

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA DO PARANÁ
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS
CURSO DE MESTRADO EM ENGENHARIA MECÂNICA

LUIZ FERNANDO MORAES BENAZZI

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO E TESTES DE UMA BANCADA DE
VIBRAÇÃO PARA TESTE DE FADIGA EM PEÇAS AUTOMOTIVAS
UTILIZANDO MOLAS PNEUMÁTICAS.**

CURITIBA

2013

LUIZ FERNANDO MORAES BENAZZI

**PROJETO E DESENVOLVIMENTO E TESTES DE UMA BANCADA DE
VIBRAÇÃO PARA TESTE DE FADIGA EM PEÇAS AUTOMOTIVAS UTILIZANDO
MOLAS PNEUMÁTICAS.**

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos, do Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia, da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, como requisito parcial à obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Renato Barbieri

CURITIBA

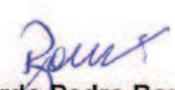
2013

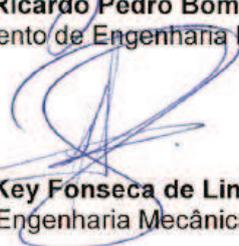
TERMO DE APROVAÇÃO

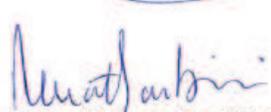
Luiz Fernando Moraes Benazzi

Projeto e Construção de uma Bancada de Vibração para Teste de Fadiga em Peças Automotivas Utilizando Molas Pneumáticas

Dissertação aprovada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre no Curso de Mestrado em Engenharia Mecânica, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, do Centro de Ciências Exatas e de Tecnologia da Pontifícia Universidade Católica do Paraná, pela seguinte banca examinadora:


Prof. Dr. Ricardo Pedro Bom
Departamento de Engenharia Mecânica (UDESC)


Prof. Dr. Key Fonseca de Lima
Curso de Engenharia Mecânica (PUCPR)


Presidente: **Prof. Dr. Renato Barbieri**
Curso de Engenharia Mecânica (PUCPR- Orientador)

Curitiba, 14 de Junho de 2013.

AGRADECIMENTOS

À minha esposa Maya, pelo apoio incondicional, pelas palavras de encorajamento, pela inspiração e por acreditar em mim sempre, por não me fazer desistir nunca. Expresso a minha sincera gratidão a verdadeiros amigos, Eryk, Wolfgang, Michel, Karimi e também a Guilherme Boeing, o qual, embora não possa dividir este sonho, tenho certeza que ficará orgulhoso. Aos meus pais pelo incentivo, paciência e compreensão em todos os momentos. A Marina e Edson pelo apoio e carinho.

Agradeço ao professor Renato Barbieri que me orientou neste estudo e que sempre me serviu de inspiração, transmitindo o seu conhecimento de engenharia e da vida nas agradáveis, porém curtas, conversas de sexta.

Agradecimento aos professores Nilson Barbieri, João Elias Abdala e Key Fonseca de Lima, pelas sugestões e pelos conhecimentos transmitidos.

Aos professores e funcionários do curso de Mestrado em Engenharia Mecânica por se dedicarem a este curso.

Aos colegas do Mestrado, amigos nesta caminhada.

À MVC e AJB pelo suporte e apoio em todo o trabalho.

*“A nossa maior glória não reside no fato de nunca cairmos,
mas sim em levantarmo-nos sempre depois de cada queda.”*

Confúcio

RESUMO

Introdução: Na indústria automotiva existem diversos tipos de tecnologias que podem ser utilizadas no projeto e produção de peças plásticas – como, por exemplo, carenagens – as quais normalmente precisam ser adaptados em casos de nacionalização de componentes a fim de se manter a competitividade do produto. De modo geral, verifica-se que para que um produto fosse produzido em outro país exatamente da mesma forma que no país de origem, seria necessário um investimento maciço o que, pela diferença no volume de produção, inviabilizaria a própria nacionalização. Em virtude disso, para que seja possível viabilizar um projeto, é essencial que sejam alterados processos e materiais, e criados novos suportes. Para que seja aprovado, todas as alterações têm que ser testadas o que quase sempre exige um teste de campo. Este estudo foi motivado pela observação das dificuldades encontradas na empresa MVC Componentes Plásticos no desenvolvimento de novos produtos para os quais não havia referências para validação sem ser o teste de campo. Trata do projeto, construção e validação de uma bancada de testes de vibração utilizando molas pneumáticas e um sistema de desbalanceamento excêntrico. **Objetivo:** Desenvolvimento de um dispositivo capaz de testar a vida útil acelerada de um produto. Focado para produtos automotivos até 100 kg de 1 a 15 Hz. **Método:** Após construção de uma bancada vibratória foi feita a coleta de dados experimentais, com diferentes massas conhecidas simulando a massa e posição de uma peça real, e com diferentes controles de pressão das molas e frequência de excitação. Os resultados obtidos foram analisados, gerando uma tabela de utilização da bancada de acordo com a massa da peça e intensidade a ser testada, de modo a atender a especificação do cliente. Depois fez-se a comparação do modelo matemático com o real, ajustando-se o modelo matemático para simular condições intermediárias e completar a tabela de utilização. **Resultados:** Definição da faixa de operação para cada massa testada e reprodução das forças de um teste de campo em um ambiente controlado, simulando sua vida útil. Dando mais confiabilidade as propostas de melhoria sugeridas pelos projetistas. E custo acessível para pequenas e médias empresas.

Palavras-chave: Vibração; Banca de teste; Molas Pneumáticas.

ABSTRACT

Introduction: In automotive industry, there are several types of technologies that can be used for the design and production of plastic parts – eg, fairings –which usually need to be adapted in cases of nationalization of components in order to maintain product competitiveness. In these situations, what usually occurs is that, if the product was to be produced in another country in exactly the same way as in its home country, it would require massive investment, and the difference in volume of production would hinder the nationalization itself. As a result, to make viable a project, it is essential to change processes and materials, and to create new means. All changes must be tested for approval, which usually requires field-testing. This study was motivated by the observation of the difficulties encountered in MVC Componentes Plásticos in developing new products for which the only validation method available was field test. It concerns the design, construction and validation of a vibration test stand using air springs and a cam system unbalance. **Objective:** Development of a device capable of accelerated life testing of a product. Focused for automotive products up to 100 kg from 1 to 15 Hz. **Method:** After construction of a vibratory device experimental data were collected with different known masses simulating the mass and position of a real part, with different pressure controls of springs, excitation frequency and the eccentric masses. Obtained results were analyzed, generating a usage table for the countertop, according to the mass number and intensity to be tested as specified by the client. After comparison of mathematical versus real models, the mathematical model was adjusted to simulate intermediate conditions and complete usage table. **Results:** Definition of operation range for each mass tested and reproduction of the forces applied to the product on the field within a controlled environment, simulating life. Giving more reliability improvement proposals suggested by the designers. And affordable for small and medium businesses.

Key-words: Vibration; Device Test; Pneumatic Springs.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 01 – Frota de veículos Rodoviário	20
Figura 02 – Campo de Provas da RANDON em Caxias do Sul	25
Figura 03 – Vista aérea da pista de testes da Volvo em Hällered	26
Figura 04 – Caminhão Scania com bitrem graneleiro	27
Figura 05 – Localização da caixa de rancho no teste	27
Figura 06 – Produto lançado na linha R da RANDON.....	28
Figura 07 – Exemplo de "costela de vaca"	28
Figura 08 – Teste em estradas de terra com pedras soltas	29
Figura 09 – Ilustração efeito "costela de vaca".....	29
Figura 10 – Acelerômetro fixado no assoalho para medir a aceleração vertical	30
Figura 11 – Detalhes da mesa vibratória construída por Balbinot	31
Figura 12 – Acelerômetro fixado no assoalho para medir a aceleração vertical na mesa vibratória	31
Figura 13 – Mesa vibratória de Wilder	34
Figura 14 – Vibrotron VS402	35
Figura 15 – Modelo VB-1	35
Figura 16 – Modelo DTE 3-DOF	36
Figura 17 – Resposta do modelo DTE 3-DOF	36
Figura 18 – Série V900 Brüel & Kjær	37
Figura 19 – Excitador eletrodinâmico e características	39
Figura 20 – Dispositivo para teste de vibração para embalagens	41
Figura 21 – Excitadores mecânicos	42
Figura 22 – Excitadores de vibrações com massas excêntricas	43
Figura 23 – Exemplos de posições de desbalanceamento das massa	44
Figura 24 – Sistema de vibração por excêntricos para produção de concreto	44
Figura 25 – Mesa de vibração de concreto da Maqblocos	45
Figura 26 – Exemplo de utilização em Semi-reboques	47
Figura 27 – Exemplo de utilização em Caminhões	48
Figura 28 – Exemplo de utilização em Ônibus	48
Figura 29 – Molas pneumáticas Goodyear	49
Figura 30 – Exemplo de utilização de mola pneumática em semi-reboques.....	50
Figura 31 – Exemplo de utilização de mola pneumática em caminhões	50
Figura 32 – Exemplo de utilização de mola pneumática em ônibus	50
Figura 33 – Exemplos de utilização de molas pneumáticas em equipamentos industriais	51
Figura 34 – Estrutura básica da casa da qualidade	55
Figura 35 – Cruzamento dos requisitos dos clientes com as características do produto	55
Figura 36 – Elementos da casa da qualidade	55
Figura 37 – Forma de obter requisitos dos clientes.....	56

Figura 38 – Casa da qualidade para bancada de testes de vibração.....	61
Figura 39 – Posição inicial	64
Figura 40 – Deslocamento em x (horizontal)	65
Figura 41 – Deslocamento em y (vertical)	65
Figura 42 – Rotação no ângulo θ	66
Figura 43 – Rotação no ângulo \emptyset	66
Figura 44 – Todos os deslocamentos somados	67
Figura 45 – Esquemático da bancada	71
Figura 46 – Estrutura inferior	72
Figura 47 – Exemplo de Parabolt M10	73
Figura 48 – Estrutura Superior	74
Figura 49 – Fixação do conjunto excêntrico na estrutura superior	74
Figura 50 – Desenho esquemático do conjunto pneumático	75
Figura 51 – Conjunto Pneumático fixado na estrutura	76
Figura 52 – Massa posicionada a 0°	76
Figura 53 – Massa posicionada a 180°	77
Figura 54 – Massa posicionada a 0° , 90° e 180°	77
Figura 55 – Eixo, mancais e massas	78
Figura 56 – Proteção das partes móveis.....	81
Figura 57 – Conjunto controles	81
Figura 58 – Controlado Lógico Programável da Siemens – LOGO!	82
Figura 59 – Quadro de controle fechado	83
Figura 60 – Quadro de controle aberto	84
Figura 61 – Quadro de controle aberto	84
Figura 62 – Desenho esquemático para medir deslocamento na direção "y"	86
Figura 63 – Ensaio para medir a deformação das molas pneumáticas	87
Figura 64 – Relógio comparador instalado.....	87
Figura 65 – Gráfico força x deslocamento a 1,58 bar.....	88
Figura 66 – Ensaio de deslocamento y com 3 e 4 bars	89
Figura 67 – Gráfico Força x Deslocamento para pressão de 3 e 4 bars na direção "y"	90
Figura 68 – Desenho esquemático para medir deslocamento na direção "y"	91
Figura 69 – Ensaio de deslocamento y com 3 e 4 bars	91
Figura 70 – Gráfico Força x Deslocamento para pressão de 3 e 4 bars na direção "x"	93
Figura 71 – Desenho esquemático para medir deslocamento na direção "x"	94
Figura 72 – Aquisição de dados – Laboratório de dinâmica – PUCPR	96
Figura 73 – Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa nula	97
Figura 74 – Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa 20,4 kg.....	99
Figura 75 – Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa 40,8 kg	100
Figura 76 – Gráfico aceleração x frequência a 4 bars e massa externa nula	102
Figura 77 – Gráfico aceleração x frequência a 4bars e massa externa 20,4 kg.....	103
Figura 78 – Gráfico aceleração x frequência a 4bars e massa externa 40,8 kg.....	104

Figura 79 – Massa do suporte metálico	104
Figura 80 – Massa da Caixa de Rancho	106
Figura 81 – Caixa de Rancho instalada na bancada	107
Figura 82 – Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa 85,5 kg.....	109
Figura 83 – Gráfico aceleração x frequência a 4 bars e massa externa 85,5 kg.....	110
Figura 84 – Exemplo de utilização em capôs.....	115
Figura 85 – Exemplo de utilização em defletor de ar	115
Figura 86 – Dimensões e características da mola pneumática Goodyear	122
Figura 87 – Dados estáticos e dinâmicos da mola pneumática Goodyear.....	123
Figura 88 – Dados do motor elétricos	124
Figura 89 – Dimensões do motor elétricos.....	125
Figura 90 – Características de potência do motor elétrico	126
Figura 91 – Gráfico frequência natural em x, 3 bars, massa externa nula	127
Figura 92 – Gráfico frequência natural em y, 3 bars, massa externa nula	127
Figura 93 – Gráfico frequência natural em x, 3 bars, massa externa de 20,4 kg	128
Figura 94 – Gráfico frequência natural em y, 3 bars, massa externa de 20,4 kg	128
Figura 95 – Gráfico frequência natural em x, 3 bars, massa externa de 40,8 kg	129
Figura 96 – Gráfico frequência natural em y, 3 bars, massa externa de 40,8 kg	129
Figura 97 – Gráfico frequência natural em x, 4 bars, massa externa nula	130
Figura 98 – Gráfico frequência natural em x, 4 bars, massa externa nula	130
Figura 99 – Gráfico frequência natural em x, 4 bars, massa externa de 20,4 kg	131
Figura 100 – Gráfico frequência natural em y, 4 bars, massa externa de 20,4 kg ..	131
Figura 101 – Gráfico frequência natural em x, 4 bars, massa externa de 40,8 kg ..	132
Figura 102 – Gráfico frequência natural em y, 4 bars, massa externa de 40,8 kg ..	132
Figura 103 – Gráfico frequência natural em x, 3 bars, massa externa de 85,5 kg ..	133
Figura 104 – Gráfico frequência natural em x, 3 bars, massa externa de 85,5 kg ..	133
Figura 105 – Gráfico frequência natural em x, 4 bars, massa externa de 85,5 kg ..	134
Figura 106 – Gráfico frequência natural em y, 4 bars, massa externa de 85,5 kg ..	134

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Distribuição da manha rodoviária no Brasil	21
Tabela 02 – Acelerações em caminhões	32
Tabela 04 – Vibração no assento dos motoristas de diferentes veículos	33
Tabela 05 – Características Dinâmicas - 2B9-250	60
Tabela 06 – Constante $K_{eq}(y)$	90
Tabela 07 – Constante $K_{eq}(x)$	92
Tabela 08 – Dados acelerômetros	93
Tabela 09 – Dados coletados, 3 bars e massa externa nula.....	95
Tabela 10 – Dados coletados, 3 bars e massa externa 20,4 kg.....	97
Tabela 11 – Dados coletados, 3 bars e massa externa 40,8 kg.....	98
Tabela 12 – Dados coletados, 4 bars e massa externa nula.....	100
Tabela 13 – Dados coletados, 4 bars e massa externa 20,4 kg.....	101
Tabela 14 – Dados coletados, 4 bars e massa externa 40,8 kg.....	103
Tabela 15 – Dados coletados, 3 bars e massa externa 85,5 kg.....	107
Tabela 16 – Dados coletados, 4 bars e massa externa 85,5 kg.....	108
Tabela 17 – Custos da bancada vibratória	112

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas

CNT – Confederação Nacional do Transporte

CLP – Comando Lógico Programável

INMETRO – Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial

ed – Edição

f – Folha

p – Página

F – Força

I – Corrente

m – Massa

m – Metro

mm – Milímetro

km – Quilômetro

Hz – Hertz

x – Deslocamento horizontal

y – Deslocamento vertical

\dot{x} – Velocidade horizontal

\dot{y} – Velocidade vertical

\ddot{x} – Aceleração horizontal

\ddot{y} – Aceleração vertical

θ – Ângulo Teta

$\dot{\theta}$ – Velocidade no ângulo Teta

$\ddot{\theta}$ – Aceleração no ângulo Teta

φ – Ângulo Phi

$\dot{\varphi}$ – Velocidade no ângulo Phi

$\ddot{\varphi}$ – Aceleração no ângulo Phi

ω_n – Frequência Natural

T – Energia Cinética

V – Energia Potencial

W – Trabalho

g – aceleração da gravidade

hp – Horse Power

P_o – Potência

T – Torque

M – Momento Fletor

k – Fator de concentração de tensões

n - Fator de segurança

ω – Velocidade Angular

S_e – Limite de resistência corrigido

S_y – Tensão de Escoamento

r – Raio do filete

f - Frequência

SUMÁRIO

RESUMO.....	3
LISTA DE ILUSTRAÇÕES	8
LISTA DE TABELAS	11
1 INTRODUÇÃO	16
1.1 APRESENTAÇÃO	16
1.2 MOTIVAÇÃO	16
1.3 METODOLOGIA	17
1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO.....	18
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
2.1 O MERCADO BRASILEIRO DE CAMINHÕES.....	19
2.2 ESTRADAS NÃO PAVIMENTADAS.....	20
2.2.1 Tipos de defeitos	21
2.3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA	23
2.3.1 Referências para durabilidade de componentes	23
2.4 OBSERVAÇÃO DE DURABILIDADE DE COMPONENTES EM TESTES DE CAMPO.....	24
2.4.1 Pista de teste.....	25
2.4.2 Teste de produtos em campo e laboratório	26
2.5 BANCADAS EXISTENTES NO MERCADO:	34
2.5.1 Uniaxial, um grau de liberdade (<i>Shaker</i>).	34
2.5.2 Biaxial, dois graus de liberdade.....	35
2.5.2.1 Multigráus de liberdade, seis graus de liberdade.	36
2.6 REFERENCIAL TEÓRICO	38
2.7 EXCITADORES	38
2.7.1 Excitador eletrodinâmico	38
2.7.1.1 Excitador hidráulico	40
2.7.1.2 Excitadores Mecânicos: Sistema Biela Manivela e Sistema Excêntrico	41
2.7.2 Veículos - Estudo das suspensões.....	46
2.7.2.1 Mola Semi Elíptica (feixe de molas).....	46
2.7.2.2 Molas Pneumáticas	48
2.8 OBJETIVOS.....	52
3 CASA DA QUALIDADE	54

3.1	OS ELEMENTOS DA CASA DA QUALIDADE	56
3.1.1	Requisitos do cliente (matriz horizontal)	56
3.1.2	Características do Produto (Matriz Vertical)	58
3.2	PREENCHIMENTO DOS ELEMENTOS DA CASA DA QUALIDADE	60
3.3	ANÁLISE DOS RESULTADOS DA CASA DA QUALIDADE	61
4	CÁLCULO TEÓRICO	63
5	CONSTRUÇÃO DA BANCADA DE TESTE.....	71
5.1.1	Conjunto Estrutura.....	71
5.1.1.1	Conjunto Estrutura Inferior.....	71
5.1.1.2	Conjunto Estrutura superior.....	73
5.1.2	Conjunto Pneumático	75
5.1.3	Conjunto Excêntrico.....	76
5.1.4	Conjunto de Controles	81
5.1.4.1	Subconjunto Elétrico.....	82
5.1.4.2	Subconjunto Pneumático.....	83
6	TESTES	85
6.1	AVALIAÇÃO DA BANCADA EM TESTES ESTÁTICOS	85
6.1.1	Caracterização do conjunto Mola Pneumática	85
6.2	AVALIAÇÃO DA BANCADA EM TESTES DINÂMICOS	92
6.2.1	Pressão de 3 bars e massa externa nula	95
6.2.2	Pressão de 3 bars e massa externa de 20,4 kg (Peso de 200N):	96
6.2.3	Pressão de 3 bars e massa de 40,8 kg (Peso de 400N):	98
6.2.4	Pressão de 4 bars e massa externa nula:	99
6.2.5	Pressão de 4 bars e massa de 20,4 kg (Peso de 200N):	101
6.2.6	Pressão de 4 bar e massa de 40,8 kg (Peso de 400N):	102
6.3	TESTE EM UM PRODUTO REAL	104
6.3.1	Levantamento das características	104
6.3.2	Teste experimental em um produto	105
6.3.3	Pressão de 3 bars e massa de 85,5 kg:	106
6.3.4	Pressão de 4 bar e massa de 85,5 kg:	108
6.4	COMPARAÇÃO OS RESULTADOS TEÓRICO E EXPERIMENTAL	110
7	ANÁLISE DE CUSTO.....	112
8	CONCLUSÃO	114

1 INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO

Neste capítulo introdutório apresenta-se a motivação para a realização deste trabalho, o objetivo, a metodologia empregada e o conteúdo do trabalho.

1.2 MOTIVAÇÃO

Este estudo se originou da observação das dificuldades encontradas na empresa MVC Componentes Plásticos no desenvolvimento de novos produtos para os quais não havia referências para validação a não ser o teste de campo.

Na indústria automotiva existem diversos tipos de tecnologias que podem ser utilizadas para o projeto e a produção de peças plásticas – como, por exemplo, carenagens – as quais normalmente precisam ser adaptadas em casos de nacionalização de componentes a fim de se manter a competitividade do produto. Nessas situações, o que usualmente se verifica é que se o produto fosse produzido em outro país exatamente da mesma forma que no país de origem, seria necessário um grande investimento, o que, pela diferença no volume de produção, inviabilizaria a própria nacionalização. Em virtude disso, para que seja possível viabilizar um projeto, é essencial que sejam alterados processos e materiais, assim como sejam criados novos suportes.

Todas essas alterações nos projetos precisam ser validadas, porém nem sempre existem normas ou regras para componentes que não são primários – ao contrário do que ocorre com o chassi, o sistema de propulsão e o sistema de amortecimento. A solução mais utilizada para avaliação do produto final nesses casos é o teste de campo, no qual se submete o referido produto a condições de rodagem extremas, em trajetos conhecidos, por uma extensão determinada em cada caso, normalmente em estradas rurais de terra e pedras. Entretanto, estes testes consomem altos recursos financeiros com a contratação de motorista, combustível e

manutenção, além de depender de variáveis climáticas e humanas que podem atrasar o lançamento do produto. Além disso, nas primeiras horas do teste em campo, comumente se evidenciam problemas significativos em componentes do produto, que geralmente impedem a continuidade dos testes e que poderiam ter sido previamente diagnosticados em testes laboratoriais.

1.3 METODOLOGIA

Foi feita uma análise da quantidade de veículos rodoviários em atividade, bem como das estradas do mercado brasileiro, sua extensão e os principais tipos de defeito que apresentam, para contextualizar nacionalmente o trabalho. Em seguida fez-se um levantamento das bancadas de testes disponíveis no mercado, das normas de durabilidade e tipos de suspensões mais utilizadas no ramo rodoviário, trabalhos similares em análise de vibrações em veículos rodoviários. Os dados principais foram separados e serviram de entrada para definição do projeto da bancada por meio do método da Casa da Qualidade. Definido o conceito da bancada foi desenvolvido o modelo matemático de comportamento da bancada, utilizando o princípio de Hamilton e a equação de Lagrange. Após a definição da equação de movimento da bancada, foi feito o projeto da bancada de teste, dividido em seus principais conjuntos: Estrutura; Pneumático; Excêntrico e Controle. O projeto foi então executado, construindo-se a bancada de modo a permitir o levantamento de dados de comportamento. Seguidamente foi testado um produto real para comparar o modelo matemático com o real de modo a validar o modelo. Por fim, foi levantado o custo da bancada de teste para analisar a possibilidade de aquisição por pequenas e médias empresas.

1.4 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

O trabalho encontra-se dividido em oito capítulos.

O *Capítulo 1* defini e justifica o problema a ser tratado neste trabalho, as motivações, os objetivos que se pretendem atingir, e a metodologia e organização que foi utilizada.

O *Capítulo 2* disponibiliza a revisão bibliográfica, envolvendo os diferentes trabalhos, normas e estudos desenvolvidos ao longo dos anos sobre o tema deste trabalho.

O *Capítulo 3* apresenta a definição dos conceitos básicos de projeto da bancada de teste, através do método da Casa da Qualidade.

O *Capítulo 4* apresenta a fundamentação teórica requerida para a modelagem matemática da bancada de teste.

O *Capítulo 5* tem por finalidade o projeto e execução da bancada de teste.

O *Capítulo 6* tem por finalidade E levantamento de dados de seu comportamento variando massa, pressão e velocidade do motor. E o teste em um produto real para validar o modelo matemático.

O *Capítulo 7* apresenta a análise de custo.

O *Capítulo 8* apresenta as conclusões gerais obtidas, assim como sugestões para o desenvolvimento e futuros trabalhos na área.

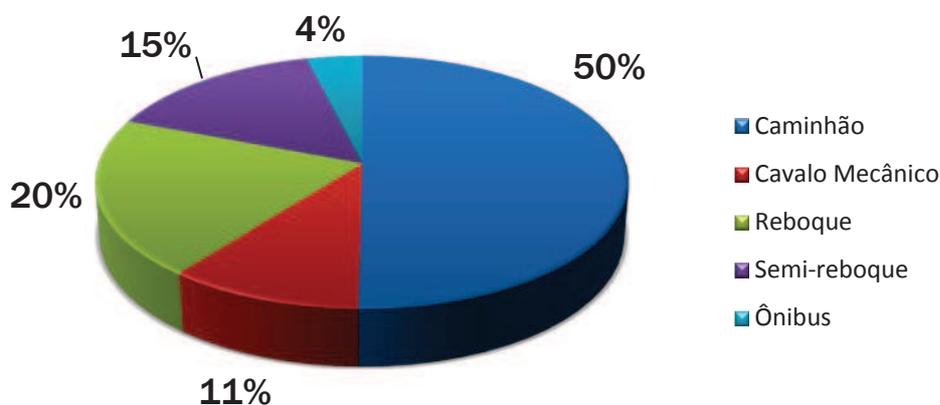
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo se apresenta uma revisão da literatura com o objetivo de conhecer os diferentes estudos relacionados ao tema da pesquisa, inclusive com a finalidade de auxiliar na justificativa do tema e na definição do problema, na determinação dos objetivos e na construção de hipóteses de solução, se for o caso.

2.1 O MERCADO BRASILEIRO DE CAMINHÕES

O cenário econômico brasileiro está passando por um momento de estabilidade que favoreceu o país na largada para se tornar uma das grandes potências no mundo. A expansão da renda e do consumo, o alto investimento em estrutura e a estabilidade econômica são alguns dos fatores que colaboraram para este avanço nos últimos anos (IPEA, 2010). Perante este contexto, o setor do transporte de carga irá progredir de forma considerável por estar diretamente relacionado a toda a cadeia produtiva do país. O transporte de carga é dividido nos seguintes segmentos: aquaviário, aéreo, dutoviário, ferroviário e rodoviário, sendo este o predominante no País. O transporte rodoviário tem a participação de 61,1% no setor, segundo a Confederação Nacional do Transporte (CNT, 2013). Nesta porcentagem encontram-se os caminhões pesados e semi-pesados, os ônibus interestaduais e urbanos, os veículos-reboques e os de fretamento, com uma frota de aproximadamente 4,7 milhões de veículos distribuídos conforme demonstrado na Figura 1:

Figura 01 – Frota de veículos Rodoviário.



Fonte: CNT, (2013).

2.2 ESTRADAS NÃO PAVIMENTADAS

Segundo Da Cunha, Thomaz e Vestena (2013, p 107-118), as estradas não pavimentadas representam um importante meio de ligação entre as áreas rurais e urbanas, servindo para escoar produtos e safras e proporcionar aos moradores do campo acesso aos serviços de educação, saúde e lazer disponíveis nas cidades. Geralmente as estradas não pavimentadas resultam da evolução de trilhas e caminhos precários que, com o tempo e o aumento do volume de tráfego, passam a necessitar de melhorias nas condições de rolamento. O traçado segue as curvas naturais do terreno, com desvios para evitar declividades pronunciadas e obstáculos locais. À medida que o tráfego aumenta, essas estradas passam a receber melhorias, ficando com a seção transversal e o traçado mais bem definido.

Oda *et al.* (2007) destacam que no Brasil grande extensão da rede viária é composta por estradas não pavimentadas. Existem aproximadamente 1,5 milhões de quilômetros de estradas, dos quais 87% são estradas não pavimentadas (CNT, 2013), distribuídos conforme a Tabela 01.

Tabela 01 – Distribuição da malha rodoviária no Brasil.

Malha Rodoviária - extensão em Km			
	Pavimentada	Não Pavimentada	Total
Federal	64.721	12.809	77.530
Estadual Coincidente	17.457	5.196	22.653
Estadual	110.842	111.334	222.176
Municipal	26.827	1.234.918	1.261.745
Total	219.847	1.364.257	1.584.104

Fonte: CNT, (2013).

As estradas não pavimentadas, também chamadas de estradas de terra ou estradas de chão, geralmente têm em sua camada superficial solo local, com ou sem mistura de agregado granular. A erosão provocada pela água no leito e nas margens das estradas é um dos principais fatores para sua degradação, sendo responsável por mais da metade das perdas do solo.

Os principais fatores ligados à falta de manutenção são de origens diversas entre eles destacam-se problemas políticos e econômicos, falta de mão de obra especializada e pouca abordagem da sociedade pelo assunto.

2.2.1 Tipos de defeitos

Os defeitos mais frequentes nas estradas são abordados a seguir tendo com base os trabalhos de Eaton *et al.* (1987), Santos *et al.* (1988), Oda (1995), e Fontenele (2001).

Seção transversal inadequada: É o defeito caracterizado pela dificuldade de escoamento da água para as suas laterais. É provocado pelo nivelamento da superfície sem acréscimo de material, tornando a estrada encaixada no terreno. Eaton *et al.* (1987) classifica os tipos de seção transversal inadequada mais frequentes como seção em calha, seção abaulada e encaixada e seção mista.

Ondulações: Consiste em sulcos em intervalos irregulares e até mesmo regulares em sentido perpendicular à direção do rolamento. Esse defeito se deve à falta de capacidade de suporte do subleito, e deficiência na drenagem do mesmo.

Ondulações regulares ocorrem geralmente em estradas planas, em solos arenosos, em quanto que os irregulares ocorrem geralmente em solos argilosos que ao secarem se contraem formando o defeito.

Esse defeito e seus efeitos será mais explicitado adiante.

Poeira: É a desagregação de partículas finas após a passagem de veículos nas estradas de terra, no período de seca, formando nuvens de pó, causando riscos à segurança e vida útil dos veículos.

Buraco: São Decorrentes de má drenagem nas plataformas, sem provável abaulamento transversal e se apresentam como pequenas depressões em formas de bacias produzidas pela expulsão das partículas sólidas superficiais das estradas pelo tráfego onde ocorre empoçamento de água.

Afundamento nas trilhas de rodas: Devido à baixa capacidade de suporte do subleito e falta de drenagem no local, juntamente com o movimento repetitivo dos pneus em épocas chuvosas, ocorre depressões na superfície da estrada formando trilhas.

Segregação de Agregados: Consiste no acúmulo de materiais particulados soltos no centro da estrada a suas laterais ocorrendo a formação de bermas, tal defeito surge devido o lançamento do material granular pelas rodas dos veículos.

Areões: Se formam pela falta de ligantes argílicos na mistura, dando característica de solo arenoso, combinando-se com diferentes tráfegos e a lixiviação, formando bermas soltas nas laterais e centro da estrada na trilha das rodas de diversos veículos.

Atoleiro: É caracterizado pelo acúmulo de água em bacias superficiais das estradas onde não existe atrito entre o solo e os pneus do veículo, devido a problemas na drenagem do local.

Pista escorregadia: Ocorre devido a uma fina camada de solo mole/úmido sob a superfície das estradas dando falta de atrito e aderência aos pneus.

Erosões: Por falta de sistema de drenagem adequado, a erosão se torna um dos mais sérios problemas, sendo caracterizadas por calhas de água em solos de baixa resistência e sem proteção vegetal nas encostas das estradas.

Facão: Lançamento na superfície central e lateral de materiais granulares, sem a ocorrência de afundamento na estrada, causado por tráfego baixo e falta de manutenção.

Trinca de retração: São trincas superficiais causadas pela seca repentina na superfície de solos argilosos que se contraem formando blocos.

2.3 DESCRIÇÃO DO PROBLEMA

2.3.1 Referências para durabilidade de componentes

A durabilidade de alguns componentes como, vidros de segurança de para-brisas (temperado e laminado), pneus e rodas automotivas já são regulamentados pelo Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (INMETRO). Em 2013 entrou em vigor a Portaria Inmetro nº 301 de 21/07/2011, que regulamenta requisitos mínimos para componentes automotivos, que tem potencial risco de acidentes.

O grande potencial de risco de acidentes, por conta de não atendimento aos requisitos mínimos de segurança, foi o principal motivo para que o Inmetro decidisse por iniciar um programa para avaliar a qualidade das autopeças. Na decisão pesou também um pedido do Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores (Sindipeças), representante legítimo dos fabricantes de autopeças no País, que demonstrava preocupação com a qualidade de alguns artigos encontrados no mercado. A obrigatoriedade deverá inibir o comércio ilegal de peças e acessórios falsificados.

A portaria contempla sete componentes automotivos: amortecedores da suspensão, bombas elétricas de combustível para motores do ciclo otto, buzinas ou equipamentos similares utilizados em veículos rodoviários automotores, pistões de liga leve de alumínio, pinos e anéis de trava (retenção), anéis de pistão, bronzinas, e lâmpadas para veículos automotivos, destinados ao mercado de reposição. (Portaria Inmetro nº 301 de 21/07/2011)

A regulamentação do amortecedor pode ser utilizada como referência para os outros componentes ainda não regulamentados, como os acessórios. Os itens 4.2 e 6.1 do anexo específico I: amortecedores da suspensão da portaria nº301 exibem parâmetros para os testes.

4.2 Ensaio de Durabilidade

Ensaio que avalia a vida útil dos amortecedores, através de uma simulação (em máquinas especiais para tal fim) das condições reais de trabalho.

6.1 Definição dos Ensaios Iniciais, Amostragem e Critérios de Aceitação

Os ensaios iniciais devem ser realizados de acordo com a norma técnica ABNT NBR 13308/2010. A tabela 1 relaciona os ensaios para cada família e/ou modelo de amortecedor, a distribuição de amostras para os ensaios e os critérios de aceitação. (Portaria Inmetro nº 301 de 21/07/2011)

Estudando a norma técnica ABNT NBR 13308/2010 – Veículos rodoviários automotores – Amortecedor da suspensão – Verificação de desempenho e durabilidade – Método de ensaio, dentro dos tipos de ensaio para cada amortecedor, foi escolhido o caso do amortecedor tipo estrutural e cartucho como referência por ter as cargas mais altas de trabalho. Os seguintes dados foram utilizados como referência para os estudos:

- sinal tipo: senoidal
- alta frequência de 11,5Hz \pm 3%
- curso para alta frequência: \pm 15mm (\pm 8%)
- duração do ensaio: 3 500 000 ciclos, calculado na alta frequência.

2.4 Observação de durabilidade de componentes em testes de campo

O critério de testes de durabilidade regulamentado pelo INMETRO (Portaria Inmetro nº 301 de 21/07/2011) é para componentes que podem colocar em risco a vida dos usuários. Para os outros componentes não existem normas ou critérios definidos para verificação do desempenho e durabilidade. A falta de regulamentos faz com que esses componentes possam ser negligenciados tornando-os mais suscetíveis a falhas e quebras. Tendo uma durabilidade menor do que a estrutura do veículo.

Para contornar esse problema as empresas de veículos rodoviários costumam fazer testes de campo em estradas rurais para validar os componentes e o produto em si.

Os testes são feitos testando a condição mais crítica que o veículo rodoviário pode enfrentar no seu dia a dia. Para isso os testes são feitos em estradas rurais devido às imperfeições do pavimento, visto anteriormente no Capítulo 2.2.1.

2.4.1 Pista de teste

Alternativamente, algumas empresas, como, por exemplo, a Ford, a Fiat, a Randon e a Volvo, investem na construção de sua própria pista de testes, ou campo de provas, para realizar seus testes de campo, como testes da durabilidade de seus veículos e/ou partes (FIGURAS 02 e 03). Um campo de prova tem, geralmente, um circuito misto de estrada pavimentada e não pavimentada, com trechos que tentam replicar os defeitos mais comumente encontrados nas estradas rurais, de modo a proporcionar resultados mais próximos possível à realidade.

Como exemplo, a pista de teste para caminhões e implementos da Randon oferece:

As pistas permitem testar a durabilidade dos veículos leves, pesados, implementos e seus componentes, como os materiais de fricção, os sistemas de freios, de acoplamento e de suspensões mecânicas e pneumáticas, aplicados em caminhões, reboques, e semirreboques, além de veículos especiais, simulando as condições reais de estradas e de cargas. São pistas de alta e baixa velocidade, *off-road*, medição de ruído, medição do coeficiente de atrito, pista circular, rampas, além das especiais: *cobblestones* (pedras de rio), *Belgian blocks* (paralelepípedos), *body twist*, *chuck holes* e *pot holes* (buracos), *washboard* (costeletas) e *slalom test*. (Randon 2012)

Figura 02 – Campo de Provas da RANDON em Caxias do Sul, Brasil.



Fonte: Randon, (2012).

Figura 03 – Vista aérea da pista de testes da Volvo em Hällerred, Suécia.



Fonte: Volvo, (2012).

Independentemente de serem realizados em estradas rurais ou em pista de testes, tais testes costumam ser de alto custo, exigindo a alocação de veículos e motoristas, bem como constantes paradas para manutenção. Isto eleva o custo do produto e prolonga o tempo de desenvolvimento. Os *loopings* de projeto, devidos à necessidade de adaptações do projeto para as tecnologias existentes e variáveis no cenário brasileiro, contribuem para o aumento de custo e tempo de desenvolvimento, o que poderia ser minimizado se os testes pudessem ser realizados em condições de laboratório.

2.4.2 Teste de produtos em campo e laboratório

A MVC¹ não possui pista de testes própria, realizando seus testes de campo em estradas rurais. Para simular a vida útil de 10 anos do produto “caixa de rancho” o teste foi realizado em um percurso misto de estrada de asfalto e estrada rural pedregosa, por uma extensão de 2.500 km. Utilizou-se um caminhão Scania 4x6 de

¹ MVC Componentes Plásticos: Empresa automotiva que desenvolve componentes e soluções integradas de termofixo ou termoplástico, para o mercado automotivo, principalmente de caminhões, implementos rodoviários, agrícola e veículos de nicho. Mais informações www.mvcplasticos.com.br

420 hp bitrem graneleiro, sem carga, ilustrado na Figura 04. A caixa de rancho foi fixada na primeira composição e acelerômetros foram instalados para medir as acelerações verticais e horizontais (FIGURA 05). Depois do teste, o produto foi aprovado e lançado no mercado (FIGURA 06).

Figura 04 – Caminhão Scania com bitrem graneleiro



Fonte: Randon, (2013)

Figura 05 – Localização da caixa de rancho no teste



Fonte: O autor, (2009)

Figura 06 – Produto lançado na linha R da RANDON



Fonte: Randon, (2013).

No teste obtiveram-se os seguintes dados médios: 1- Frequência 10Hz; 2- Aceleração vertical 7m/s^2 e 3- Aceleração horizontal 4m/s^2 . Por motivos de segredo industrial o descritivo detalhado da aquisição dos dados não pode ser revelado nesta dissertação, porém verificou-se que a maior incidência de danos ao veículo rodoviário e seus componentes era encontrada no tipo de irregularidade chamada de ondulação (Capítulo 2.2.1), comumente conhecida como “costela de vaca” (Figura 07).

Figura 07 – Exemplo de “costela de vaca”



Fonte: Challenging your Dreams, (2013).

Estradas de terra com pedras soltas causam efeitos semelhantes aos da costela de vaca, provocando intensas vibrações em toda a estrutura do veículo rodoviário (FIGURA 08).

Figura 08 – Teste em estrada de terra com pedras soltas



Fonte: O autor (2012)

Os efeitos causados na caixa de rancho indicaram que o dano era decorrente de uma aceleração de maior intensidade no sentido vertical e outra menor no horizontal, conforme constatado com a instrumentação de acelerômetros no implemento e na peça analisada. Na Figura 09, mostra-se uma simplificação do fenômeno.

Figura 09 – Ilustração efeito “costela de vaca”



Fonte: O autor, (2013).

A distância entre os obstáculos “x”, a altura média “y”, aliado à velocidade do veículo, provocam vibrações em formato harmônico com a intensidade de

aceleração “g” [m/s²]. Quanto maior a amplitude maior será o estresse nos componentes. São as acelerações nas direções “x” e “y” que danificam os componentes, e, portanto, essas as que devem ser reproduzidas em laboratório.

Balbinot (2001), em seus estudos de níveis de vibrações sobre motoristas de ônibus, realizou testes de campo em pistas de asfalto, de asfalto irregular e de paralelepípedos, fixando o acelerômetro no assoalho dos veículos para medir a vibração na direção vertical (FIGURA 10). Concluiu que a faixa de frequência da carroceria do ônibus em seus fica entre 4 a 10 Hz e que em pistas de asfalto irregulares e de paralelepípedos a apresentam acelerações verticais que ultrapassam os níveis definidos pela ISO 2631-1 (1997). Essas mesmas acelerações verticais além de prejudicar o motorista, prejudica também os componentes dos veículos rodoviários.

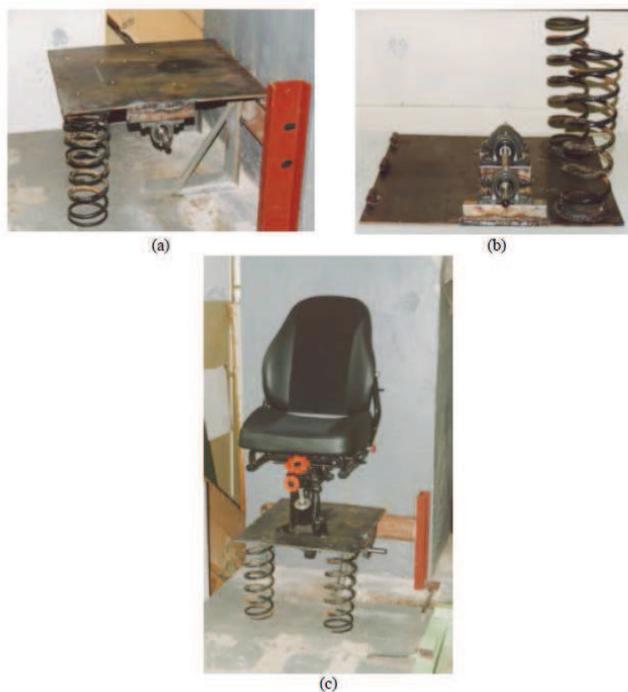
Figura 10 – Acelerômetro fixado no assoalho para medir a aceleração vertical



Fonte: Balbinot, (2001)

Para verificar o comportamento dinâmico dos bancos utilizados, esse autor desenvolveu uma mesa vibratória (FIGURA 11), capaz de gerar vibrações senoidais com a faixa de frequência controlada, utilizando um sistema de polia-motor fixado ao eixo com disco excêntrico utilizado para gerar movimento vertical senoidal. Polias de diferentes diâmetros (400, 350, 300 e 250 mm), foram fixadas no eixo do motor, para fornecer as faixas de frequência desejadas de 9 a 15 Hz (BALBINOT, 2001). Depois comparou as acelerações do teste de campo com a bancada (FIGURA 12).

Figura 11 – Detalhes da mesa vibratória construída por Balbinot: a) base da mesa vibratória e sua fixação; b) mancais e eixo que suporta a polia; c) banco fixo na base da mesa vibratória.



Fonte: Balbinot, (2001).

Figura 12 – Acelerômetro fixado no assoalho para medir a aceleração vertical na mesa vibratória



Fonte: Balbinot, (2001)

Walber e Tamagna (2010) fizeram, em seu trabalho, a modelagem matemática da carroceria de um ônibus, simulando as acelerações encontradas em estradas com asfalto em bom estado e com asfalto irregular para medir a vibração na estrutura e nos assentos, possibilitando com isso melhorias de projeto para aumentar conforto e durabilidade do veículo.

Hoy *et al.* (2000) desenvolveram ensaios sobre vibrações em motoristas de caminhões com 14 motoristas do sexo masculino (média de idade de 44,7 anos) obtendo os resultados de aceleração vertical apresentados na Tabela 02.

Tabela 02 – Acelerações em caminhões

Parâmetro	Eixo Vertical (ISO 2631)
Aceleração média	0,32 a 0,73 m/s ²
Aceleração de pico	1,24 a 24,46 m/s ²

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

Wilder *et al.* (1982) apresentam uma avaliação dos níveis de vibração no assento dos motoristas de diferentes veículos (TABELA 03), destacando a aceleração vertical em caminhões de 1,29 a 6,34 m/s², em faixas de frequência de 4,50 a 7,50 Hz.

Tabela 03 - Vibração no assento dos motoristas de diferentes veículos

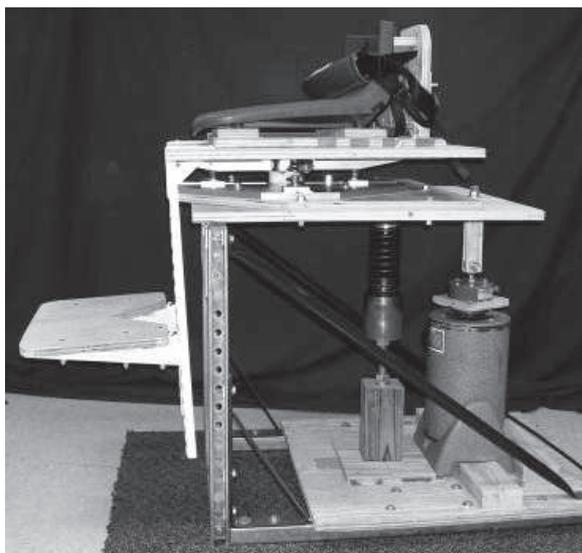
Veículo	Condições da vibração vertical: velocidade do veículo (m/s) e localização	Localização Do acelerômetro **	Número de veículos no estudo	Maior frequência (Hz)	Aceleração na maior frequência (m/s ²)
trem	26,8	Se	1	6,00	0,88
ônibus	8,9 - estradas locais	Se	7	6,00	3,79
ônibus	8,9 - estradas locais	Bb	8	4,25	1,71
jeep	4,5 - estrada de chão	Se	9	4,50	6,04
motocicleta	15,6 - estradas locais	Se	10	4,00	0,68
trator	6,7 - estrada de chão	Se	13	3,75	4,43
caminhão (concreto)	descarregado - estradas locais	Se	16	7,50	3,68
caminhão (concreto)	descarregado - estrada de chão	Se	17	4,50	1,29
caminhão (concreto)	carregado - estradas locais	Se	18	6,50	3,62
caminhão (concreto)	carregado - estrada de chão	Se	19	5,25	6,34
balsa	convés	Se	24	6,00	4,28
balsa	convés	Bb	25	4,25	6,64
balsa	convés	St	26	4,25	2,05
balsa	convés	Bb	27	6,00	2,23
balsa	casa das máquinas	Se	28	4,75	1,04
balsa	casa das máquinas	St	29	5,25	1,36
lança	3,1	Se	30	5,25	0,71
lança	8,9	Se	31	3,50	1,82
lança	13,4	Se	32	5,50	1,26

**Se: acelerômetro colocado entre o assento e a nádega, St: acelerômetro colocado entre os pés e o piso, Bb: acelerômetro colocado no suporte mantido pelos dentes (*bit-bar*).

Fonte: Wilder *et al.*, (1982)

Estes autores utilizaram uma mesa vibratória, mostrada na Figura 13, para recriar em laboratório condições similares às da indústria. A mesa foi desenvolvida para gerar vibração senoidal de até 30 Hz, em qualquer uma das três direções da ISO 2631-1 (eixos z, x e y), para estudar a aceleração nas pessoas.

Figura 13 – Mesa Vibratória de Wilder



Fonte: Wilder *et al.*, (1982)

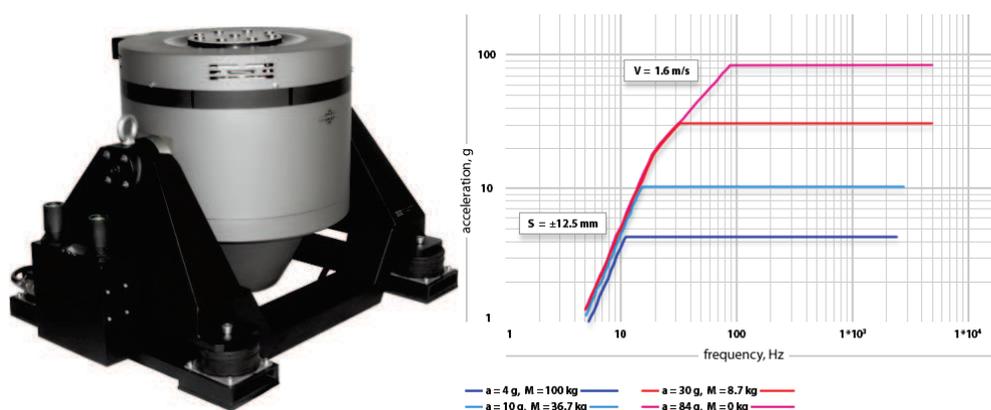
Corrêa (2011), estudou a modelagem matemática de uma estrada com perfil senoidal e randômica válida para o intervalo de 0,5 a 50 Hz, variando a qualidade da estrada de muito boa, boa, média, pobre e muito pobre; as duas últimas seriam as estradas secundárias não pavimentadas.

2.5 BANCADAS EXISTENTES NO MERCADO:

2.5.1 Uniaxial, um grau de liberdade (*Shaker*).

O dispositivo referência no mercado para testes de vibração e durabilidade uniaxial é o modelo VS402 da empresa Vibrotron (FIGURA 14), de origem Russa. Com o seu funcionamento a partir de um sistema eletrodinâmico, ele pode testar peças com até 340 kg, frequência de teste de 5 a 4500 Hz a acelerações de 80 g. Possui ótima qualidade de resposta, sendo utilizado dentre outros no mercado aeroespacial, automotivo e aeronáutico.

Figura 14 – Vibrotron VS402



Fonte: Vibrotron, (2012)

2.5.2 Biaxial, dois graus de liberdade.

Para testes com dois graus de liberdade, ou seja, movimentos na direção “x” e “y”, existe o modelo VB-1 (FIGURA 15) da empresa DTE – *Dynamic Testing & Equipment*, dos Estados Unidos da América. Seu funcionamento a partir de um sistema hidráulico com um pistão na vertical e outro na horizontal, pode testar peças com até 360 kg, frequência de teste de 0,1 a 100 Hz e acelerações de 10 g. Possui boa qualidade de resposta com ampla gama de aplicação graças ao seus dois sentidos de vibração, sendo utilizado em laboratórios para testes em estruturas que precisam ter resistência sísmica.

Figura 12 - Modelo VB-1



Fonte: DTE, (2012).

2.5.2.1 Multigráus de liberdade, seis graus de liberdade.

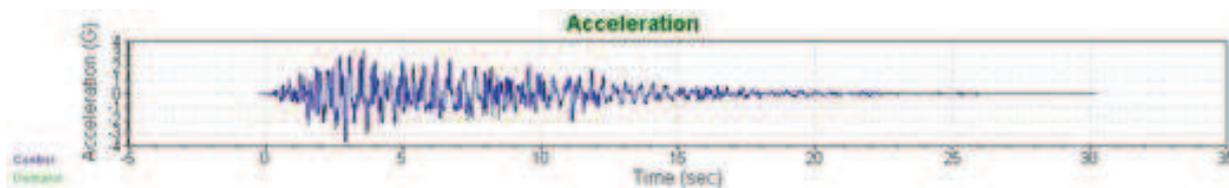
Para testes com multigráus de liberdade (movimentos em três eixos e três rotações), é utilizado o modelo DTE 3-DOF (FIGURA 16), também da empresa DTE – *Dynamic Testing & Equipment*, dos Estados Unidos da América. Seu funcionamento a partir de um complexo sistema hidráulico com um pistão na vertical e outro na horizontal, pode testar peças com até 380 kg, frequência de teste de 0,1 a 100 Hz e acelerações de 10 g. Possui boa qualidade de resposta (FIGURA 17) com ampla gama de aplicação. É utilizado em laboratórios para testes de embalagens para reproduzir os esforços no transporte de cargas.

Figura 16 – Modelo DTE 3-DOF



Fonte: DTE, (2012).

Figura 17 – Resposta do modelo DTE 3-DOF



Fonte: DTE, (2012)

Também existem como referência no mercado os modelos da Brüel & Kjær (FIGURA 18), com sistema de um, dois e três graus de liberdade. A série V900 é utilizada para peças com mais de 50 kg para teste de peças de satélites, uso militar, análise dinâmica de estruturas e uso geral para multi-direções de grande confiabilidade.

Figura 18 – Série V900 Brüel & Kjær



Fonte: Brüel & Kjær, (2013).

2.6 REFERENCIAL TEÓRICO

Vibrações mecânicas

Uma vibração pode ser descrita por um histórico da posição, da velocidade ou da aceleração de um corpo. O mais comum é quantificá-la por meio da aceleração. Para Cavalcante e Jesus (2011), e Rao (2011), um corpo é dito em vibração quando descreve um movimento oscilatório em torno de um ponto de referência. O número de vezes que um ciclo completo do movimento se repete durante o período de um segundo é chamado de frequência, medida em ciclos por segundo ou Hertz (Hz).

É importante destacar como se dá a quantificação da condição de vibração em equipamentos rotativos. Movimentos oscilatórios de vibração podem ser expressos em função das grandezas deslocamento, velocidade e aceleração, sendo que cada uma tem diferentes utilidades na análise dinâmica de equipamentos (CAVALCANTE; JESUS, 2011).

2.7 EXCITADORES

Os modelos mais comuns no mercado utilizam uma de duas tecnologias para causar a vibração: um sistema eletrodinâmico ou um sistema hidráulico. Existem ainda sistemas mecânicos, mas são mais utilizados em projetos específicos.

2.7.1 Excitador eletrodinâmico

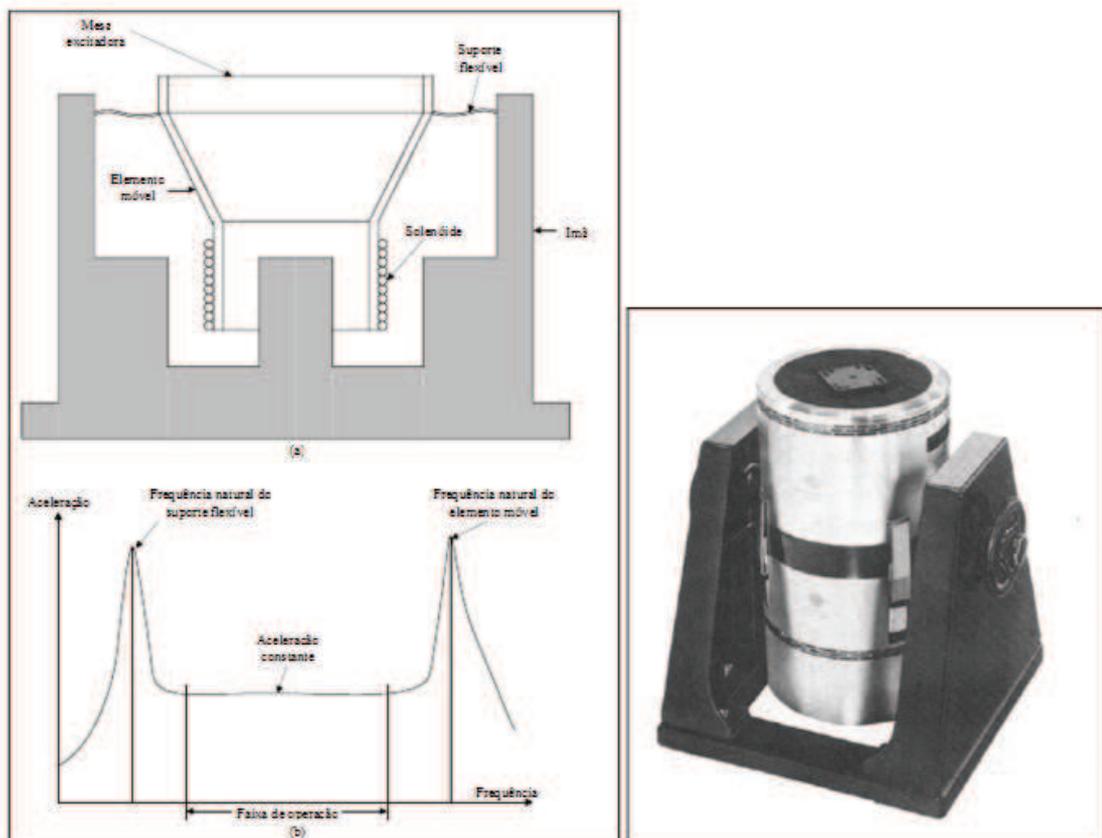
O excitador eletrodinâmico funciona quando a corrente elétrica passa em um enrolamento de comprimento L , imerso em um campo magnético, e é gerada uma força F , proporcional à corrente I e à intensidade do fluxo magnético D , acelerando a base do excitador.

O campo magnético é produzido por um ímã permanente em excitadores pequenos e por um eletroímã em grandes excitadores. A magnitude da aceleração da mesa depende da corrente máxima e das massas da mesa e do elemento móvel

do excitador. Se a corrente que passa no enrolamento varia harmonicamente (corrente alternada), a força produzida também varia harmonicamente. Por outro lado, se for utilizada uma corrente contínua, será gerada uma força constante.

Como o enrolamento e o elemento móvel devem executar um movimento linear, devem ser suspensos por um suporte flexível (com rigidez pequena), como mostra a Figura 19a. Então o excitador eletromagnético possui duas frequências naturais: uma correspondente à frequência natural do suporte flexível e a outra correspondente à frequência natural do elemento móvel. Estas duas frequências de ressonância são mostradas na Figura 19. A faixa de frequência de operação do excitador deve ficar entre estas duas frequências de ressonância.

Figura 19 – Excitador eletrodinâmico



Fonte: Rao, (2011).

2.7.1.1 Excitador hidráulico

Segundo Fracaro (2011), um excitador hidráulico é um conjunto de elementos físicos convenientemente associados, que, utilizando um fluido como meio de transferência de energia, permite a transmissão e controle de forças e movimentos.

Bavaresco (2007 apud MIOTTO, 2009) apresenta as vantagens, desvantagens e custo de cada tipo de excitadores (pneumático, óleo-hidráulico, hidro - hidráulico, elétricos rotativos e elétricos lineares).

As principais vantagens dos sistemas hidráulicos são:

- Alta relação força/tamanho;
- Paradas e partidas rápidas;
- Facilidade de instalação quando comparado aos acionados eletricamente;
- Finalidade de produzir perfis desejados de forças de carregamento na estrutura em teste.

Linsingen (2003) aponta algumas características relevantes dos sistemas hidráulicos:

- Baixa relação peso/ potência;
- Bom comportamento em relação ao tempo, ou seja, resposta rápida à partida e inversão de movimento sob carga, devido aos baixos momentos de inércia;
- Adaptação automática de força ou torque;
- Sistemas adequados tanto para o controle de processos em que o movimento é rápido quanto para os de movimento de precisão, extremamente lento (FIGURA 20);
- Segurança eficaz contra sobrecargas;
- Componentes lubrificados pelo próprio fluido de trabalho;
- Possibilidade de combinação com outros sistemas;

Como pontos fracos o autor aponta o alto custo de seus componentes se comparado aos pneumáticos, e a complexidade do sistema quando se deseja ter mais de um atuador, para ter mais graus de liberdade.

Figura 20 – Dispositivo para teste de vibração para embalagens.

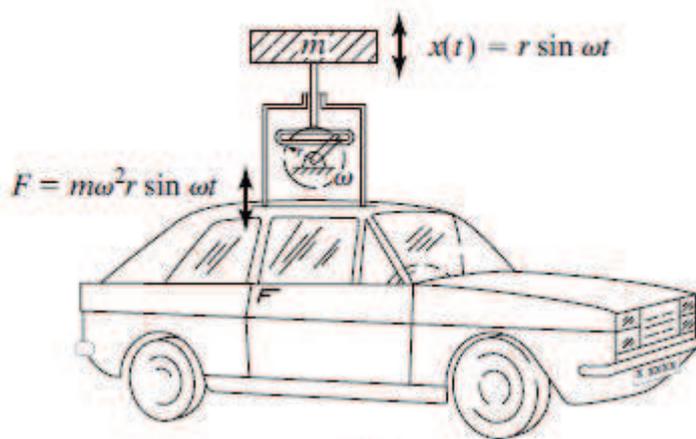


Fonte: LAB Equipament, (2013).

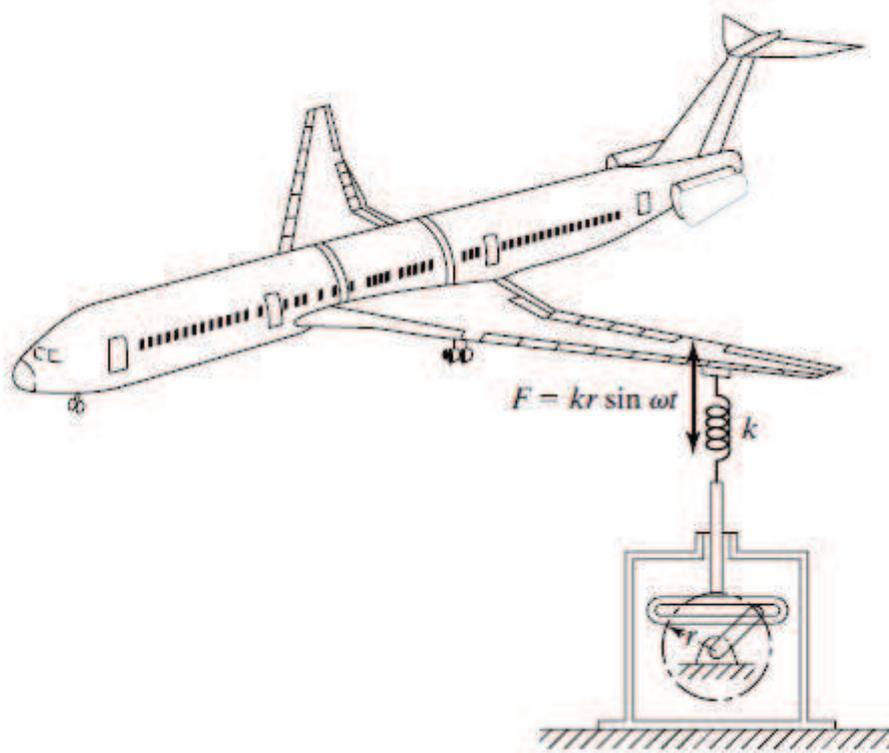
2.7.1.2 Excitadores Mecânicos: Sistema Biela Manivela e Sistema Excêntrico

O sistema biela manivela é um excitadores mecânicos, constituídos por um sistema que pode ser utilizado para aplicar na estrutura uma força de inércia harmônica (FIGURA 21a) ou uma força elástica harmônica (FIGURA 21b). São normalmente usados para produzir vibração de baixa frequência (até 50 Hz).

Figura 21 –Excitadores mecânicos (a) força da inercia e (b) força elástica



(a)



(b)

Fonte: Rao, (2011).

Em que:

r = Distância do eixo de rotação até o centro de massa da massa excêntrica;

ω = velocidade angular

m = massa desbalanceada

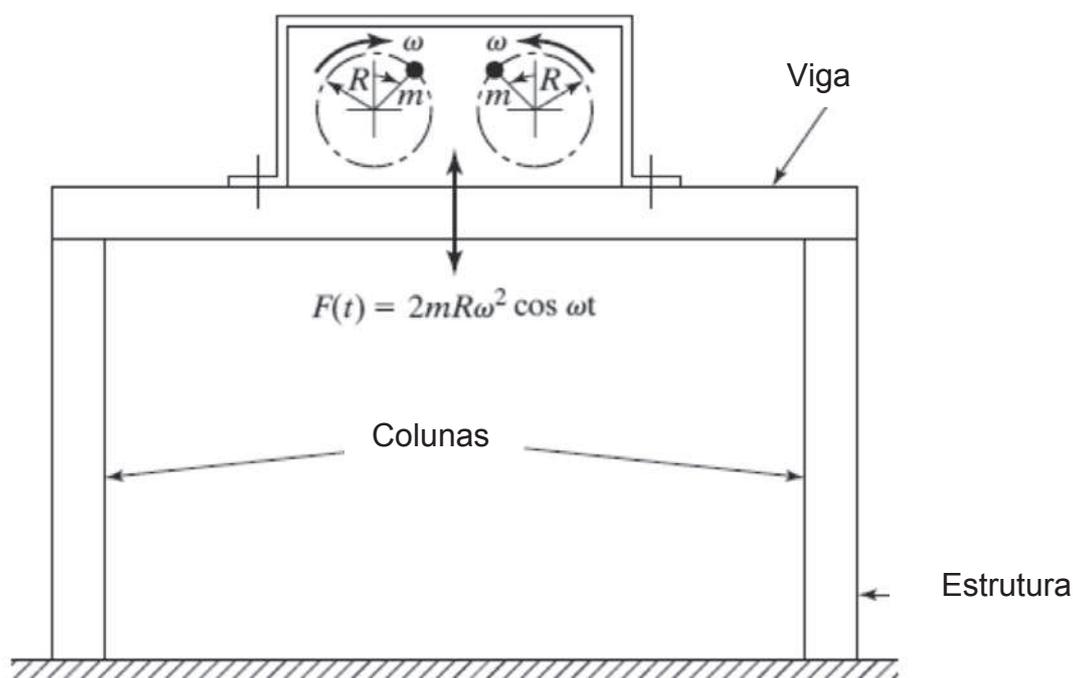
k = constante elástica da mola.

t = tempo

Outro tipo de excitador mecânico, denominado excêntrico, é mostrado na Figura 22. O sistema, normalmente, possui dois eixos com massas excêntricas que produzem vibração originada pela força centrípeta, movidos por motores elétricos, sincronizados e girando em sentidos inversos a fim de se eliminar o movimento na horizontal (OLIVEIRA, 2004).

As componentes horizontais das duas massas se cancelam. A força $F(t)$ será aplicada à estrutura em que o excitador for fixado.

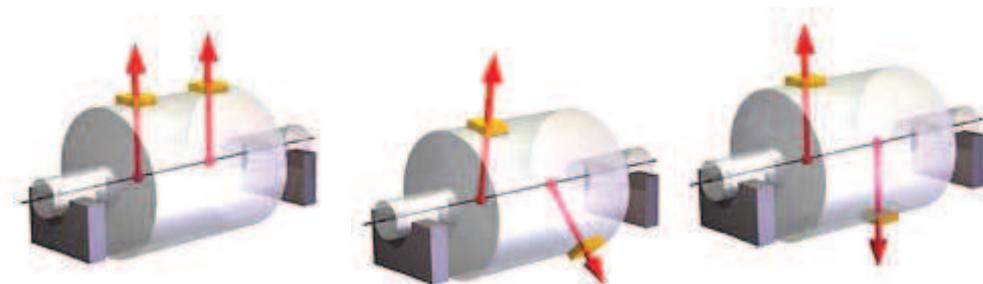
Figura 22 – Excitadores de vibrações com massas excêntricas



Fonte: Rao, (2011).

Em seu trabalho, Souza (2005) discute a possibilidade de testar movimentos de torção, alterando o alinhamento das massas, como apresentado na Figura 23.

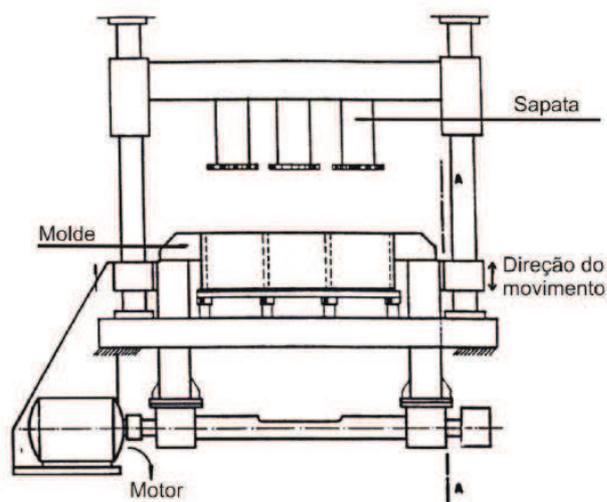
Figura 23 - Exemplos de posições de desbalanceamento das massas



Fonte: Sousa, (2005).

O sistema excêntrico, por ser robusto e de fácil instalação, é muito utilizado na indústria de construção civil em vibro-prensas, que são mesas vibratórias para fazer vibrar o concreto em grandes moldes, deixando-o mais homogêneo, o que melhora seu desempenho (FIGURA 24).

Figura 24 – Sistema de vibração por excêntricos para produção de concreto.



Autor: Oliveira, (2004).

Abaixo, na Figura 25, um exemplo comercial de uma mesa vibratória para concreto, usando o sistema de excêntricos isolado por molas helicoidais de compressão.

Figura 25 – Mesa para vibração de concreto da Maqblocos.



Fonte: Maqblocos (2013).

Comparação entre os excitadores:

- O excitador eletrodinâmico tem maior grau de precisão, porém sua principal limitação é que a carga aplicada para o teste precisa de um grande fluxo eletromagnético para conseguir ter uma amplitude satisfatória para peças grandes como carenagem. Isso torna o custo elevado encarecendo o produto.
- O excitador hidráulico tem uma boa qualidade de resposta e possibilidade de seis graus de liberdade, porém cuidados com sistema de válvulas e programação complexa aliada a uma manutenção rígida e cuidados com a temperatura do óleo em testes longos, deixam a aquisição do produto muito onerosa para pequenas e médias empresas.
- O excitador mecânico biela manivela tem um custo e operação mais simples se comparado com o hidráulico e eletrodinâmico, porém limitado a baixa frequência e pequenas cargas.
- O excitador mecânico excêntrico é de baixo investimento e capaz de utilização de uma ampla faixa de cargas. Ponto negativo é o ruído causado por esse tipo de equipamento. Para ter uma excitação horizontal podemos cancelar uma das massas do excêntricos. Assim pode-se ter vibração no sentido vertical e no horizontal.

2.7.2 Veículos - Estudo das suspensões

Segundo Freitas (2005) o sistema que faz a interface entre a rodovia e o chassi é o sistema de suspensões. O sistema de suspensão de um veículo desempenha papel fundamental no isolamento das vibrações provenientes da pista e de outras fontes de excitações e tem como alguns objetivos: melhoria do conforto dos passageiros, manutenção da integridade das cargas e do asfalto das vias, aumento da segurança, proporcionando melhores condições de aderência pneu-piso, etc. De acordo com as opções do mercado, podem ser divididas em dois sistemas, os que utilizam feixe de mola e os que utilizam mola pneumática. A seguir uma breve descrição de cada um deles.

2.7.2.1 Mola Semi Elíptica (feixe de molas)

O feixe de molas é composto de várias lâminas sobrepostas utilizadas em suspensões em geral. É o sistema de suspensão mais antigo e surgiu com a intenção de melhorar o conforto de transportes tais como carroças e veículos de transporte de passageiros.

Nas suspensões com feixe de molas as funções geométricas e estruturais são feitas pelos feixes, que posicionam o eixo da roda e definem como os mesmos se movimentarão em relação ao veículo, determinando seu desempenho em movimento, com as mais variadas condições de carregamentos.

Geralmente os feixes de lâminas são usados em veículos de transportes variados, tanto de carga quanto de passageiros, como caminhões e ônibus.

Conforme apontado por Freitas (2006), as vantagens do feixe são a simplicidade de construção, robustez e baixo custo; uma das suas principais desvantagens é o atrito interno gerado pelo escorregamento entre as lâminas, que diminui sua vida útil.

Abaixo, algumas observações para uso e manutenção de feixe de molas:

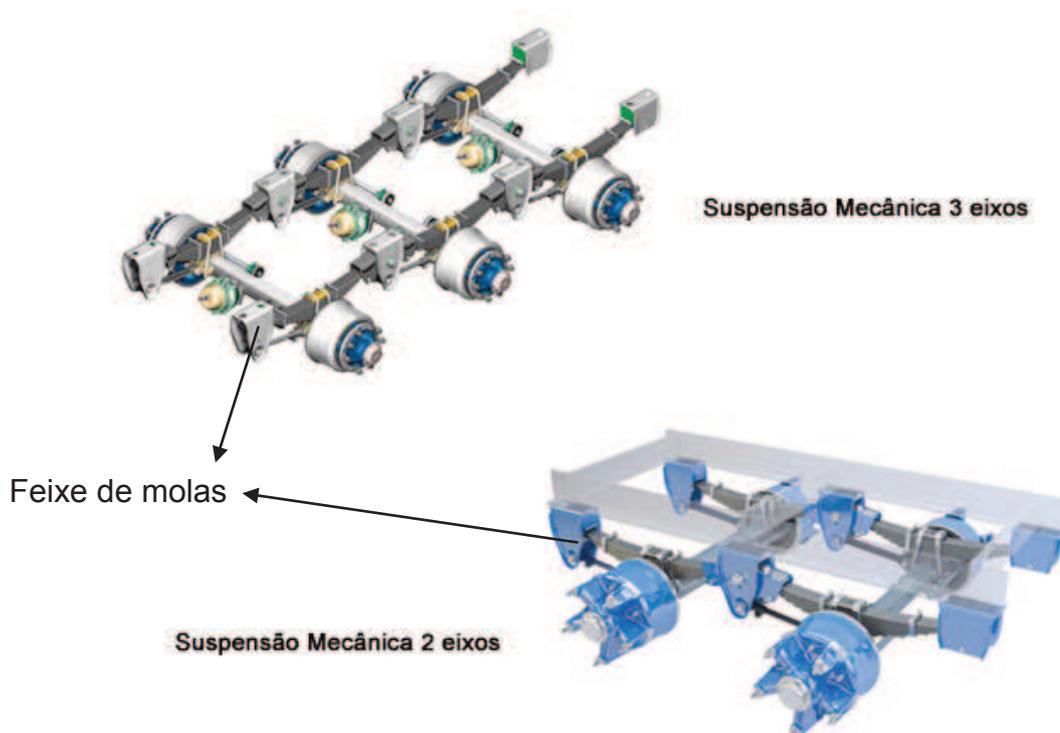
- Não sobrecarregar: a capacidade de carga total deve ser considerada. O carregamento inadequado, como cargas mal distribuídas na caçamba do veículo, prejudicam o desempenho dos feixes de mola.

- Inspeção periódica do torque de fixação dos grampos: o feixe é submetido a uma tensão adicional na parte central, podendo ocasionar a ruptura prematura de lâminas.

- Cuidar da lubrificação das lâminas, pois se não estiverem lubrificadas podem se atritar, resultando em efeito de rigidez em determinado local da lâmina, possibilitando a quebra da mesma.

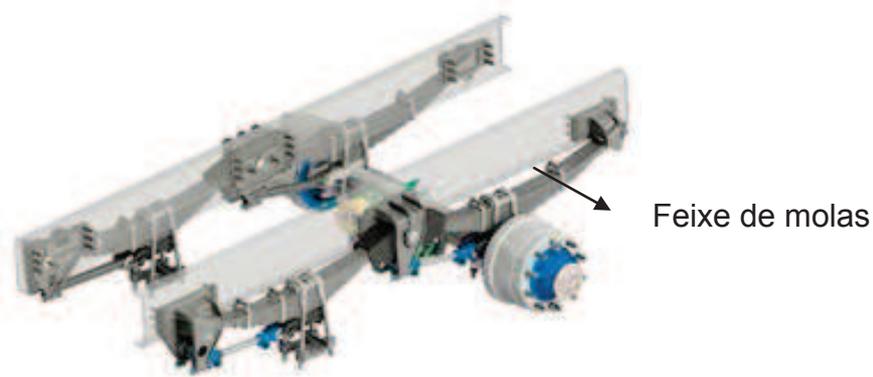
As Figuras 26, 27 e 28 ilustram exemplos de utilização de feixe de molas em alguns veículos pesados.

Figura 26 - Exemplo de utilização em Semi-reboques



Fonte: Suspensys, (2012).

Figura 27 - Exemplo de utilização em Caminhões



Fonte: Suspensys, (2012).

Figura 28 - Exemplo de utilização em Ônibus



Fonte: Suspensys, (2012).

2.7.2.2 Molas Pneumáticas

A mola pneumática é, basicamente, uma coluna de gás confinada em um reservatório, que utiliza a pressão do gás como meio de força. Oferece melhores características dinâmicas sob variadas condições de cargas em relação ao feixe de molas. Na Figura 29, temos o exemplo de produtos da Goodyear.

Figura 29 – Molas pneumáticas Goodyear



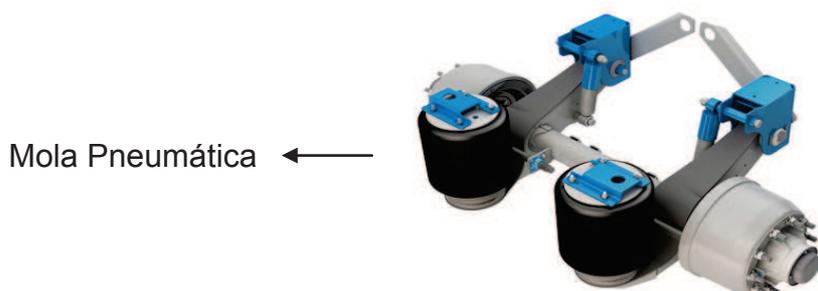
Fonte: Goodyear, (2012).

São utilizadas em veículos onde há grande diferença de carga entre as condições de veículo vazio e carregado e com necessidade de manter a altura constante e conforto para o usuário e “carga”.

Em 1957 a *Goodyear Engineered Products* foi a pioneira no lançamento no mercado das molas pneumáticas do tipo cilíndrico, utilizadas em ônibus, caminhões, carretas e aplicações veiculares. Inicialmente utilizada pela *General Motors Company*, nos EUA, este tipo de mola pneumática passou a ser mundialmente reconhecido como o modelo que melhor se adapta às suspensões veiculares, devido às suas características de trabalho, como grande adaptabilidade de projetos. Ocupa menos espaço no conjunto da suspensão se comparado ao feixe de mola, o que facilita na elaboração do projeto. A constante de mola varia de acordo com a pressão interna, determinada de acordo com a massa da carga proporcionando uma mola capaz de ser ajustada de acordo com a carga, melhorando o conforto e a segurança (Goodyear 2012).

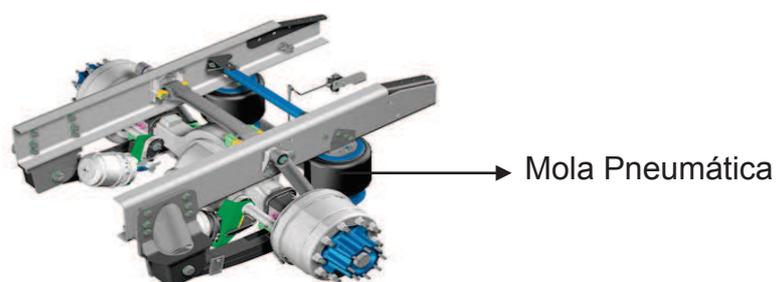
A mola pneumática pode ser usada com a função de isolar, como nas suspensões de caminhões, e também como atuador, como no caso de uma prensa pneumática. As Figuras 30, 31 e 32 ilustram exemplos de utilização de molas pneumáticas em alguns veículos pesados.

Figura 30 – Exemplo de utilização de mola pneumática em semi-reboques



Fonte: Suspensys, (2012).

Figura 31 – Exemplo de utilização de mola pneumática em caminhões



Fonte: Suspensys, (2012).

Figura 32 – Exemplo de utilização de mola pneumática em ônibus



Fonte: Suspensys, (2012).

Todas as máquinas com movimento vibram em uma determinada frequência forçada. Essas vibrações são transmitidas para a estrutura da máquina e componentes nela fixados. A vibração causa fadiga e aumenta o ruído do equipamento. Neste caso, como mostrado na Figura 33, as molas pneumáticas

também podem ser utilizadas em uso industrial para isolar a vibração de equipamentos industriais (GOODYEAR 2012).

Figura 33 – Exemplos de utilização de molas pneumáticas em equipamentos industriais.



Fonte: Goodyear, (2012)

Na tabela 04, têm-se os dados da mola pneumática Goodyear 2B9-250. Mais dados da mola pneumática se encontram no Anexo 01.

Tabela 04 - Características dinâmicas - 2B9-250

Altura do projeto (mm)	Peso (N)	Pressão (bar)	Constante Elástica (N/m)	Frequência Natural (Hz)
254	3338	1,8	5.089	1,92
	6675	3,5	9.196	1,83
	10235	5,2	12.411	1,72
	13795	6,8	16.607	1,72
229	3338	1,5	4.554	1,82
	6675	3,0	7.232	1,63
	10235	4,6	11.964	1,68
	13795	6,0	15.803	1,67
203	3338	1,2	3.304	1,55
	6675	2,6	8.036	1,72
	10235	4,0	12.411	0,65
	13795	5,4	15.268	0,63
	17355	6,8	18.303	1,60

Fonte: Goodyear, (2012)

2.8 OBJETIVOS

O objetivo deste estudo diz respeito ao projeto, construção e validação de uma bancada de testes de vibração utilizando molas pneumáticas e um sistema de desbalanceamento excêntrico.

Neste trabalho, vamos tratar de recriar em um ambiente controlado os danos causados por vibração nos componentes dos veículos rodoviários. Para melhorar o projeto dos mesmos aumentando a sua vida útil, diminuindo o custo com manutenções e *recalls*.

A bancada proposta por este projeto tem como objetivo recriar as condições de um teste de campo em um ambiente controlado, e que tenha um preço de venda da bancada acessível para pequenas e médias empresas. Para isso foram estudadas as opções disponíveis no mercado, analisando-se seus pontos fortes e fracos para a faixa de mercado para testes de componentes automotivos como capôs, caixa de rancho, painéis de revestimentos.

Para isto deve ter as seguintes características:

- Poder reproduzir as acelerações verticais de 1 a 10 m/s², sendo conveniente que propicie também, em menor intensidade, uma aceleração na horizontal.
- Determinar a faixa de utilização da bancada que deve estar de 4 a 15 Hz.
- A carga testada deve estar compreendida entre 5 a 150kg.
- Ter um preço de venda acessível para pequenas e médias empresas.

A Portaria Interministerial do Ministério de Estado da Ciência, Tecnologia e Inovação e do Ministério de Estado do Desenvolvimento, Indústria e Comércio Exterior, nº 772 de 12/08/2013, que regulamenta o Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores - INOVAR-AUTO, prevê incentivos fiscais às montadoras e cadeia produtiva que investirem 0,3% de seu faturamento anual na pesquisa básica e aplicada e serviços, incluindo a aquisição de equipamentos de laboratório e testes para o desenvolvimento e aprimoramento de produtos, processos ou sistemas inovadores. Considerando-se que, segundo o Banco Nacional do Desenvolvimento (BNDES, 2013), pequenas empresas são caracterizadas por terem faturamento entre R\$ 2,4 milhões e R\$ 16 milhões, e médias empresas entre 16 milhões e R\$ 90

milhões, o valor máximo que pequenas e médias empresas teriam que aplicar em pesquisas desenvolvimento e aprimoramento de produtos automotivos a fim de obter os incentivos fiscais , segundo a recomendação da Portaria Interministerial seria de R\$ 48 mil e 270 mil, respectivamente. Em virtude disso e, considerando que a Portaria prevê a possibilidade de investimento em diversas áreas de uma empresa cumulativamente (Portaria Interministerial, nº 772 de 12/08/2013), o valor da bancada de vibrações deve estar compreendido no valor de R\$ 48 mil.

3 CASA DA QUALIDADE

O QFD (*Quality Function Deployment* ou Desdobramento da Função Qualidade), definido por Cheng e Melo Filho (2007), Lucas Filho (2010), Cruz et al. (2011) e Bataglin (2012), é uma ferramenta de comunicação para os projetistas e engenheiros posicionados entre o mercado e a produção necessária para o desenvolvimento de novos produtos.

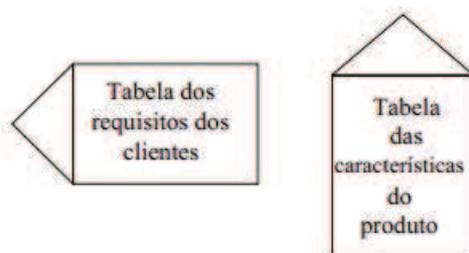
O QFD é um método que permite transformar as necessidades, expectativas e desejos dos clientes em características dos produtos que refletem esses requisitos

Nesta dissertação será usado o desdobramento da qualidade, também denominado de casa da qualidade. Como sugerido por Cheng e Melo Filho (2007), a voz do cliente deve ser transformada em características de qualidade. Essa característica deve ser técnica ou substitutiva para o produto final (AKAO, 1996; CHENG e MELO FILHO 2007).

A casa da qualidade pode ser definida como a matriz que tem a finalidade de executar o projeto da qualidade, sistematizando as qualidades verdadeiras exigidas pelos clientes por meio de expressões linguísticas, convertendo-as em características substitutas e mostrando a correlação entre essas características substitutas (características de qualidade) e aquelas qualidades verdadeiras (AKAO, 1996). Pela definição dada acima, percebe-se que a casa da qualidade funciona como um sistema. A entrada desse sistema é a voz do cliente, na forma de expressões linguísticas. A saída do sistema consiste nas especificações do produto, ou seja, no conjunto de características técnicas do produto com suas respectivas qualidades projetadas (valores de especificações). Dessa forma, pode-se entender que a tabela dos requisitos dos clientes (horizontal) é a entrada da casa da qualidade e a tabela das características do produto (vertical) é a saída do sistema (PEIXOTO e CARPINETTI, 1998).

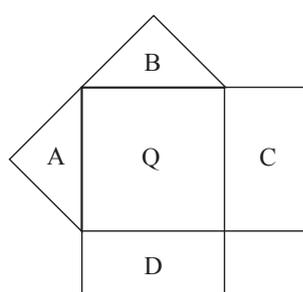
A casa da qualidade é obtida pelo cruzamento da tabela dos requisitos do cliente com a tabela das características do produto (AKAO, 1996), como ilustrado na Figura 34. O resultado obtido deste cruzamento é, portanto, conforme a Figura 35. O triângulo “A” e a aba “C” compõem a tabela dos requisitos dos clientes. O triângulo “B” e a aba “D” compõem a tabela das características do produto. O quadrado “Q”, interseção das duas tabelas, é denominado “matriz de relações”.

Figura 34 – Estrutura básica da casa da qualidade



Autor: Cheng et al., (1995).

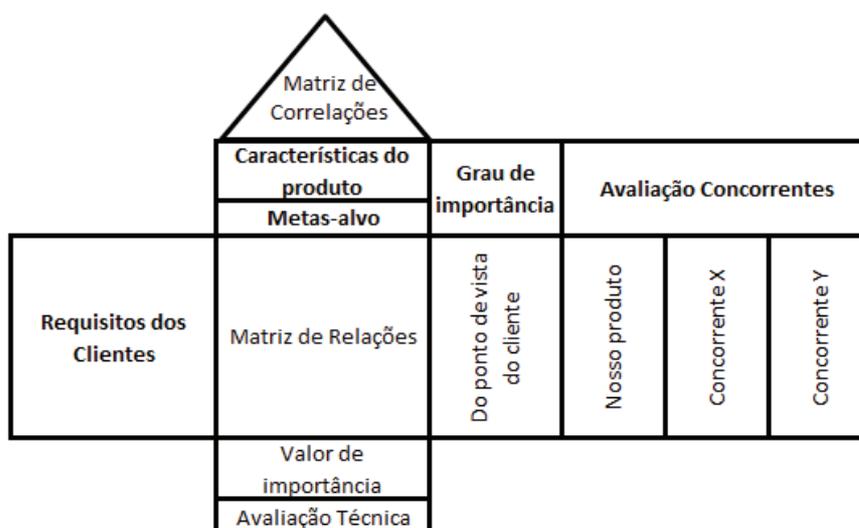
Figura 35 – Cruzamento dos requisitos dos clientes com as características do produto



Fonte: PEIXOTO e CARPINETTI, (1998).

Nessa dissertação serão utilizados os elementos da Casa da Qualidade mais utilizada na prática nas organizações (ESTORILIO, 2007). A Figura 36 mostra quais são esses elementos.

Figura 36 – Elementos da Casa da Qualidade



Fonte: Estorilio, (2007).

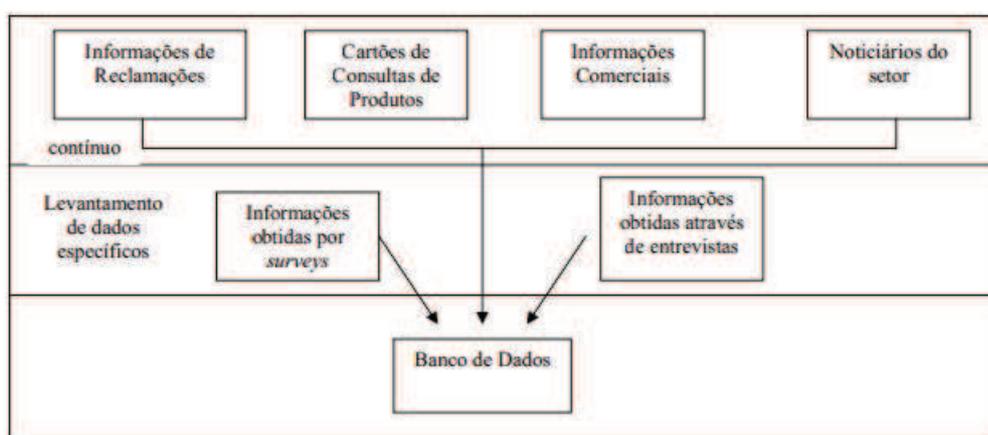
3.1 OS ELEMENTOS DA CASA DA QUALIDADE

3.1.1 Requisitos do cliente (matriz horizontal)

Os elementos ou áreas dos requisitos do cliente estão descritos abaixo.

Requisitos dos clientes. Os requisitos dos clientes são as expressões linguísticas dos clientes convertidas, qualitativamente, em necessidades reais (CHENG *et al.*, 1995; AKAO, 1996, e OHFUJI *et al.*, 1997). Devem ser obtidos, segundo AKAO (1996) e OHFUJI *et al.* (1997), em pesquisas de mercado e em publicações técnicas. CLAUSING (1993) acrescenta as observações diretas e as normas governamentais às fontes citadas anteriormente. Porém, LOCKAMY III & KHURANA (1995), bem como AKAO (1990), alertam que nem sempre os requisitos são obtidos diretamente dos clientes, podendo ser gerados dentro da própria empresa, através da experiência mercadológica dos seus colaboradores. Recomenda-se ordenar os requisitos por afinidades. Algumas das estratégias que podem ser adotadas para o levantamento dos requisitos dos clientes estão explicitadas na Figura 37.

Figura 37 – Forma de obter requisitos dos clientes



Fonte: Ohfuji (1997).

Grau de importância do cliente. Consiste na identificação do grau de importância que os clientes dão a cada requisito. Normalmente é obtido diretamente

com os clientes, que atribuem uma “nota” a cada requisito. Essa nota obedece uma escala numérica pré-determinada que, segundo AKAO (1996), pode ser relativa ou absoluta. A escala é relativa quando o cliente indica a importância de cada requisito em comparação aos demais (este requisito é mais importante que aquele) e mais indicada quando se tem poucos requisitos. A escala é absoluta quando o cliente analisa a influência de cada requisito em sua decisão de compra do produto, sem compará-lo com os demais.

Avaliação competitiva do cliente (Nossa Empresa, Concorrente X e Concorrente Y). A Avaliação competitiva do Cliente é uma pesquisa de mercado quantitativa que busca identificar como os clientes percebem o desempenho do produto atual da empresa, em comparação com os principais concorrentes. A utilização do produto atual da empresa se justifica pelo alto grau de conhecimento que a equipe deve ter sobre aquele produto. A equipe deve saber exatamente qual é o seu desempenho e quais são suas características que determinam esse desempenho. A partir desse conhecimento, e da avaliação do cliente para o produto atual da empresa, a equipe pode estabelecer uma referência de características versus satisfação do cliente. Esta servirá de base para a análise das “notas” dos produtos concorrentes e para a projeção da qualidade do produto em desenvolvimento.

Para Peixoto e Carpinetti (1998), essa pesquisa pode usar uma escala relativa ou absoluta. A escala relativa é mais fácil para o cliente, principalmente quando há uma clara diferença de importância ou de desempenho. Mas quando as importâncias (ou desempenhos) são percebidas como iguais há uma dificuldade de se determinar a “nota” adequada (os dois são iguais, mas são bons ou ruins?). Mais importante ainda, a avaliação relativa não torna explícitos os requisitos que são prioridades para a melhoria. Isso porque esse tipo de avaliação demonstra apenas como o cliente percebe a atual competitividade do produto, em face a seus concorrentes, mas não permite a clara identificação do nível de satisfação do cliente com o desempenho do produto. E nem sempre o cliente está satisfeito com o desempenho do produto que ele considera o melhor do mercado.

3.1.2 Características do Produto (Matriz Vertical)

Os elementos ou áreas dos requisitos do cliente estão descritos abaixo.

Características do produto. Segundo Cheng *et al.* (1995), a voz dos clientes deve ser transformada em características de qualidade. As características de qualidade são características técnicas, ou características substitutas, para o produto final (AKAO, 1996). A análise dessas duas afirmações leva à percepção de que as características do produto são os requisitos dos clientes (ou qualidades verdadeiras) transformadas em características de projeto (características substitutas). Tais características de projeto têm que ser mensuráveis por definição (PEIXOTO E CARPINETTI, 1998).

Metas-alvo. Segundo Peixoto e Carpinetti, (1998), as metas-alvo têm dois objetivos. O primeiro é determinar se as características de qualidade são mensuráveis. O segundo é indicar qual tipo de raciocínio leva à fixação do valor ideal para cada característica de qualidade. Existem características de qualidade cujos valores de desempenho podem ser raciocinados na base do “quanto maior, melhor” (potência de um carro esportivo, por exemplo). Para outras deve-se pensar em termos de “quanto menor, melhor” (por exemplo, peso de uma televisão portátil). E existe um terceiro tipo de características para as quais nem o maior nem o menor são melhores. Para estas, o melhor é atingir um valor específico, um valor nominal ou um valor alvo (como exemplo tem-se a voltagem de um aparelho elétrico). É importante ressaltar que, nesse momento, não se está ainda buscando definir o valor ideal, mas apenas descobrir como raciocinar para se determinar esse valor ideal.

Caso não seja possível definir a meta-alvo para uma determinada característica, essa característica não é quantificável. E, por definição, ainda é considerada um elemento de qualidade. Deve-se, então, retomar o desdobramento desse elemento de qualidade para transformá-lo em uma verdadeira característica do produto.

Matriz de correlações. Essa matriz é o teto da Casa da Qualidade. Ela mostra o cruzamento entre as características do produto, sempre duas a duas,

permitindo identificar como elas se relacionam. Estas relações podem ser de apoio mútuo (quando o desempenho favorável de uma característica ajuda o desempenho favorável da outra) ou de conflito (quando o desempenho favorável de uma prejudica o desempenho da outra). A maioria dos autores entende que este relacionamento varia apenas de intensidade (forte ou fraco) e de sentido (de apoio ou de conflito).

Matriz de relações. Esta matriz é a interseção da tabela dos requisitos dos clientes com a tabela das características do produto, não sendo, portanto, um dos elementos da segunda.

A matriz de relações é composta de células formadas pela interseção de cada requisito dos clientes com cada característica do produto. Sua função é permitir a identificação de como e quanto cada característica da qualidade influencia no atendimento de cada requisito dos clientes. Tais relações, que devem ser indicadas na parte superior das células, tanto podem ser positivas, quanto negativas. No entanto, autores como Cheng *et al* (1995); Peixoto e Carpinetti, (1998) e Estorilio, (2007) entre outros, só consideram as relações positivas.

Para a maioria dos autores, a intensidade das relações deve ser indicada em quatro níveis: forte, média, fraca e inexistente. Cada nível de intensidade das relações corresponde a um valor. Estes são utilizados para distribuir os pesos dos requisitos dos clientes para as características de qualidade.

Valor de importância. É o resultado da soma vertical dos valores anotados na parte inferior das células de cada característica do produto (coluna). Indica a importância de cada característica no atendimento do conjunto de requisitos dos clientes. Para se calcular o Valor de Importância relativo a cada Requisito do produto, é necessário fazer o seguinte cálculo: Valor de importância = valor de cada característica do produto * grau de importância atribuído pelo cliente. A determinação do Valor de Importância de cada um dos requisitos do produto possibilita classificá-los, permitindo priorizar os itens mais importantes (ESTORILIO, 2007).

Peso relativo. É a transformação do valor de importância das características do produto em percentual. Calcula-se dividindo o valor de importância de cada característica do produto pelo resultado da soma dos pesos absolutos de todas as

características de qualidade. É importante porque facilita a visualização do peso de cada característica do produto.

3.2 PREENCHIMENTO DOS ELEMENTOS DA CASA DA QUALIDADE.

Requisitos do cliente - Como requisitos do cliente foram elencados os itens da Tabela 05, como base na experiência do autor e informações comerciais.

Tabela 05 – Requisitos do Cliente

Requisitos do Cliente	Precisão: erro < 10%
	Vibração em 2 eixos
	Capacidade de Carga 1 a 150 kg
	Fácil de construir
	Fácil customização
	Fácil de reparar / Manutenção
	Robusto (partes móveis)

Fonte: O autor, (2013).

Grau de importância para o Cliente: Como são poucos requisitos do cliente, será utilizado a escala relativa. E também como são 07 itens eles serão organizados em valores de 7 a 1, sendo o 7 o item mais importante e 1 o item menos importante.

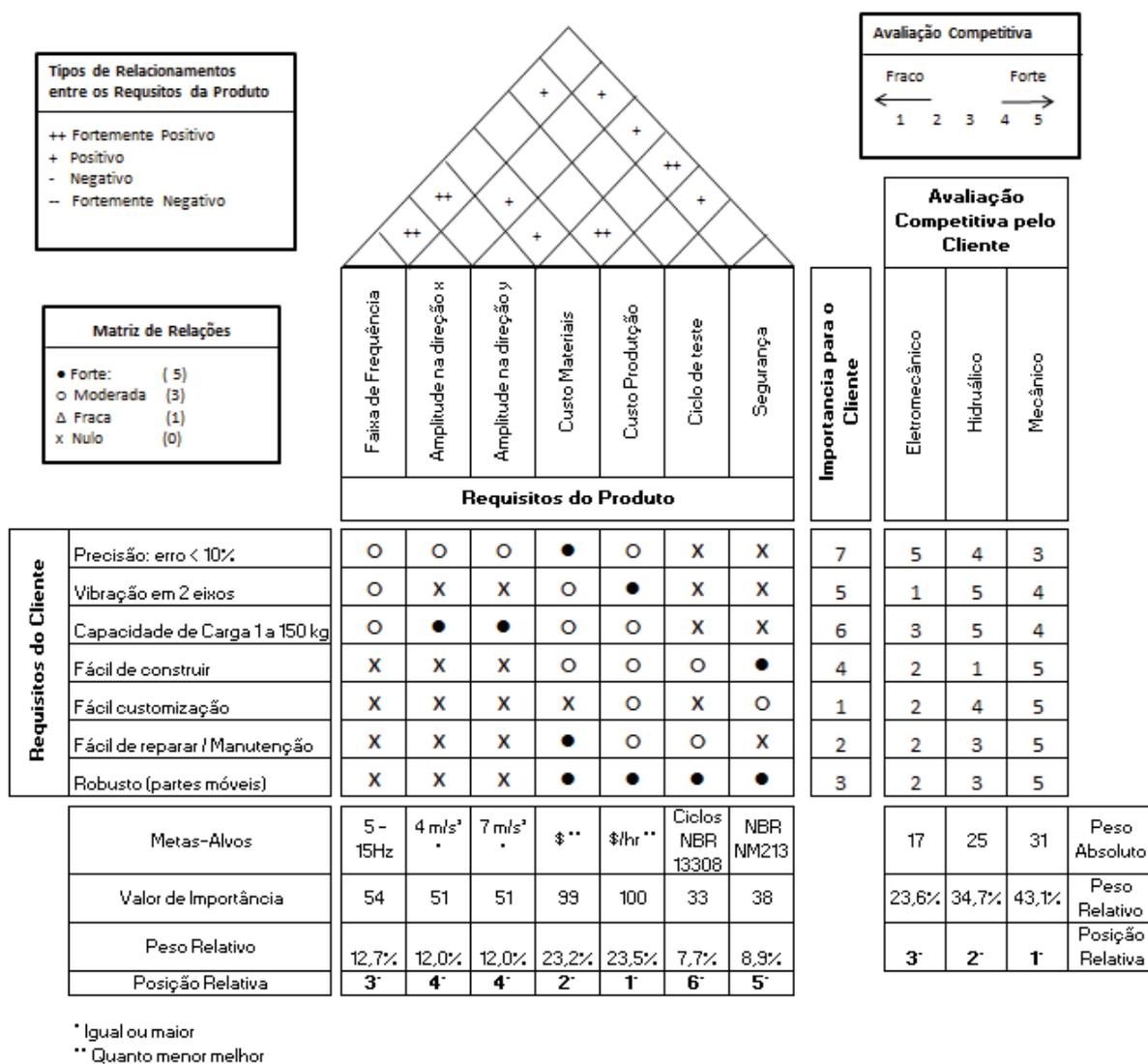
Avaliação competitiva pelo cliente: Como até o momento não foi definido qual tecnologia de vibração será utilizada para o projeto da bancada de vibração, será avaliada as três tecnologias descritas no Capítulo 2.

Requisitos do produto: Para os requisitos de produto foram utilizado os objetivos da bancada vibratória descrita no Capítulo 2.

Metas-alvos: Foram os objetivos da dissertação, transformados em requisitos de produtos e quantificados.

Abaixo na Figura 38, temos montado os elementos da Casa da Qualidade.

Figura 38 – Casa da qualidade para a Bancada de testes de vibração



Fonte: O autor, (2013).

3.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS DA CASA DA QUALIDADE

A avaliação competitiva pelo cliente indica que o sistema mais indicado para os Requisitos do Cliente estabelecidos é o sistema Mecânico. Com um peso de 43,1%.

Na Matriz de Relações temos que o custo de produção e materiais serão os requisitos base, seguido pela faixa de frequência; amplitude na direção “x” e “y” estão empatados, seguidos depois por segurança e ciclo de teste.

Portanto o conceito da bancada de testes de vibrações será um sistema mecânico do tipo excêntrico por ser o sistema com menor custo de construção e manutenção. Para ter uma capacidade de ter vibração no eixo vertical e no horizontal, as massas excêntricas não serão colocadas contrapostas, mas sim no mesmo sentido, permitindo assim a vibração nos dois eixos. E para obedecer a NBR NM234, as peças móveis terão que ser protegidas, como será explicado mais adiante.

Para ter uma maior possibilidade de ajustes será utilizado o sistema de molas pneumáticas, que permitem o deslocamento na direção “y” e de menor intensidade na direção “x”. As peças e materiais utilizados terão foco em produtos comerciais de fácil aquisição.

4 CÁLCULO TEÓRICO

A partir dos resultados da Casa da Qualidade do Capítulo 3, será desenvolvido neste capítulo a equação de movimento da bancada de testes de vibração. A equação será posteriormente validada através de uma comparação com um teste experimental.

O conceito escolhido foi o de uma estrutura apoiada sobre quatro molas pneumáticas com a vibração sendo feita por um sistema excêntrico.

PRINCÍPIO DE HAMILTON E EQUAÇÕES DE LAGRANGE

De acordo com Marinho (2008) e Antich (2011), o Princípio de Hamilton, um princípio da energia mecânica variacional, diz que a variação da integral da energia cinética menos a potencial menos do trabalho virtual feito por forças não conservativas durante qualquer intervalo de tempo t_1 a t_2 deve ser igual a zero, ou seja:

Princípio de Hamilton

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - V - W) dt = 0 \quad (1)$$

Sendo que:

$$L = T - V - W; \text{ É a energia Lagrangeana.} \quad (2)$$

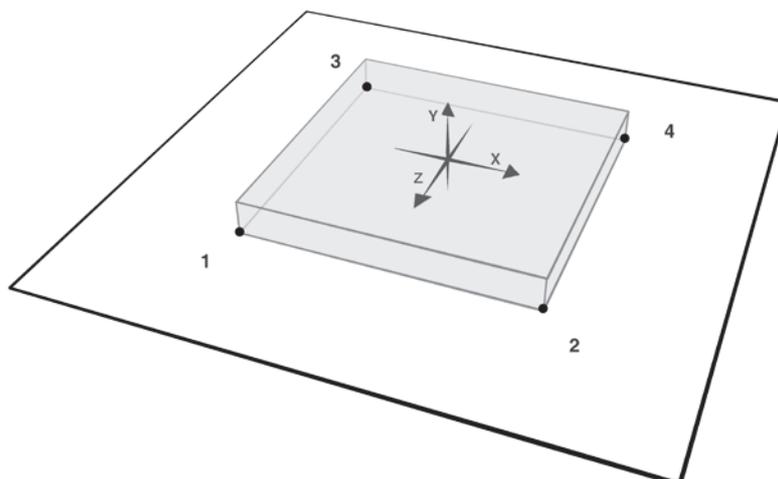
Sendo que T denomina a energia cinética do sistema, expressa em termos das coordenadas generalizadas e de suas primeiras derivadas no tempo, V é a energia potencial (gravitacional, elástica e energia potencial de forças externas conservativas). Sendo expressa somente em termos das coordenadas generalizadas, δ representa o operador deslocamento virtual e W é o trabalho virtual feito por forças não conservativas (incluindo forças de amortecimento e forças externas não determinadas em V atuando no sistema). (HIBBLER, 2005)

Para o cálculo teórico, abaixo, será demonstrado os deslocamentos do sistema para então determinar a partir do Princípio de Hamilton as equações de

movimento que regem o sistema. Os pontos 1, 2, 3 e 4 demonstrados nas Figuras 39, 40, 41, 42, 43 e 44 são os deslocamentos atuantes em cada mola. E o retângulo cinza é base onde serão colocadas as cargas de teste. Os deslocamentos vão se somando a cada nova etapa. O eixo de coordenadas será no centro de massa da estrutura. E não será considerado deslocamento na direção “z” e/ou será considerado desprezível. Mais adiante será explicado as considerações para desprezar o deslocamento no sentido “z”.

A Figura 39 demonstra a bancada em seu estado original.

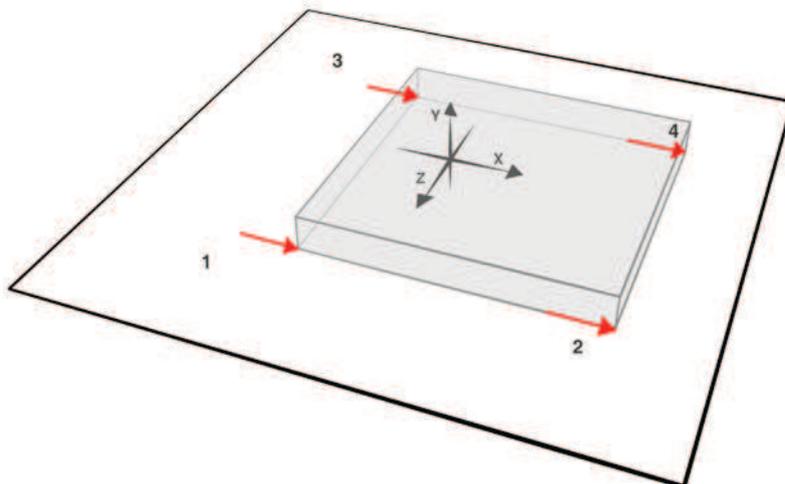
Figura 39 – Posição inicial



Fonte: O autor, (2013)

A Figura 40 indica o deslocamento da base na direção “x”, sentido horizontal (flecha vermelha).

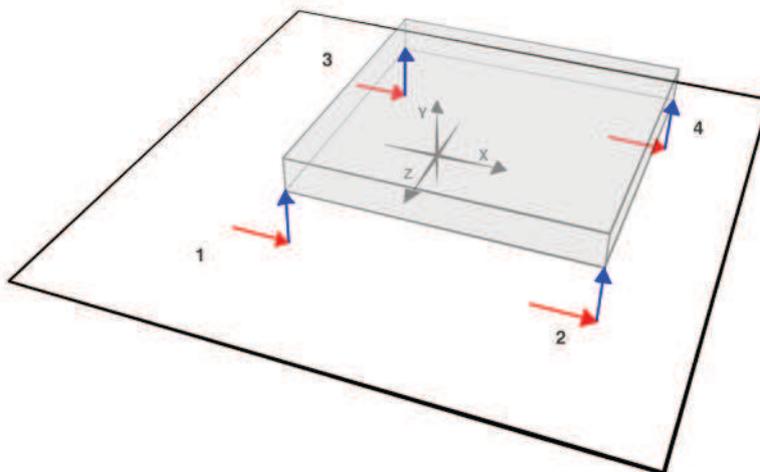
Figura 40 – Deslocamento na direção “x”



Fonte: O autor, (2013).

Na Figura 41 tem-se o deslocamento da base na direção “y”, sentido vertical (flecha azul).

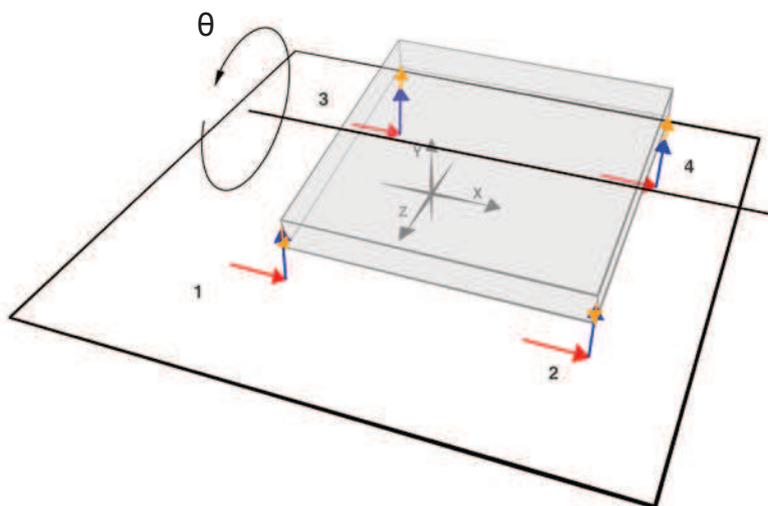
Figura 41 – Deslocamento na direção “y”



Fonte: O autor, (2013)

Na Figura 42 tem-se a rotação da base em relação ao eixo “x”(ângulo θ , flecha laranja).

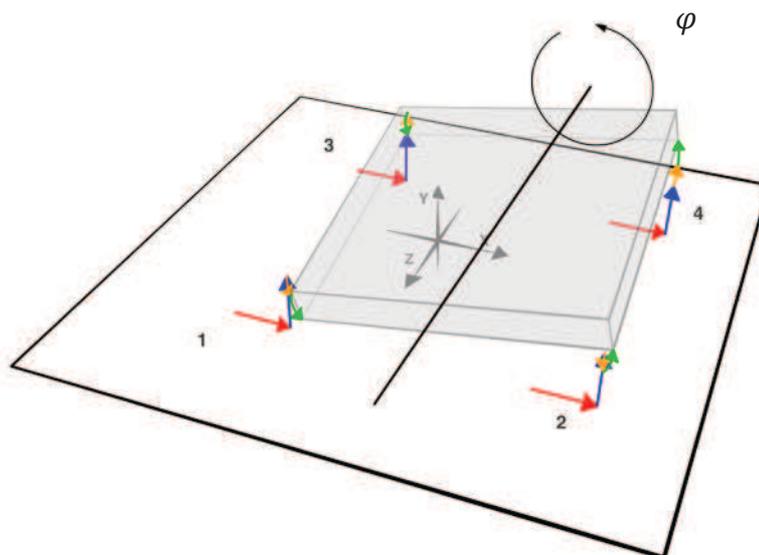
Figura 42 – Rotação no ângulo θ



Fonte: O autor, (2013)

Por último, na Figura 43, temos a rotação da base em relação ao eixo “y”(ângulo φ , flecha verde).

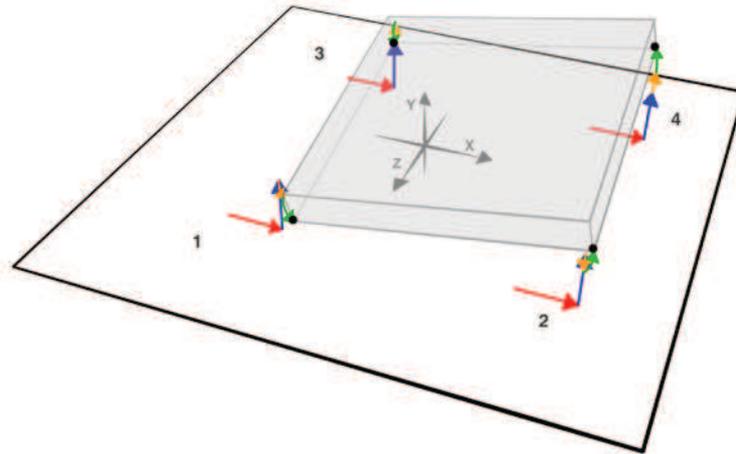
Figura 43 – Rotação no ângulo φ



Fonte: O autor, (2013).

Na Figura 44, temos o ponto final dos pontos 1, 2, 3 e 4 depois de adicionar todos os deslocamentos. Essa posição final será usada de entrada para o cálculo através do Princípio de Hamilton.

Figura 44 – Todos os deslocamentos somados



Fonte: O autor, (2013).

Será utilizado o modelo para vibrações em sistemas excêntricos; para simplificação o modelo matemático será considerado um sistema para pequenos deslocamentos. A constante torcional e os efeitos de amortecimento da mola pneumática serão considerados desprezíveis.

Deslocamentos nos pontos 1, 2, 3 e 4 nas direções “x” e “y”, considerando pequenos deslocamentos:

$$y_1 = y - \frac{L_1}{2} \theta + \frac{L_2}{2} \varphi \quad (3a)$$

$$y_2 = y - \frac{L_1}{2} \theta - \frac{L_2}{2} \varphi \quad (3b)$$

$$y_3 = y + \frac{L_1}{2} \theta - \frac{L_2}{2} \varphi \quad (3c)$$

$$y_4 = y + \frac{L_1}{2} \theta + \frac{L_2}{2} \varphi \quad (3d)$$

$$x_1 = x \quad (4a)$$

$$x_2 = x \quad (4b)$$

$$x_3 = x \quad (4c)$$

$$x_4 = x \quad (4d)$$

Princípio de Hamilton

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} (T - V - W) dt = 0 \quad (1)$$

Energia Cinética, em relação ao centro de gravidade:

$$T = \frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\phi}^2 \quad (5)$$

Energia Potencial:

$$V = \frac{1}{2} K_y [y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_4^2] + \frac{1}{2} K_x [4x^2] \quad (6)$$

Trabalho Virtual:

$$W = F_y \delta y + F_x \delta x + M_x \delta \theta + M_z \delta \phi \quad (7)$$

Adicionando as Equações 5, 6 e 7 na Equação 1:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} \left[\left(\frac{1}{2} m \dot{y}^2 + \frac{1}{2} m \dot{x}^2 + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} I_2 \dot{\phi}^2 \right) - \left(\frac{1}{2} K_y [y_1^2 + y_2^2 + y_3^2 + y_4^2] + \frac{1}{2} K_x [4x^2] \right) - (F_y \delta y + F_x \delta x + M_x \delta \theta + M_z \delta \phi) \right] dt = 0 \quad (8)$$

Aplicando a variação para as energias cinética e potencial, tem-se:

$$m \dot{y} \delta y' + \frac{1}{2} m \dot{x} \delta x' + \frac{1}{2} I_1 \dot{\theta} \delta \theta' + \frac{1}{2} I_2 \dot{\phi} \delta \phi' \quad (9)$$

Para energia potencial

$$\frac{\delta V}{\delta y} = \frac{1}{2} K_y [2y_1 \delta y + 2y_2 \delta y + 2y_3 \delta y + 2y_4 \delta y] + \frac{1}{2} K_x [8x \delta y] \quad (10)$$

$$\frac{\delta V}{\delta y} = K_y [4y \delta y] \quad (11)$$

$$\frac{\delta V}{\delta x} = \frac{1}{2} K_x [2y_1 \delta x + 2y_2 \delta x + 2y_3 \delta x + 2y_4 \delta x] + \frac{1}{2} K_x [8x \delta x] \quad (12)$$

$$\frac{\delta V}{\delta x} = K_x [4x \delta x] \quad (13)$$

$$\frac{\delta V}{\delta \theta} = \frac{1}{2} K_t [2y_1 \delta \theta + 2y_2 \delta \theta + 2y_3 \delta \theta + 2y_4 \delta \theta] + \frac{1}{2} K_x [8x \delta \theta] \quad (14)$$

$$\frac{\delta V}{\partial \theta} = 0 \quad (15)$$

$$\frac{\delta V}{\partial \varphi} = \frac{1}{2} K_t [2y_1 \delta_\varphi + 2y_2 \delta_\varphi + 2y_3 \delta_\varphi + 2y_4 \delta_\varphi] + \frac{1}{2} K_x [8x \delta_\varphi] \quad (16)$$

$$\frac{\delta V}{\partial \varphi} = 0 \quad (17)$$

Reescrevendo a equação de Hamilton:

$$\delta \int_{t_1}^{t_2} \left[\left(m\dot{y}\delta_y' + \frac{1}{2}m\dot{x}\delta_x' + \frac{1}{2}I_1\dot{\theta}\delta_\theta' + \frac{1}{2}I_2\dot{\varphi}\delta_\varphi' \right) - (K_y[4y\delta_y + L_1^2\theta\delta_\theta + L_2^2\varphi\delta_\varphi] + K_x[4x\delta_x] + 0 + 0) - (F_y\delta_y + F_x\delta_x + M_x\delta_\theta + M_z\delta_\varphi) \right] dt = 0 \quad (18)$$

Integrando a equação (18) por partes, tem-se que a primeira parte da equação acima reescrita.

$$\int_{t_1}^{t_2} m\dot{y}\delta_y' dt = m y' \delta_y \Big|_{t_1}^{t_2} - \int_{t_1}^{t_2} m\dot{y}\delta_y dt \quad (19)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} m\dot{x}\delta_x' dt = m x' \delta_x \Big|_{t_1}^{t_2} - \int_{t_1}^{t_2} m\dot{x}\delta_x dt \quad (20)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} I_1\dot{\theta}\delta_\theta' dt = m\theta' \delta_\theta \Big|_{t_1}^{t_2} - \int_{t_1}^{t_2} m\dot{\theta}\delta_\theta dt \quad (21)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} I_2\dot{\varphi}\delta_\varphi' dt = m\varphi' \delta_\varphi \Big|_{t_1}^{t_2} - \int_{t_1}^{t_2} m\dot{\varphi}\delta_\varphi dt \quad (22)$$

Adicionando os resultados das Equações 19, 20, 21 e 22 na Equação 18.

E reescrevendo a equação em 4 equações desacopladas, tem-se:

$$\int_{t_1}^{t_2} (m\ddot{y} + K_y 4y + F_y) \delta_y dt = 0 \quad (23)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} (m\ddot{x} + K_x 4x + F_x) \delta_x dt = 0 \quad (24)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} (I_1\ddot{\theta} + K_y L_1^2 \theta + M_x) \delta_\theta dt = 0 \quad (25)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} (I_2\ddot{\varphi} + K_y L_2^2 \varphi + M_z) \delta_\varphi dt = 0 \quad (26)$$

Para que as equações 23, 24, 25 e 26 sejam válidas faz-se:

$$m\ddot{y} + K_y 4y + F_y = 0 \quad (27)$$

$$m\ddot{x} + K_x 4x + F_x = 0 \quad (28)$$

$$I_1 \ddot{\theta} + K_y L_1^2 \theta + M_x = 0 \quad (29)$$

$$I_2 \ddot{\phi} + K_y L_2^2 \phi + M_z = 0 \quad (30)$$

Reescrevendo na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{y} \\ \ddot{x} \\ \ddot{\theta} \\ \ddot{\phi} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} 4K_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4K_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (L_1^2 K_y) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (L_2^2 K_y) \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} y \\ x \\ \theta \\ \phi \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} -F_y \\ -F_x \\ -M_x \\ -M_z \end{Bmatrix} \quad (31)$$

Para validação das equações será comparado a frequência natural ω_n teórica com a experimental.

$$\omega_n = \sqrt{\frac{[K]}{[m]}} ; \text{ (HIBBLER, 2005)} \quad (32)$$

Em que a matriz massa $[m]$ é:

$$[m] = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & m & 0 & 0 \\ 0 & 0 & I_1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & I_2 \end{bmatrix} \quad (33)$$

E a matriz constante elástica $[K]$ é:

$$[K] = \begin{bmatrix} 4K_y & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 4K_x & 0 & 0 \\ 0 & 0 & (L_1^2 K_y) & 0 \\ 0 & 0 & 0 & (L_2^2 K_y) \end{bmatrix} \quad (34)$$

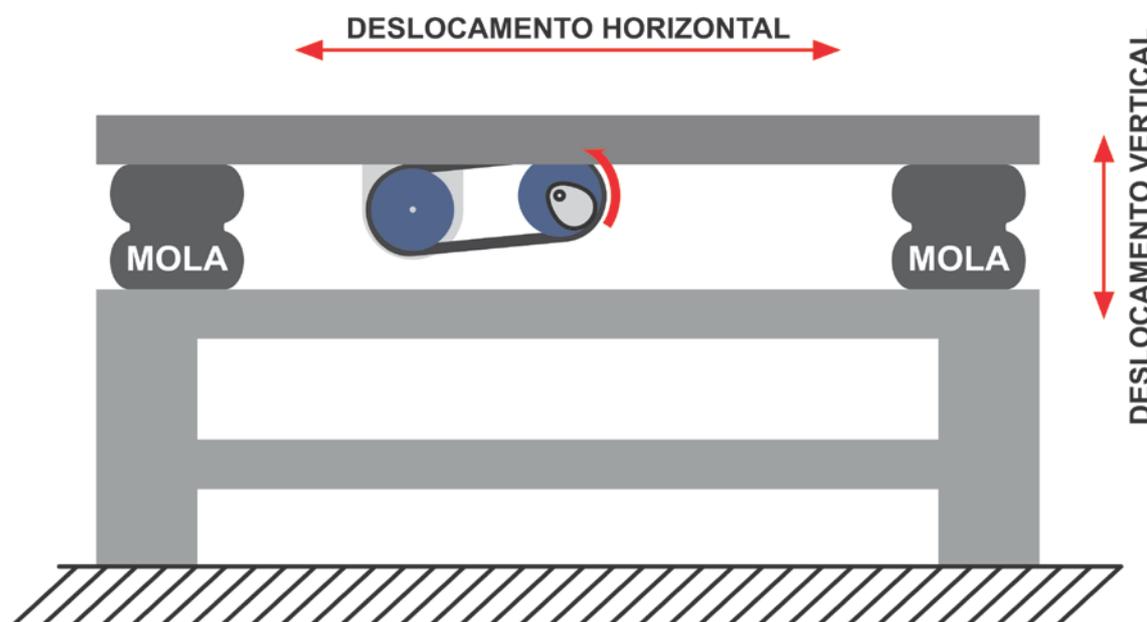
Para a construção da bancada o sistema deve obedecer as condições iniciais propostas:

- Sem torção na mola pneumática, ou seja a força aplicada deve estar somente no eixo vertical e horizontal. Os excêntricos devem estar alinhados para evitar a torção.
- Amortecimento desprezível;
- Pequenos deslocamentos.

5 CONSTRUÇÃO DA BANCADA DE TESTE

Na Figura 45 mostra-se um esquema da bancada construída. A bancada foi separada em quatro conjuntos macros: Estrutura; Pneumático; Excêntrico e Controle. Abaixo será detalhado cada sistema com seus componentes.

Figura 45 - Esquemático da bancada



Fonte: O autor, (2013).

5.1.1 Conjunto Estrutura

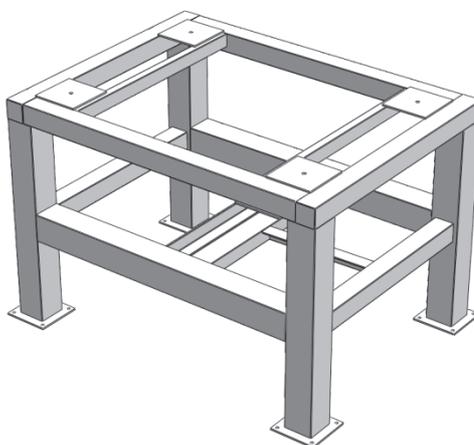
A estrutura é dividida em dois grupos: 1 – conjunto estrutura inferior e 2 – conjunto estrutura superior. Cada um possui uma função específica, apresentada abaixo.

5.1.1.1 Conjunto Estrutura Inferior

A estrutura inferior (FIGURA 46) é a base do equipamento e precisa ser robusta para atender a condição de não sofrer o esforço torcional. Para dar robustez ao

equipamento a estrutura inferior deve ter um peso maior que a soma da mesa superior mais o produto a ser testado. Isso vai garantir a estabilidade do equipamento durante os ciclos de teste, evitando o tombamento da bancada. As colunas foram feitas de tubo de aço ASTM 1020 de 100x100 mm e espessura de parede 4,25mm e quadro de união de tubos de mesmo aço de 100x100 mm e 70x70mm de parede 4,25mm de espessura. Todas as soldas tiveram de ser reforçadas para resistir à fadiga que o equipamento irá sofrer. A solda foi feita em todo o perímetro de contato entre os tubos e chapas. Desenho técnico do conjunto estrutura inferior está no Anexo 04, código 201.

Figura 46 - Estrutura Inferior



Fonte: O autor, (2013)

A estrutura foi feita de forma retangular de 1200x900 mm. Esse formato foi escolhido para testar os diferentes efeitos de aceleração devido ao posicionamento da carga de teste em relação à distância das molas pneumáticas. Para montar as molas pneumáticas, uma chapa de aço ASTM 1020 de 160x160 mm com 6,25mm de espessura foi soldada no topo, reforçado com uma cantoneira. Para a fixação no solo uma chapa de 160x160 mm foi soldada na parte final do tubo para fixação no solo. Como sugestão para fixação da estrutura inferior, recomenda-se utilizar fixadores do tipo parabolts M10 (FIGURA 47).

Figura 47 – Exemplo de Parabolt M10



Fonte: Catálogo Ferramentas Gerais, (2012).

5.1.1.2 Conjunto Estrutura superior

A estrutura superior, na Figura 48, tem como função fixar a carga a ser testada e o conjunto excêntrico. Esta estrutura também tem formato retangular para testar as diferentes possibilidades de posicionamento da carga a ser testada. O componente base dessa estrutura é uma chapa de aço ASTM 1020 de 1350x1200mm de 6,25mm de espessura. Esta chapa possui várias linhas de furações com furos M8 para ajudar na fixação do produto a ser testado na bancada. Toda a chapa tem que ser reforçada para evitar torções da estrutura durante os testes, o que influenciaria nos resultados e poderia danificar a estrutura precocemente. A chapa foi reforçada com tubos retangulares de aço 1020 de 50x30 mm de espessura e parede de 3mm. Do mesmo modo que para a estrutura inferior, todas as soldas foram feitas em todo o perímetro de contato para proporcionar mais robustez. Desenho técnico do conjunto estrutura inferior está no Anexo 04, código 202.

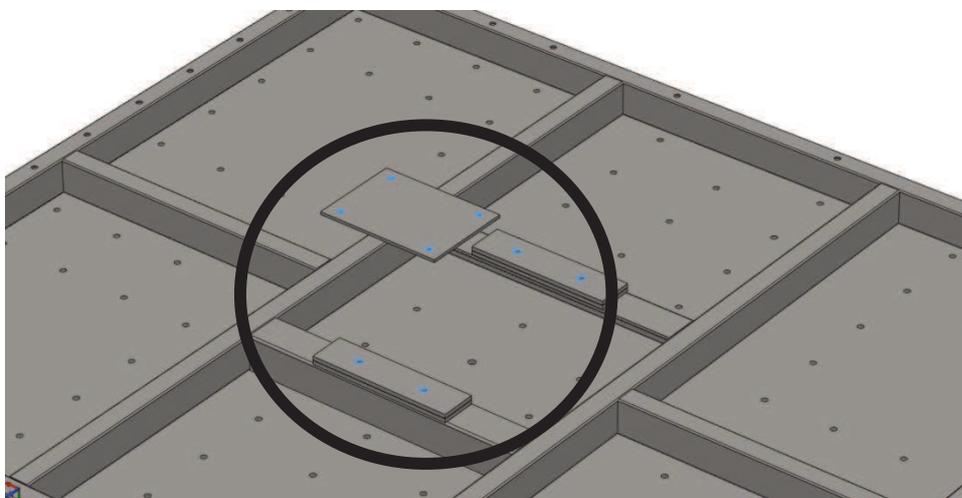
Figura 48 – Estrutura Superior



Fonte: O autor, (2013).

Foi fixado nesta estrutura (Figura 49) o conjunto excêntrico (que será apresentado posteriormente (item 5.1.3)).

Figura – 49 – Fixação do conjunto excêntrico na estrutura superior

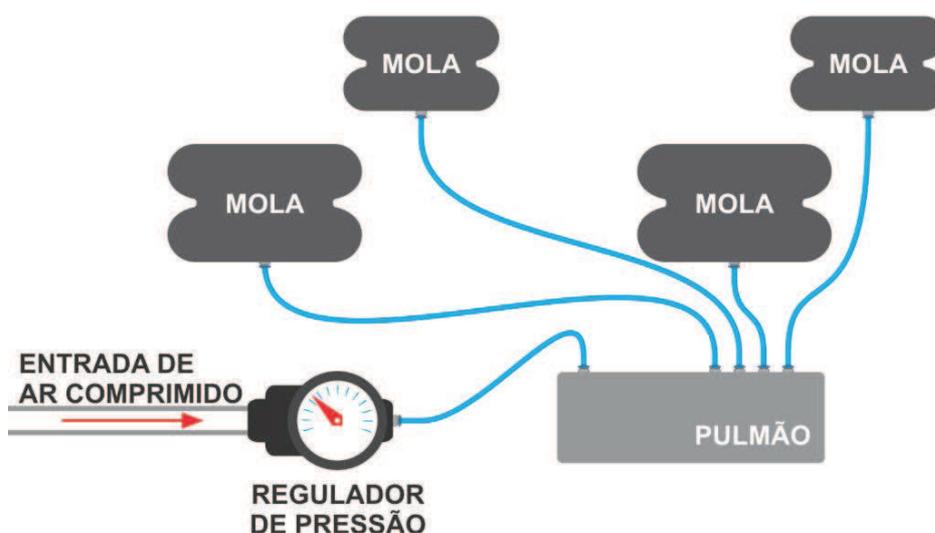


Fonte: O autor, (2013).

5.1.2 Conjunto Pneumático

O conjunto pneumático é formado pelas molas pneumáticas e seus controladores de ar. Como mostrado na Figura 50, abaixo, o conjunto é composto de: a) uma entrada de ar comprimido de engate rápido; b) um regulador de pressão para ajustar a pressão da mola pneumática de 0 a 10 bar; c) um pequeno reservatório de ar, chamado de pulmão, para impedir que oscilações do ar comprimido da rede interfiram no funcionamento das molas pneumáticas; d) as molas pneumáticas, que foram instaladas entre o conjunto estrutura inferior e conjunto estrutura superior e cujos parâmetros de rigidez podem ser alterados de acordo com a pressão selecionada no regulador. A Figura 51 mostra o sistema pneumático fixado na estrutura.

Figura 50 – Desenho esquemático do conjunto pneumático



Fonte: O autor, (2013).

Figura 51 – Conjunto Pneumático fixado na estrutura

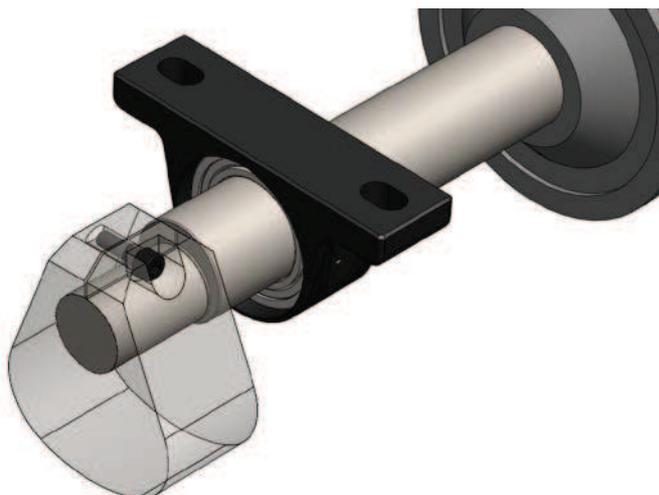


Fonte: O autor, (2013).

5.1.3 Conjunto Excêntrico

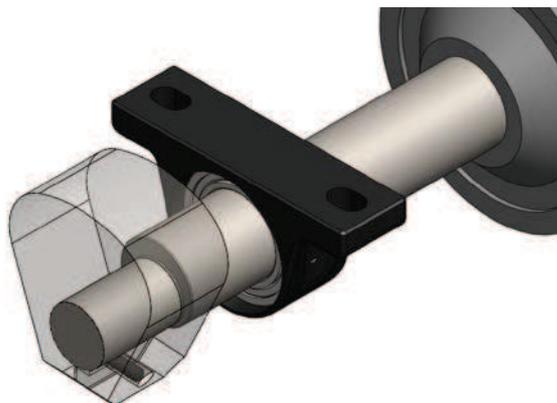
É o conjunto que vai servir de atuador na bancada. Consiste de um eixo que nas extremidades tem uma região usinada no formato excêntrico, para montagem das massas excêntricas. Isso permite mais uma possibilidade de regulagem da massa girando as massas presas no eixo, alterando a distância do centro de massa do excêntrico ao centro do eixo. Figuras 52, 53 e 54.

Figura 52 – Massa excêntrica posicionada a 0°



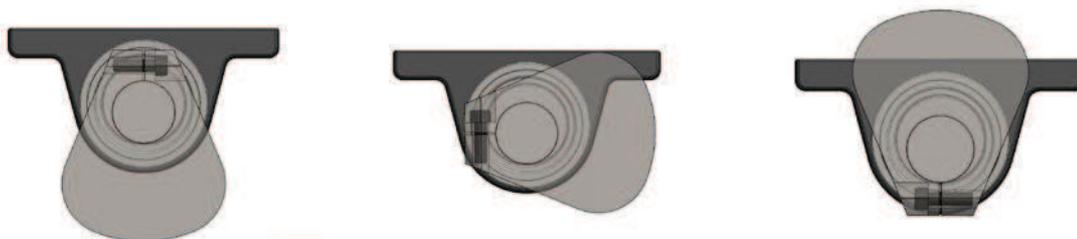
Fonte: O autor, (2013).

Figura 53 – Massa posicionada a 180°



Fonte: O autor, (2013)

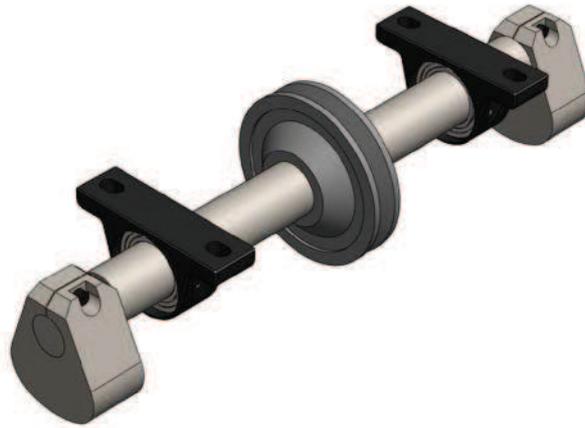
Figura 54 – Massa posicionada a 0°, 90° e 180°



Fonte: O autor, (2013).

O sistema funciona com duas massas excêntricas, uma em cada extremidade (FIGURA 55), com o objetivo subdividir a massa desbalanceada, evitando sobrecarga nos mancais. Permite ainda a possibilidade de testar movimentos de torção, alterando o alinhamento das massas como apresentado por Sousa (2005). Os mancais são blindados com rolamentos com uma carreira de esfera.

Figura 55 – Eixo, mancais e massas



Fonte: O autor, (2013).

O eixo é movimentado através de uma polia com correia dentada que é ligada ao motor elétrico trifásico de 3 hp de potência, garantindo um torque constante em baixas rotações com rendimento de 80% da potência nominal. O anexo 02 contém os dados técnicos do fabricante.

Cálculo de dimensionamento do eixo

Como o eixo está apoiado no suporte superior que está apoiado nas molas pneumáticas, as forças atuantes críticas que agem no eixo é a de torção. Abaixo para validação do diâmetro do eixo, será utilizado o critério de Soderberg, por ser um critério mais conservador (SHIGLEY J. E., 1983).

Os dados de entrada serão:

$$f = 15 \text{ Hz};$$

$$P_o = 3 \text{ hp} \cong 2238 \text{ W}; \text{ (Potência do motor)}$$

$$D_{\text{menor}} = 30\text{mm}; \text{ (Diâmetro menor do eixo)}$$

$$D_{\text{maior}} = 40 \text{ mm}; \text{ (Diâmetro maior do eixo)}$$

$$r = 1 \text{ mm}; \text{ (Raio do filete)}$$

$$S_y \approx 530 \text{ MPa} \text{ (Tensão de escoamento para aço AISI 1045)}$$

Critério de Soderberg, por Shigley J. E., (1983) para descobrir o diâmetro do eixo, d . Em que n , é o fator de segurança; T é o torque; M é o momento fletor aplicado no eixo e S_e é o limite de resistência corrigido.

$$d = \left\{ \frac{32 * n}{\pi} \left[\left(\frac{T}{S_y} \right)^2 + \left(\frac{M}{S_e} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (34)$$

As equações e fatores de correção de concentrações de tensões (k) a seguir, foram retirados do Shigley J. E., (1983, cap. 07 e 15).

Determinação do torque (T):

$$P_o = T * \omega \quad (35)$$

$$\omega = 2\pi f \quad (36)$$

$$\omega = 2\pi * 15 = 94,5 \text{ rad/s} \quad (36a)$$

$$T = \frac{2338}{94,5} = 2368 \text{ N.mm} \quad (37)$$

Determinação do torque (M):

$$M = m_e * g * L \quad (38)$$

$$m_e = 1,5 \text{ kg (massa do excêntrico);}$$

$L = 70 \text{ mm}$ (Distância do centro do mancal até o centro da massa desbalanceada, Anexo 4, código 203, detalhe conjunto excêntrico);

$$M = 1,5 * 9,8 * 70 = 1029 \text{ N.mm} \quad (39)$$

Determinação do limite de resistência corrigido (S_e):

$$S_e = S_{se} * S_e' * k_a * k_b * k_c * k_d * k_e \quad (40)$$

$S_{se} = 0,577$ – Correção para eixos rotativos

$S_e' = 265 \text{ MPa}$ – Valor corresponde à metade da tensão de escoamento.

Concentrações de tensões (k):

$k_a = 0,8$ – Acabamento superficial - usinada em torno CNC.

$k_b = 0,8$ – Geometria

$k_c = 0,814$ – Confiabilidade R -99%

$k_d = 1$ – Temperatura ambiente

k_e = O fator geométrico de concentrações de tensões

$$k_e = \frac{1}{1+q(k_t-1)} \quad (41)$$

Para um eixo de razão $D_{\text{maior}}/D_{\text{menor}} = 1,33$ e $r/D_{\text{menor}} = 0,0166$ de aço AISI 1045; fator de correção será $k_t = 1,9$ e $q = 0,7$ (sendo q fator de sensibilidade do material a entalhos de acordo com o raio do filete r).

$$k_e = \frac{1}{1+q(k_t-1)} = \frac{1}{1+0,7(1,9-1)} = 0,613 \quad (42)$$

Portanto;

$$S_e = 0,577*265*0,8*0,8*0,814*1*0,613 = 48,83 \text{ MPa} \quad (43)$$

Substituindo os valores na Equação 43 e aplicando um fator de segurança $n = 2$, temos o diâmetro mínimo que pode ser utilizado.

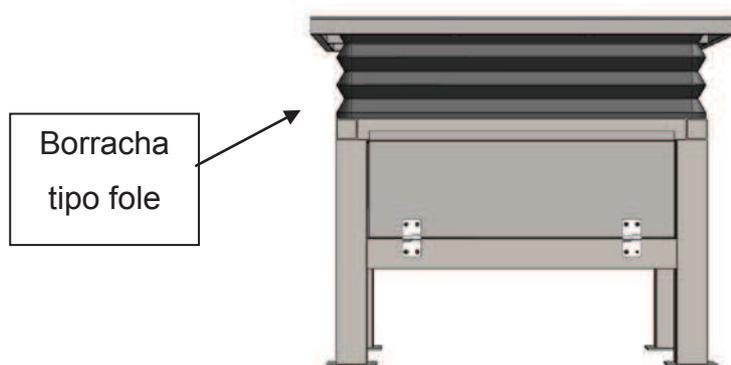
$$d = \left\{ \frac{32*2}{\pi} \left[\left(\frac{2368}{530} \right)^2 + \left(\frac{1029}{48,83} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} = 16,8 \text{ mm} \quad (44)$$

Para um eixo de 30 mm de diâmetro, o fator de segurança n será de 11. Então o diâmetro do eixo está bem dimensionado para esta utilização.

O desenho técnico da bancada de vibração e seus componentes está no Anexo 4, código 203.

Para obedecer a NBR NM 213-2, que é de proteger o usuário das partes móveis do equipamento. Conforme a Figura 56, é instalada uma proteção de borracha tipo fole, isolando o conjunto excêntrico entre a estrutura inferior e superior.

Figura 56 – Proteção das partes móveis, do usuário

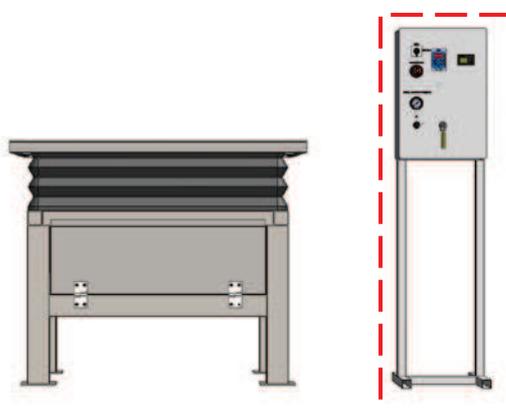


Fonte: O autor, (2013).

5.1.4 Conjunto de Controles

O conjunto de controles foi fixado em uma estrutura independente, (FIGURA 57) para evitar que a vibração do equipamento danifique o sistema elétrico, além de permitir o uso da bancada em uma sala isolada com os controles em outro ambiente.

Figura 57 – Conjunto Controles



Fonte: O autor, (2013).

5.1.4.1 Subconjunto Elétrico

O subconjunto elétrico tem como principal função controlar a rotação do motor. Este conjunto dispõe de: a) uma chave liga / desliga; b) um botão de emergência para parar o motor imediatamente; c) um inversor de frequência que controla a velocidade do motor; d) CLP da Siemens LOGO! 230RC para programação do inversor de frequência e e) um disjuntor para proteger o sistema de sobrecargas de energia da rede.

Controlador Lógico Programável (CLP), Figura 58, é um equipamento eletrônico digital com hardware e software. Segundo a NEMA (National Electrical Manufacturers Association), é um aparelho eletrônico digital que utiliza uma memória programável para armazenar internamente instruções e para implementar funções específicas, tais como lógica, sequenciamento, temporização, contagem e aritmética, controlando, por meio de módulos de entradas e saídas, vários tipos de máquinas ou processos. É utilizado para programar várias rotações ao longo do tempo, aumentando a gama de testes que podem ser feitos.

Figura 58 - Controlado Lógico Programável da Siemens – LOGO!



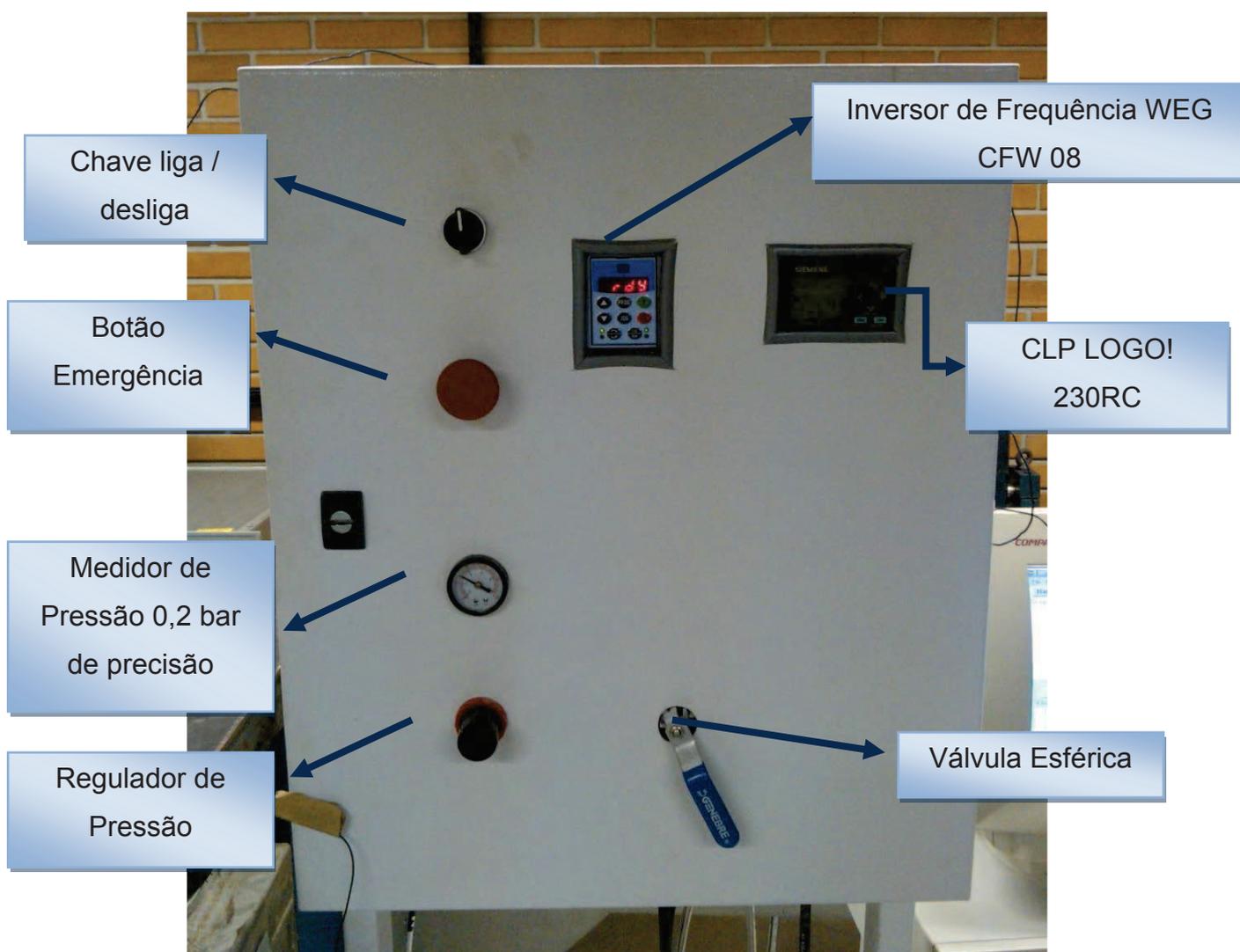
Fonte: SIEMENS, (2013).

5.1.4.2 Subconjunto Pneumático

O subconjunto pneumático controla a pressão nas molas pneumáticas, aumentando ou diminuindo sua rigidez. Este conjunto é composto por: a) uma válvula esférica de meia volta que é conectada com a rede de ar externa; b) um regulador de pressão para ajustar a pressão no sistema e c) um medidor de pressão de 0,2 bar de precisão para visualização.

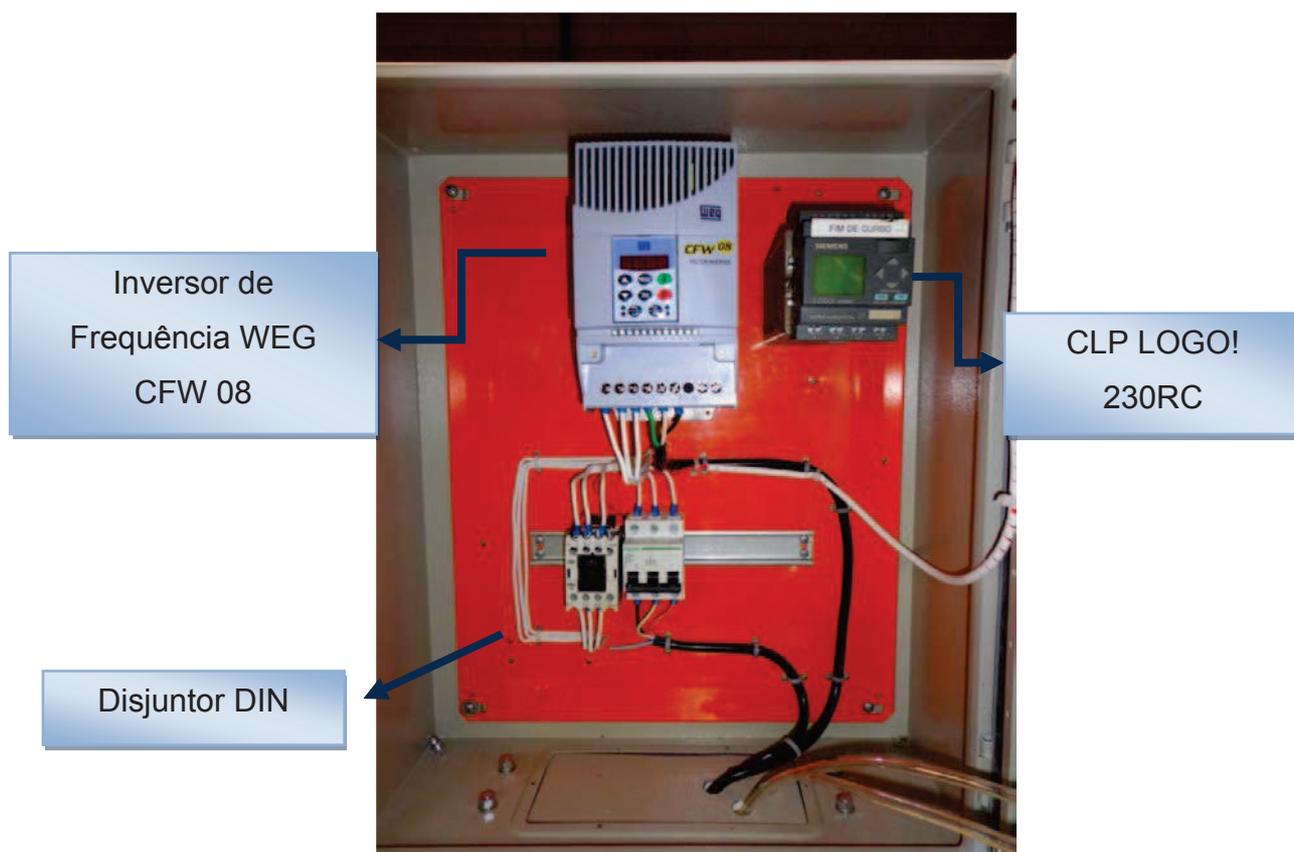
A seguir, detalhes dos componentes montados nas Figuras 59, 60 e 61. Com o quadro aberto e fechado.

Figura 59 – Quadro de controle fechado



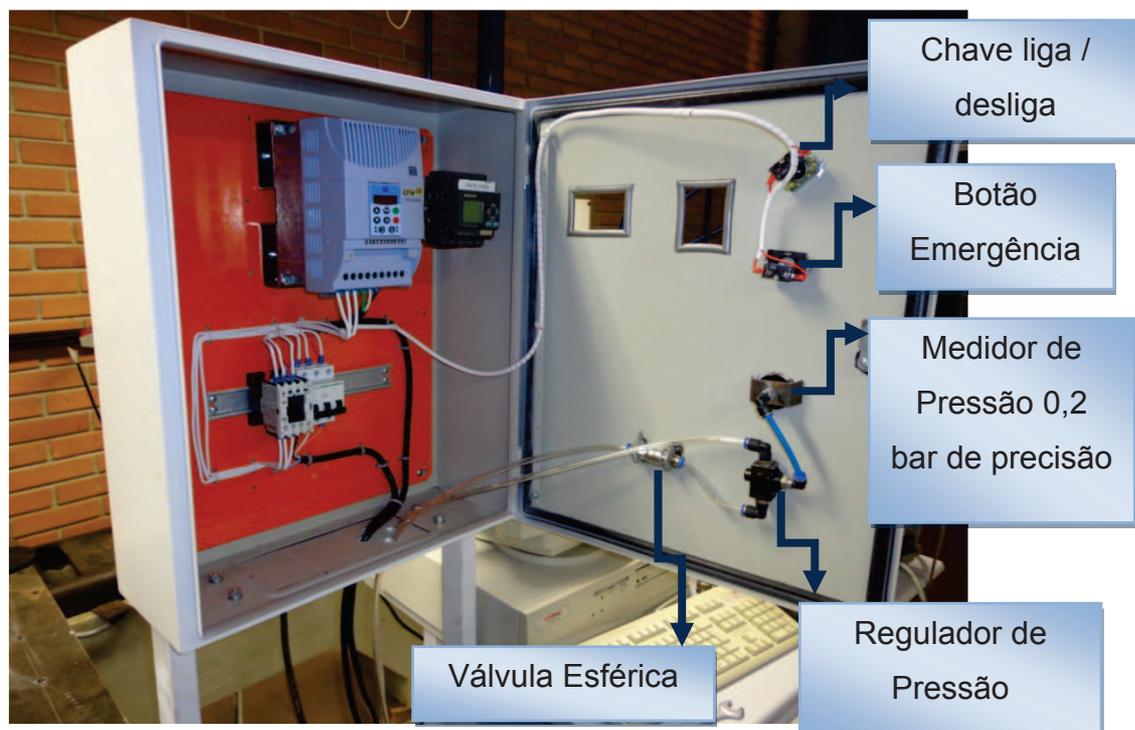
Fonte: O autor, (2013).

Figura 60 – Quadro de controle aberto



Fonte: O autor, (2013).

Figura 61 – Quadro de controle aberto



Fonte: O autor, (2013).

6 TESTES

6.1 AVALIAÇÃO DA BANCADA EM TESTES ESTÁTICOS

O teste estático tem como objetivo avaliar o comportamento do conjunto das molas pneumáticas; os resultados obtidos serviram como dados de entrada nos cálculos para caracterização da bancada.

Metodologia

1° - Determinação da constante de rigidez vertical da mola, através de ensaio de medição do deslocamento da mesa superior em relação à mesa inferior utilizando massas conhecidas.

2° - Determinação da constante de rigidez horizontal da mola, através de ensaio de medição do deslocamento da mesa superior em relação a um ponto fixo vertical utilizando massas conhecidas.

6.1.1 Caracterização do conjunto Mola Pneumática

Deslocamento na direção “y”

Metodologia: Para caracterização do sistema foi colocada uma massa conhecida sob a plataforma, inicialmente a uma pressão 1,58 bar. Desenho esquemático na Figura 62. Foi adicionada água, utilizando um recipiente graduado com capacidade para 5 litros (FIGURA 63), de 5 kg em 5 kg em um recipiente de 200 kg de capacidade. Esses valores foram convertidos para Newton fazendo 1 kg igual a 9,8 N. Para medir a deslocamento na direção “y” foi usado um relógio comparador fixo na base, medindo-se o deslocamento da mesa superior em relação à mesa inferior, que está fixa (FIGURA 64). Note-se que foi utilizada a menor pressão porque com uma pressão superior o deslocamento é muito baixo para medir com um relógio comparador de 0,01mm de precisão (FIGURA 64).

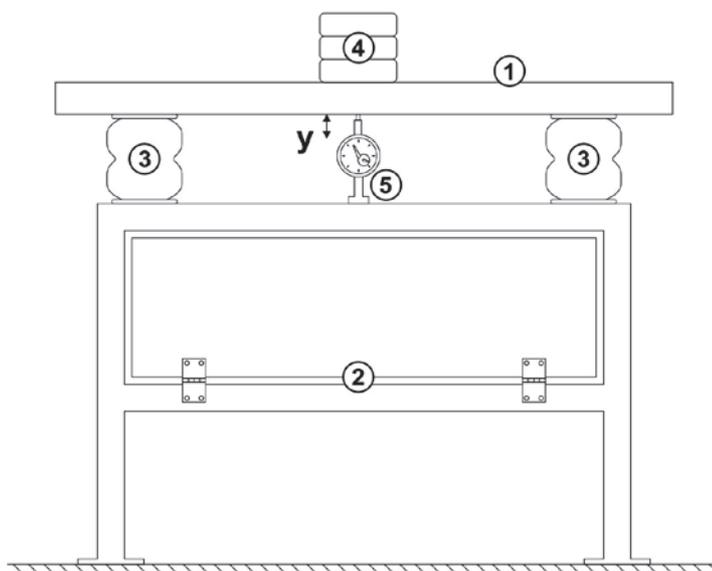
Constante da mola equivalente do sistema em y é (HIBBLER, 2005):

$$K_{eq(y)} = \frac{m}{y} \text{ N/m} \quad (45)$$

Onde $K_{eq(y)}$ é a constante vertical do conjunto medido em [N/m] e m é a massa da bancada, mais a massa de teste, medido em [kg].

Figura 62 – Desenho esquemático para medir deslocamento na direção y

- 1 - ESTRUTURA SUPERIOR
- 2 - ESTRUTURA INFERIOR
- 3 - BOLSAS PNEUMÁTICAS
- 4 - MASSA
- 5 - RELÓGIO COMPARADOR



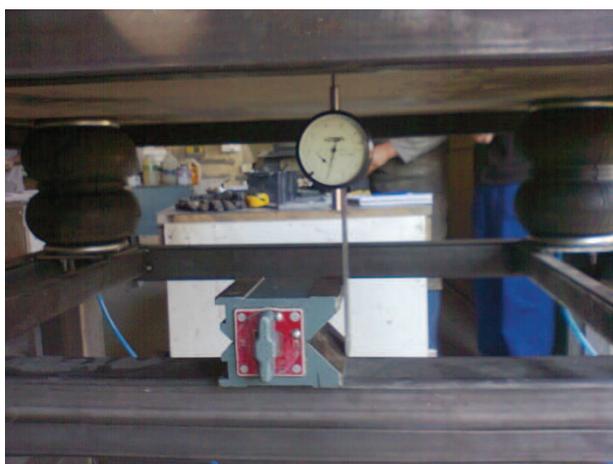
Fonte: O autor, (2013).

Figura 63 - Ensaio para medir o deslocamento das molas pneumáticas



Fonte: O autor, (2013).

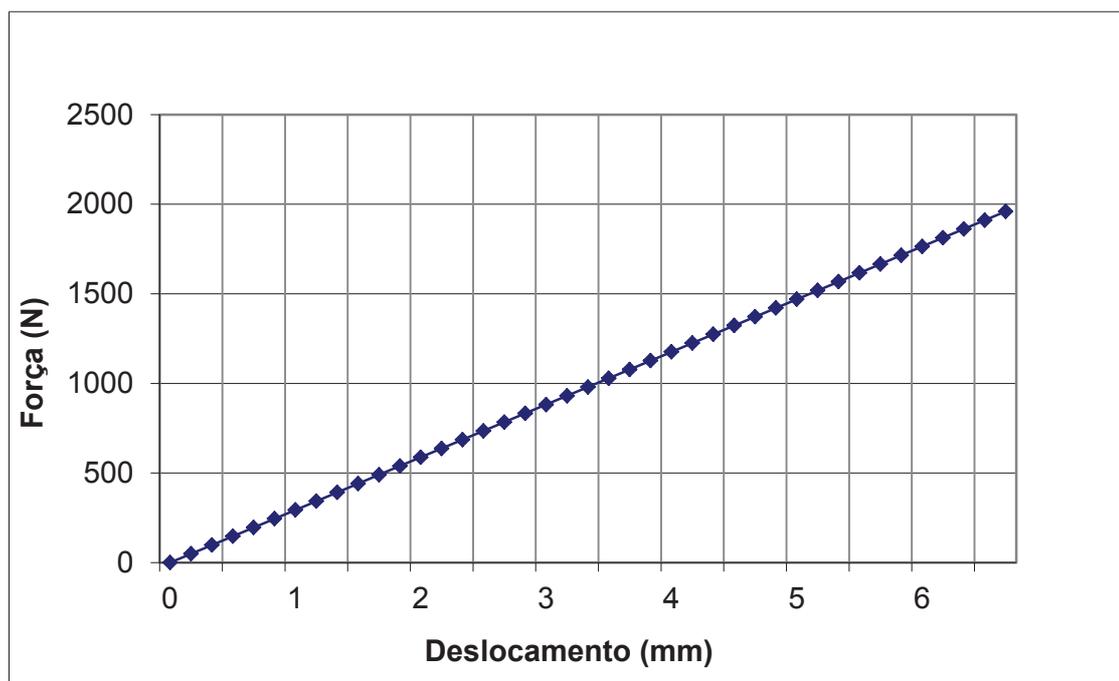
Figura 64 - Relógio comparador instalado



Fonte: O autor, (2013).

A Figura 65 mostra os resultados da determinação de $K_{eq(y)}$ para a pressão de 1,58 bar.

Figura 65 – Gráfico Força x Deslocamento para pressão de 1,58 bar



Fonte: O autor, (2013).

De acordo com os resultados da Figura 65 conclui-se que a mola pneumática apresenta um comportamento linear, mesmo com baixa pressão nas molas. Carreirão (2003) confirma esta característica linear das molas em seu estudo. No presente estudo tal comportamento é mais evidenciado, porque a carga aplicada foi inferior à soma das capacidades das 4 molas pneumáticas, que é de 910 kg para uma pressão de 1,58 bar.

Com pressões abaixo de 2 bars a mola pneumática tende a apresentar uma constante de amortecimento. Por isto no teste utilizaram-se pressões de 3 e 4 bars para eliminar o amortecimento e, como o resultado foi linear, o teste pode ser simplificado. Foram adicionados pesos de 50, 100, 150 e 200N para determinação de $K_{eq(y)}$ para a pressão de 3 e 4 bars (Figura 66).

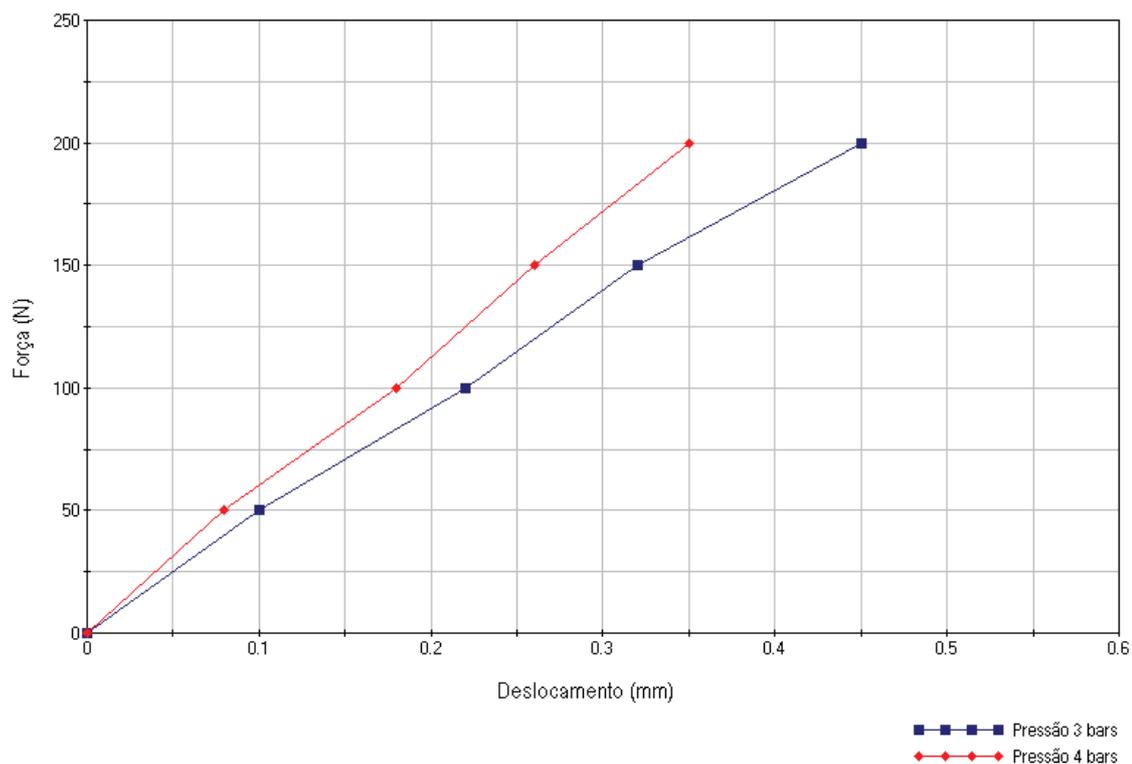
Figura 66 – Ensaio de deslocamento “y” com 3 e 4 bars



Fonte: O autor, (2013).

A Figura 67, mostra os resultados da determinação de $K_{eq(y)}$ para a pressão de 3 e 4 bars.

Figura 67 - Gráfico Força x Deslocamento para pressão de 3 e 4 bars na direção “y”.



Fonte: O autor, (2013).

A Tabela 06 apresenta as constantes do sistema de molas $k_{eq}(y)$ de acordo com a pressão.

Tabela 06 – Constante $K_{eq}(y)$

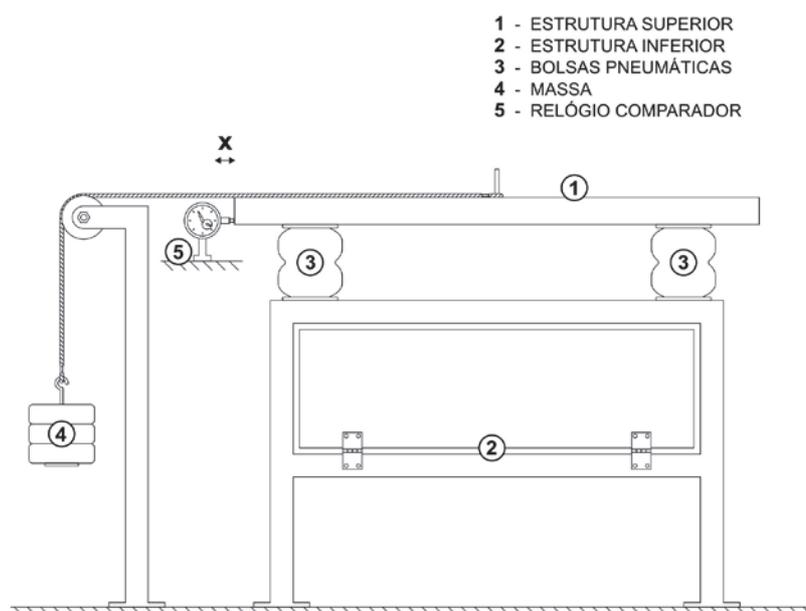
Pressão (bar)	$K_{eq}(y)$ (N/m)
1,58	272.222
3,0	459.560
4,0	575.055

Fonte: O autor, (2013).

Deslocamento na direção “x”

Metodologia: Para caracterização do sistema, foi colocada um peso conhecido de 50, 100, 150 e 200 N, através de um sistema de polias tracionando o equipamento na horizontal (FIGURA 68). Foi usado um relógio comparador para medir o deslocamento na direção “x”, da mesa superior em relação a um ponto fixo no mesmo plano da mesa inferior (FIGURA 69).

Figura 68 – Desenho esquemático da estrutura usada para medir deslocamento na direção “x”.



Fonte: O autor, (2013).

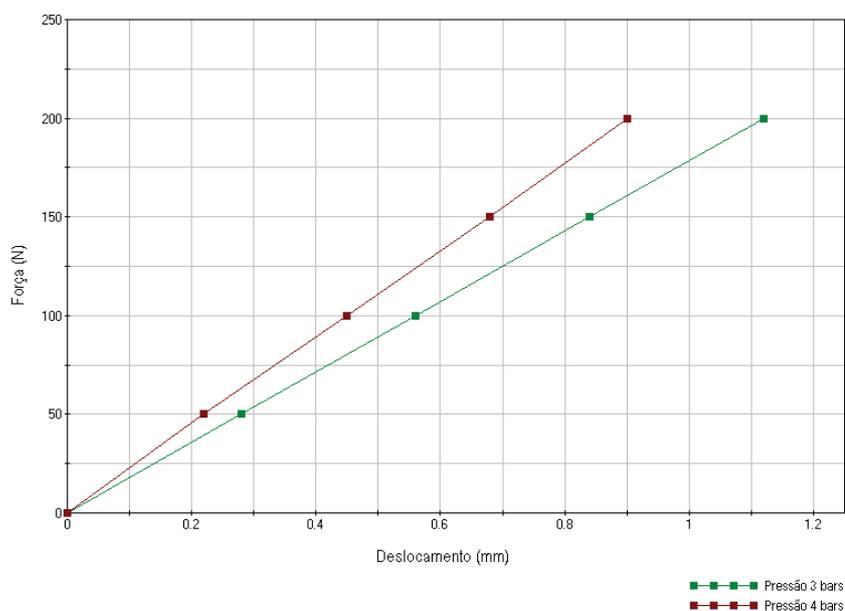
Figura 69 – Ensaio de deslocamento na direção x com 3 e 4 bars



Fonte: O autor, (2013).

A pressão de 1,58 bar foi desconsiderada por ter uma baixa rigidez que acrescenta uma constante de amortecimento ao sistema. Na Figura 70 são apresentados os resultados obtidos com as pressões de 3 e 4 bars, determinando as seguintes constantes de mola $K_{eq(x)}$ de acordo com a Tabela 07.

Figura 70 - Gráfico Força x Deslocamento para pressão de 3 e 4 bars na direção “x”.



Fonte: O autor, (2013).

Constantes do sistema de molas $K_{eq(x)}$:

Tabela 07 – Constante $k_{eq}(x)$

Pressão (bar)	$K_{eq(x)}$ (N/m)
3,0	178.181
4,0	220.562

Fonte: O autor, (2013).

6.2 AVALIAÇÃO DA BANCADA EM TESTES DINÂMICOS

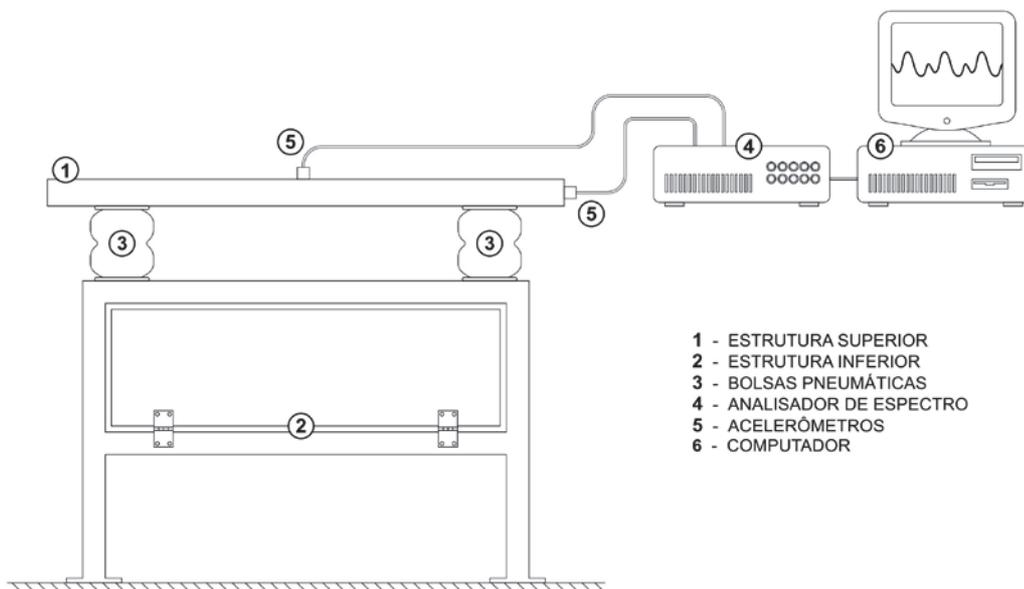
Os testes dinâmicos servem para caracterizar as propriedades do conjunto em diferentes situações. Para isso as variáveis de pressão interna da mola pneumática, massa de teste e frequência do motor foram alteradas de modo a se obter um gráfico com a característica do sistema em cada situação.

Metodologia

A massa da estrutura superior (138 kg) e dos excêntricos (3,08 kg) foram mantidas constantes. A massa de teste que simula a massa de uma peça automotiva foi de nulo; 20,4 e 40,8 kg (FIGURA 71). Para cada um das massas de teste, o teste foi feito com pressões de 3 e 4 bars e a frequência do motor foi alterado de 4 a 15 Hz.

Os acelerômetros da Tabela 08 foram instalados nas direções “x” e “y” e conectados a um analisador de espectro HP3566/67^a. Os sinais foram analisados em um programa de processamento de sinais HP (Figura 71 e 72).

Figura 71 – Desenho esquemático para aquisição de dados



Fonte: O autor, (2013).

Dados dos acelerômetros piezelétricos:

Tabela 08 – Dados acelerômetros

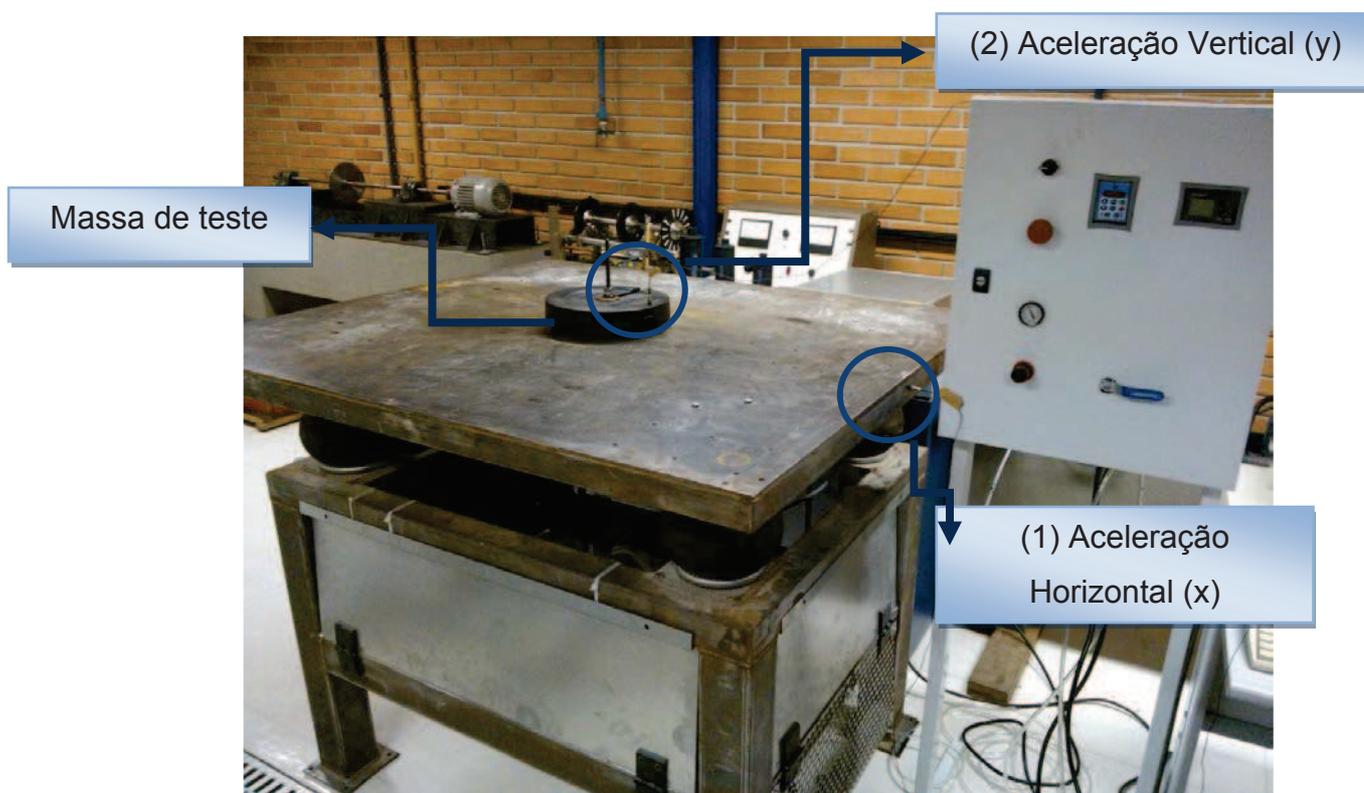
Acelerômetro	Posição	Serial	Sensibilidade
01	Horizontal "x"	5269	107,9 mV/g
02	Vertical "y"	5267	109,2 mV/g

Fonte: Autor

Os valores adquiridos com o sistema de aquisição de dados estão em mg (miligravidade) estes resultados foram convertidos para m/s^2 , sendo 1000 mg igual a $9,8 m/s^2$. Antes de cada medição, primeiro a estrutura superior tinha que estar estabilizada na faixa de frequência a ser medida. Após a mesa com o peso de teste estar estabilizados, foram feitas três medições. A média das três medições é o valor lançado.

Para cada peso de teste com as respectivas pressões da mola, a ressonância foi medida na direção “x” e “y”. Conforme descrito no Capítulo 2, não se deve utilizar o equipamento nas faixas de ressonância. Para isso a faixa de ressonância na tabela é apresentada pela linha verde. Para melhor visualização e compreensão do gráfico, o valor considerado na faixa de ressonância é de 1000 mg e 1100 mg (caso a aceleração fique próxima de 1000mg) no sentido da ressonância e os valores em vermelho e a repetição da aceleração anterior no outro sentido.

Figura 72 – Aquisição de dados – Laboratório de dinâmica – PUCPR



Fonte: O autor, (2013)

6.2.1 Pressão de 3 bars e massa externa nula

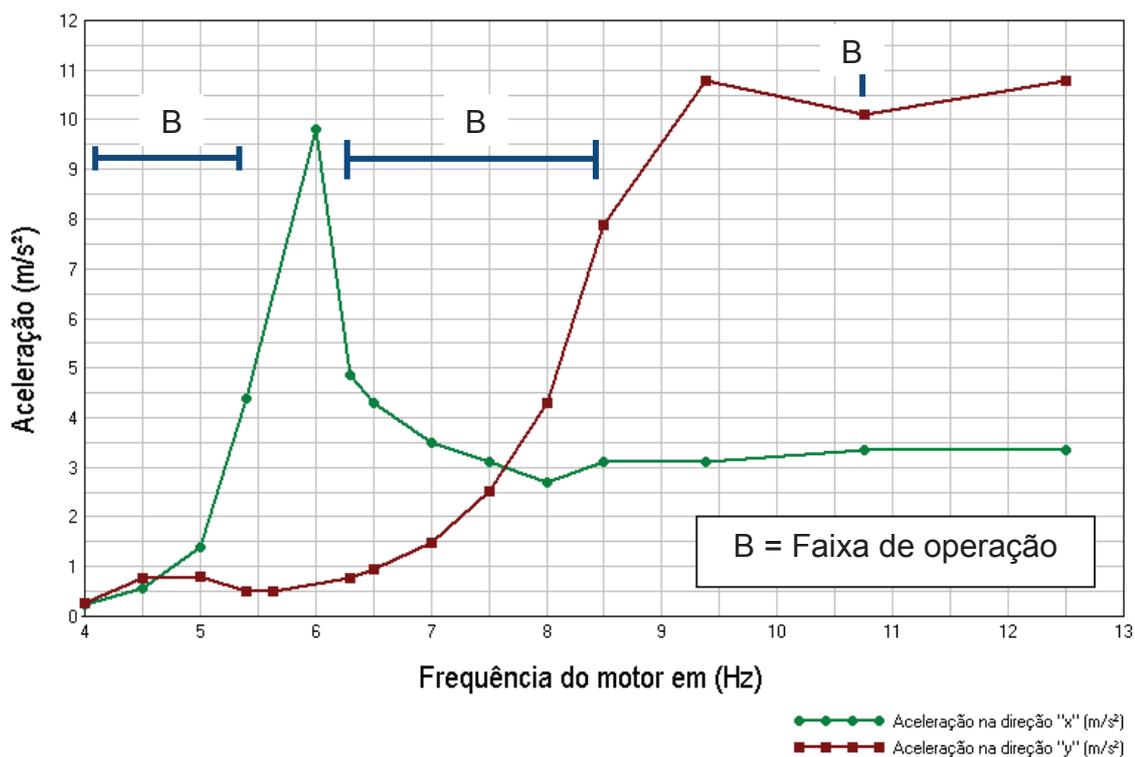
Primeiro foram verificadas as frequências naturais na direção “x” (ANEXO 3, FIGURA 91), de 5,75 Hz. Depois as frequências naturais na direção “y” (ANEXO 3, FIGURA 92), de 9,125 e 12,25 Hz. Para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição foi adicionado mais 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz, evitando as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Gerou-se então a Tabela 09 e correspondente Figura 73, abaixo.

Tabela 9 – Dados coletados, pressão 3 bars e massa externa nula

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4,0	24,85	0,24	3,75	26,47	0,26	7,625
4,5	55,62	0,55	4,25	78,63	0,77	8,625
5	140,36	1,38	4,75	83,04	0,81	9,625
5,4	449,04	4,40	5,125	51,15	0,50	10,375
6,0	1000	9,80	5,375	51,15	0,50	5,375
6,3	495,5	4,86	6,125	79,2	0,78	6,125
6,5	438,38	4,30	6,25	95,64	0,94	6,25
7,0	356,26	3,49	6,75	151,74	1,49	6,75
7,5	318,06	3,12	7,25	256,36	2,51	7,25
8,0	275,46	2,70	7,75	439,05	4,30	7,75
8,5	318,72	3,12	8,25	804,06	7,88	8,25
9,375	318,72	3,12	9,125	1100	10,78	9,125
10,75	342,2	3,35	10,5	1030	10,09	10,5
12,5	342,2	3,35	12,25	1100	10,78	12,25

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 73 Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa nula.



Fonte: O autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4 a 5,4 Hz e de 6,3 a 8,5 Hz e em 10,75 Hz.

6.2.2 Pressão de 3 bars e massa externa de 20,4 kg (Peso de 200N):

Verificaram-se as frequências naturais na direção "x", que foram de 5,375 Hz, e depois as frequências naturais na direção "y", de 8,625 e 12,125 Hz (ANEXO 3, FIGURAS 93 e 94). Para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição adicionou-se 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz. Evitaram-se as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Foi gerada a Tabela 10 e correspondente Figura 74.

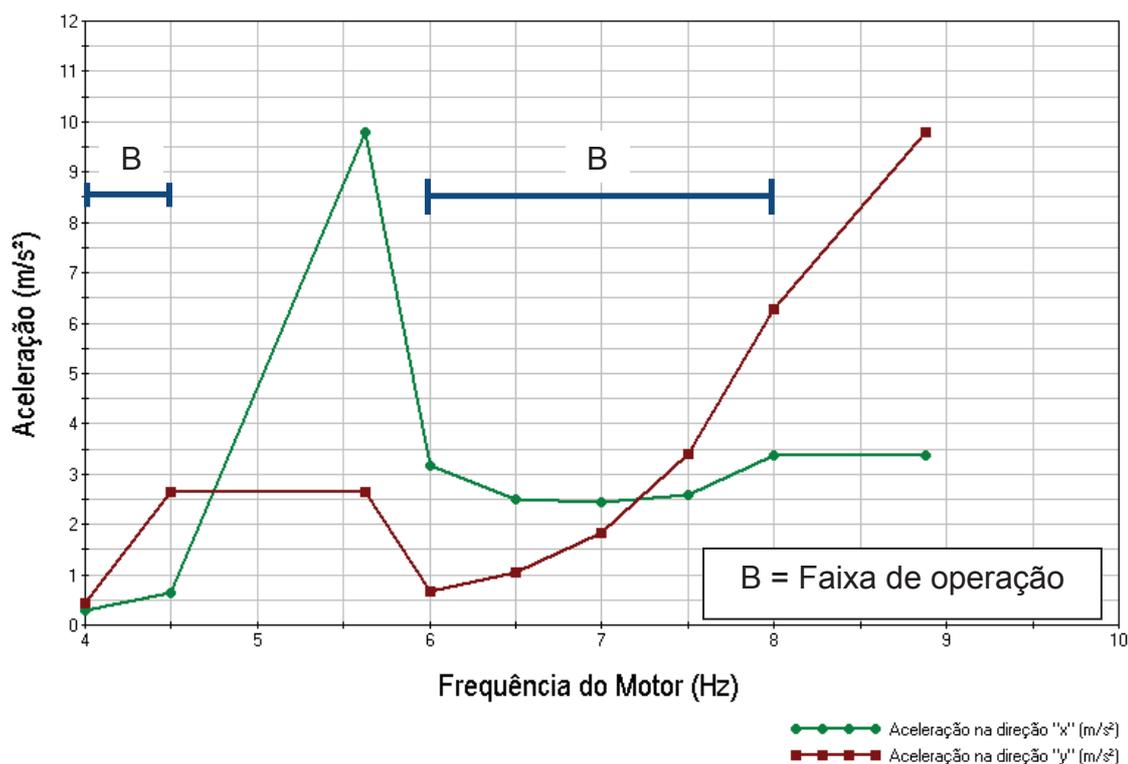
Tabela 10 – Dados coletados, pressão 3bars e massa externa 20,4 kg (Peso de 200N).

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em y (mg)	Aceleração em y (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4,0	30,73	0,30	3,875	46,42	0,45	7,625
4,5	66,79	0,65	4,25	268,02	2,63	8,625
5,625	1000	9,80	5,375	268,02	2,63	5,375
6,0	324,66	3,18	5,75	67,92	0,67	5,75
6,5	254,17	2,49	6,25	107,66	1,06	6,25
7,0	248,22	2,43	6,75	185,93	1,82	6,75
7,5	263,92	2,59	7,25	346,23	3,39	7,25
8,0	343,78	3,37	7,75	641,86	6,29	7,75
8,875	343,78	3,37	8,625	1000	9,80	8,625

Fonte: O autor, (2013)

Não se conseguiu fazer medições acima de 8,0 Hz, por ter faixas de ressonância muito próximas. Para não danificar o equipamento.

Figura – 74 Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa 20,4 kg (Peso de 200N).



Fonte: O autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,0 a 4,5 Hz e de 6,0 a 8,0 Hz.

6.2.3 Pressão de 3 bars e massa de 40,8 kg (Peso de 400N):

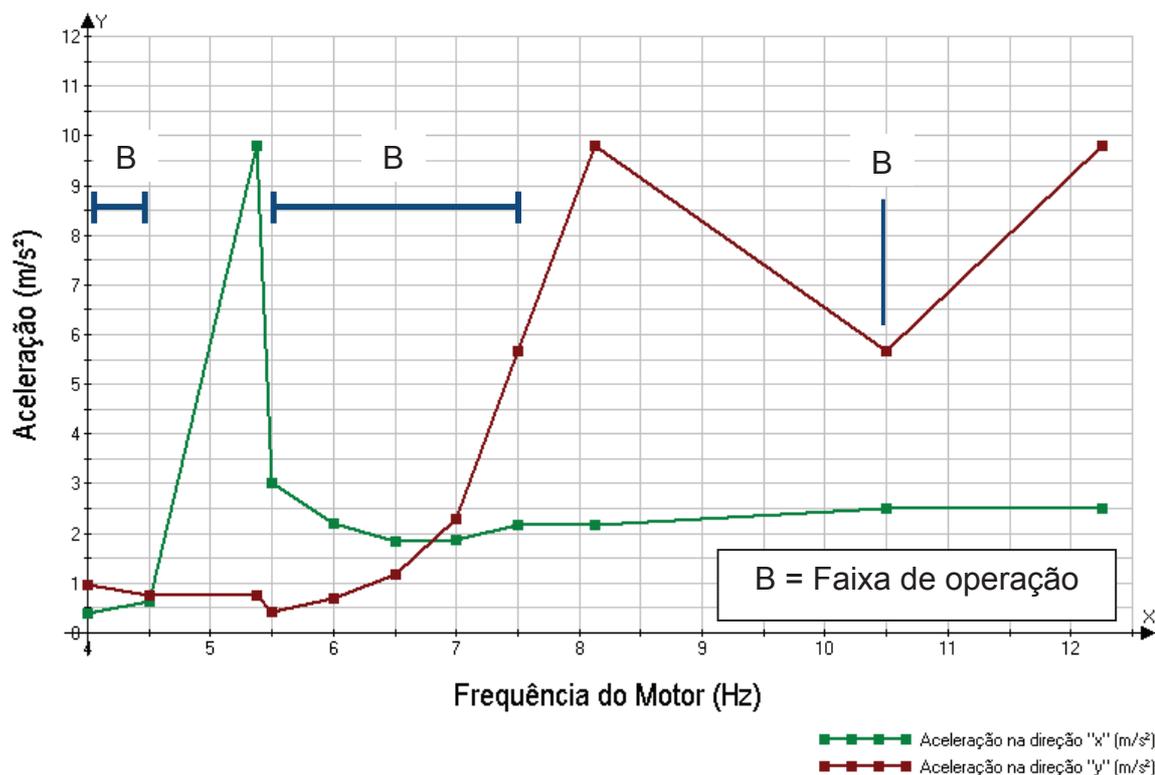
Primeiro foram verificadas as frequências naturais na direção “x”, de 5,125 Hz, e depois as frequências naturais na direção “y”, de 7,875 e 12,0 Hz (ANEXO 3, FIGURAS 95 e 96). Então, para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição, foi adicionado mais 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz. Evitando as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Gerou-se então a Tabela 11 e, respectivamente, a Figura 75 a seguir.

Tabela 11 – Dados coletados, pressão 3 bars e massa externa de 40,8 Kg (Peso de 400 N)

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em y (mg)	Aceleração em y (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4,0	40,6	0,40	3,875	99,24	0,97	7,625
4,5	64,16	0,63	4,25	77,4	0,76	8,625
5,375	1000	9,80	5,125	77,4	0,76	5,125
5,5	306,92	3,01	5,25	41,59	0,41	5,25
6,0	224,62	2,20	5,75	70,43	0,69	5,75
6,5	187,49	1,84	6,25	120,9	1,18	6,25
7,0	189,91	1,86	6,75	234,72	2,30	6,75
7,5	222,67	2,18	7,25	577,63	5,66	7,25
8,125	222,67	2,18	7,875	1000	9,80	7,875
10,5	253,8	2,49	10,25	579,49	5,68	10,25
12,25	253,8	2,49	12,25	1000	9,80	12,25

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 75 Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa 40,8 kg (Peso de 400N).



Fonte: O autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,0 a 4,5 Hz e de 5,5 a 7,5 Hz e 10,5 Hz.

6.2.4 Pressão de 4 bars e massa externa nula:

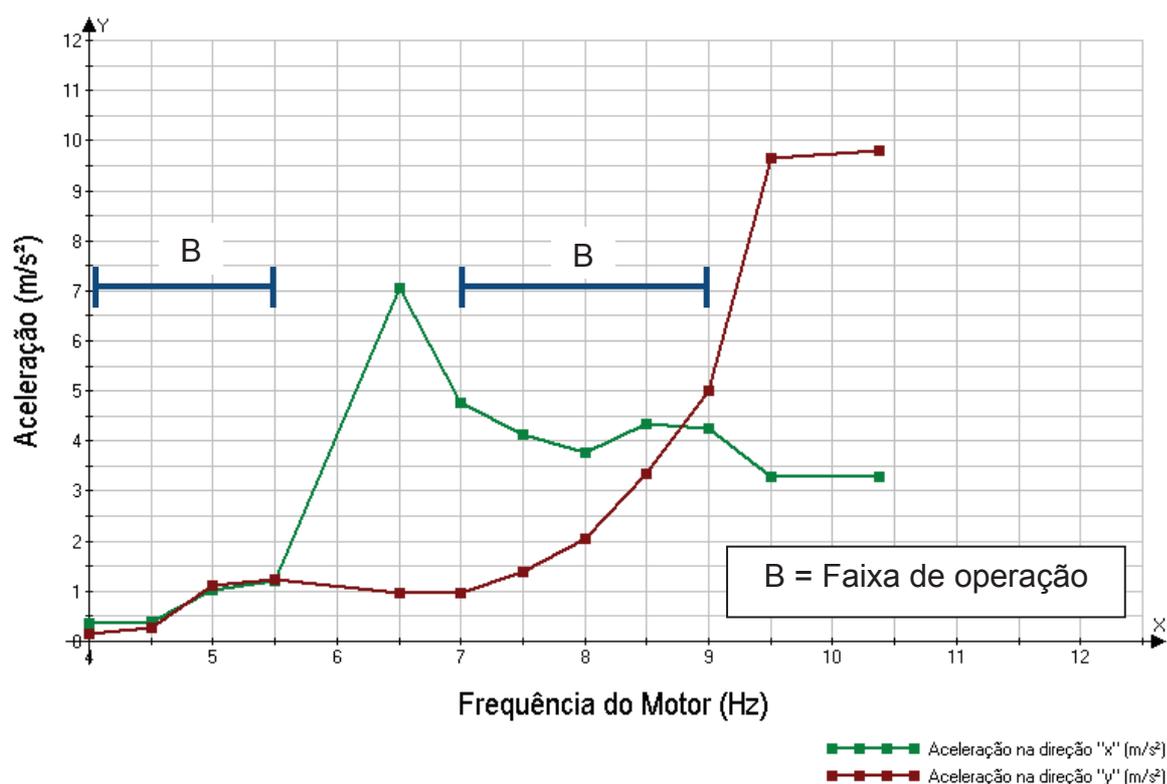
Primeiro foi verificado as frequências naturais na direção "x" no Anexo 3, Figura 97 de 6,5 Hz. Depois as frequências naturais na direção "y", Anexo 3, Figura 98, de 10,125 e 13,75 Hz. Então, para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição, foi adicionado 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz, evitando as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Com esses dados obteve-se a Tabela 12 e respectivamente a Figura 76 abaixo.

Tabela 12 – Dados coletados, pressão 4 bars e massa externa nula

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em y (mg)	Aceleração em y (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4,0	36,37	0,36	7,625	14,00	0,14	11,6
4,5	40,00	0,39	4,25	28,02	0,27	8,625
5,0	104,25	1,02	4,75	115,24	1,13	9,625
5,5	124,75	1,22	5,25	126	1,23	10,625
6,5	719,04	7,05	6,25	96,77	0,95	6,25
7,0	487,11	4,77	6,75	97,95	0,96	6,75
7,5	420,75	4,12	7,25	142,95	1,40	7,25
8,0	385,64	3,78	7,75	209,48	2,05	7,75
8,5	443,32	4,34	8,25	341,2	3,34	8,25
9,0	432,3	4,24	8,75	509,32	4,99	8,75
9,5	334,5	3,28	9,25	985,27	9,66	9,25
10,375	334,5	3,28	10,125	1000	9,80	10,125

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 76 Gráfico aceleração x frequência a 4 bars e massa externa nula



Fonte: O Autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,0 a 5,5 Hz e de 7,0 a 9,5 Hz.

6.2.5 Pressão de 4 bars e massa de 20,4 kg (Peso de 200N):

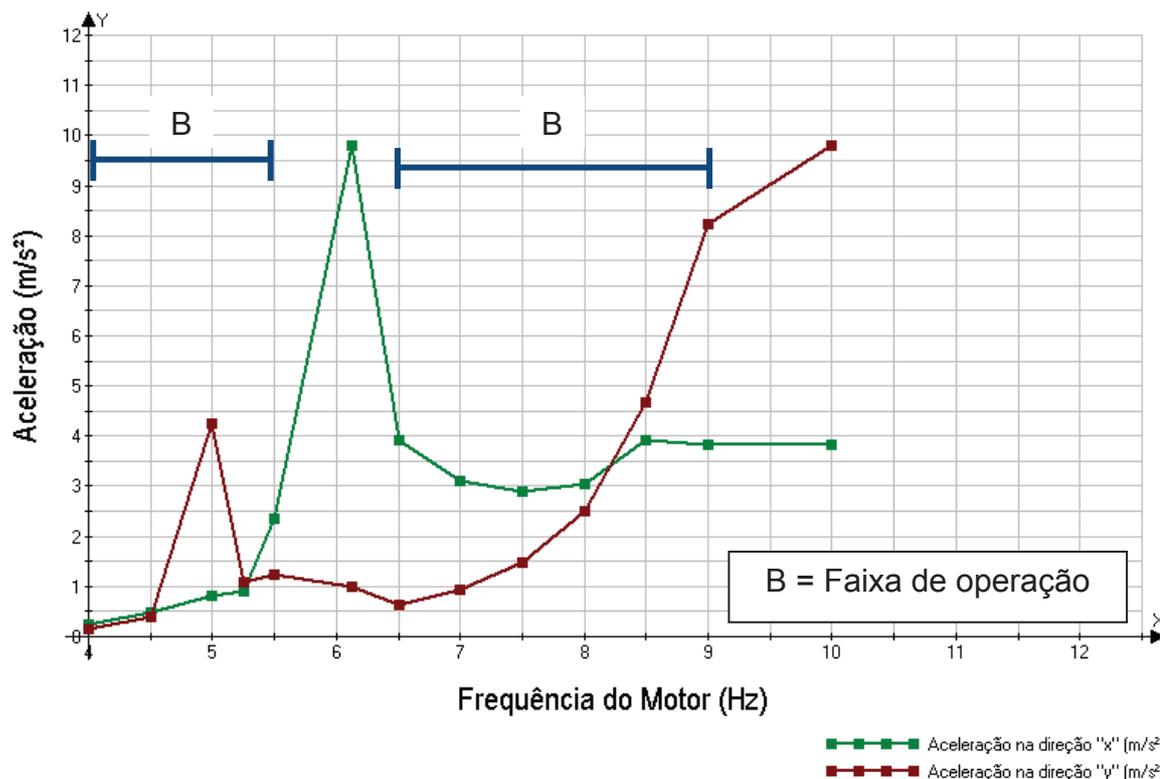
Constataram-se as frequências naturais nas direções “x”, 5,875 Hz, e “y”, 9,25 e 13,75 Hz (Anexo 3, Figuras 99 e 100). Adicionou-se então 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância) para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição. Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz, evitando-se as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Com esses dados construiu-se a Tabela 13 e Figura 77.

Tabela 13 – Dados coletados, pressão 4 bars e massa externa 20,4 kg (Peso de 200N)

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em y (mg)	Aceleração em y (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4,0	24,22	0,24	3,875	16,33	0,16	7,625
4,5	49,53	0,49	4,375	41,09	0,40	8,625
5,0	83,38	0,82	4,875	435,04	4,26	9,625
5,25	90,48	0,89	5	112,01	1,10	10,125
5,5	239,27	2,34	5,25	127,01	1,24	10,625
6,125	1000,00	9,80	5,875	100	0,98	5,875
6,5	400,69	3,93	6,25	64,1	0,63	6,25
7,0	317,31	3,11	6,75	94,06	0,92	6,75
7,5	294,48	2,89	7,25	150,79	1,48	7,25
8,0	312,63	3,06	7,75	256,54	2,51	7,75
8,5	401,31	3,93	8,25	476,65	4,67	8,25
9,0	391,38	3,84	8,75	839,73	8,23	8,75
9,25	391,38	3,84	9,25	1000,00	9,80	9,25

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 77 Gráfico aceleração x frequência a 4 bars e massa externa 20,4 kg (Peso de 200N)



Fonte: O autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,0 a 5,5 Hz e de 6,5 a 9,0 Hz. Em 5 Hz a aceleração vertical teve um pico porque a faixa foi um múltiplo da frequência natural, mas que não apresentou risco de danificar a bancada durante o teste.

6.2.6 Pressão de 4 bar e massa de 40,8 kg (Peso de 400N):

Primeiro foi verificado as frequências naturais na direção “x” no Anexo 3, Figura 101 de 5,625 Hz. Depois as frequências naturais na direção “y”, Anexo 3, Figura 102, de 9,25 e 13,5 Hz . Então para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição, foi adicionado mais 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz. Evitando as zonas de ressonância para não danificar o

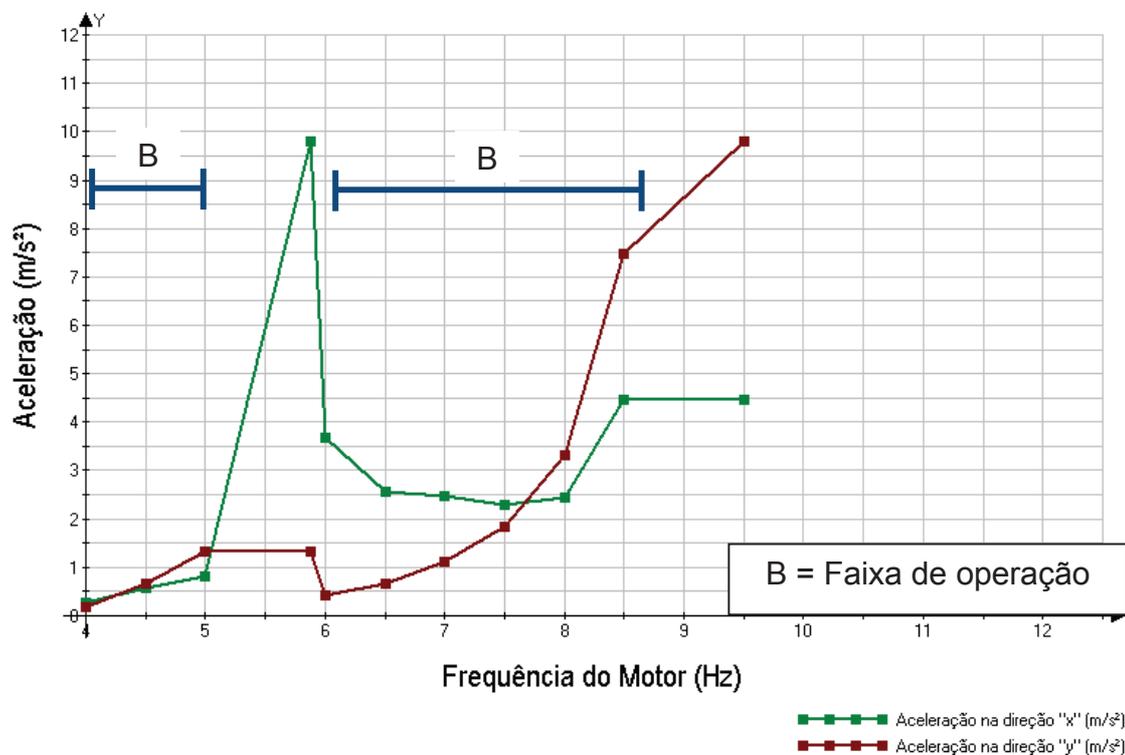
equipamento. Com esses dados obteve-se a Tabela 14 e respectivamente a Figura 78 a seguir.

Tabela 14 – Dados coletados, pressão 4 bars e massa externa de 40,8 kg

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em y (mg)	Aceleração em y (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4,0	26,27	0,26	3,875	19,36	0,19	7,625
4,5	58,96	0,58	4,375	68,46	0,67	8,625
5,0	83,13	0,81	4,875	134,42	1,32	9,625
5,875	1000	9,80	5,625	134,42	1,32	5,625
6,0	375,08	3,68	5,75	43,22	0,42	11,625
6,5	260,57	2,55	6,25	67,54	0,66	6,25
7,0	250,62	2,46	6,75	114,69	1,12	6,75
7,5	232,36	2,28	7,25	187,1	1,83	7,25
8,0	249,04	2,44	7,75	340,3	3,33	7,75
8,5	454,71	4,46	8,25	762,47	7,47	8,25
9,5	454,71	4,46	9,25	1000	9,80	9,25

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 78 Gráfico aceleração x frequência a 4bars e massa externa de 40,8 kg



Fonte: O Autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,0 a 5,0 Hz e de 6,0 a 8,5 Hz.

6.3 TESTE EM UM PRODUTO REAL

6.3.1 Levantamento das características

Foi escolhido para teste em um produto real o produto “Caixa de Rancho” por ser um produto com histórico em testes de campo. Para a fixação da caixa, um suporte metálico foi projetado simulando a fixação no caminhão. Esse suporte foi fixado firmemente na bancada de testes. A característica mais importante a ser averiguada foi o seu peso (FIGURAS 79 e 80).

Figura 79 – Massa suporte metálico



Fonte: O autor, (2013)

A massa do suporte mais componentes foi de 40 kg.

Figura 80 – Massa da Caixa de Rancho



Fonte: O autor, (2013)

A massa da caixa de rancho foi de 45,5 kg, totalizando 85,5 kg de massa de teste para a bancada.

6.3.2 Teste experimental em um produto

Para esse teste, o suporte e o produto foram instalados na bancada de teste, tendo-se o cuidado de posicionar o centro de gravidade do produto alinhado com o centro de gravidade da bancada (FIGURA 81). Um acelerômetro (TABELA 15) foi instalado no produto, para medir a aceleração vertical. Em seguida o produto foi testado com pressões de 3 e 4 bars, variando a frequência de 4 a 15 Hz.

Tabela 15 – Dados do Acelerômetro instalado no produto

Acelerômetro	Posição	Serial	Sensibilidade
03	Vertical (y no produto)	5270	111,8 mV/g

Figura 81 – Caixa de Rancho instalada na bancada



Fonte: O autor, (2013)

6.3.3 Pressão de 3 bars e massa de 85,5 kg:

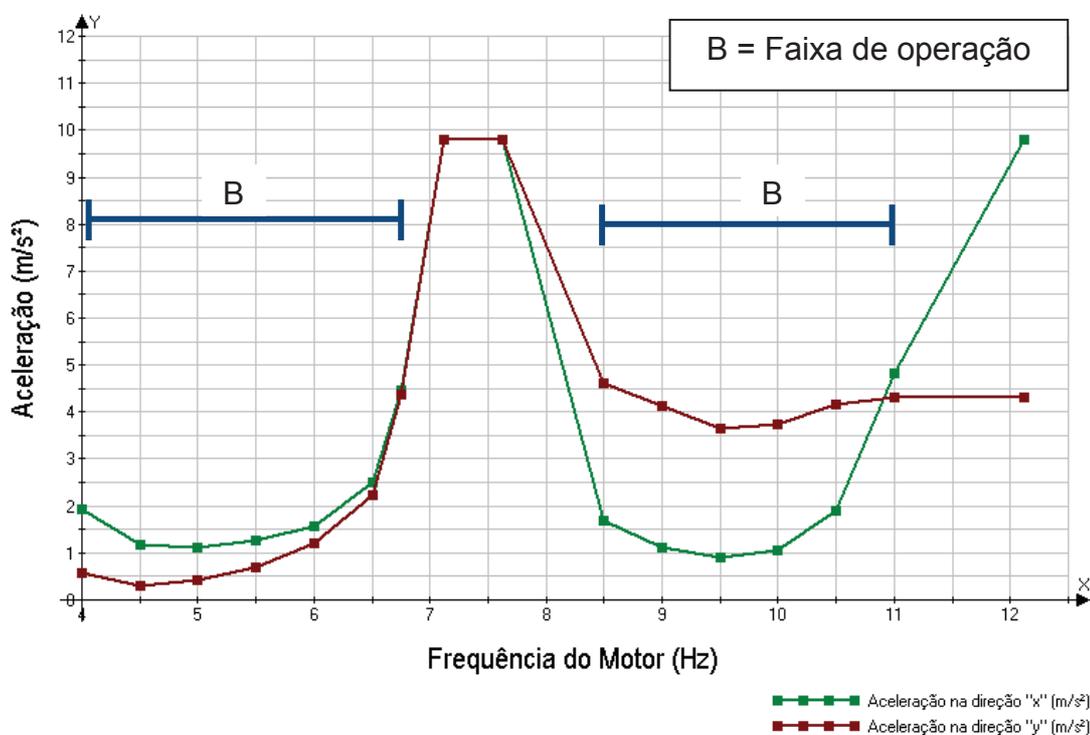
Primeiro foi verificado as frequências naturais na direção “x” no Anexo 3, Figura 103 de 6,875; 7,375 e 11,875 Hz. Depois as frequências naturais na direção “y”, Anexo 3, Figura 104, de 6,875 e 7,375 Hz . Então para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição, foi adicionado mais 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz. Evitando as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Com esses dados obteve-se a Tabela 15 e respectivamente a Figura 82 a seguir.

Tabela 15 – Dados coletados, pressão 3 bars e massa externa de 85,5 kg

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em x (mg)	Aceleração em x (m/s ²)	Frequência em x (Hz)	Aceleração em y (mg)	Aceleração em y (m/s ²)	Frequência em y (Hz)
4	196,50	1,93	3,88	58,36	0,57	7,63
4,5	121,76	1,19	4,38	31,76	0,31	8,63
5	113,86	1,12	4,88	41,64	0,41	4,88
5,5	130,03	1,27	5,38	70,73	0,69	5,38
6	161,66	1,58	5,88	123,22	1,21	5,87
6,5	256,47	2,51	6,38	226,80	2,22	6,38
6,75	455,82	4,47	6,50	445,18	4,36	6,50
7,125	1000	9,8	7,63	1000,00	9,80	7,125
7,625	1000	9,8	7,63	1000,00	9,80	7,625
8,5	172,96	1,70	8,25	471,12	4,62	8,25
9	114,86	1,13	8,75	422,77	4,14	8,75
9,5	91,36	0,90	9,25	371,86	3,64	9,25
10	108,77	1,07	9,75	380,12	3,73	9,75
10,5	194,99	1,91	10,25	423,32	4,15	10,25
11	492,42	4,83	10,75	441,15	4,32	10,75
12,125	1000,00	9,80	12,125	441,15	4,32	12,125

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 82 Gráfico aceleração x frequência a 3 bars e massa externa 85,5 kg



Fonte: O autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,0 a 6,75 Hz e de 8,5 a 11 Hz.

6.3.4 Pressão de 4 bar e massa de 85,5 kg:

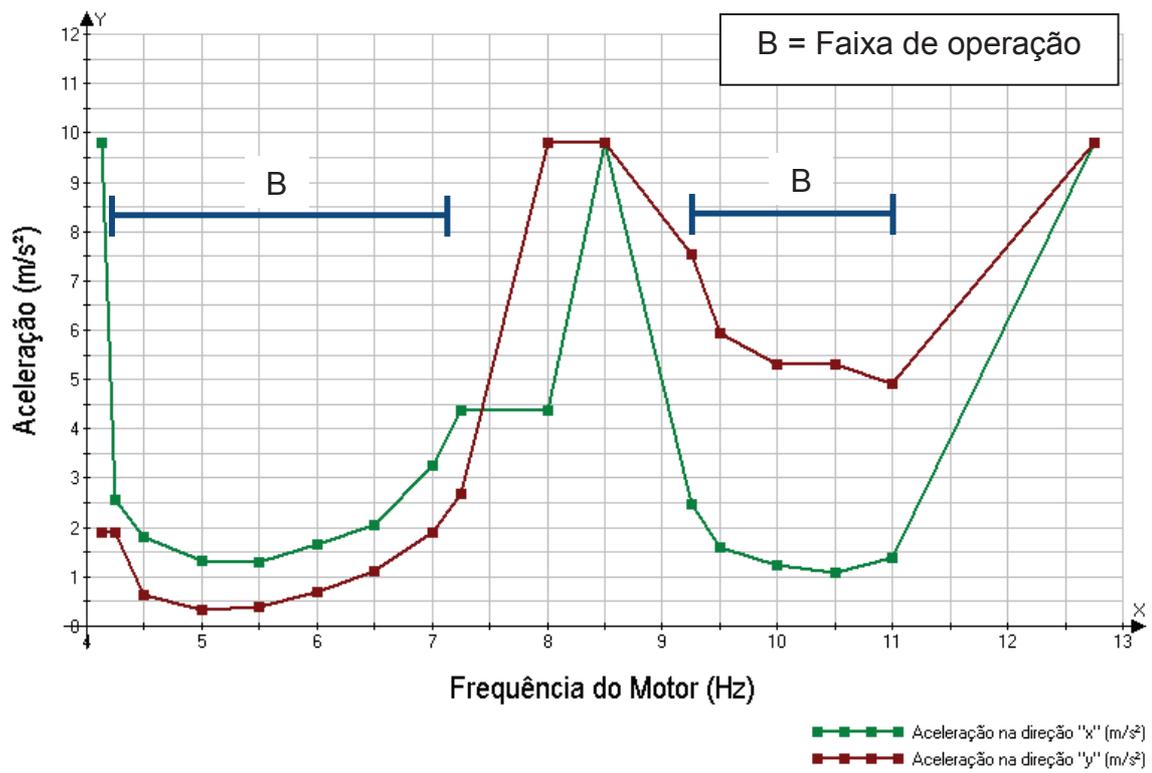
Primeiro foi verificado as frequências naturais na direção “x” no Anexo 3, Figura 105 de 3,875; 8,25 e 12,5 Hz. Depois as frequências naturais na direção “y”, Anexo 3, Figura 106, de 7,75; 8,25 e 12,5 Hz . Então para compensar a diferença entre a leitura do motor e a da medição, foi adicionado mais 0,25 Hz na leitura do motor nas medições de frequências naturais (frequência de ressonância). Mantendo a massa externa, as medições de acelerações verticais e horizontais foram feitas variando as faixas de frequência de 4 a 15 Hz. Evitando as zonas de ressonância para não danificar o equipamento. Com esses dados obteve-se a Tabela 16 e respectivamente a Figura 83 a seguir.

Tabela 16 – Dados coletados, pressão 4 bars e massa externa de 85,5 kg

Frequência Motor (Hz)	Aceleração em X (mg)	Aceleração em X (m/s ²)	Frequência em X (Hz)	Aceleração em Y (mg)	Aceleração em Y (m/s ²)	Frequência em Y (Hz)
4,125	1000,00	9,8	3,75	193,27	1,89	3,75
4,25	262,06	2,57	4,13	193,27	1,89	8,25
4,50	185,42	1,82	4,38	64,20	0,63	8,63
5,00	134,66	1,32	4,88	33,18	0,33	9,63
5,50	131,23	1,29	5,38	41,09	0,40	5,38
6,00	168,23	1,65	5,88	71,01	0,70	5,88
6,50	210,52	2,06	6,38	114,75	1,12	6,38
7,00	333,02	3,26	6,88	193,99	1,90	6,88
7,25	446,33	4,37	7,00	272,64	2,67	7,00
8,0	446,33	4,37	7,75	1000,00	9,80	7,75
8,5	1000,00	9,8	8,25	1000,00	9,8	8,25
9,25	252,46	2,47	9,00	770,62	7,55	9,00
9,50	162,44	1,59	9,25	606,99	5,95	9,25
10,00	125,92	1,23	9,75	542,49	5,32	9,75
10,50	110,02	1,08	10,25	541,27	5,30	10,25
11,00	142,71	1,40	10,75	502,22	4,92	10,75

Fonte: O autor, (2013)

Figura – 83 Gráfico aceleração x frequência a 4bars e massa externa de 85,5 kg



Fonte: O autor, (2013)

Faixa de utilização da bancada (B) de 4,25 a 7,25 Hz e de 9,25 a 11 Hz.

6.4 COMPARAÇÃO OS RESULTADOS TEÓRICO E EXPERIMENTAL

Analisando as frequências naturais ω_n do resultado experimental, compara-se as Equações 27 e 28 do Capítulo 3, com as pressões de 3 bars e massa da mesa de 141,1kg e massa de teste nula.

$$m\ddot{y} + 4K_y y + F_y = 0; \quad (27)$$

Sendo que, $4K_y = K_{eq(y)}$

$$m\ddot{x} + 4K_x x + F_x = 0; \text{ sendo } 4K_x = K_{eq(x)} \quad (28)$$

Sendo que, $4K_x = K_{eq(x)}$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{m}} = rad/s \quad (32)$$

$$f = \frac{\omega_n}{2\pi} = Hz ; \quad (36)$$

Frequência natural teórica na direção “y” para 3 bar, massa de teste nula:

$$\omega_n(y) = \sqrt{\frac{459.560}{141,1}} = 57,07 \text{ rad/s} \quad (46)$$

$$f_{teórico(y)} = \frac{57,07}{2\pi} = 9,08 \text{ Hz} \quad (47)$$

De acordo com Anexo 3, Figura 104 a frequência natural para massa de teste nula é:

$$f_{experimental(y)} = 9,125 \text{ Hz} \quad (48)$$

Diferença de 0,6% para y.

Frequência natural teórica na direção “x” para 3 bar, massa de teste nula:

$$\omega_n(x) = \sqrt{\frac{178.181}{141,1}} = 35,59 \text{ rad/s} \quad (49)$$

$$f_{teórico(x)} = \frac{35,59}{2\pi} = 5,66 \text{ Hz} \quad (50)$$

De acordo com o Anexo 3, Figura 103 a frequência natural para massa de teste nula é:

$$f_{experimental(x)} = 5,75 \text{ Hz} \quad (51)$$

Diferença de 1,7% para x

7 ANÁLISE DE CUSTO

Abaixo, na Tabela 17, apresenta-se o descritivo de materiais e mão de obra utilizados para a fabricação da bancada de testes.

Tabela 17 – Custo Bancada Vibratória

Relação de Materiais para Bancada Vibratória				
Material	Quantidade	Unidade	Valor unitário	Valor total
Tubo de aço 100x100 4,25 mm	6	m	R\$ 264,00	R\$ 264,00
Tubo de aço 70x70 4,25 mm	6	m	R\$ 248,00	R\$ 248,00
Chapa de Aço 1350x1200x6,25 mm	1	pç	R\$ 260,00	R\$ 260,00
Mancal + Rolamento blindado para eixo de 40mm	2	pç	R\$ 35,90	R\$ 71,80
Motor trifásico WEG 90L 3 hp	1	pç	R\$ 448,00	R\$ 448,00
Inversor de Frequência WEG CFW08	1	pç	R\$ 1.318,00	R\$ 1.318,00
CLP Siemens LOGO! 230RC	1	pç	R\$ 470,00	R\$ 470,00
Cabo USB para CLP Siemens LOGO! 230RC	1	pç	R\$ 263,00	R\$ 263,00
Correia dentada canal A, 280mm	1	pç	R\$ 40,00	R\$ 40,00
Polia de canal A de 120 mm	2	pç	R\$ 15,00	R\$ 30,00
Eixo Usinado + Massa Excêntrica 1,5 kg	1	pç	R\$ 220,00	R\$ 220,00
Pulmão de Ar comprimido c/ 4 saídas	1	pç	R\$ 35,00	R\$ 35,00
Regulador de pressão + manômetro de 0,2 bar de precisão	1	pç	R\$ 155,00	R\$ 155,00
Painel pneumático	1	pç	R\$ 35,00	R\$ 35,00
Quadro de comando 400x400x200 mm	1	pç	R\$ 145,00	R\$ 145,00
Contactora	1	pç	R\$ 118,00	R\$ 118,00
Disjuntor DIN trifásico	1	pç	R\$ 25,00	R\$ 25,00
Mola Pneumática 2B9-250 Goodyear	4	pç	R\$ 265,00	R\$ 1.060,00
Botão liga desliga	1	pç	R\$ 13,00	R\$ 13,00
Botão de emergência	1	pç	R\$ 35,00	R\$ 35,00
Elemento contato NF	1	pç	R\$ 12,50	R\$ 12,50
Mão de obra	282	hr	R\$ 35,00	R\$ 9.870,00
CUSTO TOTAL				R\$ 15.136,30

Fonte: O autor, (2013).

Para análise do preço de venda consideramos uma margem de contribuição de 35%, considerando valores praticados na indústria no ano de 2013. Portanto o preço aproximado de venda sem impostos seria de R\$ 20,5 mil, valor está compreendido dentro dos R\$ 48 mil citados anteriormente nos objetivos do Capítulo 2.

8 CONCLUSÃO

Fazendo uma análise do trabalho podemos concluir que, com relação aos objetivos propostos para este trabalho:

O contraste entre o modelo teórico e o experimento teve um erro menor que 1,7%. As diferenças se devem principalmente a dificuldade em ter o valor exato da pressão no interior da mola durante os testes, por ter um manômetro manual de 0,2 bar de precisão.

Foi possível obter acelerações verticais de $0,3\text{m/s}^2$ a $10,09\text{ m/s}^2$, conjuntamente com acelerações horizontais de $0,3\text{ m/s}^2$ a $4,83\text{ m/s}^2$.

Foi definida a faixa de utilização (B) para cada massa de teste, com frequência de 4 Hz a 11 Hz, respeitando as faixas de ressonância de cada massa.

A carga máxima de teste foi de 85,5 kg, com acelerações máximas na direção “x” de $4,83\text{ m/s}^2$ e na direção “y” de $7,55\text{ m/s}^2$.

O preço aproximado da bancada foi de R\$ 20.500,00.

Melhorias:

Para prosseguimento deste trabalho sugere-se:

- Fazer comparativo da durabilidade teórica do produto com a prática;
- Alterar posição dos excêntricos para incluir torção nos testes dos produtos;
- Utilizar o CLP para fazer a programação em rampa, picos e valores aleatórios a fim de ter um resultado mais parecido com a realidade testando várias situações reais.
- Reprojetar a estrutura superior para ficar mais leve, de modo a propiciar as mesmas acelerações com cargas superiores a 150 kg.

Exemplos de utilização

Podemos ter berços para testes para diferentes produtos, como mostrado nas figuras 84 e 85.

Figura 84 – Exemplo de utilização em capôs



Fonte: O autor, (2013)

Figura 85 – Exemplo de utilização em defletor de ar



Fonte: O autor, (2013)

REFERÊNCIAS

AKAO, Y. **Introdução ao Desdobramento da Qualidade**. Vol. 1. Belo Horizonte: Editora Fundação Christiano Ottoni. 1996. 187 p.

ANTICH, Régis Eduardo. **Comparação de métodos genéticos e SQP para otimização de resposta em frequência em sistemas vibroacústicos**. 155 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - **ABNT NBR 13308** Veículos Rodoviários automotores - Amortecedor da suspensão – Verificação de desempenho e durabilidade – Método de ensaio. Segunda edição 28.04.2010.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS - **ABNT NBR NM 213-2**. Segurança de máquinas - Conceitos fundamentais, princípios gerais de projeto Parte 2: Princípios técnicos e especificações. 22.02.2000.

BALBINOT, A. **Caracterização dos níveis de vibração em motoristas de ônibus: um enfoque no conforto e na saúde**. 2001. Tese (Doutorado em Engenharia) – Faculdade de Engenharia. UFRGS. Porto Alegre, 2001.

BATAGLIN, M. **O método do desdobramento da função modular no projeto e manufatura sustentável de produtos: aplicação em uma empresa do setor metal-mecânico**. 139 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica). Universidade Federal de Santa Catarina, 2012.

BAVARESCO, Delair. **Modelagem matemática e controle de um atuador pneumático**. 2007. 107f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2007.

Brasil em desenvolvimento 2010 Estados, Planejamento e Políticas Públicas Volume I. **Brasil em Desenvolvimento : Estado, planejamento e políticas públicas / Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada.- Brasília : Ipea, 2010**. 210 p. 3 v. : gráfs., mapas, tabs. (Brasil: o Estado de uma Nação) Disponível em: <http://www.ipea.gov.br/bd/pdf/Livro_BD_vol1.pdf> Acesso em 31 abr. 2012.

BANCO NACIONAL DO DESENVOLVIMENTO. Apoio Financeiro. Disponível em <http://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/bndes/bndes_pt/Institucional/Apoio_Financeiro/porte.html> Acesso em 23 ago. 2013.

BRÜEL & KJÆR -. **Vibration Test systems** – Catálogo. Disponível em: <<http://www.bksv.com/doc/bf0223.pdf>> Acesso em 10 jan. 2013.

CAVALCANTE, Paula Francinetti; JESUS, Solival Santana. Utilização de bancadas de ensaio para estudo do comportamento dinâmico de máquinas rotativas-vibrações mecânicas. **HOLOS-ISSN 1807-1600**, v. 3, p. 18-40, 2011.

CHENG, L. C. *et al.* **QFD: Planejamento da Qualidade**. Fundação Cristiano Ottoni, 1995.

CHENG, L. C.; MELO FILHO, L. D. R. **QFD Desdobramento da Função Qualidade na gestão de Desenvolvimento de Produtos**. São Paulo: Blucher, 2007.

CARREIRÃO, C. **Estudo do comportamento dinâmico de ônibus com diferentes arranjos de eixos**. 193 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba, 2003.

CNT. **Boletim Estatístico de Fevereiro 2013**. Disponível em: <http://www.cnt.org.br/Imagens%20CNT/PDFs%20CNT/Boletim%20Estatístico/Bol etim_Estatistico_Fevereiro.pdf> Acesso em 31 abr. 2013.

CORRÊA, J. L. **Comportamento dinâmico de um veículo implementado com suspensões ativas**. 104 f. Dissertação (mestrado em engenharia mecânica) – Universidade Federal do rio Grande do Sul. Porto Alegre. 2011

CRUZ, A. B.; BENZECRY, J. H.; ALMEIDA, M. A.; REZENDE FILHO, M. **Utilização da metodologia qfd aliada à pesquisa de mercado para desenvolvimento de novo produto**. In: Congresso Virtual Brasileiro – Administração, VIII, 2011. São Paulo, 2011. Disponível em: <<http://www.convibra.com.br/2011.asp?ev=23&lang=pt&ano=2011>> acesso em 08/02/2013.

DA CUNHA, Márcia Cristina; THOMAZ, Edivaldo Lopes; VESTENA, Leandro Redin. Medidas de controle de erosão em estradas rurais na bacia do rio das pedras, Guarapuava-PR. **Sociedade & Natureza**, v. 25, n. 1, p. 107-118, 2013.

DIEESE. **O Setor de Caminhões no Brasil: estrutura e perspectiva**. Disponível em <http://pt.scribd.com/doc/18395859/A-Industria-de-Caminhoes-no-Brasil> Acesso em 03 abr. 2011.

DOWNEY, G. e AGER, R. **“Costela de Vaca”**. 2004. 1 fotografia, color. Disponível em <<http://ecoviagem.uol.com.br/blogs/challenging-your-dreams/aventura-pelo-mundo/o-caminho-ate-bamako-8827.asp>> Acessado em 15/04/2013

DYNAMIC TESTING & EQUIPMENTS - DTE. **Products**. Disponível em: <<http://www.dynamic-testing.com/dte/Products/Vibration.aspx> > Acesso em 10 abr. 2012.

EATON,R,GERARD,S;DATILLO,RS. **A Method for Rating Unsurfaced Roads**. Transportation Research record, nº1106, vol. 02, pp 34-42, 1987.

ESTORILIO, Carla. QFD, Desdobramento da Função Qualidade. **Apostila**. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Curitiba. 2007.

FONTENELE,H.B. **Estudo para adaptação de um método de classificação de estradas não pavimentadas às condições do município de São Carlos – SP**. Dissertação de Mestrado-escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, 2001.

FORD. **Campo de provas**. Disponível em: <<http://www.fordparatodos.com.br/mostraTexto.asp?nr=2&id=153>> Acesso em 25 abr. 2013.

FIAT. **Campo de provas**. Disponível em: <<http://www.fiat.com.br/mundo-fiat/novidades/6339/FABRICA+DA+FIAT+EM+PERNAMBUCO+E+O+CENTRO+D+E+POLO+AUTOMOTIVO+INTEGRADO>> Acesso em 25 abr. 2013.

FRACARO, A. R. **Modelagem matemática do acionamento hidráulico de uma bancada de vibração**. 2011. 94f. – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2011.

FREITAS, L. M. P. **Estudo da dinâmica vertical de uma suspensão veicular do tipo Macpherson**. 2006. 139 f. Dissertação (Mestrado). Universidade de São Paulo, São Carlos, 2006.

GOODYEAR. **Pneumatic Springs**. Disponível em <<http://www.goodyear.com> > Acesso em 08 set. 2012.

HIBBELER, R. C. **Dinâmica: mecânica para engenharia**. Pearson Education do Brasil, 2005.

INSTITUTO NACIONAL DE METROLOGIA, NORMALIZAÇÃO E QUALIDADE INDUSTRIALINMETRO. **Portaria nº 301** - Aprovar os Requisitos de Avaliação da Conformidade para Componentes Automotivos. 21/07/2011.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: **ISO 2631**. “Guide for the evaluation of human exposure to whole-body vibration”. 1974.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION: **ISO 2631-1**. “Mechanical vibration and shock – evaluation of human exposure to whole-body vibration – Part I: general requirements”. 1997.

LAB EQUIPAMENT. **Catálogo**. Disponível em <<http://pdf.directindustry.com/pdf/l-a-b-equipment/hydraulic-vibration-testers/64021-182899.html>> Acessado em 15/04/2013

LISINGEN, Irlan Von. **Fundamentos de Sistemas Hidráulicos**. 2.ed. Florianópolis: Ed. da UFSC, 2003.

LUCAS FILHO, F. C.; PIO, N. da S.; FERREIRA, D. R. Método QFD como Ferramenta para Desenvolvimento Conceitual de Produtos de Madeiras da Amazônia; QFD Method as a Tool for Conceptual Development of Amazonian Wood Products. **Acta amaz**, v. 40, n. 4, p. 675-686, 2010.

MAQBLOCOS, **Catálogo**. Disponível em <<http://www.maqblocos.com.br/detalhes-produto/184/>> acesso em 20/04/2013

MARINHO, M. V. A. **Modelagem dinâmica por elementos finitos e controle de placas e vigas usando sanduiches de sensor-atuador piezelétricos**. 150 f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) – Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

MERIAN, J. L.; KRAIGE, L. G., **Mecânica -Dinâmica**. 4 ed. LTC Livros Técnicos e Científicos Editora S.A. 1997.

MINISTÉRIO DE ESTADO DO DESENVOLVIMENTO, INDÚSTRIA E COMÉRCIO EXTERIOR E MINISTÉRIO DE ESTADO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA E INOVAÇÃO. **Portaria Interministerial nº 772** - Programa de Incentivo à Inovação Tecnológica e Adensamento da Cadeia Produtiva de Veículos Automotores - INOVAR-AUTO.de 12/08/2013

MIOTTO, F. E. M.. **Modelagem matemática da dinâmica do atrito e sua aplicação no controle ótimo de um atuador hidráulico**. 2009. 110f. Dissertação (Mestrado em Modelagem Matemática) – Universidade Regional do Noroeste do Estado do Rio Grande do Sul, Ijuí, 2009.

MVC. **Sobre a MVC**. Disponível em: <<http://www.mvcplasticos.com.br>> Acesso em 01 abr. 2012.

PEIXOTO, M. O. da C.; CARPINETTI, L. C. R. Aplicação de QFD integrando o modelo de Akao e o modelo QFD-estendido. **Gestão e Produção**, v. 5, n. 3, p. 221-238, 1998.

OLIVEIRA, A. L. **Contribuição para dosagem e produção de peças de concreto para pavimentação**. 271 f. Tese (Doutorado em engenharia Civil). Universidade Federal de Santa Catarina, 2004.

ODA, S. **Caracterização de uma rede municipal de estradas não pavimentadas**. 185p. Dissertação de Mestrado – Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo, São Carlos, 1995.

ODA, S. FERNANDES JÚNIOR, J. F. SÓRIA, M. H. A. **Implantação, localização e manutenção de estradas**. Departamento de Transporte - EESC-USP, Universidade de São Paulo, 2007.

OHFUJI, T.; MICHITERU, O.; AKAO, Y. **Método de desdobramento da qualidade**. Belo Horizonte, MG: Fundação Cristiano OTTONI, 1997.

RANDON. **Campo de provas**. Disponível em: <<http://www.randon.com.br/pt/proving-ground>> Acesso em 25 mar. 2012.

RAO, S.S. **Mechanical Vibrations**. 5ed. Pearson Education, 2011.

REVISTA BNDES. **O Transporte rodoviário de Carga e o papel do BNDES**. Rio de Janeiro, V. 14, N. 29, P. 35-60, JUN. 2008.

SANTOS, A. R; PASTORE, E.L; AUGUSTO, JR, F; CUNHA, M. AA **Estradas vicinais de terra. Manual Técnico para conservação e recuperação**; Instituto de Pesquisas Tecnológicas do estado de São Paulo, 2ª ed, São Paulo, 1988.

SHIGLEY, Joseph Edward. **Mechanical engineering design**. 4. ed Tokyo: LTC, 869 p. 1983.

SIMIENS. **CLP 230RC**. Disponível em: <www.siemens.com> Acesso em 25 mar. 2013

SOUZA, W. S. **Desenvolvimento de um sistema aplicativo em Labview para o monitoramento de máquinas rotativas com módulo de balanceamento de rotores**. 2005. 127f. Dissertação (Graduação). Universidade Federal do Pará, Belém, 2005.

SUSPENSYS. **Produtos**. Disponível em: <<http://www.suspensys.com.br/pt/produtos>> Acesso em 25 mar. 2012

TOZZI, B. J., Mosele, E., Lunelli, J., Miotta, S. A., & Fontenele, H. B. **Manutenção de estradas não pavimentadas em região do oeste do Paraná: Breve diagnóstico**. Faculdade Assis Gurgacz, Cascavel, 2007.

VIBROTRON. **Catálogo**. Disponível em <<http://www.vibrotron.biz/vs402.html>> Acessado em 22 abr. 2012

VOLVO. **Campo de provas**. Disponível em:
<<https://www.media.volvocars.com/global/enhanced/en-gb/Media/Preview.aspx?mediaid=35609>> Acesso em 25 abr. 2013

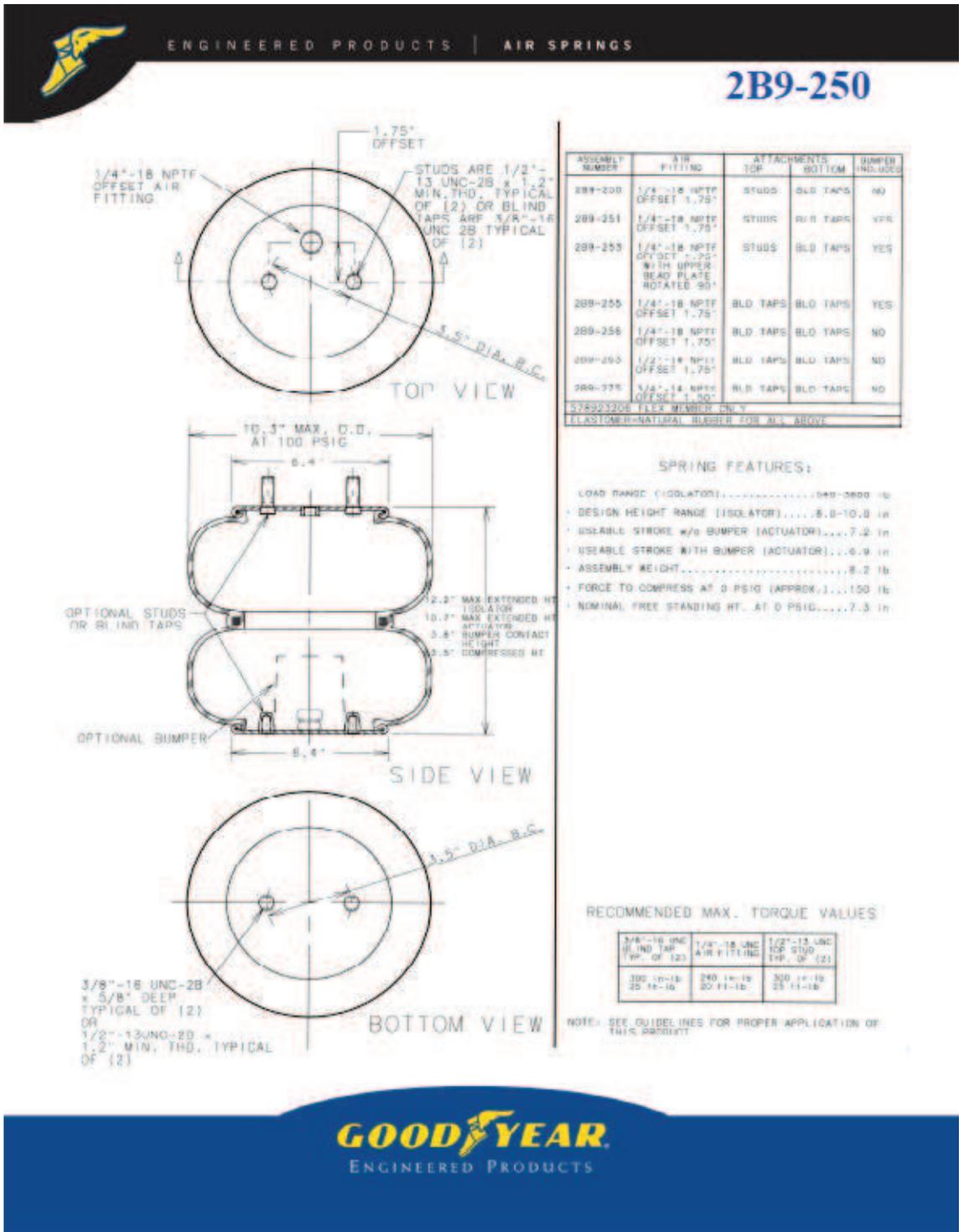
WALBER, Márcio; TAMAGNA, Alberto. Avaliação dos níveis de vibração existentes em passageiros de ônibus rodoviários intermunicipais, análise e modificação projetual. **Revista Liberato**, Novo Hamburgo, v. 11, n. 15, p. 1-88, jan./jun. 2010.

WEG. **Dados Técnicos**. Disponível em < <http://www.weg.net/>> Acesso em 18 abr. 2013

WILDER, D G., WOODWORTH, B. B., FRYMOYER, J. W., POPE, M H., **Vibration and the human Spine**. p243-254. 1982.

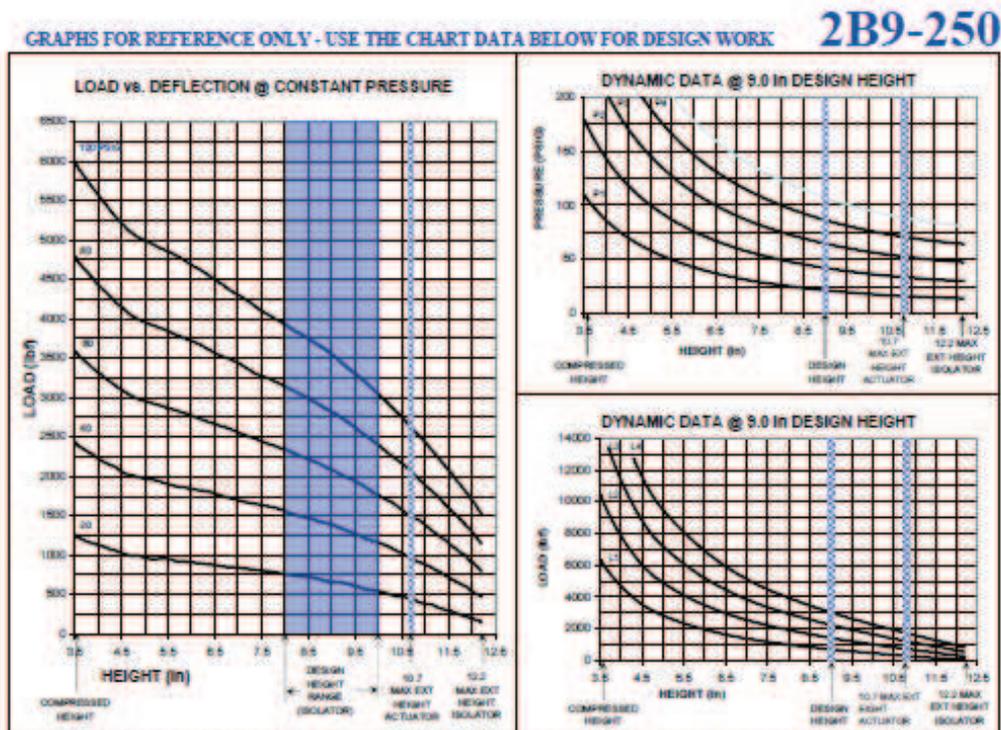
ANEXO 01 – DIMENSÕES E CARACTERÍSTICAS DA MOLA PNEUMÁTICA GOODYEAR

Figura 86 – Dimensões e características da mola pneumática Goodyear



Fonte: Goodyear, (2012).

Figura 87 – Dados estáticos e dinâmicos pneumática Goodyear



****NOTE: MAXIMUM INFLATION PRESSURE IS 100 PSIG. MAXIMUM JOUCE PRESSURE IS 200 PSIG. IF YOUR APPLICATION WILL EXCEED THESE LIMITS, CONSULT A GOODYEAR ENGINEERED PRODUCTS AIR SPRINGS REPRESENTATIVE FOR APPLICATION ASSISTANCE.**

CONSTANT PRESSURE CHARACTERISTICS

Assembly Height (in)	Volume @ 100 PSIG (in ³)	Nominal Force (lb)				
		@ 20 PSIG	@ 40 PSIG	@ 60 PSIG	@ 80 PSIG	@ 100 PSIG
12.2	500	120	440	800	1150	1500
11.6	467	260	700	1100	1500	2000
10.7	467	410	900	1400	1900	2500
10.0	449	540	1150	1700	2300	3000
9.0	415	640	1350	2000	2800	3500
8.0	382	750	1500	2300	3100	3800
7.6	363	800	1600	2400	3200	4000
6.6	320	850	1700	2600	3500	4400
6.6	273	900	1800	2800	3800	4800
4.6	221	1000	2000	3000	4100	5100
3.6	153	1250	2400	3600	4700	6000

DYNAMIC CHARACTERISTICS

Design Height (in)	Load (lb)	Pressure (PSIG)	Spring Rate (lb/in)	Natural Frequency	
				opm	Hz
10.0	750	26	285	115	1.92
	1500	51	515	110	1.83
	2300	76	695	103	1.72
	3100	99	930	103	1.72
9.0	750	22	255	109	1.82
	1500	43	405	98	1.63
	2300	66	570	101	1.68
	3100	87	785	100	1.67
8.0	750	18	185	93	1.55
	1500	36	450	103	1.72
	2300	56	635	99	1.65
	3100	79	855	98	1.63
3900	96	1025	96	1.60	

The GOODYEAR and Winged Foot Design trademarks are used by Veprance Technologies, Inc. under license from The Goodyear Tire & Rubber Company. Goodyear Engineered Products are manufactured and stored exclusively by Veprance Technologies, Inc. or its affiliates. The following trademarks are licensed to Veprance Technologies, Inc. by The Goodyear Tire & Rubber Company, including Compair, Eagle Eye, Flexair, Gatorback and EP Motors. ©2004 Veprance Technologies, Inc. All Rights Reserved.

goodyear.com

Aftermarket Parts - Automotive and Commercial Truck, Air Springs, Conveyor Belt - Heavyweight and Lightweight, Home and Garden, Hydraulics, Industrial Hose, Military, Power Transmission Products, Powersports, Rubber Track, Seawing Offshore Oil Hose

Fonte: Goodyear, (2012).

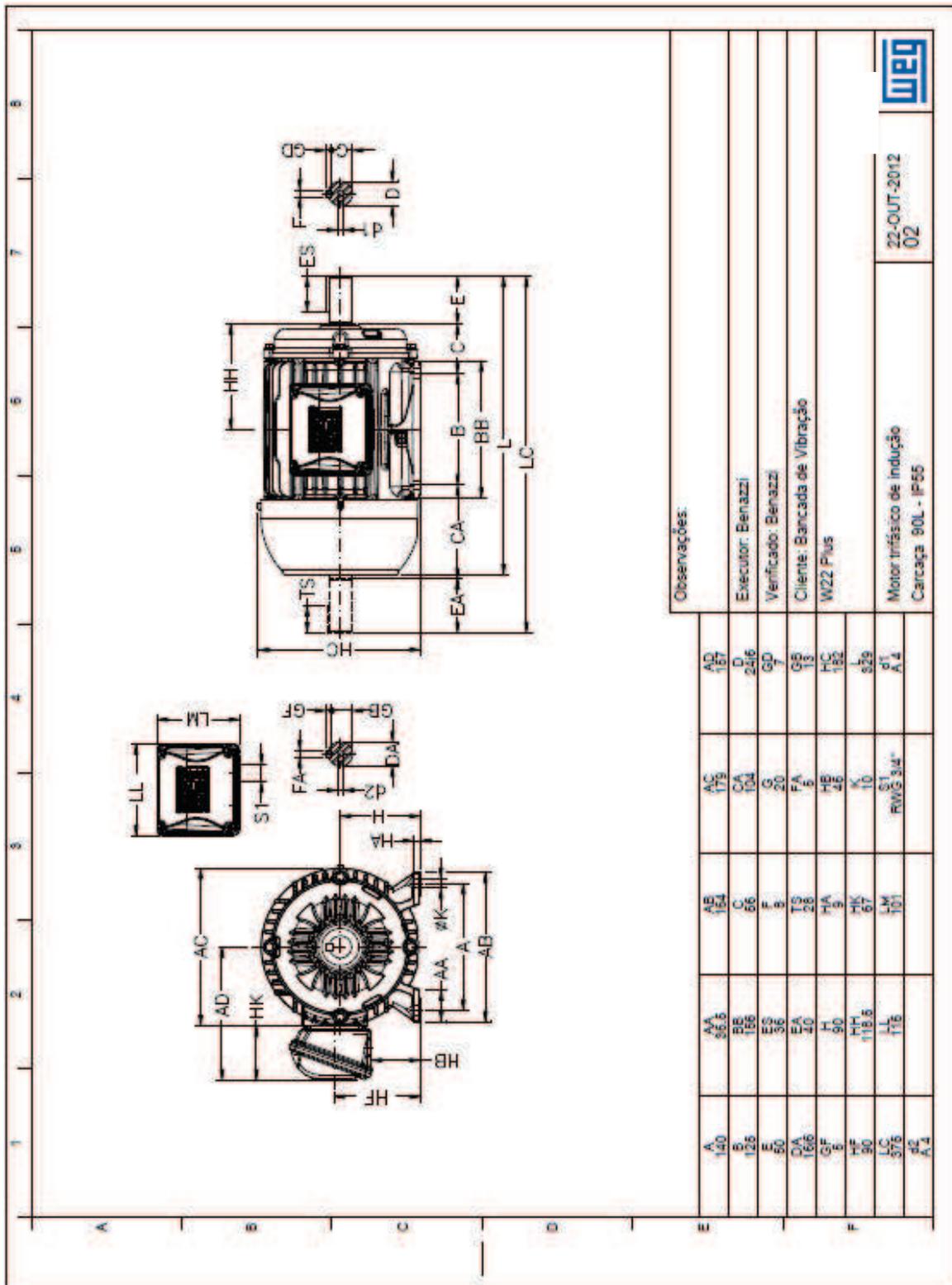
ANEXO 02 – DADOS DO MOTOR ELÉTRICO

Figura 88 – Dados do motor elétrico

		MVC Componentes Plásticos		No.: 01		
				Data: 22-OUT-2012		
FOLHA DE DADOS Motor trifásico de indução - Rotor de gaiola						
Cliente		: Bancada de Vibração				
Linha do produto		: W22 Plus				
Carcaça		: 90L				
Potência		: 3 HP				
Frequência		: 60 Hz				
Polo		: 2				
Rotação nominal		: 3460				
Escoregamento		: 4,17 %				
Tensão nominal		: 220/380 V				
Corrente nominal		: 8,04/4,66 A				
Corrente de partida		: 69,5/34,4 A				
Ip/In		: 7,4				
Corrente a vazio		: 3,92/2,27 A				
Conjugado nominal		: 6,09 Nm				
Conjugado de partida		: 290 %				
Conjugado máximo		: 300 %				
Categoria		: N				
Classe de isolamento		: F				
Elevação de temperatura		: 80 K				
Tempo de rotor bloqueado		: 10 s (quente)				
Fator de serviço		: 1,15				
Regime de serviço		: S1				
Temperatura ambiente		: -20°C - +40°C				
Altitude		: 1000				
Proteção		: IP66				
Massa aproximada		: 19 kg				
Momento de inércia		: 0,00198 kgm ²				
Nível de ruído		: 68 dB(A)				
		Dianteiro	Traseiro	Carga	Fator potência	Rendimento (%)
Rolamento		6205 2Z	6204 2Z	100%	0,84	85,5
Intervalo de lubrificação		—	—	75%	0,78	85,5
Quantidade de graxa		—	—	50%	0,66	84,6
Observações:						
Executor			Verificado			
Benazzi			Benazzi			

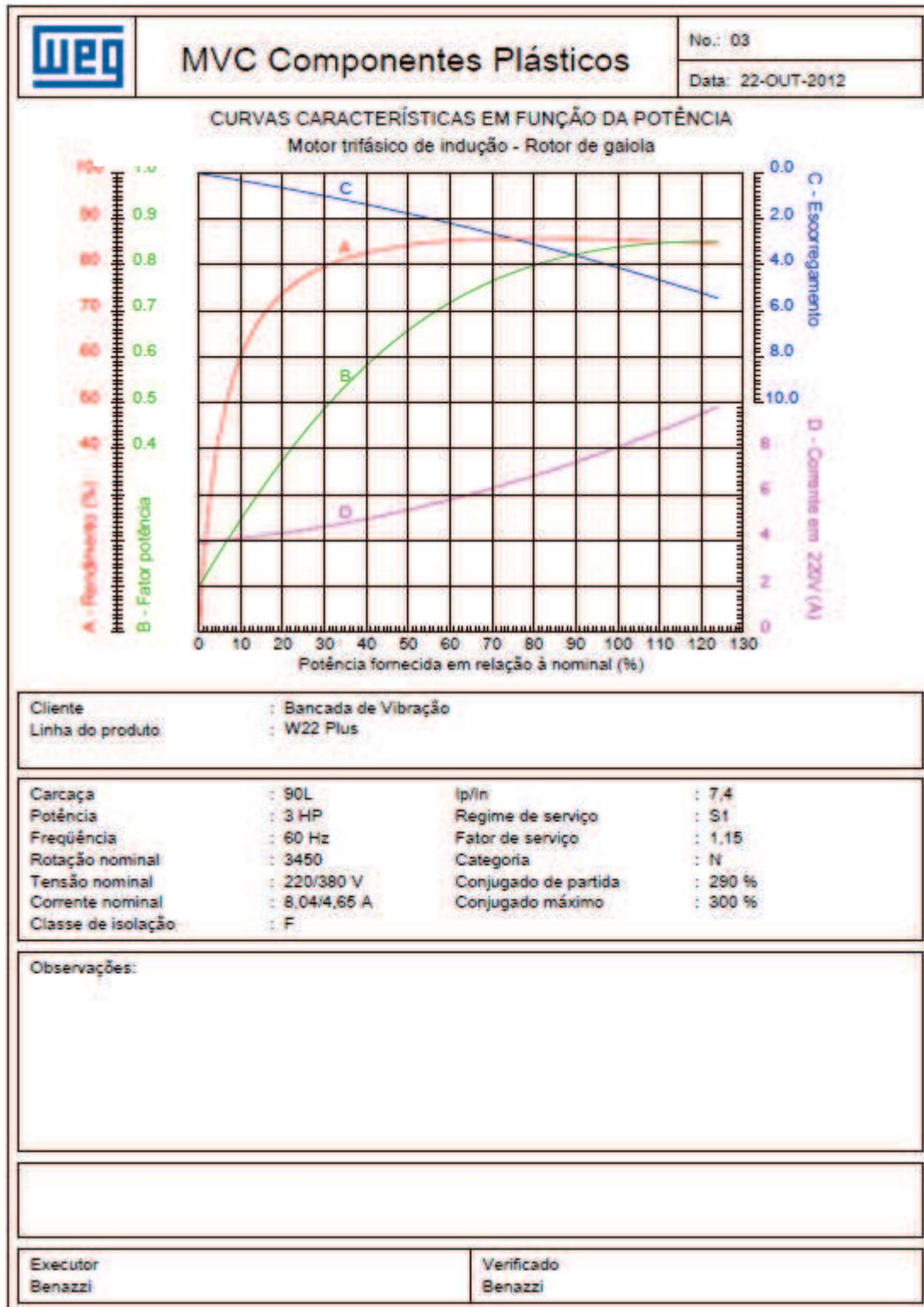
Fonte: Weg, (2013).

Figura 89 – Dimensões do motor elétrico



Fonte: Weg, (2013).

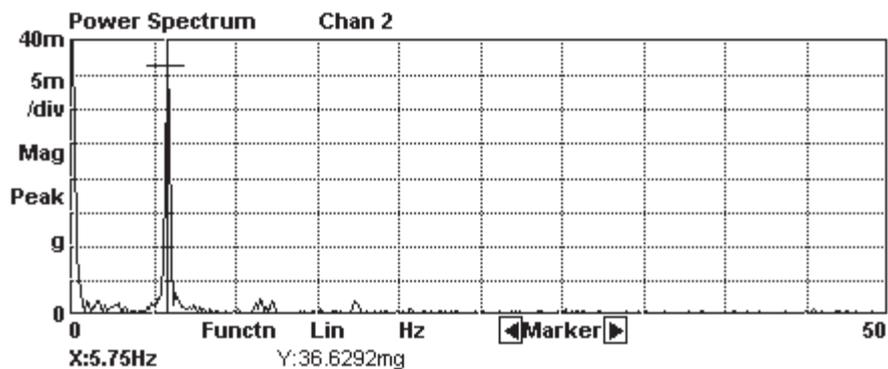
Figura 90 – Características de potência motor elétrico



Fonte: Weg, (2013).

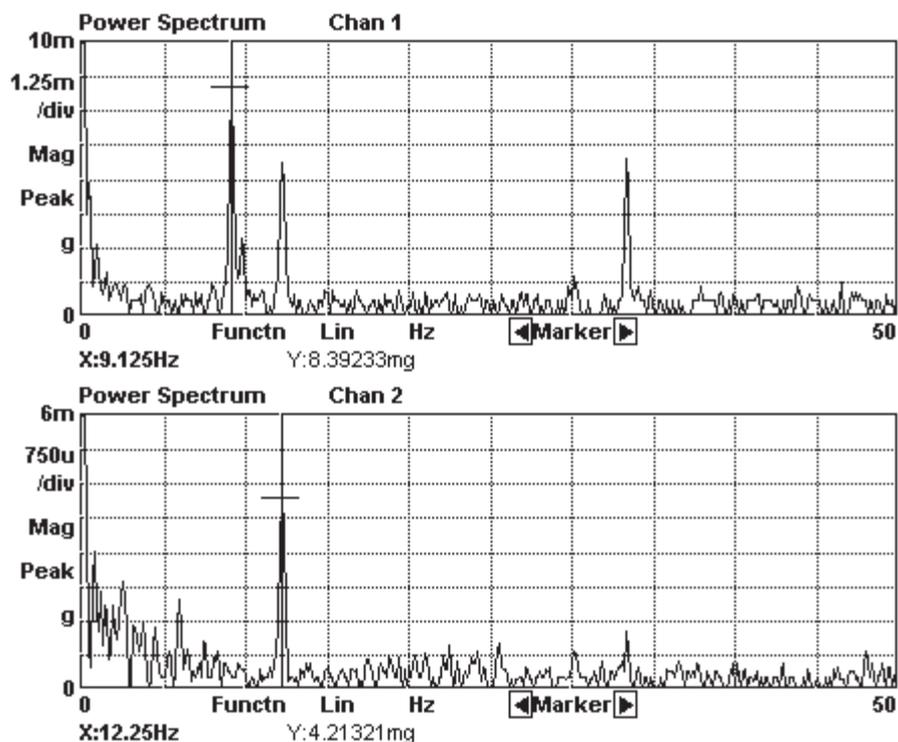
ANEXO 03 – AQUISIÇÃO DE DADOS

Figura 91 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 3 bars, massa externa nula



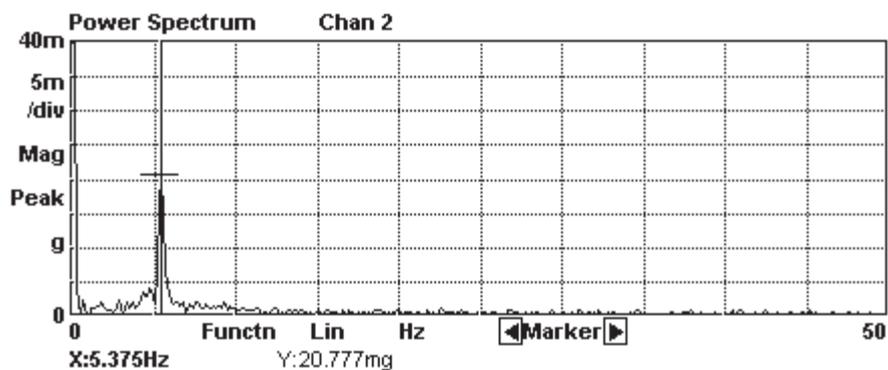
Fonte: O autor, (2013).

Figura 92 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 3 bars, massa externa nula



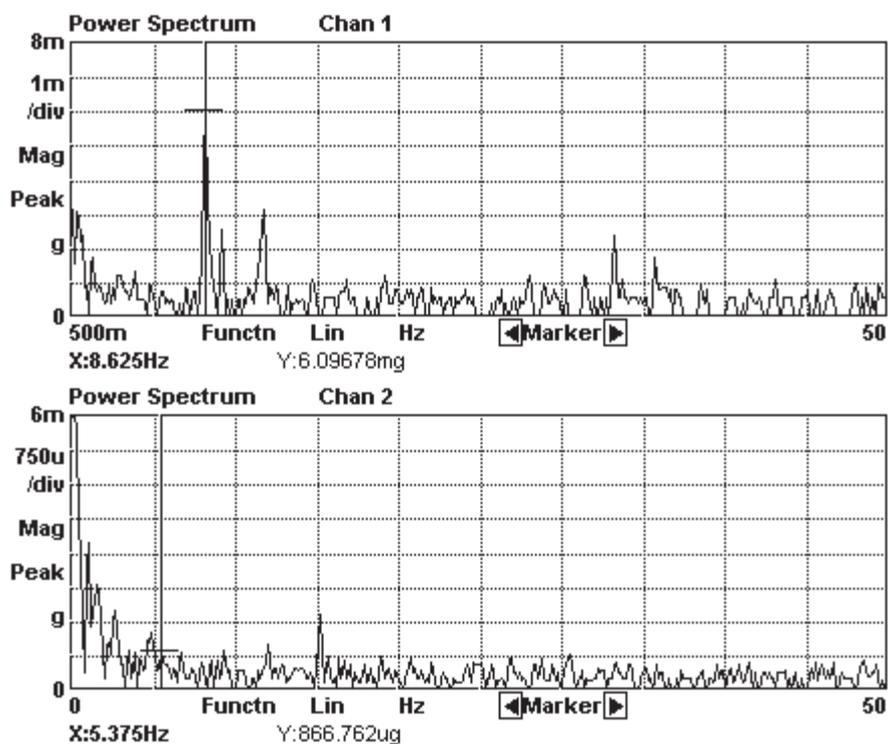
Fonte: O autor, (2013).

Figura 93 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 3 bars, massa externa 20,4 kg



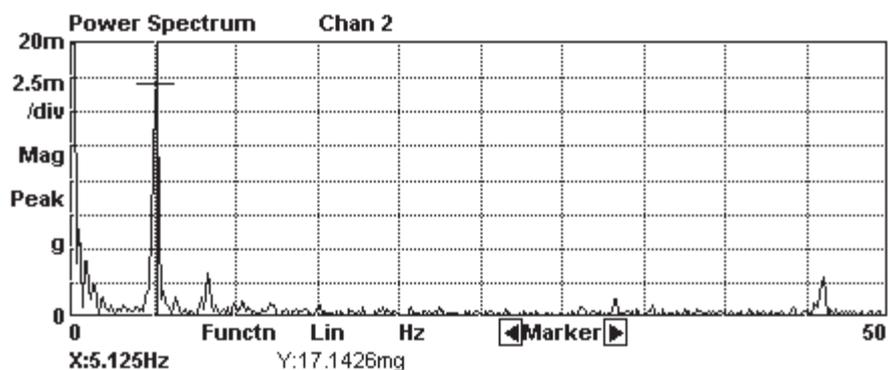
Fonte: O autor, (2013).

Figura 94 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 3 bars, massa externa 20,4 kg



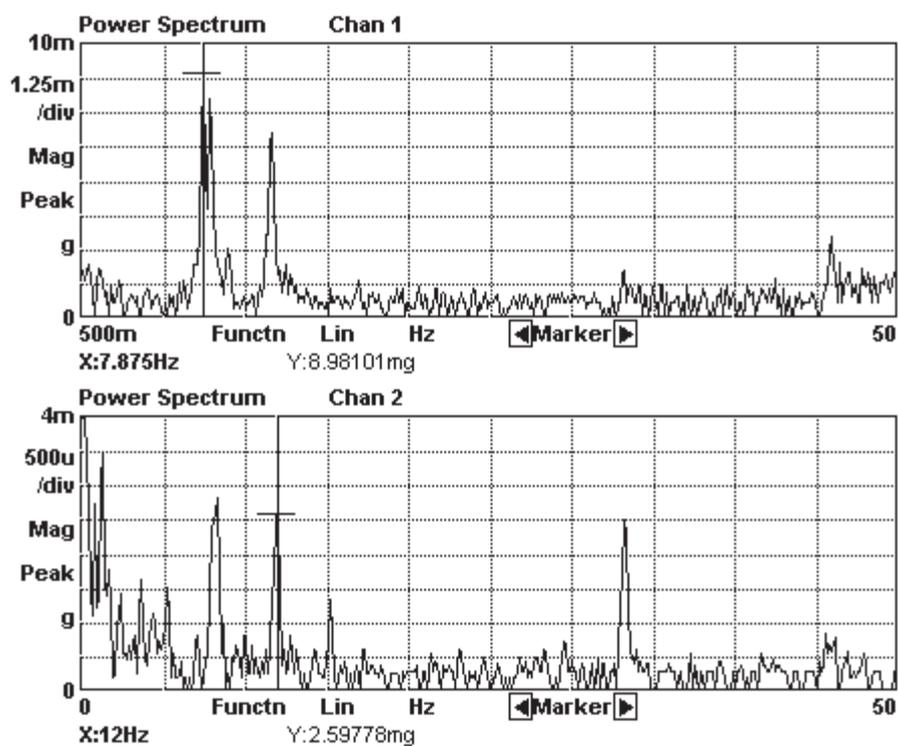
Fonte: O autor, (2013).

Figura 95 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 3 bars, massa externa 40,8 kg



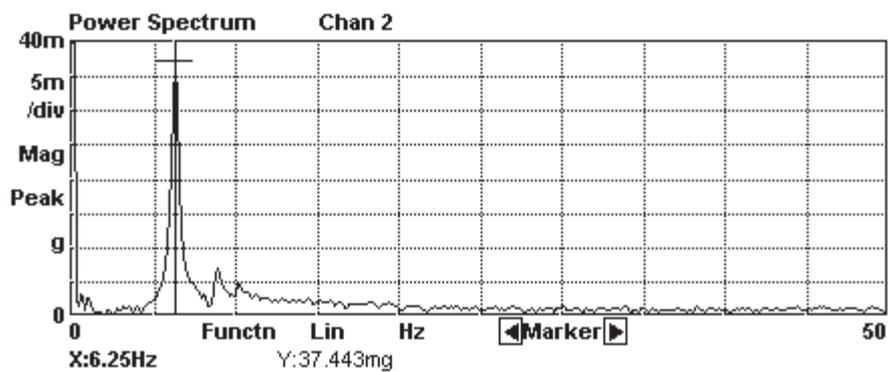
Fonte: O autor, (2013).

Figura 96 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 3 bars, massa externa 40,8 kg



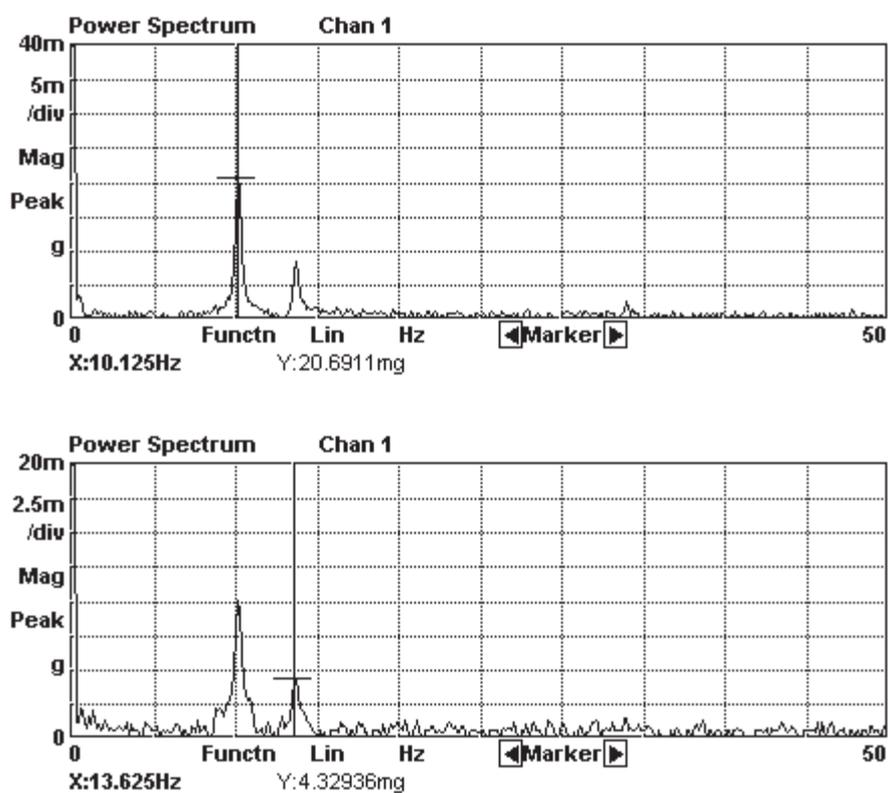
Fonte: O autor, (2013).

Figura 97 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 4 bars, massa externa nula



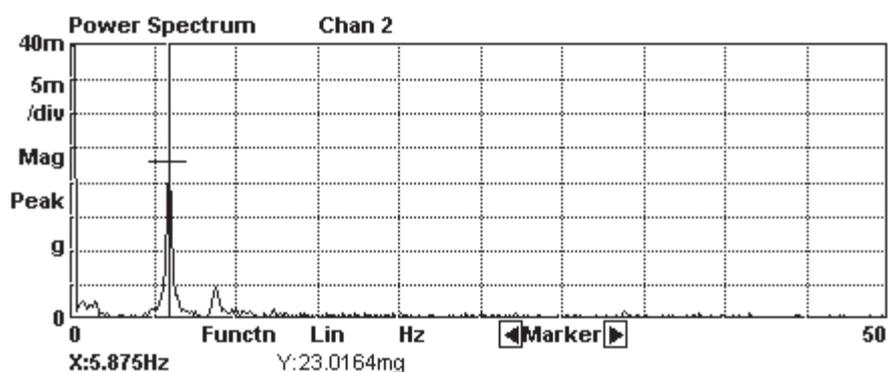
Fonte: O autor, (2013).

Figura 98 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 4 bars, massa externa nula



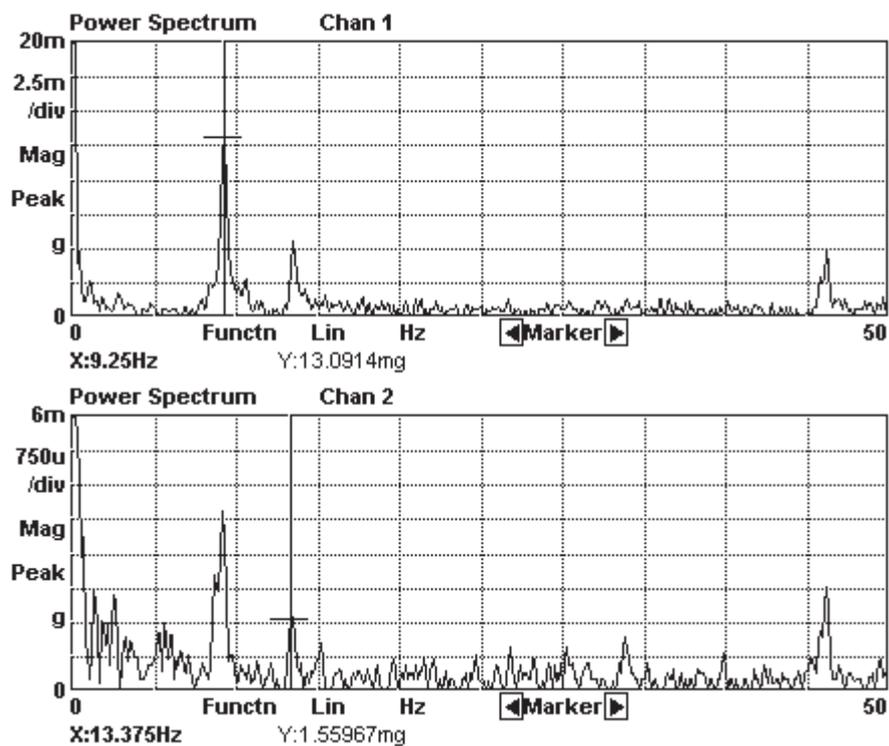
Fonte: O autor, (2013).

Figura 99 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 4 bars, massa externa 20,4 kg



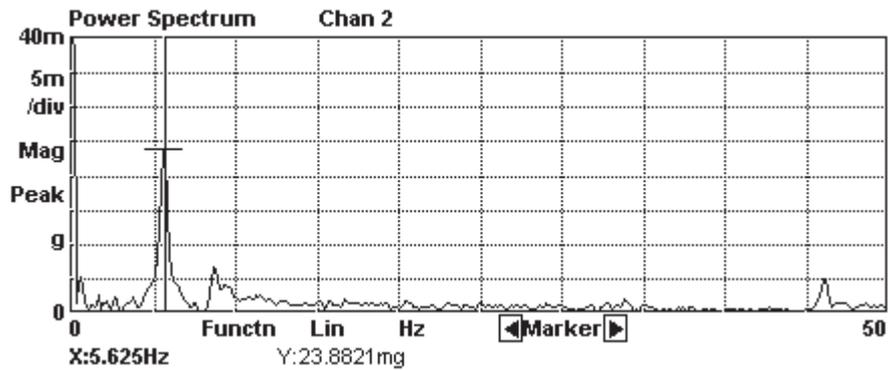
Fonte: O autor, (2013).

Figura 100 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 4 bars, massa externa 20,4 kg



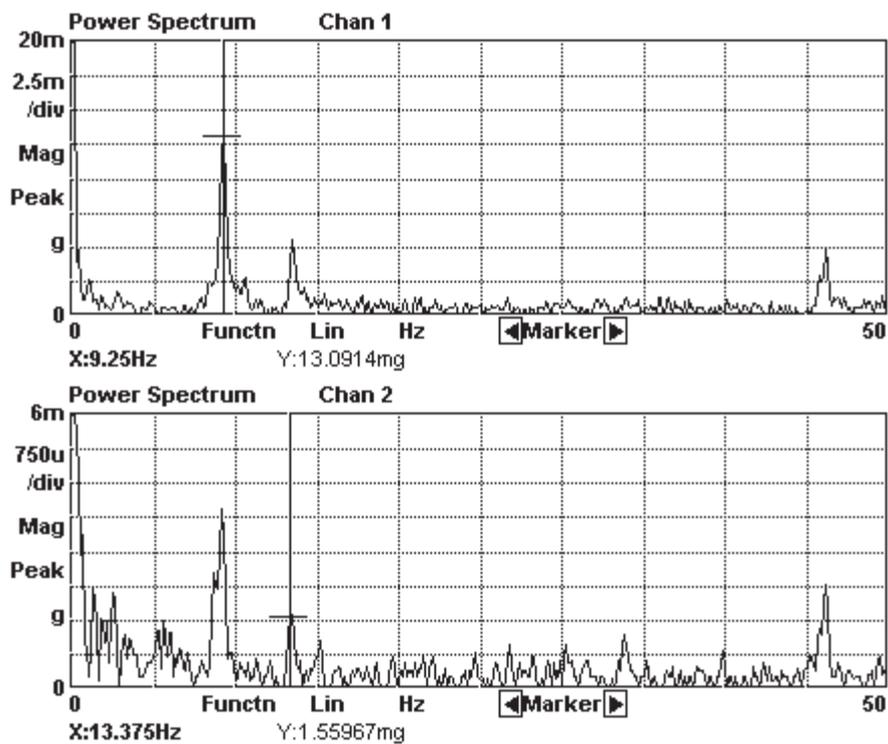
Fonte: O autor, (2013).

Figura 101 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 4 bars, massa externa 40,8 kg



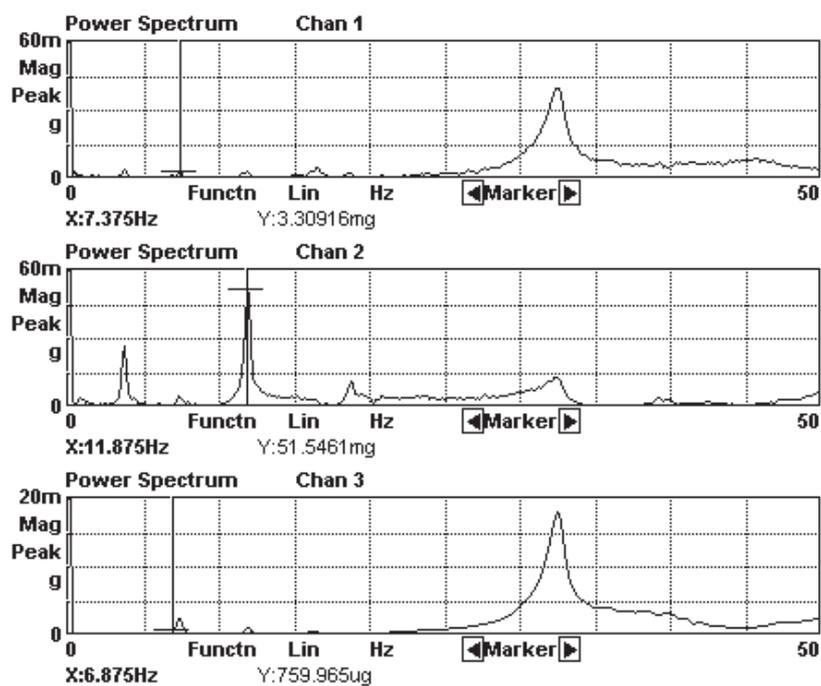
Fonte: O autor, (2013).

Figura 102 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 4 bars, massa externa 40,8 kg



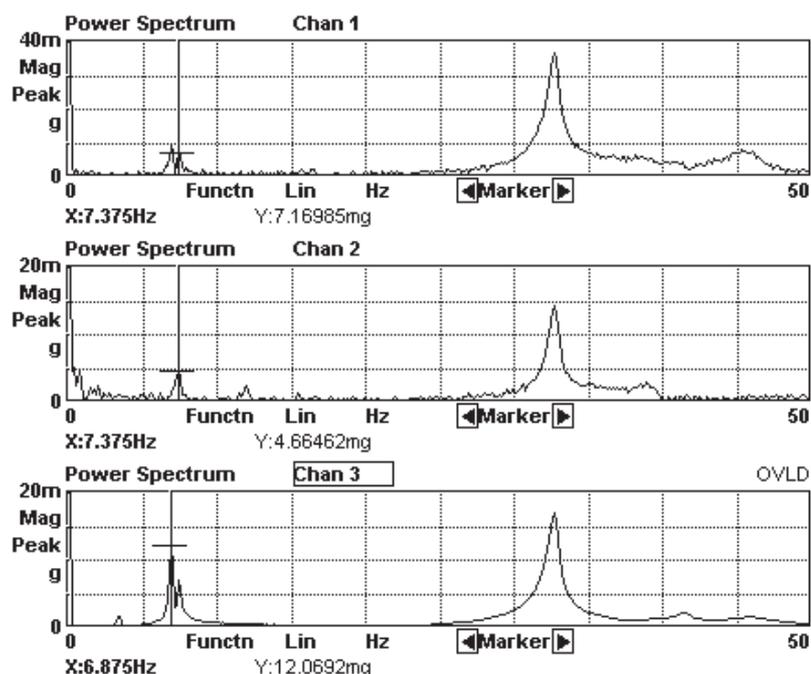
Fonte: O autor, (2013).

Figura 103 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 3 bars, massa externa 85,5 kg (Produto)



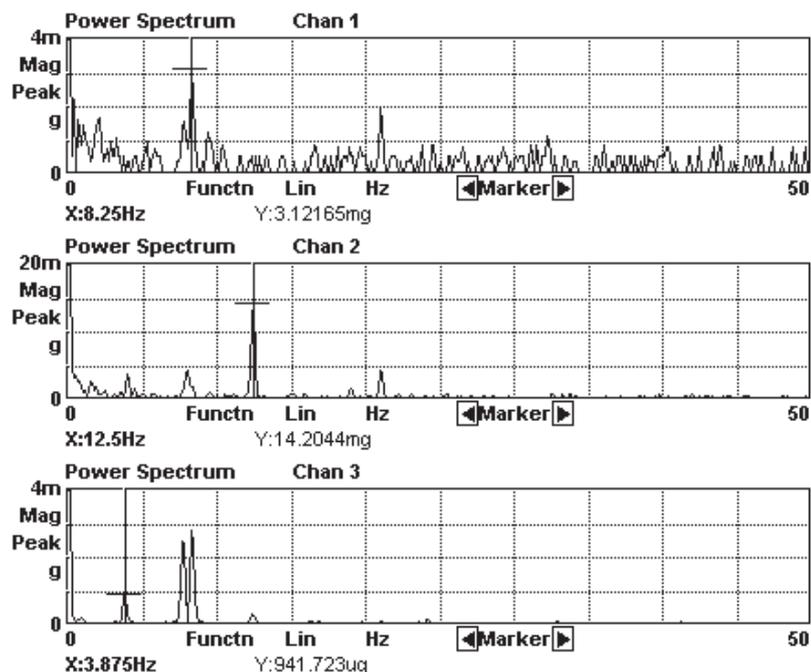
Fonte: O autor, (2013).

Figura 104 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 3 bars, massa externa 85,5 kg (Produto)



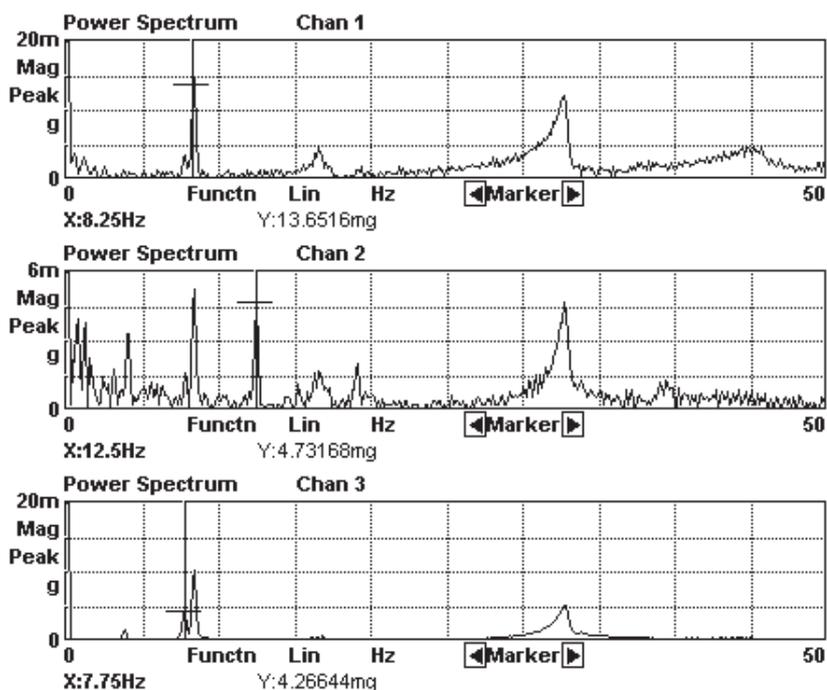
Fonte: O autor, (2013).

Figura 103 – Gráfico da frequência natural na direção “x”, pressão 4 bars, massa externa 85,5 kg (Produto)



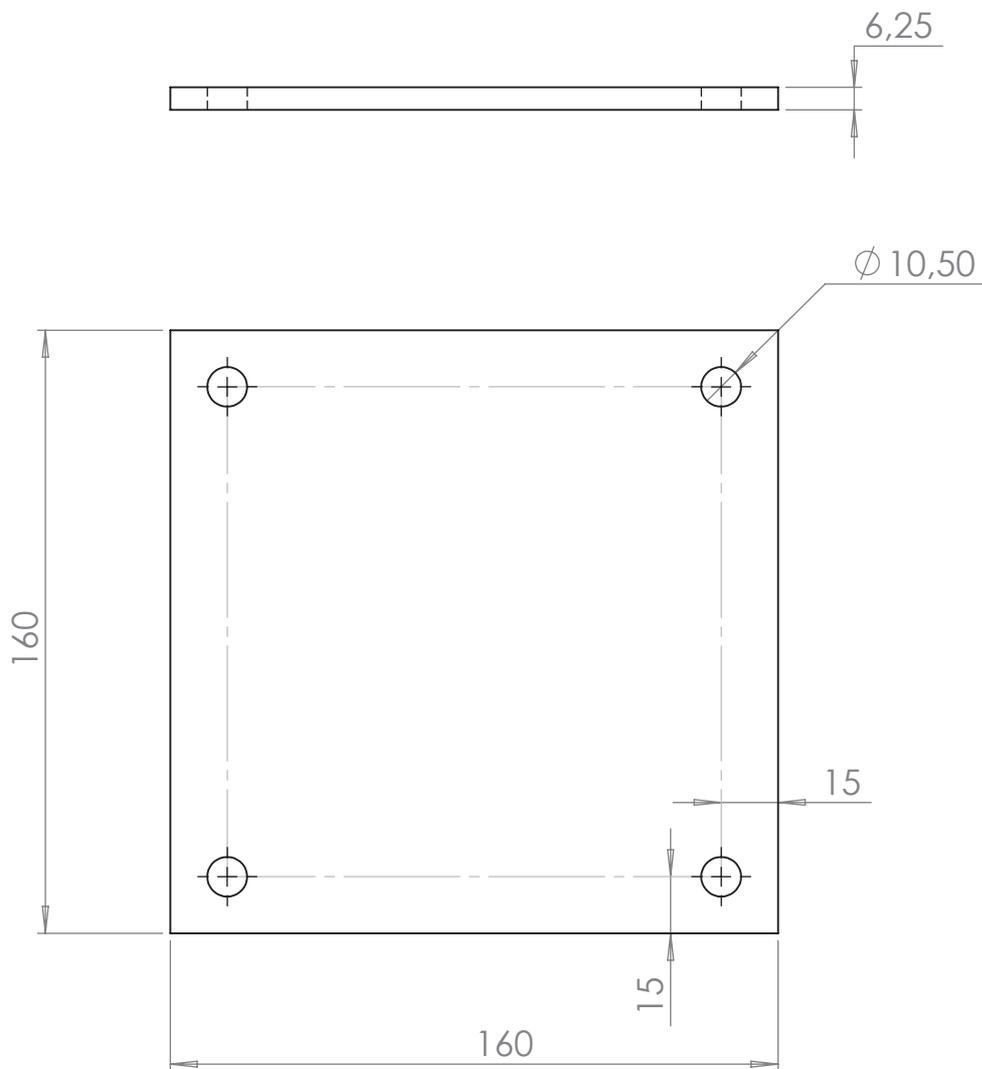
Fonte: O autor, (2013).

Figura 104 – Gráfico da frequência natural na direção “y”, pressão 4 bars, massa externa 85,5 kg (Produto)

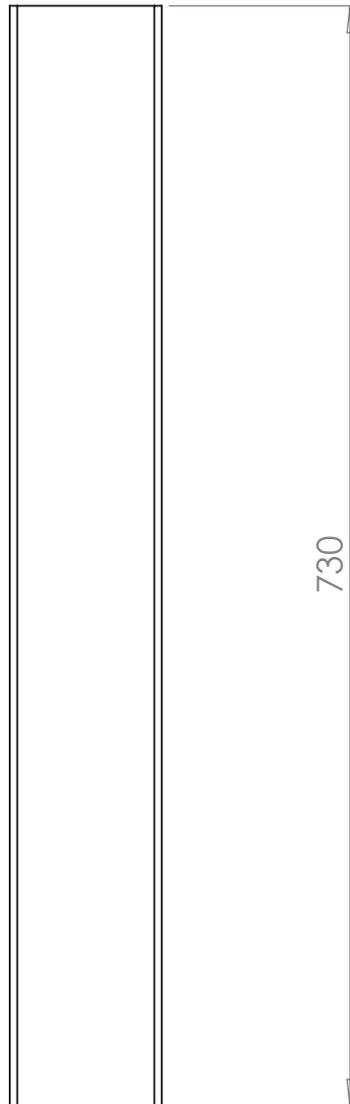
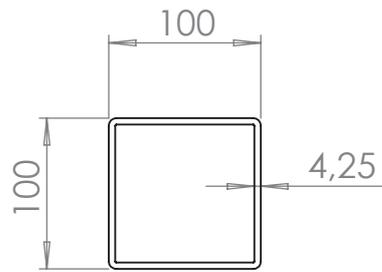


Fonte: O autor, (2013).

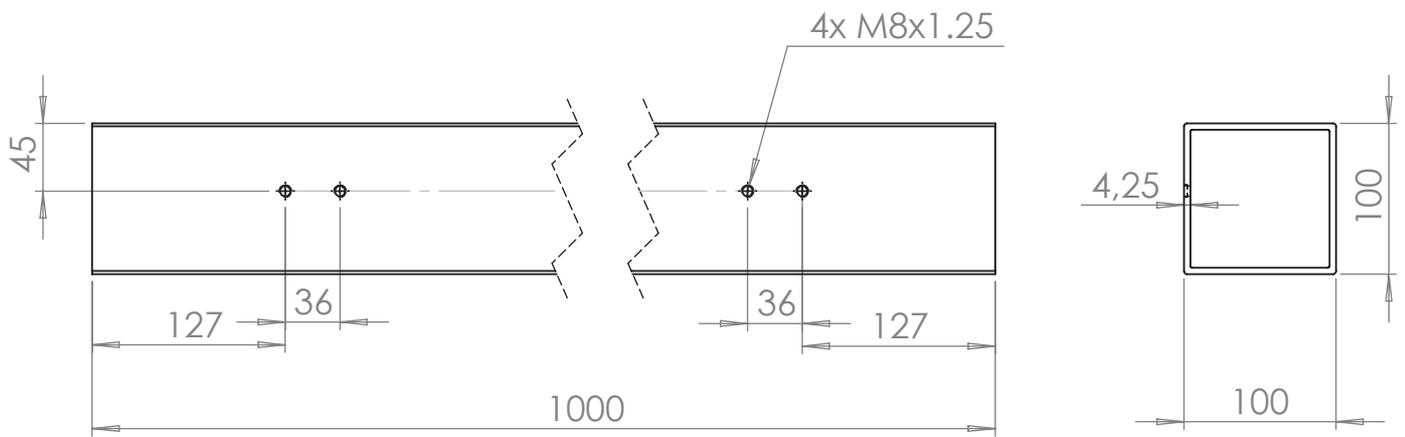
ANEXO 04 – DESENHOS



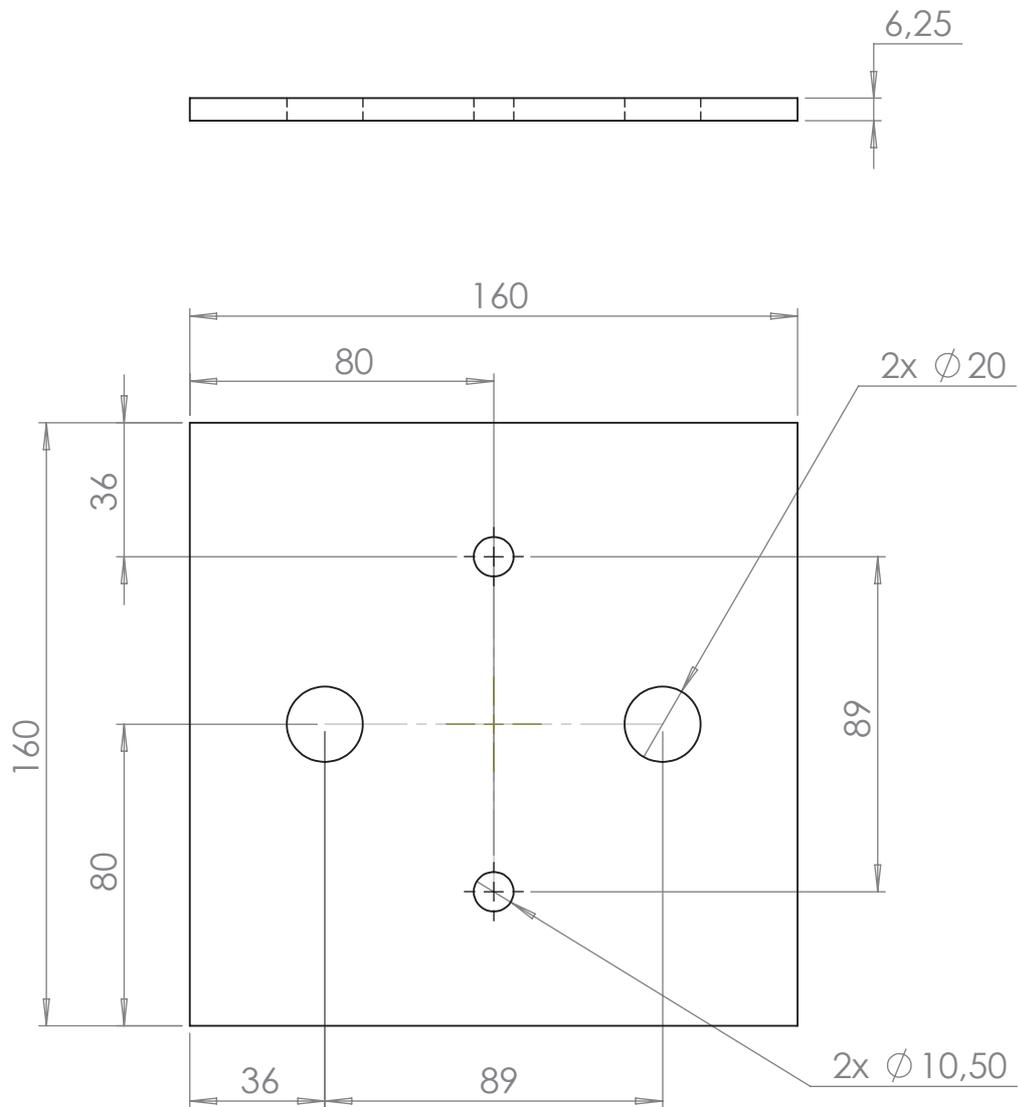
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA:		ACABAMENTO:		DIMENSÕES: 160x160x6,25 mm		REVISÃO: 00	
LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS		PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
NOME		DATA		MASSA: 1,2 kg		DESCRIÇÃO: Chapa de fixação da estrutura inferior	
DES. BENAZZI		01/05/2013		ESCALA: 1:2			
VERIF. BENAZZI		01/05/2013		APROV. BENAZZI			
APROV. BENAZZI		01/05/2013		DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)		CÓDIGO: 101	
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO		MATERIAL: ASTM A36		A4	
						FOLHA 1 DE 1	



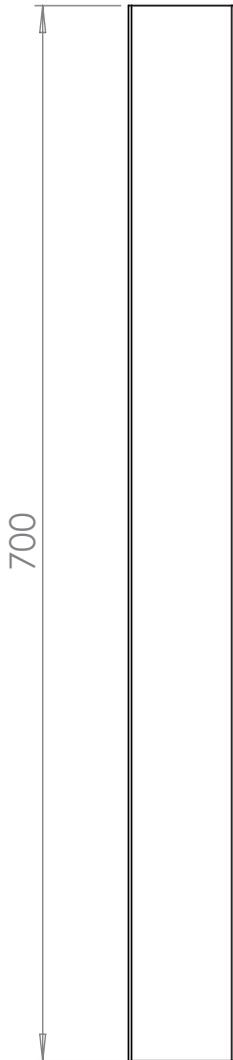
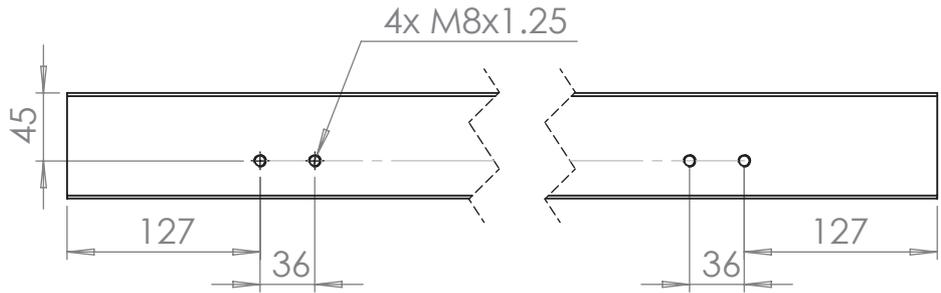
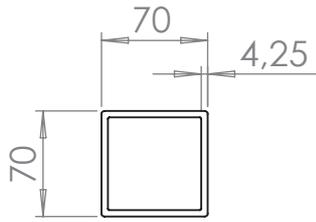
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 100x100x730 mm	REVISÃO: 00
		MASSA: 9,2 kg		PRODUTO: BANCADA DE TESTE		
DES.	NOME	DATA	ESCALA: 1:5		DESCRIÇÃO: Coluna A	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013				
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 102	A4
						FOLHA 1 DE 1



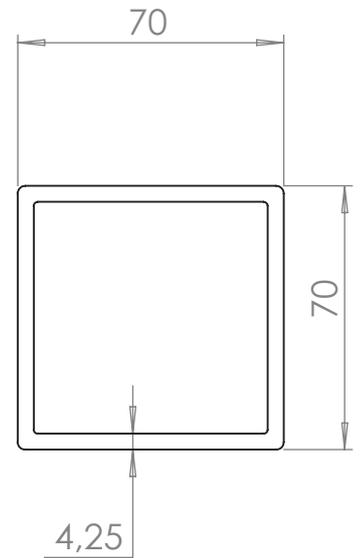
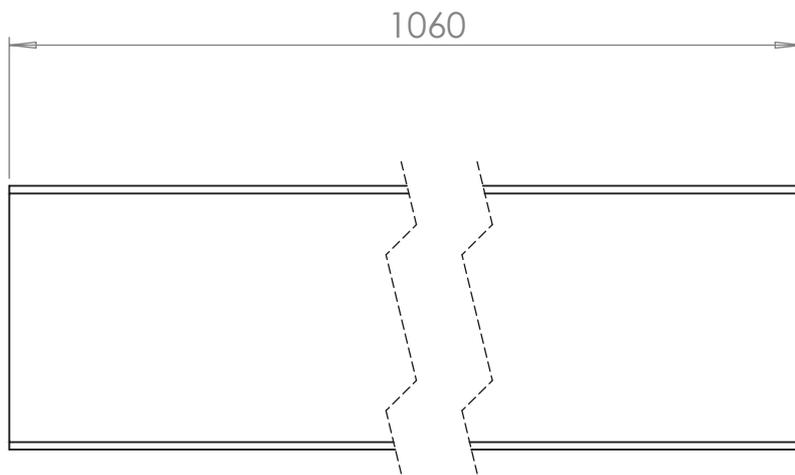
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 100x100x1000 mm	REVISÃO: 00
					PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
DES.	NOME	DATA	MASSA:	12,6 kg	DESCRIÇÃO: Viga A	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA:	1:5		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO		MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 103	A4
						FOLHA 1 DE 1

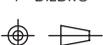


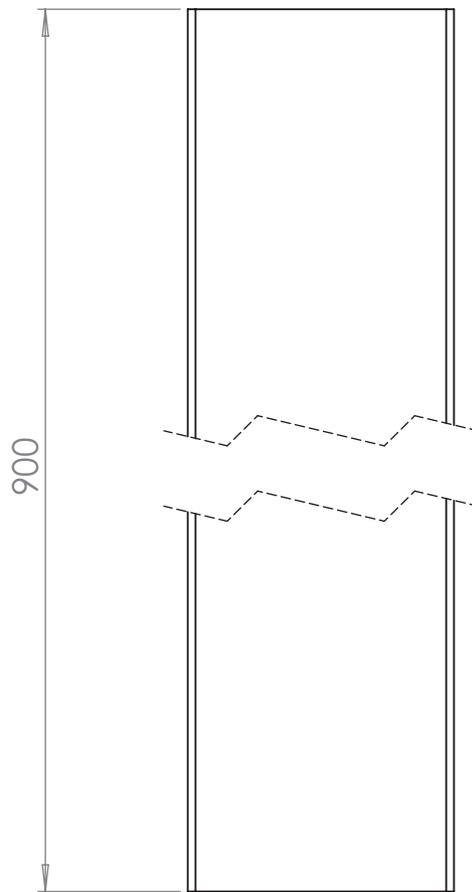
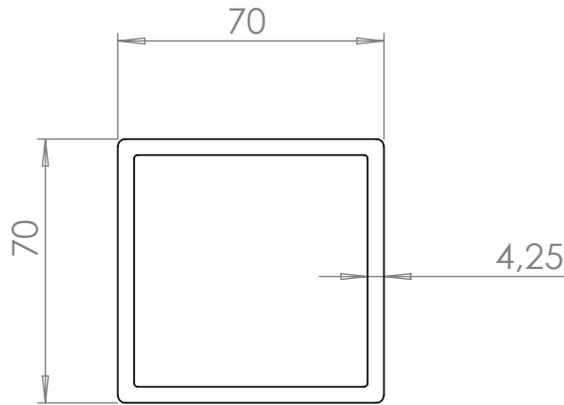
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA:		ACABAMENTO:		DIMENSÕES:		REVISÃO:	
LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		RAL 7035		160x160x6,25 mm		00	
QUEBRAR CANTOS VIVOS				PRODUTO: BANCADA DE TESTE			
NOME		DATA		DESCRIÇÃO: Chapa de fixação da mola pneumática			
DES. BENAZZI		01/05/2013					
VERIF. BENAZZI		01/05/2013					
APROV. BENAZZI		01/05/2013					
MASSA: 1,2 kg				CÓDIGO:			
ESCALA: 1:2				104			
DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)				MATERIAL:			
ASTM A36				1 ° DIEDRO			
PATENTE REQUERIDA				A4			
				FOLHA 1 DE 1			



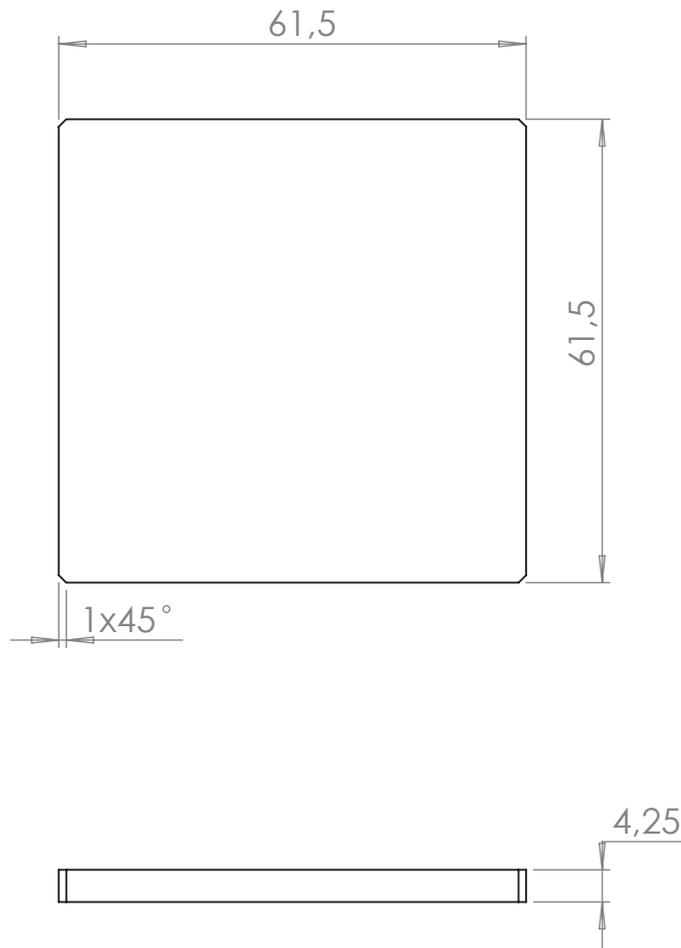
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 70x70x700 mm	REVISÃO: 00
		MASSA: 6,1 kg		PRODUTO: BANCADA DE TESTE		
DES.	BENAZZI	DATA	01/05/2013	DESCRIÇÃO: Viga B		
VERIF.	BENAZZI	DATA	01/05/2013			
APROV.	BENAZZI	DATA	01/05/2013			
DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)				DESCRIBÇÃO:		
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM A36		CÓDIGO: 105
						A4 FOLHA 1 DE 1



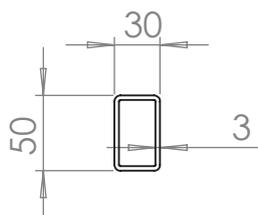
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 70x70x1060 mm	REVISÃO: 00
		MASSA: 9,3 kg		PRODUTO: BANCADA DE TESTE		
DES.	NOME: BENAZZI	DATA: 01/05/2013	ESCALA: 1:2		DESCRIÇÃO: Viga C	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	MATERIAL: ASTM A36			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		CÓDIGO: 106		A4
						FOLHA 1 DE 1



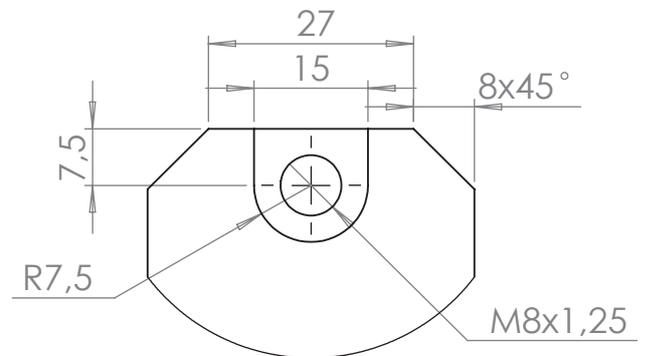
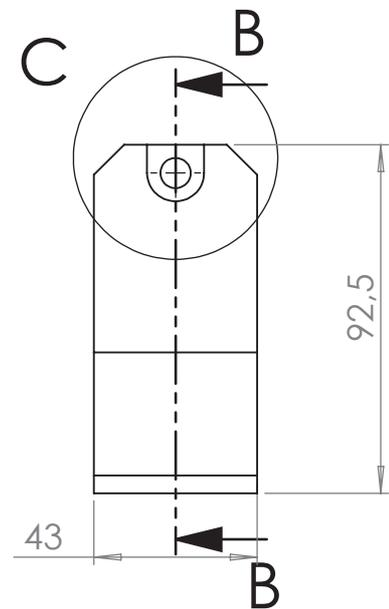
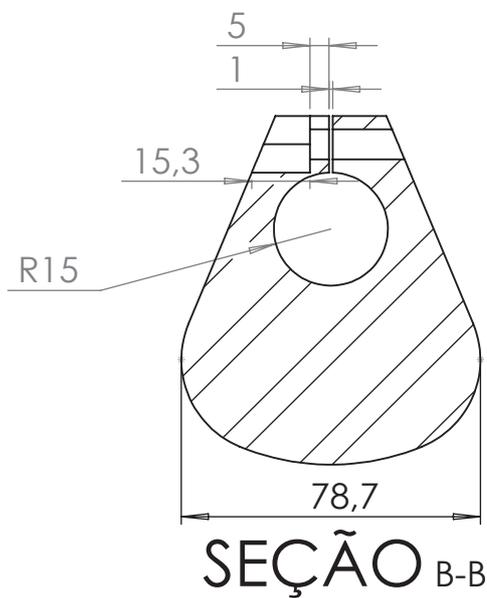
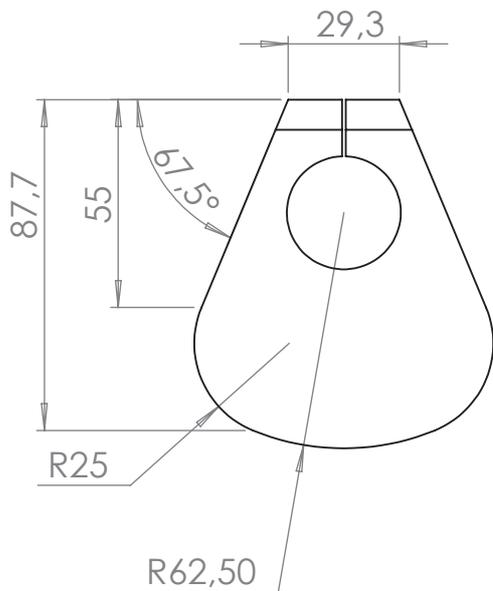
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 70x70x900 mm	REVISÃO: 00
					PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
DES.	NOME	DATA	MASSA:	7,9 kg	DESCRIÇÃO: Viga D	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA:	1:2		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 107	A4
						FOLHA 1 DE 1



TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA:		ACABAMENTO:		DIMENSÕES:		REVISÃO:	
LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		RAL 7035		61,5x61,5x4,25 mm		00	
				QUEBRAR CANTOS VIVOS			
				PRODUTO: BANCADA DE TESTE			
NOME		DATA		DESCRIÇÃO: Chapa de fechamento viga D			
DES.	BENAZZI	01/05/2013					
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013					
APROV.	BENAZZI	01/05/2013					
		MASSA: 0,1 kg					
		ESCALA: 1:1					
				DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1° DIEDRO		MATERIAL:		CÓDIGO:	
				ASTM A36		108	
						A4	
						FOLHA 1 DE 1	



TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 760x50x30 mm	REVISÃO: 00
					PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
DES.	NOME	DATA	MASSA:	2,6 kg	DESCRIÇÃO: Viga E	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA:	1:5		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 109	A4
						FOLHA 1 DE 1

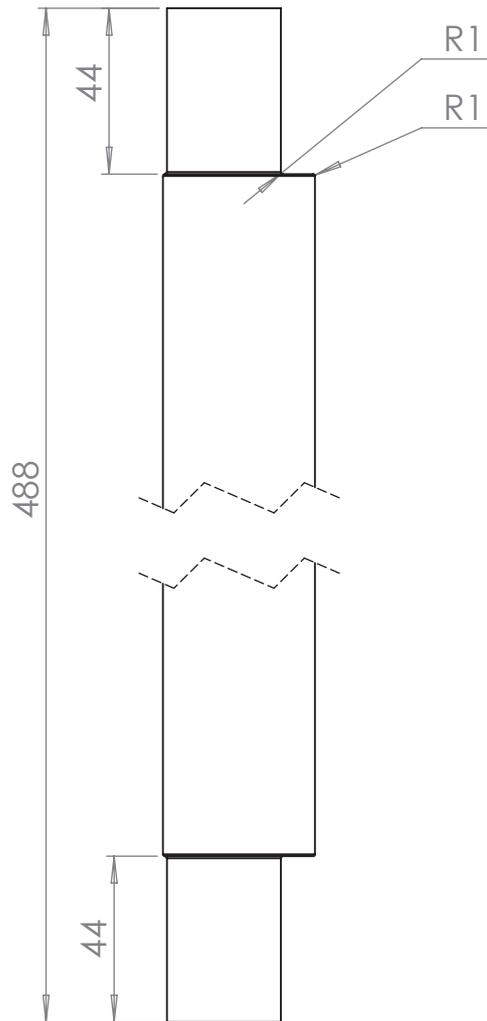
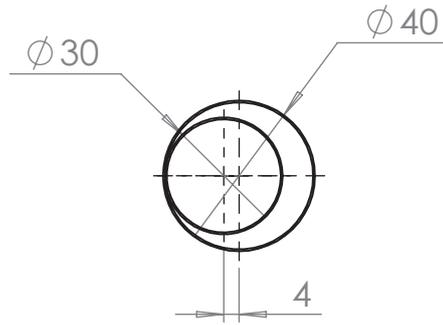


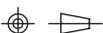
**DETALHE C
ESCALA 1 : 1**

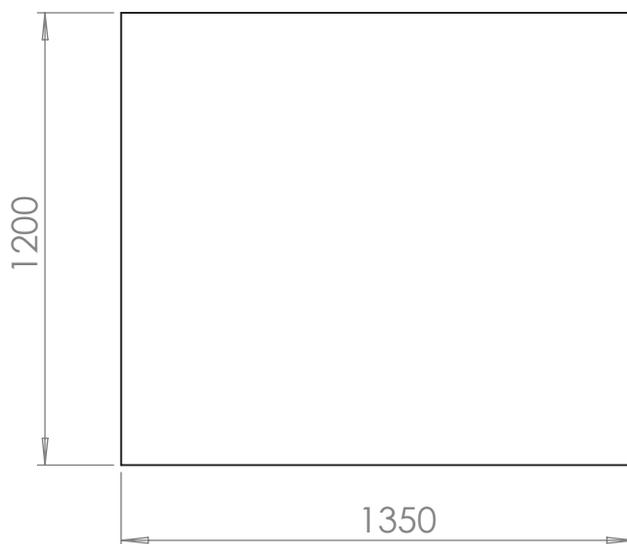


**Vista Isométrica
Escala 1:5**

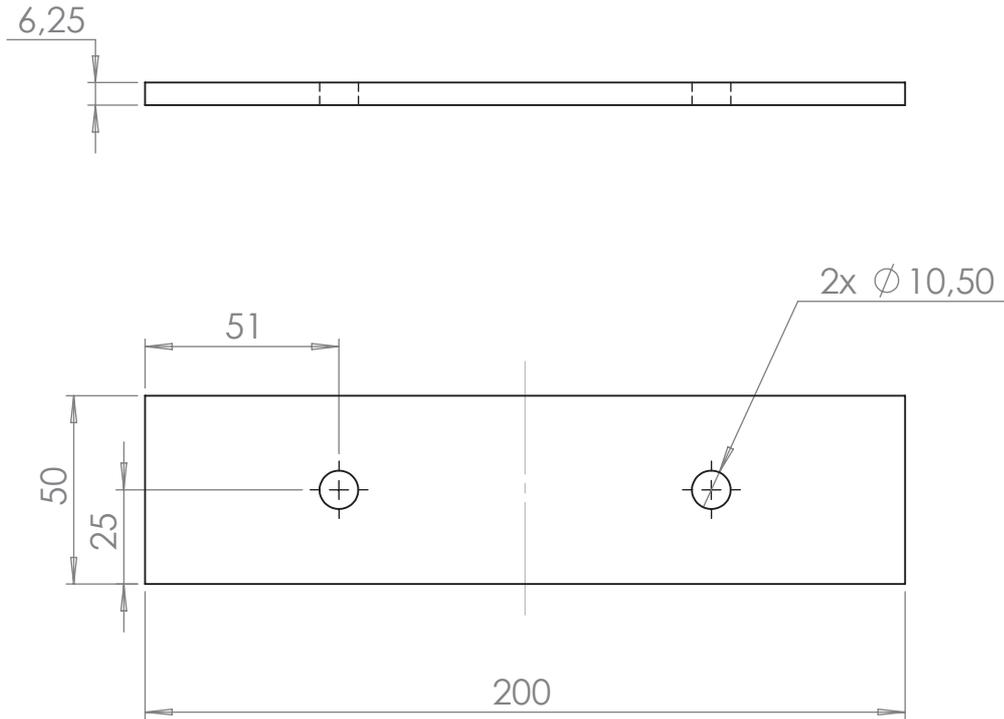
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: Natural	QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 92,5x78,7x43 mm	REVISÃO: 00
				PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
DES.	NOME	DATA	MASSA: 1,5 kg	DESCRIÇÃO: Massa excêntrica 1,5 kg	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA: 1:2		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)		
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 	MATERIAL: ASTM 1020	CÓDIGO: 110	A4 FOLHA 1 DE 1



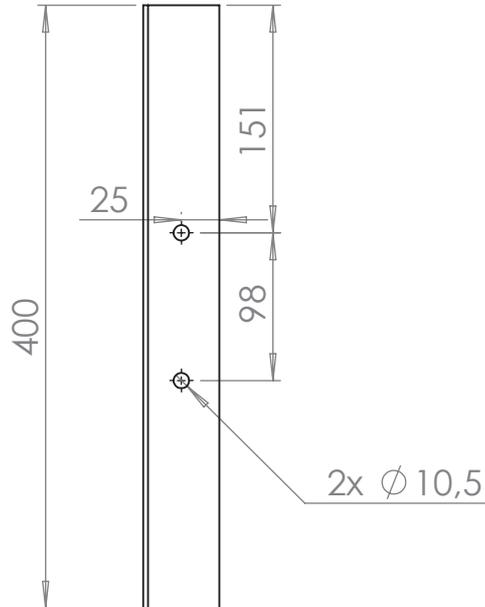
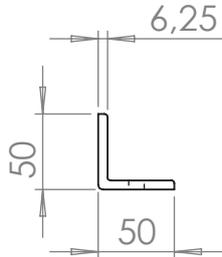
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: Natural		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 488x40x40 mm	REVISÃO: 00
					PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
DES.	NOME	DATA	MASSA:	4,5 kg	DESCRIÇÃO: Eixo	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA:	1:2		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM 1020	CÓDIGO: 111	A4
						FOLHA 1 DE 1



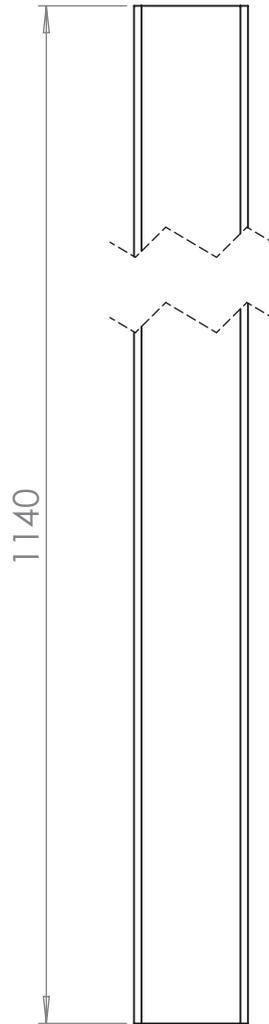
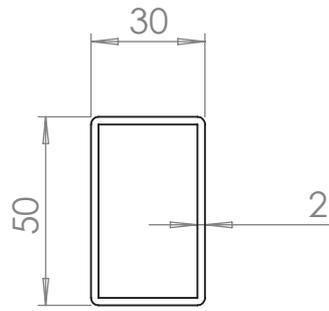
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 1350x1200x6,25 mm	REVISÃO: 00
					PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
	NOME	DATA	MASSA: 105 kg	DESCRIÇÃO: Chapa de fixação dos produtos		
DES.	BENAZZI	01/05/2013				
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA: 1:20			
APROV.	BENAZZI	01/05/2013				
				DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)		
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 	MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 112		A4
						FOLHA 1 DE 1



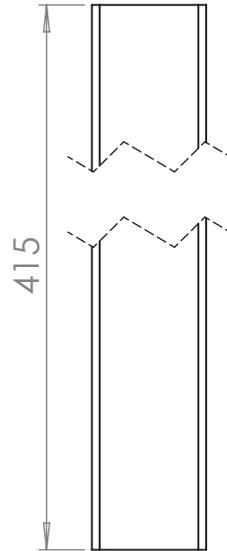
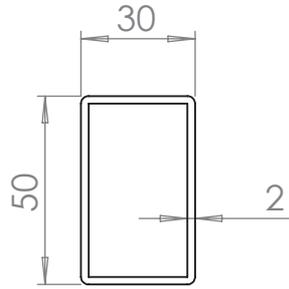
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA:		ACABAMENTO:		DIMENSÕES:		REVISÃO:	
LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		RAL 7035		200x50x6,25 mm		00	
				QUEBRAR CANTOS VIVOS		PRODUTO:	
						BANCADA DE TESTE	
NOME		DATA		DESCRIÇÃO:			
DES.	BENAZZI	01/05/2013		Chapa de fixação do			
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013		mancal			
APROV.	BENAZZI	01/05/2013					
				DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1° DIEDRO		MATERIAL:		CÓDIGO:	
				ASTM A36		114	
						A4	
						FOLHA 1 DE 1	



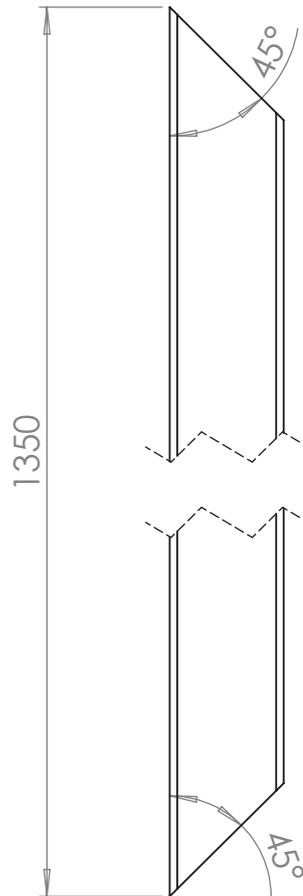
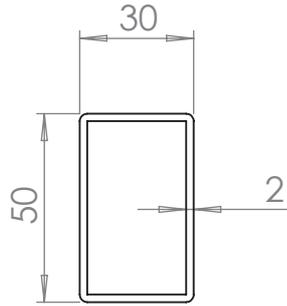
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 400x50x50 mm	REVISÃO: 00
		MASSA: 1,8 kg		PRODUTO: BANCADA DE TESTE		
DES.	NOME	DATA	ESCALA: 1:2		DESCRIÇÃO: Cantoneira A	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013				
APROV.	BENAZZI	01/05/2013				
		DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)				
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 115	A4
						FOLHA 1 DE 1



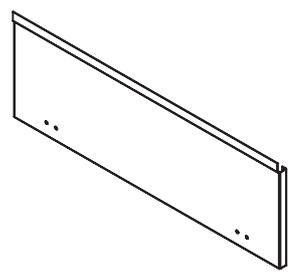
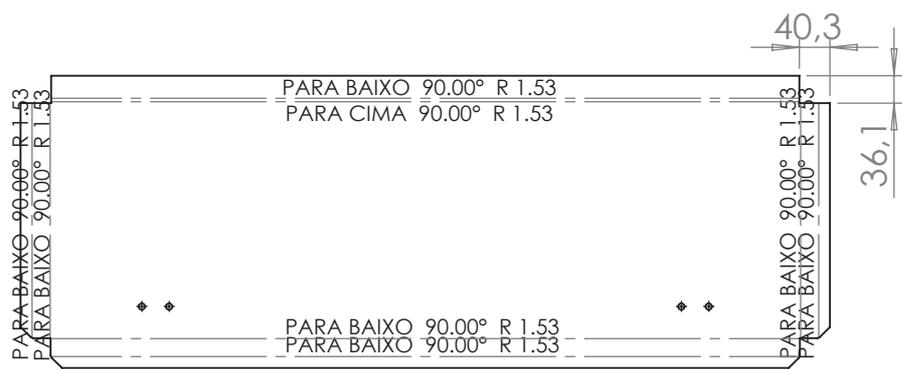
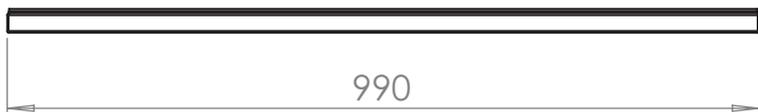
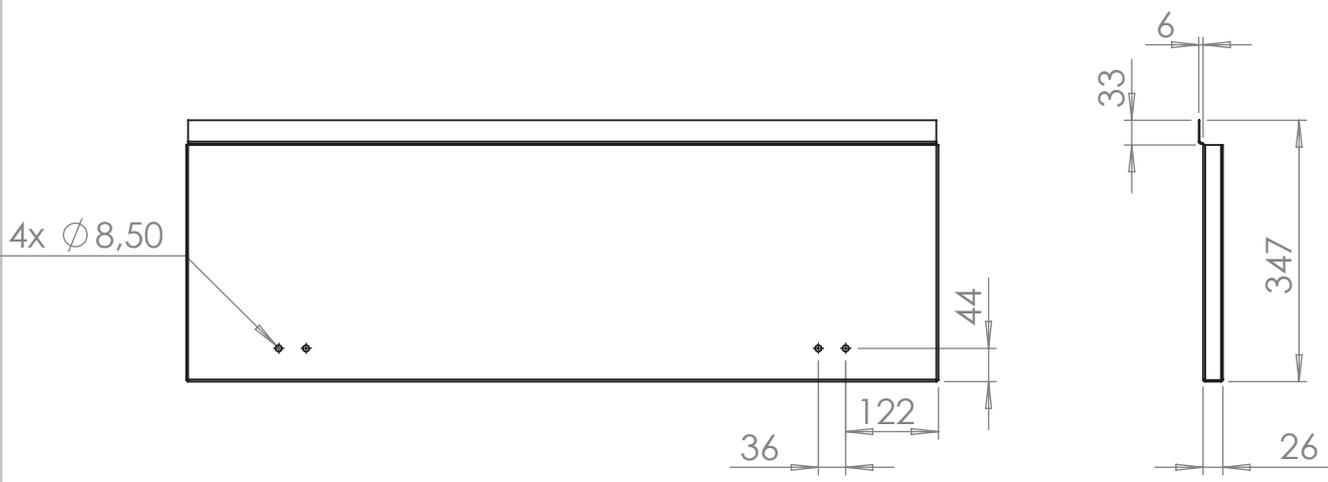
TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 1140x50x30 mm	REVISÃO: 00
					PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
DES.	NOME	DATA	MASSA:	2,7 kg	DESCRIÇÃO: Viga F	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA:	1:2		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM 1020	CÓDIGO: 116	A4
						FOLHA 1 DE 1



TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 415x50x30 mm	REVISÃO: 00
		MASSA: 1,0 kg		PRODUTO: BANCADA DE TESTE		
DES.	NOME	DATA	ESCALA: 1:2		DESCRIÇÃO: Viga G	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013				
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM 1020	CÓDIGO: 117	A4
						FOLHA 1 DE 1

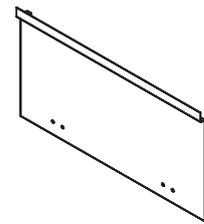
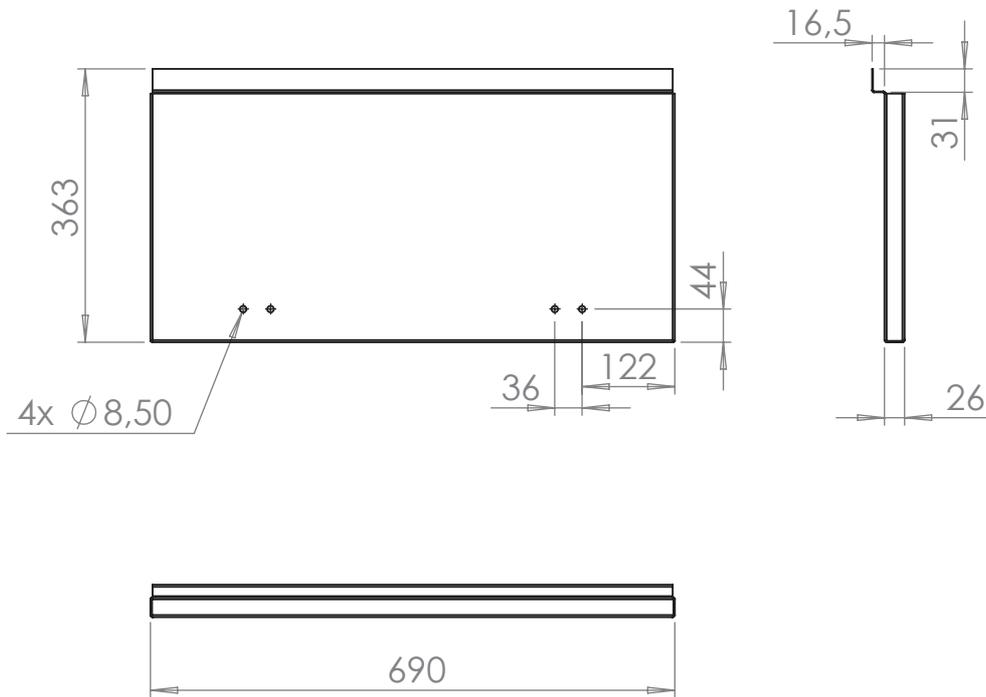


TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA:		ACABAMENTO:		DIMENSÕES:		REVISÃO:	
LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		RAL 7035		1350x50x30 mm		00	
				QUEBRAR CANTOS VIVOS			
				PRODUTO: BANCADA DE TESTE			
NOME		DATA		DESCRIÇÃO: Viga H			
DES.	BENAZZI	01/05/2013					
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013					
APROV.	BENAZZI	01/05/2013					
				MASSA: 3,1 kg			
				ESCALA: 1:2			
				DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)			
PATENTE REQUERIDA		1° DIEDRO		MATERIAL:		CÓDIGO:	
				ASTM 1020		118	
						A4	
						FOLHA 1 DE 1	



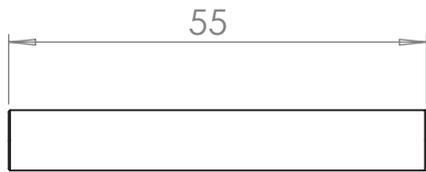
Vista Isométrica
Escala 1:20

TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 990x347x32 mm	REVISÃO: 00
				PRODUTO: BANCADA DE TESTE		
DES.	NOME	DATA	MASSA:	DESCRIÇÃO: Tampa A		
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	4,0 kg			
APROV.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA: 1:10			
				DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)		
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO		MATERIAL: ASTM 1020		CÓDIGO: 119
						A4
						FOLHA 1 DE 1

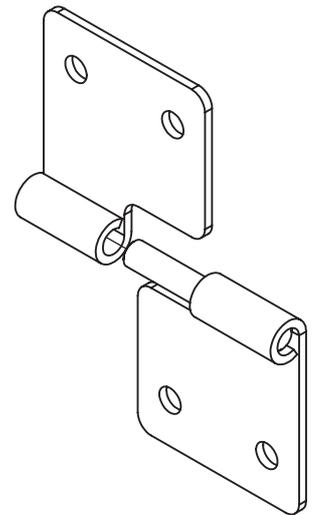
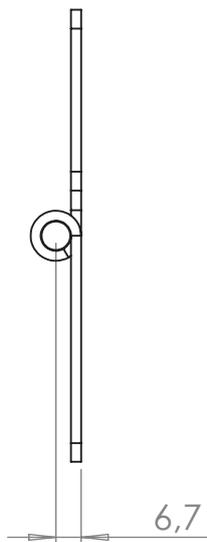
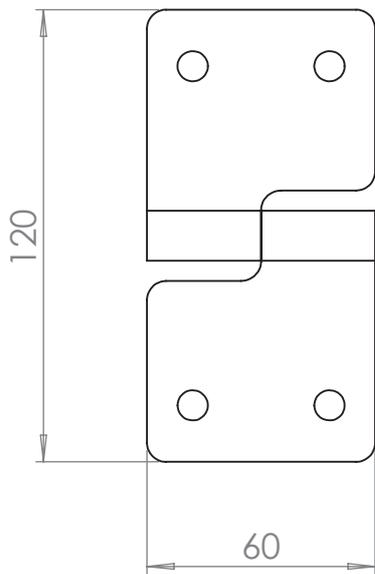
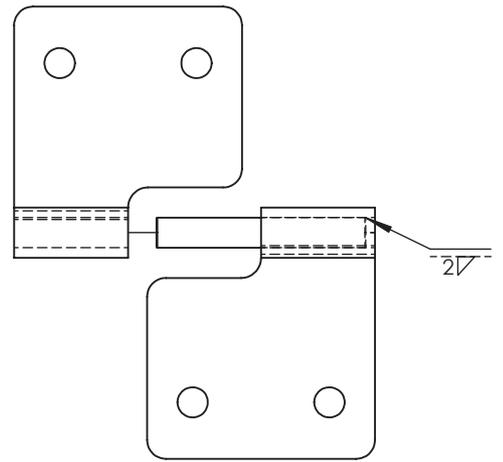
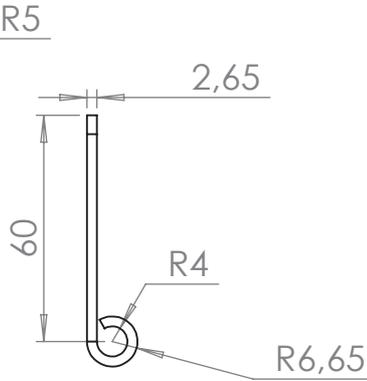
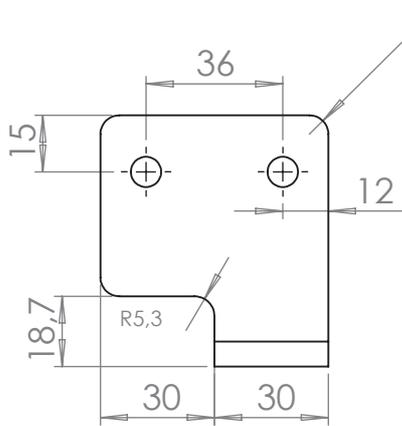
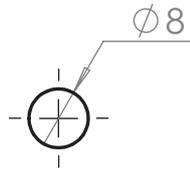


Vista isométrica
Escala 1:20

TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: RAL 7035		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 690x363x42,5 mm	REVISÃO: 00
PRODUTO: BANCADA DE TESTE		DESCRIÇÃO: Tampa B				
DES.	NOME	DATA	MASSA:	3,1 kg	DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)	
VERIF.	BENAZZI	01/05/2013	ESCALA:	1:2		
APROV.	BENAZZI	01/05/2013				
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO		MATERIAL: ASTM A36	CÓDIGO: 120	A4
						FOLHA 1 DE 1

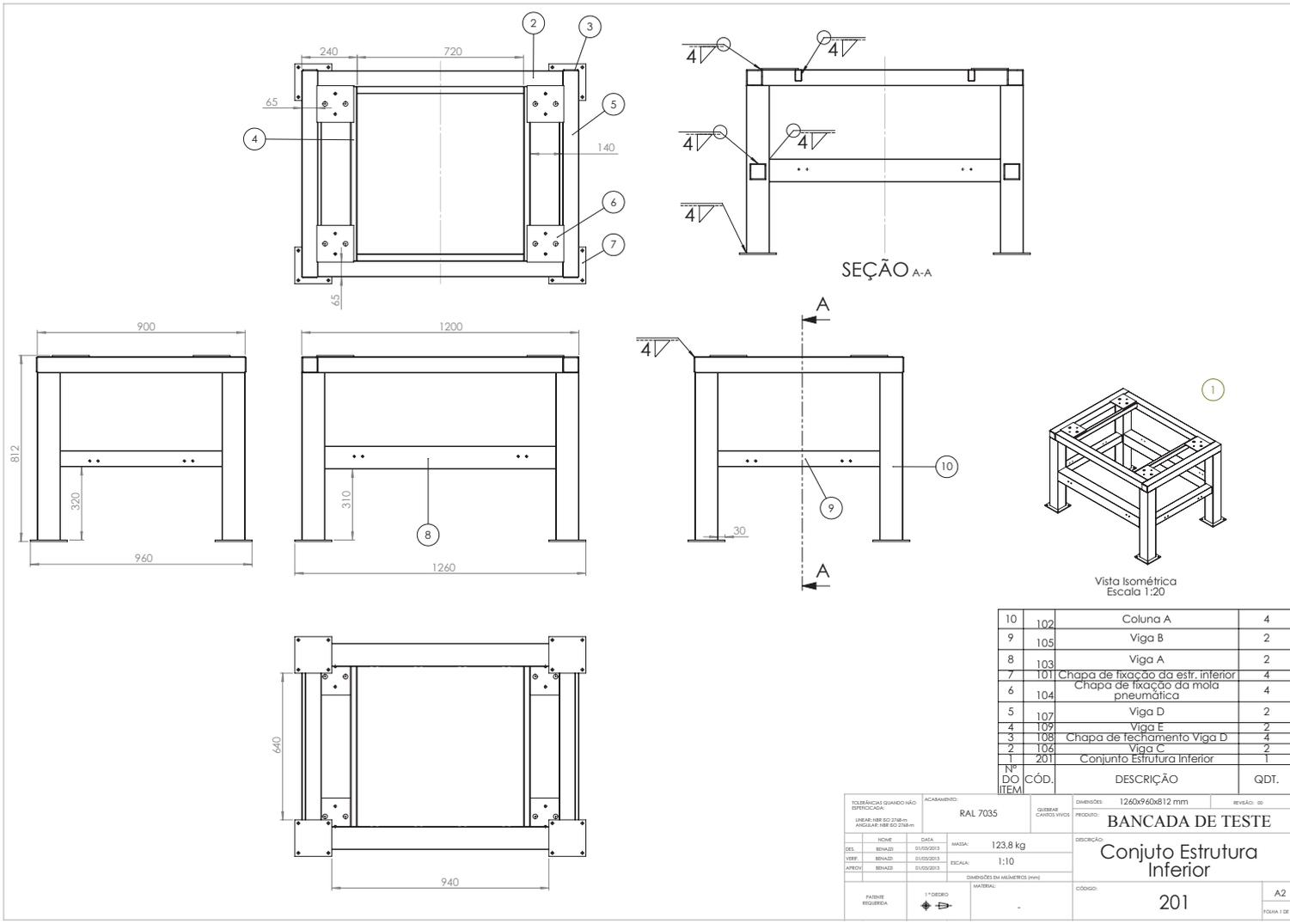


Eixo dobradiça
Escala 1:1



Visto Isometrica
Montagem

TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADA: LINEAR: NBR ISO 2768-m ANGULAR: NBR ISO 2768-m		ACABAMENTO: Preto		QUEBRAR CANTOS VIVOS	DIMENSÕES: 120x60x13 mm	REVISÃO: 00
DES. BENAZZI		DATA 01/05/2013		MASSA: 0,2 kg	PRODUTO: BANCADA DE TESTE	
VERIF. BENAZZI		DATA 01/05/2013		ESCALA: 1:2	DESCRIÇÃO: Dobradiça	
APROV. BENAZZI		DATA 01/05/2013		DIMENSÕES EM MILÍMETROS (mm)		
PATENTE REQUERIDA		1 ° DIEDRO 		MATERIAL: ASTM 1020	CÓDIGO: 121	A4
						FOLHA 1 DE 1



Nº DO ITEM	CÓD.	DESCRIÇÃO	QDT.
10	102	Coluna A	4
9	105	Viga B	2
8	103	Viga A	2
7	101	Chapa de fixação da estr. inferior	4
6	104	Chapa de fixação da mola pneumática	4
5	107	Viga D	2
4	109	Viga E	2
3	108	Chapa de fechamento Viga D	4
2	106	Viga C	2
1	201	Conjunto Estrutura Interior	1

TOLERÂNCIAS QUANDO NÃO ESPECIFICADAS: LINEAR: ±0,27mm ANGULAR: ±0,274mm	ACABAMENTO: RAL 7035	QUANTIDADE DE UNIDADES:	1260x960x812 mm	REVISÃO: 00
NOME: _____ DATA: _____		MASSA: 123,8 kg	DESCRIÇÃO: BANCADA DE TESTE	
DES: SENAEZ 01/05/2013	MASSA: 123,8 kg	CONJUNTO ESTRUTURA INTERIOR		
VERF: SENAEZ 01/05/2013	ESCALA: 1:10	CÓDIGO: 201		
APROV: SENAEZ 01/05/2013	UNIDADES EM MÊTRICOS (mm)	A2		
PAINTE REQUERIDA	1º DEBIDO	FORMA 1 DE 1		

