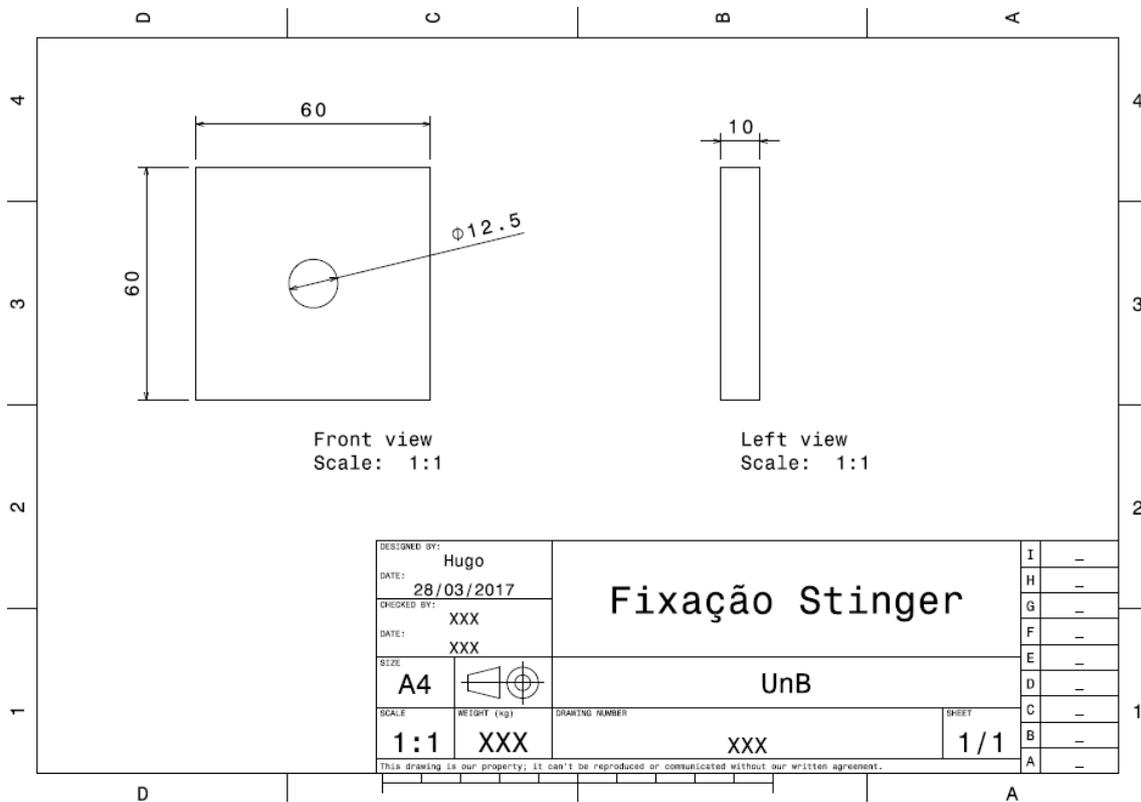
Apêndice A6. Cantoneira 1500mm - Externa



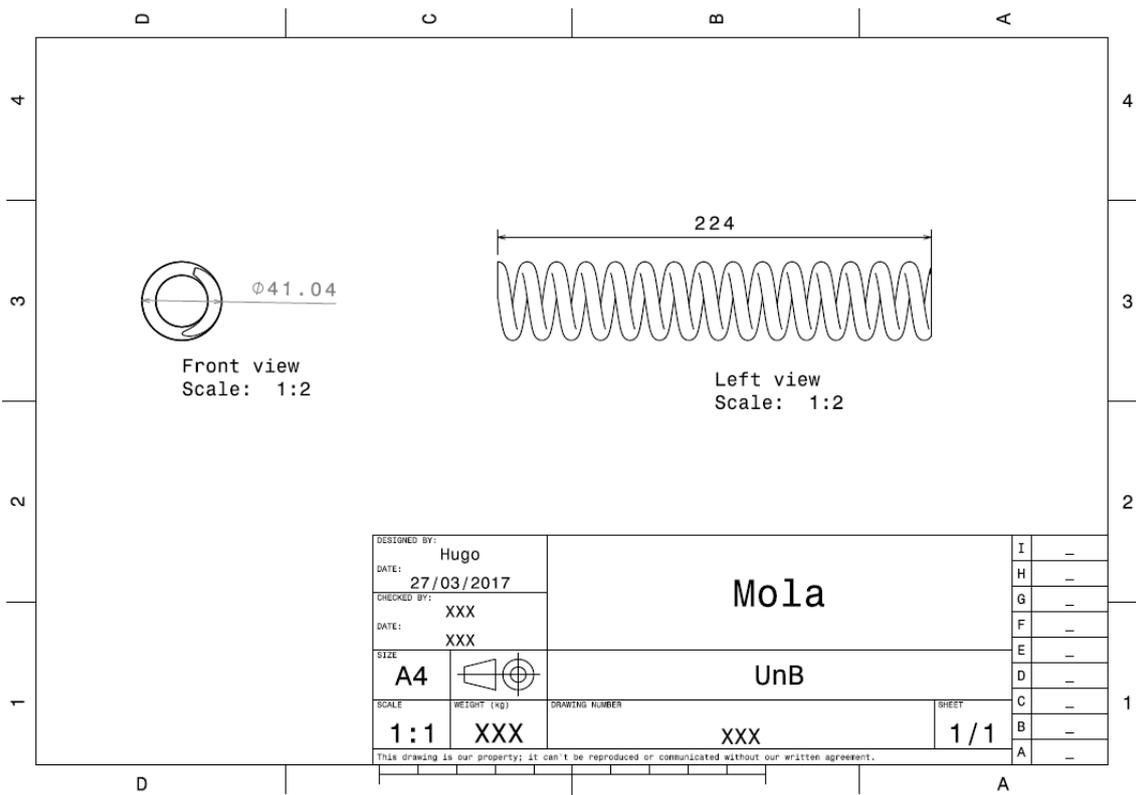
Apêndice A7. Cantoneira 1500mm - Meio



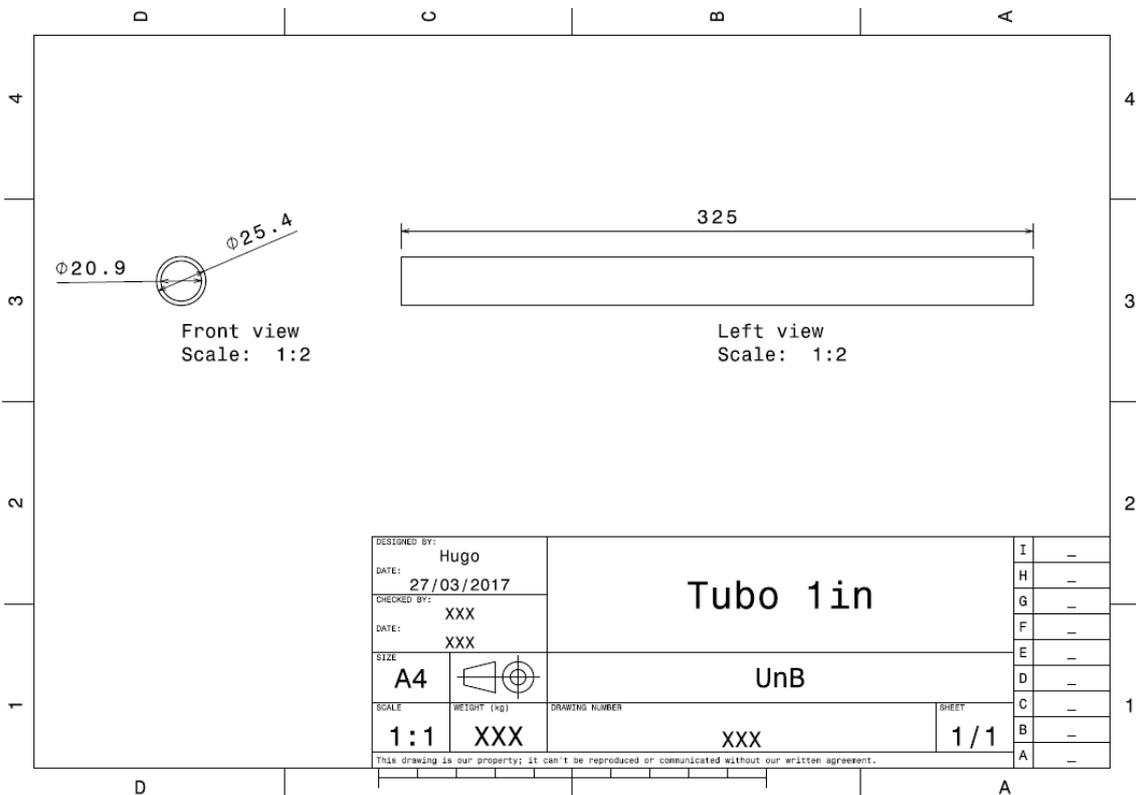
Apêndice A8. Fixação Stinger



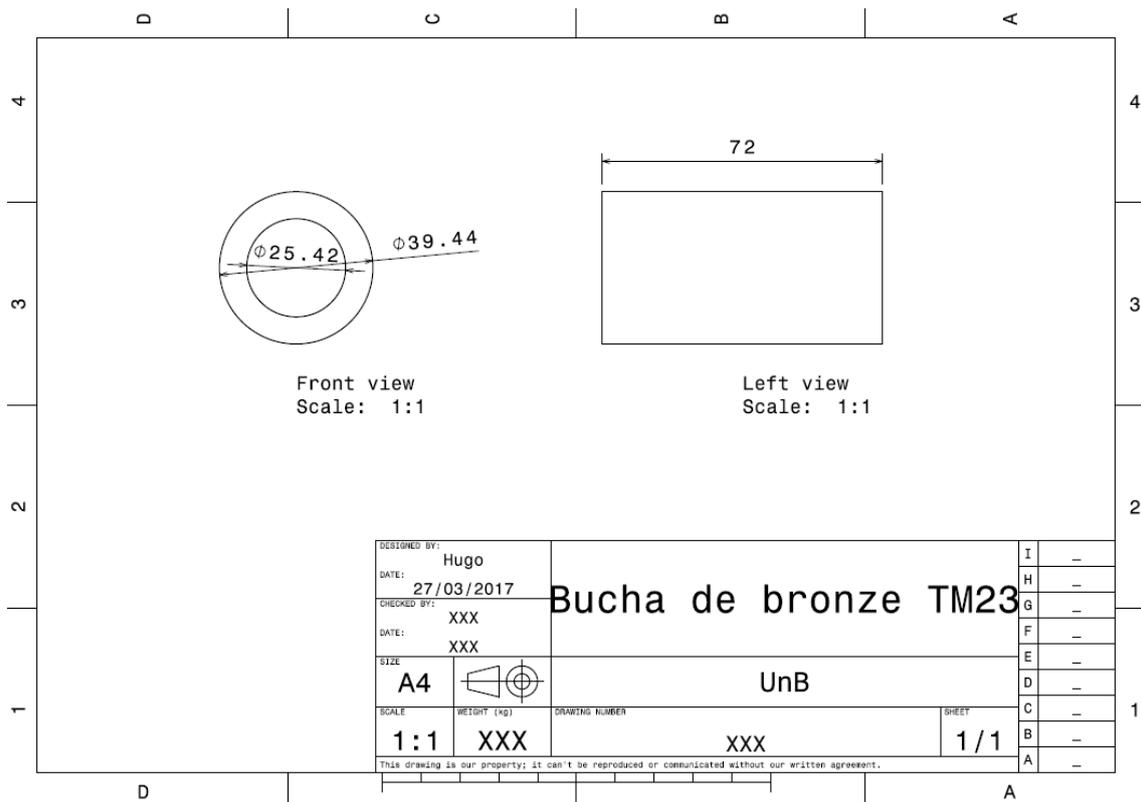
Apêndice A9. Molas



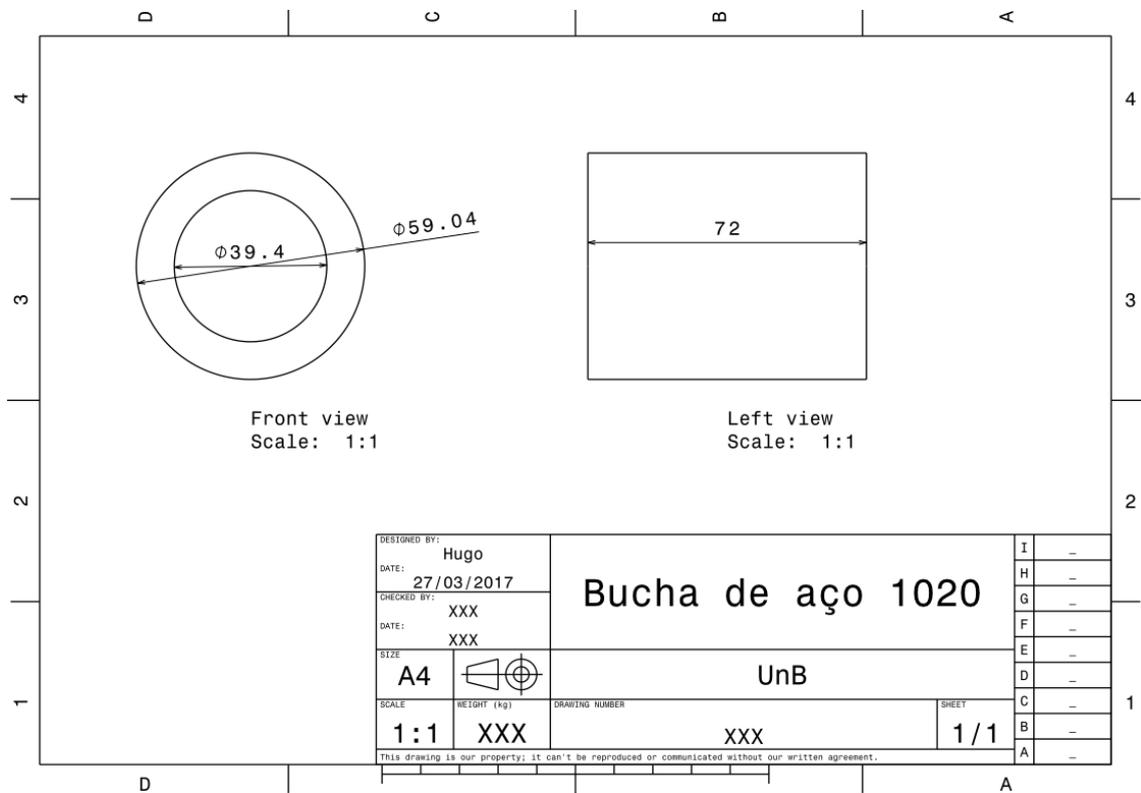
Apêndice A10. Tubo 1 in



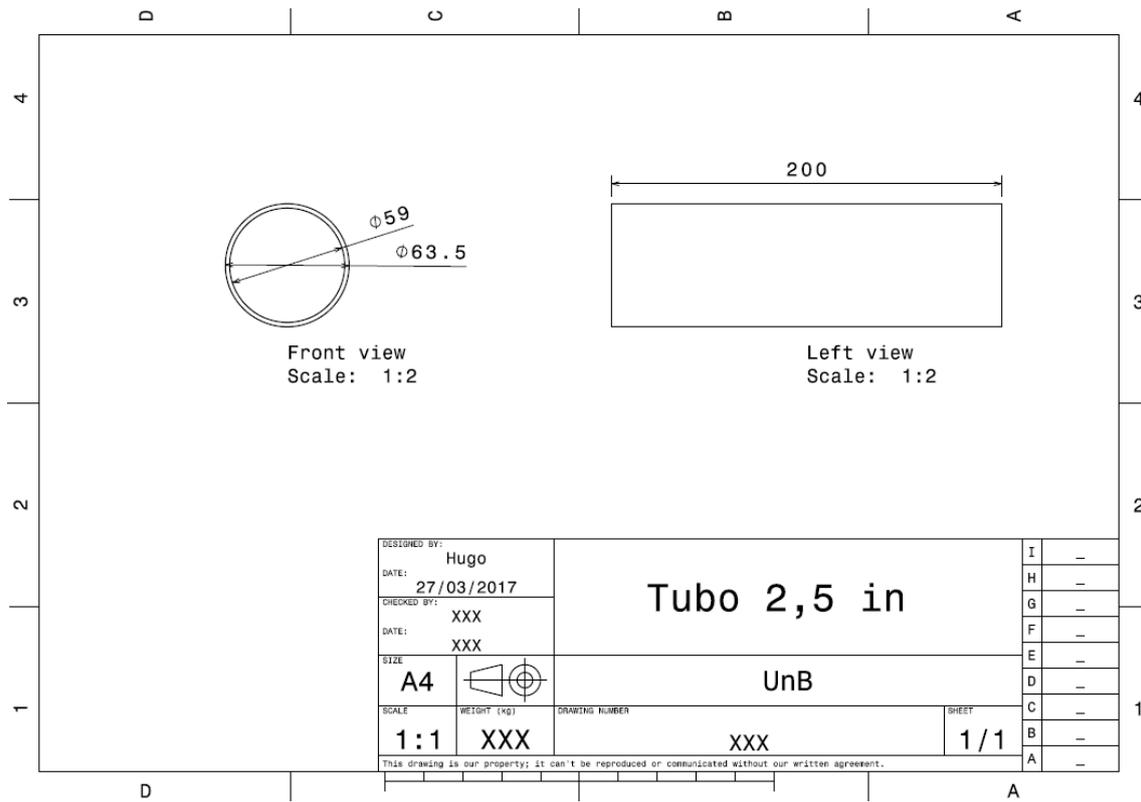
Apêndice A11. Bucha de Bronze



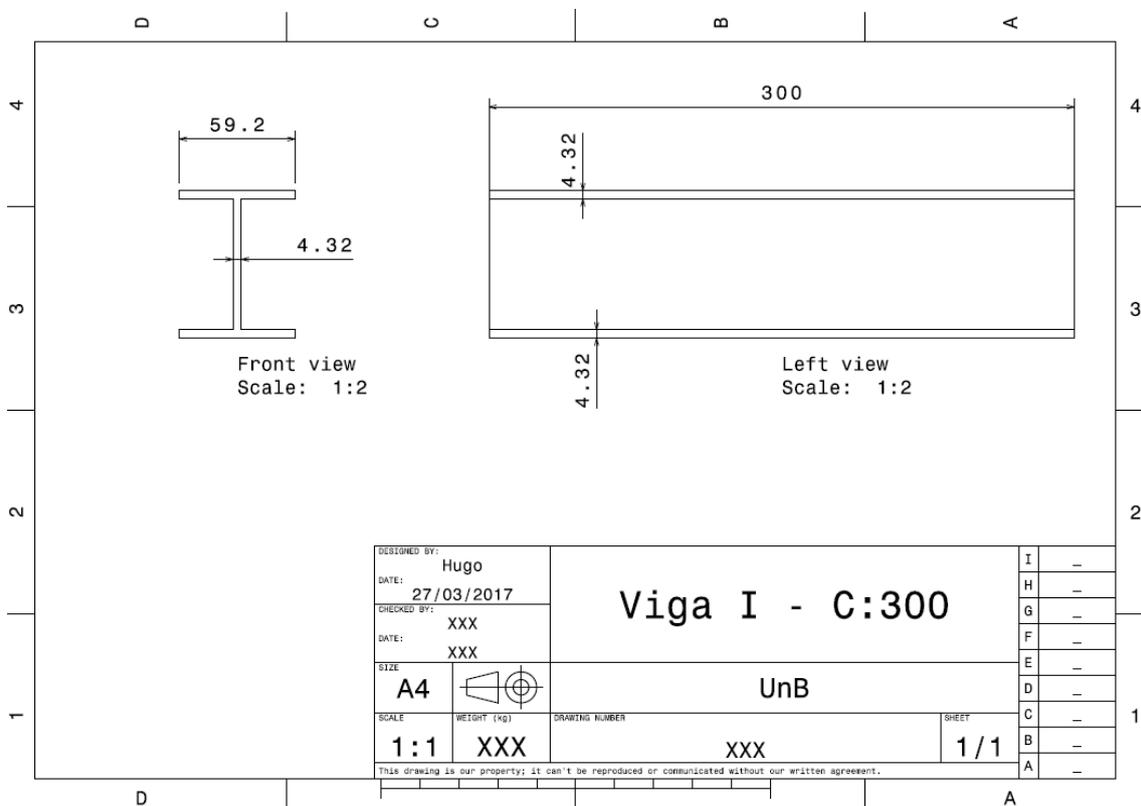
Apêndice A121. Bucha de aço



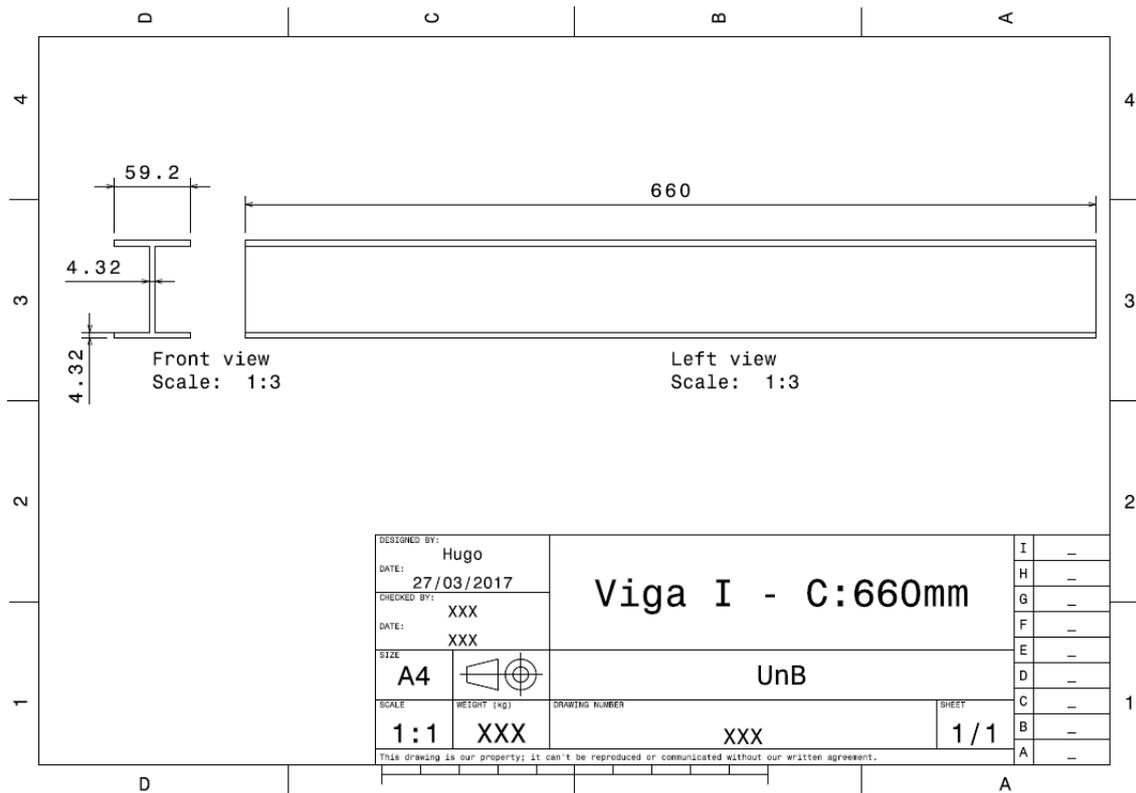
Apêndice A13. Tubo 2,5 in



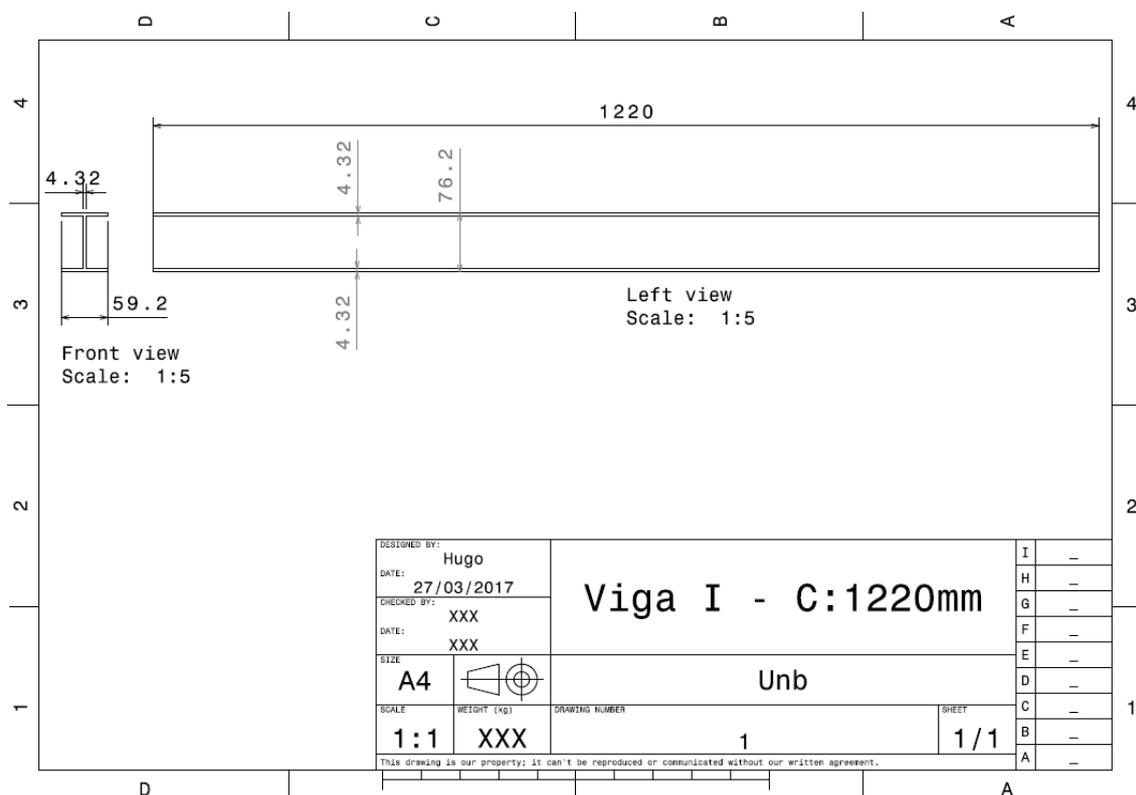
Apêndice A14. Viga I – C:300 mm



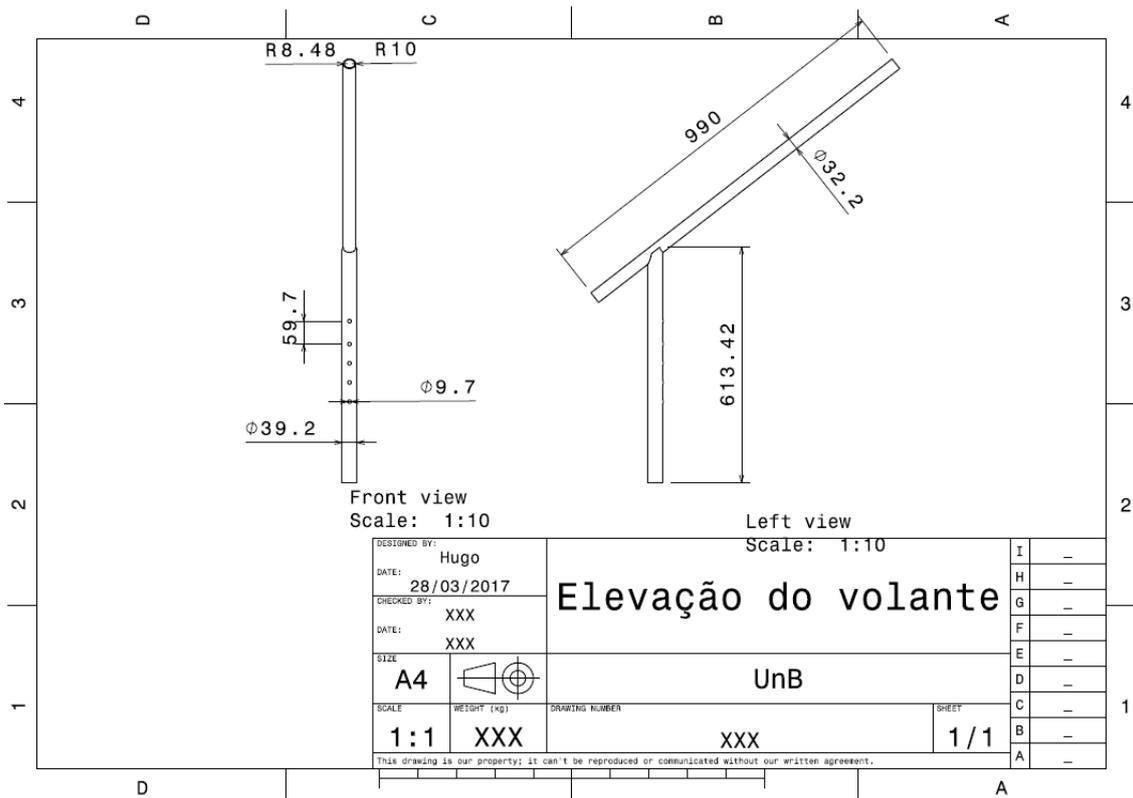
Apêndice A15. Anexo I – C:660mm



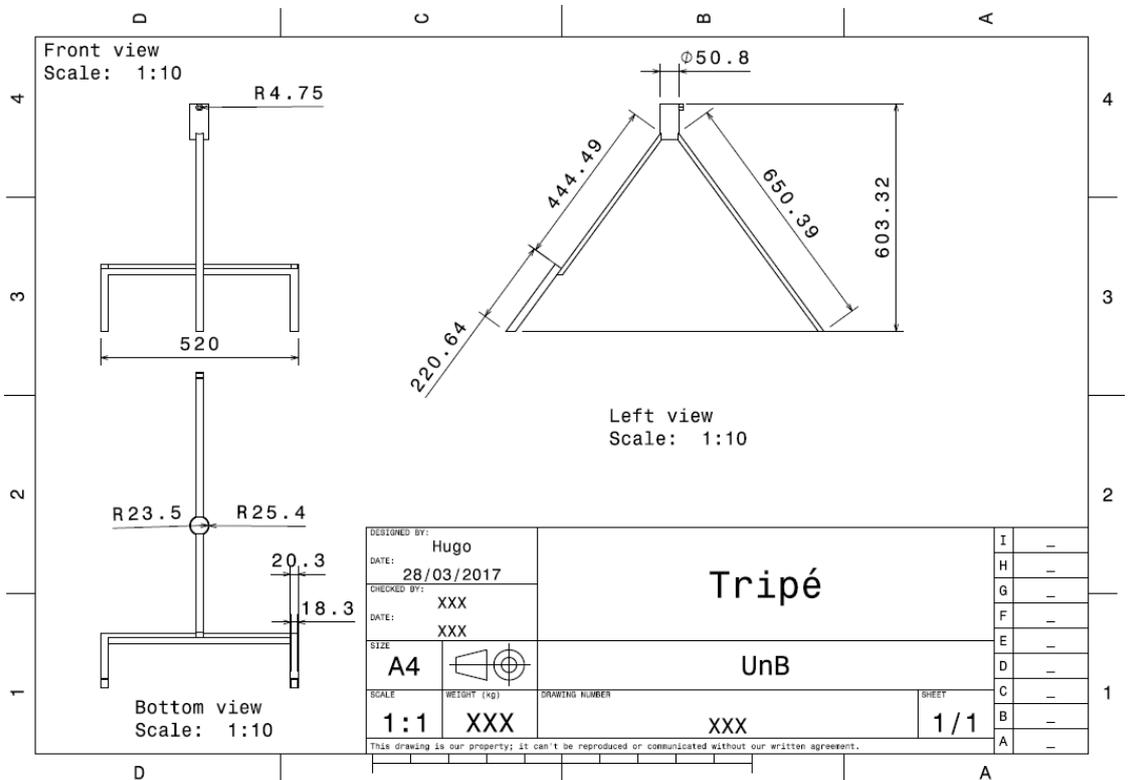
Apêndice A16. Viga I – C:1220 mm



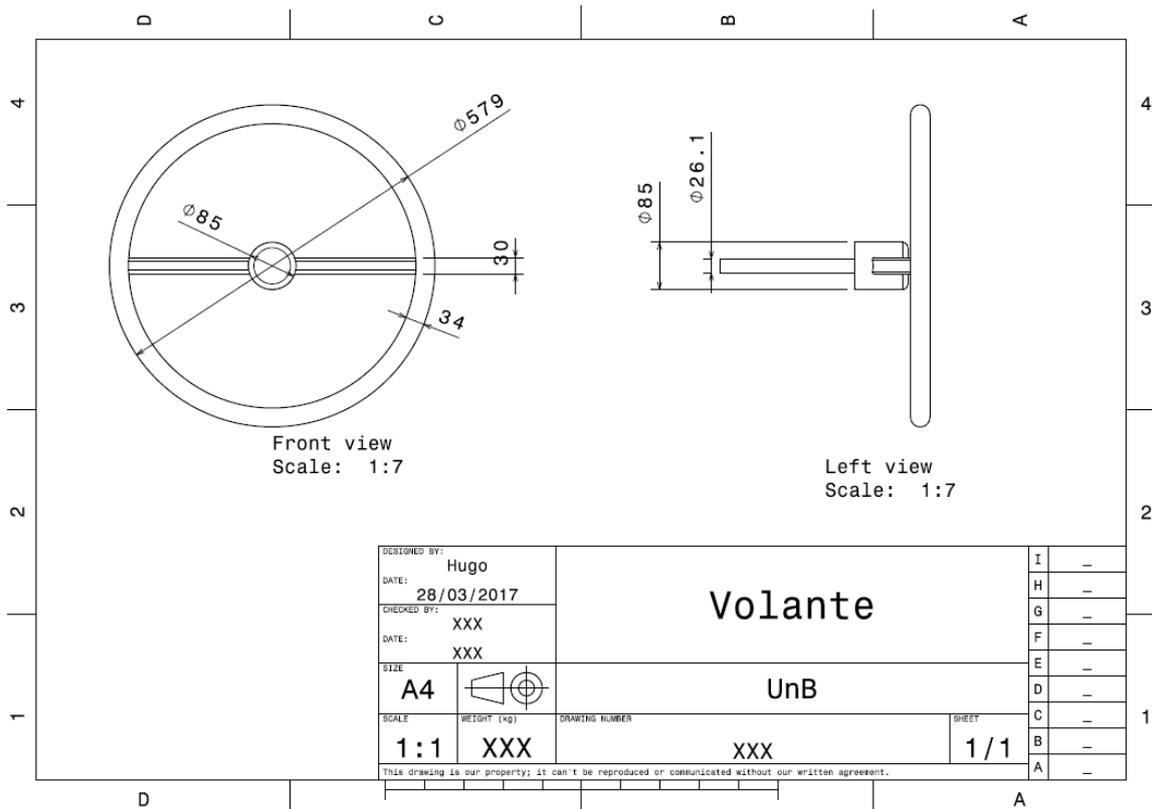
Apêndice A17. Elevação do Volante



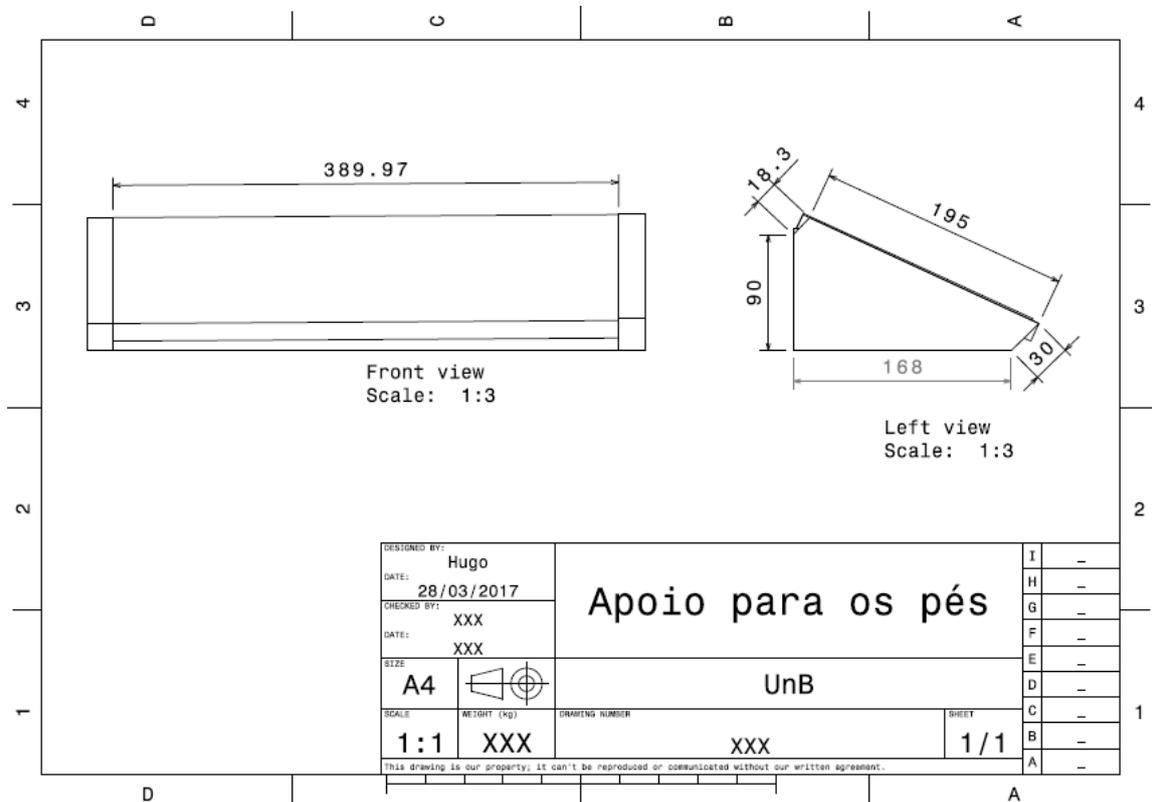
Apêndice A18. Tripé



Apêndice A19. Volante



Apêndice A20. Apoio para os pés



APÊNDICE B - Algoritmo para dimensionamento de molas:

```

%algoritmo para calculo dos parâmetros da mola da bancada experimental
submetida a carregamento dinâmico
%Serão utilizadas 4 mola helicoidais de compressão, com extremidades
esquadrejadas
%e esmerilhadas, de arame circular.
%Dados de entrada: d (diâmetro do fio); %D=Diâmetro médio da mola;
Material; Forças máxima e mínima.

clc; clear all; close all

%Dados da mola (Comercial)
d=0.0071; %Diametro do fio (m)
D=0.035; %D=Diâmetro médio da mola(m)

%Dados do material (Elementos de máquinas de Shigley: projeto de
engenharia mecânica", 7ed,
% editora McGrawHill, 2005, p.496-497)
%Liga Bronze-fósforo
E=103.4e9; % Modulo de elasticidade (Pa)
G=41.4e9; %modulo de cisalhamento (Pa)
A=932e6; %Coeficiente (Pa)
b=0.064; %expoente

%Dados do experimento
Fmin=240;% Força mínima (N)
Fmax=560;% Força máxima (N)
Nt=18; %N° de espiras totais

%Calculo de parametros da mola

C=D/d %Indice da Mola (Valores entre [4, 12])

Fa=(Fmax-Fmin)/2;% Força Alternada

Fm=(Fmax+Fmin)/2;% Força média

Rf=Fmin/Fmax; % Razão de força (Valores entre [0,0.8])

Ks=1+(0.5/C);%Fator de Cisalhamento Direto

tal_i=(Ks*8*Fmin*D)/(pi*d^3); %Tensão inicial

tal_m=Ks*8*Fm*D/(pi*d^3);%Tensão média

Kw=((4*C-1)/(4*C-4))+(0.615/C); %fator de Wahl

tal_a=Kw*8*Fa*D/pi*d^3; %tensão de cisalhamento alternada

Sut=A*d^b; % Limite de resistência a tração

Sus=0.67*Sut; %Limite de resistência ao cisalhamento

Sys=0.60*Sut; %Resistência de Escoamento por torção (Assumindo que o
ajuste a deformação permanente tenha sido removido

```

```

Sew=310e6; %limite de resistência relativo as tensões alternadas
(molas não jateadas)
%Sew=465e6; %limite de resistênc Algoritmo para dimensionamento de
molas:
%algoritmo para calculo dos parâmetros da mola da bancada experimental
submetida a carregamento dinâmico
%Serão utilizadas 4 mola helicoidais de compressão, com extremidades
esquadrejadas
%e esmerilhadas, de arame circular.
%Dados de entrada: d (diâmetro do fio); %D=Diâmetro médio da mola;
Material; Forças máxima e mínima.

clc; clear all; close all

%Dados da mola (Comercial)
d=0.0071; %Diametro do fio (m)
D=0.035; %D=Diametro médio da mola(m)

%Dados do material (Elementos de máquinas de Shigley: projeto de
engenharia mecânica", 7ed,
% editora McGrawHill, 2005, p.496-497)
%Liga Bronze-fósforo
E=103.4e9; % Modulo de elasticidade (Pa)
G=41.4e9; %modulo de cisalhamento (Pa)
A=932e6; %Coeficiente (Pa)
b=0.064; %expoente

%Dados do experimento
Fmin=240;% Força mínima (N)
Fmax=560;% Força máxima (N)
Nt=18; %N° de espiras totais

%Calculo de parametros da mola

C=D/d %Indice da Mola (Valores entre [4, 12])

Fa=(Fmax-Fmin)/2;% Força Alternada

Fm=(Fmax+Fmin)/2;% Força média

Rf=Fmin/Fmax; % Razão de força (Valores entre [0,0.8])

Ks=1+(0.5/C);%Fator de Cisalhamento Direto

tal_i=(Ks*8*Fmin*D)/(pi*d^3); %Tensão inicial

tal_m=Ks*8*Fm*D/(pi*d^3);%Tensão média

Kw=((4*C-1)/(4*C-4))+0.615/C; %fator de Wahl

tal_a=Kw*8*Fa*D/pi*d^3; %tensão de cisalhamento alternada

Sut=A*d^b; % Limite de resistência a tração

Sus=0.67*Sut; %Limite de resistência ao cisalhamento

Sys=0.60*Sut; %Resistência de Escoamento por torção (Assumindo que o
ajuste a deformação permanente tenha sido removido

Sew=310e6; %limite de resistência relativo as tensões alternadas
(molas não jateadas)

```

```

%Sew=465e6; %limite de resistência relativo as tensões alternadas
(molas jateadas)

Ses=0.5*(Sew*Sus)/(Sus-0.5*Sew); %limite de resistência a fadiga

Coef_Seg=Ses*(Sus-tal_i)/(Ses*(tal_m-tal_i)+Sus*tal_a) %Coeficiente de
Segurança

Na=Nt-2 %N° de espiras ativas (extremidades esquadrejadas e
esmerilhadas)

K=((d^4)*G)/(8*(D^3)*Na) % Constante de Rigidez
ia relativo as tensões alternadas (molas jateadas)

Ses=0.5*(Sew*Sus)/(Sus-0.5*Sew); %limite de resistência a fadiga

Coef_Seg=Ses*(Sus-tal_i)/(Ses*(tal_m-tal_i)+Sus*tal_a) %Coeficiente de
Segurança

Na=Nt-2 %N° de espiras ativas (extremidades esquadrejadas e
esmerilhadas)

K=((d^4)*G)/(8*(D^3)*Na) % Constante de Rigidez

```

APÊNDICE C - Algoritmo para cálculo da densidade espectral de potência de um sinal carregado via arquivo .txt

```

%Calcula o espectro de potência do sinal medido pelos acelerômetros no
%processo de calibração e na experimentação submetida a ruído branco.
%Experimento com assento rodoviário.

clc %limpa comand window
clear all %limpa memória do software
close all %fecha todos os arquivos

%dados dos sensores
ganho_bk=0.1; %ganho do condicionador de sinal
sense_bk=51.8; %sensibilidade do sensor B&K em mV/g
sense_pcb=105.3; %sensibilidade do sensor B&K em mV/g
g=9.8; %aceleração da gravidade

%-----
-----
%carregando dados provenientes da calibração do acelerômetro B&K
(PLATAFORMA)
load calibracaoBeK.txt
t_calib_bk= calibracaoBeK(:,1); %carregando dados do tempo de medição
(s)
v_calib_bk= calibracaoBeK(:,2); %Carregando dados da aceleração
medida (V)
v_calib_bk= v_calib_bk*ganho_bk*1000; %Convertendo dados de tensão em
(V) para (mV)
a_calib_bk=g*v_calib_bk*5.23/sense_bk; %Convertendo dados de tensão em
(mV) para aceleração em m/s^2

% a_calib_bk=a_calib_bk-mean(a_calib_bk); %Retirada de qualquer ganho
proveniente da sistema eletrônico

%corrigindo espaçamento existente no vetor tempo
dt_calib_bk=(t_calib_bk(2)-t_calib_bk(1)); %intervalo de tempo de
medição coletada
[l_calib_bk,c_calib_bk]=size(t_calib_bk); %tamanho do vetor de tempo
tf_calib_bk=t_calib_bk(l_calib_bk); %Ponto final do vetor de tempo
t_calib_BK=0:dt_calib_bk:tf_calib_bk; %redistribuição do vetor de
tempo retirando espaçamento do processo de medição
t_calib_BK=t_calib_BK(c_calib_bk:l_calib_bk)'; %adequação do vetor de
tempo
tf_calib_BK=t_calib_BK(l_calib_bk); %Determinação do novo ponto final
do vetor tempo

%gerando gráfico da aceleração x tempo do sensor B&K sob calibração
figure(1)
plot(t_calib_BK,a_calib_bk)
title('Aceleração de calibração acelerômetro B&K (plataforma)')
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s^{2})')
grid on

a_rms_calib_plataforma=rms(a_calib_bk)

% Dados de aquisição do Experimento
dt_calib_BK = (t_calib_BK(2)-t_calib_BK(1)); %intervalo de tempo

```

```

fs_calib_BK= 1/dt_calib_BK; %frequencia de amostragem (Hz)
fs_calib_BKi=floor(fs_calib_BK);%valor inteiro p/ frequencia de
amostragem
NFFT_calib_BK=fs_calib_BK; %número de pontos da fft
NFFT_calib_BKi=fs_calib_BKi; %número de pontos da fft (inteiros)
df_calib_BK=fs_calib_BKi/NFFT_calib_BKi; %resolução no domínio da
frequência
f_calib_BK=1:df_calib_BK:((NFFT_calib_BKi/2)+1)*df_calib_BK; %vetor de
frequencia

%Função recursiva do matlab que calcula auto-espectro de um sinal
Sxx_calib_BK=pwelch(a_calib_bk,hann(NFFT_calib_BKi),[],NFFT_calib_BKi)
;%a_calib_bk=sinal; Janelamento=Hanning; Overlap=50%;
NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT
%Sxx_calib_BK=pwelch(a_calib_bk,hann(NFFT_calib_BKi),[],NFFT_calib_BKi
);%a_calib_bk=sinal; Janelamento=Hanning; Overlap=50%;
NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%gerando gráfico do auto-espectro pela frequência
figure(2)
plot(f_calib_BK,10*log10(Sxx_calib_BK),'LineWidth',1.2)
grid on
title('Auto-espectro da calibração do acelerometro B&K, Estimador
Welch')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Magnitudo (dB)')

%-----
%-----
%carregando dados provenientes da calibração do acelerometro PCB
(SHAKER)
load calibracaoPCB.txt
t_calib_pcb=calibracaoPCB(:,1); %carregando dados do tempo de medição
(s)
v_calib_pcb=calibracaoPCB(:,3); %Carregando dados da aceleração
medida (V)
v_calib_pcb=v_calib_pcb*1000;%Convertendo dados de tensão em (V) para
(mV)
a_calib_pcb=g*v_calib_pcb/sense_pcb; %Convertendo dados de tensão em
(mV) para aceleração em m/s^2

% a_calib_pcb=a_calib_pcb-mean(a_calib_pcb); %Retirada de qualquer
ganho proveniente da sistema eletrônico

%corrigindo espaçamento existente no vetor tempo
dt_calib_pcb=(t_calib_pcb(2)-t_calib_pcb(1)); %intervalo de tempo de
medição coletada
[l_calib_pcb,c_calib_pcb]=size(t_calib_pcb); %tamanho do vetor de
tempo
tf_calib_pcb=t_calib_pcb(l_calib_pcb); %Ponto final do vetor de tempo
t_calib_PCB=0:dt_calib_pcb:tf_calib_pcb; %redistribuição do vetor de
tempo retirando espaçamento do processo de medição
t_calib_PCB=t_calib_PCB(c_calib_pcb:l_calib_pcb)'; %adequação do vetor
de tempo
tf_calib_PCB=t_calib_PCB(l_calib_pcb); %Determinação do novo ponto
final do vetor tempo

%gerando gráfico da aceleração x tempo do sensor PCB sob calibração
figure(3)
plot(t_calib_PCB,a_calib_pcb)

```

```

title('Aceleração de calibração acelerometro PCB (shaker)')
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Aceleração(m/s^{2})')
grid on

a_rms_calib_shaker=rms(a_calib_pcb)

% Dados de aquisição do Experimento
dt_calib_PCB = (t_calib_PCB(2)-t_calib_PCB(1)); %intervalo de tempo
fs_calib_PCB= 1/dt_calib_PCB; %frequencia de amostragem (Hz)
fs_calib_PCBi=floor(fs_calib_PCB);%valor inteiro p/ frequencia de
amostragem
NFFT_calib_PCB=fs_calib_PCB; %número de pontos da fft
NFFT_calib_PCBi=fs_calib_PCBi; %número de pontos da fft (inteiros)
df_calib_PCB=fs_calib_PCBi/NFFT_calib_PCBi; %resolução no domínio da
frequência
f_calib_PCB=1:df_calib_PCB:((NFFT_calib_PCBi/2)+1)*df_calib_PCB;
%vetor de frequencia

%Função recursiva do matlab que calcula auto-espectro de um sinal
Sxx_calib_PCB=pwelch(a_calib_pcb,hann(NFFT_calib_PCBi),[],NFFT_calib_P
CBi);%a_calib_bk=sinal; Janelamento=Hanning; Overlap=50%;
NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%gerando gráfico do auto-espectro pela frequência
figure(4)
plot(f_calib_PCB,10*log10(Sxx_calib_PCB),'LineWidth',1.2)
grid on
title('Auto-espectro da calibração do acelerometro PCB, Estimador
Welch')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Magnitude (dB)')

%-----
-----
%carregando dados provenientes da calibração do acelerometro ENDEVCO
(BANCO)
load calibracaoEndevco_1.txt
t_calib_endevco=calibracaoEndevco_1(:,1); %carregando dados do tempo
de medição (s)
v_calib_endevco=calibracaoEndevco_1(:,4); %Carregando dados da
aceleração medida em (g)
a_calib_endevco=g*v_calib_endevco; %Convertendo dados de aceleração em
(g) para (m/s^2)

%a_calib_endevco=a_calib_endevco-mean(a_calib_endevco); %Retirada de
qualquer ganho proveniente da sistema eletrônico

%corrigindo espaçamento existente no vetor tempo
dt_calib_endevco=(t_calib_endevco(2)-t_calib_endevco(1)); %intervalo
de tempo de medição coletada
[l_calib_endevco,c_calib_endevco]=size(t_calib_endevco); %tamanho do
vetor de tempo
tf_calib_endevco=t_calib_endevco(l_calib_endevco); %Ponto final do
vetor de tempo
t_calib_ENDEVCO=0:dt_calib_endevco:tf_calib_endevco; %redistribuição
do vetor de tempo retirando espaçamento do processo de medição
t_calib_ENDEVCO=t_calib_ENDEVCO(c_calib_endevco:l_calib_endevco)';
%adequação do vetor de tempo

```

```

tf_calib_ENDEVCO=t_calib_ENDEVCO(l_calib_endevco); %Determinação do
novo ponto final do vetor tempo

%gerando gráfico da aceleração x tempo do sensor EndeVCO sob
calibração
figure(5)
plot(t_calib_ENDEVCO,a_calib_endevco)
title('Aceleração de calibração acelerometro EndeVCO (Banco)')
xlabel('tempo (s)')
ylabel('Aceleração (m/s^{2})')
grid on

a_rms_calib_banco=rms(a_calib_endevco)

% Dados de aquisição do Experimento
dt_calib_ENDEVCO = (t_calib_ENDEVCO(2)-t_calib_ENDEVCO(1));
%intervalo de tempo
fs_calib_ENDEVCO= 1/dt_calib_ENDEVCO; %frequencia de amostragem (Hz)
fs_calib_ENDEVCOi=floor(fs_calib_ENDEVCO);%valor inteiro p/ frequencia
de amostragem
NFFT_calib_ENDEVCO=fs_calib_ENDEVCO; %número de pontos da fft
NFFT_calib_ENDEVCOi=fs_calib_ENDEVCOi; %número de pontos da fft
(inteiros)
df_calib_ENDEVCO=fs_calib_ENDEVCOi/NFFT_calib_ENDEVCOi; %resolução no
domínio da frequência
f_calib_ENDEVCO=1:df_calib_ENDEVCO:((NFFT_calib_ENDEVCOi/2)+1)*df_calib_
b_ENDEVCO; %vetor de frequencia

%Função recursiva do matlab que calcula auto-espectro de um sinal
Sxx_calib_ENDEVCO=pwelch(a_calib_endevco,hann(NFFT_calib_ENDEVCOi),[],
NFFT_calib_ENDEVCOi);%a_calib_bk=sinal; Janelamento=Hanning;
Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%gerando gráfico do auto-espectro pela frequência
figure(6)
plot(f_calib_ENDEVCO,10*log10(Sxx_calib_ENDEVCO),'LineWidth',1.2)
grid on
title('Auto-espectro da calibração do acelerometro EndeVCO, Estimador
Welch')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Magnitudo (dB)')

%-----
%-----
%carregando dados provenientes da medição de ruído branco
load medicao_ruido_branco_bek_ganho0ponto1.txt
t_rb= medicao_ruido_branco_bek_ganho0ponto1(:,1); %carregando dados do
tempo de medição (s)
v_rb_bk= medicao_ruido_branco_bek_ganho0ponto1(:,2); %Carregando
dados da aceleração medida (V)
v_rb_pcb= medicao_ruido_branco_bek_ganho0ponto1(:,3); %Carregando
dados da aceleração medida (V)
v_rb_endvco= medicao_ruido_branco_bek_ganho0ponto1(:,4); %Carregando
dados da aceleração medida (g)

v_rb_bk=v_rb_bk*1000; %Convertendo dados de tensão em (V) para (mV)
v_rb_bk=v_rb_bk*ganho_bk; %multiplicando sinal em mV pelo ganho de
medição

```

```

v_rb_pcb=v_rb_pcb*1000; %Convertendo dados de tensão em (V) para (mV)

%Convertendo dados de tensão em (mV) para aceleração em m/s^2
a_rb_bk=g*v_rb_bk*5.23/sense_bk; %acelerometro B&K (plataforma)
a_rb_pcb=g*v_rb_pcb/sense_pcb; %acelerometro PCB (shaker)
a_rb_endevco=g*v_rb_endvco; %acelerometro EndeVCO (banco)

%a_rb_bk=a_rb_bk-mean(a_rb_bk); %Retirada de qualquer ganho
proveniente da sistema eletrônico
%a_rb_pcb=a_rb_pcb-mean(a_rb_pcb); %Retirada de qualquer ganho
proveniente da sistema eletrônico
%a_rb_endevco=a_rb_endevco-mean(a_rb_endevco); %Retirada de qualquer
ganho proveniente da sistema eletrônico

%corrigindo espaçamento existente no vetor tempo
dt_rb=(t_rb(2)-t_rb(1)); %intervalo de tempo de medição coletada
[l_rb,c_rb]=size(t_rb); %tamanho do vetor de tempo
tf_rb=t_rb(l_rb); %Ponto final do vetor de tempo
t_RB=0:dt_rb:tf_rb; %redistribuição do vetor de tempo retirando
espaçamento do processo de medição
t_RB=t_RB(c_rb:l_rb)'; %adequação do vetor de tempo
tf_RB=t_RB(l_rb); %Determinação do novo ponto final do vetor tempo

%gerando gráfico da aceleração x tempo do sensor B&K
figure(7)
plot(t_RB,a_rb_bk)
title('Aceleração x tempo acelerometro B&K (plataforma)')
xlabel('tempo(s)')
ylabel('Aceleração(m/s^{2})')
grid on

a_rms_rb_plataforma=rms(a_rb_bk)

% Dados de aquisição do Experimento
dt_RB = (t_RB(2)-t_RB(1)); %intervalo de tempo
fs_RB= 1/dt_RB; %frequencia de amostragem (Hz)
fs_RB_i=floor(fs_RB);%valor inteiro p/ frequencia de amostragem
NFFT_RB=fs_RB; %número de pontos da fft
NFFT_RB_i=fs_RB_i; %número de pontos da fft (inteiros)
df_RB=fs_RB_i/NFFT_RB_i; %resolução no domínio da frequência
f_RB=1:df_RB:((NFFT_RB_i/2)+1)*df_RB; %vetor de frequência
f_RB=f_RB';

%Função recursiva do matlab que calcula auto-espectro de um sinal
Sxx_RB_BK=pwelch(a_rb_bk,hann(NFFT_RB_i),[],NFFT_RB_i);%a_calib_bk=sinal
; Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da
FFT

PSD_plat_rod_rb=10*log10(Sxx_RB_BK);

%gerando gráfico do auto-espectro pela frequência
figure(8)
plot(f_RB,PSD_plat_rod_rb,'LineWidth',1.2)
grid on
title('PSD Acelerometro na plataforma, Estimador Welch')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Magnitude (dB)')

```

```

%-----
%-----
%gerando gráfico da aceleração x tempo do sensor PCB
figure(9)
plot(t_RB,a_rb_pcb)
title('Aceleração x tempo acelerometro PCB (shaker)')
xlabel('tempo(s)')
ylabel('Aceleração(m/s^{2})')
grid on

a_rms_rb_shaker=rms(a_rb_pcb)

%Função recursiva do matlab que calcula auto-espectro de um sinal
Sxx_RB_PCB=pwelch(a_rb_pcb,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);%a_rb_pcb=sinal
; Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da
FFT

PSD_shaker_rod_rb=10*log10(Sxx_RB_PCB);

%gerando gráfico do auto-espectro pela frequência
figure(10)
plot(f_RB,PSD_shaker_rod_rb,'LineWidth',1.2)
grid on
title('PSD Acelerometro no shaker, Estimador Welch')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Magnitude (dB)')

%-----
%-----
%gerando gráfico da aceleração x tempo do sensor endevco
figure(11)
plot(t_RB,a_rb_endevco)
title('Aceleração x tempo acelerometro PCB (assento)')
xlabel('tempo(s)')
ylabel('Aceleração(m/s^{2})')
grid on

a_rms_rb_assento=rms(a_rb_endevco)

%Função recursiva do matlab que calcula auto-espectro de um sinal
Sxx_RB_ENDEVCO=pwelch(a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);%a_rb_e
ndevco=sinal; Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número
de pontos da FFT

PSD_banco_rod_rb=10*log10(Sxx_RB_ENDEVCO);

%gerando gráfico do auto-espectro pela frequência
figure(12)
plot(f_RB,PSD_banco_rod_rb,'LineWidth',1.2)
grid on
title('PSD Acelerometro no assento, Estimador Welch')
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Magnitude (dB)')

```

2 – Algoritmo para o cálculo da Função Resposta em Frequência para as seguintes relações: Shaker/Plataforma; Shaker/Banco; Plataforma/Banco.

```

%Calcula a função resposta em frequência do sinal medido pelos
acelerômetros no
%processo de medição na bancada experimental submetida a ruído branco.
%Experimento com assento rodoviário.

clc %limpa comand window
clear all %limpa memória do software
close all %fecha todos os arquivos

%carregando dados provenientes da medição de ruído branco
load medicao_ruído_branco_bek_ganho0ponto1.txt
t_rb= medicao_ruído_branco_bek_ganho0ponto1(:,1); %carregando dados do
tempo de medição (s)
v_rb_bk= medicao_ruído_branco_bek_ganho0ponto1(:,2); %Carregando
dados da aceleração medida (V)
v_rb_pcb= medicao_ruído_branco_bek_ganho0ponto1(:,3); %Carregando
dados da aceleração medida (V)
v_rb_endvco= medicao_ruído_branco_bek_ganho0ponto1(:,4); %Carregando
dados da aceleração medida (g)

%dados dos sensores
ganho_bk=0.1; %ganho do condicionador de sinal
sense_bk=51.8; %sensibilidade do sensor B&K em mV/g
sense_pcb=105.3; %sensibilidade do sensor B&K em mV/g
g=9.8; %aceleração da gravidade

v_rb_bk=v_rb_bk*1000; %Convertendo dados de tensão em (V) para (mV)
v_rb_bk=v_rb_bk*ganho_bk; %multiplicando sinal em mV pelo ganho de
medição

v_rb_pcb=v_rb_pcb*1000; %Convertendo dados de tensão em (V) para (mV)

%Convertendo dados de tensão em (mV) para aceleração em m/s^2
a_rb_bk=g*v_rb_bk*5.23/sense_bk; %acelerometro B&K (plataforma)
a_rb_pcb=g*v_rb_pcb/sense_pcb; %acelerometro PCB (shaker)
a_rb_endevco=g*v_rb_endvco; %acelerometro EndeVCO (banco)

% %Retirada de qualquer ganho proveniente da sistema eletrônico
% a_rb_bk=a_rb_bk-mean(a_rb_bk); %aceleração B&K (plataforma)
% a_rb_pcb=a_rb_pcb-mean(a_rb_pcb); %aceleração PCB (shaker)
% a_rb_endevco=a_rb_endevco-mean(a_rb_endevco); %aceleração EndeVCO
(banco)

%corrigindo espaçamento existente no vetor tempo
dt_rb=(t_rb(2)-t_rb(1)); %intervalo de tempo de medição coletada
[l_rb,c_rb]=size(t_rb); %tamanho do vetor de tempo
tf_rb=t_rb(l_rb); %Ponto final do vetor de tempo
t_RB=0:dt_rb:tf_rb; %redistribuição do vetor de tempo retirando
espaçamento do processo de medição
t_RB=t_RB(c_rb:l_rb)'; %adequação do vetor de tempo
tf_RB=t_RB(l_rb); %Determinação do novo ponto final do vetor tempo

% Dados de aquisição do Experimento
dt_RB = (t_RB(2)-t_RB(1)); %intervalo de tempo
fs_RB= 1/dt_RB; %frequencia de amostragem (Hz)

```

```

fs_RB=floor(fs_RB);%valor inteiro p/ frequencia de amostragem
NFFT_RB=fs_RB; %número de pontos da fft
NFFT_RB_i=fs_RB_i; %número de pontos da fft (inteiros)
df_RB=fs_RB_i/NFFT_RB_i; %resolução no domínio da frequência
f_RB=1:df_RB:((NFFT_RB_i/2)+1)*df_RB; %vetor de frequência
f_RB=f_RB';

%Caso I -
%Entrada: Shaker (PCB)
%Saída:Plataforma (BK)

%Auto-espectro da entrada
Sxx1_shaker=pwelch(a_rb_pcb,hann(NFFT_RB_i),[],NFFT_RB_i);%a_calib_bk=si
nal; Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos
da FFT

%Auto-espectro da saída
Syy1_plataforma=pwelch(a_rb_bk,hann(NFFT_RB_i),[],NFFT_RB_i);%a_calib_bk
=sinal; Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de
pontos da FFT

%Espectro Cruzado entrada-saída
Sxy1_shaker_plataforma=cpsd(a_rb_pcb,a_rb_bk,hann(NFFT_RB_i),[],NFFT_RB
_i); %entrada:a_rb_pcb; saída:a_rb_bk ; Janelamento=Hanning;
Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%Estimação da Função de Transferência
H1_casol=Sxy1_shaker_plataforma./Sxx1_shaker;
Mag_H1_casol=abs(H1_casol);% Fase da FRF
phase_H1_casol=angle(H1_casol)*180/pi; %Magnitudo da FRF

Mag_plat_shaker_rod=10*log10(Mag_H1_casol);
Pha_plat_shaker_rod=phase_H1_casol;

%Função coerência
Cxy_casol=mscohere(a_rb_pcb,a_rb_bk,hann(NFFT_RB_i),[],NFFT_RB_i);

%gerando gráfico da FRF
figure(1)
subplot(311)
plot(f_RB,Mag_plat_shaker_rod)%magnitudo
title('FRF - Saída:Plataforma/Entrada:Shaker')
ylabel('Magnitudo (dB)')
grid on
subplot(312)
plot(f_RB,Pha_plat_shaker_rod)%fase
ylabel('Fase(graus)')
grid on
subplot(313)
plot(f_RB,Cxy_casol)
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Coerência')
grid on

%


---


%Caso II -
%Entrada: Shaker (PCB)
%Saída: Banco (ENDEVCO)

```

```

%Auto-espectro da entrada
Sxx2_shaker=pwelch(a_rb_pcb,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);%a_rb_pcb=sinal;
Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%Auto-espectro da saída
Syy2_banco=pwelch(a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);%a_rb_endevco=sinal;
Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%Espectro Cruzado entrada-saída
Sxy2_shaker_banco=cpsd(a_rb_pcb,a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);
%entrada:a_rb_pcb; saída:a_rb_endevco ; Janelamento=Hanning;
Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%Estimação da Função de Transferência
H1_caso2=Sxy2_shaker_banco./Sxx2_shaker;
Mag_H1_caso2=abs(H1_caso2);% Fase da FRF
phase_H1_caso2=angle(H1_caso2)*180/pi; %Magnitude da FRF

%Função coerência
Cxy_caso2=mscohere(a_rb_pcb,a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);

Mag_banco_shaker_rod=10*log10(Mag_H1_caso2);
Pha_banco_shaker_rod=phase_H1_caso2;

%gerando gráfico da FRF
figure(2)
subplot(311)
plot(f_RB,Mag_banco_shaker_rod)%magnitudo
title('FRF - Saída:Banco/Entrada:Shaker')
ylabel('Magnitude (dB)')
grid on
subplot(312)
plot(f_RB,Pha_banco_shaker_rod)%fase
ylabel('Fase (graus)')
grid on
subplot(313)
plot(f_RB,Cxy_caso2)
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Coerência')
grid on

%


---


%Caso III -
%Entrada: Plataforma (BK)
%Saída: Banco (ENDEVCO)

%Auto-espectro da entrada
Sxx3_plataforma=pwelch(a_rb_bk,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);%a_rb_bk=sinal;
Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%Auto-espectro da saída
Syy3_banco=pwelch(a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);%a_rb_endevco=sinal;
Janelamento=Hanning; Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

```

```

%Espectro Cruzado entrada-saída
Sxy3_plataforma_banco=cpsd(a_rb_bk,a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT
_RB); %entrada:a_rb_bk; saída:a_rb_endevco ; Janelamento=Hanning;
Overlap=50%; NFFT_calib_BK=número de pontos da FFT

%Estimação da Função de Transferência
H1_caso3=Sxy3_plataforma_banco./Sxx3_plataforma;
Mag_H1_caso3=abs(H1_caso3); % Fase da FRF
phase_H1_caso3=angle(H1_caso3)*180/pi; %Magnitude da FRF

%Função coerência
Cxy_caso3=mscohere(a_rb_bk,a_rb_endevco,hann(NFFT_RB),[],NFFT_RB);

Mag_banco_plata_rod=10*log10(Mag_H1_caso3);
Pha_banco_plata_rod=phase_H1_caso3;

%gerando gráfico da FRF
figure(3)
subplot(311)
plot(f_RB,Mag_banco_plata_rod)%magnitudo
title('FRF - Saída:Banco/Entrada:Plataforma')
ylabel('Magnitude (dB)')
grid on
subplot(312)
plot(f_RB,Pha_banco_plata_rod)%fase
ylabel('Fase(graus)')
grid on
subplot(313)
plot(f_RB,Cxy_caso3)
xlabel('Frequência (Hz)')
ylabel('Coerência')
grid on

```