

UNIVERSIDADE DE TAUBATÉ

Bruna Tavares Vieira da Silva

**BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: Análise
de falhas em máquinas rotativas**

BRUNA TAVARES VIEIRA DA SILVA

**BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: Análise
de falhas em máquinas rotativas**

Dissertação apresentada para obtenção do
Título de Mestre pelo Curso de Mestrado
Profissionalizante de Engenharia Mecânica do
Departamento de Engenharia Mecânica da
Universidade de Taubaté,
Área de Concentração: Automação
Orientador: Prof. Dr. Álvaro Manoel de Souza
Soares

Ficha catalográfica elaborada pelo SIBi - Sistema Integrado de Bibliotecas - UNITAU - Biblioteca de Engenharia Mecânica

S586b Silva, Bruna Tavares Vieira da
Bancada para análise de vibração: análise de falhas em máquinas rotativas. / Bruna Tavares Vieira da Silva - 2012.

69f. : il; 30 cm.

Dissertação(Mestrado em Engenharia Mecânica na área de Automação) – Universidade de Taubaté. Departamento de Engenharia Mecânica, 2012

Orientador: Prof. Dr. Álvaro Manoel de Souza Soares, Departamento de Engenharia Mecânica.

1. Análise de vibração. 2. Falha. 3. Máquinas rotativas. 4. Desbalanceamento. 5. Manutenção preditiva. I. Título.

BRUNA TAVARES VIEIRA DA SILVA

BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: Análise de falhas em máquinas rotativas

Dissertação apresentada para obtenção
do Título de Mestre pelo Curso de
Mestrado Profissionalizante de
Engenharia Mecânica do Departamento
de Engenharia Mecânica da Universidade
de Taubaté,
Área de Concentração: Automação

Data:14/12/2012

Resultado: Aprovada

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Álvaro Manoel de S. Soares Universidade de Taubaté

Assinatura

Prof. Dr. João Bosco Gonçalves Universidade de Taubaté

Assinatura

Prof.^a Dr.^a Ana Cristina Cosme Soares

Assinatura

Aos meus pais, Manoel e Auxiliadora por me incentivarem a buscar a realização de todos os meus sonhos.

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida e por me dar forças para persistir sempre.

Aos meus familiares, pai, mãe e irmãs, pelo incentivo e auxílio.

Aos amigos pelo carinho, especialmente a Carol por me acolher em sua casa quando precisei, a Cris e a Suzana pela colaboração com o carro nas últimas aulas e Aninha que se dispôs prontamente a revisar o meu trabalho.

Ao Prof. Dr. Álvaro Manoel, pelo acompanhamento e orientação das minhas atividades para desenvolver o trabalho.

À Helena, a nossa querida secretária dos cursos de Pós Graduação do Departamento de Engenharia Mecânica da UNITAU, por cuidar tão bem de nós alunos.

À Associação Educacional Dom Bosco, instituição que fez parte da minha formação profissional e que colaborou com a minha participação em eventos acadêmicos que me auxiliaram na conclusão do trabalho.

*“Quem quer fazer alguma coisa, encontra um meio.
Quem não quer fazer nada, encontra uma desculpa”.*

Roberto Shinyashiki

RESUMO

Elevados níveis de vibração podem levar um equipamento à fadiga, e consequente quebra, podendo causar perdas de produção, problemas de fornecimento de material ou de serviço.

Este trabalho desenvolveu um sistema para acionamento, aquisição e análise de uma bancada de ensaio de vibração em máquinas rotativas. O sistema proposto é composto por uma bancada com um motor fixo a uma plataforma, cujo eixo está acoplado a um rotor que pode sofrer desbalanceamento, através de inserção de massas. A rotação do eixo do motor é mensurada por um sensor indutivo, a vibração no mancal é monitorada por um acelerômetro. Para controle de acionamento e aquisição de dados foi utilizado o software LabVIEW. Esta bancada foi desenvolvida com a finalidade de estudar o comportamento dinâmico do rotor que está apoiado em mancais de rolamento. A estrutura montada permite simulação de falhas. Neste trabalho foi proposto o desbalanceamento de massa em um único plano, que é classificado como desbalanceamento estático. Este tipo de simulação foi escolhido também, visto que o rotor só possui um plano para desbalanceamento. Foram realizados experimentos que possibilitaram a detecção das falhas através do nível de vibração medido pelo acelerômetro e através da frequência do sinal de vibração foi comprovado que a amplitude significativa do espectro ocorre na frequência de rotação do equipamento, quando se trata de desbalanceamento. A bancada foi desenvolvida para ser utilizada no Laboratório de Vibrações Mecânicas da Universidade de Taubaté, porém as técnicas desenvolvidas podem ter aplicabilidade no ramo industrial, principalmente em manutenção preditiva.

Palavras-chave: Análise de Vibrações, Falha, Máquinas Rotativas, Desbalanceamento, Manutenção Preditiva.

ABSTRACT

High levels of vibration equipment can lead to fatigue and consequent breakage, may cause production losses, problems of supply of equipment or service. This study developed a system for triggering, acquisition and analysis of a bench test vibration in rotating machines. The proposed system consists of a bench with a motor fixed to a platform whose shaft is coupled to a rotor imbalance can suffer through insertion of mass. The rotation of the motor shaft is measured by an inductive sensor, vibration in the bearing is monitored by an accelerometer. To drive control and data acquisition software was used LabVIEW. This bench was developed in order to study the dynamic behavior of the rotor that is supported by ball bearings. The assembled structure allows fault simulation. This work proposes the unbalance mass in a single plane, which is classified as static unbalance. Such simulation was also chosen since the rotor has only one plan for unbalance. Experiments were performed which allowed the detection of faults through the vibration level measured by the accelerometer and by the frequency of the vibration signal has been proven that the amplitude of the spectrum of significant vibration occurs in the rotation frequency of the machine when it comes to unbalance. The bench has been developed for use in Mechanical Vibration Laboratory at the University of Taubate, but the techniques developed may have applicability in the industrial sector, especially in predictive maintenance.

Keywords: Vibration Analysis, Fault, Rotating Machines, Unbalance, Predictive maintenance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1: Curva de Tendências	22
Figura 3.2: Fator de Crista	22
Figura 3.3: Análise Espectral de desbalanceamento	23
Figura 3.4: Análise Espectral de desalinhamento	24
Figura 3.5: Análise Espectral de folga mecânica	24
Figura 3.6: Espectro de um sinal modulado.....	25
Figura 3.7: Efeito de força centrífuga no rotor	26
Figura 3.8: Desbalanceamento Estático	27
Figura 3.9: Binário de Desbalanceamento.....	28
Figura 3.10: Desbalanceamento Semi-estático	29
Figura 3.11: Desbalanceamento Dinâmico	30
Figura 3.12: Vetor desbalanceamento da medição inicial	31
Figura 3.13: Vetores de desbalanceamento inicial e com massa de teste	31
Figura 3.14: Vetor para definição da massa de correção	32
Figura 3.15: Diagrama de balanceamento	33
Figura 3.16: Instrumentação Virtual	34
Figura 4.1: Bancada Experimental.....	35
Figura 4.2: Diagrama de Funcionamento.....	36
Figura 4.3: Placa de aquisição de dados NI USB-6009.....	37
Figura 4.4: Contator na aplicação	39
Figura 4.5: Sistema para acionamento do motor elétrico	40
Figura 4.6: Posicionamento do Sensor Indutivo	41
Figura 4.7: Acelerômetro 353 B18	42
Figura 4.8: Posição do Acelerômetro.....	43
Figura 4.9: Condicionador de sinais modelo 482A16	44
Figura 4.10: Tela do controle de acionamento e aquisição de dados	45
Figura 4.11: Controle de Acionamento	46
Figura 4.12: Aquisição de Dados	46
Figura 4.13: Sinal de Vibração com filtro passa faixa de 1 a 200Hz	47
Figura 4.14: Sinal de Vibração com filtro passa faixa de 1 a 35Hz	48
Figura 4.15: Sinal de Vibração com filtro passa faixa de 15 a 35Hz	48
Figura 4.16: Tela de resultado do LabVIEW	49
Figura 4.17: Geração dos gráficos.....	49
Figura 4.18: Gráficos dos resultados da medição.....	50
Figura 5.1: Sinal do sensor indutivo.....	51
Figura 5.2: Sinal resultante do acelerômetro	52
Figura 5.3: Massas de teste.....	52
Figura 5.4: Sinal de vibração obtido com uma massa	53
Figura 5.5: Comparação dos sinais do acelerômetro	53
Figura 5.6: Sinal de vibração obtido com duas massas.....	54
Figura 5.7: Comparação dos níveis de vibração.....	54
Figura 5.8: Espectro do sinal de vibração sem massa de teste.....	55
Figura 5.9: Espectro do sinal de vibração com uma massa de teste	56
Figura 5.10: Espectro do sinal de vibração com duas massas de teste	56
Figura 5.11: Tela para cálculo de correção.....	57

Figura 5.12: Medição da vibração após correção	59
Figura 5.13: Comparação dos sinais de vibração após correção	60

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1: Especificações da Placa de Aquisição de Dados	38
Tabela 4.2: Especificações técnicas do Contator	39
Tabela 4.3: Especificações do Sensor Indutivo	42
Tabela 4.4: Especificações do Acelerômetro.....	43
Tabela 4.5: Especificações do Condicionador de Sinais	44
Tabela 5.1: Cálculo da correção do desbalanceamento.....	57

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
1.1 Motivação	16
1.2 Objetivo	16
1.3 Organização do trabalho	16
2 REVISÃO DE LITERATURA	17
3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
3.1 Vibrações Mecânicas	19
3.2 Manutenção	19
3.3 Análise de Vibração	21
3.3.1 Técnicas de Medição	21
3.4 Defeitos em Sistemas Rotativos	26
3.4.1 Desbalanceamento	26
3.4.2 Tipos de Desbalanceamento	27
3.5 Correção do Desbalanceamento	30
3.5.1 Medição da vibração inicial	30
3.5.2 Medição com massa de teste	31
3.5.3 Definição da massa de correção e da posição angular	32
3.6 Instrumentação Virtual	33
4 DETALHES DA BANCADA DE EXPERIMENTOS	35
4.1 Funcionamento da Bancada	36
4.2 Controle de Acionamento	37
4.2.1 Placa de Interface	37
4.2.2 Contator	38
4.3 Aquisição de dados	40
4.3.1 Sensor Indutivo	41
4.3.2 Acelerômetro	42
4.3.3 Condicionador de Sinais	44
4.4 Ambiente de Software	44
4.4.1 Controle de Acionamento	45
4.4.2 Aquisição de Dados	46
4.4.3 Gráficos e valores	49
5 RESULTADOS E DISCUSSÕES	51
5.1 Aplicações Típicas	51
5.2 Identificação do tipo de falha	55
5.3 Estudo do Desbalanceamento	57
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS	61
REFERÊNCIAS	63
APÊNDICE A - PROGRAMA DO LABVIEW - CÁLCULO DE V0 E V1	66
APÊNDICE B – DIAGRAMA EM BLOCOS DO PROGRAMA DE CÁLCULO	68
APÊNDICE C – MODELO DE PROGRAMA PARA COMPARAÇÃO DOS SINAIS	69

1 INTRODUÇÃO

As máquinas rotativas tem larga aplicação nas indústrias petroquímica, aeronáutica, de geração de energia, entre outras. Pelo fato do nível elevado de exigência das atividades, é muito importante investigar possíveis formas de minimizar o nível de vibração no rotor. O uso de controladores passivos de vibração é a primeira alternativa à disposição dos projetistas, ou seja, reprojeter a máquina modificando o amortecimento distribuído no sistema, especialmente nos mancais. De acordo com Adams e McClosKey (1990), existem máquinas operando que já apresentam nível de vibração além do aceitável e também outras máquinas a serem projetadas, cujo uso de atuadores passivos não conseguiria cumprir os requisitos de projeto quanto ao nível de vibração máximo aceitável.

Para realizar estudos nessa área foi criado um modelo de trabalho para uma bancada de análise de vibração em máquinas rotativas, através de um sistema de aquisição de dados proposto para simulação e análise de falhas através de parâmetros estabelecidos para condição de funcionamento normal e realizar um comparativo com os dados obtidos.

O estudo das vibrações compreende os movimentos oscilatórios de corpos e as forças associadas a eles. Corpos com massa e elasticidade são capazes de produzir vibração. O movimento vibratório indesejado de uma máquina é prejudicial, por contribuir para falhas nos elementos que compõem a máquina. Sendo assim, a maioria das máquinas e estruturas que está sujeita a certo grau de vibração, em sua aplicação, deve ter o seu comportamento durante operação avaliado, pois qualquer alteração pode significar que existem falhas nos componentes da máquina ou mesmo na montagem da mesma.

Baseando-se nos conceitos citados, a análise de vibração é um eficiente método de identificação de falhas em máquinas, visto que ela se baseia no conhecimento das condições normais de operação do equipamento. Através de medições periódicas, é possível identificar anomalias nos sinais característicos e com isso diagnosticar falhas, de forma a evitar paradas inesperadas por problema de funcionamento e substituição desnecessária de peças, já que em função da característica do sinal analisado é possível identificar o componente em falha.

1.1 Motivação

A motivação para realizar este trabalho é possibilitar que a análise de vibração possa ser realizada em bancada, difundir os conceitos das técnicas de análise e desenvolver novas ferramentas para correção e cálculo de falhas. Desta forma os conhecimentos teóricos desenvolvidos em sala de aula, com relação a falhas em sistemas rotativos podem ser reforçados com a prática laboratorial, já que a bancada desenvolvida está disponível no Laboratório de Vibrações da UNITAU.

1.2 Objetivo

O objetivo deste trabalho é propor uma bancada para simular e analisar possíveis falhas em máquinas rotativas, através da análise de vibração do sistema. Desenvolver uma ferramenta que possa ser utilizada para análises de desbalanceamento estático com o monitoramento, a caracterização da falha e a correção da mesma, utilizando a bancada para trabalhar com fins didáticos no Laboratório de Vibrações Mecânicas da Universidade de Taubaté.

1.3 Organização do Trabalho

O trabalho está organizado por este capítulo que faz uma introdução ao assunto e informa a relevância desta pesquisa e seus objetivos. No capítulo 2 é feita uma breve revisão de literatura. No terceiro capítulo é apresentada a fundamentação teórica com os principais assuntos que foram relevantes para o desenvolvimento deste trabalho. O capítulo 4 trata dos detalhes da bancada, informando os componentes utilizados e suas principais características, bem como o desenvolvimento do software de monitoramento. O capítulo 5 traz os resultados e análises dos experimentos realizados na bancada para conduzir às conclusões apresentadas no capítulo 6 que traz as considerações finais.

2 REVISÃO DE LITERATURA

Em função do crescimento das atividades industriais e da necessidade de confiabilidade dos equipamentos das unidades fabris, o desenvolvimento de sistemas para detectar falhas através da análise de vibração, vem apresentando uma considerável importância. A análise de vibração é uma das ferramentas das atividades de manutenção preditiva. As indústrias estão ampliando cada vez mais este tipo de monitoramento, visto que, este tipo de manutenção minimiza a parada dos equipamentos, reduzindo as perdas no processo produtivo.

ARAÚJO (2011), em sua dissertação de mestrado evidencia a importância e eficácia da utilização da análise de vibração para antever as falhas que possam ocorrer em motores de indução trifásicos. São utilizados diferentes métodos em função dos dados analisados, porém a análise espectral foi a ferramenta utilizada para a interpretação das situações em estudo.

SOUSA (2005) apresentou uma proposta de desenvolvimento de um aplicativo para análise de vibração em máquinas rotativas, propondo um módulo de balanceamento de rotores, com o objetivo de substituir os métodos tradicionais de análise, monitoramento e diagnóstico de máquinas. Para realizar o estudo do desbalanceamento, foi utilizado o método de balanceamento puramente estático considerando os coeficientes de influência.

GARCIA (2005) trata da análise de vibração destacando a confiabilidade da ferramenta nas atividades de manutenção preditiva. Na dissertação ele discute a detecção e o diagnóstico de falhas em sistemas mecânicos rotativos através da análise espectral, com o estudo das variações na amplitude dos sinais característicos de falhas introduzidas. O autor mantém o foco nos defeitos mais comuns que ocorrem na aplicação industrial.

ALMEIDA (2007) em sua tese de doutorado desenvolveu uma pesquisa para investigar se a variação dos parâmetros como rotação, carga e lubrificação ou a combinação entre eles são significativas nas respostas de vibrações e quais destes parâmetros influenciou mais significativamente a amplitude do sinal de vibração. Analisou também quais técnicas de medição como RMS, Pico, Fator de Defeito, Fator de Crista, Fator de Forma, Fator de Folga, Curtose são mais sensíveis à

variação da rotação e carga, o que foi necessário para a definição da aplicação da técnica de Reconhecimento de Padrão, para reconhecimento automático do defeito.

Baseado nestas discussões, o trabalho foi desenvolvido, para realizar um desenvolvimento que possa ter utilização didática, em bancadas de laboratório, para que o estudo das técnicas de análise de falhas possa ser verificado experimentalmente.

3 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1 Vibrações Mecânicas

A vibração é um movimento de oscilação ou de trepidação de uma máquina ou de algum elemento da máquina, que sai de sua posição de estabilidade estática ou estabilidade dinâmica. Tem-se uma massa suspensa presa ao referencial por uma mola, e que se movimenta a partir de sua posição de repouso até os limites superior e inferior, retornando à sua posição neutra. Por definição este movimento é um ciclo de oscilação completo. A repetição deste ciclo diversas vezes, caracteriza uma vibração para uma determinada unidade de tempo. O tempo gasto para completar um ciclo é denominado período e, a quantidade de ciclos contida na unidade de tempo é chamada frequência do movimento.

3.2 Manutenção

De acordo com a NBR5462 (1994), a manutenção é definida como a combinação de todas as ações técnicas e administrativas destinadas a manter ou recolocar um item em um estado no qual possa desempenhar uma função requerida.

A manutenção é classificada de acordo com as características de intervenção.

- **Corretiva**

É o tipo de manutenção que ocorre após a quebra do equipamento. Atua somente após a ocorrência da falha, o objetivo deste tipo de intervenção é permitir que um equipamento ou sistema retorne à normalidade.

- **Preventiva**

Trabalha com intervenções programadas baseada em estudos estatísticos e informações dos fabricantes dos equipamentos. Tem como principal objetivo reduzir a quantidade de falhas em um equipamento, evitando assim a parada por quebra. Em algumas situações este tipo de manutenção pode não ser recomendado, por gerar alto custo e intervenções desnecessárias, pois não avalia a condição real da

peça ou a necessidade de se realizar aquela intervenção, em função disso, pode existir a possibilidade de inserção de um defeito que antes não havia na máquina.

- **Preditiva**

A manutenção preditiva ocorre uma vez que se percebe uma tendência de um determinado equipamento apresentar falhas. Este tipo de manutenção indica as condições reais de funcionamento das máquinas com base em dados que informam o seu desgaste ou processo de degradação, e assim é possível prever o tempo de vida útil dos componentes das máquinas e equipamentos e as condições para que esse tempo de vida seja bem aproveitado.

Com base no conhecimento e análise dos fenômenos, torna-se possível antever, eventuais defeitos ou falhas nas máquinas e equipamentos. A manutenção preditiva, após a análise dos fenômenos, adota dois procedimentos para trabalhar com os problemas detectados: Estabelece um diagnóstico e efetua uma análise de tendências.

O diagnóstico indica a origem e a gravidade do defeito constatado. A análise da tendência da falha prevê com antecedência a avaria ou a quebra, por meio de aparelhos que exercem vigilância constante predizendo a necessidade do reparo.

A manutenção preditiva adota vários métodos de investigação para poder intervir nas máquinas e equipamentos. Dentre os vários métodos destacam-se o Estudo das Vibrações; Análise dos óleos; Análise do estado das superfícies e análises estruturais de peças.

Ao se realizar atividades de manutenção preditiva espera-se:

- Determinar, antecipadamente, a necessidade de serviços de manutenção numa peça específica de um equipamento;
- Eliminar desmontagens desnecessárias para inspeção;
- Aumentar o tempo de disponibilidade dos equipamentos;
- Reduzir o trabalho de emergência não planejado;
- Impedir o aumento dos danos;
- Aproveitar a vida útil total dos componentes e de um equipamento;
- Aumentar o grau de confiança no desempenho de um equipamento ou linha de produção;

- Programação das atividades de manutenção baseada no diagnóstico.
- A redução de custos de manutenção e aumento da produtividade.

3.3 Análise de Vibração

A medição e a análise de sinais de vibração em um sistema possibilitam a identificação de falhas antes de sua quebra.

A análise do sinal de vibração pode ser realizada através de diversas técnicas que indicam o nível de vibração da máquina pela amplitude do sinal e o componente que apresenta falha a partir das características de frequência.

Todas as máquinas em funcionamento produzem vibrações que, com o tempo, sofrem um processo de degradação, provocado pela modificação da distribuição de energia vibratória do conjunto dos elementos que constituem a máquina. Observando a evolução do nível das vibrações, é possível obter informações sobre o estado da máquina.

3.3.1 Técnicas de Medição

Para se efetuar a análise de vibração é necessário conhecer as técnicas de análise de sinais que normalmente são utilizadas para identificação de defeitos em equipamentos.

- **Nível Global**

De acordo com ANTONIOLLI (1999), é medido o valor eficaz ou valor RMS (raiz média quadrática) do sinal, enviado pelo sensor que monitora a vibração. A análise é realizada periodicamente para que o comportamento do equipamento possa ser avaliado ao longo de sua utilização.

Esta técnica não indica o tipo de falha que o equipamento apresenta, somente sinaliza que existe um problema a ser investigado.

A análise nesta técnica é feita através de curvas de tendência, que direcionam as conclusões básicas de funcionamento normal, estado de atenção e reparo. A Figura 3.1 representa um exemplo deste tipo de curva para análise de nível global.

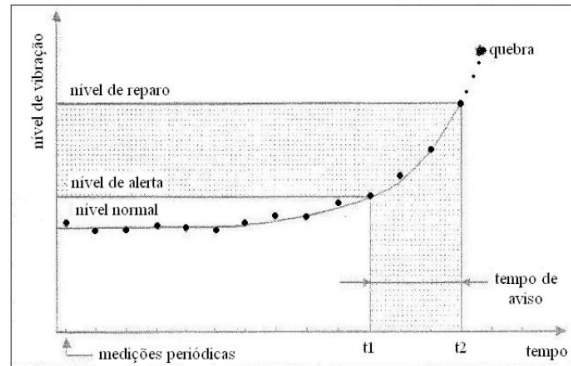


Figura 3.1 – Curva de tendências
 FONTE: ANTONIOLLI

- **Fator de Crista (FC)**

Para ANTONIOLLI (1999) esta técnica apresenta a relação entre o valor de Pico (V_p) e o valor RMS (V_{RMS}) do sinal de vibração, conforme mostra a equação 01.

$$FC = \frac{V_p}{V_{RMS}} \quad (1)$$

Para que o gráfico de FC em função do tempo possa ser obtido para esta técnica de análise, medições periódicas devem ser realizadas. Um exemplo deste gráfico é mostrado na Figura 3.2.

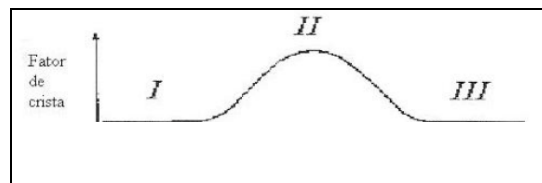


Figura 3.2 – Fator de crista
 FONTE: ANTONIOLLI

Analisando o gráfico obtido pelas medições, deve-se conduzir a análise por etapas, no primeiro estágio considera-se que o equipamento avaliado está em sua condição ótima funcionamento, pois o nível de vibração (V_p) é baixo e V_{RMS} também é pequeno, mantendo o FC constante. No segundo estágio o nível de vibração se

altera, aumentando V_p , fazendo com que o FC aumente, pois V_{RMS} permanece estável, esta alteração indica as primeiras falhas apresentadas. O terceiro estágio o FC volta a diminuir, porém esta transição significa que o equipamento está atingindo o fim de sua vida útil, visto que além do aumento de V_p em função da falha existente, por esta estar em um nível avançado o V_{RMS} também aumenta, e a relação entre os dois diminui.

- **Análise espectral**

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

Avaliando os dois parâmetros, é possível conhecer pela amplitude do sinal a gravidade do problema, quanto maior a amplitude mais grave é o problema, e pela frequência o componente em falha ou o tipo de defeito.

De acordo com o artigo disponível em CONFIABILIDADE MANUTENÇÃO PREDITIVA, a Figura 3.3 representa um exemplo de espectro de vibração, que indica a falha de desbalanceamento, no qual é possível verificar que um harmônico está presente na frequência de rotação do equipamento que está sendo avaliado.

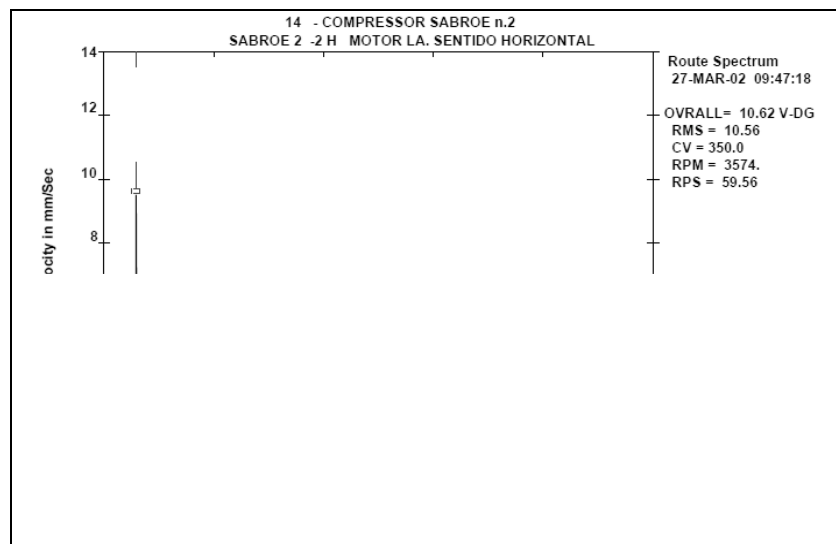


Figura 3.3 – Análise Espectral de desbalanceamento
 FONTE: CONFIABILIDADE MANUTENÇÃO PREDITIVA

O sinal de vibração axial analisado através do espectro, representado na Figura 3.4, indica uma falha de desalinhamento, que tem como característica apresentar a amplitude maior no 2º harmônico podendo ainda apresentar valores relevantes no 1º e no 3º harmônico.

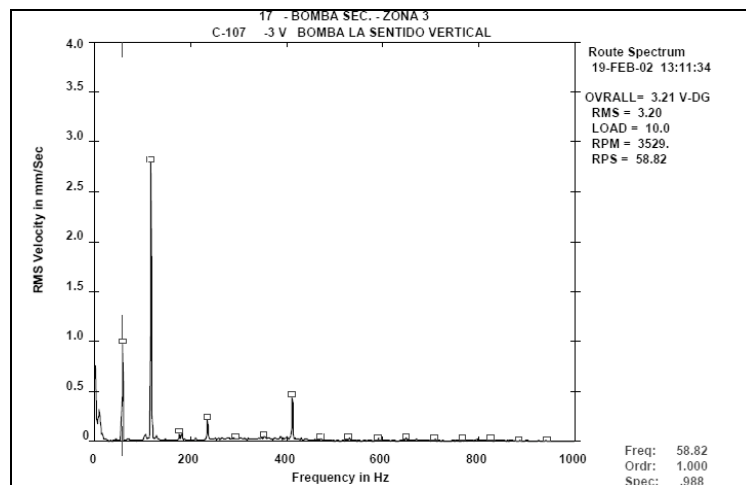


Figura 3.4 – Análise espectral de desalinhamento
FONTE: CONFIABILIDADE MANUTENÇÃO PREDITIVA

Um terceiro exemplo de análise espectral do sinal de vibração radial, que representa a falha de folga mecânica, que tem como característica uma amplitude maior no 1º harmônico, seguida de amplitudes relevantes no 2º, 3º, 4º, 5º e seguintes, dependendo do nível de vibração encontrado. A Figura 3.5, exemplifica este tipo de sinal.

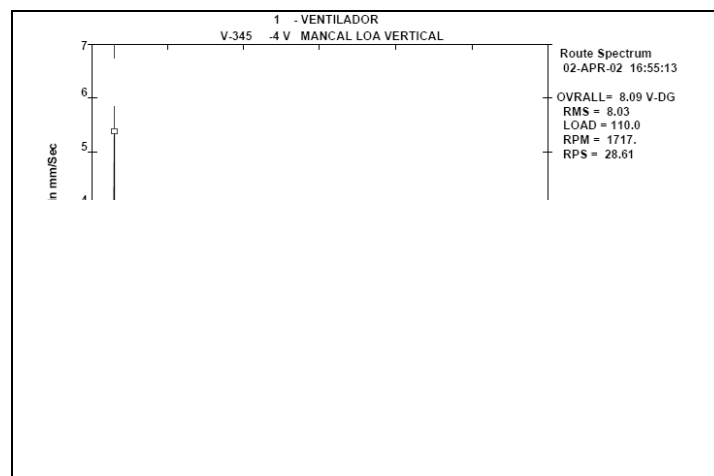


Figura 3.5 – Análise Espectral de folga mecânica
FONTE: CONFIABILIDADE MANUTENÇÃO PREDITIVA

- **Técnica do envelope**

Esta técnica é muito utilizada para detectar e diagnosticar falhas em rolamentos.

Através desta técnica é possível determinar com precisão onde está o defeito e qual o nível de vibração imposto ao mancal devido a esta anomalia. Fazendo o monitoramento no mancal periodicamente, faz-se a identificação das variações do nível de aceleração em relação ao nível inicial de quando o mancal era novo, para assim realizar a análise.

As vibrações geradas por falhas em rolamentos são analisadas por modulações em amplitude, visto que este tipo de falha provoca excitação em frequências naturais elevadas. PONCI e CUNHA apresentam como exemplo da técnica, um espectro de um sinal modulado, onde apresenta um pico central na frequência da portadora (f_p) e as bandas laterais que se distanciam pelo valor da frequência de modulação (f_m), mostrado na Figura 3.6.

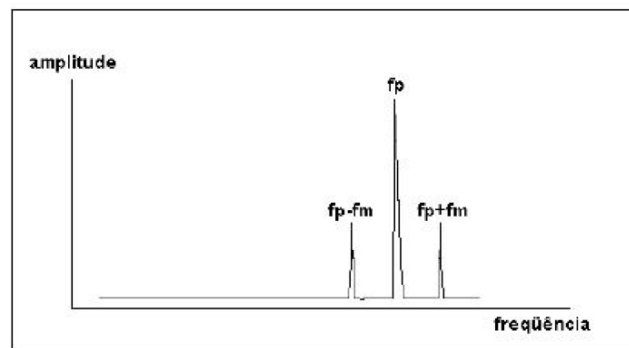


Figura 3.6 – Espectro de um sinal modulado

FONTE: PONCI e CUNHA

- **Cepstrum**

Técnica utilizada principalmente no diagnóstico de defeitos em engrenagens e em rolamentos.

Também utiliza a modulação do sinal analisado, porém se baseia em famílias de pico com o mesmo espaçamento de frequências na análise e através destas frequências direciona o diagnóstico.

A análise de vibração, através das técnicas apresentadas, permite definir a origem e a gravidade da vibração de equipamentos rotativos provenientes de

desbalanceamento, desalinhamento, folgas, falta de rigidez mecânica, falha em rolamentos, entre outras falhas, e selecionando os parâmetros adequados para cada tipo de falha possível, consegue controlar e agir para aumentar a vida útil do equipamento.

3.4 Defeitos em Sistemas Rotativos

Todo sistema que contenha máquinas rotativas em sua utilização pode apresentar ou desenvolver problemas característicos como desbalanceamento, desalinhamento, falta de rigidez, correias com folga ou gastas, desajustes, entre outros. A monitoração dos níveis de vibração nestes sistemas é de suma importância, visto que as falhas citadas alteram o valor de amplitude da vibração.

3.4.1 Desbalanceamento

O desbalanceamento é uma das fontes mais comuns nos problemas de vibração em máquinas, de acordo com SOUZA (2005). É um defeito gerado pela concentração de massa em determinado ponto em torno do eixo de rotação de um rotor. Este excesso de massa provoca mudanças no centro de gravidade, afastando o eixo principal de inércia do eixo de rotação.

É um fenômeno que devido à distribuição assimétrica de massa provoca vibração excessiva do rotor. A vibração é produzida pela força centrífuga que resulta da interação da componente de massa desequilibrada com a aceleração radial devido à rotação.

A Figura 3.7 ilustra o efeito da força centrífuga no rotor.

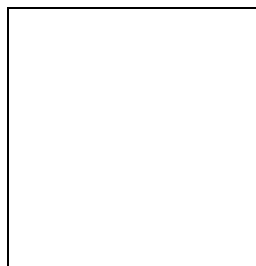


Figura 3.7 – Efeito da força centrífuga no rotor
FONTE: SOUSA (2005)

O desbalanceamento sempre ocorre na frequência de rotação da máquina. A importância de se identificar este tipo de defeitos precocemente é minimizar a ocorrência de falha por desgaste em outros componentes, como mancais, rolamentos e até o próprio eixo, em função da vibração.

3.4.2 Tipos de Desbalanceamento

Existem quatro tipos de desbalanceamento. De acordo com WOWK, considera-se um rotor perfeitamente balanceado, supondo a adição de massas de desbalanceamento.

Desbalanceamento Estático

O desbalanceamento estático surge quando o eixo principal de inércia de um rotor encontra-se deslocado, no entanto paralelo em relação ao eixo de rotação do mesmo. A distância entre o centro de gravidade e o eixo de rotação, a excentricidade, origina a força centrífuga. A Figura 3.8 representa este tipo de desbalanceamento. Neste caso, a massa de desbalanceamento e o centro de gravidade encontram-se no mesmo plano normal ao eixo de rotação. Um rotor com duas massas de desbalanceamento iguais e equidistantes com relação ao centro de gravidade caracteriza também um desbalanceamento estático, uma vez que o efeito de ambas é equivalente ao efeito de uma massa localizada no plano do centro de gravidade.

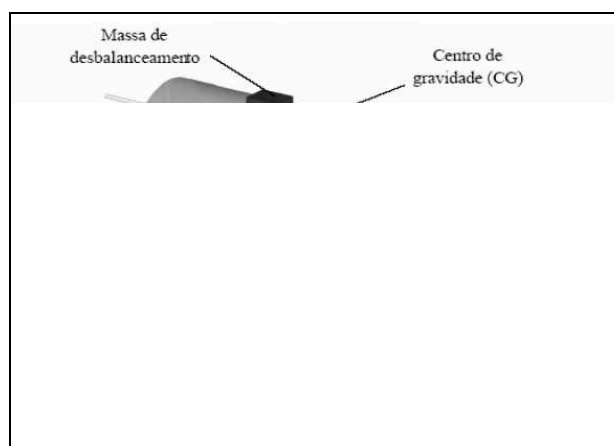


Figura 3.8 – Desbalanceamento estático

FONTE: SOUSA (2005)

Para eliminar o desbalanceamento estático é preciso mover o centro de gravidade em direção ao eixo de rotação do rotor. Adicionando ou removendo massa ao rotor, a correção é realizada, pois a força radial provocada por esta modificação será igual em módulo à força causada pela excentricidade do centro de gravidade, porém no sentido contrário.

Binário de desbalanceamento

Ocorre quando o eixo principal de inércia corta o eixo de rotação, sendo o centro de gravidade o ponto comum entre eles. Neste caso as massas de desbalanceamento não deslocam o centro de gravidade com relação ao eixo de rotação do rotor, mas causam a inclinação do eixo principal de inércia. As massas geram duas forças centrífugas que formam um binário, e se anulam, pois são paralelas e possuem sentidos opostos. Porém geram um momento, porque não estão no mesmo eixo. A Figura 3.9 exemplifica o binário de desbalanceamento. Neste tipo de desbalanceamento, o centro de gravidade pode estar fora do espaço compreendido entre os planos, quando o binário de desbalanceamento é causado por um componente externo ao rotor.

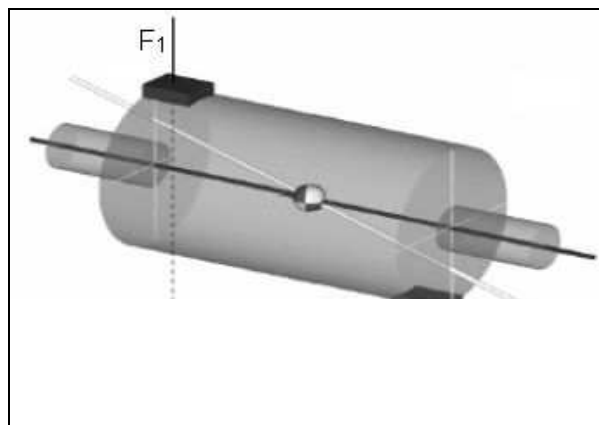


Figura 3.9 – Binário de desbalanceamento

FONTE: SOUSA (2005)

Para corrigir o desbalanceamento binário, são necessárias duas massas, assim, cada uma anula o efeito de uma das massas de desbalanceamento

existentes, construindo um binário com massas opostas, fazendo com o eixo principal de inércia tenha sua inclinação reduzida e coincida com o eixo de rotação.

Desbalanceamento semi-estático

Ocorre quando o eixo principal de inércia corta o eixo de rotação do rotor em um ponto fora do centro de gravidade. Este tipo de desbalanceamento também pode ser originado pela combinação dos desbalanceamentos estático e binário, conforme mostrado na Figura 3.10.

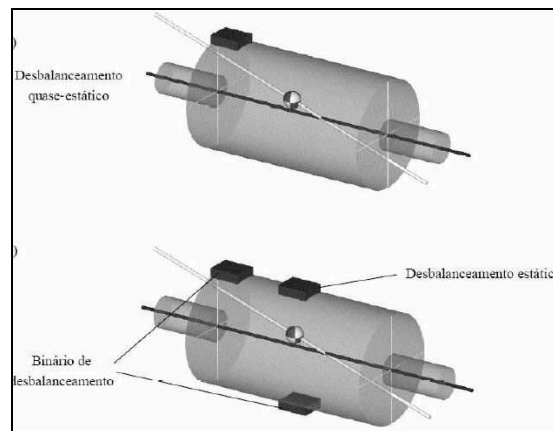


Figura 3.10 – Desbalanceamento semi-estático
FONTE: SOUSA (2005)

Desbalanceamento dinâmico

O desbalanceamento dinâmico ocorre quando o eixo principal de inércia não encontra o eixo de rotação. Este tipo de desbalanceamento é o mais frequente. As massas encontram-se deslocadas de um ângulo diferente de 180° . A Figura 3.11 representa alguns exemplos deste caso.

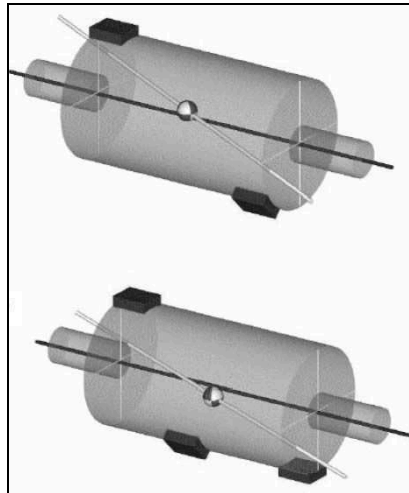


Figura 3.11 – Desbalanceamento dinâmico
FONTE: SOUSA (2005)

3.5 Correção do Desbalanceamento

O procedimento de balanceamento em um plano pode se feito utilizando o método vetorial que consiste na realização das seguintes etapas:

- Medição da vibração inicial
- Montagem de massa de teste e nova medição
- Definição da massa de correção e da posição angular para montagem
- Montagem da massa de correção e realização de nova medição

3.5.1 Medição da vibração inicial

Nesta etapa, através da medição da vibração, é determinada a condição de desbalanceamento inicial e o ângulo de fase desta vibração inicial. A partir destes valores é traçado no diagrama vetorial o vetor desbalanceamento U_0 , que tem como módulo a amplitude máxima do sinal de vibração, conforme indicado na Figura 3.12.

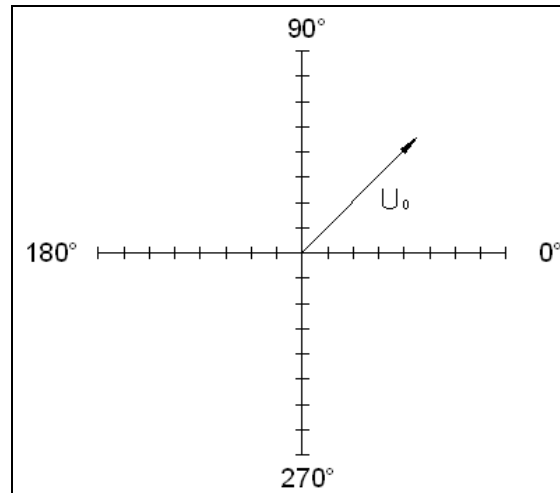


Figura 3.12 - Vetor desbalanceamento da medição inicial
 FONTE: NAVAS, J.C.

3.5.2 Medição com massa de teste

Nesta etapa realiza-se a montagem de massa de teste no plano de balanceamento do rotor e efetua-se medição da vibração causada por este novo desbalanceamento e de seu ângulo de fase. Obtém-se, então, o vetor U_{0+T} no diagrama conforme mostrado na Figura 3.13.

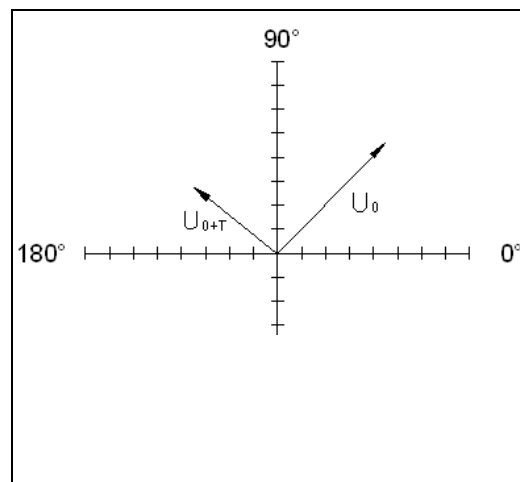


Figura 3.13 – Vetores de desbalanceamento inicial e com massa de teste
 FONTE: NAVAS, J.C

3.5.3 Definição da massa de correção e da posição angular

A partir dos vetores obtidos, traça-se o vetor T_0° , do vetor U_0 para o vetor U_0+T , pois a mudança no desbalanceamento ocorreu nesta direção. O ângulo α é quem define a posição angular do vetor de correção. Este vetor é mostrado na Figura 3.14.

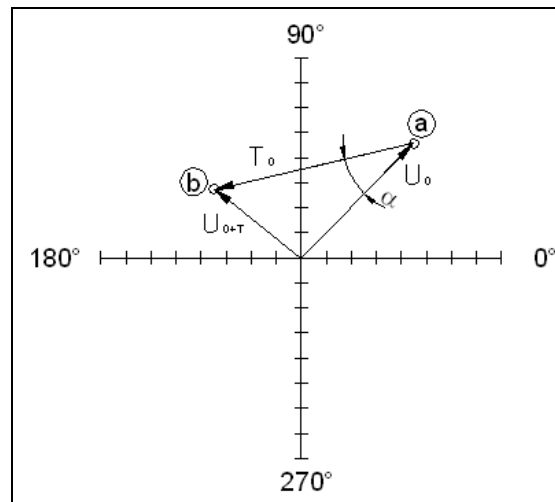


Figura 3.14 – Vetor para definição da massa de correção
 FONTE: NAVAS, J.C.

A partir das medições executadas, realiza-se o cálculo da massa de correção, mostrado na equação 2.1 e define-se a representação da posição angular encontrada pela análise vetorial, para montagem desta massa.

$$Mc = \frac{U_0}{T_0^\circ} \times Mt \quad (2.1)$$

Onde:

Mc – massa de correção

U_0 – módulo do vetor de vibração inicial

T_0° – módulo do vetor de teste

Mt – massa de teste

Para representar o processo de definição da posição angular, deve-se mover o vetor de teste (T_0) de modo que este se oponha ao vetor do desbalanceamento original (U_0), conforme indicado na Figura 3.15.

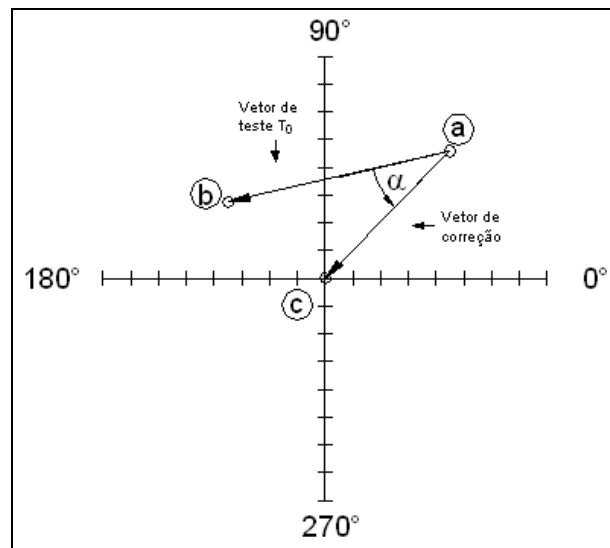


Figura 3.15 – Diagrama de balanceamento
 FONTE: NAVAS, J.C.

3.6 Instrumentação Virtual

De acordo com Sumathi e Surekha (2007), um sistema de instrumentação virtual utiliza um software para monitorar e um sistema de medição, controlando um dispositivo de medição externo a um computador, e que mostra o resultado do teste ou medição em painéis na tela do computador. Os dados coletados pelo dispositivo externo fazem interface com o computador. Importante considerar a maneira como ocorrerá a interface do meio real com o virtual, para isso é necessário conhecer o componente de interface, que é o meio físico que proverá o sinal e o padrão de comunicação. Chama-se de padrão de comunicação, ou protocolo, as definições da maneira com que os dados serão transmitidos no sistema, ou seja, a linguagem de comunicação entre os componentes que integram a instrumentação.

Descrevendo genericamente o sistema é correto dizer que o módulo sensor detecta e condiciona o sinal, e o transforma em formato digital para manipulação posterior. Através da interface do sensor, o módulo sensor se comunica com o computador. Uma vez que a informação está em formato digital no computador, ela

pode ser processada, convertida, comparada e manipulada de inúmeras formas, ou armazenadas em um banco de dados. A informação pode então ser mostrada, ou convertida novamente em sinal analógico para um posterior processo de controle. A representação da instrumentação virtual é mostrada na Figura 3.16.

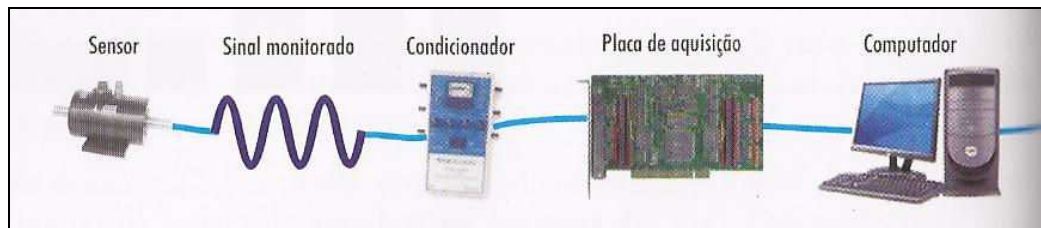


Figura 3.16 – Instrumentação Virtual

FONTE: Soluções Práticas de Instrumentação e Automação

4 DETALHES DA BANCADA DE EXPERIMENTOS

ROCHA , FARIA e SOARES (2012) desenvolveram a bancada utilizada neste trabalho e está disponível no Laboratório de Vibrações Mecânicas da UNITAU. A Figura 4.1 ilustra a bancada. Foi desenvolvida com a finalidade de estudar o comportamento dinâmico do rotor que está apoiado em mancais de rolamento. A estrutura montada permite simulação de falhas. Neste trabalho foi proposto o desbalanceamento de massa em um único plano, que é classificado como desbalanceamento estático. Este tipo de simulação foi escolhido também, visto que o rotor só possui um plano para desbalanceamento.

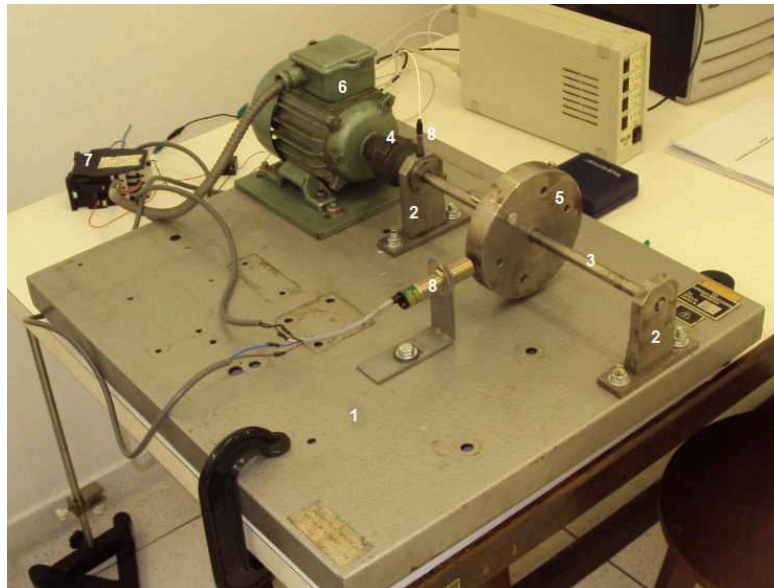


Figura 4.1 - Bancada Experimental

FONTE: Autor

Os elementos destacados na bancada estão descritos abaixo:

- 1) Placa base da bancada;
- 2) Mancais de deslizamento;
- 3) Eixo;
- 4) Acoplamento;

- 5) Disco rotativo com furos para introdução de massa para desbalanceamento;
- 6) Motor trifásico A/C - 220/380 volts, com potência de 0,19 HP;
- 7) Contator;
- 8) Sensores.

4.1 Funcionamento da Bancada

O sistema executa o controle de acionamento do motor, para que a bancada permaneça em funcionamento somente durante o período em que os dados estão sendo obtidos, para evitar assim, um desgaste desnecessário dos componentes e qualquer acidente com os usuários que estejam realizando atividades na bancada.

Para tornar possível a interface do sistema físico com o ambiente de monitoramento, foi utilizado um amplificador de sinais e uma placa de interface para entradas e saídas digitais e analógicas,

Enquanto o motor está em funcionamento, o sensor indutivo e o acelerômetro realizam a coleta dos dados, para que um determinado número de amostras em um intervalo de tempo possa ser obtido, estes sinais serão tratados e analisados via *software*. Após a obtenção dos dados é necessário fazer uma análise comparativa dos valores obtidos com parâmetros estabelecidos teoricamente, para indicar se o sistema está em falha ou não; se positivo, que falhas são essas. A Figura 4.2 ilustra um esquema básico da bancada que será detalhado nos próximos itens deste capítulo.

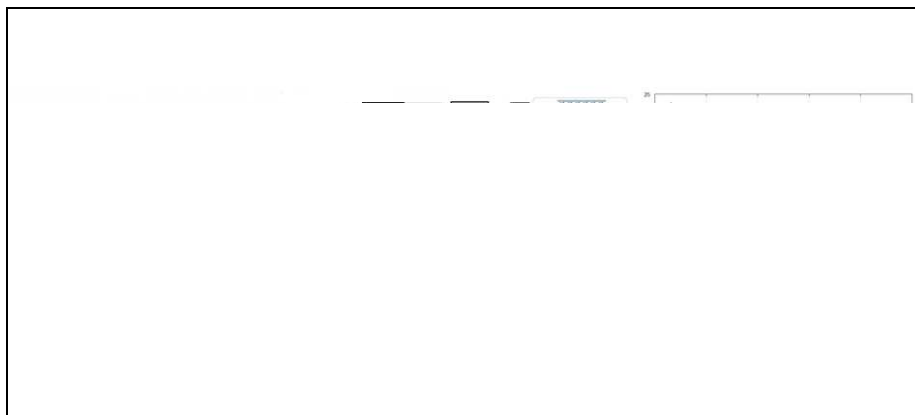


Figura 4.2 – Diagrama de funcionamento
FONTE: Autor

4.2 Controle de Acionamento

Para que a bancada pudesse ser totalmente controlada pelo computador, foi necessário desenvolver um circuito para ligar o sistema no início da aquisição dos dados e desligar após a obtenção dos sinais. O circuito apresentado foi utilizado para que não houvesse problemas relacionados à exigência de corrente para o funcionamento dos componentes que estão conectados ao sistema de acionamento da bancada. Os principais itens que compõem o sistema são descritos, nas subseções a seguir, para facilitar a compreensão do comportamento.

4.2.1 Placa de Interface

A placa de aquisição de dados NI USB-6009 é a interface do ambiente físico com o ambiente lógico. A placa pode ser aproveitada em diversas funções para aquisição de dados, possibilitando determinadas aplicações como: dados de simples registros, medições portáteis, e experimentos de laboratório acadêmico. Por se tratar de uma bancada com fins didáticos, é importante a facilidade de manipulação de componentes, esta placa é acessível para uso dos alunos, mas tem larga aplicação em medições mais sofisticadas. A Figura 4.3 ilustra a placa utilizada neste experimento.



Figura 4.3 - Placa de aquisição de dados NI USB-6009

Fonte: Autor

Para utilização da placa de interface, foi necessário conhecer algumas de suas especificações, para que a montagem dos circuitos fosse feita corretamente, a Tabela 4.1 mostra estes dados.

Tabela 4.1 – Especificações da Placa de Aquisição de Dados

Fabricante	National Instruments
Modelo	NI USB-6009
Resolução de entrada analógica	8 entradas analógicas (14-bit)
Máxima taxa de amostragem de entrada analógica	48 kS/s
Faixa máxima de tensão	0 a 5V
Informações adicionais	2 saídas analógicas (12 bits, 150 S / s), 12 E / S digitais, contador de 32-bit

De acordo com as especificações, é possível observar que a placa possui saídas digitais. Através de uma destas saídas o sinal para o controle de acionamento é enviado para o circuito que conduz o funcionamento da bancada. A maneira como este sinal é enviado será detalhada no item Ambiente de Monitoração. Além da saída digital, outros bornes da placa são utilizados, e serão detalhados no item Aquisição de dados.

4.2.2 Contator

Este componente do sistema de acionamento é utilizado para controlar o funcionamento do motor elétrico utilizado na bancada. Através da alimentação dos terminais da bobina do contator, os contatos NA que estão ligados ao sinal de tensão trifásico, necessário para alimentar o motor, são fechados e permitem assim o acionamento do sistema. Quando a alimentação nos terminais da bobina deixa de existir, o contator encerra a atividade do motor, pois não permite mais a passagem do sinal de tensão pelo contatos. A Figura 4.4 ilustra o contator que foi utilizado na montagem do trabalho.

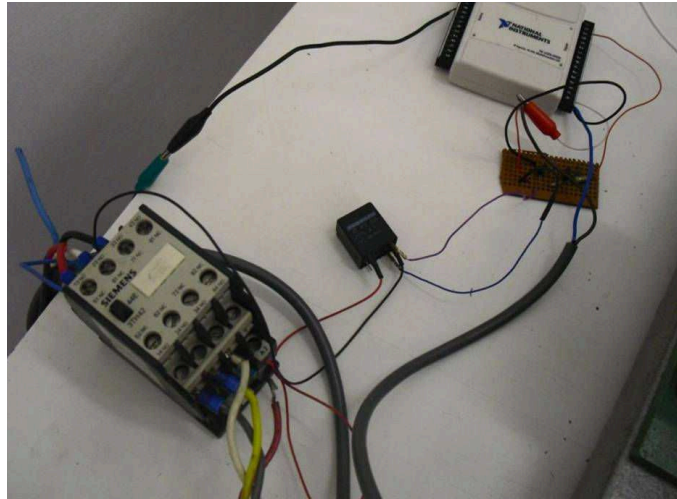


Figura 4.4 – Contator na aplicação
FONTE: Autor

As especificações técnicas do contator utilizado são descritas na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Especificações técnicas do contator

Fabricante	SIEMENS
Modelo	3TH4244
Número de contatos	4 NA e 4 NF
Tensão de operação	380V _{AC} e 60V _{DC}
Corrente de operação	AC 6A e DC 0,25A

Conhecidas as características dos principais componentes, o circuito da Figura 4.5 ilustra basicamente o sistema de acionamento da bancada para análise de vibração.

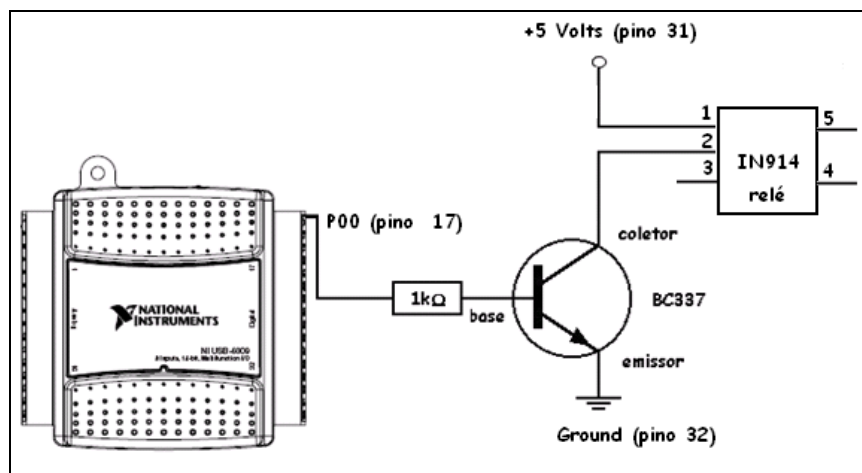


Figura 4.5 – Sistema para acionamento do motor elétrico

FONTE: Autor

Ao iniciar a execução do software de aquisição de dados, um sinal de $5V_{DC}$ é liberado na saída digital da placa de interface, este sinal alimenta a base de um transistor bipolar que está funcionando como uma chave, quando possui alimentação na base permite que uma corrente exista no coletor, a bobina (terminais 1 e 2) de um relé está conectada ao coletor do transistor. Este relé, através de seu contato NA (terminais 3 e 4), é responsável por disponibilizar o sinal de alimentação para a bobina do contator e com isso permitir o funcionamento do motor da bancada. Após o tempo estabelecido de obtenção dos sinais ser finalizado, o software desabilita o sinal da saída digital da placa, desligando o motor.

4.3 Aquisição de dados

Conhecidos os componentes mecânicos da bancada e o seu sistema de acionamento, é necessário descrever os componentes utilizados para compor a instrumentação virtual junto ao software, para monitorar as condições de funcionamento dos elementos rotativos. Através dos sinais obtidos a análise de vibração é realizada.

4.3.1 Sensor Indutivo

O sensor utilizado na bancada é um sensor indutivo. Sensores deste tipo trabalham de forma a perceber a presença de corpos metálicos. Ao identificar um material com as características que possibilitam a detecção, o sensor em função da proximidade, gera um sinal com amplitude correspondente à identificação deste material metálico.

A bancada possui um rotor preso ao eixo, como já foi citado anteriormente. A este rotor foi fixado um material metálico na borda, ficando a uma distância da superfície ativa do sensor diferente de toda a extensão do rotor, o que permitiu a captação da frequência de rotação e determinação do número de voltas do disco. O sensor recebeu a alimentação da placa de interface através dos mesmos terminais que o circuito de acionamento (bornes 31 e 32), o sinal gerado pelo sensor é conectado a uma das entradas analógicas que esteja disponível na placa de interface.

A Figura 4.6 mostra o modelo de sensor utilizado e a placa metal ativadora da bancada construída.



Figura 4.6 – Posicionamento do sensor indutivo

FONTE: Autor

Para se desenvolver um circuito de aplicação de um componente eletrônico, é necessário conhecer suas especificações técnicas, o modelo do sensor utilizado na bancada tem suas principais características descritas na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 – Especificações do Sensor Indutivo

Fabricante	Sensor Bras
Modelo	Sensor de proximidade indutivo Tubular CC 4 fios
Alimentação	10 a 30 VDC/200 mA
Referência	ECL 10-30 2FF
Configuração	CC
Saída	NF
Distância sensora	10 mm
Diâmetro	30 mm
Montagem	Embutida
Invólucro	Metálico roscado

4.3.2 Acelerômetro

Para aplicações em análise de vibração o tipo piezoelétrico é o mais utilizado. Este tipo de acelerômetro é composto, normalmente, uma cerâmica ferroelétrica polarizada artificialmente. Quando mecanicamente tensionada, proporciona uma carga proporcional à força aplicada, gerando uma carga elétrica que polariza suas faces. Os acelerômetros piezoelétricos não necessitam de fonte de alimentação, ou seja, o sinal de saída pode ser conectado diretamente ao medidor de vibrações, além disso, não possuem partes móveis e geram um sinal proporcional à aceleração, que pode ser integrado, obtendo-se a velocidade e o deslocamento do sinal. A Figura 4.7 mostra o modelo de acelerômetro utilizado.

Figura 4.7 - Acelerômetro 353 B18

Fonte: PCB Piezotronics

A Tabela 4.4 traz as especificações do acelerômetro utilizado.

Tabela 4.4 – Especificações do Acelerômetro

Fabricante	PCB Piezotronics
Modelo	353 B18
Tipo	Piezoelétrico (quartzo)
Sensibilidade	($\pm 10\%$) 10 mV/g (1.02 mV/(m/s ²))
Faixa de medição	± 500 g pk (± 4905 m / s ² pk)
Banda Larga Resolução	(1 a 10000 Hz) 0,005 g rms (0,05 m / s ² rms)
Faixa de frequência	($\pm 5\%$) 1 a 10000 Hz
Peso	1,8 g
Alimentação	18 a 30 VDC/2 a 20 mA

A utilização deste sensor na bancada tem por finalidade converter o movimento vibratório em sinais elétricos. O ponto de interesse de monitoração é o mancal de deslizamento, por este motivo o acelerômetro foi fixado no ponto indicado na Figura 4.8.

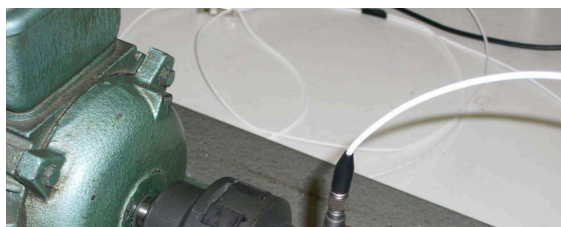


Figura 4.8 – Posição do acelerômetro

FONTE: Autor

O sinal do acelerômetro que é gerado na medição, durante o intervalo de funcionamento da bancada, é enviado ao condicionador de sinais, para que o sinal do sensor seja preparado para realização da análise.

4.3.3 Condicionador de Sinais

A principal função de um condicionador de sinais é transformar o sinal individual do sensor em um sinal padronizado, adequado para transmissão. O condicionador de sinais utilizado na bancada é apresentado na Figura 4.9 e possui características, como: 4 canais, potência requerida de 90 a 130 VAC e frequência variando de 50 a 400 Hz.



Figura 4.9 - Condicionador de sinais modelo 482A16

Fonte: PCB Piezotronics

As especificações do condicionador de sinais utilizado são mostradas na Tabela 4.5.

Tabela 4.5 – Especificações do Condicionador de Sinais

Fabricante	PCB Piezotronics
Excitação do sensor	24 volts, 2 a 20 mA
Ganho por canal	x1, x10, x100
Resposta em frequência baixa	0,225 Hz (-5%)
Resposta em frequência alta	100 kHz (-5%)

4.4 Ambiente do software

Os dispositivos apresentados trabalham em conjunto com o software LabVIEW da National Instruments. Com isso o desenvolvimento do sistema lógico se torna

mais simplificado por já possuir ferramentas dedicadas para aplicações de monitoração, simulação de atividades e controle de sistemas. Já existem blocos para implementar filtros através do programa, o que possibilita uma redução de ruído dos sinais obtidos, isto se torna interessante, pois qualquer interferência num pequeno período pode alterar a informação, modificando assim a conclusão podendo ocasionar erros nas análises realizadas.

A Figura 4.10 ilustra a tela de operação do sistema de controle e aquisição de dados proposto para o trabalho na bancada, desenvolvido no LabVIEW.

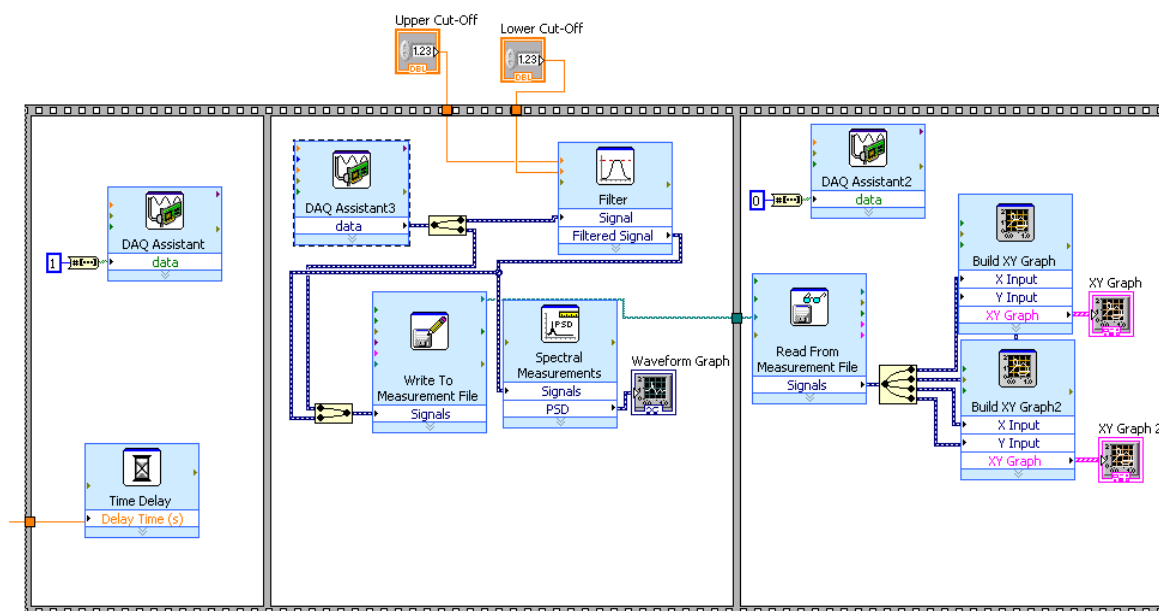


Figura 4.10 – Tela do controle de acionamento e aquisição de dados
 FONTE: Autor

O sistema de monitoramento da bancada está dividido em três partes: controle de acionamento, aquisição de dados e resultados. Cada bloco contido nas divisões será detalhado, para que o funcionamento do sistema fique claro.

4.4.1 Controle de acionamento

Composta de dois blocos, esta parte do sistema de controle da bancada consiste em determinar o acionamento do motor, o tempo para iniciar a aquisição de dados e quanto tempo será gasto para obter as amostras. A Figura 4.11 destaca os blocos que compõem esta parte do monitoramento.

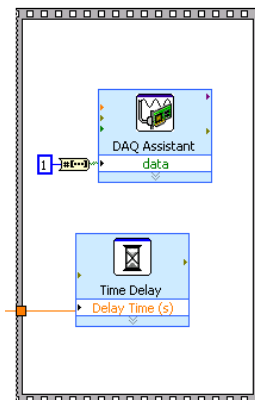


Figura 4.11 – Controle de acionamento
FONTE: Autor

Na execução do software, o bloco utilizado no controle de acionamento chamado *Time Delay*, foi configurado para que após 2 segundos do início do funcionamento do motor, seja realizada a aquisição de dados. O outro bloco denominado *DAQ Assistant*, tem como função controlar o período de duração da aquisição de dados e foi configurado para estabelecer o tempo de 1 segundo para a obtenção das amostras.

4.4.2 Aquisição de dados

Nesta etapa do sistema de controle ocorre a transferência das informações do sistema físico para o ambiente virtual. A Figura 4.12 ilustra a representação dos blocos.

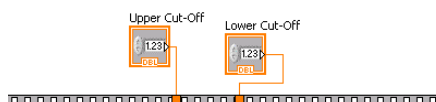


Figura 4.12 – Aquisição de dados
FONTE: Autor

Os sinais dos sensores da bancada que estão sendo monitorados são coletados e armazenados nesta etapa do processo. O bloco *DAQ Assistant3* determina a taxa de amostragem, ou seja, quantidade de amostras que serão adquiridas no intervalo de funcionamento da bancada. Para este trabalho foram coletadas 1000 amostras para uma frequência de amostragem de 1000Hz.

Além da quantidade de amostras obtidas, os filtros também são muito importantes na definição da qualidade do sinal a ser estudado. O bloco *Filter* é responsável por determinar a faixa de frequência que será considerada na gravação dos dados correspondentes ao sinal do sensor de vibração. De acordo com a aplicação, o tipo de filtro a ser utilizado é selecionado durante a configuração do bloco. Para este projeto, foi escolhido um filtro passa faixa com valores de frequência entre 15 e 35Hz, valores definidos em função da frequência de interesse que é frequência de rotação do rotor de aproximadamente 26Hz.

Para demonstrar a importância de um bom filtro na aquisição de dados, foram feitas medições para verificar a qualidade do sinal em função das frequências de corte utilizadas. A Figura 4.13 demonstra o sinal de uma aquisição para um filtro passa faixa de 1 a 200Hz, uma ampla faixa de frequência que compreende a frequência de rotação do eixo, que é a referência do trabalho.

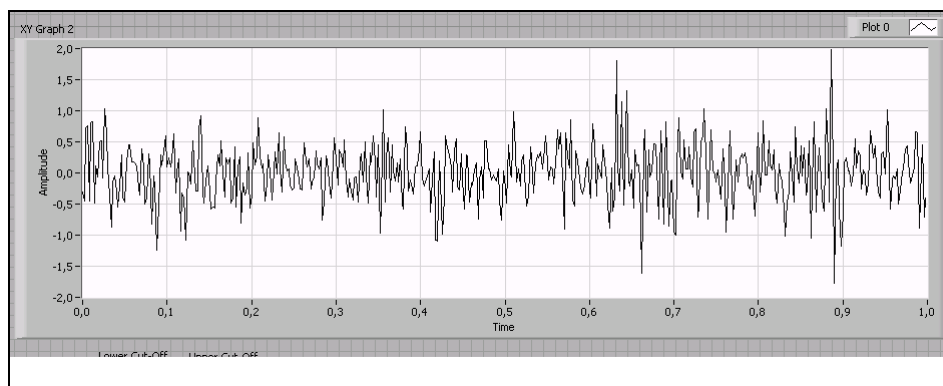


Figura 4.13 – Sinal de vibração com filtro passa faixa de 1 a 200Hz
FONTE: Autor

Pelo resultado obtido, foi possível observar que a faixa de frequência adotada na medição não permitiu uma boa visualização do sinal para que pudesse ser utilizado em análises, pois apresentou grande quantidade de ruído.

Modificando a faixa de frequência do filtro, para tentar uma aproximação do valor que produza um sinal sem perturbações, foi reduzida a frequência de corte superior, sendo um filtro passa faixa de 1 a 35Hz. Percebeu-se que a quantidade de

ruído no sinal para realizar avaliações foi menor quando comparado ao sinal apresentado na Figura 4.13. O sinal obtido após a modificação do filtro é ilustrado na Figura 4.14.

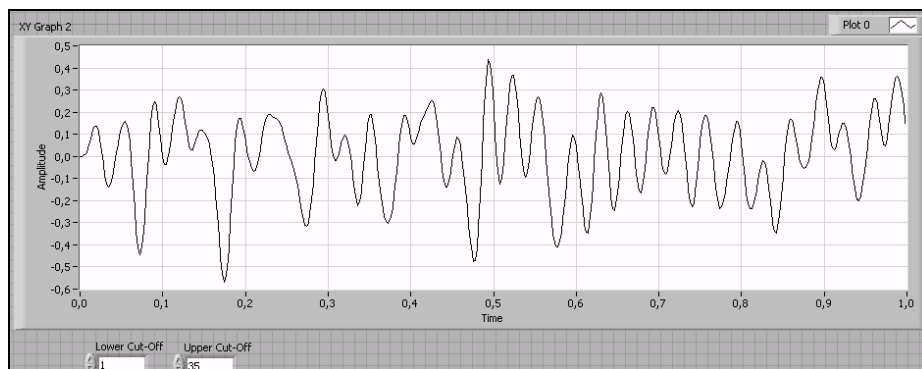


Figura 4.14 – Sinal de vibração com o filtro passa faixa de 1 a 35Hz
FONTE: Autor

Visto que o sinal da Figura 4.14 ainda apresentou distorções, além da aproximação da frequência de corte superior, foi feita uma aproximação da frequência de corte inferior ao valor de referência, obtendo um filtro passa faixa de 15 a 35Hz. O sinal apresentou um nível de ruídos bem reduzido, se comparado ao sinal da Figura 4.14, possibilitando a realização das análises. Este sinal é ilustrado na Figura 4.15.

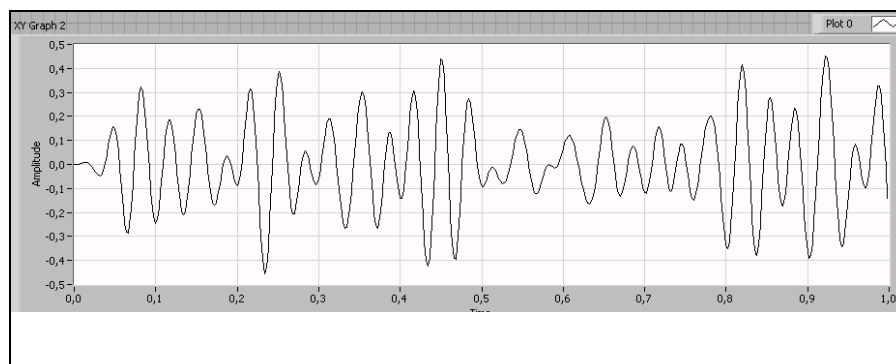


Figura 4.15 – Sinal de vibração com o filtro passa faixa de 15 a 35Hz
FONTE: Autor

Após a definição do filtro, este sinal obtido é disponibilizado para outros blocos do sistema para que os resultados possam ser gerados. Um dos blocos que recebe este sinal é o bloco *Write To Measurement File*. Este bloco tem a função de criar um arquivo com dados numéricos relativos às amostras coletadas no intervalo de funcionamento. A cada nova medição um novo arquivo é gerado e estas

informações contidas neste arquivo podem ser utilizadas tanto pelo LabVIEW, como em algum software de ferramentas matemáticas para obtenção de resultados.

O sinal filtrado também é enviado para o bloco *Spectral Measurements*. Este bloco é um analisador de espectros, que faz a leitura das amostras coletadas e retorna na forma do gráfico da FFT do sinal através do comando de saída *Waveform Graph*.

A Figura 4.16, mostra o resultado das ações dos blocos citados acima.

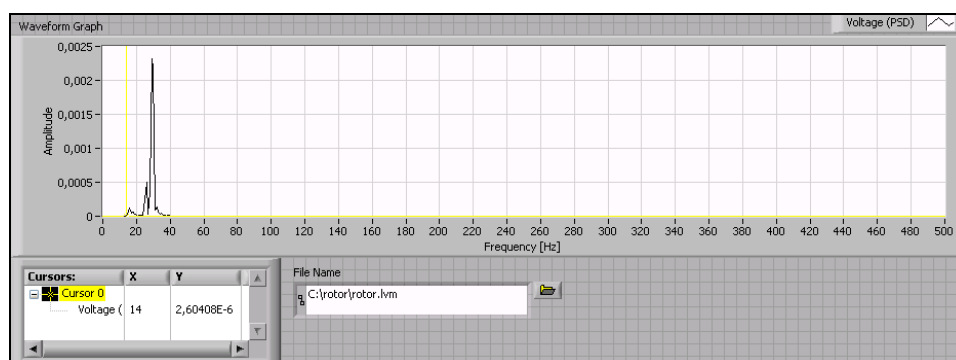


Figura 4.16 – Tela de resultado LabVIEW
FONTE: Autor

4.4.3 Gráficos e Valores

Finalizando a descrição do sistema de monitoramento, a Figura 4.17 ilustra os blocos que são responsáveis por gerar os gráficos que serão utilizados nas análises.

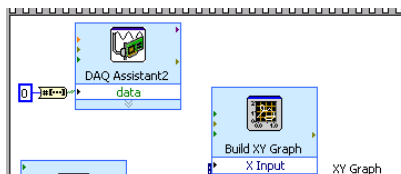


Figura 4.17 – Geração dos gráficos
FONTE: Autor

Esta divisão do monitoramento encerra a atividade do motor através do bloco *DAQ Assistant2*, retirando o sinal que é fornecido para o acionamento. Além de

interromper o funcionamento da bancada, esta parte da instrumentação virtual faz a leitura dos dados obtidos nas amostras através do bloco *Read From Measurement File* e disponibiliza para os blocos *Build XY Graph* que são responsáveis por gerar os gráficos relativos aos sensores utilizados na bancada e disponibilizá-los para os comandos de saída, *XY Graph* que representa o sinal do sensor indutivo e *XY Graph2* que representa o sinal do acelerômetro.

Os resultados dos comandos *XYGraph* e *XY Graph2* podem ser vistos na Figura 4.18.

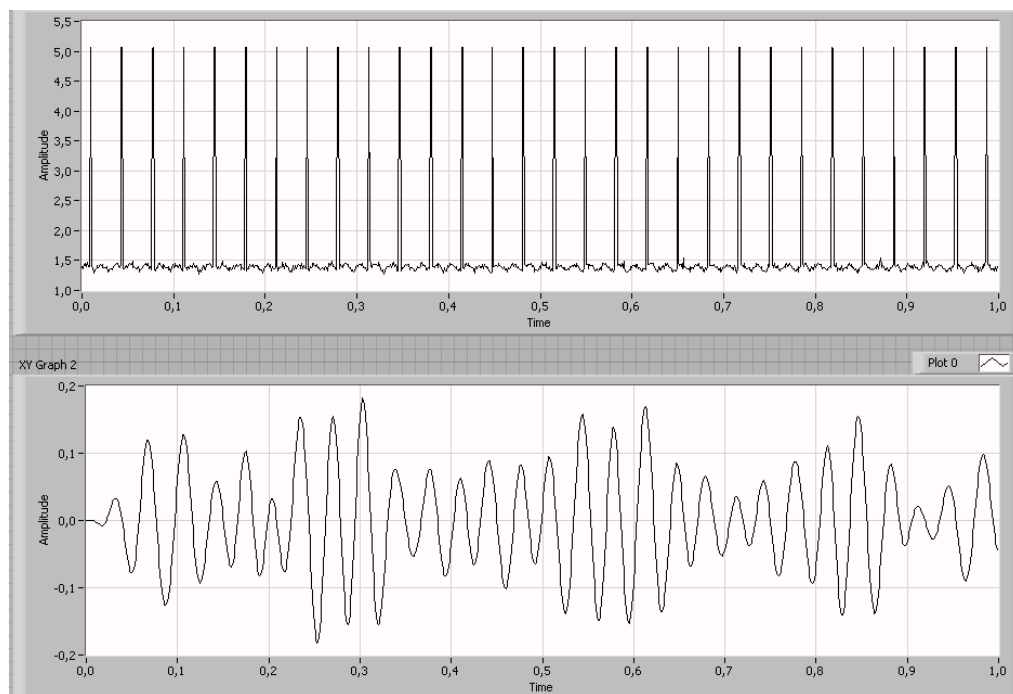


Figura 4.18 – Gráficos dos resultados da medição
FONTE: Autor

Após realizar as medições, é necessária uma análise dos dados adquiridos, para identificar os problemas indicados pela vibração, que são objeto de estudo da bancada.

Este estudo foi feito através dos programas desenvolvidos, para identificar dentro dos valores dos sinais de vibração, a existência de falhas, qual o tipo de falha que ocorreu e o que deve ser feito para corrigi-la.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Aplicações Típicas

Para iniciar a análise utilizando a bancada, foi escolhido um tipo de falha para simulação, e o tipo de defeito escolhido foi o desbalanceamento, por este ser muito comum em sistemas rotativos e pela estrutura da bancada. A falha provocada foi o balanceamento estático, pois o mesmo é provocado em apenas um plano.

O desbalanceamento pode ser residual e quando apresentado desta forma, não compromete o bom funcionamento do sistema, porém, pode gerar desgaste aos componentes que constituem este sistema rotativo em função do tempo de utilização.

A primeira medição foi realizada com o rotor sem massas adicionais, nesta condição, será considerado o sistema balanceado.

Ao verificar os gráficos obtidos, foram observadas as características dos sinais gerados por cada sensor. A Figura 5.1 ilustra o sinal que foi obtido do sensor indutivo, que determina a medição da frequência de rotação.

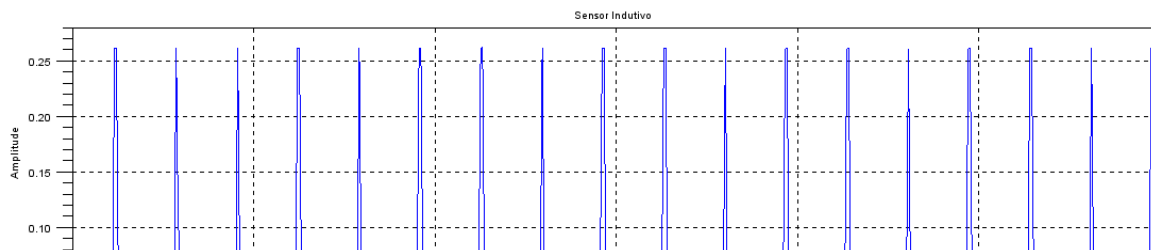


Figura 5.1 – Sinal do sensor indutivo

FONTE: Autor

Observando a Figura 5.1, é possível perceber que o sensor gera um sinal de 0,03V para menor amplitude, este valor se deve a pequenas interferências e ao rotor ser constituído de metal. Os picos de amplitude de aproximadamente 0,27V correspondem à detecção da presença do inserto metálico preso ao rotor. Através

destes picos é calculada a frequência de rotação do sistema rotativo.

O sinal de vibração foi monitorado pelo acelerômetro. A Figura 5.2 mostra a forma de onda resultante da medição.

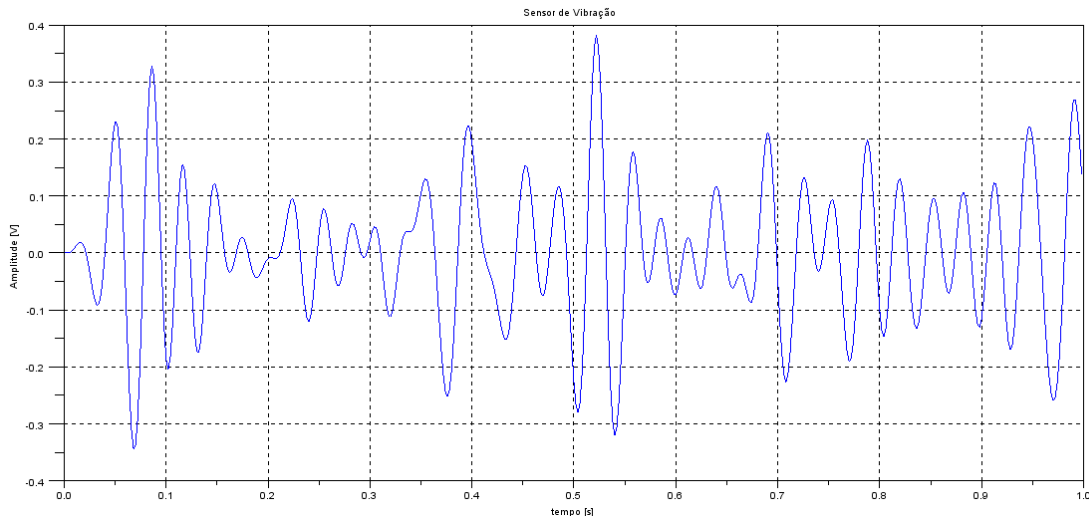


Figura 5.2 – Sinal resultante do acelerômetro

FONTE: Autor

A simulação da falha foi feita com a adição de massas com valores conhecidos ao rotor, conforme demonstrado na Figura 5.3.

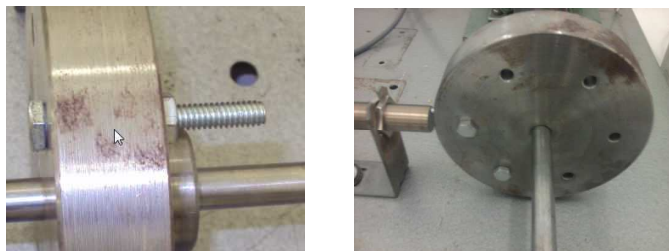


Figura 5.3 - Massas de teste

FONTE: Autor

No primeiro passo da simulação, foi adicionada uma massa de 14,79g (conjunto parafuso e porca). Visualmente o desempenho do sistema rotativo não se alterou, mas ao observar o sinal do acelerômetro, foi possível notar uma diferença de comportamento. A Figura 5.4 mostra o sinal obtido no sensor de vibração durante a medição.

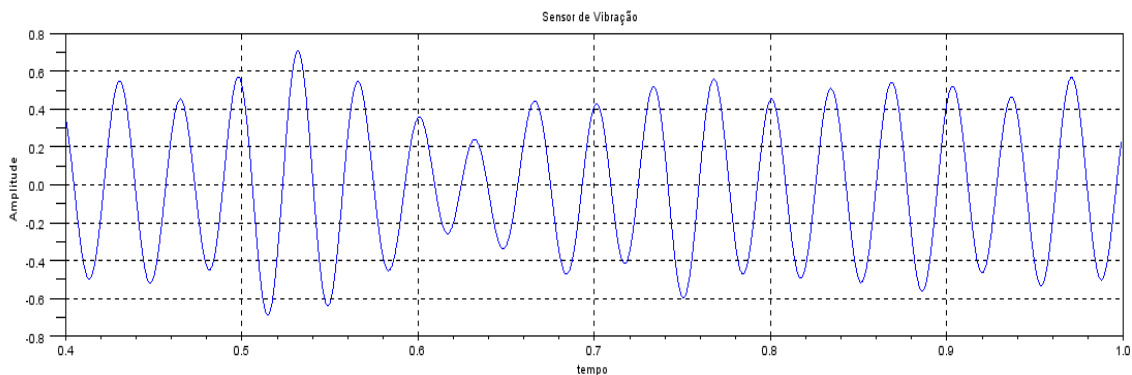


Figura 5.4 – Sinal de vibração obtido com uma massa

FONTE: Autor

De acordo com os conceitos apresentados, qualquer desbalanceamento num sistema rotativo provoca um aumento na amplitude de vibração. A Figura 5.5 ilustra a sobreposição dos sinais obtidos no sensor de vibração, para a medição sem massa desbalanceadora e na situação com desbalanceamento.

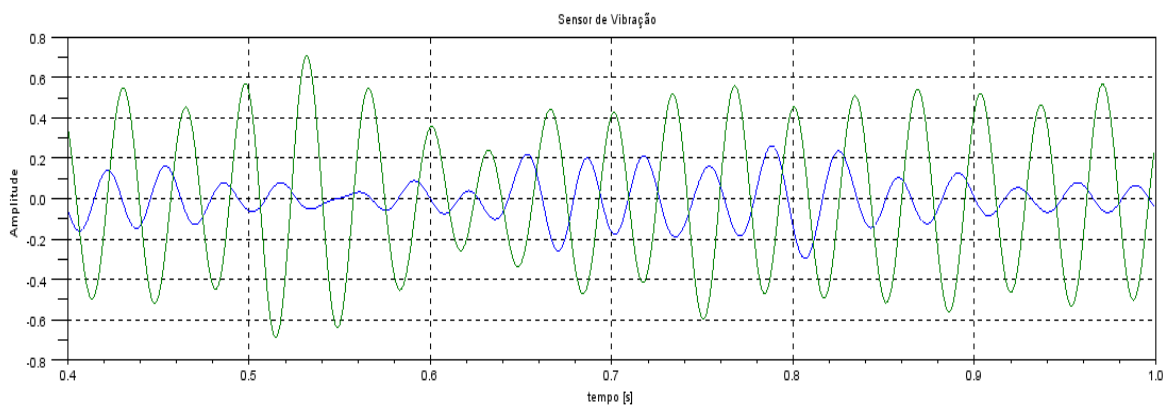


Figura 5.5 – Comparação dos sinais do acelerômetro

FONTE: Autor

Comparando os valores máximos de amplitude dos sinais da Figura 5.2, que apresenta 0,3V, e da Figura 5.4, que apresenta 0,7V, foi possível observar que existe uma diferença entre o nível de vibração, o que indica a existência de uma anomalia de funcionamento na condição em que apresenta o sinal com maior amplitude.

Ainda com o objetivo de avaliar o efeito da adição de massas ao sistema, foi feita outra medição com o sistema desbalanceado, porém desta vez, foram utilizadas duas massas de 14,79g cada, concentradas em um lado do rotor.

Neste caso já foi possível verificar visualmente a alteração do comportamento do sistema, pois o nível de vibração que ocorreu na simulação foi mais elevado. Na Figura 5.6 é possível visualizar os valores encontrados.

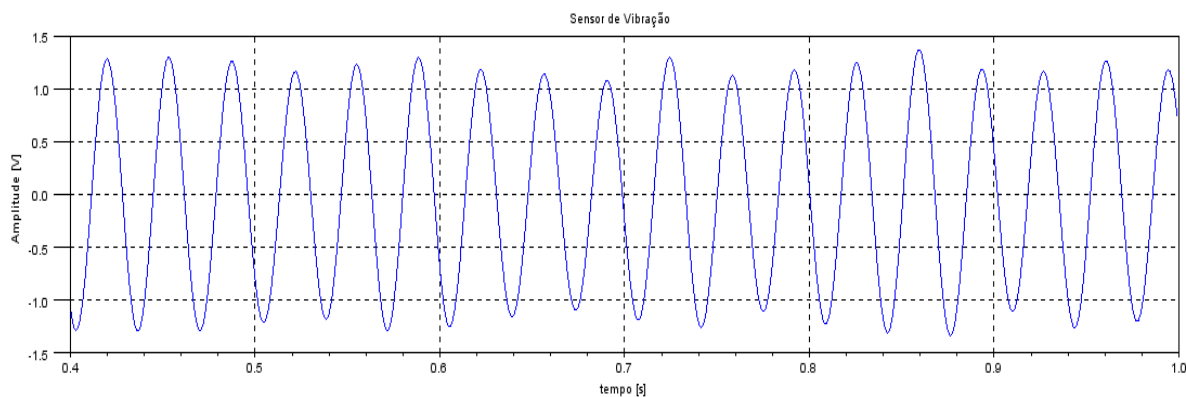


Figura 5.6 – Sinal de vibração obtido com duas massas

FONTE: Autor

Repetindo a comparação dos sinais de vibração, a comparação do terceiro sinal, que é mostrado na Figura 5.6, com os outros dois adquiridos nas medições anteriores também foi realizada, indicando que realmente o nível de vibração obtido na última medição foi maior que os anteriores. A primeira medição produziu um sinal com 0,3V de amplitude, a segunda medição, com uma massa desbalanceadora, produziu um sinal de amplitude máxima 0,7V e a terceira medição o sinal medido apresentou uma amplitude de aproximadamente 1,3V, comprovando o que fora observado visualmente. A Figura 5.7 ilustra esta comparação.

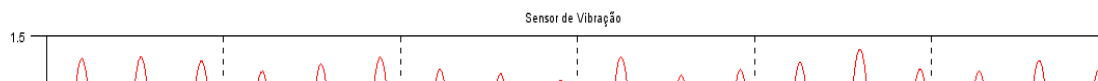


Figura 5.7 – Comparação dos níveis de vibração

FONTE: Autor

Em virtude das medições realizadas na bancada experimental, concluiu-se que a presença de falhas em sistemas rotativos são identificadas através do sinal de vibração avaliando a sua amplitude. Quanto maior a amplitude de vibração, mais crítico será o problema existente.

5.2 Identificação do tipo de falha

Após determinar a presença de falhas no sistema, o próximo passo foi desenvolver análises baseadas nos resultados encontrados para determinar o tipo de falha existente.

Os sinais de vibração através do acelerômetro para o motor sem massa desbalanceadora e com desbalanceamento após inserir a massa conhecida serão analisados. A Figura 5.8 apresenta a Transformada Rápida de Fourier (FFT) do sinal obtido para a situação inicial de verificação, em que se considera o motor balanceado.

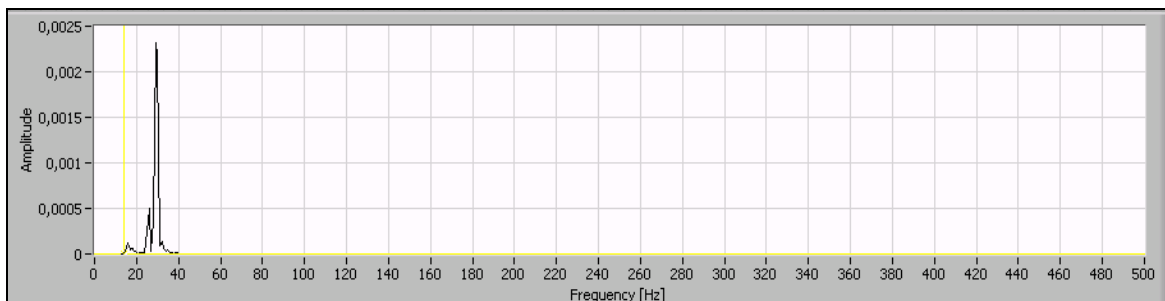


Figura 5.8 – Espectro do sinal de vibração sem massa de teste

FONTE: Autor

Na Figura 5.9, a FFT do sinal obtido para a situação do motor desbalanceado com uma massa desbalanceadora, mostra o aumento da amplitude no espectro da frequência de rotação em 0,08 em comparação com a medição do rotor balanceado.

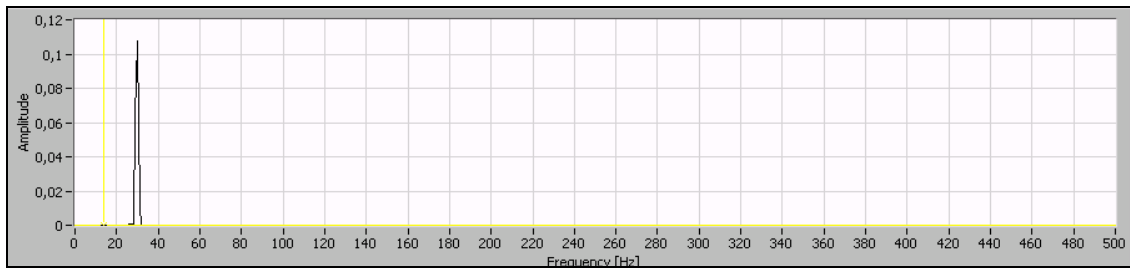


Figura 5.9 - Espectro do sinal de vibração com uma massa de teste

FONTE: Autor

Partindo para a análise do sinal de vibração da terceira medição, percebeu-se um valor de amplitude de 0,4 que se comparado aos sinais anteriores é o que possui maior amplitude, o que conduz a conclusão de que das três condições avaliadas, a representação mostrada na Figura 5.10 traduz a condição mais crítica para a falha da análise realizada.

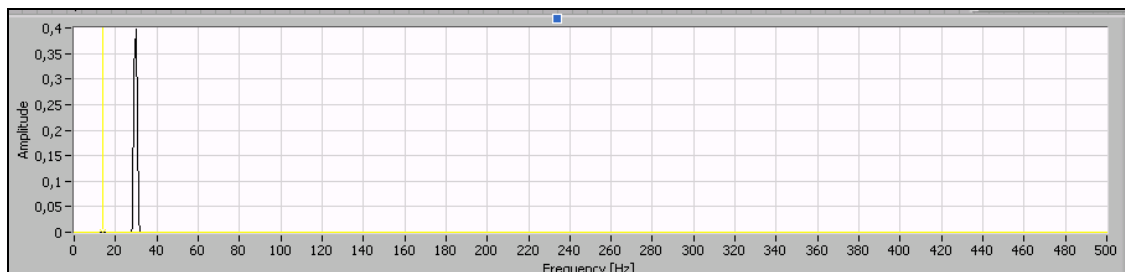


Figura 5.10 – Espectro do sinal de vibração com duas massas de teste

FONTE: Autor

Avaliando os sinais, os harmônicos significativos dos espectros ocorrem todos na mesma frequência, indicando que esta não é influenciada pela falha presente. Os espectros obtidos caracterizam um desbalanceamento, visto que a vibração dominante ocorre na frequência de rotação do rotor, aproximadamente 26Hz.

A falha de desbalanceamento pode ocasionar outros tipos de falhas, mas pela visualização dos sinais, foi possível afirmar que na simulação só ocorreu o desbalanceamento, por só ocorrer o harmônico significativo na frequência de rotação do motor.

5.2.1 Estudo do desbalanceamento

Após a aquisição dos dados, foi desenvolvido um sistema para realização do cálculo do valor da massa de correção e do ângulo em que ela deve ser montada no rotor. Para desenvolver a ferramenta, foram utilizados os conceitos do método vetorial de balanceamento em um único plano. A realização do cálculo através dos sinais obtidos necessita dos valores de magnitude e fase dos vetores V_0 e V_1 . Esta determinação foi feita através do LabVIEW, que identificou para determinar a magnitude, a amplitude máxima de vibração do sinal que estava sendo avaliado e para o ângulo de fase uma relação entre o ciclo de rotação e o valor da amostra no ponto de máxima amplitude do sinal de vibração. O programa desenvolvido no LabVIEW e blocos utilizados são mostrados no Apêndice A.

A Figura 5.11 ilustra a tela do programa, feito no LabVIEW, de cálculo da correção do desbalanceamento.

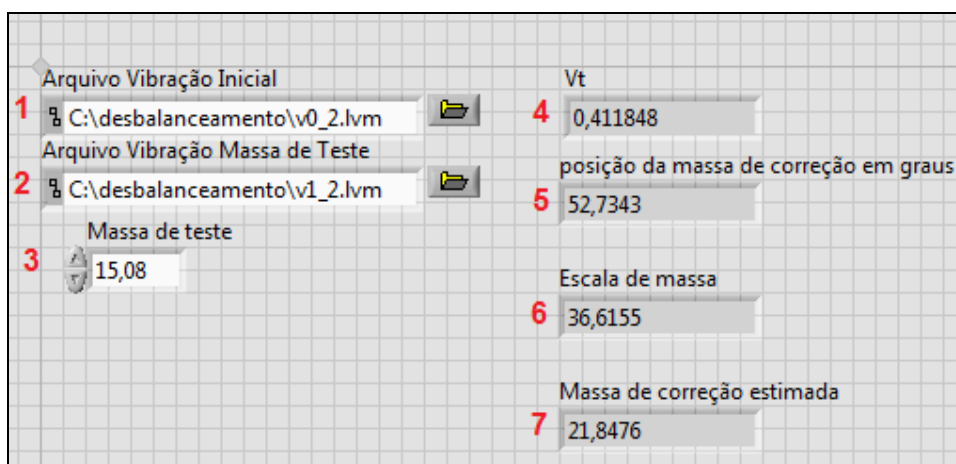


Figura 5.11 – Tela para cálculo de correção

FONTE: Autor

O sistema de monitoramento da bancada gera um arquivo com os dados referentes aos sinais dos sensores. A cada medição que é realizada um novo arquivo é gerado. O endereço de destino destes arquivos é determinado pelo usuário. Para utilizar o programa de cálculo da correção do desbalanceamento é necessário realizar as medições nas condições em que se deseja verificar o sistema e buscar o arquivo a ser utilizado no campo 1, no qual será considerada a vibração inicial (V_0). O campo 2 deve conter o arquivo que foi salvo na situação em que foi

adicionada a massa de teste (V_1). O valor desta massa deve ser informado no campo 3. A realização do cálculo depende somente das informações existentes nestes campos descritos anteriormente. Após completar os campos 1, 2 e 3 com os seus respectivos valores, basta executar o programa e os resultados são apresentados nos campos 4, 5, 6 e 7, que serão descritos a seguir.

O campo 4, V_t , mostra a magnitude do vetor de teste resultante do desbalanceamento. Para calcular este valor, foi realizada uma operação vetorial entre V_0 e V_1 .

O campo 5 define a posição angular em que deve ser montada a massa de correção, para calcular este ângulo de fase, o programa aplica a Lei dos senos ao triângulo formado pelos vetores obtidos dos sinais de vibração.

O campo 6, Escala de massa (EM), mostra o resultado da razão entre a massa de teste (M_t) e a magnitude do vetor de teste (V_t), como descrito na Equação 5.1.

$$EM = \frac{M_t}{V_t} \quad (5.1)$$

O campo 7 apresenta o valor da massa de correção (M_c) que deve ser adicionado na posição angular definida no campo 5, para corrigir o desbalanceamento. Considerando a substituição das variáveis da equação 5.1 na determinação da massa de correção da Equação 5.2, o programa realiza o cálculo através da Equação 5.3.

$$M_c = EM \times V_0 \quad (5.2)$$

$$V_0 \quad (5.3)$$

A descrição do programa está disponível no Apêndice B.

Após o desenvolvimento do sistema para calcular a correção, foram realizadas algumas medições com diferentes valores de massa, para verificar a funcionalidade do programa. Primeiramente foi adicionada ao rotor uma massa conhecida para reproduzir a falha de desbalanceamento e foi realizada a medição para obtenção do vetor de vibração inicial V_0 . Após esta medição foi adicionada, na posição 0° , uma

segunda massa, que foi chamada de massa de teste, foi realizada nova medição para armazenar as informações do vetor de teste V1. Feitas as medições, os cálculos para correção das situações simuladas foram realizados. A Tabela 5.1 mostra alguns resultados que foram obtidos.

Tabela 5.1 – Cálculo de correção do desbalanceamento

Massa Inicial (g)	Ângulo (°)	Massa de Teste (g)	Ângulo (°)	Massa de Correção (g)	Posição Angular (°)
24,07	60	14,7	0	21,4279	-127,27
14,79	60	20,07	0	13,8208	-128,00
14,79	60	10,45	0	15,8958	-117,89

Após a determinação dos valores foi escolhida uma das soluções encontradas para realizar o experimento de correção e verificar o balanceamento. Para realizar a medição na condição de correção, foi necessário retirar a massa de teste e colocar a massa calculada na posição angular encontrada, obedecendo ao sentido de rotação do rotor.

A condição para verificação foi baseada na terceira linha da Tabela 5.1, foi realizado o experimento, sendo assim, foi retirada a massa de teste de 10,45g que estava na posição 0° e substituída pela massa de correção calculada de 15,89g na posição angular -117,89° (aproximadamente -120° que é a posição disponível para fixação de massas no rotor), o resultado da aquisição é ilustrado na Figura 5.12.

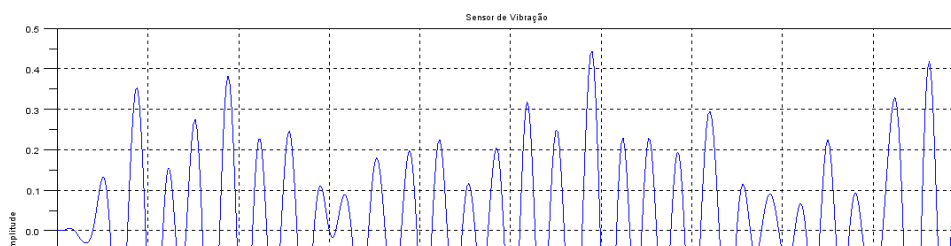


Figura 5.12 – Medição da vibração após correção
FONTE: Autor

Se comparado ao sinal da medição, mostrado na Figura 5.2, em que não existia nenhuma massa para desbalancear o rotor, o sistema apresenta amplitude de

vibração similar à situação em que ele foi analisado em vazio. A Figura 5.13 mostra a comparação do sinal da Figura 5.2, com amplitude máxima de 0,38 e da Figura 5.12, que apresenta amplitude de 0,44.

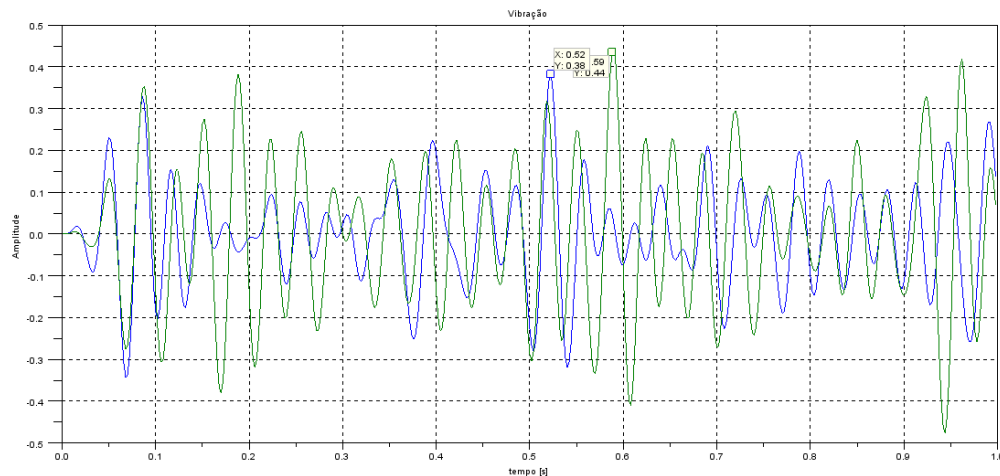


Figura 5.13 - Comparação dos sinais de vibração após correção
 FONTE: Autor

Pela comparação foi possível perceber que os sinais possuem amplitude máxima de vibração bem próxima, podendo considerar que o balanceamento realizado no sistema rotativo foi eficaz, pois aproximou o sistema da condição inicial de funcionamento. A diferença de amplitude existente se deve ao desbalanceamento residual. Os limites permitidos para este valor de desbalanceamento pode ser encontrado na norma ISO 1940-1, que condiciona estes valores principalmente à massa do rotor e à velocidade de operação do sistema. Este valor é denominado desbalanceamento residual permissível.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Máquinas rotativas podem apresentar índices de falha consideráveis, em suas aplicações. A manutenção preditiva é uma ferramenta muito importante para antever as falhas baseando-se nas alterações das características normais de seu funcionamento. Verificações periódicas devem ser feitas para que essas anormalidades possam ser identificadas. Através dos sinais de vibração é possível identificar a presença de um problema. Caso haja uma alteração de amplitude, basta observar que quanto maior a amplitude de vibração, mais grave é a falha. Utilizando outra característica do sinal, a frequência, é possível identificar o tipo de falha que o equipamento apresenta, utilizando, por exemplo, o método de análise espectral.

Baseado nesta ideia de que o monitoramento e consequente análise dos dados obtidos devem ser realizados, foi proposta uma bancada controlada por um programa de computador para análise de comportamento de um sistema com uma máquina rotativa. A bancada desenvolvida permite realizar a aquisição dos dados para situação normal de funcionamento e para falhas simuladas. Ela pode ser empregada na análise de vibrações dos mais diversificados tipos de falhas, como por exemplo: desbalanceamento, desalinhamento, defeitos nos rolamentos, entre outros.

Os sinais foram obtidos através de dois sensores, um sensor indutivo para monitorar a frequência de rotação do sistema, e um acelerômetro, que fixo a um dos mancais monitora a vibração do sistema. As análises foram realizadas considerando o sistema rotativo balanceado e desbalanceado. O desbalanceamento estático, em apenas um plano, foi a falha escolhida para realizar as aquisições de dados. Esta falha tem como característica alterar a amplitude de vibração de acordo com o desequilíbrio de massas existente no rotor, o que pode ser verificado com a adição de diferentes valores de massa. As concentrações de massa em diferentes posições provocaram diferentes níveis de vibração, o que indicam diferentes níveis de desbalanceamento.

Para classificar a falha como desbalanceamento, foi necessário realizar uma análise dos espectros de frequência dos sinais obtidos. Este tipo de falha produz um

harmônico significativo na mesma frequência de rotação do sistema, o que pode ser também verificado com clareza nos resultados obtidos.

Outra abordagem da utilização dos dados extraídos da bancada foi com relação à correção do desbalanceamento causado no sistema. Para realização desta correção foi desenvolvido um programa de computador que realiza os cálculos de correção em função das situações testadas. A base para o desenvolvimento do programa foi o método vetorial, que é bastante utilizado em cálculos de balanceamento de rotores. Através das medições realizadas o método utilizado pelo programa foi considerado eficaz, visto que o resultado do balanceamento atingiu o valor muito próximo do esperado, com percentual de erro pequeno. Este erro pode ser considerado como balanceamento residual permissível caso esteja nos limites estabelecidos por norma.

Após o desenvolvimento do trabalho, considerando os resultados obtidos como satisfatórios, pode-se dizer que uma ferramenta didática para estudo de desbalanceamento estático através da análise de vibração está disponibilizada no Laboratório de Vibrações Mecânicas da UNITAU, pois com a bancada é possível simular, calcular e corrigir uma falha de desbalanceamento em um plano.

O foco deste trabalho foi desenvolver uma ferramenta para realizar o estudo do desbalanceamento estático. A bancada possui outras possibilidades de simulação de falhas como desalinhamento, folga, rolamentos, etc. Como sugestão de trabalhos futuros, realizar uma melhoria do programa de monitoramento por computador, para que permita a simulação, o cálculo e correção de outros tipos de falha.

A técnica da análise espectral é recomendada para falha de desbalanceamento, por possuir uma característica de apresentar o harmônico significativo na mesma frequência de rotação do equipamento. Fica como sugestão desenvolver análise com esta técnica considerando a ocorrência de diversas falhas num mesmo experimento, avaliar como proceder para identificar cada uma delas no espectro apresentado, ou ainda recomendar a utilização de outra técnica de medição para aprimorar o estudo.

REFERÊNCIAS

ALMEIDA, F. R. V. **Análises Estatísticas e Reconhecimento de Padrão Aplicados em Diagnósticos de Defeitos em Rolamentos Através da Análise de Vibração**. Itajubá - MG, 2007.

ALMEIDA, M. T.; GÓZ, R. D. S. **Curso de Balanceamento de Rotores**. Itajubá – MG, 2000.

ANTONIOLLI, E. B. **Análise Comparativa das Técnicas de Medição e Análise das Vibrações, aplicadas na Manutenção Preditiva**. Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1999.

ARAÚJO, R. S. **Desgaste Prematuro e Falhas Recorrentes em Rolamentos de Motores de Indução Trifásicos Alimentados por Inversores de Frequência**. Belo Horizonte: UFMG, 2011.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 5462: Confiabilidade e manutenibilidade**. Rio de Janeiro, 1994.

BAILLIE, D., & MATHEW, J. **Diagnosing rolling element bearing faults with artificial neural networks**. 2011.

BRAMATTI, N.; SENA, A; LIMA, W. E SILVA, R. - **Monitoração Remota de Equipamentos. XVI Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica** - SNPTEE, São Paulo, 2001.

CONFIABILIDADE MANUTENÇÃO PREVENTIVA

Disponível em:

<http://www.confidabilidademp.com.br/artigos/01/ConfiabilidadeMP-artigo-01-2009.pdf>

Acesso em 28/11/2012

DA COSTA, W.; ROBERTO, C.; ARANTES, A. - **Manutenção Preditiva, o Caminho para a Excelência - Uma Vantagem Competitiva**. XIII, SIMPEP, Bauru, São Paulo, 2006.

DINIZ, P. S., SILVA, E. A., & NETTO, S. L. **Processamento Digital de Sinais: projeto e análise de sistemas**. Porto Alegre: Bookman, 2004.

GARCIA, M. S. **Análise de defeitos em sistemas mecânicos rotativos a partir da monitoração de vibrações**, Rio de Janeiro, 2005.

GIRDHAR, P.; SCHEFFER, C. **Practical machinery vibration analysis and predictive maintenance**. Burlington, Reino Unido: Newnes, 2004.

HAYKIN, S. S., & VEEN, B. V. **Sinais e sistemas**. Porto Alegre, 2002.

HWANG, D. H. **A Method for Rotor Vibration Monitoring of Induction Motor by Air-gap Flux Detection.**

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **ISO 1940-1:** Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state; Part 1 – Specification and verification of balance tolerances. Geneva, 2003.

MARÇAL, R. F. M.; SUSIN, A. A. **Detectando falhas incipientes em máquinas rotativas.** Revista Gestão Industrial. v. 01, n. 021, p. 87-96, 2005.

MATOS, C. S., ROCHA, R. d., MATOS, W. S., & ZINDELUK, M. **Estudo de Efeitos Dinâmicos Induzidos por Folga em Mancais de Rolamento em um Rotor Vertical.** 1997.

MENDEL, E.; MARIANO, L. Z.; DRAGO, I.; LOUREIRO, S.; RAUBER, T. W.; VAREJÃO, F. M.; BATISTA, R. J. **Reconhecimento automático de padrões de falhas em rolamentos usando análise de sinais de vibração.** Juiz de Fora, 2008.

MORO, N. - **Introdução a Gestão da Manutenção,** CEFET - SC, Santa Catarina, 2007

MURPHY, B., VANCE, J. & ZEIDAN, F. **Machinery Vibration and Rotordynamics.** Hoboken, 2010

NATIONAL INSTRUMENTS - **Produtos National Instruments para Monitoração de Condição de Máquina na Indústria de Óleo e Gás.** Outubro, 2011.

NAVAS, J. C. **Estudo e Desenvolvimento de um sistema aplicado ao balanceamento dinâmico de máquinas.** UNESP, Guaratinguetá, 2010.

NUNES, M. A. da C. **Diagnóstico de Defeitos em Rolamentos pela Técnica do Envelope.** Universidade Federal de Santa Catarina, Santa Catarina, 1989.

ROCHA JUNIOR, J. B.; FARIA, J. F. A.; SOARES, A. M. S., **Projeto e Construção de Uma Bancada Para Análise de Vibração em Sistemas Rotativos.** XVII ENIC - ENCONTRO DE INICIAÇÃO CIENTÍFICA, Taubaté, 2012.

REGAZZI, R. D.; PEREIRA, P. S.; SILVA JR, M. F. **Soluções Práticas de Instrumentação e Automação – Utilizando a Programação Gráfica LabVIEW.** Rio de Janeiro, 2005.

SAMPAIO, R. P. C. **Vibração mecânica na Identificação de Dano em Máquinas.** Lisboa, 2009

SILVA, J. G. **Aplicação da análise de componentes principais (PCA) no diagnóstico de defeitos em rolamentos através da assinatura elétrica de motores de indução.** 2008.

SINHA, A. **Vibration of Mechanical Systems.** Nova York: Cambridge University Press, 2010.

SOUSA, W. dos S. **Desenvolvimento de um Sistema aplicativo em LabVIEW para o Monitoramento de Máquinas Rotativas com um Módulo de Balanceamento de Rotores**. Universidade Federal do Pará, Pará, 2005.

SUMATHI, S., & SUREKHA, P. (2007). **LabVIEW based advanced instrumentation systems**. New York, 2007.

WOWK, V. **Machinery Vibration - Balancing**. McGraw - Hill, 1995.

Especificação de sensor de proximidade indutivo Tubular CC 4 fios, **Sensor Brás**.

Disponível em:

http://www.sensorbras.com.br/?mod=produtos_det&cod=591&categoria=Sensor de proximidade indutivo&subcat_nome=Tubular CC 4 fios, 2012.

Acesso em: 27/10/2012

Especificação de sensor de vibração e condicionador de sinais, **PCB Piezotronics**.

Disponível em:

http://pcb.com/spec_sheet.asp?model=353B18, 2012.

http://pcb.com/Linked_Documents/Vibration/VIB300E_1204.pdf, 2012.

Acesso em 20/10/2012

Especificação de placa de aquisição de dados NI USB6009, **National Instruments**.

Disponível em:

<http://sine.ni.com/nips/cds/view/p/lang/pt/nid/201987>, 2012.

Acesso em 15/10/2012

Especificação do contator

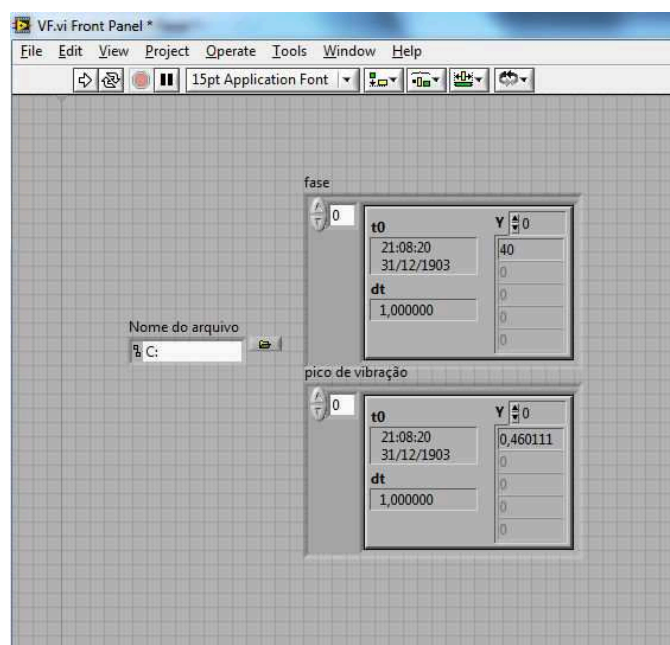
Disponível em:

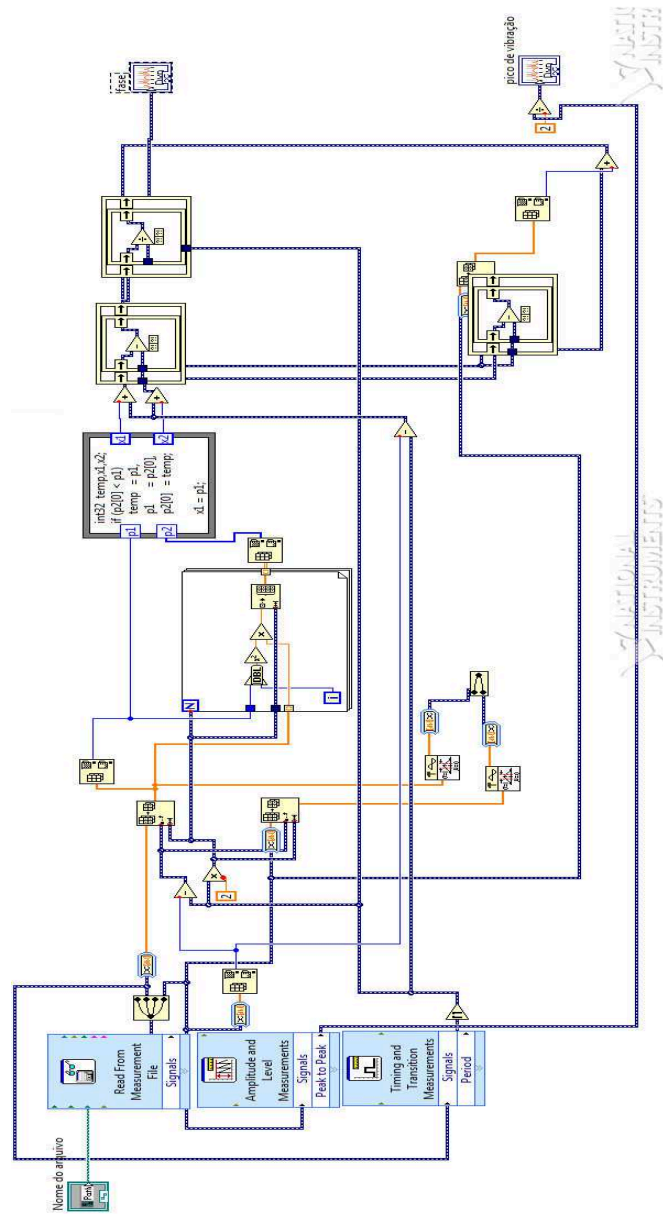
http://www.ecspl.com.sg/Product_details/3th.pdf

Acesso em 20/11/2012

APÊNDICES

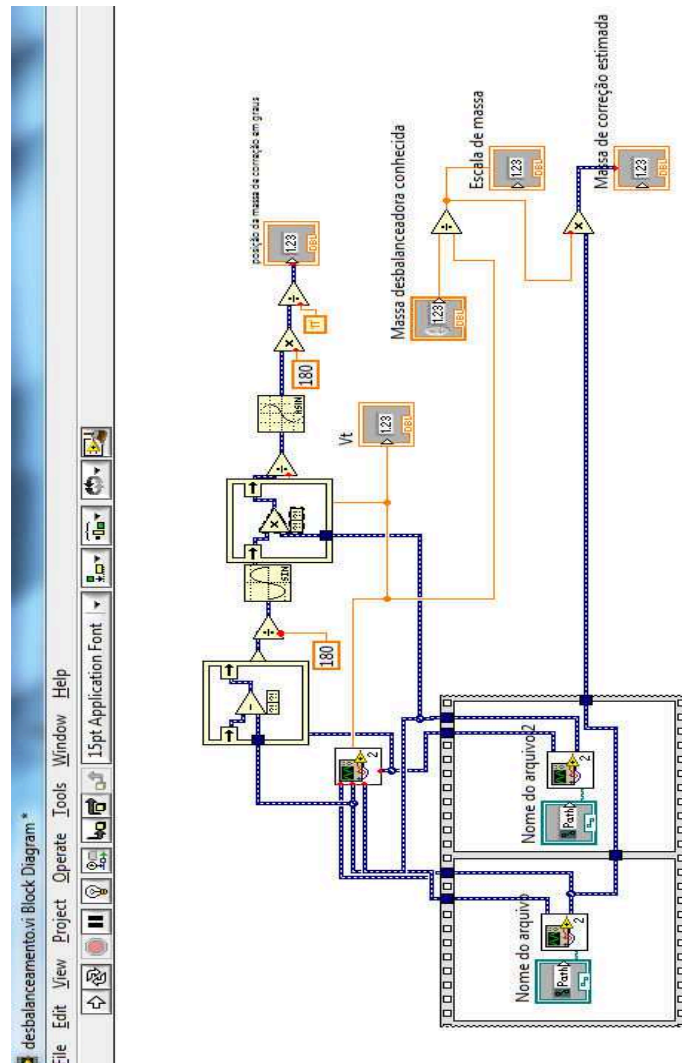
APÊNDICE A – Programa LabVIEW para cálculo da magnitude e fase (V0 e V1)





INSTRUMENTS

APÊNDICE B – Diagrama em Blocos do programa de cálculo da massa de correção e posição angular



APÊNDICE C – Modelo de programa para comparação dos sinais (Scilab)

```
clear;
loadmatfile('rotorb2.lvm');
loadmatfile('v2_3.lvm');

xb = rotorb2;
xd = v2_3;

namo = size(xb);
namo = namo(1);
num = 1;

t = xb(num:namo,1);
aceb = xb(num:namo,4);

aced = xd(num:namo,4);

figure(1);
plot(t,aceb,t,aced);xgrid();title('Vibração');ylabel('Amplitude');xlabel('tempo [s]');
```