



**Universidade de Brasília - UnB
Faculdade UnB Gama - FGA
Curso de Engenharia Automotiva**

**Projeto e Construção de uma Bancada de Ensaios
Vibratórios em Dispositivos Veiculares**

**Autor: Pedro Henrique Barbosa Araujo
Orientador: Dra. Maria Alzira de Araújo Nunes**

**Brasília, DF
2017**



Pedro Henrique Barbosa Araujo

Projeto e Construção de uma Bancada de Ensaios Vibratórios em Dispositivos
Veiculares

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientadora: Profa. Dra. Maria Alzira de Araújo Nunes

**Brasília, DF
2017**

CIP – Catalogação Internacional da Publicação*

Henrique Barbosa Araujo, Pedro

Projeto e Construção de uma Bancada de Ensaio
Vibratórios em Dispositivos Veiculares / Pedro Henrique
Barbosa Araujo. Brasília: UnB, 2017. 61 p.: il. ; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília
Faculdade do Gama, Brasília, 2017. Orientação: Maria Alzira de
Araújo Nunes

1. Bancada Experimental. 2. Análise Espectral. 3. Vibrações
Mecânicas I. Nunes, Maria Alzira de Araújo Nunes. Prof. Dr.

CDU Classificação



**PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DE ENSAIOS VIBRATÓRIOS
EM DISPOSITIVOS VEICULARES**

Pedro Henrique Barbosa Araujo

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em (data da aprovação __/__/2017) apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

Prof^a. Dra. Maria Alzira de Araújo Nunes, UnB/ FGA
Orientador

Prof^a. Dra. Carla Tatiana Mota Anflor, UnB/ FGA
Membro Convidado

Prof. Dr. Evandro Leonardo Silva Texeira, UnB/ FGA
Membro Convidado

Dedico este trabalho aos meus familiares e amigos que sempre estiveram comigo e forneceram apoio incondicional.

AGRADECIMENTOS

Primeiramente agradeço a Deus pelo dom da vida, por ter me dado a oportunidade de batalhar pelos meus sonhos, e pelos planos Dele sobressaírem sobre os meus mostrando o quanto eu era forte para conseguir as maravilhas que ele vinha e vêm realizando em minha vida.

Agradecimentos aos meus pais Francisco e Aline, a minha irmã Clara e toda minha família que me deu suporte durante as dificuldades da graduação e esteve comigo para comemorar meus êxitos e me erguer quando houve quedas.

A minha namorada, Jenyffer, por todo apoio e companheirismo durante a nossa caminhada rumo a graduação.

A professora Maria Alzira por toda sabedoria e paciência ao orientar-me durante a concepção do projeto.

A Empresa Autotrac pela oportunidade de realização do trabalho. E aos meus colegas de trabalho do GDM: Sandro, Miguel, Bruno Jonathan, Arthur e Haroldo por todo o auxílio durante o desenvolvimento do projeto.

Aos meus amigos da faculdade que de alguma forma contribuíram para o meu crescimento profissional.

***“Deus abençoa os
que, pacientemente, suportam a
provação. No final, receberão a
coroa da vida, que Deus
prometeu aos que o amam.”
Bíblia Sagrada (Tiago 1.12)***

RESUMO

A vibração mecânica é definida como o movimento repetitivo de objetos em relação a uma estrutura de referência fixa, geralmente em equilíbrio (Inman, 2008). A partir desse contexto este trabalho desenvolveu o projeto e construção de uma bancada experimental para realização de ensaios de vibração em componentes elétricos, mecânicos e eletromecânicos. O sistema proposto é composto por uma mesa a qual é suspensa por molas, que nela está fixada um eixo por mancais que recebe a rotação de um motor elétrico. A excitação da bancada será por uma força excêntrica gerada por um volante de massa com um desbalanceamento conhecido. Esta bancada tem como finalidade estudar o comportamento dinâmico dos componentes que serão sujeitos a vibração em suas aplicações a fim de avaliar a resistência mecânica dos mesmos.

Palavras-chave: Resistência mecânica, Análise Vibratória, Sistema de Vibração

ABSTRACT

Mechanical vibration is defined as the repetitive movement of objects relative to a fixed reference structure, usually in equilibrium (Inman, 2008). From this context, this paperwork developed a design and construction of an experimental bench to carry out vibration tests on electrical, mechanical and electromechanical components. The proposed system is composed of a table which is suspended by springs, which is being fixed a shaft by bearings that receives a rotation of an electric motor. An excitation of the bench by an eccentric force generated by a mass volume with a known imbalance. This workbench aims to study the dynamic behavior of the components that are subjected to vibration in their applications in order to evaluate its mechanical resistance

Keywords: Mechanical resistance, Vibratory analysis, Vibration system

LISTA DE FIGURAS

Figura 1-1 - Bancada de teste vibratório comercial Fonte: (Data Physics Corporation)	15
Figura 1-2 Rotinas de projeto nos cenários pré-concepção da bancada e a projeção do pós-concepção.	17
Figura 1-3 - Unidade de comunicação celular e módulo de sistema de frenagem independente.....	19
Figura 1-4 – Autotrac Prime Mobile - Portátil fixo em suporte no teto do veículo	19
Figura 1-5 - Teorias abordadas na fundamentação teórica.....	20
Figura 2-1 - (a) Modelagem de um sistema massa-mola; (b) Diagrama de corpo livre do sistema massa-mola representado em (a); (c) Modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor; (d) Diagrama de corpo livre do sistema massa-mola-amortecedor representado em (c). (Adaptado de INMAN, 2014)	22
Figura 2-2 - Modelo e diagrama de corpo livre sistema massa-mola-amortecedor com excitação externa (Inman, 2014)	23
Figura 2-3 – Representação do volumétrico em sistema de coordenadas adaptado (Silva, 2014)	24
Figura 2-4 – Hipótese de Timoshenko (Silva, 2014)	24
Figura 2-5 – Representação de viga (Azevedo, 2003).....	25
Figura 2-6 – Deformação na viga e deslocamento na seção transversal (Azevedo, 2003)	25
Figura 2-7 - Efeito da força centrífuga no rotor (Sousa, 2005)	26
Figura 2-8 - Representação de um sistema em desbalanceamento estático (Sanches Blanes S.A.)	27
Figura 2-9 - Representação de um sistema em desbalanceamento binário (Sanches Blanes S.A.)	27
Figura 2-10 – Exemplos de desbalanceamento quase-estáticos (Sousa, 2005).....	28

Figura 2-11 - Desbalanceamento dinâmico.....	28
Figura 2-12 - Transdutores de aplicação industrial (Fonte: http://www.logismarket.ind.br)	29
Figura 2-13 - Acelerômetros uni-axial e tri-axil comercializados pela empresa Bruel & Kjaer (BRUEL & KJAER).....	30
Figura 2-14 - Princípio de funcionamento dos cristais piezoelétricos (Seidel, 2011).30	
Figura 2-15 – Sinal pico a pico e médio (Menezes, 2015)	31
Figura 2-16 - Cadeia de instrumentação para aquisição de dados de vibração (adaptado de (Serrano, et al., 2004))	32
Figura 2-17 - Configuração típica de um condicionador de sinal (Puhlmann, 2016) .32	
Figura 2-18 - Exemplo de condicionamento de sinal: Amplificação e Filtragem (Serrano, et al., 2004).	32
Figura 2-19 - Fluxograma de procedimento de processo de sistema de controle (Adaptado de Dorf, et al., 2001)	34
Figura 2-20 - Modelo de sistema de controle com e sem retroação (Adaptado de Dorf, et al., 2001)	35
Figura 3-1 – Bancada para avaliação de falhas em máquinas rotativas (Silva, 2012)	38
Figura 3-2 – Bancada para análise de vibração por desbalanceamento e desalinhamento (Lima, 2013).....	38
Figura 3-3 – Mesa vibratório para estudos sobre vibração no corpo humano (Becker, 2006)	39
Figura 3-4 - Bancada didática para ensaios de vibração (Heirich, et al., 2013)	39
Figura 3-5 - Modelo CAD da bancada proposta em vista isométrica	40
Figura 3-6 – Características geométricas da mola	42
Figura 3-7 - Máquina para ensaios de tração, compressão e flexão modelo 8801 da marca <i>INSTRON</i>	42
Figura 3-8 - Suporte para adaptação da mola na máquina de ensaio de compressão	43

Figura 3-9 – Comparativo entre a mola em seu estado original e após a compressão de 45mm	43
Figura 3-10 Gráfico carga x deslocamento da mola ensaiada	44
Figura 3-11 - Conjunto Base-Mola-Mesa utilizado nas simulações numéricas	45
Figura 3-12 - Dimensões da estrutura de base	47
Figura 3-13 - Vista em perspectiva isométrica da estrutura da base.....	47
Figura 3-14 – Modelo da estrutura de base na plataforma do Ansys® APDL	48
Figura 3-15 – Resposta do deslocamento a aplicação de uma força de 1N no modo <i>ramped</i> para o intervalo de 5 a 200Hz	50
Figura 3-16 - Resposta do deslocamento a aplicação de uma força de 37,4KN no modo <i>ramped</i> para o intervalo de 5 a 200Hz	51
Figura 3-17 - Vista lateral do volante de massa	52
Figura 3-18 - Vista frontal com corte no centro do volante de massa	52
Figura 3-19 - Eixo com componentes conjugados	53
Figura 3-20 - Vista superior do eixo	54
Figura 3-21 - Diagrama de corpo livre para o eixo principal com o excêntrico no pico superior	54
Figura 3-22 - Diagrama de corpo livre do eixo principal considerando torque e cisalhamento	55
Figura 3-23 - Conjunto do eixo principal com todos os componentes que são fixos nele	56
Figura 3-24 - Vista lateral cortada do eixo principal com pontos de concentração de tensão	58

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Contextualização	14
1.2	Justificativa	16
1.3	Objetivos.....	18
1.3.1	Objetivos específicos.....	18
1.4	Metodologia proposta no trabalho	18
1.5	Organização do trabalho	20
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	21
2.1	Vibrações mecânicas.....	21
2.1.1	Vibrações Forçadas	22
2.2	Teoria das vigas de Timoshenko	23
2.3	Desbalanceamento.....	26
2.3.1	Desbalanceamento estático	27
2.3.2	Desbalanceamento binário	27
2.3.3	Desbalanceamento quase-estático	28
2.3.4	Desbalanceamento dinâmico	28
2.4	Aquisição e processamento dos sinais vibratórios	29
2.4.1	Transdutores	29
2.4.2	Elementos funcionais de um sistema de aquisição.....	31
2.4.3	Análise espectral.....	33
2.5	Controle de processos.....	34
3	PROJETO	36
3.1	Norma Ford - Worldwide Design Standard	36
3.2	Estado da arte.....	37

3.3	Apresentação da bancada proposta	40
3.4	Caracterização da mola	41
3.5	Projeto estrutural.....	44
3.6	Volante de massa	51
3.7	Projeto do eixo principal.....	53
4	CONCLUSÃO.....	60
5	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	61

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Os fenômenos vibratórios estão presentes na grande maioria dos sistemas fisiológicos. A audição é a captação da vibração do meio pelos tímpanos, a visão é possível pela propagação dos feixes de ondas luminosas, a fala se dá por meio da vibração de cordas vocais, o coração pulsa a certa frequência para enviar sangue oxigenado para todo o corpo e a frequência que os pulmões exercem a ventilação pulmonar é fundamental para a respiração (Rao, 2008).

As vibrações em uma estrutura elástica são provocadas por forças perturbadoras que deslocam a estrutura da sua posição de equilíbrio estático. Tais deslocamentos criam forças elásticas que tendem a trazer o corpo de volta à sua condição original de equilíbrio. Quando a força perturbadora é removida, as forças elásticas aceleram o corpo de volta à sua posição de equilíbrio. Entretanto, o corpo agora possui certa velocidade quando ele passa por sua posição de equilíbrio, e isto faz com que ele a ultrapasse. Assim, formam-se as vibrações que podem diminuir ou não, dependendo da presença de forças restritivas (Singer, 1977). O número de ciclos vibratórios do movimento por segundo é chamado de frequência, que é medida em Hertz (Hz) (Inman, 2014).

Quando a vibração é provocada por uma força inicialmente aplicada ao corpo, sendo removida em seguida, resulta o que se conhece por vibração livre (Singer, 1977). Todo sistema que vibra livremente está vibrando em sua frequência natural.

Sempre que a frequência natural de vibração de uma máquina ou estrutura coincidir com a frequência da excitação externa, ocorre o fenômeno conhecido como ressonância, que resulta em deflexões excessivas e falha (Rao, 2008).

A vibração é alvo de estudo em diversas áreas da engenharia automotiva. Desde sistemas mais simples, como a detecção do desbalanceamento em rodas de veículos, até problemas mais complexos, tendo, por exemplo, a análise do conforto

humano em veículos. Este último é de suma importância para evitar a exposição aos níveis de vibração que acarretam em danos à saúde (Inman, 2008).

O uso de bancadas experimentais simulando a operação de sistemas reais é também um método amplamente conhecido e extensivamente usado para o desenvolvimento de projetos em geral (Amorim, 2006). Na Figura 1-1 é apresentada uma bancada comercial para ensaios vibratórios.



Figura 1-1 - Bancada de teste vibratório comercial Fonte: (Data Physics Corporation)

Em todos os projetos de engenharia, que serão sujeitos a cargas dinâmicas em suas aplicações, é essencial a realização de ensaios vibratórios experimentais. Com o avanço tecnológico, é possível simular tais situações via software computacional, porém, estas não dispensam a validação em ensaios ambientais.

Neste contexto, o presente trabalho propõe um projeto e construção de uma bancada experimental para análise vibratória em componentes elétricos, mecânicos e eletromecânicos. Estes estão sujeitos a vibrações em seus ambientes de aplicação, pois são fixos na massa suspensa do veículo. Os testes têm como finalidade verificar o funcionamento e a longevidade dos produtos.

1.2 Justificativa

A empresa *Autotrac Comércio e Telecomunicações S/A*, na qual o autor exerce a função de estagiário, não dispõe de uma bancada para ensaios vibratórios em seu laboratório de testes. A circunstância levou a oportunidade de desenvolvê-la aliando a necessidade da empresa ao interesse do autor em aprofundar o conhecimento no tema.

Com mais de 20 anos de experiência no segmento de tecnologias aplicadas ao monitoramento e rastreamento de frotas, *Autotrac* é uma empresa especializada em desenvolvimentos de sistemas de telemetria, monitoramento de equipamentos de software e na prestação de serviços de comunicação móvel de dados. Única em seu setor a operar sua própria estação terrena de comunicação de dados (hub) utilizando canais exclusivos e redundantes em satélites geo-estacionários, além de *backbones* dedicados com as principais operadoras de telefonia celular do país.

De modo geral, todas as máquinas e equipamentos estarão sujeitos, frequentemente ou não, a alguma excitação por força dinâmica oriunda da sua operação ou de fontes externas. Como resultado a essa vibração, muitos projetos tendem a falhar por desgaste excessivo ou fadiga de algum componente. Conhecer o seu comportamento sob tal fenômeno é importante para determinar em quais locais o mesmo poderá ser empregado sem perder sua funcionalidade e alcançando a melhoria contínua, a fim de obter alto desempenho e longevidade.

Buscando melhor compreensão sobre o comportamento dos projetos desenvolvidos pela empresa, são realizadas simulações numéricas computacionais dinâmicas. A comprovação dos resultados obtidos com uma análise experimental é o que motiva o autor ao desenvolvimento deste trabalho.

A concepção da bancada experimental para testes vibratórios será de suma importância para a empresa, pois possibilitará, mesmo com as limitações da bancada, a realização de ensaios para a verificação do comportamento de seus produtos quando submetidos a ambientes vibratórios. Ao autor trará a possibilidade de executar o conhecimento adquirido durante a graduação em fenômenos vibratórios.

Ensaio vibratório em laboratórios externos, levando em consideração a burocracia para requerimento e o tempo de execução, requer um período em que o desenvolvimento do produto fica estacionado. Após o recebimento do laudo,

frequentemente, há a necessidade de realizar modificações nos projetos e o mesmo só é submetido ao mercado com nova validação em ensaios ambientais.

Devido o desconhecimento da confiabilidade da bancada, inicialmente não se deve dispensar a realização de teste em laboratório regulamentado até que a mesma seja validada pela empresa. Enquanto não é realizada a validação, esta trará custo benefício, visto que, os testes entre reprojeto serão realizados por ela e não mais por terceiros.

Na Figura 1-2 são apresentadas as rotinas de projeto no cenário atual e a projeção com a disponibilidade da bancada de ensaios.

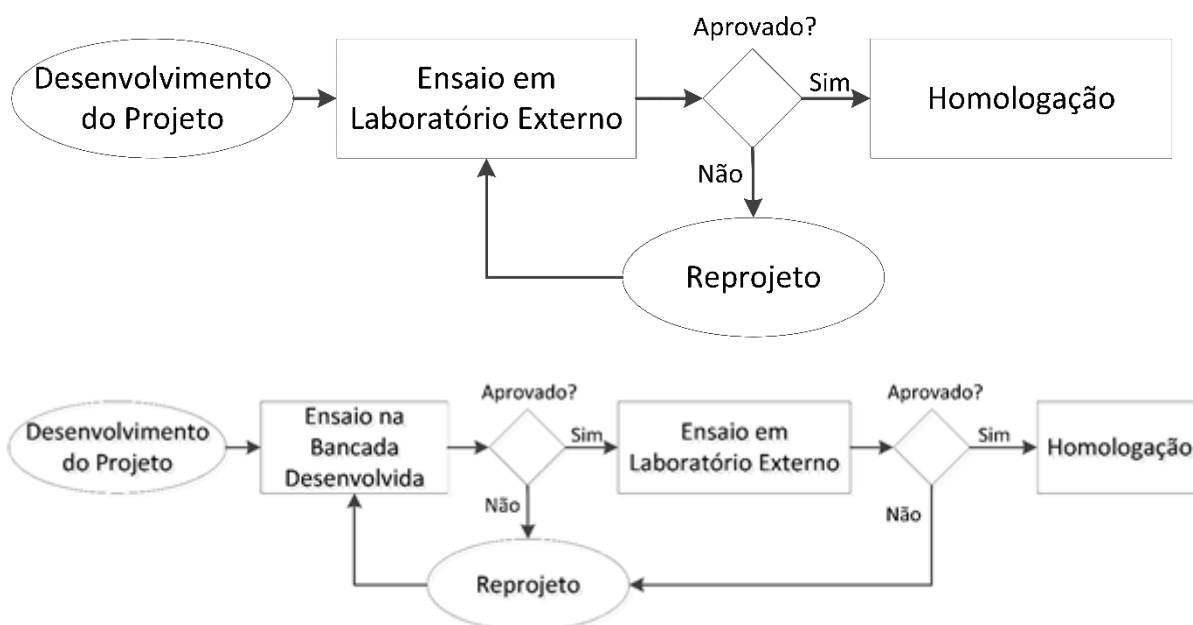


Figura 1-2 Rotinas de projeto nos cenários pré-concepção da bancada e a projeção do pós-concepção.

A disponibilidade da bancada na empresa também abrirá a oportunidade de realização de testes em equipamentos de retorno de campo. Tais equipamentos são oriundos de trocas por garantia ou testes de campo, onde alguns são instalados em seus ambientes de aplicação a fim de observar se há algum fator prejudicial ao projeto não previsto.

Para a concepção da bancada experimental apoia-se na norma Ford Worldwide Design Standard (FWDS) que normatiza os requisitos de ensaios vibratórios e climáticos realizados pela empresa. A norma FWDS será melhor explanada na seção 3.1 do capítulo 3.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo o projeto e construção de uma bancada experimental para realização de ensaios de vibração em componentes automotivos buscando atender a norma Ford Worldwide Design Standard.

1.3.1 Objetivos específicos

- I. Revisar os trabalhos desenvolvidos na área de análise de vibração, afim de embasar-se nos mesmos para concepção da bancada;
- II. Projeto estrutural dos componentes da bancada;
- III. Desenvolvimento do modelo numérico da bancada em software CAD e análises em software CAE;
- IV. Projeto de controle da frequência de excitação da bancada;
- V. Instrumentação da bancada para aquisição dos dados;
- VI. Fabricação e construção da bancada;
- VII. Testes experimentais visando avaliação da funcionalidade e aplicação da bancada proposta.

Neste período inicial serão contemplados os itens I,II e III, visto que os demais serão explorados na segunda fase do projeto.

1.4 Metodologia proposta no trabalho

A bancada vibratória avaliará o comportamento de dispositivos mecânicos, elétricos e eletromecânicos, tais como antena de comunicação satelital, unidade de comunicação celular, sistemas de frenagem independente, unidade corta-combustível, dentre outros desenvolvidos pela empresa. A Figura 1-3 mostra dois destes.

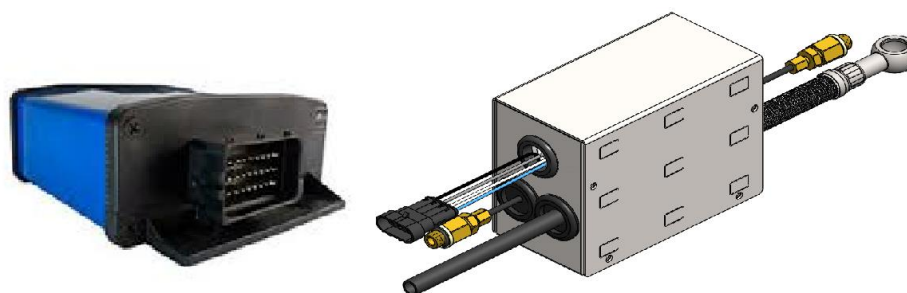


Figura 1-3 - Unidade de comunicação celular e módulo de sistema de frenagem independente

A maior parte dos cenários de instalação dos equipamentos da empresa se dá por fixação na carroceria dos veículos. A Figura 1-4 apresenta um destes cenários, onde a fixação se dá por um suporte fixo com selante de poliuretano no teto do veículo.



Figura 1-4 – Autotrac Prime Mobile - Portátil fixo em suporte no teto do veículo

A excitação na bancada será provocada por uma força excêntrica gerada por um volante de massa com um desbalanceamento conhecido, onde o mesmo é acoplado à um eixo em rotação, oriunda da conexão por correia com um motor elétrico e fixo à uma mesa por mancais a qual é suspensa da base por molas.

Para desenvolvimento da bancada é realizada uma breve revisão na bibliografia sobre as teorias utilizadas no trabalho, apresentadas no diagrama da Figura 1-5.

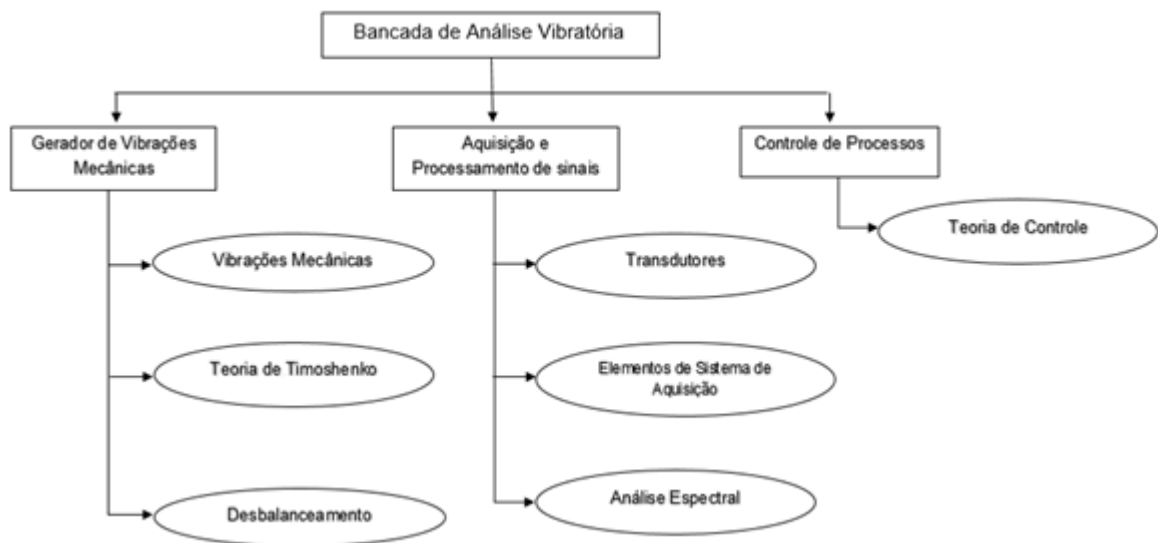


Figura 1-5 - Teorias abordadas na fundamentação teórica

Para o desenvolvimento do projeto mecânico da bancada será proveito como base todo o conhecimento adquirido nas grandes áreas de projeto de elementos mecânicos e tecnologias de fabricação. Serão utilizados softwares CAE (Computer-Aided Engineering), para análise numérica em elementos finitos, e CAD (Computer-Aided Design); para a modelagem 3D e da documentação do projeto.

1.5 Organização do trabalho

O trabalho está dividido em 4 capítulos, onde, este faz uma abordagem introdutória sobre o assunto e apresenta a relevância acerca da realização do projeto. No capítulo 2 é realizada uma revisão bibliográfica que servirá para embasar o leitor sobre as decisões tomadas no capítulo seguinte. No terceiro capítulo é explanado todo o projeto, apresentando as premissas, modelagem dos componentes, tomadas de decisões e o produto final. O capítulo 4 traz as conclusões tomadas com o trabalho. Nos anexos são apresentados os desenhos técnicos do projeto, rotinas de simulações CAE, modelos de programas para o Matlab® e memorial de cálculos.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo está dividido em quatro seções: A primeira faz uma introdução à vibração mecânica. A segunda faz uma abordagem sobre a teoria das vigas de Timoshenko, utilizada nos elementos das análises numéricas da estrutura. A terceira apresenta os tipos e efeitos do desbalanceamento, fenômeno que será aplicado para gerar as vibrações na bancada. Na quarta seção são apresentados os processos de aquisição de sinais de vibração, assim como seus equipamentos. Por fim, na quinta, é realizada uma introdução aos controles de processos.

2.1 Vibrações mecânicas

A vibração mecânica é definida como o movimento repetitivo de objetos em relação a uma estrutura de referência fixa ou posição nominal, geralmente em equilíbrio (Inman, 2008). Há dois tipos de vibração, livre e forçada. HIBBELER (2009) faz uma breve descrição para os dois casos, onde, define a vibração livre como a que ocorre quando o movimento é mantido por forças restauradoras gravitacionais elásticas, como o movimento de oscilação de um pêndulo. Já a vibração forçada é causada por uma força intermitente ou periódica externa aplicada ao sistema.

A vibração de um sistema envolve a transferência alternada de sua energia potencial para energia cinética e vice-versa. Se o sistema for amortecido, certa quantidade de energia é dissipada em cada ciclo de vibração (Rao, 2008). Em sistemas vibrando livremente, a presença de amortecimento diminuirá a amplitude de vibração e o sistema tenderá a retornar à sua posição de equilíbrio estático. Mesmo com o efeito do amortecimento, em sistemas com vibrações forçadas, a excitação pode manter a amplitude da vibração.

A lei fundamental que governa os sistemas mecânicos é a segunda lei de Newton (Ogata, 2003). Na modelagem matemática, são consideradas todas as forças atuantes no sistema, respeitando sempre o princípio que as regem. Na Figura 2-1 são apresentados dois sistemas, sendo o primeiro não amortecido e o segundo amortecido. Também é apresentado o diagrama de corpo livre para ambos.

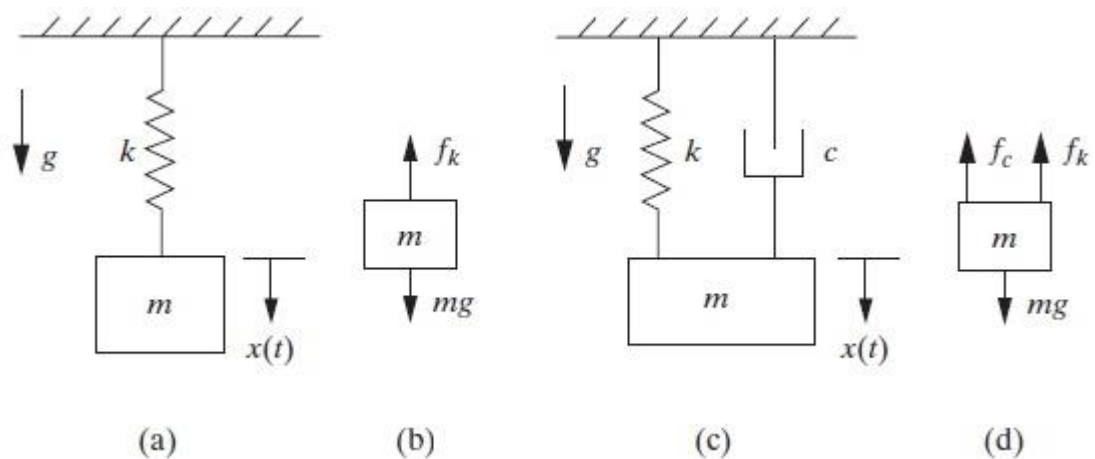


Figura 2-1 - (a) Modelagem de um sistema massa-mola; (b) Diagrama de corpo livre do sistema massa-mola representado em (a); (c) Modelagem de um sistema massa-mola-amortecedor; (d) Diagrama de corpo livre do sistema massa-mola-amortecedor representado em (c). (Adaptado de INMAN, 2014)

As equações 2.1 e 2.2 apresentam, respectivamente, as equações de movimento para os dois sistemas mostrados na Figura 2-1. Onde m é a massa, c é o coeficiente de amortecimento, k é a constante elástica da mola, x é o deslocamento da massa no tempo, \dot{x} é a velocidade da massa no tempo e \ddot{x} é a aceleração da massa no tempo.

$$m\ddot{x} = -kx \quad (2.1)$$

$$m\ddot{x} = -kx - c\dot{x} \quad (2.2)$$

O número de graus de liberdade (gdl) usado na análise de um sistema mecânico é o número de coordenadas cinematicamente independentes necessárias para descrever completamente (localizar e orientar) o movimento espacial de toda partícula de um sistema em qualquer instante de tempo. Qualquer conjunto de coordenadas é chamado de conjunto de coordenadas generalizadas. Quantidades cinemáticas como deslocamentos, velocidades e aceleração são escritas em função das coordenadas generalizadas e de suas derivadas temporais (Silva, 2009).

2.1.1 Vibrações Forçadas

Se um sistema estiver sujeito a uma força externa, a vibração resultante é conhecida como vibração forçada. A oscilação que surge em máquinas, como motores a diesel, é um exemplo de vibração forçada (Rao, 2008).

Segundo Rao (2008), sistemas não amortecidos que estão sujeitos a uma força harmônica, são descritos de acordo com a eq. 2.3, onde se uma força $F(t)$ agir sobre a massa m de um sistema não amortecido, a equação de movimento reduz se a:

$$F(t) = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.3)$$

$$m\ddot{x} + kx = F_0 \cos(\omega t) \quad (2.4)$$

Uma vez que as equações de movimento consideradas aqui são lineares, conhecer a resposta a termos individuais permite chegar a resposta total, através do somatório da resposta aos termos individuais pelo princípio da superposição (Inman, 2014).

A Figura 2-2 apresenta o modelo de um sistema com vibração forçada e seu diagrama de corpo livre.

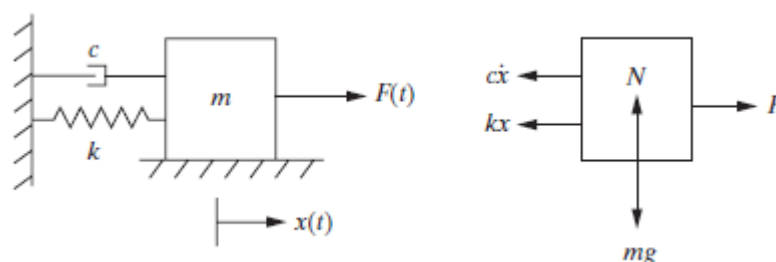


Figura 2-2 - Modelo e diagrama de corpo livre sistema massa-mola-amortecedor com excitação externa (Inman, 2014)

2.2 Teoria das vigas de Timoshenko

Vigas são geralmente elementos prismáticos retos longos. Na maioria dos casos, as forças atuantes nelas são perpendiculares ao seu eixo, provocando somente flexão e cisalhamento. Quando as forças não estão em ângulo reto com o eixo da viga, podem produzir também esforços axiais (BEER et al., 2003).

O carregamento de uma viga pode ser com cargas externas distribuídas, forças externas concentradas, momentos ou qualquer combinação destes (Craig Jr., 2003).

Na teoria de Timoshenko, consideram-se vigas uniformes (de secção transversal constante), sendo este um modelo mais adequado para tratar problemas de “vigas curtas”, ou seja, vigas onde a altura h da secção transversal apresenta

valores relativamente consideráveis quando comparados ao comprimento da peça L , mostrados na Figura 2-3 (Silva, 2014).

O principal interesse reside em estudar os deslocamentos transversais $w(x)$, da Figura 2-4, na direção do eixo z e as rotações transversais em torno do eixo y , conforme demonstrado o eixo de coordenadas e o volumétrico de uma viga na Figura 2-3, onde b , L e h , correspondem respectivamente aos comprimentos de base, largura e altura (Silva, 2014).

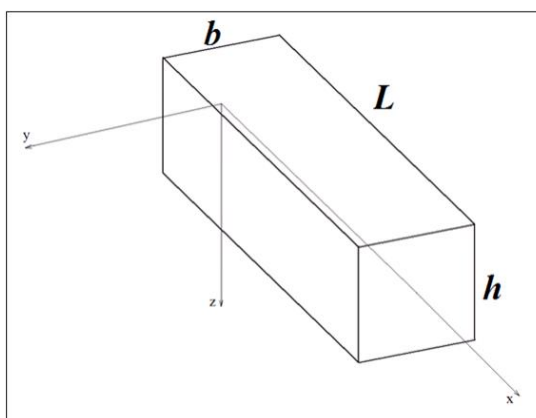


Figura 2-3 – Representação do volumétrico em sistema de coordenadas adaptado (Silva, 2014)

A teoria de Timoshenko admite que secções planas inicialmente perpendiculares ao eixo da peça permanecem planas após a deformação do elemento estrutural, mas não necessariamente perpendiculares a esse eixo (Silva, 2014). Esta proposição é apresentada na Figura 2-4.

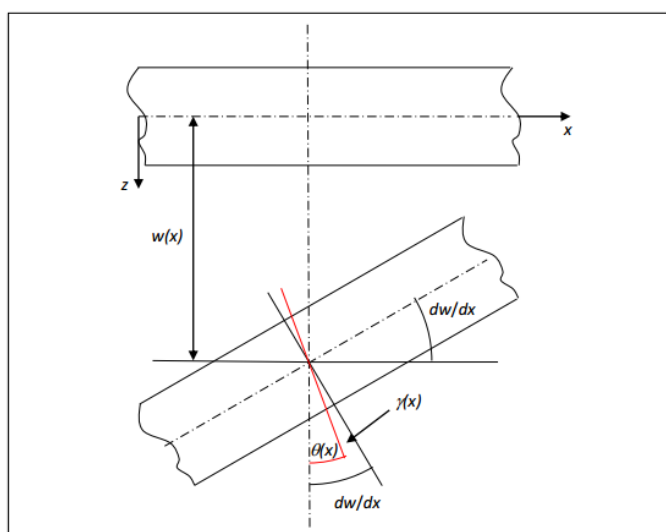


Figura 2-4 – Hipótese de Timoshenko (Silva, 2014)

Desta forma, o valor da rotação $\theta(x)$ não pode ser determinado diretamente a partir da derivada da deflexão.

Na Figura 2-5 é representado o eixo da viga na sua posição inicial (sobre x_1) e a correspondente deformada. Está também apresentada a secção transversal cujos os eixos são x_2 e x_3 . Uma vez que se consideram pequenas deformações, supõe-se que o declive da reta tangente ao eixo coincide com o ângulo de rotação do eixo da barra (Azevedo, 2003)

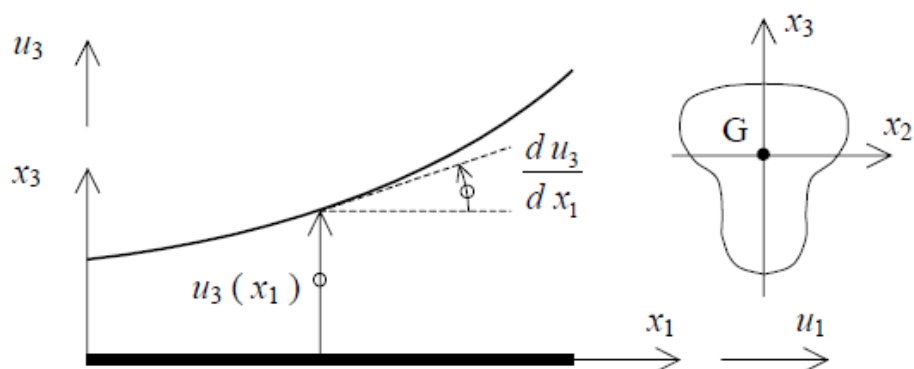


Figura 2-5 – Representação de viga (Azevedo, 2003).

Na Figura 2-6 estão indicados os seguintes ângulos: rotação do eixo da barra (du_3/dx_1), rotação da secção transversal (θ) e rotação correspondente à deformação por esforço transversal (ϕ), onde o último é considerado não nulo e os demais dependentes de x (Azevedo, 2003). Encontra-se também representado o campo de deslocamentos u_1 na secção transversal.

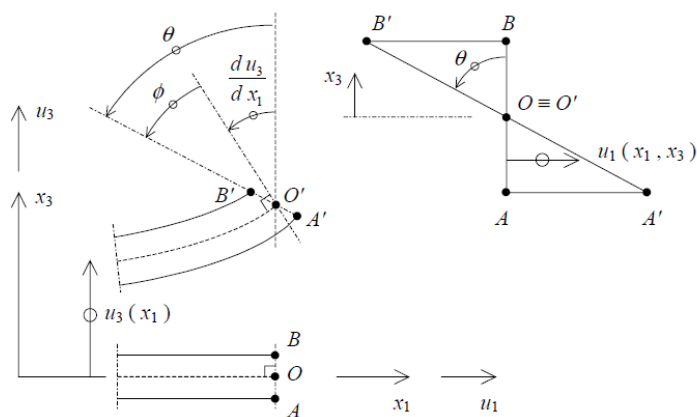


Figura 2-6 – Deformação na viga e deslocamento na secção transversal (Azevedo, 2003)

2.3 Desbalanceamento

O desbalanceamento é um fenômeno que devido à distribuição assimétrica de massa provoca vibração excessiva do rotor. A vibração é produzida pela força centrífuga que resulta da interação da componente de massa desequilibrada com a aceleração radial devido à rotação (Silva, 2012).

Um rotor perfeitamente balanceado é aquele cuja massa se distribui uniformemente em torno do seu eixo de rotação. Isto equivale dizer que existe a coincidência entre o eixo de rotação e o eixo principal de inércia do rotor. Desconsiderando-se as forças que causam a rotação e que sustentam este rotor, nenhuma outra força age sobre os seus mancais quando se encontram em movimento giratório. Assim, nenhum tipo de vibração pode ser detectado. Este rotor, entretanto, é meramente teórico, uma vez que por menores que sejam as tolerâncias de fabricação de um componente e por mais homogêneos que sejam os materiais utilizados em sua fabricação, sempre haverá uma distribuição não uniforme de massa, causando desbalanceamento (Sousa, 2005).

Quando há um desbalanceamento em um eixo, a força centrífuga atuante sobre o lado onde está localizada a excentricidade do centro de gravidade superará a força centrífuga atuante sobre o lado oposto, a resultante destas forças acarretará em uma na direção do excêntrico, ocasionando o movimento oscilatório. Tal força é definida pela equação 2.3. Onde m é a massa excêntrica, e é a distância entre o centro do eixo até o excêntrico e ω é a velocidade angular do eixo. Uma seção transversal com desbalanceamento é apresentada na Figura 2-7

$$F_{cent} = m \cdot e \cdot \omega^2 \quad (2.3)$$

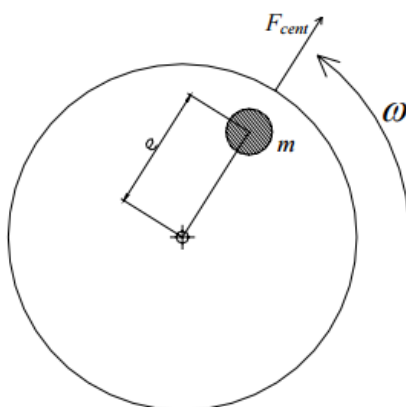


Figura 2-7 - Efeito da força centrífuga no rotor (Sousa, 2005)

2.3.1 Desbalanceamento estático

O desbalanceamento estático, também conhecido como desbalanceamento em um plano, ocorre quando o eixo principal de inércia (EPI) não coincide com o eixo geométrico do rotor (EGR), porém ambos são paralelos. Tal situação ocorre com o deslocamento da massa somente no eixo normal ao eixo de rotação. A Figura 2-8 ilustra o desbalanceamento estático para melhor compreensão.

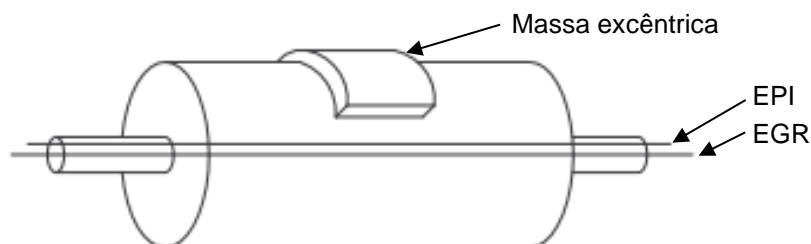


Figura 2-8 - Representação de um sistema em desbalanceamento estático (Sanches Blanes S.A.)

2.3.2 Desbalanceamento binário

O desbalanceamento binário ocorre quando há duas massas desbalanceadoras distribuídas nos lados opostos em relação ao eixo de rotação, como também opostas e equidistantes ao eixo normal e ao de rotação. Nesta situação o EPI intersecta o EGR no centro de gravidade do rotor. Existirão duas forças centrífugas, formando uma aplicação de força binária ao longo do eixo de rotação. Na Figura 2-9 é apresentado um modelo representando esta situação.

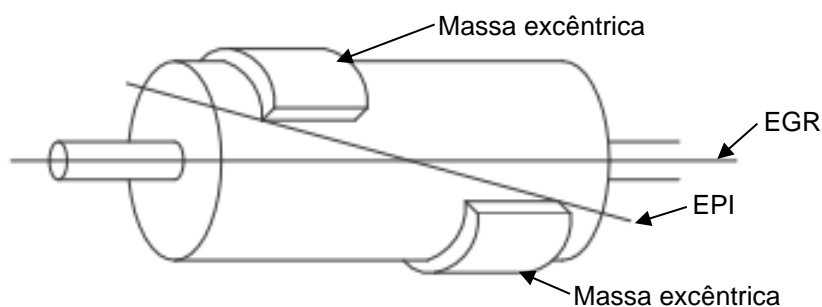


Figura 2-9 - Representação de um sistema em desbalanceamento binário (Sanches Blanes S.A.)

2.3.3 Desbalanceamento quase-estático

O desbalanceamento quase-estático se assemelha ao binário, porém, há o deslocamento na intersecção entre os eixos EPI e EGR para distante do centro de geométrico da peça. Este deslocamento pode ser causado por uma soma dos desbalanceamentos estático e binário em uma peça. A Figura 2-10 apresenta três tipos de balanceamento quase-estáticos.

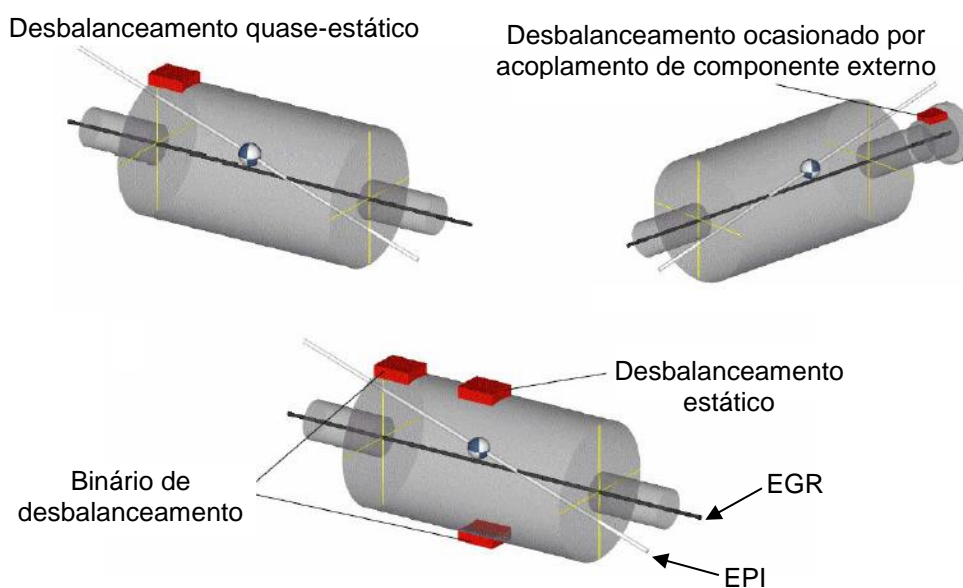


Figura 2-10 – Exemplos de desbalanceamento quase-estáticos (Sousa, 2005)

2.3.4 Desbalanceamento dinâmico

Grande parte dos casos de desbalanceamento se enquadram neste cenário. Nesta condição, o eixo EPI não intersecta e não tem relação de paralelismo com o EGR. Tal condição apresenta um eixo com massas de desbalanceamento com posicionamento entre si com mais de 180°. A Figura 2-11 apresenta um componente com o desbalanceamento citado.

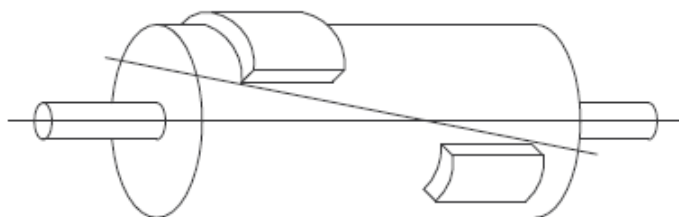


Figura 2-11 - Desbalanceamento dinâmico

2.4 Aquisição e processamento dos sinais vibratórios

Este tópico apresenta uma introdução sobre transdutores aplicados para aquisição de sinais de vibração, bem como toda a cadeia de instrumentação necessária para atuar junto ao transdutor.

2.4.1 Transdutores

Transdutores são dispositivos eletromecânicos que recebem energia do sistema de uma forma física e a transformam para outra correspondente.

Na indústria estes componentes são amplamente utilizados, principalmente no controle e monitoramento de sistemas que requeiram informações sobre pressão, deslocamento, temperatura, força, deformação, aceleração, vibração, posição e dentre outras aplicações. Na Figura 2-12 são apresentados diversos transdutores de aplicação geral em indústrias.



Figura 2-12 - Transdutores de aplicação industrial (Fonte: <http://www.logismarket.ind.br>)

O transdutor universalmente usado na captação de uma vibração é o acelerômetro piezoelétrico, um dispositivo que capta as oscilações sofridas e transforma em níveis de aceleração. Atualmente tem-se utilizado duas classes de acelerômetros: uni-axiais (fazem a medição em apenas um eixo do sistema de coordenadas) e tri-axiais (fazem a medição simultaneamente nos três eixos do sistema de coordenadas) (Portela, 2014).

Os acelerômetros fornecem um sinal elétrico proporcional à aceleração do sistema. Esses componentes são do tipo inercial e dão indicação sobre o movimento do sistema com relação a uma prefixada variável do eixo inercial (Thomazini, et al., 2005).

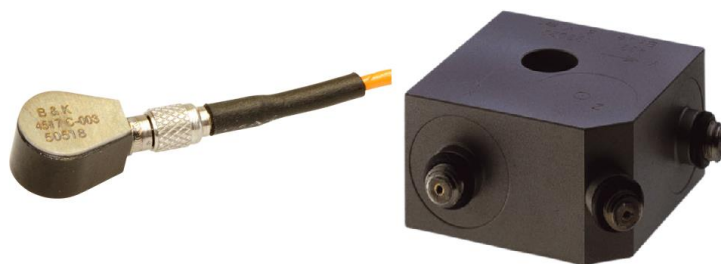


Figura 2-13 - Acelerômetros uni-axial e tri-axial comercializados pela empresa Bruel & Kjaer (BRUEL & KJAER)

Os materiais que exibem a propriedade piezoelétrica são o quartzo, materiais sintéticos, como o sulfato de lítio e cerâmicas ferroelétricas como o titanato de bário. Certos filmes poliméricos tais como polyvinylidene também exibem as propriedades piezoelétricas. Esses produzem maiores tensões de saída que a maioria dos cristais e são muito úteis em aplicações de deslocamento que devem ser transformadas numa tensão. No entanto, apresentam limitações mecânicas de esforços e não são sujeitos em aplicações em que pode ocorrer ressonância. O princípio piezoelétrico é reversível, e, portanto, distorções podem ocorrer aplicando uma tensão e vice-versa. Em receptores ultrassônicos, as variações senoidais ultrassônicas são convertidas em forças aplicadas ao transdutor piezoelétrico. Da mesma forma, o movimento de um transdutor de deslocamento é causado por meio mecânico pela aplicação de uma força do transdutor piezoelétrico (Seidel, 2011).

Com a implantação de eletrodos nas superfícies deste material e a aplicação de forças trativas ou compressivas, acarretará em uma diferença de potencial, onde sua polaridade dependerá do sentido da deformação. Através do esquemático apresentado na Figura 2-14 é possível obter uma melhor compreensão acerca do fenômeno.

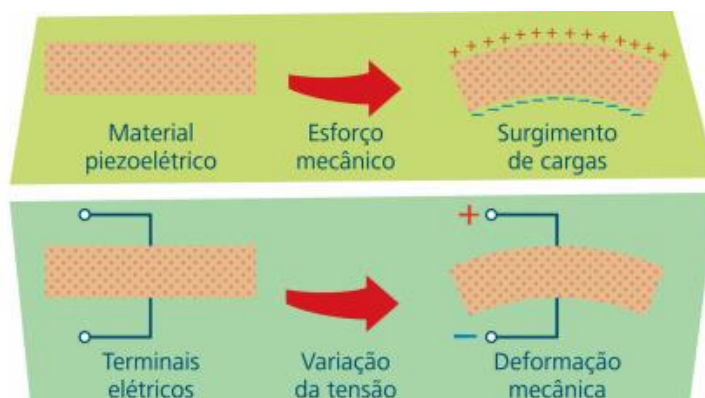


Figura 2-14 - Princípio de funcionamento dos cristais piezoelétricos (Seidel, 2011)

Os acelerômetros piezoelétricos têm como características: encapsulamento hermético e robusto, compacto, ampla faixa de frequência e insensível a campos magnéticos. Para ser fixado no equipamento, deve se ter conhecimento da frequência ao qual será submetido, em altas frequências o adequado para melhor resultado é por parafuso prisioneiro. Porém há também a fixação por ponteira (Menezes, 2015).

Com apenas um sensor de aceleração podemos obter os valores de velocidade e deslocamento através da integral do sinal de aceleração.

Há três formas diferentes de ser medido o sinal obtido pelos acelerômetros, com três valores distintos. O valor RMS, valor de pico e valor pico-a-pico. O valor RMS (raiz média quadrática) é relacionado com a energia contida no sinal. Um sinal pode ter um valor alto de pico, porém se ele for de curta duração, sua energia será pequena. Para a análise de vibração mede-se o sinal de velocidade RMS, onde busca-se encontrar os defeitos relacionados a falha mecânica (Menezes, 2015). Na Figura 2-15 é apresentado um gráfico com a comparação entre os valores.

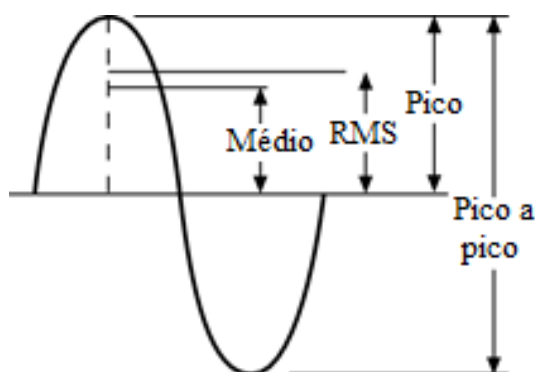


Figura 2-15 – Sinal pico a pico e médio (Menezes, 2015)

O valor de pico é a máxima amplitude (negativa ou positiva), utilizado para medir sinais que mesmo tendo uma curta duração possuem valores de amplitude alto. A diferença entre a amplitude máxima e a mínima é o valor de pico-a-pico (Menezes, 2015).

2.4.2 Elementos funcionais de um sistema de aquisição

Para aquisição de sinais vibratórios em qualquer ambiente é necessária uma cadeia de instrumentos, composto por acelerômetro, condicionador de sinal, componente de aquisição de sinal e o computador. Um modelo de cadeia de instrumentação para medição de vibração é apresentado na Figura 2-16.



Figura 2-16 - Cadeia de instrumentação para aquisição de dados de vibração (adaptado de (Serrano, et al., 2004))

Os sinais elétricos gerados nos sensores e transdutores muitas vezes necessitam de ser convertidos numa forma apropriada para o equipamento de aquisição, particularmente para o conversor analógico-digital (A/D), que converte sinais elétricos em códigos digitais que podem ser processados e armazenados pelos computadores. O condicionamento de sinal também é o elemento funcional responsável pela alimentação de energia, essencial para que muitos transdutores possam operar (Serrano, et al., 2004).

O condicionador de sinal é responsável por filtrar, amplificar, linearizar e isolar o sinal. Na Figura 2-17 é apresentada uma configuração típica de um condicionador de sinal para um transdutor.

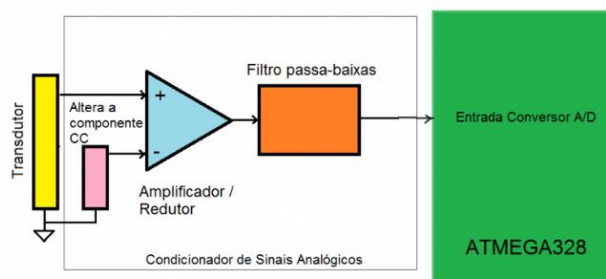


Figura 2-17 - Configuração típica de um condicionador de sinal (Puhlmann, 2016)

O ruído é o principal problema encontrado em sistemas de aquisição de sinais, por isso a utilização de filtros no condicionamento é de suma importância. A Figura 2-18 apresenta dois gráficos, sendo o primeiro sem condicionamento do sinal e o segundo com amplificação e aplicação de filtro.



Figura 2-18 - Exemplo de condicionamento de sinal: Amplificação e Filtragem (Serrano, et al., 2004).

O hardware de aquisição de dados desenvolve o processamento e a conversão analógica e digital dos sinais provenientes do meio de medição, como também do computador para sistemas de controle de processos.

Por fim, o computador disposto do sinal filtrado, amplificado, convertido e todos os demais processos citados, realizará o controle, análise e qualquer outra operação definida pelo usuário.

2.4.3 Análise espectral

Muitas das técnicas de processamento consistem de transformações de funções entre dois espaços de definição. Por exemplo, a transformada de Fourier, transforma uma função no espaço temporal para um espaço cuja base são as funções seno e cosseno complexas. Assim, o sinal é descrito no domínio da frequência através da sua composição em relação às funções que formam a base do espaço. A Transformada de Fourier se tornou a ferramenta mais importante no processamento de sinais devido ao uso amplo e consolidado do espectro de frequências para análise de um sinal (Silva, 2013).

A análise espectral é realizada a partir do espectro de frequência, o sinal de vibração obtido no domínio do tempo é convertido através da Transformada Rápida de Fourier (FFT), que tem como resultado um espectro apresentando amplitude e frequências importantes para a análise (Silva, 2012).

A ferramenta básica de análise espectral computacional é a transformada rápida de Fourier, conhecida por sua sigla em inglês FFT. Ela é um algoritmo numérico que calcula rapidamente, de forma indireta, a Transformada Discreta de Fourier, definida como:

$$X(f, T) = \sum_{n=0}^{N-1} x(n\Delta t) e^{-j2\pi n\Delta t} \quad (2.4)$$

onde f é a frequência e T é o período do sinal. O resultado é a decomposição de um sinal em seu conteúdo espectral (magnitude e fase). A utilização do sinal no domínio da frequência facilita a aplicação de filtros e curvas de ponderação em sinais digitalizados (Becker, 2006)

2.5 Controle de processos

Segundo (Dorf, et al., 2001), um projeto de sistema de controle deve seguir os seguintes passos:

- Definição do objetivo do sistema;
- Identificação das variáveis que se deseja controlar;
- Definição da precisão do sistema;
- Estabelecimento das configurações do sistema e identificação do atuador;
- Obtenção de um modelo do processo, do atuador e do sensor;
- Descrição do controlador e seleção dos parâmetros-chave a serem ajustados;
- Otimização dos parâmetros e análise do desempenho.

Após o último passo, se for detectado que o controle não alcançou o desempenho esperado, deve-se estabelecer novas configurações ao sistema. No fluxograma apresentado na Figura 2-19 é possível observar o procedimento de projeto.

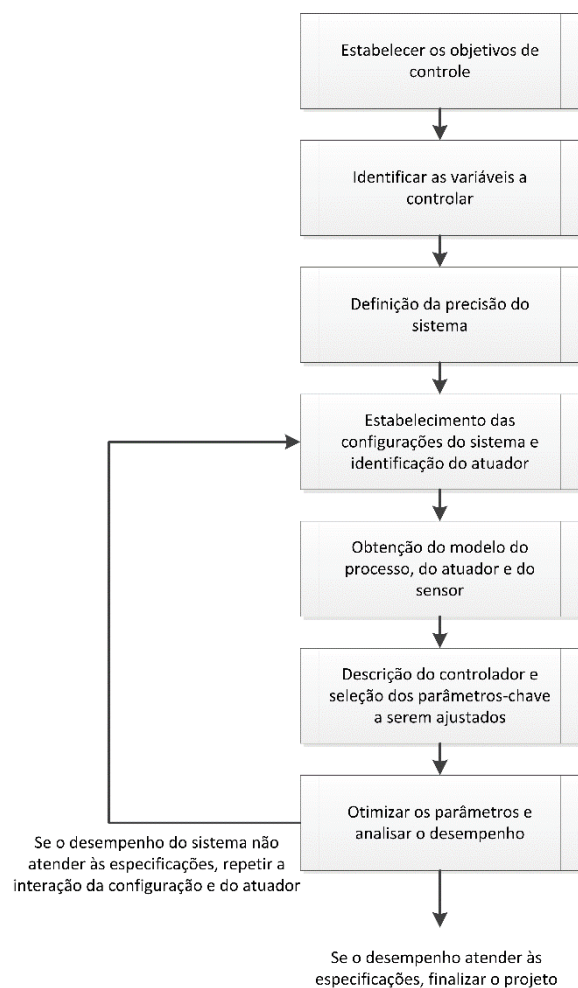


Figura 2-19 - Fluxograma de procedimento de processo de sistema de controle (Adaptado de Dorf, et al., 2001)

Dentre as classificações de sistemas de controle temos o de malha aberta (sistema direto) e o de malha fechada (sistema retroativo). Como a resposta desejada do sistema é conhecida, é gerado um sinal proporcional ao erro entre a resposta desejada e a resposta real. A utilização deste sinal para controlar o processo resulta em uma sequência de operações de malha fechada que é chamada de sistema com retroação (Dorf, et al., 2001). O sistema sem retroação recebe uma entrada e fornece uma saída sem validação se é a desejada. Na Figura 2-20 são apresentados os dois modelos, com e sem retroação.

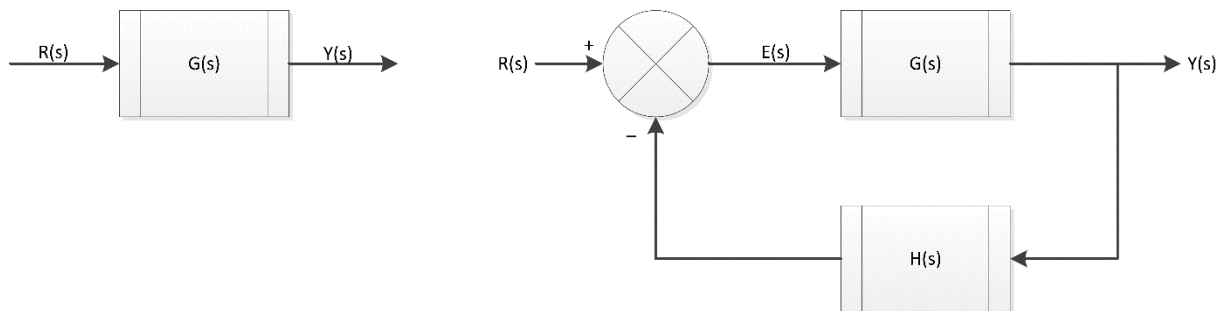


Figura 2-20 - Modelo de sistema de controle com e sem retroação (Adaptado de Dorf, et al., 2001)

Para sistemas em que as entradas são conhecidas com antecipação e que são isentos de distúrbio, é conveniente o uso do controle de malha aberta. Sistemas de controle de malha fechada são mais vantajosos somente nos casos em que houver distúrbios e/ou alterações não previsíveis nos componentes do sistema (Ogata, 2003).

3 PROJETO

Este capítulo está dividido em 7 partes: A primeira apresenta a norma acerca dos testes de vibração que serão realizados na bancada fruto deste trabalho. A segunda parte consiste em fazer um estado da arte acerca dos trabalhos desenvolvidos no meio acadêmico. A terceira apresenta todos os componentes da bancada desenvolvida. A quarta seção apresenta o ensaio de caracterização da mola que será utilizada. A quinta seção apresenta o projeto estrutural da bancada. A sexta seção mostra o volante de massa e as considerações tomadas no seu projeto. A sétima e última apresenta o projeto do eixo principal.

3.1 Norma Ford - Worldwide Design Standard

A Ford Worldwide Design Standard (WDS) tem como objetivo normatizar os requisitos de estresse ambientais não elétricos para todos os veículos e melhorar a capacidade de submetê-los em ambientes adversos. Padroniza requisitos climáticos, mecânicos e químicos para componentes elétricos, eletrônicos e eletromecânicos em todo o mundo. Compatível aos padrões nacionais e internacionais ISO, IEC, SAE, JASO E TUV.

Regulamenta e prescreve que os componentes acoplados em veículos estejam de acordo com os padrões determinados para cada requisito, onde, quando expostos a ambientes diversos como: altas temperaturas, neblina, nevoas salinas, areia, vibração entre outros, mantenham-se íntegros sem alterar qualquer função e sem causar nenhum prejuízo.

Para manter a integridade dos componentes, eles devem estar protegidos pelas estruturas dos veículos e, quando não for possível esta proteção, o componente deve fornecer proteção assegurando que seja capaz de atender aos requisitos normatizados.

As condições que o componente estará exposto, determina os requisitos do ensaio quanto a sua severidade.

Os testes vibratórios normatizados devem ser avaliados quanto as seguintes especificações:

- Resistência à vibração motorizada;
- Controle de durabilidade;

- Funcionalidade;
- Desgaste mecânico.

Segundo a norma, serão considerados aprovados os componentes que:

- Estejam conformes com as exigências regulamentadas;
- For aprovado acerca de impactos sobre outros sistemas;
- Não comprometa a segurança do veículo;
- Não tenham potencial para criar preocupação ao cliente.

Alguns requisitos são tratados de maneira pontual e voltados ao trabalho a ser desenvolvido. A tabela anexo 1.3 determina o perfil de vibração que o componente será exposto durante o teste, de acordo com as classificações das tabelas anexo 1.1 e 1.2.

Os componentes a serem testados classificam-se como ambiente de vibração suave quanto a tabela anexo 1.1, pois são fixos nas carrocerias dos veículos em pontos de apoio longe da suspensão. Enquadram-se nos métodos de vibração A e B da tabela anexo 1.2, pois, podem ser montados tanto diretamente no veículo quanto por uma estrutura de fixação.

3.2 Estado da arte

Para concepção da bancada foi realizada uma pesquisa sobre o que já havia sido produzido no meio acadêmico. Buscou-se projetos onde os autores tenham desenvolvido bancadas para ensaios vibratórios, como também os que utilizaram do mesmo princípio físico que este autor para gerar um sistema vibratório.

Os autores Silva (2012) e Lima (2013), propuseram bancadas didáticas similares, representadas nas Figura 3-1 e Figura 3-2, para simulações de máquinas rotativas nas seguintes condições: desalinhamento, desbalanceamento e falhas em rolamentos. Ambos utilizaram de uma massa excêntrica acoplada ao eixo conexo ao do motor para gerar o movimento vibratório. Utilizam transdutores de aceleração para medição dos sinais de aceleração da vibração.

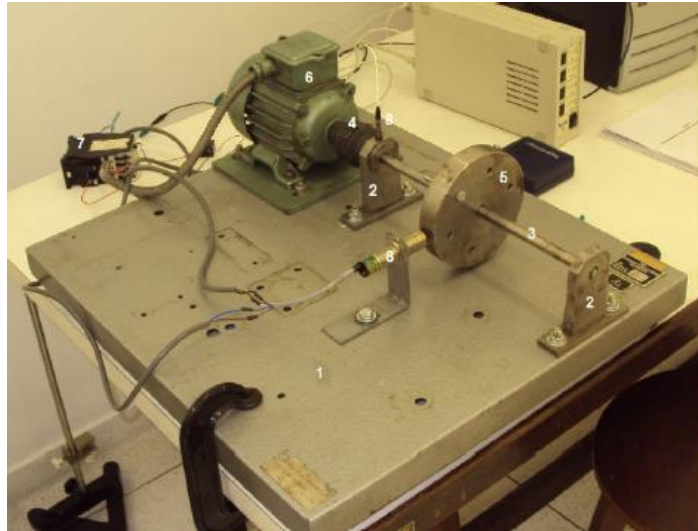


Figura 3-1 – Bancada para avaliação de falhas em máquinas rotativas (Silva, 2012)

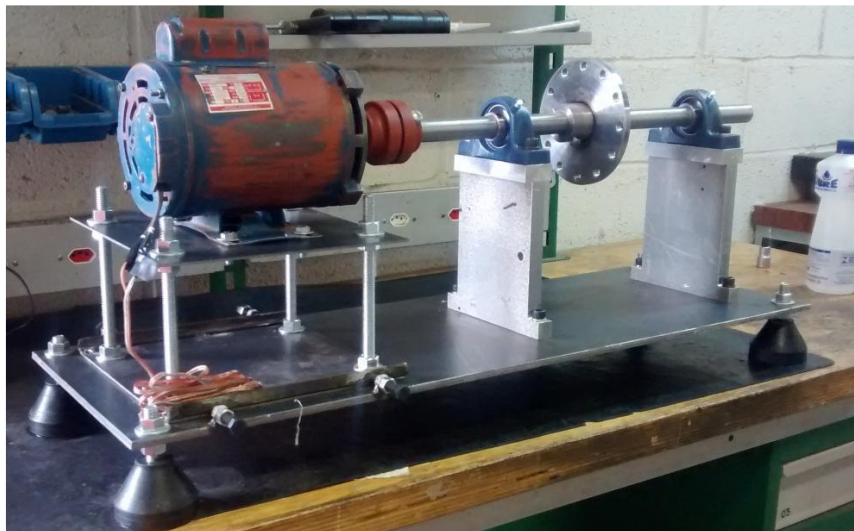


Figura 3-2 – Bancada para análise de vibração por desbalanceamento e desalinhamento (Lima, 2013)

Becker (2006) apresentou uma mesa vibratória para medir parâmetros biodinâmicos. Baseada no acionamento pneumático de um cilindro de dupla ação, ela é capaz de produzir vibração na direção vertical na faixa de 1 a 20 Hertz. Ela deve ser capaz de excitar uma carga equivalente à massa de uma pessoa mais os sistemas associados ao experimento. Apesar de operar em baixas frequências o modelo proposto tem como característica altas amplitudes, por exemplo, para atingir um movimento senoidal de $2\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$ na frequência de 1 Hertz é necessário um deslocamento na ordem de 100mm (pico a pico). O modelo é mostrado na Figura 3-3.



Figura 3-3 – Mesa vibratório para estudos sobre vibração no corpo humano (Becker, 2006)

O modelo de Heirich & Simão (2013), Figura 3-4 propõe um sistema onde um Cames fixo a um eixo excita uma polia que o tangencia e a mesma transmite a vibração através de uma estrutura até uma mesa. A bancada é capaz de auxiliar tanto na determinação da constante de rigidez de uma mola quanto no coeficiente de amortecimento viscoso de um amortecedor. O procedimento é realizado pela simulação de variadas frequências com a finalidade de visualizar a reação de um sistema massa-mola.



Figura 3-4 - Bancada didática para ensaios de vibração (Heirich, et al., 2013)

3.3 Apresentação da bancada proposta

O projeto a ser concebido da bancada de mesa vibratória foi realizado a partir de fatores limitantes. Os fatores de limitação propostos foram definidos através do levantamento de requisitos feitos previamente devido a necessidades de utilização da empresa Autotrac e aos custos financeiros agregados.

Partindo dos requisitos da norma FORD-WDS, dos insumos disponibilizados pela empresa e do estudo realizado no capítulo 2 e na seção 3.2, foi possível chegar a uma idealização sobre o modelo a ser desenvolvido neste trabalho. A norma determina que os ensaios para o tipo de produtos desenvolvidos pela empresa Autotrac deveriam ser expostos a uma faixa de frequência de vibração de 5 a 200 Hz com níveis de aceleração variados, conforme pode ser observado no anexo 1.3.

Quando a idealização estava pronta, buscou-se no mercado local insumos que atendessem aos nossos requisitos, pois a construção de protótipos demanda um maior investimento.

O modelo CAD proposto com todos os seus componentes é apresentado em vista isométrica na Figura 3-5.

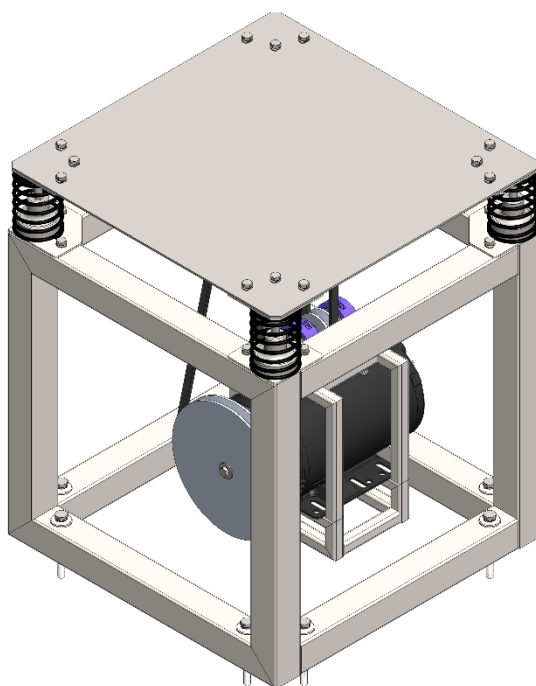


Figura 3-5 - Modelo CAD da bancada proposta em vista isométrica

O funcionamento da bancada se dá pela transformação da energia elétrica em cinética no motor, que a transmite por correia e polias ao eixo. O volante de massas está fixo ao eixo com uma massa excêntrica gerando um desbalanceamento estático, apresentado na seção 2.3, quando o mesmo está em rotação. O eixo está apoiado por mancais que estão fixos à mesa, que suspensa de uma base por molas, vibra de acordo com a frequência de rotação do eixo.

A mesa opera suspensa de uma base por quatro molas em suas extremidades. Buscando restringir ao máximo a movimentação horizontal da mesa, há pinos e guias, concêntricos às molas, fixos, respectivamente, na mesa e na base. O projeto do sistema base-mola-mesa é apresentado na seção Projeto estrutural 3.5.

As molas utilizadas no sistema foram concedidas pela empresa, onde não haviam especificações sobre o material utilizado para sua concepção e nenhuma outra informação sobre suas propriedades. Foi realizado um ensaio de compressão na mola para abstrair sua constante elástica. O mesmo é mostrado na seção 3.4.

Devido ao movimento oscilatório da mesa, o sistema deve partir com uma carga vertical que ocasione uma deformação de compressão nas molas de 20 milímetros. Tal carga foi provida pela montagem do sistema de transmissão.

Pelo fato do volante de massa estar fixo no centro do eixo, como também para facilitar a manutenção, a polia foi inserida em uma das extremidades do eixo. Com a configuração para carga inicial nas molas, o sistema partiria com uma inclinação, porém, foi inserida uma polia no extremo oposto, que é conexas a outra por uma correia com as mesmas configurações da utilizada na transmissão motor-eixo e que está acoplada a um eixo girando livremente. O conjunto é melhor apresentado na seção 3.7.

3.4 Caracterização da mola

A mola utilizada no projeto foi disponibilizada pela empresa, porém, não havia nenhum relatório acerca de sua constante elástica nem de outras propriedades mecânicas. As suas características geométricas são mostradas na Figura 3-6.

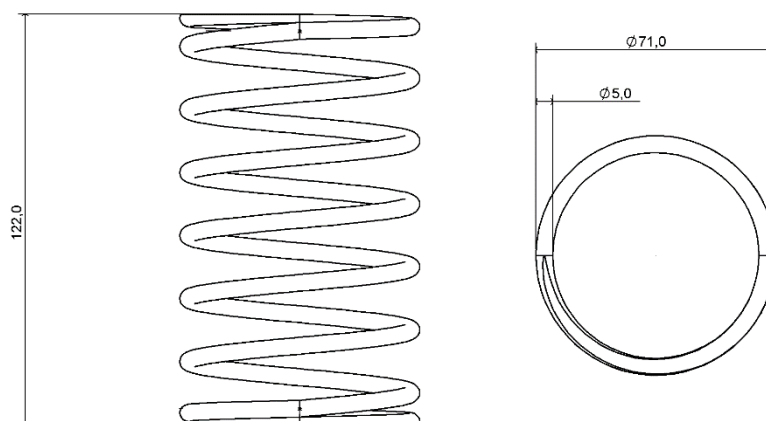


Figura 3-6 – Características geométricas da mola

Devido ao desconhecimento da constante elástica da mola, a mesma foi submetida à um ensaio de compressão no laboratório de caracterização de materiais no Campus do Gama da Universidade de Brasília. O laboratório dispõe de uma máquina modelo 8801 da marca *INSTRON* que é apresentada na Figura 3-7.



Figura 3-7 - Máquina para ensaios de tração, compressão e flexão modelo 8801 da marca *INSTRON*

A máquina possui duas abraçadeiras para fixação dos corpos à serem ensaiados. Foi necessária a confecção de dois suportes adaptadores para transmitir a carga axial da máquina à mola. O suporte é mostrado em sua aplicação Figura 3-8.



Figura 3-8 - Suporte para adaptação da mola na máquina de ensaio de compressão

A máquina aplica a carga axial na mola e fornece tal magnitude e o deslocamento. Para o ensaio foi utilizado um passo de 10mm/minuto, sendo que o máximo avanço seria de 45mm. A Figura 3-9 apresenta a mola no ensaio antes da aplicação da carga e a com a compressão de 45mm, cerca de 20% da sua altura total, após aplicação da carga de 159,45N.



Figura 3-9 – Comparativo entre a mola em seu estado original e após a compressão de 45mm

Como resultado, foi gerado o gráfico da Figura 3-10 que apresenta a variação do deslocamento em função da carga aplicada.

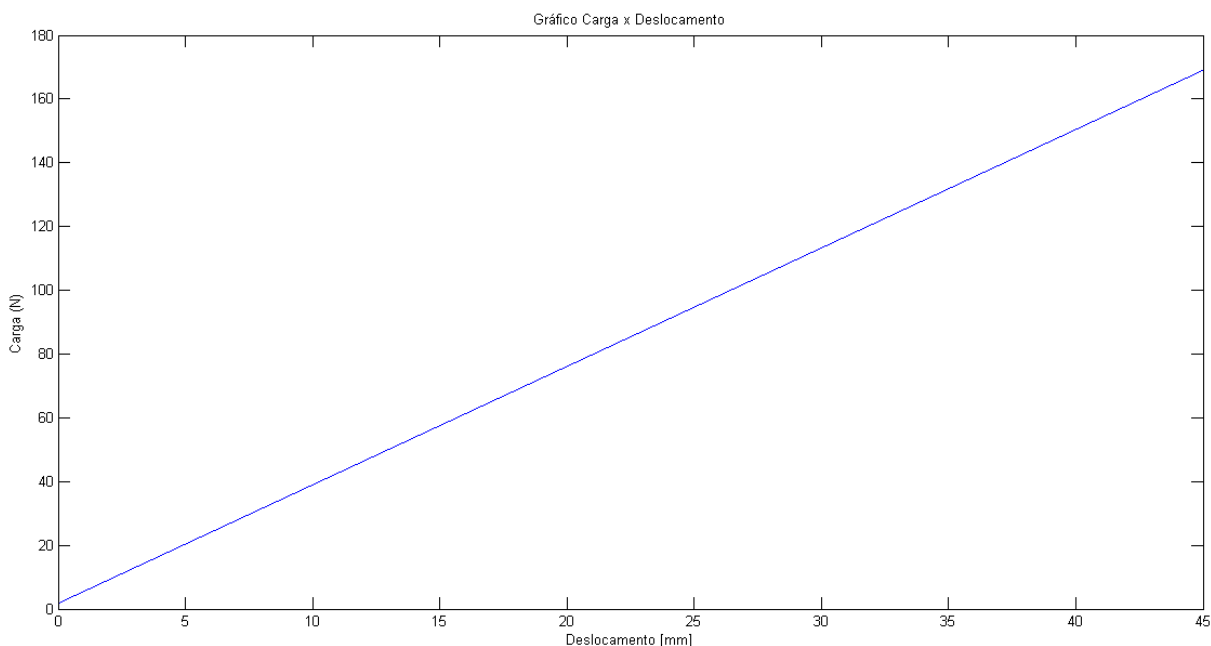


Figura 3-10 Gráfico carga x deslocamento da mola ensaiada

A constante de mola k é uma relação, presumidamente linear, entre a força F aplicada ao elemento e a deformação resultante δ (Norton, 2013). A eq. 3.1 apresenta a lei de Hooke para obtenção da constante elástica da mola.

$$k = \frac{F}{\delta} \quad (3.1)$$

A partir da média dos dados de carga e deslocamento, em metros, foi aplicada a eq. 3.1 e obteve-se o valor de 3543,4N/m para a constante elástica da mola.

3.5 Projeto estrutural

Para concepção do modelo estrutural da bancada foram realizadas análises numéricas pelo método dos elementos finitos na plataforma APDL do software Ansys®. Tais análise tem por objetivo o auxílio ao projetista visando a otimização do projeto.

Para as análises foram utilizados os elementos beam188, combin14, mass21 e shell181 do Ansys® para simulações dinâmicas (modal e harmônica). As características dos elementos são apresentadas no item 3.5.1. O intuito da abordagem

nas análises dinâmicas é observar o comportamento da mesa perante as excitações na faixa de frequência de 5-200 Hz.

Visando reduzir o custo computacional, foi simulado apenas o conjunto base-mola-mesa. Ele é apresentado na Figura 3-11.

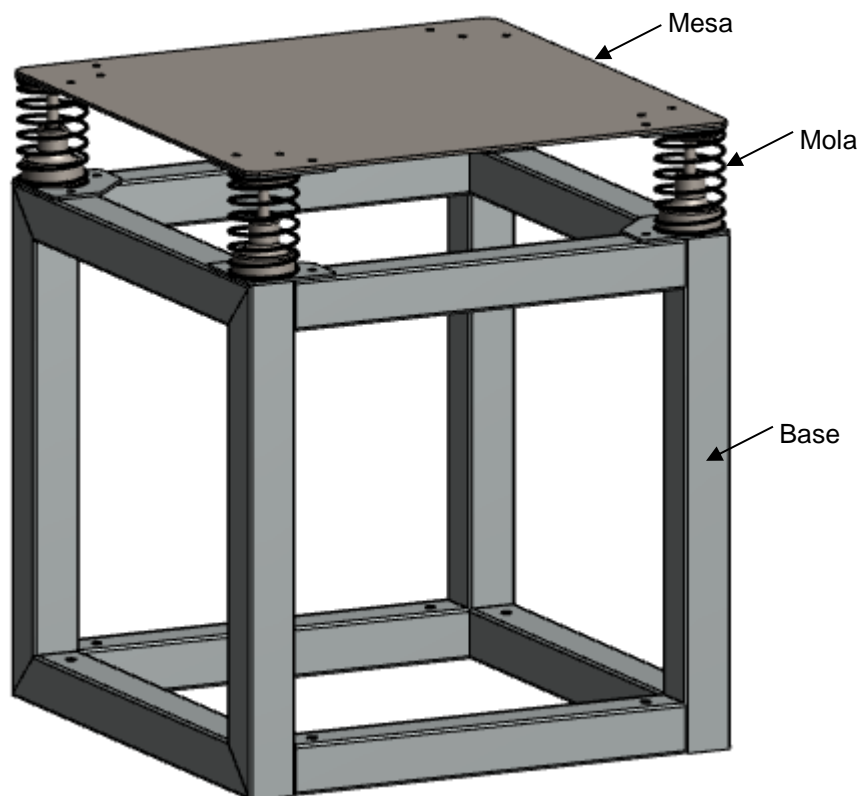


Figura 3-11 - Conjunto Base-Mola-Mesa utilizado nas simulações numéricas

3.5.1 Elementos utilizados na simulação

Esta subseção apresenta as principais características dos elementos utilizados nas análises numéricas da estrutura na plataforma APDL do software Ansys®.

3.5.1.1 BEAM 188

Ideal para analisar elementos que possui espessura, por exemplo vigas finas. Baseado na teoria de Timoshenko, considera-se os efeitos de deformação por cisalhamento. O elemento se apresenta linear, com três nós em 3D e com seis graus de liberdade em cada nó. Tais liberdades são de translações nas direções nodais x, y e z e rotação nos eixos x, y e z. Indicado para análises lineares, de grandes rotações ou aplicações de estresse não-linear (Ansys Inc., 2011).

3.5.1.2 COMBIN 14

Apresenta aplicações de forma longitudinal e de torção para aplicações em até três dimensões. A aplicação longitudinal para amortecedores é um elemento de tração-compressão uniaxial, podendo ser utilizado a até três eixos, considerando rotação nos eixos x, y e z para cada ponto da viga. Não considera flexão ou torção, como também é desconsiderada massa. Esta dimensão deve ser aplicada através de elemento adicional MASS21. Este comando pode afetar ou até remover a capacidade de simular molas e amortecimentos (Ansys Inc., 2011).

3.5.1.3 MASS21

Elemento que apresenta até 6 graus de liberdade, translações nas direções nodais x, y e z e rotação nos eixos x, y e z. É passível a adição de diferentes massas e inércias de rotação para cada direção de coordenada. Para realização de análises estáticas com o elemento, deve-se adicionar aceleração ou rotação (Ansys Inc., 2011).

3.5.1.4 SHELL181

O elemento é ideal para realização de análises em estruturas finas até moderadamente espessas, possui 4 nós com 6 graus de liberdade em cada, sendo rotação e translação nos eixos x, y e z (Ansys Inc., 2011).

Indicado para aplicações lineares, com grandes rotações ou grandes estresses não lineares. A mudança da espessura da casca é considerada como análise não linear. Suporta sistemas de solução com integração reduzida e completa (Ansys Inc., 2011).

3.5.2 Modelagem da estrutura

Para concepção da estrutura de base foi utilizado perfil quadrado de 50x50mm com espessura de 1,89mm. Para modelagem da mesma na plataforma APDL do Ansys®, foi utilizado o elemento BEAM188. A Figura 3-12 apresenta as características geométricas do modelo.

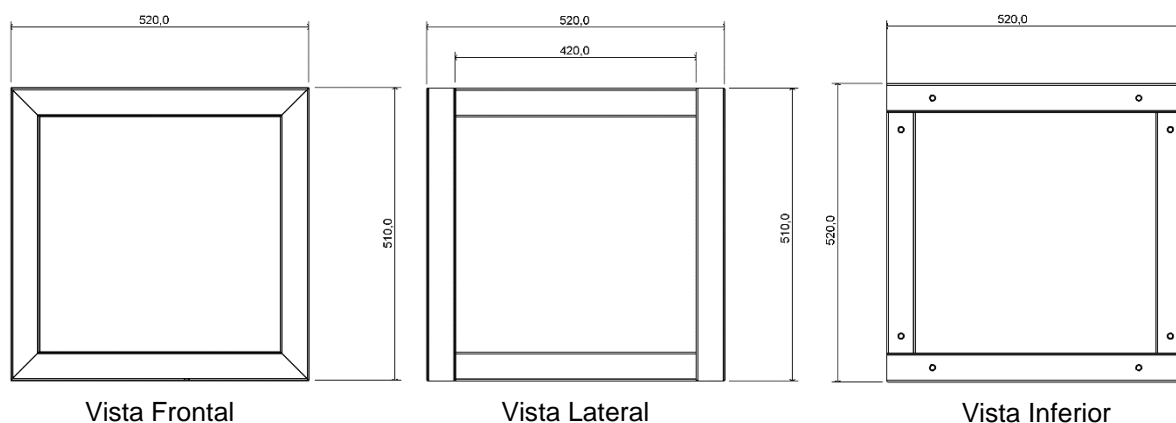


Figura 3-12 - Dimensões da estrutura de base

O material utilizado na base da estrutura e na mesa foi o aço SAE 1020 que, segundo Norton (2013), possui módulo de elasticidade de 207 GPa, densidade de peso de 7750kg/m^3 e coeficiente de Poisson de 0,28.

Os pontos extremos da estrutura são apresentados na Tabela 3-1, dados por distância do centro (0, 0, 0) em (x, y, z), sendo que x representa a largura, y a altura e z a profundidade, de acordo com a representação na Figura 3-13. A unidade de comprimento utilizada é metro.

Tabela 3-1 - Pontos dos extremos da estrutura de base

Ponto 1	Ponto 2	Ponto 3	Ponto 4	Ponto 5	Ponto 6	Ponto 7	Ponto 8
0,0,0	0,0,52,0	0,0,51,0	0,52,0,51,0	0,0,0,52	0,52,0,0,52	0,0,51,0,52	0,52,0,51,0,52

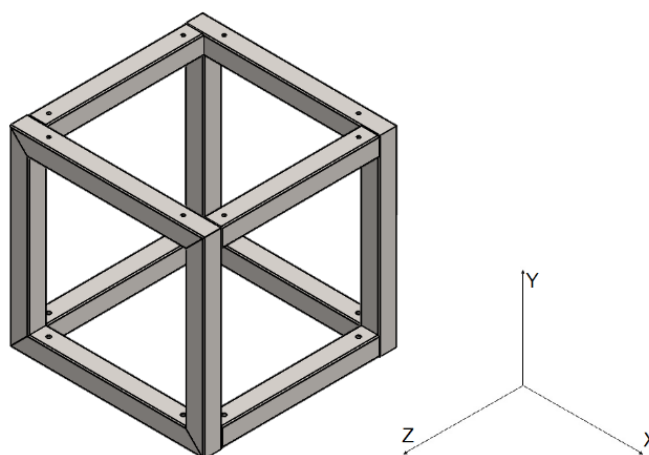


Figura 3-13 - Vista em perspectiva isométrica da estrutura da base

Para representação das molas do sistema foi utilizado o elemento COMBIN14, com a rigidez de 3543,4N/m. As molas foram adicionadas ligando os

quatro extremos superiores da estrutura aos quatro extremos da mesa, concêntricas com os perfis de altura.

A mesa foi modelada com o elemento SHELL181 com espessura de 3mm e o seu dimensionamento representado no desenho técnico do anexo 2.

O elemento MASS21 foi utilizado para representar a força oriunda do peso do conjunto do eixo com seus agregados e a força exercida nas molas pelo sistema de correias. Ambas sendo representadas como componentes de força peso nos pontos de apoio dos mancais.

Para realização das análises foram restringidos os movimentos nos quatro extremos inferiores da estrutura de base. A restrição se dá pela fixação da mesma no chão por parafusos nesses pontos. A Figura 3-14 mostra esses travamentos.

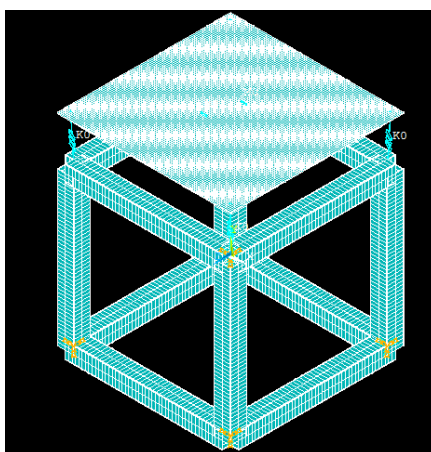


Figura 3-14 – Modelo da estrutura de base na plataforma do Ansys® APDL

3.5.3 Análise Modal

Conforme apresentado na seção 2.1, as frequências naturais de uma estrutura é sua identidade, pois para estas excitações a estrutura tende a amplificar o deslocamento. A análise modal foi realizada a fim de conhecer as frequências naturais no intervalo e próximas de 5 a 200 Hz, pois, é neste que a mesma será excitada.

Tabela 3-2 – Frequências naturais do sistema

Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)	Modo	Frequência (Hz)
1	0.18699E-02	6	11.833	11	97.778	16	178.63
2	0.20148E-2	7	37.7	12	105.51	17	191.64
3	0.25148E-02	8	41.248	13	138.64	18	201.51
4	2.7677	9	51.765	14	168.30	19	213.05
5	9.5650	10	54.765	15	178.63	20	226.25

As seis primeiras frequências naturais são de translação e rotação nos eixos x, y e z. A partir da sétima frequência natural do sistema, os deslocamentos se concentram na mesa, que passa também a torcer em seus modos de vibrar.

Para o projeto em questão é desejável que apareçam o máximo de frequências naturais dentro deste intervalo e que os deslocamentos nos modos de vibração estejam presentes na mesa. O intuito desta parte do projeto é gerar um excitador dinâmico, logo, quanto mais o sistema vibrar mais eficaz ele será.

3.5.4 Amortecimento

O amortecimento do conjunto foi calculado para realização da análise harmônica, pois todo material, quando submetido às forças atuantes em um sistema dinâmico, possui algum grau de amortecimento, do contrário, o sistema oscilaria indefinidamente (Furtado, 2013). Para o trabalho em questão, foi escolhido calcular o efeito de dissipação de energia através do amortecimento de Rayleigh.

Trata-se de um modelo especial de amortecimento viscoso que considera a matriz de amortecimento como sendo uma combinação linear das matrizes de massa e de rigidez. Os modos de vibrar de sistemas com amortecimento de Rayleigh são idênticos aos modos de vibrar reais do sistema equivalente não amortecido (Mamede, 2008).

Segundo Furtado (2013), o denominado amortecimento de Rayleigh é dado pelo conjunto de equações abaixo. Os termos ω_1 e ω_2 são definidos como as duas primeiras frequências naturais da estrutura diferentes de zero. A taxa de amortecimento ξ é considerada 2% para cada modo de vibração.

$$C = \alpha M + \beta K \quad (3.2)$$

$$\alpha = \frac{2\xi\omega_1\omega_2}{\omega_1 + \omega_2} \quad (3.3)$$

$$\beta = \frac{2\xi}{\omega_1 + \omega_2} \quad (3.4)$$

Para a estrutura em questão foram utilizadas como ω_1 e ω_2 as frequências de 17,4rad/s e 60,04rad/s, conforme obtidas na seção 3.5.3. Aplicando-os nas eqs. 3.3 e 3.4, obtemos os valores de 0,5395 para α e 0,00051658 para β .

3.5.5 Análise Harmônica

A análise harmônica é a mais importante de todas as realizadas para este projeto. Ela nos fornece o modo como a estrutura irá se comportar perante a excitação pela força oriunda do desbalanceamento na faixa de frequência em que ela irá trabalhar.

Foram aplicadas forças de magnitudes de 1N e 37,4KN, divididas em dois pontos de aplicação, os quais são os locais de fixação dos mancais. As forças foram aplicadas no modo *ramped* de 5 a 200 Hz. Foi utilizado o método de solução *Full* da plataforma APDL do Ansys®. Nele é permitido a aplicação de mais de uma força na análise desde que ambas tenham a mesma frequência.

Na análise em questão foram observados os deslocamentos verticais em quatro pontos sobre a mesa no intervalo de frequências de 5 a 200Hz, com 195 *substeps*.

Na Figura 3-15 é apresentado o gráfico da resposta do deslocamento para cada faixa de frequência. A força aplicada foi de 1N. Nota-se que os modos com maiores deslocamentos estão na frequência de 5Hz, por estar próxima à quarta frequência natural da estrutura, e na frequência de 37,7Hz, outra frequência natural.

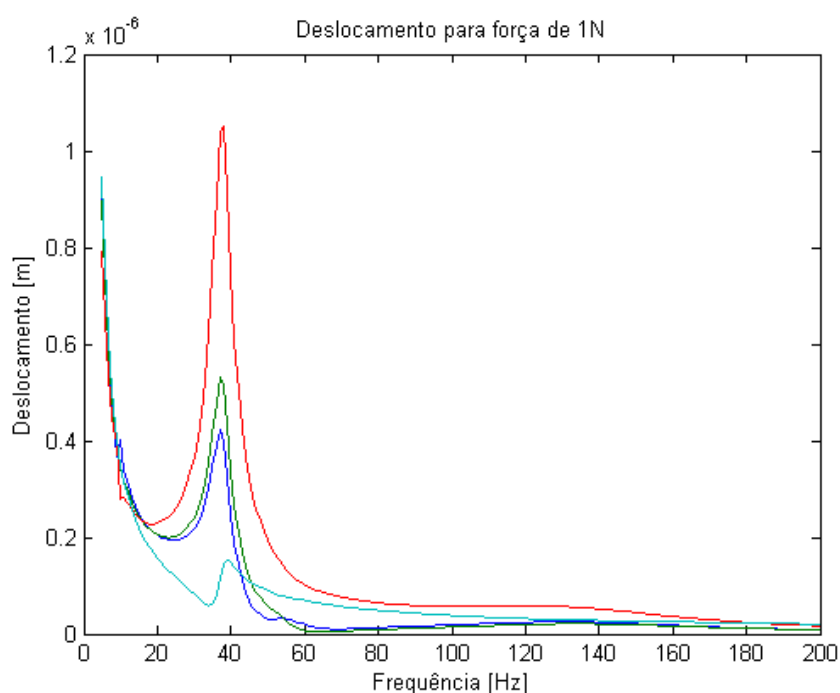


Figura 3-15 – Resposta do deslocamento a aplicação de uma força de 1N no modo *ramped* para o intervalo de 5 a 200Hz

A resposta do deslocamento para a aplicação da força de 37,4kN é apresentada na Figura 3-16. Por ser um sistema linear, com o aumento da força há um ganho linear no deslocamento. Tal fato, explica o comportamento análogo do deslocamento nas duas análises.

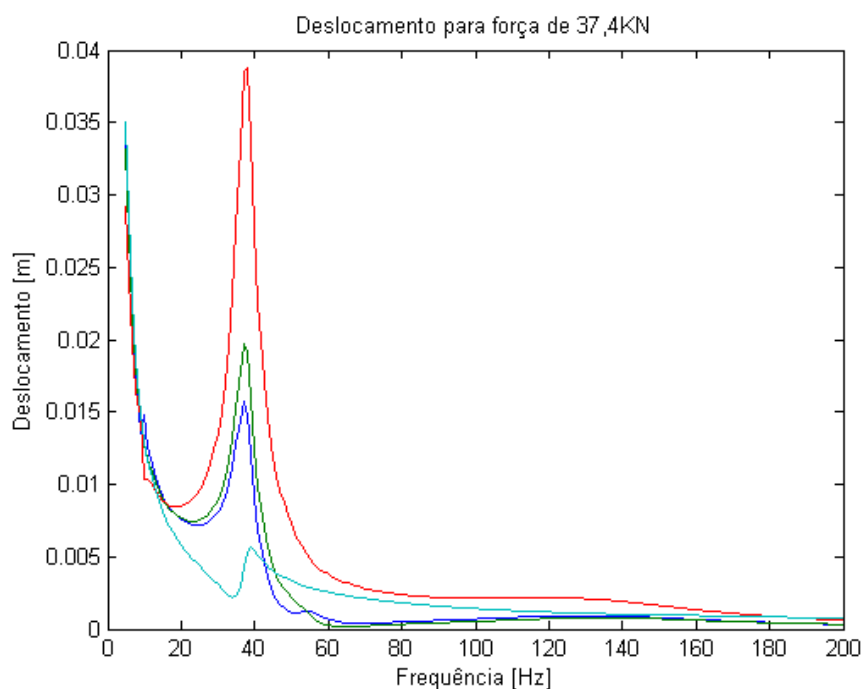


Figura 3-16 - Resposta do deslocamento a aplicação de uma força de 37,4kN no modo *ramped* para o intervalo de 5 a 200Hz

O ponto de máximo deslocamento vertical ocorre na sétima frequência natural do sistema (37,7Hz). Nesta frequência temos um modo de vibração onde a base da estrutura encontra-se fixa, e o ponto de maior energia na mesa desloca-se cerca de 39 milímetros no sentido vertical e os deslocamentos longitudinal e horizontal são de grandezas de centésimos de milímetros.

3.6 Volante de massa

Após as análises harmônicas ficou definido que o desbalanceamento deveria gerar uma força excêntrica de 37kN em 200 Hz, ou seja, com a rotação de 12000rpm. A partir das limitações geométricas do local de aplicação do volante de massa, foram definidos o seu diâmetro e a distância máxima de 50mm para inserção da massa excêntrica. A Figura 3-17 apresenta a vista lateral do volante.

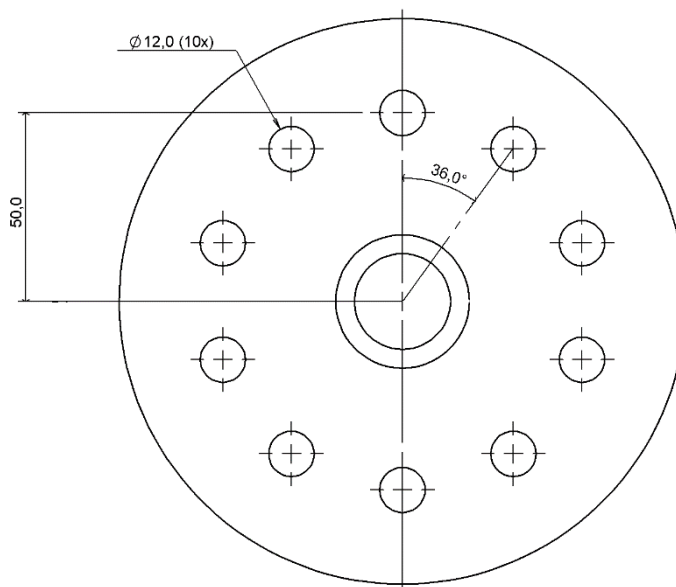


Figura 3-17 - Vista lateral do volante de massa

No projeto será utilizado apenas um ponto de massa excêntrica, porém, o volante foi modelado com dez furos para inserção de massas, para caso de projetos futuros que venham a apresentar tal necessidade.

O tipo de desbalanceamento do sistema é o estático, como apresentado na seção 2.3.1, o mesmo desloca o EPI de forma que fique paralelo ao EPG, gerando uma excitação no sentido vertical dos apoios da mesa.

O acoplamento do volante ao eixo será por interferência, porém foram adicionadas duas flanges ao volante com dois furos paralelos em cada, a fim de acomodar parafusos para auxílio no acoplamento. Na Figura 3-18 é apresentada uma vista frontal com corte do volante.

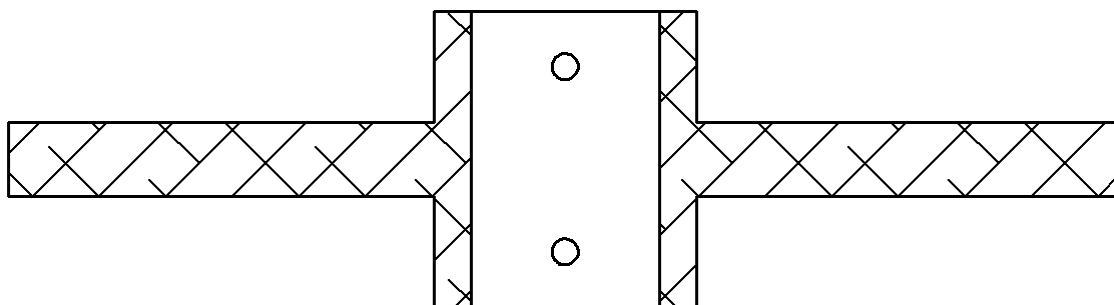


Figura 3-18 - Vista frontal com corte no centro do volante de massa

O volante de massa será fabricado a partir de processos de usinagem em torno mecânico e fresa. Será feito em alumínio de classe 5052, com 234 MPa de limite de escoamento (Shigley, et al., 2005).

Para obter a massa excêntrica que deve ser utilizada para gerar a força F_{cent} de 37KN é utilizada a eq. 2.3, onde o e equivale a 0,05m e o ω a 1256 rad/s. Define-se então a massa excêntrica com o peso de 469 gramas. Tal massa deve ser distribuída de forma igual dos dois lados do eixo normal ao EPG para evitar o surgimento do desbalanceamento quase-estático.

A massa excêntrica será fabricada em aço SAE 1020 a partir de processos de torneamento e fresamento, o desenho técnico está no anexo 2.

3.7 Projeto do eixo principal

O eixo principal é o elemento responsável no projeto por transmitir a vibração do volante de massa para os mancais fixos na estrutura. Para o seu dimensionamento foram considerados dois fatores, a inclinação do mesmo nos mancais para que não ultrapasse o limite informado pelo fabricante e os efeitos da fadiga.

A Figura 3-19 apresenta o eixo em seu ambiente de aplicação no projeto. Nota-se que ele está apoiado por dois mancais, onde há o volante de massa centralizado e duas polias em balanço nas extremidades do eixo.

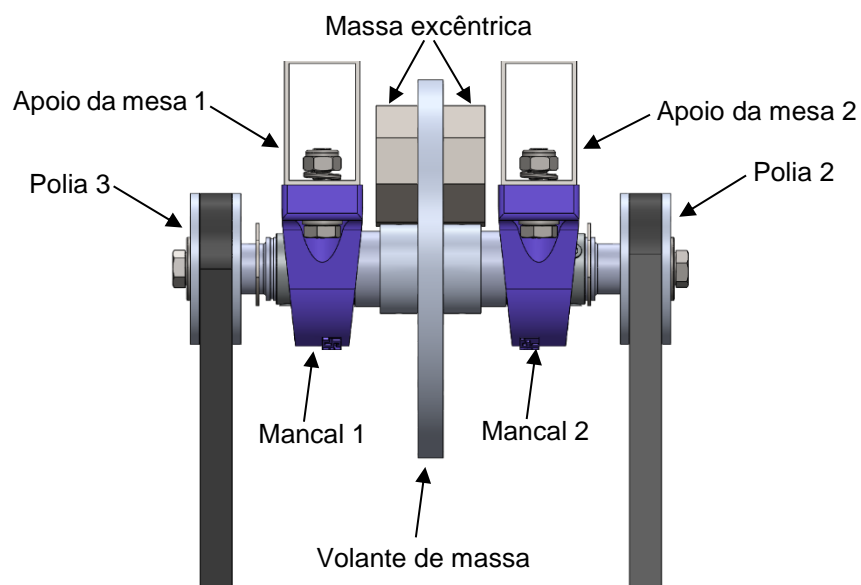


Figura 3-19 - Eixo com componentes conjugados

O eixo projetado é apresentado na Figura 3-20. Ele possui três seções transversais diferentes com diâmetros de 20, 25 e 30 milímetros, sendo que ainda há dois sulcos para fixação de anéis elásticos e dois rasgos de chaveta.



Figura 3-20 - Vista superior do eixo

3.7.1 Inclinação nos mancais

Observando o eixo como uma viga e os esforços cisalhantes atuantes como vetores de força, no cenário onde o excêntrico está no pico superior, chegamos ao diagrama de corpo livre da Figura 3-21.

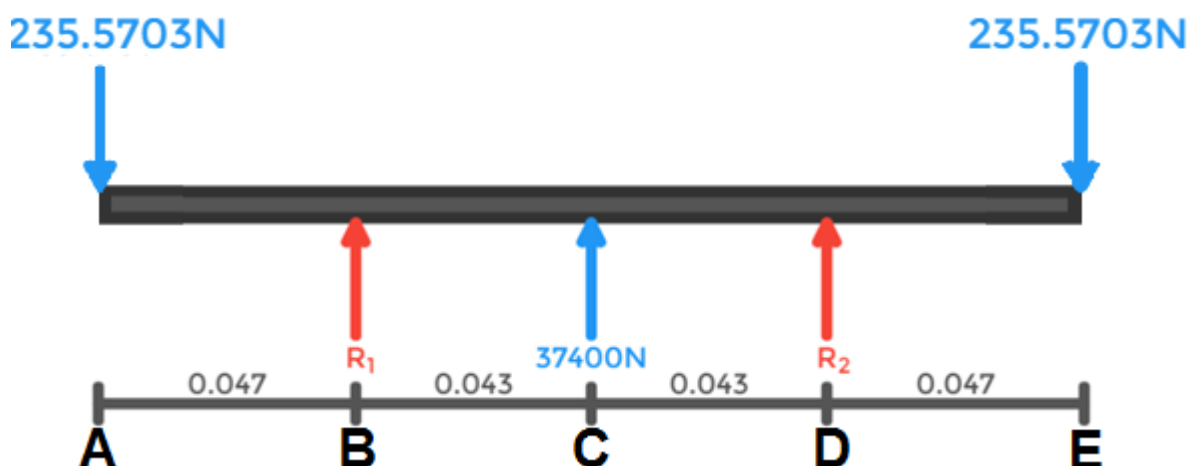


Figura 3-21 - Diagrama de corpo livre para o eixo principal com o excêntrico no pico superior

Quanto às restrições de inclinação nos mancais, este é o pior cenário dentre os que o eixo estará submetido. A força de 37400N estará comprimindo as fibras inferiores do eixo e tracionando as superiores, fletindo assim o eixo para cima na região entre os mancais. As forças em balanço aumentarão a inclinação nos mancais.

Os mancais serão de rolamentos com bolas esféricas, segundo Shigley, et al. (2005), tais mancais suportam inclinações inferiores a 0,0087rad.

A deflexão por flexão de uma viga é calculada pela dupla integração da equação da viga apresentada na eq. 3.4 (Norton, 2013).

$$\frac{M}{EI} = \frac{d^2y}{dx^2} \quad (3.4)$$

As reações R_1 e R_2 têm magnitude de 18464,43N. A partir da eq. 3.4 obtém-se a inclinação de 0,0015rad nos mancais. Todos os cálculos são apresentados no memorial constante no anexo 3.

3.7.2 Fadiga no eixo

A maioria das falhas em máquinas acontecem devido a cargas que variam no tempo, e não a esforços estáticos. Essas falhas ocorrem, geralmente, em níveis de tensão significativamente inferiores aos valores da resistência ao escoamento dos materiais (Norton, 2013).

As forças nos pontos das polias e as reações nos mancais ocasionam momentos fletores do tipo alternado no eixo. A força devido a massa excêntrica acompanha a rotação do eixo, logo, acarretará em um momento médio. O torque é uniforme entre os dois pontos de fixação das polias, portanto, é tratado como torque médio e está representado no ponto E do diagrama da Figura 3-22.

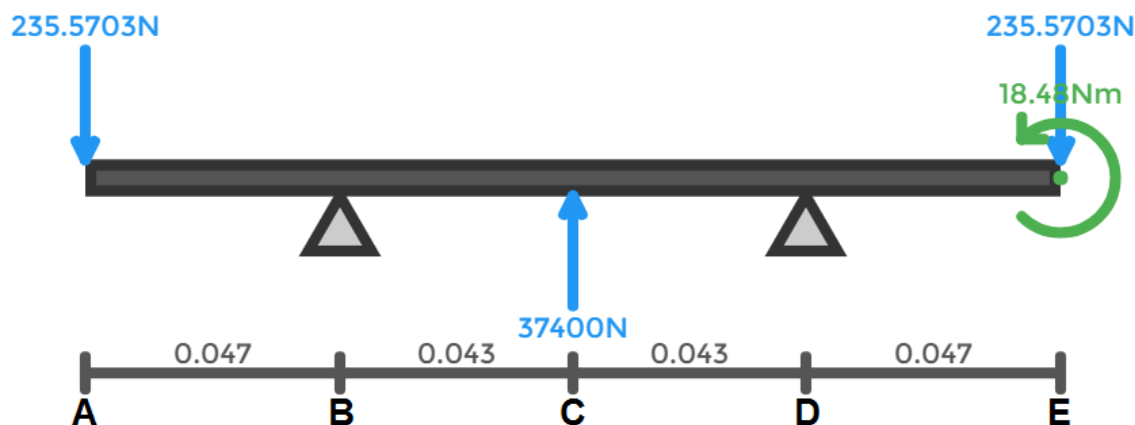


Figura 3-22 - Diagrama de corpo livre do eixo principal considerando torque e cisalhamento

No projeto são utilizadas duas chavetas no eixo principal para transmissão de torque às polias. Foram utilizados anéis elásticos com uma distância de 1mm dos mancais considerando o sentido do centro do eixo para a extremidade. Tais anéis foram utilizados a fim de evitar que o eixo tenha grandes movimentações axiais nos mancais. Os rasgos de chaveta e os sulcos para fixação dos anéis geram concentradores de tensão e são pontos que devem ser analisados quanto a fadiga. A Figura 3-23 apresenta o eixo com os anéis elásticos em seus posicionamentos.

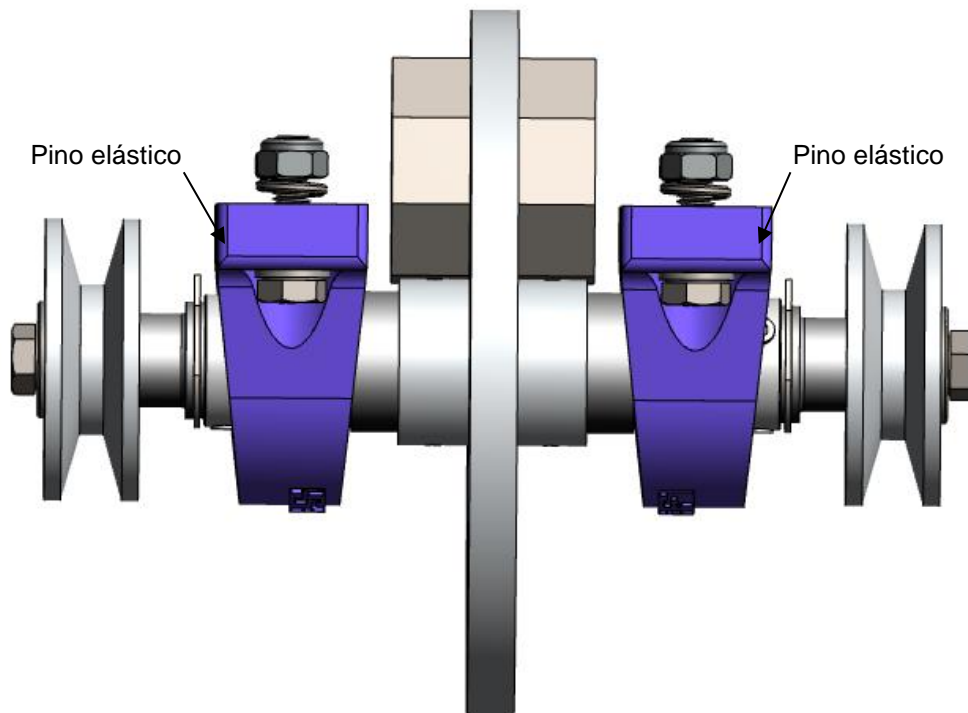


Figura 3-23 - Conjunto do eixo principal com todos os componentes que são fixos nele

Outros pontos onde há concentração de tensão são nos locais onde encontram-se as filetagens pela mudança no diâmetro do eixo. Tais locais são melhores especificados nos desenhos técnicos do anexo 2.

É irrealista esperar que o limite de resistência de um membro mecânico ou estrutural iguale os valores obtidos em laboratórios. Marin então identificou fatores que quantificavam os efeitos de condições de superfície, tamanho, carregamento, temperaturas e itens variados (Shigley, et al., 2005). São os conhecidos coeficientes de Marin, que tem sua equação descrita pela eq. 3.5;

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S'_e \quad (3.5)$$

em que S_e é o limite de resistência no local crítico de uma peça de máquina na geometria e na condição de uso. O termo S'_e é dado pela correção do limite de resistência sugerida por Mischke (Shigley, et al., 2005). Essa correção é apresentada na eq (3.6), onde S_{ut} equivale a propriedade de limite de resistência a tração do material.

$$S'_e = 0.504 S_{ut} \quad (3.6)$$

O material de fabricação do eixo será o aço SAE 1020 que, segundo Shigley, et al., (2005), possui limite de resistência a tração de 380 Mpa.

A Tabela 3-3 apresenta os coeficientes de Marin para o eixo principal segundo as definições de Shigley, et al. (2005).

Tabela 3-3 – Coeficientes de Marin para o eixo principal

Fator	Simbologia	Descrição	Considerado para o cenário	Valor
Superfície	k_a	Fator quanto ao acabamento superficial	Usinado	0,9344
Tamanho	k_b	Fator quanto ao diâmetro da seção	Varia ao longo do eixo	-
Carregamento	k_c	Fator quanto ao tipo de carregamento aplicado	Carregamento de flexão ao longo do eixo	1
Temperatura	k_d	Fator quanto a temperatura do ambiente de aplicação	Temperatura ambiente	1
Confiabilidade	k_e	Fator quanto a correção devida ao desvio-padrão dos valores normalizados de resistência	Confiabilidade de 99,9%	0,753
Diversos	k_f	Fator de efeitos diversos como a corrosão, chapeamento eletrolítico dentre outros	O eixo não sofre com os efeitos adversos	1

Para avaliação de fadiga, foi utilizado o critério de falha de Gerber. Para validação de um diâmetro d conforme um fator de segurança n é utilizada a eq. 3.7 (Shigley, et al., 2005).

$$d = \left(\frac{8nA}{\pi S_e} \left\{ 1 + \left[1 + \left(\frac{2BS_e}{AS_{ut}} \right)^2 \right]^{1/2} \right\} \right)^{1/3} \quad (3.7)$$

Em que:

$$A = \sqrt{4(K_f M_a)^2 + 3(K_{fs} T_a)^2} \quad (3.8)$$

$$B = \sqrt{4(K_f M_m)^2 + 3(K_{fs} T_m)^2} \quad (3.9)$$

onde K_f e K_{fs} correspondem, respectivamente, aos fatores de concentração de tensão teórico e geométrico em fadiga devidos a flexão, M_a e M_m são, respectivamente, os momentos alternado e médio e T_a e T_m equivalem aos torques alternado e médio.

O cálculo dos coeficientes K_f e K_{fs} são realizados a partir dos fatores de concentração de tensão teórico K_t e geométrico K_{ts} e das sensibilidades ao entalhe devidas a flexão q e torção q_s . As eqs. 3.10 e 3.11 fornecem, respectivamente, os coeficientes K_f e K_{fs} (Shigley, et al., 2005).

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (3.10)$$

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1) \quad (3.11)$$

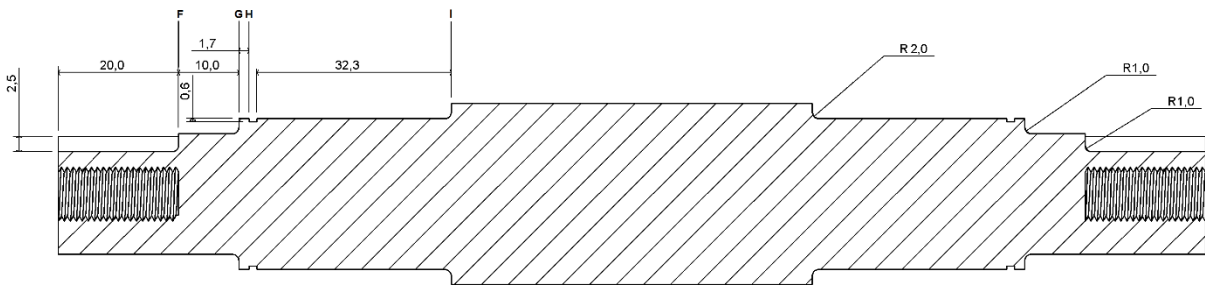


Figura 3-24 - Vista lateral cortada do eixo principal com pontos de concentração de tensão

Os pontos F, G, H e I da Figura 3-24 foram considerados como críticos devido as concentrações de tensão presentes nestes locais. Cada ponto é tratado de forma separada e são considerados todos os fatores já citados anteriormente. Nesta seção é apresentado apenas a Tabela 3-4 com os resultados da análise analítica para dimensionamento do eixo, pois os cálculos detalhados constam no memorial do anexo 3.

A Tabela 3-4 apresenta todos os dados importantes considerados no cálculo analítico do eixo. Nota-se que nos pontos F, G e H, há somente momento fletor alterando, e no ponto I, há momento fletor médio e alternado, devido ao fato de somente o último estar entre os dois mancais, onde também está localizado o volante de massa que ocasiona este momento.

Tabela 3-4 – Dados principais do dimensionamento do eixo, onde z é a distância do ponto até o extremo esquerdo da fig. 3-24, D e d são, respectivamente, os diâmetros maior e menor onde há filetagem e r é o raio de alívio no concentrador de tensão

	Ponto F	Ponto G	Ponto H	Ponto I
z (mm)	20	30	31,7	62,30
D (mm)	20	25	25	30
d (mm)	-	20	23,8	25
Φ_i (mm)	10	-	-	-
M_a (N.m)	4,48	6,73	7,11	11,74
M_m (N.m)	-	-	-	243,1
T_a (N.m)	-	-	-	-
T_m (N.m)	18,48	18,48	18,48	18,48
r (mm)	1	1	0,5	2
K_f	1,74	1,42	1,97	1,47
K_{fs}	2,39	1,86	1,78	1,33
n	3,71	6,17	8,58	1,5

4 CONCLUSÃO

A partir do trabalho realizado, foi possível propor uma solução à parte mecânica do problema. Tal solução será composta por uma estrutura de base, molas helicoidais, mesa para fixação dos produtos em teste e um sistema para fornecer a vibração para a mesa. O sistema excitador da mesa foi proposto por um eixo com desbalanceamento estático. A partir de tal premissa, foram propostos os projetos dos outros sistemas mecânicos acoplados a mesa. Para o projeto do eixo foram considerados os fatores de inclinação máxima no mancal e fadiga de Gerber, onde o eixo projetado apresentou ter vida infinita em sua aplicação. Foram realizadas análises numéricas do sistema base-mola-mesa a fim de conhecer o seu comportamento com uma excitação harmônica.

Na segunda parte deste trabalho, será construído o projeto mecânico da bancada aqui desenvolvida e será proposta uma solução para controle da rotação do motor, assim como da aquisição de sinais de vibração da bancada.

5 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Amorim, Maurício José. 2006. *Desenvolvimento de bancada didático-experimental de baixo custo para aplicações em controle ativo de vibrações*. Universidade Estadual de Campinas, São Paulo : 2006.

Ansys Inc. 2011. *ANSYS Tutorials*. 2011.

Azevedo, Álvaro F. M. 2003. *Método dos elementos finitos*. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto : 2003.

Becker, Thiago. 2006. *Desenvolvimento de uma mesa vibratória de baixo custo para estudos sobre vibração do corpo humano, medições preliminares em um grupo de motoristas e ajustes de um modelo biodinâmico*. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Rio Grande do Sul : 2006.

Beer, Ferdinand Pierre e Johnston, Elwood Russel. 2003. *Resistência dos materiais*. s.l. : McGraw-Hill, 2003.

BRUEL & KJAER. BRUEL & KJAER. [Online] [Citado em: 02 de Junho de 2017.] <https://www.bksv.com/>.

Craig Jr., R. R. 2003. *Mecânica dos Materiais*. Rio de Janeiro : LTC, 2003.

Data Physics Corporation. *Data Physics*. [Online] [Citado em: 10 de Junho de 2017.] <http://www.dataphysics.com/>.

Dorf, Richard C. e Bishop, Robert H. 2001. *Sistemas de controle moderno*. Rio de Janeiro : LTC, 2001.

Furtado, Daniel Canongia. 2013. *Análise Estrutural de Chassi de Veículos Automotivos*. Universidade de Brasília, Brasília : 2013.

Heirich, Alexandre Medeiros e Simão, Bruno Victor. 2013. *Desenvolvimento e análise de uma bancada didática para ensaios de vibrações*. Faculdade Horizontina, Horizontina : 2013.

Inman, Daniel J. 2008. *Engineering Vibration*. 3ª. New Jersey : Pearson, 2008.

—. 2014. *Engineering Vibration*. 4ª. New Jersey : Pearson, 2014.

Lima, Israel Antônio Macedo de. 2013. *Proposição de uma bancada didática para análise de vibração gerada por desalinhamento e desbalanceamento*. Universidade de Brasília, Distrito Federal : 2013.

Mamede, Ana Lúcia Grici Zacarin. 2008. *Simulações de modelos dinâmicos com amortecimento não-proporcional*. Universidade de São Paulo, São Carlos : 2008.

Menezes, Prisco A. 2015. *Análise de vibrações aplicadas à detecção de falhas em rolamentos de cubo de roda: Desenvolvimento de uma metodologia para análise de espectros de vibrações com foco na detecção de falhas em rolamentos de cubo de roda*. Universidade de Brasília, Brasília : 2015.

Norton, Robert L. 2013. *Projeto de Máquinas*. [trad.] Konstantions Dimitriou Stavropoulos. 4ª. Massachusetts : Bookman, 2013.

Ogata, Katsuhiko Li. 2003. *Engenharia de controle moderno*. 4ª. s.l. : Pearson Prentice Hall, 2003.

Portela, Bruno Sergio. 2014. *VIBRAÇÃO DE CORPO INTEIRO EM MOTORISTAS DE ÔNIBUS: ASSOCIAÇÃO COM VARIÁVEIS DE APTIDÃO FÍSICA E DOR LOMBAR*. Universidade Federal do Paraná, Curitiba : 2014.

Puhlmann, Henrique . 2016. Trazendo o mundo real para dentro do processador - Condicionamento de sinais analógicos - Parte 4. *Embarcados*. [Online] 09 de Maio de 2016. [Citado em: 02 de Junho de 2017.] <https://www.embarcados.com.br/condicionamento-de-sinais-analogicos-calibracao/>.

Rao, Singiresu S. 2008. *Vibrações Mecânicas*. [trad.] Arlete Simille. 4ª. São Paulo : Pearson, 2008.

Sanches Blanes S.A. Sanches Blanes. *Sanches Blanes*. [Online] [Citado em: 24 de 05 de 2017.] <http://www.sanchesblanes.com.br/informativos/inf06.pdf>.

Seidel, Álysson Raniere. 2011. *Instrumentação Aplicada*. e-Tec Brasil, Santa Maria, Rio Grande do Sul, Brasil : 2011.

Serrano, L. M. V., et al. 2004. *Sistemas de Aquisição, Processamento e Armazenamento de Dados*. Escola Superior de Tecnologia e Gestão de Leiria, Leiria : 2004.

- Shigley, Joseph E., Mischke, Charles E. e Budynas, Richard G. 2005. *Projeto de Engenharia Mecânica*. [trad.] João Batista de Aguiar e José Manoel de Aguiar. 7ª. Porto Alegre : Bookman, 2005.
- Silva, A. M. R. 2014. *Elemento de viga de formulação mista para aplicações estruturais*. Universidade de Avieiro, s.l. : 2014.
- Silva, Bruna Tavares Vieira da. 2012. *Bancada para Análise de Vibração: Análise de Falhas em Máquinas Rotativas*. Universidade de Taubaté, São Paulo : 2012.
- Silva, Derick Henrique de Jesus. 2013. *Processamento de sinais para monitoramento de vibrações em unidades geradoras hidrelétricas*. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte : 2013.
- Silva, Samuel. 2009. *Vibrações Mecânicas. Notas de Aula*. Foz do Iguaçu, Santa Catarina : s.n., 2009. 2ª.
- Singer, Ferdinand Leon. 1977. *Mecânica para Engenheiros*. Sao Paulo : Harbra, 1977.
- Sousa, Walter dos Santos. 2005. *Desenvolvimento de um Sistema Aplicativo em LabView para o Monitoramento de Máquinas Rotativas com um Módulo de Balanceamento de Rotores*. Universidade Federal do Pará, Pará : 2005.
- Thomazi, Cinthia Thaís de Carvalho Luz e Neto, Flaminio Levy . 2006. *Análise das deformações em tubos de aço reparados com compósitos tipo carbono/epóxi*. Universidade de Brasília, Brasília : 2006.
- Thomazini, Daniel e Albuquerque, Pedro Urbano Braga de. 2005. *Sensores Industriais - Fundamentos e Aplicações*. 4ª. São Paulo : Érica, 2005.

