CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA

DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

CURSO DE MESTRADO EM TECNOLOGIA

MEDIÇÃO DE MASSA ATRAVÉS DA ANÁLISE DA FREQUÊNCIA NATURAL UTILIZANDO BALANÇA DINÂMICA

Luiz Henrique Paraguassú de Oliveira

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

1996

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA

DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

CURSO DE MESTRADO EM TECNOLOGIA

MEDIÇÃO DE MASSA ATRAVÉS DA ANÁLISE DA FREQUÊNCIA NATURAL UTILIZANDO BALANÇA DINÂMICA

Luiz Henrique Paraguassú de Oliveira

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO DO CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS À OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM TECNOLOGIA EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Prof. Victor Prodonoff, Ph. D.- CEFET - RJ
Orientador

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

07-03-1996

OLIVEIRA, LUIZ HENRIQUE PARAGUASSÚ

Medição de Massa através da Análise da Frequência Natural utilizando Balança Dinâmica - Rio de Janeiro 1996

p.21 x 29,7 cm (DPPG/CEFET-RJ, M. Tc, Curso de Mestrado em Tecnologia, Engenharia Mecânica 1996)

Dissertação - Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca - DPPG

1. Medição de Massa através da Análise da Frequência Natural

I. DPPG/CEFET-RJ II. Título (série)

Aos meus pais,
Múcio (in memoriam) e
Maria de Lourdes

AGRADECIMENTOS

O meu estimado agradecimento a todos aqueles que acreditaram e contribuiram na confecção deste trabalho.

Ao Prof. Victor Prodonoff, pela orientação, dedicação e apoio para a realização deste trabalho.

Ao Departamento de Pesquisa e Pós-Graduação do CEFET/RJ, pela compreensão e apoio para a conclusão deste trabalho.

Ao INMETRO, por ter oferecido as condições necessárias para a realização deste trabalho.

Ao Victor, pelo auxílio na parte experimental, ajuda no desenvolvimento do programa e incentivo.

Aos técnicos da oficina mecânica do INMETRO, pela rapidez e boa vontade.

Ao Rogério e Ronaldo do Laboratório de Vibrações, pelas sugestões e apoio.

Ao Prof. Pistono, pelo incentivo e dicas para a confecção deste trabalho.

A PUC/RJ e ao CENPES, pelos ensaios mecânico e químico.

A minha mãe e família, pelo apoio.

A Rosa, pela compreensão e carinho.

Resumo da Dissertação apresentada ao DPPG/CEFET-RJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Mestre em Tecnologia em Engenharia Mecânica.

Medição de Massa através da Análise da Frequência Natural usando Balanças Dinâmicas

Luiz Henrique Paraguassú de Oliveira

Março 1996

Orientador: Prof. Victor Prodonoff (Ph. D.)

Área de Concentração: Processos Tecnológicos em Engenharia Mecânica

A análise da frequência natural de um sistema mecânico, fornece uma alternativa para os métodos convencionais de medição de massa, os quais requerem a condição gravitacional da Terra. O método de frequência natural para medição de massa determina o período de oscilação de um sistema mecânico, que funciona como um oscilador harmônico, sem a necessidade da ação da gravidade.

Neste trabalho, são revisados os princípios de funcionamento de diferentes dispositivos de medição de massa e descrevem-se detalhes do projeto e construção de um protótipo de balança dinâmica.

Com a ajuda de um sistema computadorizado de aquisição de dados, foram realizados testes de resposta desse protótipo, cujos os resultados mostraram a viabilidade prática deste dispositivo.

Abstract of Dissertation presented to DPPG/CEFET-RJ as partial fulfillment of the requirements for the degree of Master of Technology in Mechanical Engineering.

Mass Measurement by Means of Natural Frequency Analisys using a Dynamic Balance

Luiz Henrique Paraguassú de Oliveira

March 1996

Dissertation Supervisor: Prof. Victor Prodonoff (Ph. D.)

Technical Area: Technological Processes in Mechanical Engineering

The natural frequency analisys of a mechanical system, provides an alternative to conventional methods for mass measurement which require the action of gravity. The natural frequency methods for mass measurement evaluates the period of oscilation of a mechanical system working as a harmonic oscilator without the need of action of gravity.

In this work are reviewed the working principles of different mass measurement devices and describes the design and construction details of a dynamic balance prototype.

With a computerized data acquisition system response tests were under taking, and their results showed the practical viability of this method.

SUMÁRIO

CAPÍTULO I 1
INTRODUÇÃO 1
1.1 Apresentação 1
1.2 Objetivos 2
1.3 Relevância da Metrologia 3

CAPÍTULO II 4
TIPOS DE BALANÇA E PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO 5
2.1 Princípio da Alavanca 6
2.2 Princípio do Pêndulo 7
2.3 Princípio da Elasticidade 7
2.3.1 Molas Helicoidais 8
2.3.2 Molas em Espiral 9
2.3.3 Molas de Torsão 10
2.3.4 Célula de Carga 12
2.3.5 Mudanças das Propriedades Magnéticas 12
2.4 Modulação da Frequência em Sistemas Vibrantes 13
2.5 Compensação Eletromagnética 15
2.6 Tendências

CAPÍTULO III 16
MÉTODOS DE MEDIÇÃO DINÂMICA DE MASSA 16
3.1 Método Dinâmico 18
3.2 Método da Frequência Natural 20
3.3 Método da Frequência Controlada

CAPÍTULO IV 22
TRANSDUTORES 22
4.1 Finalidade 23
4.2 Características dos Transdutores 24
4.3 Principais Tipos de Transdutores para Vibrações 26
4.3.1 Acelerômetros Piezo-Elétricos 27
4.3.2 Pick-up de Impedância 28
4.3.3 Pick-up de Capacitância

Ç

CAPÍTULO V
ESCOLHA DO SENSOR DE VIBRAÇÃO 29
5.1 Sensor de Vibração 30
5.2 Princípio de Funcionamento 30
5.3 Descrição do Sensor 30
5.4 Funcionamento do Sensor Foto-Elétrico 32

CAPÍTULO VI
MODELO FÍSICO 34
6.1 Resumo do Dispositivo Oscilador- Sensor 34
6.2 Descrição Geral 34
6.3 Descrição dos Sub-Conjuntos 36
6.3.1 Suporte da Bobina 36
6.3.2 Corpo do Oscilador-Mecânico 36
6.3.3 Suporte do Sensor Foto-Elétrico 37
6.3.4 Prato de Pesagem 38
6.3.5 Base Rígida 38

CAPÍTULO VII
ELEMENTO ELÁSTICO E SELEÇÃO DO MATERIAL 41
7.1 Elemento Elástico 41
7.1.1 Cálculo da Deflexão do Elemento Elástico 42
7.1.2 Escolha do Material do Elemento Elástico 48
7.1.3 Frequência Natural do Elemento Elástico 49
7.2 Propriedades Físico-Químicas do Material 51
7.2.1 Ensaio de Tração 51
7.2.2 Determinação Experimental do Coef. de Rigidez 53
7.2.3 Análise Química 54

CAPÍTULO VIII
SISTEMA DE ACIONAMENTO 55
8.1 Funções do Sistema 55
8.2 Descrição Geral do Sistema 55
8.3 Funcionamento do Sistema 56
8.4 Elementos do Sistema 57
8.4.1 Interface Analógica/Digital e Digital/Analógica 57
8.4.2 Microcomputador 59
8.4.3 Bobina de Excitação 59
8.4.4 Programa de Controle 60

CAPÍTULO IX
RESULTADOS EXPERIMENTAIS 62
9.1 Desenvolvimento do Protótipo 62
9.2 Configuração Final do Sistema 63
9.3 Análise dos Resultados 63
9.4 Incerteza de Medição 70
9.4.1 Incerteza Padrão Combinada 71
9.4.2 Incerteza Expandida 71
9.4.3 Componentes das Incertezas na Balança 72

CAPÍTULO X
CONCLUSÃO 74

APÊNDICE A
PROGRAMA DE ACIONAMENTO DO PROTÓTIPO DA BALANÇA 76

APÊNDICE B
DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DA INTERFACE AD/DA 79

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS 80

D

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Balança de Dois Pratos 5
Figura 2.2 - Princípo do Pêndulo 7
Figura 2.3 - Mola Helicoidal 8
Figura 2.4 - Mola em Espiral 9
Figura 2.5 - Mola de Torsão 10
Figura 2.6 - Célula de Carga usando Extensômetros 11
Figura 2.7 - Cordas Vibrantes 13
Figura 2.8 - Compensação Eletromagnética 13
Figura 2.9 - Direção do Campo Eletromagnético 14
Figura 3.1 - Dispositivo Oscilador 16
Figura 3.2 - Método de Frequência Natural 19
Figura 3.3 - Método da Frequência Controlada 20
Figura 4.1 - Acelerômetro 27
Figura 4.2 - Pick-up de Impedância 28
Figura 5.1 - Esquema Cinemático 30
Figura 5.2 - Direção de Deslocamento do Oscilador 31
Figura 5.3 - Sensor Foto-elétrico 33
Figura 6.1 - Conjunto Oscilador-sensor 35
Figura 6.2 - Vista Global do Sistema 35
Figura 6.3 - Suporte da Bobina 36
Figura 6.4 - Montagem do Oscilador Mecânico 37
Figura 6.5 - Suporte do Sensor Foto-elétrico 37
Figura 6.6 - Prato de Pesagem 38
Figura 6.7 - Elementos do Conjunto 39
Figura 6.8 - Elementos do Conjunto 40
Figura 7.1 - Viga Bi-engastada 42
Figura 7.2 - Viga em Balanço, Girando 43
Figura 7.3 - Força Aditiva 44
Figura 7.4 - Força Resistiva 44
Figura 7.5 - Condições no Engaste e na Extremidade Livre 47
Figura 7.6 - Momentos Fletores e Forças de Reação 48
Figura 7.7 - Corpo de Prova 51
Figura 7.8 - Gráfico Tensão versus Deformação 52
Figura 7.9 - Gráfico Força versus Deformação 53
Figura 7.10 - Tabela dos Elementos de Liga 54

Figura 8.1 - Esquema de Excitação e Aquisição de Dados 56
Figura 8.2 - Conversor A/D e D/A 58
Figura 8.3 - Funções do Conversor A/D e D/A 59
Figura 8.4 - Gráfico Deslocamento versus Tensão 59
Figura 9.1 - Gráfico da Variação da Frequência da Rede 65
Figura 9.2 - Curva de Calibração da Balança 65
Figura 9.3 - Gráfico Frequência versus Massa 66
Figura 9.4 - Sistema sem Massa Adicional 66
Figura 9.5 - (a) Gráfico da Frequência Natural com Massa de 100 g. 67
(b) Gráfico da Frequência Natural com Massa de 200 g. 67
(c) Gráfico da Frequência Natural com Massa de 300 g. 67
(d) Gráfico da Frequência Natural com Massa de 400 g. 68
(e) Gráfico da Frequência Natural com Massa de 500 g. 68
Figura 9.6 - Gráfico da Histerese 69
Figura 9.7 - Gráfico do Sistema Pré-carregado 70

A

CAPÍTULO I
INTRODUÇÃO

1.1 APRESENTAÇÃO

A massa é uma das grandezas mais importantes que se conhece e expressa a quantidade de matéria contida em um corpo. É uma propriedade fundamental do mesmo e independe da localização em relação à Terra. Em sistemas que pelo menos possuem dois corpos, surgem forças de atração gravitacional que comumente denomina-se de peso dos corpos. O peso não é uma propriedade que existe isoladamente, pois depende da intensidade do campo gravitacional em que se encontram os corpos, não é um invariante como a massa, ele varia em função do campo gravitacional atuante. Atualmente os métodos convencionais de medição de massa se valem da condição gravitacional da Terra para quantificar o seu valor. A massa de um objeto é medida indiretamente, pelo efeito da força de atração gravitacional em relação ao centro da Terra, através de uma comparação entre forças. Para ilustrar, pode-se citar uma balança de mola helicoidal, onde a força gravitacional que age sobre um corpo colocado nela, é comparada com a força produzida na mola, sendo que esta força aumenta, em condições ideais, somente, de maneira proporcional à mudança de comprimento da mola. Assim, nas balanças de molas são comparadas duas forças originadas por fenômenos diferentes. Uma balança de mola portanto, não apresentará o mesmo resultado em todos os pontos da terra, devido a que o efeito gravitacional no corpo se altera com a sua distância ao centro da terra, enquanto que a constante de rigidez da mola, que não depende do lugar, permanece invariável. Contudo, aplicando o princípio, válido para toda comparação, de que somente *semelhantes* devem ser comparados, pode-se pensar em comparar o efeito gravitacional desconhecido de um corpo, com o correspondente, conhecido, de um corpo de referência, isto é, um peso de referência. Dado que não é possível comparar diretamente efeitos gravitacionais, isto pode ser efetuado por meio de um sistema de alavancas. **BIÉTRY [1]**.

Chega-se assim ao princípio da balança de braços iguais ou de comparação de torques. Neste método compara-se uma força gravitacional desconhecida que produz um determinado torque, com uma força gravitacional conhecida, usando uma balança de travessão com um ponto de apoio comum. Como resultado obtém-se uma equação de momentos, que apenas indicaria o equilíbrio do travessão quando os dois braços das alavancas fossem exatamente do mesmo comprimento. Na realidade, verifica-se a dificuldade desses tipos de balança possuírem braços perfeitamente simétricos. Consequentemente, ocorre um erro de braços, que é proporcional a diferença de comprimento dos braços em relação ao ponto de apoio.

1.2 OBJETIVOS

Pela exposição anterior, os sistemas mecânicos convencionais de medição de massa, não atendem plenamente as necessidades para determinar à massa dos corpos. Em contrapartida, cresce a necessidade de um maior acompanhamento e controle das operações encontradas nos ambientes de controle industrial e de processos relacionadas à maior rapidez de medição. Para atender essa nova tendência, os sistemas puramente mecânicos vem sendo substituídos por sistemas eletrônicos, constituídos geralmente por um sensor, um conversor e um atuador.

A utilização de sistemas de pesagem controlados eletronicamente, proporcionam um maior estímulo para o aumento do grau de automação nas indústrias de controle de processos. O sistema eletrônico de pesagem é, em última análise, um transdutor adequado que transforma a informação referente ao valor de massa em um sinal elétrico que depois é decodificado em um conversor analógico / digital. Para se conseguir o melhor desempenho de um sistema eletrônico para determinação de massa, é necessário considerar alguns aspectos como: faixa de medição, exatidão, efeito de temperatura, deslocamento de zero, resolução, medição de cargas dinâmicas, simplicidade de instalação. Na busca de novas tecnologias alternativas de medição de massa, associadas às facilidades dos sistemas eletrônicos, chegou-se a um método de medição através da análise da

frequência natural. O método utiliza um dispositivo denominado de oscilador mecânico, que se desloca na direção horizontal, minimizando a influência da condição gravitacional da Terra. A frequência natural é medida com o intuito de encontrar uma relação entre o sinal de saída e valores de massa a serem medidos.

O método da frequência natural é revolucionário, pois permite realizar medições com maior rapidez, já que para se obter os sinais relacionados com valores de massa o sistema não necessita parar. Sua aplicabilidade poderá se estender a determinações de massa fora da superfície terrestre **ONO [2]** e **SOLBERG [3]**.

1.3 RELEVÂNCIA DA METROLOGIA

Em qualquer área da metrologia é indiscutível a importância da aquisição de dados. Com ênfase especial às grandezas mecânicas, é necessário conhecer muito bem as características do instrumento utilizado e também o comportamento do ambiente físico onde a medida será efetuada, para que o valor medido seja o mais próximo possível do valor verdadeiro.

Num processo de determinação de massa, são grandes as influências externas que podem interferir no elemento sensor (oscilador-sensor). Um embasamento teórico associado com testes experimentais produzirão uma maior confiabilidade nos resultados e consequentemente a qualidade das medições estará assegurada.

CAPÍTULO II

TIPOS DE BALANÇAS E PRINCÍPIOS DE FUNCIONAMENTO

A balança é um instrumento de medição empregado para determinar a massa de um corpo e, em geral, utiliza a ação da gravidade sobre o mesmo para quantificar valores de massa. Estes instrumentos podem servir igualmente para determinar outras grandezas, quantidades ou caracteristicas, em função da massa. Uma forma de observar esse fenômeno é analisar o comportamento das balanças que medem a massa **M** de um corpo através da força **P** que age sobre o mesmo, produzindo uma aceleração **g** devido a força de atração gravitacional da Terra. Inversamente, forças também podem ser medidas com o emprego de balanças, de acordo com a 2ª Lei de Newton:

$$P = M * g \qquad (2.1)$$

A unidade da grandeza massa denominada quilograma, é definida como a massa do Quilograma Protótipo ($\Re$) que é mantido no Bureau Internacional de Pesos e Medidas (BIPM) em Sevres na França. A grandeza massa é a única que tem a representação de sua unidade, através de um múltiplo (kg). Uma outra unidade derivada do quilograma bastante usada é o Newton ($1N = 1\ kg * m/s^2$).

Existem três principais métodos de medição de massa. A medição de massa, pode ser efetuada pela compensação de forças através do efeito do peso, compensação de forças através de medições elásticas e compensação de forças através de instrumentos elétricos. As balanças que utilizam os dois últimos métodos devem ter atenção especial, já que na presença de vibrações ou mudança de posição (mudança da gravidade local) os resultados podem não ser confiáveis.

Na pesquisa bibliográfica sobre principios de funcionamento das balanças, foram encontrados em muitos casos, denominações diferentes para principios

equivalentes **JICA [4]** e **RANDALL [5]**. A fim de sanar este problema, foi colocado o vocabulário mais empregado cientificamente.

A seguir serão apresentados os princípios de funcionamento de balanças mais relevantes:

2.1 PRINCÍPIO DA ALAVANCA

Este é um dos princípios mais antigos de se avaliar a massa de um corpo. O sistema é constituído de uma ou mais alavancas, que atuam como um corpo rígido que gira em torno de um centro de rotação. Com a aplicação de uma força sobre uma das extremidades móveis da alavanca ocorre o torque. É um método confiável quando se consegue anular a diferença de comprimento dos braços, obtendo-se uma comparação direta de massas **KOCHSIEK [6]**.

Como pode-se observar na (Figura 2.1), se os comprimentos de braço l_E e l_D fossem simétricos e as massas m_1 e m_2 idênticas, a equação que representa o equilíbrio dos momentos seria a seguinte:

$$F_1 \cdot l_E = F_2 \cdot l_D \qquad (2.2)$$

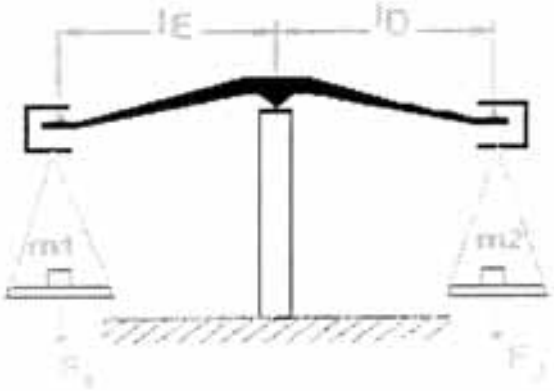


Figura 2.1 Balança de dois pratos

A chamada balança de dois braços, emprega o princípio da alavanca para determinação da massa dos corpos. Deve-se dar atenção especial a duas caracteríticas nestes tipos de balança, que são o erro de braços da alavanca e a sensibilidade da balança, ocasionada pela deflexão do travessão.

O erro de braços, pode ser identificado quando dois objetos de massa idênticas são colocados em cada um dos pratos da balança. Associadas às massas colocadas em cada prato ocorrem forças, em função da atração gravitacional da Terra, que produzem torques em relação ao centro de rotação. Se os comprimentos de braço fossem iguais, os torques se compensariam e a balança permaneceria em equilíbrio. Entretanto, na prática é muito difícil fabricarem-se balanças com o mesmo comprimento para ambos os braços. Basta uma diferença de 1/1000 no comprimento de um dos braços para causar um erro de 1/1000 na medição da massa do objeto depositado.

Outra característica que deve ser considerada é a sensibilidade da balança. Define-se sensibilidade de uma balança como a relação entre o deslocamento ΔL do dispositivo indicador (escala da balança), medido em unidades de comprimento pela variação de carga ΔM responsável por este deslocamento em unidades de massa. Pode ser também expresssa pela deflexão produzida por uma massa de valor reduzido adicionada ao sistema.

2.2 PRINCÍPIO DO PÊNDULO

O objeto a ser pesado é equilibrado automaticamente pelo momento restaurador proveniente do peso do próprio pêndulo. Entretanto, como o ângulo para o equilíbrio não é proporcional à carga aplicada, utiliza-se um apropriado dipositivo de compensação a fim de assegurar que a deflexão do ponteiro tenha um deslocamento uniforme na escala da balança (Figura 2.2).

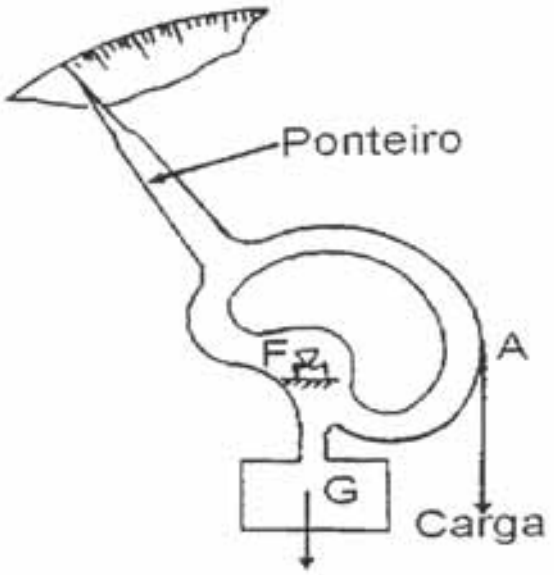


Figura 2.2 Princípio do pêndulo

2.3 PRINCÍPIO DA ELASTICIDADE

Existem balanças que avaliam a quantidade de massa de um corpo, através da deformação ou deflexão elástica causada pela aplicação de uma carga no sistema. Os elementos elásticos para a obtenção dessas deformações podem ser: molas, células de carga ou materiais magnéticos.

2.3.1 MOLAS HELICOIDAIS

Este é o sistema mais comumente empregado nas balanças que utilizam os diversos tipos de mola. Neste tipo de mola, a medição de massa depende da aceleração da gravidade local e a massa do objeto é avaliada através da deformação elástica da mola. Com a intenção de evitar-se que as molas apresentem algum tipo de instabilidade, elas são sempre utilizadas com esforços de tração (Figura 2.3).

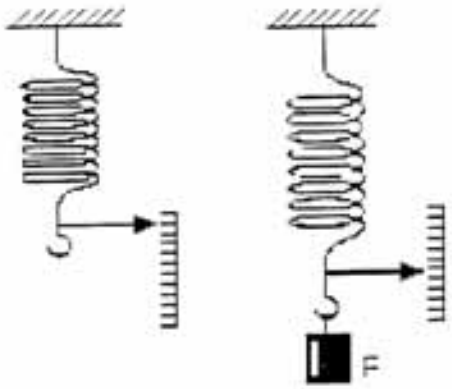


Figura 2.3 Mola helicoidal

Quando uma força **F** é aplicada à mola na direção vertical, observa-se uma elongação na direção de deslocamanto da mola. A relação entre a força **F** e a elongação δ, quando a seção do arame é circular, pode ser representada pela seguinte equação **JICA [4]**:

$$\delta = 8 \cdot n \cdot D^3 / G \cdot d^4 \qquad (2.3)$$

onde:

D = Diâmetro de hélice do arame

d = Diâmetro do arame

n = Número de voltas do arame

G = Módulo de cisalhamento

2.3.2 MOLAS EM ESPIRAL

Outra forma de medir deflexões é empregar molas em espiral. Este principio utiliza uma barra de espessura **b** e largura **h** em espiral, que funciona como uma mola e tem uma de suas extremidades presa a um eixo sem restrições de movimento e a outra está fixa.

Quando um momento **M** é aplicado no eixo, a mola é excitada, produzindo uma deflexão angular φ entre suas duas extremidades (Figura 2.4). O ângulo de deflexão é calculado através da seguinte equação:

$$\varphi = M \cdot L / E \cdot I \qquad (2.4)$$

onde:

L = Comprimento da mola em espiral

E = Módulo de elasticidade do material

M = Momento aplicado na mola

I = Momento de inércia da seção da mola ($I = h \cdot b^3 / 12$) se a espessura é b e a largura h

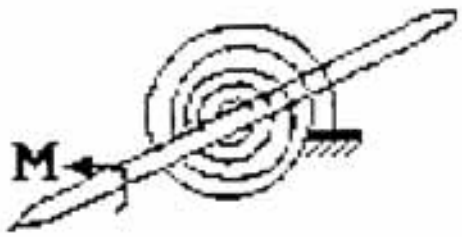


Figura 2.4 Mola em espiral

2.3.3 MOLAS DE TORSÃO

Uma viga é mantida em sua posição de equilíbrio pela torsão de um fio de seção circular.(Figura 2.5). Quando um objeto com peso **P** é colocado em um dos extremos da viga, esta deflete-se de um ângulo β até que o equilíbrio seja restabelecido. A relação entre o ângulo de deflexão e o peso P do objeto, é obtida com a seguinte equação **JICA [4]**:

$$\beta = 8 \cdot P \cdot L \cdot \vartheta / G \cdot d^4 \qquad (2.5)$$

onde: L = Comprimento do braço da viga

ϑ = Comprimento do fio de sustentação

G = Módulo de cisalhamento do fio de sustentação

d = Diâmetro do fio de sustentação

Como se pode empregar reduzidos diâmetros dos fios de sustentação, é possível obter uma boa resolução para pequenos valores de massa. Uma variação da balança de torsão é a balança giroscópica, onde se avalia o efeito de uma rotação rápida de um disco com um momento de inércia J sob a ação de uma força vertical F, com uma revolução em torno de um eixo vertical.

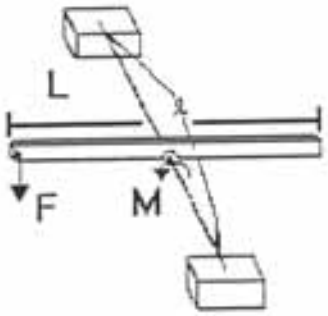


Figura 2.5 Mola de torsão

2.3.4 CÉLULA DE CARGA

Nas balanças enquadradas nesta categoria, os elementos elásticos são tensionados pelo peso do objeto, produzindo uma deformação elástica que é medida através de extensômetros colados no elemento elástico. Os extensômetros utilizam o efeito produzido pela deformação na resistência elétrica de um condutor (mudança no comprimento do condutor ocasiona uma redução na área transversal acarretando uma

mudança da resistência especifica). Quando o elemento elástico está submetido a flexão ou no caso axial, para diminuir a flexão, quatro extensômetros são colocados sobre um elemento elástico, dispostos dois de cada lado, para que sofram o carregamento em oposição. Enquanto os dois de cima sofrem tração, os dois de baixo sofrem compressão (Figura 2.6). Geralmente se encontra os extensômetros em balanças com carga máxima acima de 100 kg.

O sinal de saída depende do circuito elétrico (ponte wheatstone) usado. O extensômetro apresenta como saída a variação da resistência elétrica. É possível utilizar até duas ou mais células de pesagens individuais, onde os resultados parciais obtidos são somados eletricamente. A equação que calcula a variação da resistência dos extensômetros é a seguinte **JICA [4]**:

$$\Delta R / R = \alpha \cdot \Delta L/L \qquad (2.6)$$

onde:

α = coeficiente de sensibilidade determinado pelo material do fio do extensômetro

Ao se utilizar extensômetros para pesagens, a relação entre $\Delta R / R$ e a carga devem ser determinadas de antemão e os valores de massa são obtidos a partir das variações de resistência.

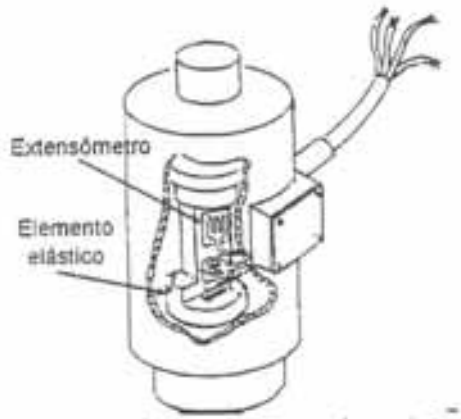


Figura 2.6 Célula de carga usando extensômetros

2.3.5 MUDANÇA DAS PROPRIEDADES MAGNÉTICAS

Diversos materiais sob a ação de forças externas mudam suas propriedades magnéticas. Como exemplo, pode-se citar o decréscimo da indutibilidade magnética do material na direção da força aplicada. Em uma balança sem carga no prato, o primário da bobina não produz nenhuma voltagem no secundário, ambos se posicionam paralelamente e existe uma simetria dos fluxos magnéticos. Sob a ação de uma carga aplicada ao prato, as linhas de fluxo tornam-se assimétricas gerando uma tensão proporcional à carga, que é induzida no secundário da bobina **JICA [4]**.

O campo de aplicação deste método é o mesmo dos extensômetros, balanças acima de 100 kg.

2.4 MODULAÇÃO DA FREQUÊNCIA EM SISTEMAS VIBRANTES

A corda de comprimento **L** vibra devido a uma força de excitação produzida transversalmente, que pode ser determinada (Figura 2.7). A frequência de vibração muda com a carga **F** aplicada.

$$f = (1 / 2L) * (F / m)^{1/2} \qquad (2.7)$$

Onde **m** representa à massa da corda por unidade de comprimento. O sinal de saída (mudança de frequência) pode ser facilmente digitalizado. A dependência não linear sobre a força atuante não introduz nenhuma dificuldade considerável. Um método semelhante, usa a mudança de frequência de vibração de um dispositivo de quartzo sob a influência de forças externas.

Este princípio em muitos aspectos é similar ao método proposto neste trabalho.

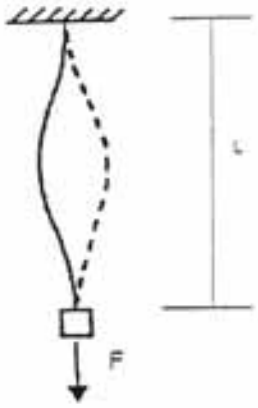


Figura 2.7 Cordas vibrantes

2.5 COMPENSAÇÃO ELETROMAGNÉTICA

A compensação eletromagnética é baseada nas Leis de Fleming, sendo um dos princípios mais utilizados pelos fabricantes de balança atualmente. É similar ao que ocorre nos alto falantes, onde a energia elétrica é convertida em energia mecânica (Figura 2.8).

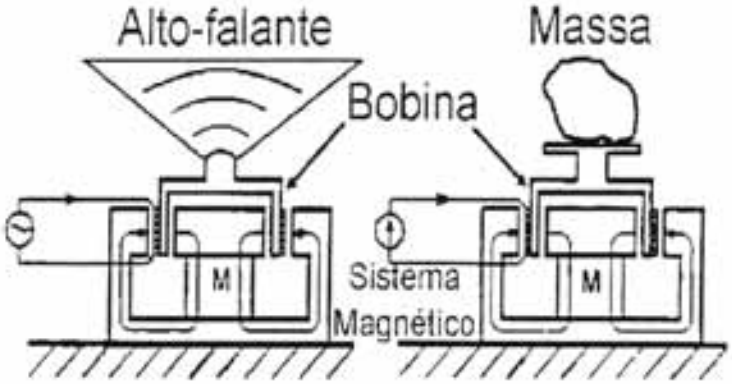


Figura 2.8 Compensação eletromagnética

O princípio pode ser analisado quando se coloca um objeto a ser pesado no prato da balança. A massa do objeto ocasiona o surgimento de uma força (peso), desenvolvida em função da atração mútua entre o objeto e a massa da Terra. A força peso é então compensada com o auxílio de um conversor eletrodinâmico. Através de um sensor de posição, o transdutor verifica o quanto o sistema variou a

partir da posição de equilíbrio, e aumenta a força do campo eletromagnético até que o sistema retorne a posição de equilíbrio. Como a corrente que passa é proporcional à força de compensação e esta é igual a força devido ao peso do objeto, é possível produzir uma corrente proporcional ao peso do objeto. **RUTISHAUSER [7]**. Com o objetivo de ilustrar, é possível falar que, quando uma corrente de intensidade I atravessa um condutor elétrico de comprimento ϑ, existe um campo magnético de intensidade β que origina uma força. A direção desta força é perpendicular à corrente e ao campo magnético. A equação do cálculo da força eletromagnética é (Figura 2.9):

$$F = I * \vartheta * \beta \qquad (2.8)$$

onde:

I = Intensidade da corrente

ϑ = Comprimento do condutor

β = Intensidade do campo magnético

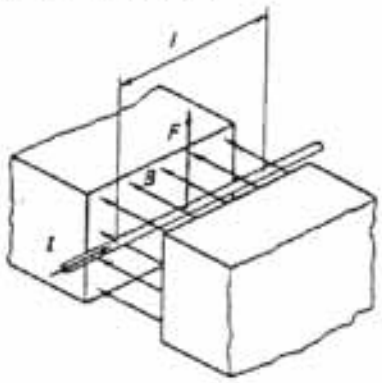


Figura 2.9 Direção do campo eletromagnético

Geralmente, as balanças de compensação eletromagnética, possuem um sistema de auto calibração, com massas de referência de grande exatidão colocadas internamente. Estas têm o objetivo de assegurar que a gravidade local não influencie nos resultados das pesagens. Este princípio consegue alcançar elevadas exatidões da ordem de 10^{-10} kg.

2.6 TENDÊNCIAS

A cronologia de fabricação de modernas balanças, emprega cada vez mais dispositivos eletro-eletrônicos para determinar à massa dos corpos. Atualmente observa-se uma tendência decrescente na utilização de equipamentos puramente mecânicos. Desta forma, em diversos casos, sistemas eletrônicos são adicionados às técnicas convencionais. Pode-se então verificar em que direção caminha o desenvolvimento de instrumentos de medição de massa.

O estágio atual de fabricação de balanças, apresenta uma tecnologia em crescente expansão, na forma de circuitos eletrônicos complexos, como também num maior acúmulo de conhecimento técnico que redirecionou a pesquisa e a produção. A pesquisa de construção dos circuitos eletrônicos das balanças foi incentivada. Contudo, ocorreu um distanciamento entre o processo tecnológico de fabricação e o tempo dispensado ao desenvolvimento de programas especificos para as balanças **HUGH [8]**.

Pelo exposto, verifica-se que as tradicionais balanças com sistemas mecânicos estão sendo substituídas graças ao surgimento de novas técnicas de determinação de massa com alta exatidão e menor tempo de medição.

O que acarretou a mudança na tecnologia de fabricação de balanças foi a substituição do princípio de comparação direta de massas, pelo princípio da compensação de força eletromagnética, que é atualmente a técnica mais empregada nos sistemas de pesagem.

Porém, pode-se observar o desenvolvimento de outros sistemas de pesagens, com o emprego cada vez maior de diferentes princípios de medição. Pelo exposto até o momento, observa-se que o método proposto neste trabalho, se alinha perfeitamente com as novas tendências de fabricação de balanças. Um promissor campo pode ser desenvolvido envolvendo medições sem levar em consideração a condição gravitacional da Terra.

CAPÍTULO III

MÉTODOS DE MEDIÇÃO DINÂMICA DE MASSA

Existem várias formas de se avaliar a vibração de um corpo e estão relacionadas ao modo como o sistema é analisado. Os sistemas podem ser submetidos a uma análise discreta ou contínua, assim como podem possuir um ou mais graus de liberdade **PRODONOFF [9]**.

Dentre esses aspectos, é possível se destacar três métodos de medição dinâmica de massa que serão apresentados a seguir:

3.1 MÉTODO DINÂMICO

Para melhor explicar o método dinâmico, será utilizado o dispositivo apresentado na (Figura 3.1). O dispositivo consiste de um oscilador massa-mola com uma armação de sustentação **ONO [10]**.

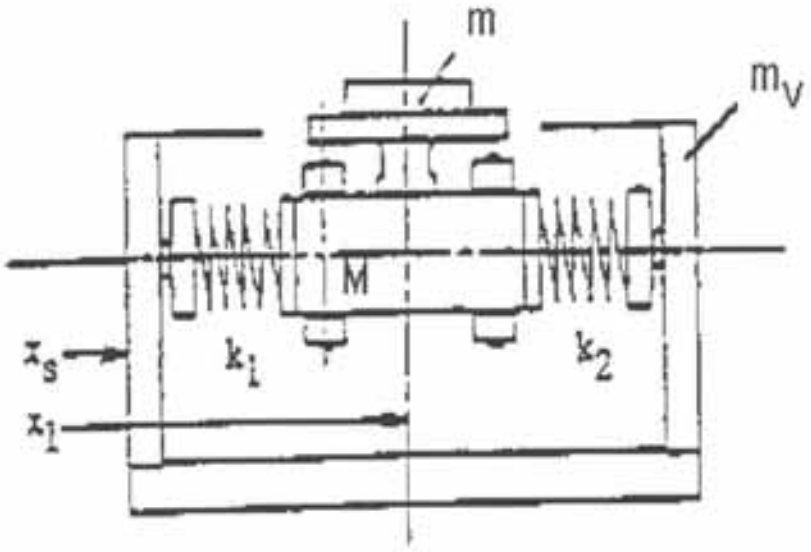


Figura 3.1 Dispositivo oscilador

Considerando que a ação da força de gravidade que atua no dispositivo oscilador foi desprezada e aplicando a Segunda Lei de Newton, a equação representativa do movimento com relação à parte móvel do sistema será:

$$(M + m) * \ddot{x}_1 + k * x = m_v * \ddot{x}_s \qquad (3.1)$$

onde:

m = Massa equivalente do prato e das molas

M = Massa do objeto a ser pesado

m_v = Massa equivalente da armação de sustentação

k = Constante equivalente de mola ($k = k_1 + k_2$)

$\ddot{x}_1$ = Aceleração do prato de pesagem

$\ddot{x}_s$ = Aceleração da armação de sustentação

A elongação do sistema também pode ser determinada, a partir da posição inicial, deslocada de um valor Δx, pela seguinte equação:

$$x = x_1 - x_s - L \qquad (3.2)$$

onde:

x_1 = Deslocamento absoluto do prato

x_s = Deslocamento absoluto da armação de sustentação

L = Comprimento inicial da mola

O sistema apresentado anteriormente, necessita de duas coordenadas independentes para determinar a sua posição em um determinado tempo, logo, é um sistema com dois graus de liberdade.

A determinação de massa nesse método é possível, pois os parâmetros M, m_v e k são conhecidos e os sinais $\ddot{x}_1$ e $\ddot{x}_s$ podem ser medidos utilizando sensores de aceleração (acelerômetros).

O método dinâmico possui algumas restrições pois necessita usar sensores que sejam sensíveis à aceleração e deslocamento ou velocidade e deslocamento. Se por acaso houver uma pequena diferença dinâmica entre os sensores, a medição estará comprometida significativamente. A compensação das diferenças dinâmicas entre os sensores é um fator crítico que tem reflexo na exatidão dos resultados.

3.2 MÉTODO DA FREQUÊNCIA NATURAL

Este método é o objeto desta dissertação, em função de sua praticidade e pelos resultados promissores que pode alcançar.

O sistema de medição de massa, emprega o clássico sistema massa-mola sem amortecimento, onde a massa oscila senoidalmente na frequência natural do sistema, se a mesma é deslocada da sua posição de equilíbrio e depois liberada. A inércia da massa e a rigidez da mola são parâmetos que caracterizam o comportamento do oscilador mecânico **SOLBERG [3]** e **BEER [11]**.

A equação (3.3) representa o comportamento do sistema massa-mola mostrado na (Figura 3.2). Porém, para que essa equação seja usada, é necessário que sejam consideradas as seguintes hipóteses: o atrito pode ser desprezado, o sistema oscila dentro do regime elástico da mola e o peso da mola é desprezível se comparado ao peso do oscilador mecânico.

$$M * \ddot{x} + k * x = 0 \qquad (3.3)$$

onde:

M = Massa do oscilador mecânico

$\ddot{x}$ = Aceleração da massa do oscilador

k = Constante de rigidez da mola

x = Elongação da mola a partir da posição inicial

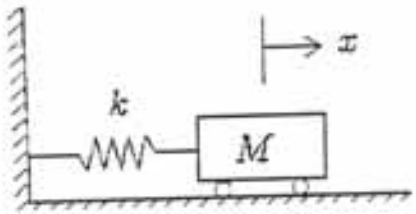


Figura 3.2 Método da frequência natural

O oscilador mecânico de massa **M** é deslocado de uma distância de sua posição de repouso x_0 e solto sem que ocorra uma velocidade inicial. Com isso, a massa oscila sem considerar os possíveis amortecimentos **PRODONOFF [9]**.

$$x = x_0 * \cos(\sqrt{k/M} * t) \tag{3.4}$$

A equação anterior representa um movimento livre e sem amortecimento, que uma vez iniciado se repete indefinidamente. Se a equação (3.4) for comparada com a equação elementar do movimento harmônico $x = (x_0 * \cos wt)$, é possível obter a velocidade angular **w**, pela seguinte equação:

$$W_n = \sqrt{k/M} \tag{3.5}$$

A equação (3.4) representa a frequência natural circular de vibração, sendo um valor característico do sistema e portanto não dependente de como o movimento foi iniciado.

A massa **M** do sistema pode ser determinada, já que considera-se a rigidez da mola constante e a frequência natural pode ser medida com sensores apropriados.

O valor de massa pode ser obtido com a seguinte equação:

$$M = k / w_n^2 \tag{3.6}$$

3.3 MÉTODO DA FREQUÊNCIA CONTROLADA

O método da frequência controlada é um aperfeiçoamento do método da frequência natural, obtendo-se resultados mais significativos que o método da deflexão **DOEBLIN [12]**. Entretanto, apesar dos resultados promissores, existem alguns problemas de ordem tecnológica que precisam ser sanados.

O método tem como base a equação (3.4). O sistema é semelhante ao da (Figura 3.1), sendo que a massa **M**, agora representa a massa do prato onde será adicionado uma massa **m** de um objeto que se quer pesar (Figura 3.3).

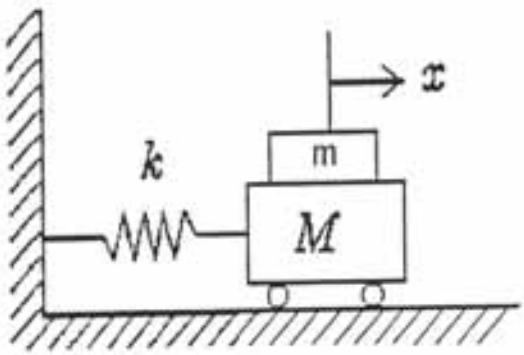


Figura 3.3 Método da frequência controlada

Porém, ao se adicionar esta nova massa no sistema, a frequência natural que era $w_{n'}$ passou para $w_{n''}$. De acordo com a equação (3.6).

$$w_{n''} = \sqrt{k / (M + m)} \qquad (3.7)$$

Com o objetivo de melhorar os resultados, utiliza-se um sistema de controle retroalimentado, procurando igualar as duas frequências naturais $w_{n'}$ e $w_{n''}$. Isto é possível através da variação da constante de rigidez **k** da mola, de um valor Δ**k**. De posse desse artifício, pode-se determinar o valor **m** da massa do objeto pela seguinte equação:

$$m = \Delta k * M / k \qquad (3.8)$$

A equação diferencial representativa do movimento do sistema da (Figura 3.3) é a seguinte:

$$(M + m) * \ddot{x} + k * x + f = 0 \qquad (3.9)$$

O valor f que aparece na equação representa a força externa necessária para que as frequências naturais sejam igualadas, sendo que esta força é proporcional à variação $\Delta \mathbf{k}$ que deve ser imposta ao sistema.

$$f = \Delta k * x \qquad (4.0)$$

J

CAPÍTULO IV
TRANSDUTORES

4.1 FINALIDADE

A função dos transdutores é transformar um determinado fenômeno físico em um sinal elétrico. Dependendo da forma de como o sinal vai ser utilizado, os transdutores podem ser classificados como de excitação ou de resposta. Em muitos casos, quando os sinais envolvidos são de baixa magnitude, os transdutores necessitam de uma fonte de potência elétrica externa (amplificador) e são denominados de transdutores passivos.

Neste trabalho, foi utilizado um transdutor denominado de ativo, já que o sinal podia ser captado diretamente, sem a necessidade de amplificação.

Os transdutores de vibração mais usuais são aqueles que transformam uma grandeza de entrada, que pode ser de deslocamento, velocidade, ou aceleração, em um sinal elétrico de resposta. A grandeza a ser medida pode ser captada através de transdutores de contato direto, como no caso de transdutores resistivos, piezo-resistivos ou piezo-elétricos, ou pode ser captada através de transdutores que não necessitam de contato direto com o sistema, como no caso dos transdutores capacitivos, indutivos, eletromagnéticos ou foto-elétricos.

Os transdutores possuem determinadas características que são importantes para seu perfeito funcionamento e serão explicadas a seguir:

4.2 CARACTERÍSTICAS DOS TRANSDUTORES

a) Resolução:

É a menor mudança na grandeza a ser medida que se consegue perceber.

b) Sensibilidade:

Relação entre a resposta elétrica e sua entrada ou excitação mecânica (transdutores ativos). Em transdutores passivos a definição é a mesma, contudo toma-se a resposta elétrica por unidade de alimentação.

c) Linearidade:

Quando a relação entre a resposta elétrica e a excitação mecânica é constante dentro de limites especificados. O transdutor se diz linear dentro destes limites.

d) Diferença de Fase:

Está relacionada com o atraso com que o sinal elétrico do sistema transdutor demonstra o fenômeno físico.

e) Faixa de Frequência:

É a faixa de frequência sobre a qual a sensibilidade do transdutor não varia mais que uma porcentagem estabelecida em relação ao seu valor nominal.

f) Propriedades Físicas:

Dependendo do tipo de aplicação, as dimensões do transdutor devem ser levadas em consideração.

4.3 PRINCIPAIS TIPOS DE TRANSDUTORES DE VIBRAÇÕES

Uma característica muito importante é a escolha correta do transdutor, para que este possa detectar adequadamente as variações no sinal. O limite dinâmico do sinal deve ser o mais largo possível. Como existe uma grande faixa de transdutores dinâmicos, pode-se apresentar os seguintes intervalos:

sensores de deslocamento	40 db [μm]
sensores de velocidade	60 db [mm/s]
sensores de aceleração	146 db [m/s^2]

Os acelerômetros possuem um grande espectro dinâmico comparado com os transdutores de deslocamento. Como cada transdutor tem um limite dinâmico de trabalho, as características da banda de frequência devem ser consideradas.

De um modo geral, as estruturas mecânicas possuem energia de vibração com baixa e média banda de frequência. Contudo as altas frequências podem fornecer em alguns casos, informações bastantes úteis, como no caso de um ruído proveniente da vibração estrutural que se deseja analisar. Por outro lado, um dispositivo que avalia deslocamentos, geralmente possui uma energia de baixa frequência. Transdutores de deslocamento enfatizam vibrações de baixa frequência e permitem que haja uma correlação com as forças de origem. Em função da característica de cada sistema, como no caso de uma ruptura ou folga em uma estrutura, deve-se escolher o transdutor adequado (deslocamento) para avaliar a descontinuidade **KIM [13]**.

Pela praticidade e simplicidade de manuseio, foi escolhido um transdutor de deslocamento para analisar a resposta do sistema, proposto neste trabalho.

A partir da estimativa do nível de vibração do sistema, pode-se escolher o melhor transdutor.

Com a intenção de homogenizar os níveis de vibração, a International Organization for Standarlization (ISO) desenvolveu valores padronizados para deslocamento, velocidade e aceleração. Os valores de referência da ISO são:

$d_0 = 1{,}0 \times 10^{-12}$ m

$v_0 = 1{,}0 \times 10^{-9}$ m/s

$a_0 = 1{,}0 \times 10^{-6}$ m/s^2

Existem diversos tipos de transdutores de medição de vibração que utilizam diferentes mecanismos de captação do sinal. Cada transdutor possui um elemento sensível que converte uma medida mecânica em elétrica. O sinal monitorado é eventualmente transformado em uma voltagem de saída. A forma como o sinal pode ser captado depende do método de referência a ser empregado. Os três principais métodos de referência de medições em vibrações são: o absoluto, o relativo e o sem contato **XIMENES [14]**.

O método absoluto usa acelerômetros e transdutores velocidade, e o sinal medido é baseado numa referência absoluta (inercial). No método relativo à referência baseia-se numa condição de medição estabelecida, geralmente relacionada com a forma de montagem do sistema, podendo ser resistivo, indutivo ou capacitivo de proximidade. Quando existem problemas do transdutor interferir no comportamento do sistema, opta-se por usar transdutores sem contato. Geralmente, são empregados em estruturas delgadas ou com pouca massa. Nestes casos, são usados sensores óticos indutivos, capacitivos ou magnéticos que medem deslocamento ou velocidade. Os sistemas óticos de medição apresentam excelente resposta em frequência e não interferem no comportamento do sistema, entretanto, necessitam de condições adequadas à sua operação. Os requisitos básicos de um transdutor de vibração são:

a) **Linearidade:** o nível de vibração e a saída elétrica devem possuir uma relação linear.

b) **Amplo espectro dinâmico**: a relação entre o maior e menor nível do sinal, deve ser o mais largo.possível. Geralmente, um típico intervalo dinâmico é maior que 80 db.

Dentre os diversos tipos de transdutores de vibração os mais empregados são:

4.3.1 ACELERÔMETROS PIEZO-ELÉTRICOS (Medição de aceleração)

Um material piezo-elétrico tem como característica gerar uma carga elétrica quando uma tensão ou força é aplicada ao mesmo. Como há uma proporcionalidade entre tensão e aceleração, a medição de uma carga elétrica fornece uma aceleração. O acelerômetro piezo-elétrico tem características bem especiais, pois possui elevada linearidade e um largo espectro dinâmico. Além disso, possui uma variedade de tamanhos, sendo bastante compacto e leve. Em função de todas essas vantagens, os acelerômetros piezo-elétricos tem sido largamente utilizado em medições de vibração. Esses tipos de acelerômetros apenas não são recomendados em ambientes com temperatura e umidade elevadas, pois estão sujeitos a deterioração ambiental.

O acelerômetro piezoelétrico é um transdutor eletromecânico que fornece uma saída elétrica, quando uma determinada estrutura é submetida a um movimento. Como é um transdutor de largo espectro de frequência, geralmente consegue captar a vibração proveniente da estrutura. A sensibilidade deste tipo de transdutor é definida como sendo a variação da saída elétrica para as entradas mecânicas. A sensibilidade pode ser expressa de duas formas. Uma delas é voltagem por unidade de aceleração (mV/g) ou ($mV/m/s^2$) e a outra é unidade de carga por unidade de aceleração (pC/g) ou ($pC/m/s^2$). Em um acelerômetro piezo-

elétrico existe sempre um elemento ativo. O elemento ativo, geralmente são discos piezo-elétricos que se apoiam sobre uma massa relativamente delgada (Figura 4.1). A massa é pré-carregada por uma mola tensionada. O transdutor é selado em uma carcaça de metal, com uma larga base que será conectada a estrutura a ser medida. Quando o acelerômetro é submetido a uma excitação, a massa produz uma força não constante sobre os discos, fazendo variar o efeito piezo-elétrico. Com isso se obtém uma carga variável proporcional a esta força **DOEBLIN [12]**.

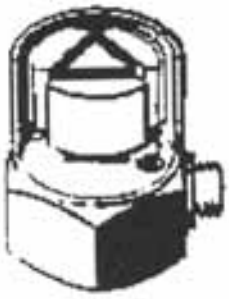


Figura 4.1 Acelerômetro

4.3.2 PICK-UP DE IMPEDÂNCIA (Medição de velocidade)

Quando um ímã em um invólucro fechado é submetido a um movimento, é produzida uma força eletromagnética proporcional a um campo magnético por unidade de tempo. Desde que um objeto possua uma inércia, existe uma troca do campo magnético, proporcional à velocidade de vibração e está relacionada com a tensão de saída. Outro tipo de pick-up de impedância muito usada, é um sensor eletromagnético que converte a vibração do ímã de dentro da bobina em uma variação de impedância.

Uma pick-up de impedância, fornece uma alta tensão de saída e baixa flutuação para temperatura ambiente. Entretanto, como desvantagem, pode-se mencionar o seu tamanho e limitado intervalo de medição (Figura 4.2).

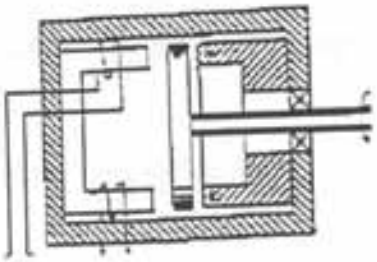


Figura 4.2 Pick-up de impedância

4.3.3 PICK-UP DE CAPACITÂNCIA (Medição de deslocamento)

Um capacitor muda sua capacitância, quando existe alguma variação entre a distância dos seus eletrodos. Como a medição da variação de capacitância é proporcional ao deslocamento do eletrodo, é possível determinar a vibração em um objeto considerando-o como um eletrodo do capacitor. Com isso, é possível realizar a medição da vibração relativa do deslocamento do objeto sem nenhum contato físico.

S

CAPÍTULO V

ESCOLHA DO SENSOR DE VIBRAÇÃO

No capítulo anterior foi feita uma revisão geral dos tipos de transdutores mais utilizados em vibrações, que medem sinais de deslocamento, velocidade ou aceleração.

Dentre as variedades de opções, o sensor escolhido para determinar as frequências naturais do elemento elástico (oscilador mecânico) é um transdutor foto-elétrico. A escolha do transdutor foto-elétrico, foi devido ao excelente resultado obtido com este transdutor aplicado em uma garra mecânica com mecanismo sensor de força **LOAYZA [15]**. Outra característica muito importante é que o sensor foto-elétrico opera numa faixa de 0 a 5 V, não necessitando de um pré-amplificador como é usual com outros tipos de transdutores. O sinal de saída é diretamente recebido e processado pelo conversor A/D.

A praticidade de manuseio e o preço, também foram levados em consideração na hora da escolha do tipo de sensor. Em função dos recursos disponíveis, seria inviável a escolha de um sensor com uma tecnologia mais sofisticada à implementação do sistema de medição.

Durante a revisão bibliográfica, foram encontrados artigos que descreviam os mesmos sensores foto-elétricos para determinar as variações de massa em sistemas de pesagem **KOCHSIECK [16]** e **REBER [17]**.

5.1 SENSOR DE VIBRAÇÃO

Nos diversos sistemas que medem vibrações, por mais que utilizem uma tecnologia de vanguarda na parte da instrumentação, necessitam empregar também elementos mecânicos que são de suma importância para determinar a resposta do sistema.

As características mecânicas dos elementos elásticos como deformação e deflexão são de extrema importância na avaliação do comportamento dinâmico dos sistemas, quando excitados **DEEP [18]** e **BORCHARDT [19]**.

5.2 PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

O dispositivo oscilador-sensor, funciona a partir da deformação elástica da estrutura, causada pela força de excitação produzida por uma bobina, que possui seu eixo acoplado à mesma. O dispositivo é composto por dois pares de barras sobrepostas que funcionam como uma mola e um sensor foto-elétrico cuja resposta é diretamente proporcional ao pequeno deslocamento do oscilador mecânico. O conversor A/D possibilita que o microcomputador adquira os dados do sinal da amplitude da vibração.

5.3 DESCRIÇÃO DO SENSOR

A (Figura 5.1) mostra o esquema cinemático do oscilador mecânico cuja descrição será feita a seguir.

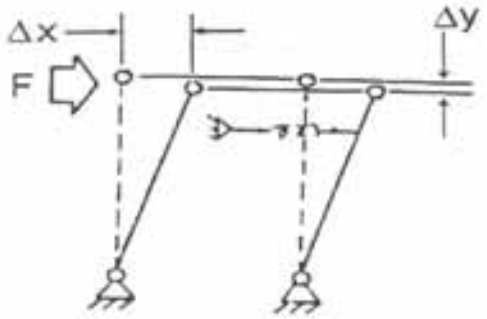


Figura 5.1 Esquema cinemático

A estrutura do dispositivo oscilador é formada por quatro barras quadradas de alumínio sobrepostas duas a duas, engastadas em uma de suas extremidades, enquanto que a outra extremidade permanece livre, devendo se comportar como um elemento elástico ou mola.

Ao se aplicar uma força **F** pela bobina na chapa lateral que prende as barras na extremidade livre (Figura 5.2), ocorre um deslocamento Δx no sentido do suporte da força **F**, em consequência da flexão das barras. O deslocamento produzido é proporcional à força, já que corresponde a uma deformação elástica pura das barras (molas). A medição da deflexão é captada pelo sensor foto-elétrico a fim de avaliar o deslocamento, sendo que o sinal varia na razão direta do deslocamento.

Figura 5.2 Direção de deslocamento do oscilador

Com essa disposição paralela das barras e as ranhuras mostradas na (Figura 6.4), o sistema restringe seu movimento a uma única direção. Isso pode ser considerado para pequenos deslocamentos, uma vez que o deslocamento na direção axial é igual ao da ação da força em função das ranhuras nas barras. A configuração em forma de paralelogramo, assegura que a superfície de aplicação da força (excitação) sempre se desloque de maneira paralela.

A deflexão vertical que porventura venha existir em função do peso do oscilador mecânico, não influencia na resposta do sensor foto-elétrico, pois ele é sensível apenas à deflexão na direção Δx das barras de alumínio.

O fato de uma das extremidades estar engastada, elimina o atrito que apareceria nas articulações do dispositivo correspondente ao modelo cinemático da (Figura 5.1). Sem as influências indesejáveis provenientes do atrito, o oscilador mecânico produz uma melhor resposta e baixa histerese, o que será visto mais adiante.

O deslocamento $\Delta \mathbf{x}$ da extremidade móvel, é medido através de uma pequena lâmina de aço acoplada ao oscilador mecânico, que funciona como um obturador do sensor foto-elétrico. O obturador foi acoplado de tal forma que não ocorra contato elétrico ou mecânico com o sensor foto-elétrico. O sensor foto-elétrico está rigidamente montado sobre uma base de forma que possa medir o deslocamento relativo $\Delta \mathbf{x}$ entre a extremidade livre e a base fixa.

O deslocamento é da ordem de 0,5 mm quando se aplica a tensão máxima na bobina, estando dentro da resposta linear do sensor foto-elétrico **LOAYZA [15]**.

5.4 FUNCIONAMENTO DO SENSOR FOTO-ELÉTRICO

O sensor foto-elétrico possui um diodo emissor de luz infravermelha (1), e um fototransistor (2) que funciona como um resistor variável, cuja resistência é sensibilizada pela ação do feixe de luz infravermelha emitida pelo diodo. O detalhe do sensor pode ser visto na (Figura 5.3).

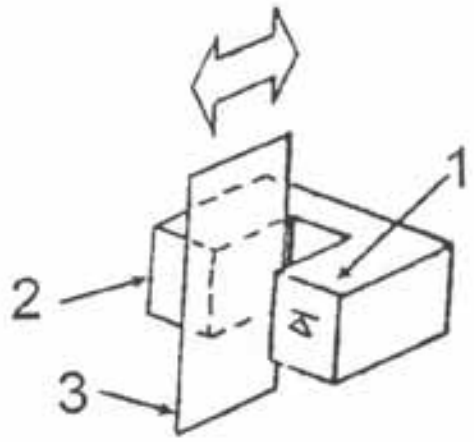


Figura 5.3 Sensor Foto-elétrico

Os dois componentes estão montados um de frente para o outro, mantendo a sua posição relativa fixa. Deste modo, é possível obstruir parcialmente a passagem da luz do LED para o fototransistor por meio da lâmina obturadora (3).

Os deslocamentos gradativos da lâmina obturadora na faixa de até 0,5 mm, produzem uma variação linear do sinal de saída (tensão) do sensor foto-elétrico entre 0 e 5 V aproximadamente, dispensando o uso de um circuito amplificador do sinal.

Conforme mencionado anteriormente, se for considerado um deslocamento das barras flexíveis de até 0,5 mm, a resposta do oscilador mecânico usando o sensor foto-elétrico será linear.

CAPÍTULO VI
MODELO FÍSICO

6.1 RESUMO DO DISPOSITIVO OSCILADOR-SENSOR

Nos capítulos anteriores, foram definidos os diferentes tipos de sensores que poderiam ser usados nesta pesquisa, assim como o dispositivo oscilador-sensor que mais se adequava aos objetivos pretendidos. Com base nestas informações é possível definir às características físicas de fabricação dos elementos que compõem o dispositivo.

6.2 DESCRIÇÃO GERAL

O projeto do modelo físico do dispositivo oscilador-sensor é mostrado nas (Figuras 6.1 e 6.2). Nestas figuras é possível identificar os seguintes sub-conjuntos.

1 - Suporte da bobina

2 - Corpo do oscilador mecânico

3 - Suporte do sensor foto-elétrico

4 - Prato de pesagem

5 - Base Rígida

Todos os elementos que integram o dispositivo foram desenvolvidos e fabricados na oficina mecânica e laboratórios do INMETRO.

Em função de sua geometria, o conjunto oscilador-sensor apenas permite deslocamentos na direção horizontal como foi visto anteriormente. O sistema possui furação para ser fixado em bancada, porém nos testes optou-se por utilizar um grampo de fixação.

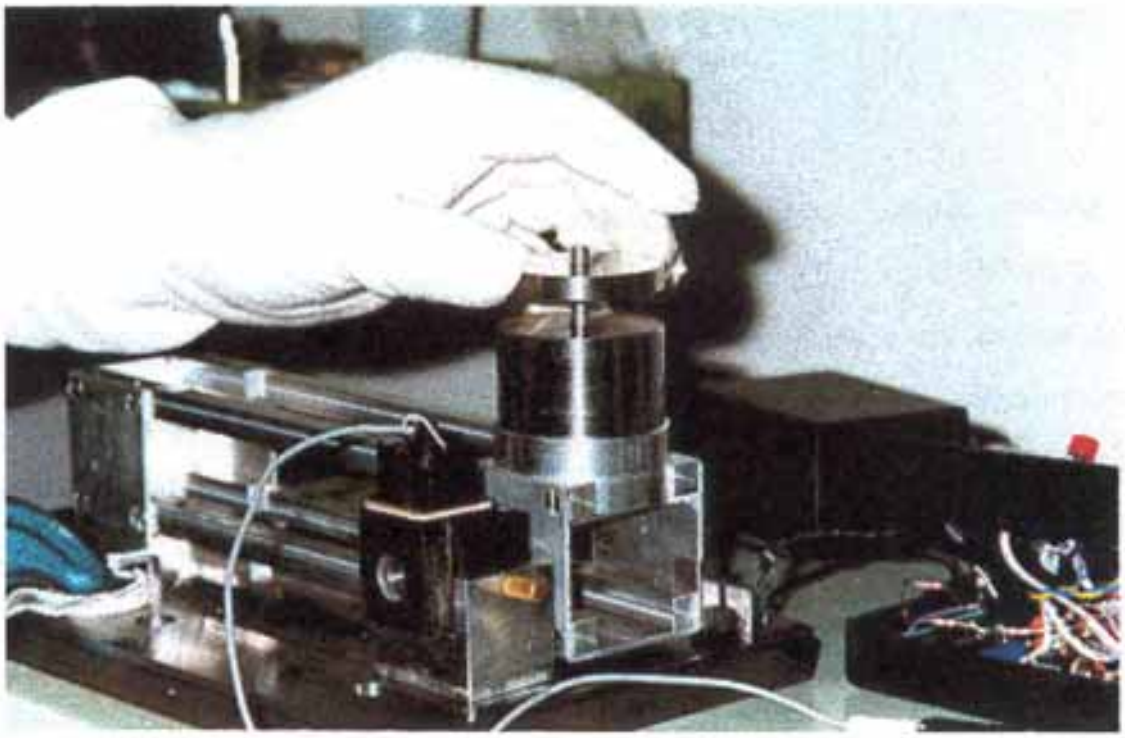


Figura 6.1 Conjunto oscilador-sensor

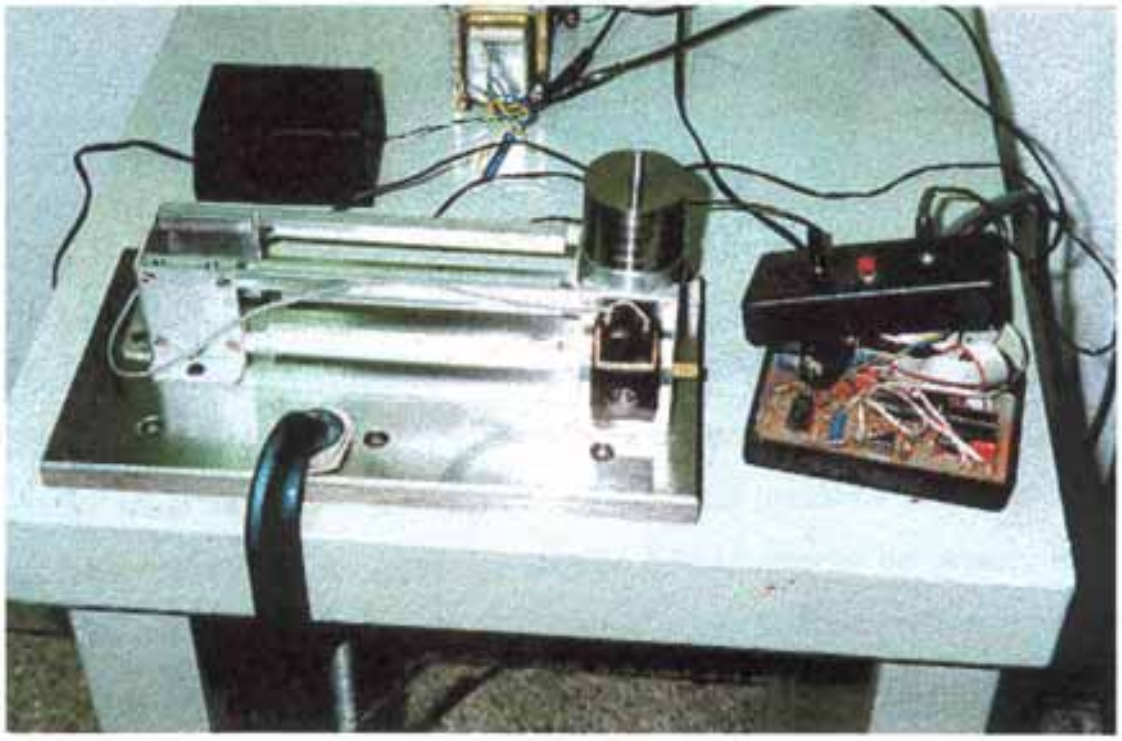


Figura 6.2 Vista global do sistema

6.3 DESCRIÇÃO DOS SUB-CONJUNTOS

6.3.1 SUPORTE DA BOBINA

O suporte da bobina foi fabricado em uma liga de alumínio, usando uma plaina limadora. Todo o suporte posteriormente recebeu uma usinagem em uma fresadora. O suporte possui um parafuso lateral para regular o avanço da bobina que influencia a força do campo magnético produzida pela mesma. Há também uma furação longitudinal que permite um duplo posicionamento do suporte na base rígida (Figura 6.3), sendo preso à base rígida por parafusos Allen com diâmetro de 4 mm.

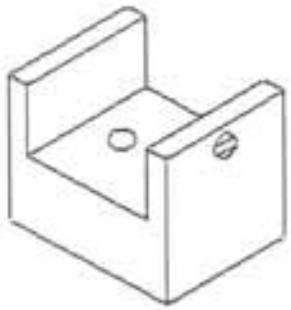


Figura 6.3 Suporte da bobina

6.3.2 CORPO DO OSCILADOR MECÂNICO

O oscilador mecânico é constituído por quatro barras de uma liga de alumínio que foram usinadas em uma plaina limadora e posteriormente em uma fresadora. No estágio atual de desenvolvimento não foi realizada nenhuma análise da fadiga no oscilador mecânico, nas possíveis regiões concentradoras de tensão. Para a fixação das barrras foram usadas duas chapas de alumínio convenientemente dobradas e aparafusadas. Cada barra é fixada às chapas por quatro parafusos, num total de dezeseis parafusos em todo o conjunto. O eixo pertencente a bobina de excitação está fixado na chapa da extremidade livre do oscilador mecânico (Figura 6.4).

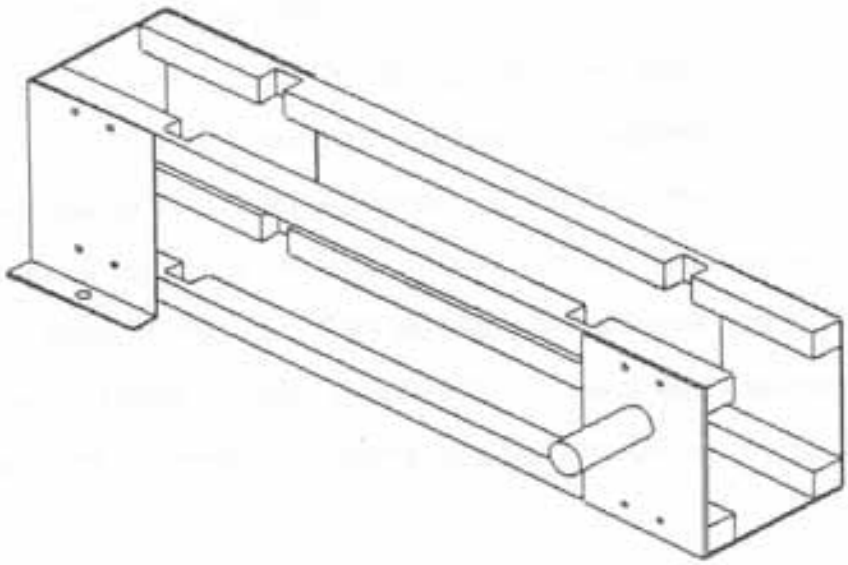


Figura 6.4 Montagem do oscilador mecânico

6.3.3 SUPORTE DO SENSOR FOTO-ELÉTRICO

O suporte do sensor foto-elétrico foi fabricado com uma chapa com perfil em L de aço SAE 1020. O suporte possui uma fenda frontal onde é fixado o sensor foto-elétrico (Figura 6.5) Existe um rasgo no plano de sua base para ajustar a faixa de deslocamento do obturador do sensor foto-elétrico. É fixado à base rígida, através de um parafuso de 4 mm de diâmetro.

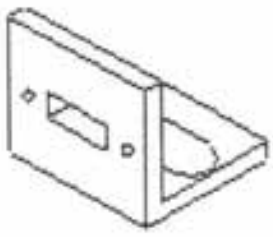


Figura 6.5 Suporte do sensor foto-elétrico

6.3.4 PRATO DE PESAGEM

O prato de pesagem também foi fabricado em alumino. O processo de usinagem aplicado foi um torneamento com posterior fresamento, a fim de produzir uma geometria que pudesse ser encaixada no oscilador mecânico. A fixação do prato ao oscilador mecânico é feita através de um parafuso de 75 mm de comprimento e diâmetro de 1/4 ". Este parafuso tem a função também de fixar as massas a serem pesadas no prato (Figura 6.6). A capacidade máxima de pesagem de 500 g estipulada no projeto foi determinada também em função do comprimento do parafuso.

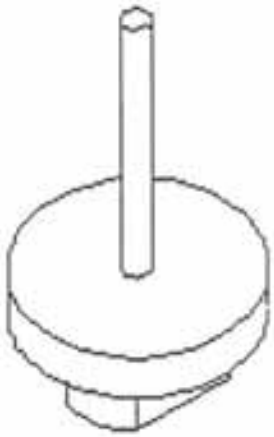


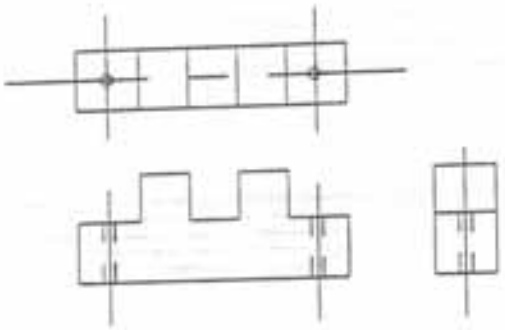
Figura 6.6 Prato de pesagem

6.3.5 BASE RÍGIDA

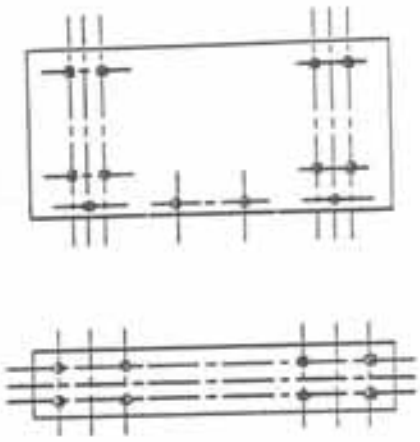
A base rígida foi confeccionada em aço SAE 1020 com uma plaina limadora e posteriormente sua parte superior passou por uma retifica. A finalidade principal foi de produzir um melhor acabamento superficial que prevenisse a superficie de oxidações.

É na base rígida que todos os elementos do sistema são presos. A base possui uma furação que permite sua fixação na bancada de trabalho.

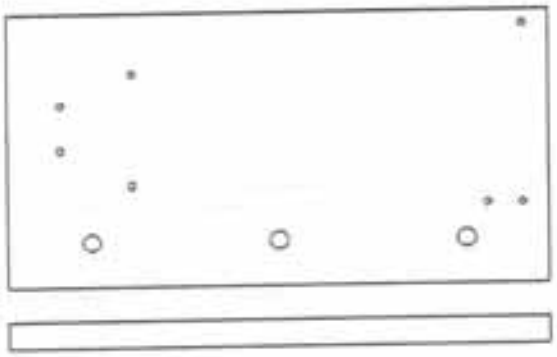
Todos os elementos do conjunto estão desenhados em escala reduzida (Figuras 6.7 e 6.8).



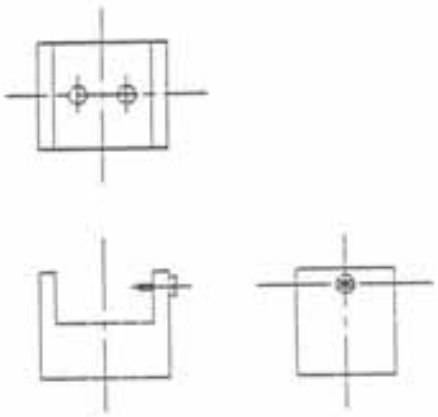
SENSOR FOTO-ELÉTRICO



CHAPAS DE FIXAÇÃO DAS BARRAS NAS EXTREMIDADES

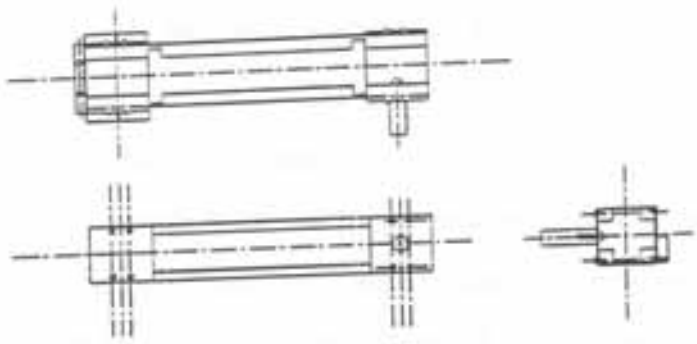


BASE RÍGIDA

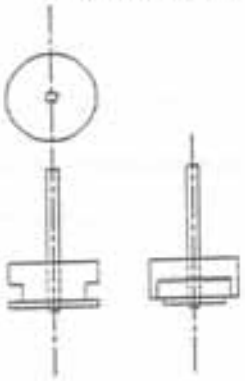


SUPORTE DA BOBINA

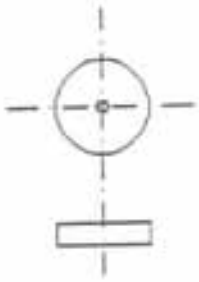
Figuras 6.7 Elementos do conjunto



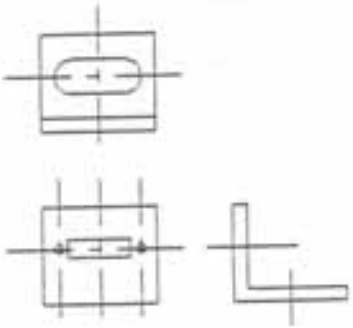
MONTAGEM DO OSCILADOR MECÂNICO



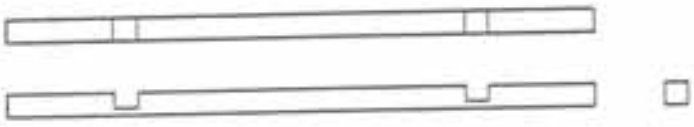
PRATO DE PESAGEM



MASSA CALIBRADA



SUPORTE DO SENSOR-FOTO-ELÉTRICO



BARRAS DO OSCILADOR

Figura 6.8 Elementos do conjunto

CAPÍTULO VII

ELEMENTO ELÁSTICO E SELEÇÃO DO MATERIAL

7.1 ELEMENTO ELÁSTICO

Nos sistemas mecânicos submetidos a esforços dinâmicos, é de fundamental importância o conhecimento da frequência natural do elemento elástico. A formulação analítica, em muitos casos, não é simples de ser estabelecida, já que as condições sob as quais atuam os esforços podem ser complexas. Neste sentido, podem surgir a partir da análise matemática efeitos secundários que podem não ser considerados no estágio de desenvolvimento atual, considerando que sua influência é reduzida em relação aos erros obtidos no experimento.

Os transdutores acoplados aos elementos elásticos, nas suas aplicações mais gerais, são modelados pelo clássico sistema linear de segunda ordem massa-mola-amortecedor segundo **BEER [20]**. O seu comportamento dinâmico é caracterizado pela constante de amortecimento e pela frequência natural. A frequência é determinada analiticamente, admitindo-se que a constante de amortecimento seja nula, o que na prática é valido, pois o fator de amortecimento é de ordem reduzida. Além disso, a formulação analítica é obtida, em muitos casos, com simplificações tais que o valor esperado de cálculo serve apenas como uma estimativa preliminar do projeto. Com isso a determinação da frequência natural mais correta e confiável é obtida através dos métodos experimentais.

7.1.1 CÁLCULO DA DEFLEXÃO DO ELEMENTO ELÁSTICO

Para efeito de simplificação do projeto, foi utilizado o modelo de uma viga bi-engastada com carga concentrada aplicada no centro da mesma, com o objetivo de avaliar a máxima deflexão.

Equivalência entre os sistemas de viga bi-engastada e bi-engastada girando:

a) Viga Bi-engastada

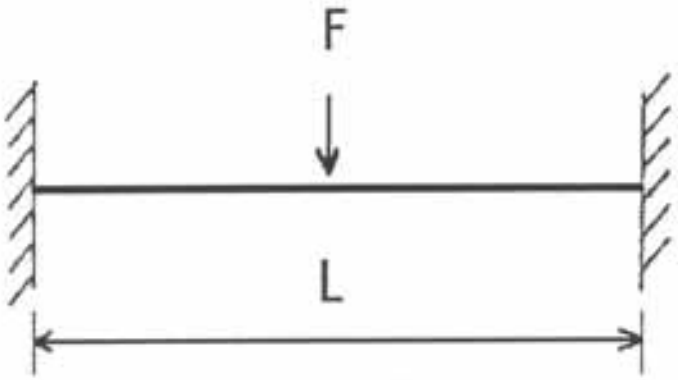


Figura 7.1 Viga bi-engastada

A equação que calcula a máxima deflexão da viga, segundo **POPOV [21]** é a seguinte:

$$y_{max} = F * l^3 / 192 * E * I \qquad (7.1)$$

onde:

F = Carga concentrada	(N)
l = Comprimento da viga	(mm)
E = Módulo de elasticidade	(N/mm^2)
I = Momento de inércia da seção transversal	(mm^4)

O momento de inércia pode ser calculado com a seguinte equação, válida para uma seção transversal retangular:

$$I = b * h^3 / 12 \qquad (7.2)$$

onde:

b = Largura da seção

h = Altura da seção

b) Viga em Balanço, girando

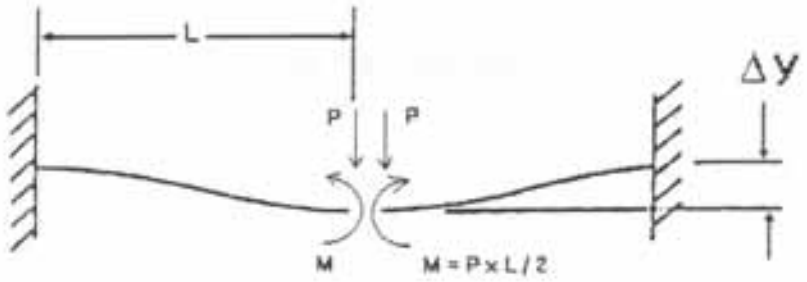


Figura 7.2 Viga em balanço, girando

F = 2 P

L = 2 L

$$y_{max} = 2\,P * (2\,L)^3 / 192 * E * I = P * L^3 / 12 * E * I \qquad (7.3)$$

c) Força Adicional Aditiva ou Resistiva

Força Aditiva

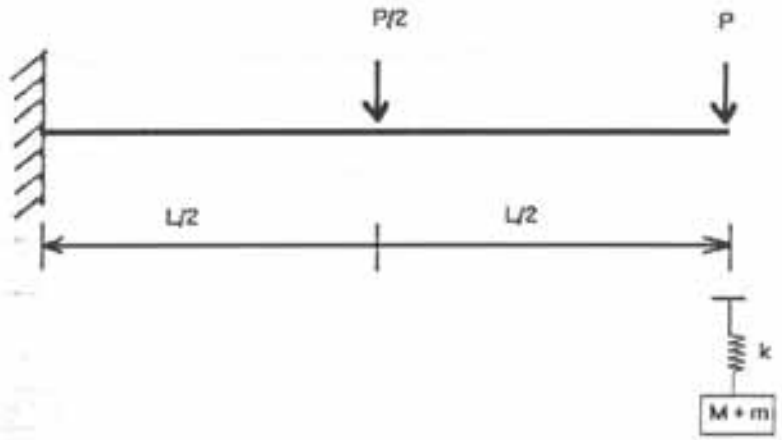


Figura 7.3 Força aditiva

$$\delta_1 = P * L^3 / 3 * E * I$$

$$\delta_2 = (P / 2 * E * I) * (L^2 / 4 * 6) * (3 * L - L / 2) = 5 * P * L^3 / 96 * E * I$$

$$y_{max} \ (x = L) = (P * L^3) / (E * I) * (1/3 + 5 / 96) = (P * L^3) / (E * I) \ (37 / 96)$$

$$k_a = P / y_{max} = (96 / 37) * (E * I / L^3) \qquad (7.4)$$

Força Resistiva

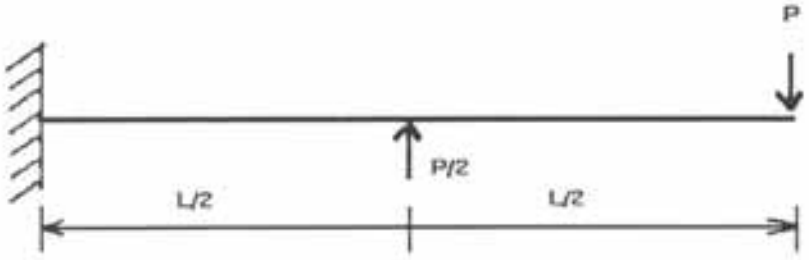


Figura 7.4 Força resistiva

$$y_{max}\ (x = L) = (P * L^3) / (E * I) * (1/3 - 5/96) = (P * L^3) / (E * I)\ (27/96)$$

$$k_r = P / y_{max} = (96/27) * (E * I / L^3) \qquad (7.5)$$

d) Comparações entre os Tipos de Sistema

$$k = 3 * (E * I / L^3) \quad \text{(inicial, com P em x = L)} = (96/32) * (E * I / L^3)$$

$$k_a = (96/37) * (E * I / L^3)$$

$$k_r = (96/27) * (E * I / L^3)$$

Pelo analisado anteriormente, verificou-se que $\mathbf{k_r > k > k_a}$

Conforme visto no capítulo (III) através da equação (3.6), se o sistema for resistivo o numerador e denominador aumentam, podendo então aumentar a frequência natural w_n.

$$(W''_n)^2 = k_r / M + m \qquad (7.6)$$

Se o sistema for aditivo o numerador diminui e o denominador aumenta, consequentemente a frequência natural diminui.

$$(W''_n)^2 = k_a / M + m \qquad (7.7)$$

e) Coeficiente de Mola do Oscilador

O coeficiente de mola do oscilador foi determinado a partir da medição da frequência natural e dos valores das massas de referência. Fazendo-se duas medições pelo menos com massas m_1 e m_2 de valores conhecidos foi possível determinar os valores da massa equivalente do oscilador mecânico **M** e do coeficiente de amortecimento do sistema **k**.

$$(W''_1)^2 = k_r / M + m_1 \qquad (7.8)$$

$$2 \log W''_1 = \log k - \log (M + m_1)$$

$$(W''_2)^2 = k_r / M + m_2 \qquad (7.9)$$

$$2 \log W''_2 = \log k - \log (M + m_2)$$

Resolvendo as equações para M e k obtém-se:

$$M = M_{eq} = ((W''_2)^2 * m_2 - (W''_1)^2 * m_1) / ((W''_1)^2 - (W''_2)^2) \qquad (7.10)$$

$$k = ((W''_1)^2 * (W''_2)^2) * (m_2 - m_1)) / ((W''_1)^2 - (W''_2)^2) \qquad (7.11)$$

A validade das massas $\mathbf{m_i}$ medidas serão adequadas enquanto os valores da massa do sistema **M** e o coeficiente de amortecimento **k** permanecerem constantes, garantindo a faixa de linearidade do oscilador.

Com a equação de determinação da máxima deflexão, é possível analiticamente determinar o valor do coeficiente de rigidez do sistema se for considerado que o mesmo está sob ação de forças de configuração linear equação (7.1).

$$K(y) = \lim_{y \to 0} F / Y = dF / dY$$

$$k = f / y \qquad (7.12)$$

Acrescentando a equação (7.12) na (7.1), obtém-se:

$$k = 192 * E * I / L^3 \qquad (7.13)$$

O modelo apresentado faz referência a uma viga bi-engastada. Entretanto, como a carga concentrada no centro da viga produz uma deflexão simétrica, cada parte da viga reproduz as condições do engaste e da força na extremidade livre (Figura 7.5).

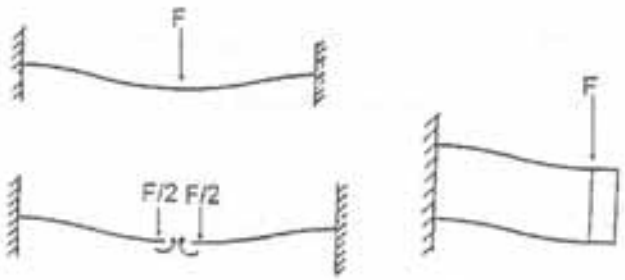


Figura 7.5 Condições no engaste e na extremidade livre

No ponto médio da viga onde é aplicada a carga concentrada, nota-se que o ângulo da curva elástica com a horizontal é zero, correspondendo à condição de engaste e da extremidade livre onde o sistema é excitado.

A (Figura 7.6) apresenta os momentos correspondentes à viga equivalente produzidos no engastamento.

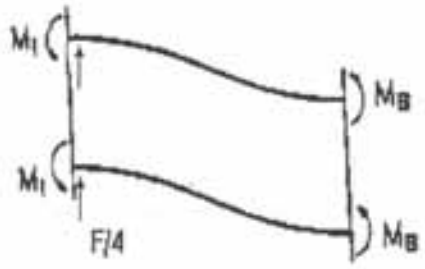


Figura 7.6 Momentos fletores e forças de reação

7.1.2 ESCOLHA DO MATERIAL DO ELEMENTO ELÁSTICO

Em um projeto mecânico, vários fatores devem ser considerados para a escolha do material do elemento elástico. Dentre vários, os mais significativos considerados neste trabalho são: rigidez, expansão térmica e instabilidade do material **NEWPORT [22]**.

A maior parte dos componentes mecânicos são confeccionados em alumínio, aço ou latão. Porém, para aplicações específicas algumas características devem ser analisadas com maior atenção.

Neste projeto, uma característica analisada com bastante atenção foi a rigidez do elemento elástico. A rigidez é considerada como a quantidade de força necessária para causar uma determinada deflexão. Entre essas duas grandezas, existe uma proporcionalidade que é representada pela constante k. Um dos módulos de elasticidade mais conhecidos é o do aço (210 GPa), que é aproximadamente três vezes maior que o alumínio e duas vezes maior que o latão. Contudo em projetos que envolvem medições dinâmicas, o mais importante é a rigidez específica. A rigidez específica é a razão entre a rigidez e massa específica

do material. O alumínio apesar do menor módulo de elasticidade, possui uma rigidez específica superior ao aço, fato que favorece o isolamento de vibrações indesejáveis.

A expansão térmica é outra característica que deve ser considerada nos projetos mecânicos. Trocas de temperatura favorecem mudanças nas dimensões dos elementos elásticos. A expansão térmica do aço é quase a metade do alumínio. Logo o alumínio é uma excelente escolha para sistemas em que as trocas de temperatura não são uniformes. A condutibilidade térmica do alumínio é dez vezes superior a do aço, fato que favorece a dissipação de calor para o meio. Com isso, os gradientes térmicos e distorções são minimizados quando se emprega o alumínio na fabricação de componentes mecânicos.

Pelo exposto anteriormente o material que mais se adaptou às características do projeto mecânico foi o alumínio. Além das características mencionadas anteriormente o alumínio ainda possui: peso relativamente baixo, resistência à fadiga, fácil de ser usinado, resistência à corrosão e um preço bastante atrativo.

7.1.3 FREQUÊNCIA NATURAL DO ELEMENTO ELÁSTICO

A frequência natural é uma propriedade característica de um determinado sistema mecânico. Está relacionada com a frequência do movimento vibratório do sistema quando sobre este não atuam perturbações externas. São as mais variadas possíveis e podem servir para análisar físicamente um problema. A escolha das frequências mais significativas, está relacionada com o número de graus de liberdade que o sistema possua. Em sistemas com um grau de liberdade, o aumento da massa acarreta uma redução da frequência natural, como é o caso deste trabalho. O aumento da inércia também resulta na diminuição da frequência natural.

O aumento de rigidez da mola tem como consequência um aumento da frequência natural. A rigidez muitas vezes é conseguida através de um ensaio estático referente a uma razão entre força e deformação. Por força pode-se admitir o peso de um corpo sujeito a vibração. O ensaio consiste em a partir de uma

posição de repouso, colocar o peso no sistema e determinar a deformação referente ao efeito produzido por ele. Este procedimento foi utilizado para determinar a rigidez experimental do oscilador mecânico, que pode ser visto mais adiante. Entretanto, os resultados obtidos são aproximados, visto que, quando o sistema se move, as interligações agem de forma diferente no caso estático. Em casos reais, a expressão para um sistema com um grau de liberdade com resultados aproximados para as frequências mais baixas, não produzem exatamente os mesmos resultados, quando aplicado em sistemas com um número maior de graus de liberdade, através da análise do sinal de resposta.

Em alguns projetos é necessário conhecer as frequências naturais finais para analisar e avaliar a condição operacional e de desempenho do equipamento. Neste trabalho não foi necessário conhecer todo o espectro de frequências, já que a frequência fundamental era a mais importante. Porém, há outros casos que uma excitação inicial adequada deve fazer que todas as frequências naturais do sistema sejam excitadas, para que leve a uma resposta que contenha os movimentos em todas as frequências e portanto permita avaliar a quantidade de movimento do sistema correspondente a uma condição inicial de velocidade. A resposta do sistema, dependerá da energia introduzida pela excitação transiente envolvendo funções no tempo, através das frequências naturais desejáveis que são excitadas.

Convém ressaltar, que os pontos do sistema estão ligados por funções chamadas de transferência, que permitem fazer uma estimativa teórica do que ocorre em um dos pontos quando há uma excitação em outro ponto. Deve-se escolher bem os pontos para não desprezar alguma informação importante de uma frequência: Convém ressaltar que cada frequência natural está associada a um modo de vibrar característico. Em geral, como as frequências estão sobrepostas, os modos também estão e aparecem apenas em condições muito particulares. A energia necessária para excitar um modo aumenta com a ordem do modo e consequentemente com o aumento da frequência natural **PRODONOFF [23]**.

7.2 PROPRIEDADES FÍSICO-QUÍMICAS DO MATERIAL

Com o objetivo de caracterizar melhor o material que constituia o elemento elástico foram realizados os seguintes testes: ensaio de tração, análise química e determinação experimental do coeficiente de rigidez do oscilador mecânico.

7.2.1 ENSAIO DE TRAÇÃO

Consiste em submeter um corpo de prova padronizado a um esforço de tração axial até a sua ruptura. É um dos ensaios mecânicos mais utilizados pela sua facilidade de execução e reprodutibilidade dos resultados. A finalidade básica é medir a partir de uma carga crescente as respectivas deformações. Através desse ensaio é possível obter uma curva que mostra todo o comportamento estrutural do material em questão **SOUZA [24]**.

Para a realização do ensaio foi fabricado um corpo de prova com o material do próprio elemento elástico. A geometria do corpo de prova segue a norma MB-4 da ABNT com as seguintes dimensões: largura de 5,05 mm, espessura de 5,70 mm, comprimento útil de 40 mm (Figura 7.7).

Figura 7.7 Corpo de prova

O ensaio foi realizado em uma máquina universal de tração aplicando uma carga de fundo de escala de 2000 kg. O dispositivo utilizado para medição da deformação especifica foi um clip-gage preso ao corpo de prova.

No ensaio usou-se uma máquina com capacidade máxima de 10000 kg e as respectivas escalas, foram calibradas com células de carga de classe 1 rastreadas a padrões internacionais, a fim de garantir a confiabilidade metrológica dos resultados.

O gráfico da (Figura 7.8) representa o comportamento do corpo de prova durante o ensaio. Através do gráfico, é possível verificar que o material é bastante dútil e os dados mais significativos estão listados na tabela a seguir:

DADOS DO ENSAIO DE TRAÇÃO

Deslocamento no Pico (mm)	Força no Pico (kN)	Tensão no Pico (MPa)	Tensão na Ruptura (MPa)	Deformação em 0,2 % (%)	Módulo de Elasticidade (MPa)
1,928	5,452	189,4	17,43	0,3898	76840

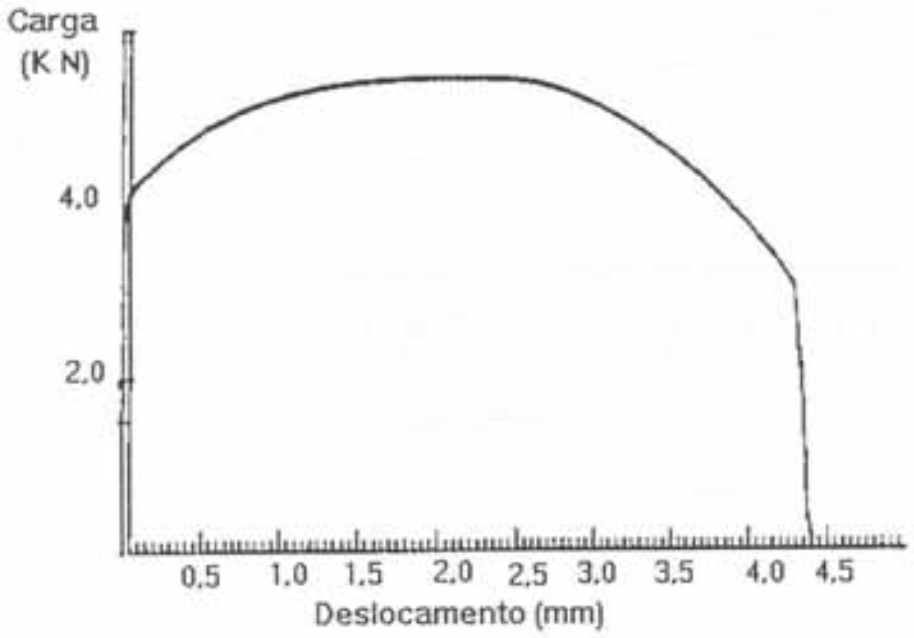


Figura 7.8 Gráfico tensão versus deformação

7.2.2 DETERMINAÇÃO EXPERIMENTAL DO COEFICIENTE DE RIGIDEZ

A fim de estabelecer melhor as propriedades mecânicas do sistema, foi realizada uma determinação experimental do coeficiente de rigidez. O teste consistiu em medir as deformações causadas por pesos padrões certificados, colocados na estrutura da balança que foi girada em 90 para medir a deflexão na direção vertical. Evidentemente já existia uma pré-deflexão causada pelo próprio peso do sistema, porém o mesmo sempre se comportou dentro do seu regime elástico, através do carregamento crescente de pesos. O dispositivo para medir o deslocamento foi um relógio comparador com resolução de 1m (Figura 7.9).

Figura 7.9 Gráfico força versus deformação

7.2.3 ANÁLISE QUÍMICA

Com a finalidade de caracterizar bem o material para que em outros protótipos se possa empregar o mesmo tipo de propriedades, foi realizada uma análise química. A análise foi realizada pelo método semi-quantitativo de fluorescência de raio-X. A liga analisada era constituída de alumínio na sua totalidade com um considerável percentual de magnésio, traços de ferro e enxofre. Através do método empregado, também foi possível determinar o percentual dos elementos abaixo relacionados (Figura 7.10).

COMPOSIÇÃO QUÍMICA DA LIGA DE ALUMÍNIO

I = < 1,5 %	Sb = < 2,0 %	Mo = < 0,2 %	Nb = < 0,20 %	As = < 0,2 %
Zn = < 0,10 %	Mn = < 0,07 %	Ca = < 0,03 %	K = < 0,03 %	Si = < 0,03 %
Bi = < 0,4 %	Pb = < 0,7 %	Pr = < 0,10 %	Ce = < 0,14 %	F = < 1 %
Sn = < 1,5 %	Zr = < 0,18 %	Cd = < 1,0 %	Cu = < 0,16 %	Sr = < 0,10 %
Cr = < 0,05 %	Ni = < 0,10 %	Cl = < 0,10 %	V = < 0,04 %	Hg = < 0,30 %
Na = < 0,1 %	La = < 0,14 %	W = < 0,30 %	Ba = < 0,14 %	Ag = < 1 %
P = < 0,12 %	Br = < 0,10 %	Y = < 0,10 %	Nd = < 0,10 %	Ti = < 0,05 %
Co = < 0,05 %	Cs = < 0,16 %	***	***	***

Figura 7.10 Tabela dos elementos de liga

CAPÍTULO VIII

SISTEMA DE ACIONAMENTO

Nos capítulos anteriores foram discutidas e analisadas as características mecânicas do conjunto oscilador-sensor. Neste capítulo, serão descritas as características do sistema que possibilitam seu acionamento e controle para fins de experimentação e teste.

8.1 FUNÇÕES DO SISTEMA

O dispositivo oscilador-sensor necessita de um sistema de acionamento e controle apropriado para cumprir as seguintes funções:

1- Excitar o sistema a partir da bobina.

2- Fazer a amostragem do sinal após a excitação.

3- Avaliar a frequência natural e calcular a massa.

4- Mostrar os valores da massa após o processamento.

8.2 DESCRIÇÃO GERAL DO SISTEMA

O sistema de acionamento do dispositivo oscilador-sensor, é constituído pelos seguintes elementos:

1- Oscilador mecânico

2- Sensor foto-elétrico

3- Conversor A/D e D/A

4- Microcomputador

5- Bobina de excitação

6- Fonte de corrente contínua

Estes elementos estão interligados formando um sistema de malha aberta, como está apresentado no esquema de excitação e aquisição de dados (Figura 8.1).

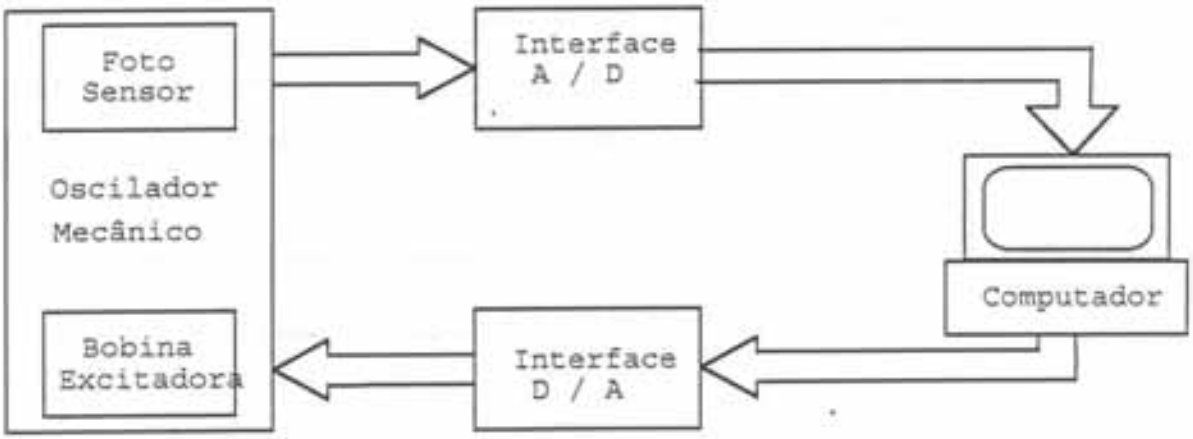


Figura 8.1 Esquema de excitação e aquisição de dados

8.3 FUNCIONAMENTO DO SISTEMA

A lâmina obstrui parcialmente o feixe infravermelho do sensor foto-elétrico, fornecendo um sinal analógico contínuo, que é proporcional a força de excitação e opera numa faixa de 0 a 5 V.

É necessário que o sinal proveniente do sensor foto-elétrico seja digitalizado para poder ser interpretado pelo microcomputador. O conversor A/D é o elemento responsável por esta conversão, transformando um sinal analógico de entrada em um sinal digital discreto.

Os sinais analógicos provenientes do sensor foto-elétrico são convertidos em sinais binários (1 ou 0) no conversor A/D. Uma vez digitalizados, esses dados podem ser manipulados através de uma linguagem de programação, para processar e calcular os resultados de modo a serem apresentandos na tela. No caso deste trabalho foi escolhida para desenvolvimento a linguagem Basic, pela sua facilidade de utilização (Apêndice A).

De posse dos sinais de entrada, é possível determinar a frequência natural e consequentemente a massa, que na verdade são os dados de saída desejados.

O programa também é responsável pela excitação do oscilador mecânico, através da geração de um pulso pela bobina. Esse pulso é gerado quando o microcomputador envia um sinal ao conversor D/A, solicitando que a bobina atinja o máximo nível de tensão (24 V). Esse nível de tensão corresponde ao deslocamento máximo do oscilador mecânico. Em uma fração de segundo o nível de tensão na bobina automaticamente cai para zero, produzindo uma excitação no sistema.

8.4 ELEMENTOS DO SISTEMA

Como a descrição física e o funcionamento do oscilador mecânico e sensor foto-elétrico, são apresentados com detalhes nos capítulos V e VI, nestes sub-itens serão descritos apenas os elementos complementares do sistema.

8.4.1 INTERFACE ANALÓGICA/DIGITAL E DIGITAL/ANALÓGICA

O conversor A/D utilizado para leitura e processamento do sinal proveniente do sensor foto-elétrico, foi desenvolvido e fabricado nas dependências do Laboratório de Massa do INMETRO, conforme diagrama esquemático (Apêndice B).

A finalidade básica do conversor A/D (Figura 8.3) é de transformar os sinais análogicos em sinais digitais para poderem ser interpretados pelo microcomputador.

O conversor A/D desenvolvido possui uma resolução de 8 bits e um canal de entrada, sendo compatível com microcomputadores da linha PC. O conversor retorna um valor numérico inteiro situado entre 0 e 255, através de uma variável do programa encarregada de fazer a leitura do sinal do sensor foto-elétrico em cada instante que é feita uma leitura do sinal. Este valor corresponde ao nível do sinal de entrada no momento do início da conversão.

Dado que o conversor de 8 bits permite uma divisão da faixa de tensão de entrada que é de 0 a 5 V em 256 degraus, é possível determinar diferenças de aproximadamente 20 mV no sinal de entrada.

Um dos aspectos mais significativos é que o conversor, recebe diretamente o sinal do sensor sem a necessidade de um estágio prévio de amplificação.

Dessa forma, o nível de tensão de saída do sensor foto-elétrico corresponde a tensão de entrada do conversor A/D.

Figura 8.2 Conversor A/D e D/A

O módulo de interfaceamento também possui um conversor D/A com uma resolução de 8 bits que tem a finalidade de transformar os sinais binário do microcomputador em níveis de tensão, para a bobina realizar a excitação do sistema (Figura 8.2).

O conversor D/A no atual estágio de funcionamento foi usado apenas como uma chave liga-desliga. Entretanto, o sistema apresenta a possibilidade de usar o conversor D/A para controlar a força produzida pela bobina, de modo a efetuar a compensação da frequência do oscilador mecânico.

Tanto o módulo analógico/digital como o digital/analógico utilizam a porta paralela LPT1 ou LPT2 do microcomputador o que lhe confere uma grande flexibilidade de utilização.

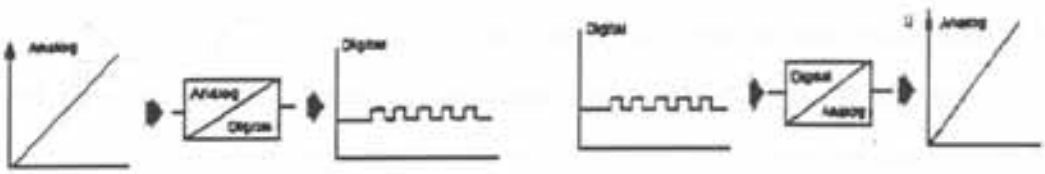


Figura 8.3 Funções do Conversor A/D e D/A

8.4.2 MICROCOMPUTADOR

O microcomputador utilizado nos testes, foi um PC modelo 386 DX2 com uma frequência de processamento de 40 MHz, 4 Mb de memória RAM e disco rígido de 80 Mb e duas saídas seriais e uma paralela.

8.4.3 BOBINA DE EXCITAÇÃO

A bobina utilizada para excitar o sistema, possui as seguintes características elétricas: potência de 14,5 W, tensão de alimentação de 24 V e resistência de 40 .

As principais dimensões da bobina são: comprimento 35 mm, largura 30 mm, altura 30 mm e diâmetro do eixo de 18 mm.

Com o intuito de conhecer a resposta em deslocamento produzida pela bobina relativo a variação de tensão, foi feita a curva deslocamento versus variação de voltagem (Figura 8.4). Apesar da tensão máxima da bobina ser de 24 V, para a plotagem da curva, usou-se uma tensão até 30 V.

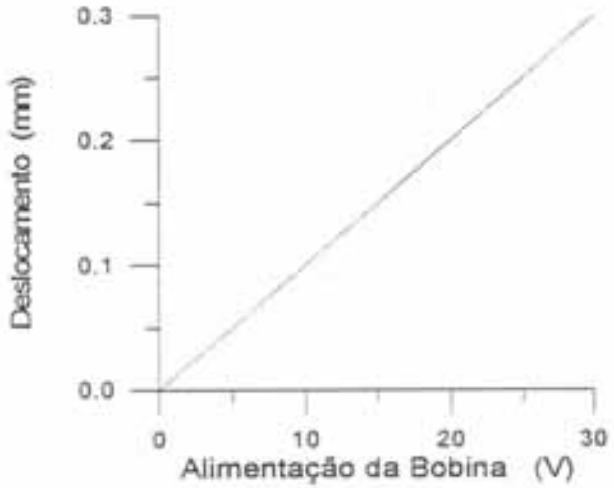


Figura 8.4 Gráfico deslocamento versus tensão

A bobina tem a função de excitar o sistema, contudo não deve fazer contato direto com seu núcleo preso ao oscilador mecânico, já que um contato entre as partes produziria um atrito, induzindo um amortecimento não desejado. A escolha da forma de excitação através de um pulso elétrico é vantajosa, pois permite uma maior regularidade da excitação com uma consequente melhora da repetitividade dos testes.

8.4.4 PROGRAMA DE CONTROLE

O programa de controle do dispositivo oscilador-sensor, realiza as seguintes funções:

1 - Produzir a excitação inicial do oscilador a partir da bobina.

2 - Realizar a amostragem de 2400 pontos, uma vez produzida a excitação, em um intervalo de tempo de aproximadamente meio segundo. E armazenar os resultados num vetor para um pós-processamento.

3 - Plotar na tela os 2400 pontos amostrados que representam o comportamento dinâmico do sistema.

4 - Determinar o número de ciclos inteiros (períodos) referentes ao sistema, desprezando os 150 pontos iniciais que podem estar distorcidos pela excitação inicial do oscilador mecânico.

5 - Calcular a frequência natural através da razão entre o número de ciclos inteiros dividido pelo tempo de amostragem. O tempo de amostragem é igual ao número de pontos x intervalo de tempo. O valor de Δt é igual a 0,000225 s, sendo determinado a partir de um gerador de frequência padrão tomando a frequência de 60 Hz da rede, como referência.

6 - Calcular o valor de massa através da divisão do coeficiente de rigidez equivalente do oscilador mecânico (K), pela frequência natural do sistema elevada ao quadrado.

7 - Mostrar na tela o valor final da massa do objeto a ser pesado e repetir toda a rotina novamente.

O programa inicialmente determina a massa do sistema sem nenhum objeto no prato. O valor de massa do sistema é calculado a partir da frequência natural do mesmo sem massa. Ao se colocar um objeto no prato, este produz uma variação da frequência natural do sistema, com consequente variação no valor de massa. Pela diferença entre os valores de massa no prato, sem nenhum objeto no início, e posteriormente com o objeto, é possível calcular a massa do mesmo.

CAPÍTULO IX

RESULTADOS EXPERIMENTAIS

Neste capítulo será apresentado todo o desenvolvimento do protótipo desde sua concepção original até o produto final, assim como todos os resultados dos testes realizados para caracterizar o instrumento como uma balança. Este é um dos capítulos mais importantes, pois é possível, através dos resultados, verificar a viabilidade do Método da Frequência Natural para quantificar valores de massa.

9.1 DESENVOLVIMENTO DO PROTÓTIPO

O protótipo foi inicialmente concebido para trabalhar usando diretamente os pesos padrão do Laboratório de Massa do INMETRO. Dessa forma, o prato de medição tinha uma geometria cilíndrica semelhante a usada atualmente, porém, possuia um rebaixamento escalonado decrescente com diferentes diâmetros. Os valores dos diâmetros eram justamente os mesmos dos pesos padrão, de forma a poder encaixá-los diretamente no prato de pesagem. Contudo, verificou-se que a resposta do instrumento não era satisfatória, pois os pesos ficavam um pouco frouxos no prato. Em função do tipo de acoplamento utilizado, o sistema mostrava uma onda distorcida que representava o movimento da balança, mais o movimento dos pesos em cima da balança. Os resultados obtidos não eram confiáveis. A excitação do sistema era realizada manualmente, e o sistema usava um programa mais simplificado com apenas 1200 pontos de amostragem.

Com relação a parte de instrumentação, o módulo de interfaceamento só possuia a parte do conversor A/D necessitando realizar alguns ajustes. O sensor foto-elético foi calibrado com um padrão com o dobro da frequência de 60 Hz.

Com a continuação dos trabalhos, verificou-se que o acoplamento era um fator critico e precisava ser melhorado. Então decidiu-se que os pesos padrão circulares de teste, seriam furados no centro para que pudessem ser encaixados em um parafuso que seria colocado verticalmente no prato da balança. Os pesos eram

encaixados no parafuso e depois apertados por uma borboleta. Para os pesos de menor valor (até 200 g) a idéia surtiu efeito, porém para os de maior valor, continuava existindo o problema do acoplamento.

Com relação a instrumentação o conversor A/D foi concluído e apresentava um comportamento confiável. O sistema de interfaceamento ganhou um conversor D/A, que começou a excitar o sistema a partir de uma bobina, porém a força de excitação que esta produzia era bem reduzida.

9.2 CONFIGURAÇÃO FINAL DO SISTEMA

Até alcançar a melhor concepção, o protótipo teve que percorrer um longo caminho de erros e acertos. A idéia do parafuso de acoplamento dos pesos no prato foi mantido, porém todos os furos dos pesos tiveram a rosca aberta para que os mesmos fossem rosqueados, substituindo a velha borboleta. O problema do acoplamento foi resolvido, já que os valores das medições mantiam uma repetitividade. A balança que anteriormente ficava simplesmente apoiada na bancada foi presa a mesma, através de um grampo de fixação.

O conversor D/A foi aperfeiçoado para controlar a variação da tensão na bobina, mas o comportamento do mesmo não era confiável. A parte eletrônica apresentava problemas que não puderam ser solucionados a tempo, inviabilizando a implantação do sistema de controle de malha fechada que reproduziria o Método da Frequência Controlada.

Ao término de todos os testes, foram detectados três fatores que se forem melhorados no projeto, poderão elevar os níveis de exatidão do instrumento.

9.3 ANÁLISE DOS RESULTADOS

Foram realizados vários testes para caracterizar o comportamento da balança e garantir a confiabilidade metrológica dos resultados.

A experiência se fundamentou na hipótese de que era possível usar a razão entre o coeficiente de rigidez e a frequência natural para se obter valores de massa.

Como o objetivo principal era determinar valores de massa, precisava-se de um dispositivo que medisse frequências, dado que a outra variável, no caso, a rigidez poderia ser obtida experimentalmente ou deduzida. Para reproduzir esse valores, desenvolveu-se um oscilador mecânico que trabalha dentro da faixa de deformação elástica, reproduzindo o comportamento de um oscilador harmônico. O oscilador deve vibrar somente na direção horizontal para desconsiderar o efeito da gravidade, tentando verificar a viabilidade do método. Para obter esse efeito foram feitas ranhuras nas barras para garantir uma rigidez menor na direção horizontal (direção de oscilação). O sistema verticalmente se mantém bastante rígido, limitando as oscilações ao plano horizontal.

Com a definição das características físicas do dispositivo, necessitava-se definir o tipo de sensor de medição. Como a amplitude de oscilação do sistema era de aproximadamente 0,5 mm, foi considerada a opção do sensor foto-elétrico para medir as oscilações. A lâmina que atua como um obturador no ponto de transição fechado ou aberto, produz uma saída linear que é usada para avaliar a frequência natural.

O sistema não considera às variações de temperatura, pois apenas os períodos de oscilação são importantes, já que os valores de amplitude não são usados nos cálculos. Mesmo que o sensor foto-elétrico possua um "drift", este não afeta a medição da frequência, pois o programa está desejando medir apenas o tempo de cada período. Portanto, não é sensível as mudanças de amplitude e consequentemente às variações de temperatura. Com o oscilador mecânico e o sensor foto-elétrico foi possível iniciar os testes.

A partir desse sistema básico foram medidas as frequências em diferentes condições. Como o sistema deveria determinar com exatidão os períodos, foi utilizado um gerador de frequência padrão de 60 Hz para definir o Δt do programa. Foram realizadas em dias diferentes dez leituras da frequência da rede, pois esta servia para determinar o padrão de tempo Δt do programa. O gráfico da (Figura 9.1) mostra a variabilidade da frequência de 60 Hz da rede durante vários dias.

Verificou-se uma variação da ordem de 0,25 Hz ao longo dos dias. Com os cálculos chegou-se a uma variação de 0,02 Hz correspondente a 0,4 g. Com isso, confirmou-se que o sistema da forma como está concebido admite um desvio padrão máximo de até 4 g para o valores de massa, apenas em função de uma variação no padrão de 60 Hz.

O importante observado, é que a resposta da balança independentemente do valor verdadeiro de massa indicado, foi linear (Figura 9.2).

Figura 9.1 Gráfico da variação da frequência da rede

Com o prosseguimento dos testes, verificou-se que a indicação da massa com relação à frequência (resposta do sistema) foi praticamente linear na faixa de 0 a 300 g (Figura 9.2). O que indica que o sistema pode ser utilizado como medidor de massa. Naturalmente existem outras possibilidades de aprimoramento do sistema, tanto na parte mecânica quanto na parte eletrônica, que resultaria numa melhor resposta.

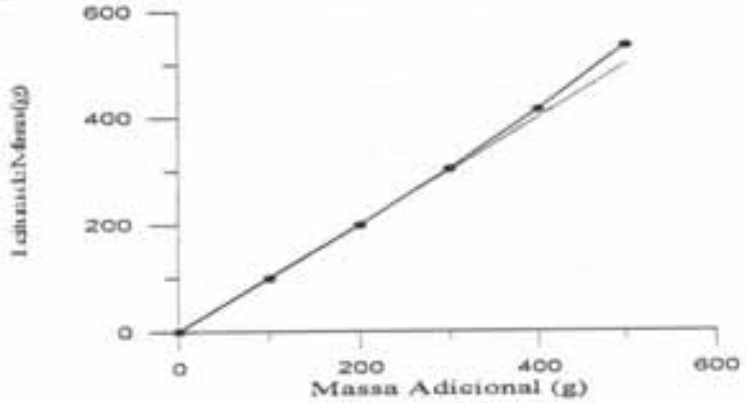


Figura 9.2 Curva de calibração da balança

O sistema apresentava um comportamento característico para cada massa de teste posta no prato da balança. Inicialmente com o prato sem massas, o sistema se mostrava bem amortecido indicando a frequência natural mais elevada (Figuras 9.3 e 9.4).

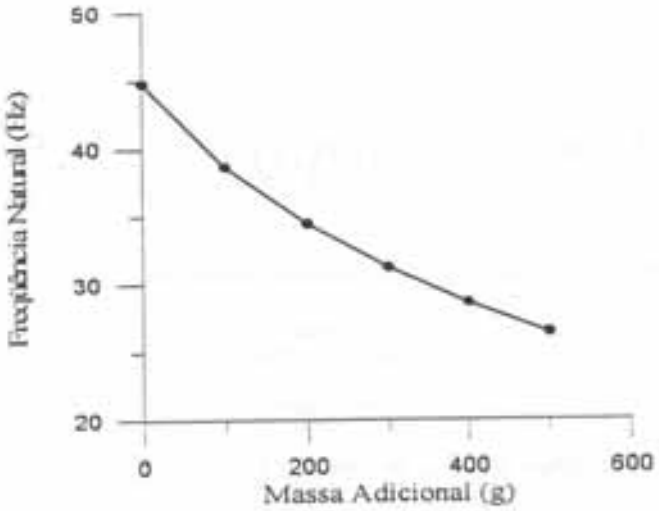


Figura 9.3 Gráfico frequência natural versus massa

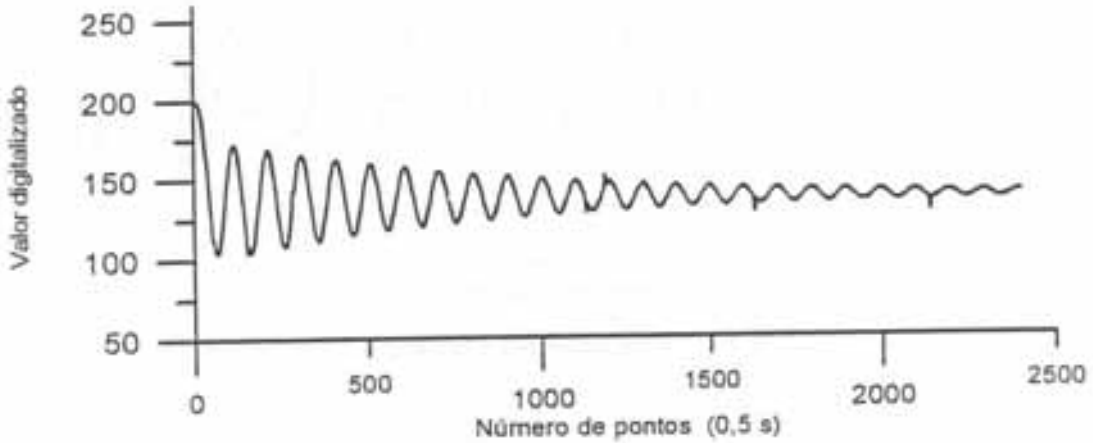
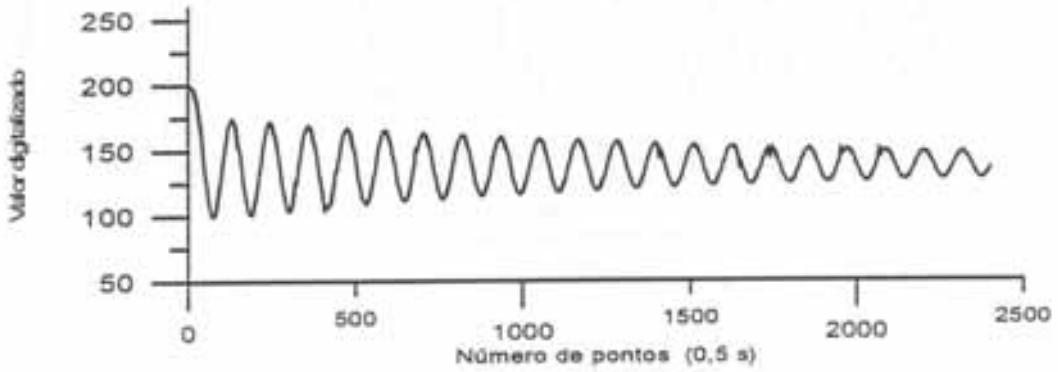


Figura 9.4 Sistema sem massa adicional

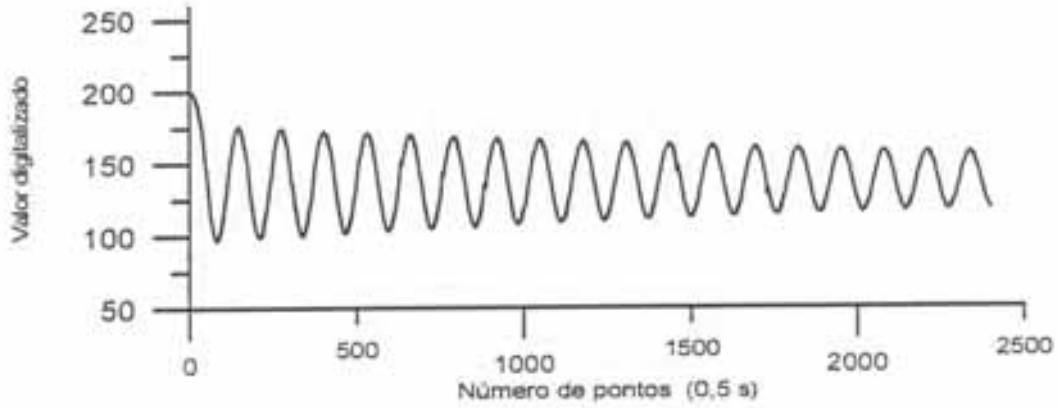
Com o acréscimo de massas no prato a frequência natural decrescia, até alcançar o seu menor valor quando colocava-se a massa de 500 g (Figura 9.3).

O fator de amortecimento conforme as massas eram sendo depositadas se tornava mais reduzido, e as amplitudes aumentam gradativamente (Figura 9.5). Esse amortecimento poderia ter sido causado pelo maior atrito no engastamento.

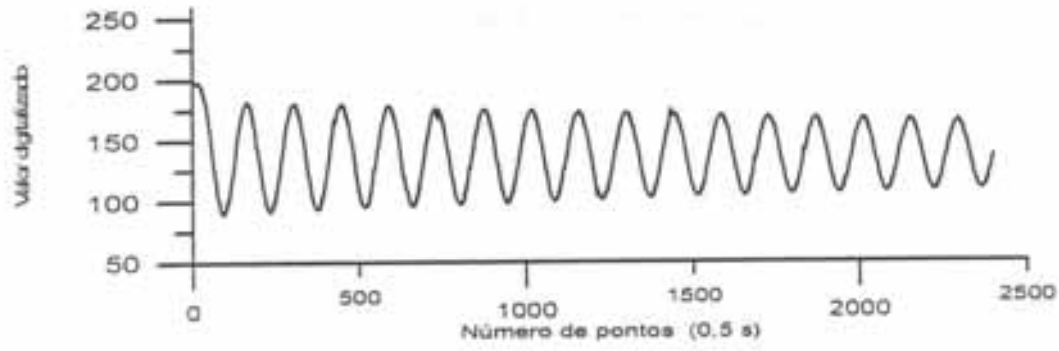


(a) Sistema com massa de 100 g

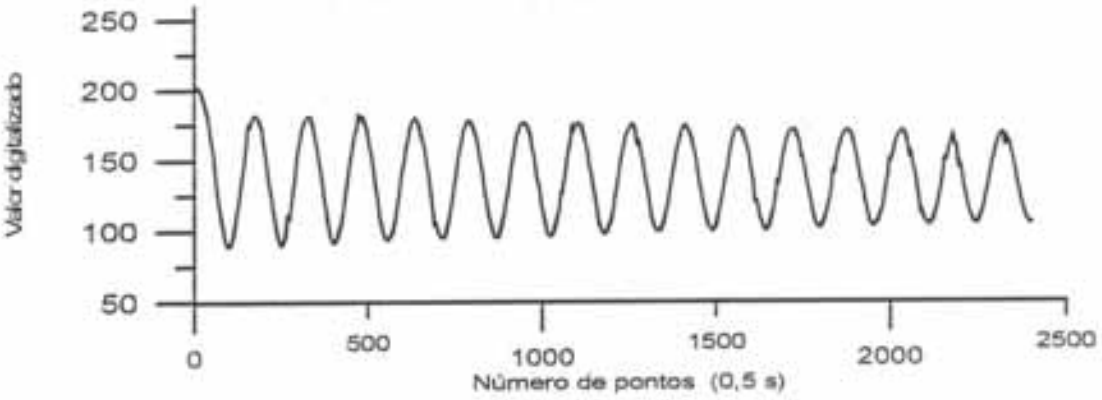
Figura 9.5 (a) Gráfico da frequência natural



(b) Sistema com massa de 200 g

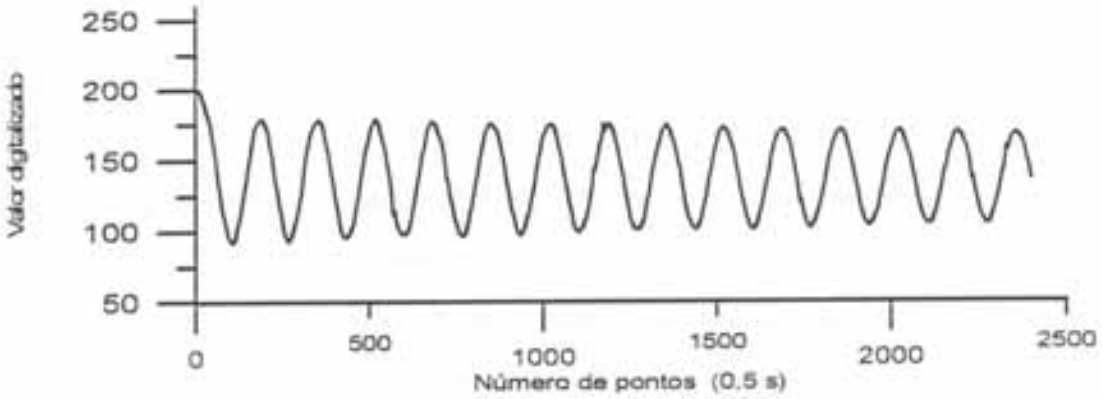


(c) Sistema com massa de 300 g



(d) Sistema com massa de 400 g

Figura 9.5 (b),(c),(d) Gráficos da frequência natural



(e) Sistema com massa de 500 g

Figura 9.5 (e) Gráfico da frequência natural

O Método da Frequência Natural apresentou uma baixa histerese, fato que favorece a linearidade do sistema (Figura 9.6).

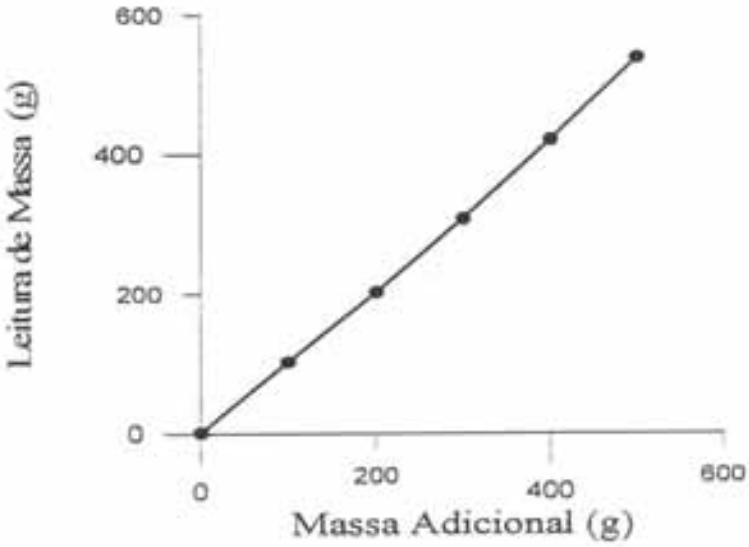


Figura 9.6 Gráfico da histerese

Apesar do trabalho não ter alcançado o objetivo de estender a pesquisa até o Método da Frequência Controlada, verificou-se a viabilidade de implementar o método numa etapa posterior. Isso será possível, em função dos testes de resposta do sistema, excitando-o sob a ação de uma pré-carga produzida por um determinado nível de tensão na bobina. O gráfico da (Figura 9.7) mostra que em uma faixa reduzida, ao se aumentar o nível de tensão na bobina a frequência natural aumenta. Esta condição é necessária para implantar o Método da Frequência Controlada. Pois os resultados obtidos nesta dissertação mostram que quando se aumenta a massa do sistema a frequência natural diminui. O sistema poderia ter uma variação na sua rigidez, através mudança da tensão que alimenta a bobina funcionando como uma mola de rigidez variável.

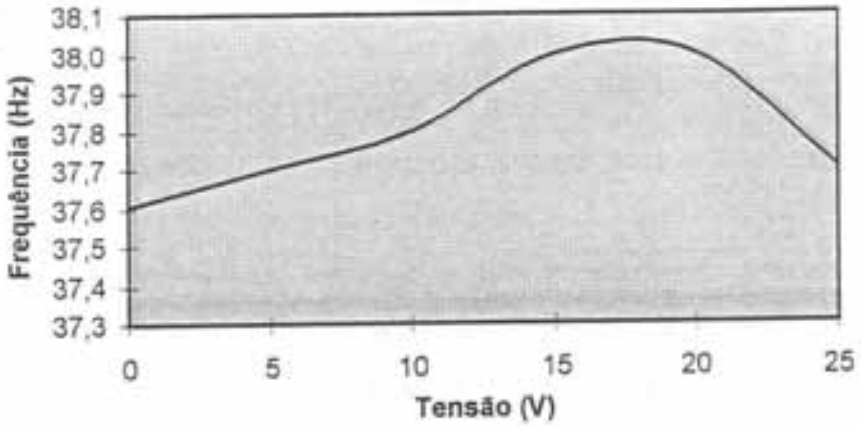


Figura 9.7 Gráfico do sistema pré-carregado

9.4 INCERTEZA DE MEDIÇÃO

Em muitos casos o mesurando Y não é determinado diretamente mas é determinado a partir de n grandezas de entrada $X_1, X_2, ..., X_n$ através da função f:

$$Y = f(X_1, X_2, ..., X_n) \tag{9.1}$$

Uma estimativa do mesurando Y, denotada por y, é obtida da equação (9.2) usando estimativas para as variáveis x_1 , x_2 , ..., x_n . Assim, a estimativa da variável y, resultado da medição está dada por:

$$y = f(x_1 , x_2 , ..., x_n) \tag{9.2}$$

O desvio padrão estimado associado ao resultado da medição y é determinado a partir do desvio padrão estimado associado a cada estimativa de entrada x_j, chamado incerteza padrão e denotado por $\mathbf{u}(x_j)$. As incertezas padrões $u(x_j)$ são avaliadas por dois métodos diferentes chamados Tipo A e Tipo B **NAMAS [25]**.

A incerteza padrão Tipo A caracteriza uma grandeza de entrada distribuída aleatoriamente e é calculada de acordo às regras da estatística, por exemplo, através do desvio padrão experimental **s**.

A incerteza padrão Tipo B caracteriza uma grandeza de entrada que não tem sido obtida a partir de observações repetidas mas, é determinada de maneira racionalmente fundamentada em base a toda a informação disponível sobre a possível variabilidade da grandeza de entrada (por exemplo, por estimativa baseada em uma única medição ou utilizando um dado diretamente do certificado de medição). Sempre que possível, a incerteza padrão do Tipo B também é expressa de maneira a corresponder a um desvio padrão.

9.4.1 INCERTEZA PADRÃO COMBINADA

A incerteza padrão de y, ou seja do resultado da medição, é obtida combinando as incertezas padrões das estimativas de entrada, $u(x_1)$, $u(x_2)$,..., $u(x_n)$, em concordância com a ley de propagação da incerteza. A incerteza padrão combinada da estimativa de saída y denota-se: $\mathbf{u_c\,(y)}$.

9.4.2 INCERTEZA EXPANDIDA

A incerteza expandida **U** define um intervalo ao redor do resultado da medição y, que se espera inclua uma grande fração da distribuição dos valores que razoavelmente poderiam ser atribuídos ao mesurando Y. Obtém-se a incerteza expandida multiplicando a incerteza padrão combinada u_c (y) por um fator de cobertura **k**:

$$U = k * u_c\,(y) \tag{9.3}$$

O resultado da medição é, então, convenientemente expresso como:

$$Y = y \pm U \tag{9.4}$$

O valor do fator de cobertura k é escolhido em base ao nível de confiança requerida para o intervalo y - U a y + U. Em geral, k terá um valor entre 2 e 3. Na maioria dos casos o valor apropriado é, k =2.

Para uma distribuição normal o fator k=2 significa que os limites da incerteza expandida se aplicam para um nível de confiança de aproximadamente 95%.

9.4.3 COMPONENTES DA INCERTEZA DA BALANÇA

Para a realização das determinações de massa foram verificados os seguintes parâmetros:

A incerteza do tipo A foi calculada através do desvio padrão **s** de uma série de vinte pesagens para cada massa de teste, com seguintes resultados:

s_{100} = 0,3 g

s_{200} = 0,4 g

s_{300} = 0,4 g

s_{400} = 0,8 g

s_{500} = 0,5 g

A incerteza do tipo A permite avaliar a resposta do sistema mecânico através da sua repetitividade.

O valor absoluto de massa determinado pela balança requer o ajuste dos parâmetros, rigidez do sistema (k) e massa do sistema (m_S).

Para determinação da incerteza combinada u_C é necessário determinar as componentes de incerteza tipo B, correspondentes aos fatores mais significativos mencionados a seguir:

- Incerteza das massas padrões de teste.
- Incerteza da frequência de referência padrão.
- Incerteza do algoritmo utilizado para deterrminar a frequência natural.
- Incerteza da frequência de amostragem do convrsor A/D.

A contribuição das incertezas correspondentes aos parâmetros ambientais como temperatura, pressão atmosférica e umidade relativa do ar, na incerteza combinada não é muito relevante neste estágio de desenvolvimento pois é reduzida em relação às incertezas mencionadas acima.

No entanto, para o desenvolvimento deste trabalho que visa principalmente avaliar a viabilidade mecânica do projeto de construção da balança, foi considerada apenas a influência das incertezas do tipo A.

CAPÍTULO X
CONCLUSÃO

Os resultados dos testes realizados com o protótipo de oscilador mecânico, mostraram a viabilidade prática da medição de massa a partir da medição e análise da frequência natural.

As curvas de resposta do protótipo foram traçadas a partir dos pontos que correspondem a diferentes valores nominais de massa, sendo que cada ponto corresponde à média de uma série de 20 leituras.

A repetitividade, em cada valor nominal testado, pode ser avaliada através do correspondente desvio padrão. O máximo desvio padrão calculado na faixa de resposta linear de até 300 g, foi de 0,5 g, o que corresponde a uma incerteza expandida de ± 1 g para um nível de confiança de 95%. Isto reflete o grau de desenvolvimento atual do protótipo da balança.

O sistema mostrou-se promissor, em razão de existir a possibilidade de aprimorar a resposta do instrumento, melhorando seus elementos mecânicos e a sua instrumentação eletrônica. Porém, não está desenvolvido o suficiente para ser produzido em escala industrial.

O protótipo de oscilador mecânico mostrou-se sensível às condições de fixação na bancada, o que sugere um estudo mais profundo destas condições e uma análise detalhada da sua influência na resposta do instrumento. Em razão desta constatação, os testes foram realizados em condições constantes.

Foi necessário projetar um sistema com parafuso para garantir um acoplamento o suficientemente rígido entre as massas de teste e o sistema oscilador mecânico.

Os resultados consolidados na presente dissertação permitem concluir que pode-se aumentar a resolução do instrumento e melhorar a sua repetitividade, implementando as seguintes modificações:

- Aumentar a rigidez do engastamento dos elementos flexíveis usando um sistema mono bloco.

- Melhorar o sistema de medição de frequência, usando um conversor A/D de 12 ou 16 bits e aumentando a frequência de amostragem.

- Utilizar as rotinas de FFT (Fast Fourier Transform) para determinação da frequência fundamental de vibração.

- Implementar o sistema de malha fechada, para compensação da redução da frequência natural do oscilador mecânico, devido ao incremento de massa (objeto a ser pesado), através de um aumento controlado da sua rigidez.

O campo de aplicação deste instrumento poderá ser ampliado, aperfeiçoando o acoplamento no prato de pesagens para acomodar objetos com uma geometria não regular.

Adicionalmente à validação da técnica e do aparatos desenvolvido, para o autor, a presente pesquisa constituiu estratégica motivação para consolidar conceitos básicos relacionados ao entendimento metrológico da medição de massa e da integração de sistemas mecânicos e eletrônicos, elementos indispensáveis àqueles que fazem a opção pelo trabalho experimetal de exatidão.

APÊNDICE A

PROGRAMA DE ACIONAMENTO DA BALANÇA

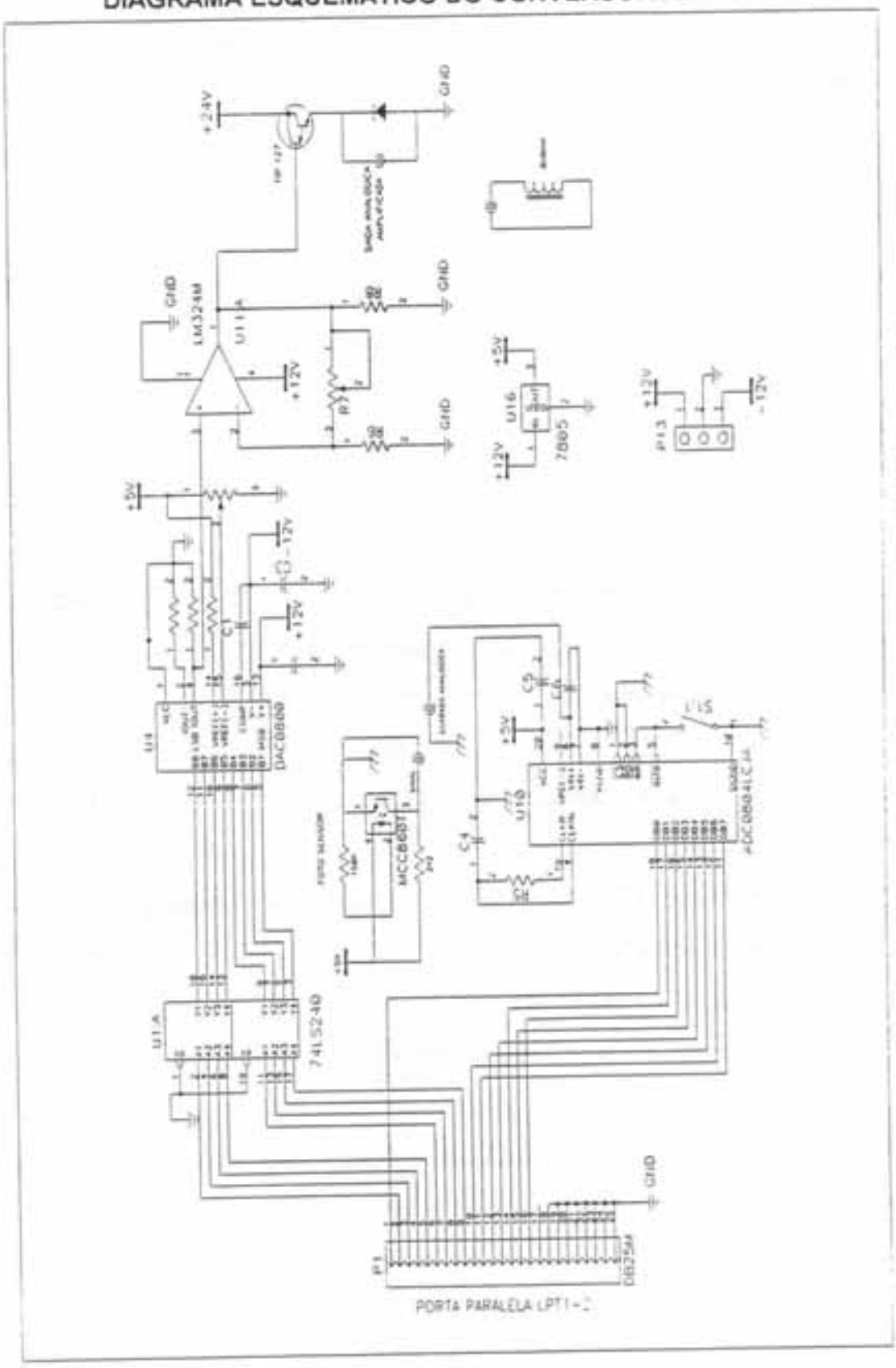
```
REM  *** PROGRAMA DE ACIONAMENTO DO PROTÓTIPO DA BALANÇA ***
REM                  POR FREQUÊNCIA NATURAL

30 CLS : SCREEN 12
sw = 0: sw2 = 0
REM     Dimensiona e inicializa arrays:
 DIM pontos(2402):  DIM index(2402)
 DIM peak(50): DIM difer(50)
FOR i = 1 TO 2402
  pontos(i) = 0: index(i) = 0
NEXT i

10 GOSUB calibra
   GOSUB timing
   GOSUB plotagem
   GOSUB ciclos
   GOSUB corrige
   GOSUB frequencia
REM  WHILE INKEY$ = "": WEND
   GOSUB resultado
GOTO 10
END

calibra:
 BEEP: REM rotina de calibracao do sistema e fim do programa:
 REM sw = 1 sinaliza a primeira pesagem...
 REM sw2 = 1 sinaliza a segunda e ultima pesagem...

IF sw <> 0 AND sw2 <> 0 THEN LOCATE 25, 23: PRINT "massa do objeto: "; massa -
mass; " g": WHILE INKEY$ = "": WEND: GOTO 30
 GOSUB pulso
 GOSUB inicio
 REM LOCATE 3, 20: PRINT "                                          "
RETURN

timing:
 REM Carrega array pontos(i) com 1000 pontos e determina o tempo
 start = 0: finish = 0
 start = TIMER
   FOR i = 1 TO 2400
     pontos(i) = ((INP(890) XOR 11) AND 7) + ((INP(889) XOR 128) AND 248)
   NEXT i
 finish = TIMER
 tiempo = finish - start
 LOCATE 3, 10
 PRINT "tempo de amostragem de 2400 pontos: "; tempo; " s"
REM  BEEP
RETURN
plotagem:
```

```
 REM Plota 2400 pontos na tela de 600 :
 LINE (1, 65)-(639, 200), 15, B
 FOR i = 1 TO 2400
   PSET (i / 4, pontos(i)), 11
 NEXT i
 REM soma os valores das leituras 75 a 2400:
 soma = 0
 FOR k = 75 TO 2400
   soma = soma + pontos(k)
 NEXT k
 REM calcula a media dos valores lidos, imprime seu valor e plota a media:
 pmed = INT(soma / 2325)
 LOCATE 3, 65: PRINT "pmed: "; pmed
 FOR k = 150 TO 2400
   PSET (k / 4, pmed), 12
 NEXT k
RETURN
ciclos:
 REM Determina o número inteiro de ciclos dentre os 2400-150 pontos lidos:
 REM span = minimo numero de pontos entre dos ciclos inteiros...
 REM f = numero de ciclos enteros detectados...
 REM peak(f) = "numero" dos pontos (entre 150 e 2400) que batem em ciclos inteiros...
span = 50: f = 0
FOR i = 150 TO 2400
 LOCATE 16, 33
 PSET (i / 4, pontos(i)), 14
 IF (pontos(i) = pmed) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1)) AND
(span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 2, pmed), 12: SOUND 1500, 6: span = 0: f = f + 1:
peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20
IF (pontos(i) = pmed + 1) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1))
AND (span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 4, pmed), 7: SOUND 700, 3: span = 0: f = f +
1: peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20
IF (pontos(i) = pmed - 1) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1))
AND (span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 4, pmed), 7: SOUND 700, 3: span = 0: f = f +
1: peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20
IF (pontos(i) = pmed + 2) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1))
AND (span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 4, pmed), 7: SOUND 700, 3: span = 0: f = f +
1: peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20

 IF (pontos(i) = pmed - 2) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1))
 AND (span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 4, pmed): SOUND 200, 3: span = 0: f = f + 1:
 peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20

  IF (pontos(i) = pmed + 3) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1))
 AND (span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 4, pmed): SOUND 200, 3: span = 0: f = f + 1:
 peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20
 IF (pontos(i) = pmed - 3) AND (pontos(i - 1) < pontos(i) AND pontos(i) < pontos(i + 1))
 AND (span > 40 AND f < 40) THEN PSET (i / 4, pmed): SOUND 200, 3: span = 0: f = f + 1:
 peak(f) = i: PRINT "("; f - 1; ")"; peak(f): GOTO 20
  20 span = span + 1
  LOCATE 14, 20: PRINT pontos(i - 1); "   "; pontos(i); "   "; pontos(i + 1); "     "; span; "   "; f
 NEXT i
 RETURN
```

```
corrige:
PRINT "f: "; f: PRINT "peak(f): "; peak(f)
sum = 0: fc = 0
menor = peak(2) - peak(1)
FOR r = 1 TO f - 1
difer(r) = peak(r + 1) - peak(r): sum = sum + difer(r)
IF peak(r + 1) - peak(r) <= menor THEN menor = peak(r + 1) - peak(r)
PRINT "menor: "; menor, difer(r)
NEXT r
npoints = peak(f) - peak(1)
FOR s = 1 TO f
IF difer(s) / menor >= 1.9 AND difer(s) / menor <= 2.1 THEN fc = fc + 1
IF difer(s) / menor >= 2.9 AND difer(s) / menor <= 3.1 THEN fc = fc + 2
IF difer(s) / menor >= 3.9 AND difer(s) / menor <= 4.1 THEN fc = fc + 3
IF difer(s) / menor >= 4.9 AND difer(s) / menor <= 5.1 THEN fc = fc + 4
NEXT s
fr = f - 1 + fc
ft = INT(npoints / menor)
PRINT "fc: "; fc: PRINT "fr: "; fr: PRINT "ft: "; ft: PRINT "media: "; sum / f
RETURN
frequencia:
 npontos = peak(f) - peak(1)
 LOCATE 16, 31: PRINT "npontos: "; npontos
 IF npontos <> 0 THEN freq = (fr) / ((.0002262751#) * npontos): LOCATE 18, 28: PRINT
"frequencia: "; freq; "Hz"
RETURN
resultado:
 k = 572000
 IF freq <> 0 THEN massa = k / freq ^ 2
 IF sw = 0 THEN LOCATE 21, 22 ELSE LOCATE 23, 10: sw2 = 1
 IF sw = 0 AND sw2 = 0 THEN PRINT "massa do sistema: "; massa; " g": BEEP: LINE
(135, 360)-(465, 410), 15, B: LOCATE 24, 20: PRINT "       Coloque a massa...          ":
LOCATE 25, 20: PRINT "e Aperte uma tecla para continuar...!":  ELSE PRINT "   massa
do sistema + objeto: "; massa; " g": BEEP
 WHILE INKEY$ = "": WEND
 IF sw2 = 0 THEN mass = massa
 sw = 1
 IF sw2 = 0 THEN CLS : LOCATE 21, 22: PRINT "massa do sistema: "; massa; " g"
RETURN
inicio:
 REM Esta rotina libera o sistema pre-tensionado:
 LOCATE 15, 23
 IF sw = 0 THEN LINE (150, 210)-(450, 250), 15, B: PRINT "Aperte uma tecla para
iniciar...": WHILE INKEY$ = "": WEND
 LOCATE 14, 18: PRINT "
LOCATE 15, 18: PRINT "   LOCATE 16, 18: PRINT "   OUT 888, 255
RETURN
pulso:
 REM Esta rotina tensiona o sistema para excita-lo
 FOR n = 255 TO 0 STEP -5 OUT 888, n
 NEXT n
RETURN
```

APÊNDICE B

DIAGRAMA ESQUEMÁTICO DO CONVERSOR A/D e D/A



REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

[1] BIÉTRY, L., " Why Substitution Weighing ", Chimia, Vol 11, n ° 4, pp. 92 - 96, Switzerland.

[2] ONO, T., SUN, J. e WIERINGA, H., " Mass Measurement under Weightless Conditions ", Anais da 13 ª Conferência Internacional de Medições em Força e Massa, IMEKO, pp. 186 - 191, Finlândia, Maio 1993.

[3] SOLBERG, R. F., " Instrument to Mesure Weight in Space ", Southwest Research Institute, pp. 467 - 476, Texas, 1985.

[4] JICA, " Details of Measuring Mass Instruments ", Apostila, Japão, 1987.

[5] SCHOONOVER, R., "The use of the Eletronic Balance for Highly Accurate Direct Mass Measurement the Use of External Mass Standards ", NIST, USA.

[6] KOCHSIEK, M., " Fundamentals of Mass Determination ", Mettler--Toledo, Switzerland, 1991.

[7] RUTISHAUSER, H. e Reichmuth, A., "The New Mettler AT Analitycal Balance ", Mettler-Toledo, pp. 45 - 60, Switzerland, 1988.

[8] HUGH, J. F. B., " The modern Balance and its Developement ", Jornal Phys. & Sci. Instrum., Vol 15, pp. 981 - 987, USA, 1982.

[9] PRODONOFF, V., " Vibrações Mecânicas Simulação e Análise ", Maity, Rio de Janeiro, 1990.

[10] ONO, T. e Kuribayashi, K., " Experimental Studies on Dynamic Mass under a Two Dimensional Weightless Condition ", Anais da 12ª Conferência Internacional de Medições em Força e Massa, IMEKO, pp. 273 - 282, Szeged, 1991.

[11] BEER, F. P. e Johnston, E. R., " Mecânica Vetorial para Engenheiros - Dinâmica ", Mcgraw-Hill, Vol II, pp. 449 - 489, São Paulo, 1981.

[12] DOEBLIN, E. O., " Measurement System: Aplication and Design ", McGraw-Hill, New York, pp. 319 - 329, 1993.

[13] KIM, J. T., " Measurement in Vibration ", KRISS, Korea, 1994.

[14] XIMENES, G., M., " Metrologia na Área de Vibrações", III SIBRAV, INMETRO, Rio de Janeiro, 1995.

[15] LOAYZA, V. M. M., " Projeto, Construção e Teste de uma Garra Mecânica com Mecanismo Sensor de Força para Manipulador Robótico ", Dissertação de Mestrado COPPE/RJ, Rio de Janeiro, Novembro 1991.

[16] KOCHSIEK, M., " Glossary of Mass Weighing Terms A Practical Guide to the Terminology of Weighing ", Mettler-Toledo, Switzerland, 1992.

[17] REBER, D., " Eletronic Force Compensation Devices in Mass Comparators ", Anais da 13 ª Conferência Internacional de Medições em Força e Massa, IMEKO, pp. 205 - 210, Finlândia, Maio 1993.

[18] DEEP, G. S., " Considerações de Projeto em Medição Eletrônica de Peso ", I Congresso Latino Americano de Instrumentação e Controle de Processos, UFPB, Paraíba.

[19] BORCHARDT, I. G., "Curso de Aperfeiçoamento em Extensometria e Projeto de Transdutores ", Apostila, UFRS, Porto Alegre, 1987.

[20] BEER, F. P. e Johnston, E. R., " Mecânica Vetorial para Engenheiros - Estática ", Mcgraw-Hill, Vol I, pp. 361 - 384, São Paulo, 1980.

[21] POPOV, E. P., " Resistência dos Materiais ", PHB, pp. 103 - 129, Rio de Janeiro, 1984.

[22] NEWPORT, Catálogo, pp. 4.1 - 4.2 e 16.10 - 16.14, USA, 1995.

[23] PRODONOFF, V., " Análise Modal", Apostila do Curso de Mestrado, CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 1993.

[24] SOUZA, S. A., " Ensaios Mecânicos de Materiais Metálicos ", Edgard Blucher, 5ª edição, pp. 6 - 22, São Paulo, 1982.

[25] NAMAS, " The Expression of Uncertainty and Confidence in Measurement for Calibrations ", 8ª edição, Inglaterra, maio 1995.

BIBLIOGRAFIA COMPLEMENTAR NÃO REFERENCIADA

[26] ONO, T. e Shimaoka, H., " Dynamic Mass Measurement System on Displacement and Velocity Sensing Type ", Anais da 10ª Conferência Internacional de Medições em Força e Massa, IMEKO, pp. 307- 314, Japão, 1985

[27] WALTERS, S., " Weightless Weighing ", Mechanical Engineering, Vol 94, N° 5, pp. 10, 1972.

[28] ERDEM, U., " Force and Weight Measurement ", Jornal Phys. & Sci. Instrum., Vol 16, N° 8, pp. 857 - 872, USA, 1982.

[29] BRÜEL & KJAER, Technical Review, N° 2, USA, 1987.

[30] ISO 5347/0, " Methods of Calibration of Shock and Vibration Pick-ups, 1987.

[31] BENTO, C. R., " Sistemas de Controle, Teoria e Projetos ", Érica Editora, São Paulo, 1988.

[32] BOUWENS, A., " Digital Instrumentation ", Mcgraw-Hill, New York, 1987.

[33] SCIESZKO, J. L., " Sensor Digital de Deslocamento ", Relatório Ténico N° 03/85, Lab. de Dinâmica das Máquinas, COPPE/UFRJ, Agosto 1985.

CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA

DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO

CURSO DE MESTRADO EM TECNOLOGIA

MEDIÇÃO DE MASSA ATRAVÉS DA ANÁLISE DA FREQUÊNCIA NATURAL UTILIZANDO BALANÇA DINÂMICA

Luiz Henrique Paraguassú de Oliveira

DISSERTAÇÃO SUBMETIDA AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE PESQUISA E PÓS-GRADUAÇÃO DO CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA CELSO SUCKOW DA FONSECA, COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS À OBTENÇÃO DO GRAU DE MESTRE EM TECNOLOGIA EM ENGENHARIA MECÂNICA.

Prof. Victor Prodonoff, Ph. D.- CEFET - RJ
Presidente

Prof.Pedro Manuel C. L. Pacheco, D. Sc. - CEFET - RJ

Prof. Maurício N. Frota, Ph. D. - PUC - RJ

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

07-03-1996