



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE DEFEITOS EM BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES EM  
MÁQUINAS ROTATIVAS**

**ALEXSANDRO RICKELME MOTA GARCIAS**

**Tucuruí – PA  
2022**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ – UFPA  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUÍ – CAMTUC  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA – FEM**

**ANÁLISE DE DEFEITOS EM BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES EM  
MÁQUINAS ROTATIVAS**

**ALEXSANDRO RICKELME MOTA GARCIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus Universitário de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**Orientador:**  
**Profº. MSc. Walter dos Santos Sousa**

**Tucuruí – PA  
2022**

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD  
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará  
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

---

G216a    Garcias, Alexsandro Rickelme Mota.  
          ANÁLISE DE DEFEITOS EM BANCADA DIDÁTICA DE  
          VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS / Alexsandro  
          Rickelme Mota Garcias. — 2022.  
          88 f. : il. color.

          Orientador(a): Prof. Me. Walter dos Santos Sousa  
          Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação) - Universidade  
          Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, Faculdade de  
          Engenharia Mecânica, Tucuruí, 2022.

          1. Manutenção. 2. Vibração. 3. Bancada. I. Título.

CDD 620.3

---



MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITARIO DE TUCURUI

**TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC Nº 3 / 2022 - CTUCU (11.16)**

**Nº do Protocolo: 23073.007542/2022-79**

**Tucuruí-PA, 14 de fevereiro de 2022.**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE TUCURUI  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**ANÁLISE DE DEFEITOS EM BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES EM  
MÁQUINAS ROTATIVAS**

**ALEXSANDRO RICKELME MOTA GARCIAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia Mecânica do Campus Universitário de Tucuruí, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

**BANCA EXAMINADORA**

**Orientador: Prof. MSc. Walter dos Santos Sousa**

FEM/CAMTUC/UFPA

**Membro Interno: Prof. Dr. Francisco Jarmeson Silva Bandeira**

FEM/CAMTUC/UFPA

**Membro Externo: Prof. Dr. Alexandre Luiz Amarante Mesquita**

FEM/ITEC/UFPA

**Data de aprovação: 04 de fevereiro de 2022.**

**Conceito: Excelente**

*(Assinado digitalmente em 14/02/2022 15:28 )*

ALEXANDRE LUIZ AMARANTE MESQUITA  
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR  
ITEC (11.41)  
Matrícula: 1257852

*(Assinado digitalmente em 14/02/2022 13:08 )*

FRANCISCO JARMESON SILVA BANDEIRA  
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR  
CTUCU (11.16)  
Matrícula: 1170289

*(Assinado digitalmente em 14/02/2022 12:53 )*

WALTER DOS SANTOS SOUSA  
PROFESSOR DO MAGISTERIO SUPERIOR  
CTUCU (11.16)  
Matrícula: 2611288

Para verificar a autenticidade deste documento entre em  
<https://sipac.ufpa.br/public/documentos/index.jsp> informando seu número: **3**, ano: **2022**,  
tipo: **TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO/TCC**, data de emissão: **14/02/2022** e o código  
de verificação: **76edf77d08**

*A Deus, a minha mãe, ao meu pai, a minha vizinha, e a minha segunda mãe, Leude.*

## AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, pois até aqui Ele tem me ajudado, e tem tido misericórdia da minha vida. Me abrigou em dias difíceis, e me deu força para lutar durante toda essa trajetória.

A minha mãe, Francisca Barbosa, por incansavelmente lutar todos os dias para me proporcionar um bom futuro, por me educar, por sempre me aconselhar, estar ao meu lado, lutar junto comigo, e chorar junto comigo. Serei eternamente grato.

Ao meu pai, José Alberto, que sempre sonhou comigo, sempre me aconselhou e esteve ao meu lado. Sempre batalhou para me proporcionar as oportunidades que lhe faltaram, sempre amável e prestativo. Serei eternamente grato.

A minha segunda mãe, Leude Pereira, que sempre orou por mim, teve cuidado e zelo. Esteve comigo nas alegrias, e nas tristezas, e sempre estava disposta a me aconselhar e ajudar. Lhe amarei eternamente.

A Thais, que me amparou em momentos difíceis, sempre me incentivou e esteve comigo nos piores dias. Sempre prestativa e atenciosa comigo, torcendo pelo meu sucesso. Serei eternamente grato, e sempre irei torcer por você.

A minha grande amiga, Thaíres, que está comigo desde o ensino médio, me aconselhando, ajudando, amparando, e superando os desafios da vida junto comigo. Fazendo sentido o significado da palavra “amizade”.

Aos meus amigos de estudo, Welington, Rodrigo, Rafael, Victor. Passamos muitos perrengues juntos ao longo da graduação, sempre nos ajudando. Torço muito por cada um de vocês! Obrigado pelo companheirismo em todos esses anos.

Aos professores Douglas e Leopoldo, pela didática maravilhosa, pela dinâmica de aula diferenciada. Certamente contribuíram para meu aprendizado, além de proporcionar bons momentos fora da sala de aula. Exemplos de profissionais.

A todos os meus amigos e familiares, que de alguma forma contribuíram durante essa trajetória, com alguma palavra de conforto, ou um abraço.

Por fim, mas não menos importante, ao meu orientador, professor Walter, um verdadeiro amigo. Obrigado por todos os ensinamentos proporcionados ao longo dessa jornada, pelos conselhos e pela paciência ao longo deste trabalho.

*Lança sobre ele toda a vossa ansiedade, porque ele tem cuidado de vós.  
(1 Pedro 5:7)*

## **ANÁLISE DE DEFEITOS EM BANCADA DIDÁTICA DE VIBRAÇÕES EM MÁQUINAS ROTATIVAS**

### **RESUMO**

*A manutenção, atualmente, é um ponto bastante discutido em empresas. Prezar por equipamentos, e mantê-los funcionando é sinônimo de lucro e produtividade. A criação de vários tipos de manutenção, como a corretiva, preventiva e preditiva é um sinal de que as indústrias estão preocupadas com a forma com que os equipamentos operam, e procuram sempre alternativas para um bom funcionamento do chão de fábrica. A maioria das operações industriais se dá por meio de máquinas e elementos rotativos, que são em sua grande maioria monitorados e analisados diariamente. Uma das formas de se analisar e avaliar o desempenho de uma máquina rotativa é através de seus níveis de vibração, onde o mantenedor é responsável pelo acompanhamento constante desses níveis, para que, se por ventura ocorra um indicativo de falha, este pode prever o evento e assim programar paradas da forma mais adequada possível para o equipamento. Este trabalho tem, então, o objetivo de se analisar uma bancada presente no Laboratório de Vibrações da Universidade Federal do Pará, Campus Tucuruí, com relação a verificação de fenômenos relacionados a defeitos em máquinas rotativas, através da análise de vibração desta. Serão simulados defeitos de desalinhamento de eixo, desbalanceamento de rotor, além de um defeito em rolamento, em seguida, serão captados os dados relacionados à estas simulações, através de um analisador de sinais, e posteriormente, serão feitos comparativos, com relação aos seus espectros, para se mensurar o aumento ou não dos níveis e vibração, além do surgimento de picos em frequências características. O defeito de desbalanceamento será conseguido através da inserção de uma massa em um rotor, de tal forma que este torne-se desbalanceado. Já o desalinhamento consegue-se a partir do aumento da altura do mancal presente na bancada. Por fim, o defeito em rolamento é conseguido a partir de um risco na pista interna do rolamento.*

**Palavras-chave:** *Manutenção, Vibração, Bancada.*



## **EXPERIMENTAL ANALYSIS OF DEFECTS SIMULATION BENCH IN ROTATING MACHINERY**

### **ABSTRACT**

*Maintenance is currently a much discussed point in companies. Valuing equipment, and keeping it running is synonymous with profit and productivity. The cration of lots of types of maintenance, such as corrective, preventive and predictive, is a sign that industries are worry about the way that the equipment operates, and are Always looking for alternatives for a good functioning of the factory floor. Most industrial operations take place through machines and rotating elements, wich are mostly monitored and analyzed on a daily basis. One of the ways to analyze and evaluate the performance of a rotating machine is through its vibration levels, where the maintainer is responsible for the constant monitoring of these levels, so that, if a indication of failure occurs, it can predict the event, and thus program suitable stops in the most suitable way for the equipment. This work has the objective of analyze a bench presente in the Vibration Laboratory of the University of Pará, Campus Tucuruí, regarding the verification of phenomena related to defects in rotating machines, through its vibration analysis. Shaft misalignment defects, rotor unbalance, in addition to a bearing defect will be simulated, then the data referring to these simulations will be captured, through a signal analyzer, and later comparisons will be made, with respect to their spectra. , to measure the increase or not of levels and vibration, in addition to the appearance of peaks in characteristic frequencies. The unbalance defect will be achieved by inserting a mass into a rotor, in such a way that it becomes unbalanced. The misalignment is achieved by increasing the height of the bearing present on the bench. Finally, the bearing defect is achieved from a scratch in the bearing's inner race.*

**Keywords:** *Maintenance, Vibration, Bench.*

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1. Etapas para aquisição de sinais de vibração.....	25
Figura 2. Espectro com $F_s = 2 * F_c$ .....	27
Figura 3. Ocorrência do fenômeno de <i>Aliasing</i> .....	27
Figura 4. Representação das frequências entre zero e a frequência do sinal, para $F_s \gg 2 * F_c$ . 28	
Figura 5. Efeito de janelamento em um sinal. ....	28
Figura 6. Exemplificação do filtro passa baixa. ....	29
Figura 7. Exemplificação do filtro passa alta. ....	30
Figura 8. Exemplificação do filtro passa banda. ....	30
Figura 9. Efeito da força centrífuga gerada pelo desbalanceamento. ....	31
Figura 10. Espectro característico de um desbalanceamento. ....	32
Figura 11. Exemplo de desbalanceamento estático em rotor. ....	32
Figura 12. Exemplo de desbalanceamento estático com duas massas equidistantes do CG. ....	33
Figura 13. Exemplo de desbalanceamento acoplado.....	33
Figura 14. Exemplo de um desbalanceamento semi-estático.....	34
Figura 15. Exemplo de desbalanceamento dinâmico. ....	34
Figura 16. Limite rígido/flexível de um rotor.....	35
Figura 17. Amplitude da vibração <b>A0</b> , e pontos marcados no círculo. ....	36
Figura 18. Amplitude de vibração da massa de teste na posição 0°. ....	36
Figura 19. Amplitude da massa de teste na posição 120°. ....	37
Figura 20. Amplitude da massa de teste na posição 240°. ....	37
Figura 21. Ponto de interceptação resultante do balanceamento pela técnica dos 3 pontos.....	38
Figura 22. Região de interseção dos círculos. ....	38
Figura 23. Método de balanceamento pelo coeficiente de influência. ....	40
Figura 24. Tolerâncias aceitáveis, e grau de qualidade de balanceamento (G).....	41
Figura 25. Exemplo de um sistema alinhado.....	42
Figura 26. Posição de planos em um sistema de alinhamento.....	42
Figura 27. Desalinhamento paralelo vertical e horizontal, respectivamente de cima para baixo. .....	43
Figura 28. Espectro característico de um desalinhamento paralelo.....	43
Figura 29. Desalinhamento angular vertical e horizontal, respectivamente de cima para baixo. .....	44
Figura 30. Espectro característico de um desalinhamento angular. ....	44

Figura 31. Desalinhamento combinado vertical e horizontal, respectivamente de cima para baixo. ....	45
Figura 32. Método de alinhamento com uso de relógio comparador. ....	46
Figura 33. Configurações de medição com relógio comparador. ....	46
Figura 34. Sistema de alinhamento a laser. ....	47
Figura 35. Acoplamento danificado por desalinhamento. ....	48
Figura 36. Defeito causado por desalinhamento em anel interno de rolamento. ....	48
Figura 37. Componentes de um rolamento. ....	49
Figura 38. Frequências e dimensões dos componentes de um rolamento. ....	49
Figura 39. Velocidades tangenciais dos elementos. ....	50
Figura 40. Relação entre amplitude, RMS e valor absoluto médio. ....	54
Figura 41. Valor de pico e RMS para um rolamento com defeito. ....	54
Figura 42. Estágios de um defeito. (a) valor de pico e valor RMS; (b) valor do fator de crista. ....	55
Figura 43. Relação do fator K com a evolução de uma falha em rolamento. ....	55
Figura 44. Procedimentos da técnica de envelope. ....	57
Figura 45. Bancada didática de simulação de defeitos em máquinas rotativas. ....	58
Figura 46. Estrutura principal da bancada. ....	59
Figura 47. (A) mancais presentes na bancada; (B) furações nos mancais para comportar os acelerômetros. ....	59
Figura 48. Rotor que compõem a bancada. ....	60
Figura 49. Rolamento de esferas SKF 6202 presente na bancada. ....	61
Figura 50. Dimensões disponíveis para o rolamento 6202. ....	61
Figura 51. Acoplamento elástico de garras EA67. ....	62
Figura 52. Eixo presente na bancada. ....	62
Figura 53. Motor <i>weg</i> de 3 cv. ....	63
Figura 54. Inversor de frequência <i>CFW 08</i> . ....	63
Figura 55. (A) analisador de sinais; (B) cabos de comunicação. ....	64
Figura 56. Acelerômetros usados para medição de vibração. ....	65
Figura 57. Esquema da cadeia de medição utilizada. ....	65
Figura 58. Exemplo de parâmetros de aquisição utilizados em algumas simulações. ....	67
Figura 59. Esquema simplificado de operação. ....	68
Figura 60. Comparação de espectros em condições normais e depois do desbalanceamento. ....	69
Figura 61. Determinação dos pontos no rotor. ....	70

Figura 62. Massa de teste selecionada para o balanceamento do rotor. ....	70
Figura 63. Massa de teste posicionada no primeiro ponto. ....	71
Figura 64. Espectro de vibração com a massa de teste na posição 1.....	71
Figura 65. Massa de teste posicionada no segundo ponto.....	72
Figura 66. Espectro de vibração com a massa de teste na posição 2.....	72
Figura 67. Massa de teste posicionada no terceiro ponto. ....	73
Figura 68. Espectro de vibração com a massa de teste na posição 3.....	73
Figura 69. Determinação do vetor resultante e da angulação deste para o balanceamento.....	74
Figura 70. Obtenção da massa de balanceamento. ....	75
Figura 71. Posição da massa de balanceamento no rotor. ....	75
Figura 72. Espectro do rotor balanceado. ....	76
Figura 73. Acelerômetros posicionados para simulação do defeito de desalinhamento. ....	77
Figura 74. Arruelas inseridas na base do mancal para se causar desalinhamento.....	77
Figura 75. Bancada após a aplicação do desalinhamento.....	78
Figura 76. Comparação de espectros radiais da bancada em condições normais e desalinhada. .....	78
Figura 77. Espectro de axial do desalinhamento. ....	79
Figura 78. Região onde fora aplicado o defeito no rolamento. ....	79
Figura 79. Equipamentos utilizados para a realização do defeito no rolamento. ....	80
Figura 80. Sinal de rolamento defeituoso no domínio do tempo.....	81
Figura 81. Espectro filtrado da simulação do rolamento danificado. ....	82
Figura 82. Envelope do sinal do domínio no tempo.....	83
Figura 83. Espectro do envelope filtrado com rolamento defeituoso.....	83

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1. Valores das variáveis do rolamento 6202 .....	61
Tabela 2. Frequências características de defeito para rolamento 6202 .....	81

## LISTA DE SIMBOLOS

$k_{axi}$	Rigidez axial
$E$	Módulo de <i>Young</i>
$A$	Área da seção
$l$	Comprimento da viga
$k_{flex}$	Rigidez de flexão
$K_{eqs}$	Rigidez equivalente de um arranjo em série
$k_1$	Rigidez 1
$K_{eqp}$	Rigidez equivalente de um arranjo em paralelo
$\omega_n$	Frequência natural
$K_{eq}$	Rigidez equivalente do sistema
$m_{eq}$	Massa equivalente do sistema
$X(\omega)$	Função no domínio da frequência
$x(t)$	Função no domínio do tempo
$\omega$	Frequência
$t$	Tempo
$F_c$	Frequência máxima
$F_s$	Frequência do sinal
$F_{cent}$	Força centrífuga
$m_d$	Massa desbalanceadora
$e_{m/c}$	Distância da massa de desbalanceamento do centro de rotação
$\omega_{ang}$	Velocidade angular
$M_B$	Massa de balanceamento
$M_T$	Massa de teste
$A_0$	Amplitude de vibração do rotor desbalanceado
$A_F$	Amplitude de vibração final do rotor
$V$	Amplitude de vibração
$\alpha$	Coefficiente de influência
$U$	Massa desbalanceadora
$F_0$	Fase inicial
$V_0$	Vibração inicial
$F_1$	Fase após inserir a massa de teste

$V_1$	Vibração após inserir a massa de teste
$M_C$	Massa de correção
$f_{pe}$	Frequência da pista externa
$f_e$	Frequência da esfera
$f_g$	Frequência da gaiola
$f_{pi}$	Frequência da pista interna
$D$	Diâmetro da esfera
$d_{pi}$	Diâmetro da pista interna
$r_{pi}$	Raio da pista interna
$d_{pe}$	Diâmetro da pista externa
$r_{pe}$	Raio da pista interna
$d$	Diâmetro primitivo
$r$	Raio primitivo
$\beta$	Ângulo de contato
$V_{pe}$	Velocidade da pista externa
$V_g$	Velocidade da gaiola
$V_{pi}$	Velocidade da pista interna
$f_{dpi}$	Frequência de defeito na pista interna do rolamento
$f_{dpe}$	Frequência de defeito na pista externa do rolamento
$f_{de}$	Frequência de defeito nas esferas do rolamento
$F_{cr}$	Fator de crista
$X_{pico}$	Valor de pico
$X_{rms}$	Valor de RMS
$F_k$	Fator K
$M_{eq.flex}$	Massa equivalente de um sistema submetido a flexão
$m_{rotor}$	Massa do rotor
$m_{eixo}$	Massa do eixo

## SUMÁRIO

<b>1 INTRODUÇÃO</b> .....	19
1.1 JUSTIFICATIVA .....	19
1.2 OBJETIVOS .....	20
<b>1.2.1 Objetivo Geral</b> .....	20
<b>1.2.2 Objetivos Específicos</b> .....	20
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	20
<b>2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	22
2.1 MANUTENÇÃO MECÂNICA.....	22
<b>2.1.1 Manutenção corretiva</b> .....	22
<b>2.1.2 Manutenção preventiva</b> .....	22
<b>2.1.3 Manutenção preditiva</b> .....	22
2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE VIBRAÇÃO .....	23
<b>2.2.1 Vibrações mecânicas</b> .....	23
<b>2.2.2 Rigidez</b> .....	23
<b>2.2.3 Frequência natural</b> .....	24
2.3 AQUISIÇÃO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO.....	25
<b>2.3.1 Transformada de Fourier, Transformada Discreta de Fourier e Transformada Rápida de Fourier</b> .....	25
<b>2.3.2 Princípios de Amostragem – Teorema de Nyquist–Shannon</b> .....	26
<b>2.3.3 Janela de amostragem</b> .....	28
<b>2.3.4 Erros de análise espectral</b> .....	29
<b>2.3.5 Filtros de espectro</b> .....	29
2.4 DESBALANCEAMENTO DE ROTORES .....	30
<b>2.4.1 Tipos de desbalanceamento</b> .....	32
2.4.1.1 <i>Desbalanceamento estático</i> .....	32
2.4.1.2 <i>Desbalanceamento acoplado</i> .....	33
2.4.1.3 <i>Desbalanceamento semi-estático</i> .....	34
2.4.1.4 <i>Desbalanceamento dinâmico</i> .....	34
<b>2.4.2 Rotores rígidos e rotores flexíveis</b> .....	35
<b>2.4.3 Técnicas de balanceamento</b> .....	35
2.4.3.1 <i>Método dos 3 pontos (método das quatro voltas)</i> .....	35
2.4.3.2 <i>Método dos coeficientes de influência</i> .....	39
<b>2.4.4 Tolerância de desbalanceamento</b> .....	40
2.5 DESALINHAMENTO DE EIXOS .....	41
<b>2.5.1 Tipos de desalinhamento</b> .....	43
2.5.1.1 <i>Desalinhamento paralelo</i> .....	43



2.5.1.2 Desalinhamento angular .....	44
2.5.1.3 Desalinhamento combinado ou misto .....	44
<b>2.5.2 Métodos de alinhamento .....</b>	<b>45</b>
2.5.2.1 Método com o uso de relógio comparador .....	45
2.5.2.2 Método a laser .....	47
<b>2.5.3 Consequências do desalinhamento .....</b>	<b>47</b>
<b>2.6 DEFEITOS EM ROLAMENTOS .....</b>	<b>48</b>
<b>2.6.1 Frequências características de falhas em rolamentos .....</b>	<b>49</b>
2.6.1.1 Frequência característica da gaiola do rolamento .....	50
2.6.1.2 Frequência característica de defeito na pista interna do rolamento .....	52
2.6.1.3 Frequência característica de defeito na pista externa do rolamento .....	52
2.6.1.4 Frequência característica de defeito nas esferas do rolamento .....	53
<b>2.6.2 Técnicas de detecção de falhas em rolamentos .....</b>	<b>53</b>
2.6.2.1 Domínio do tempo .....	53
2.6.2.2 Domínio da frequência .....	56
<b>3 DESCRIÇÃO DA BANCADA E INSTRUMENTAÇÃO .....</b>	<b>58</b>
<b>3.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES .....</b>	<b>58</b>
<b>3.1.1 Estrutura principal .....</b>	<b>58</b>
<b>3.1.2 Mancais .....</b>	<b>59</b>
<b>3.1.3 Rotor .....</b>	<b>60</b>
<b>3.1.4 Rolamento .....</b>	<b>60</b>
<b>3.1.5 Acoplamento de mandíbula .....</b>	<b>62</b>
<b>3.1.6 Eixo .....</b>	<b>62</b>
<b>3.1.7 Motor elétrico .....</b>	<b>63</b>
<b>3.1.8 Inversor de frequência .....</b>	<b>63</b>
<b>3.2 DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO .....</b>	<b>64</b>
<b>3.2.1 Analisador de sinais .....</b>	<b>64</b>
<b>3.2.2 Acelerômetro .....</b>	<b>64</b>
<b>3.3 CADEIA DE MEDIÇÃO .....</b>	<b>65</b>
<b>4 SIMULAÇÕES DE DEFEITOS .....</b>	<b>67</b>
<b>4.1 CONFIGURAÇÃO DE SOFTWARE .....</b>	<b>67</b>
<b>4.2 SIMULAÇÃO DE DEFEITO DE DESBALANCEAMENTO .....</b>	<b>68</b>
<b>4.2.1 Verificação do limite do rotor .....</b>	<b>68</b>
<b>4.2.2 Simulação de desbalanceamento do rotor .....</b>	<b>69</b>
<b>4.2.3 Balanceamento do rotor .....</b>	<b>70</b>
<b>4.3 SIMULAÇÃO DE DEFEITO DE DESALINHAMENTO .....</b>	<b>76</b>
<b>4.3.1 Aplicação do desalinhamento .....</b>	<b>76</b>
<b>4.3.2 Resultados da simulação de desalinhamento .....</b>	<b>78</b>

4.4 SIMULAÇÃO DE DEFEITO EM ROLAMENTO .....	79
<b>4.4.1 Aplicação de defeito no rolamento .....</b>	<b>79</b>
<b>4.4.2 Resultados da simulação de defeito em rolamento .....</b>	<b>80</b>
<b>5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>84</b>
5.1 CONCLUSÕES .....	84
5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS .....	85
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>86</b>

## 1 INTRODUÇÃO

### 1.1 CONSIDERAÇÕES GERAIS

Com a evolução da tecnologia nos setores industriais, e a implantação de novos equipamentos neste meio, a aplicação de técnicas de manutenção faz-se necessária.

Uma forma existente da aplicação dessas técnicas é através da análise de vibração. Segundo Bruna Silva (2012), a vibração indesejada de um equipamento torna-se prejudicial a este, por contribuir com a ocorrência de falhas nos elementos presentes no maquinário.

Portanto, algumas literaturas explicam como a aplicação de técnicas de análise de sinal de vibração podem ser úteis para a detecção de defeitos existentes, ou ainda incipientes, promovendo assim, uma maior confiabilidade em equipamentos existentes no meio industrial.

Sousa (2005) afirma a existência de *softwares* comerciais responsáveis pela execução de cálculos complexos, que ajudam tanto no meio laboratorial quanto no meio industrial, permitindo a operação e em alguns casos, até a programação. Sendo assim, estes *softwares* podem ser úteis no que tange a análise de vibração, podendo estes, processar e pós-processar sinais de maneira que se deseja.

Sendo assim, de acordo com Bruna Silva (2012), através de acompanhamentos periódicos dos níveis de vibração de uma máquina, é possível identificar falhas antes mesmo que estas aconteçam, através de características presentes nos sinais de vibrações.

Além disso, quando não se é possível prever a falha, as análises de defeitos em máquinas rotativas, através dos sinais de vibração, servem para corrigir problemas existentes, como um desalinhamento, desbalanceamento, ou até mesmo defeitos em rolamentos. Portanto, o estudo dos níveis de vibração em máquinas é de grande valia, no que tange a identificação destes defeitos.

Portanto, o presente trabalho tem o intuito de se avaliar defeitos propositalmente implantados em uma máquina rotativa, restringindo-se aos defeitos de desalinhamento de eixo, balanceamento de rotor, além da aplicação de um defeito em rolamento, em uma bancada existente no laboratório de vibrações da Universidade Federal do Pará, no Campus Universitário de Tucuruí.

### 1.2 JUSTIFICATIVA

Promover funcionalidade a bancada, tendo em vista que esta não foi produto de estudo desde sua concepção.

Além disso, verificação das condições operacionais da bancada, com intuito de se conseguir executar todos os procedimentos possíveis relacionados à análise de defeitos em máquinas rotativas, no que tange à alinhamento, balanceamento, e defeitos em mancais.

Ao fim dos testes, a bancada poderá ser usada com objetivos laboratoriais e de pesquisa para alunos da graduação, com intuito de se promover a estes alunos noções de processamento e análise de sinais de vibração referentes a defeitos em máquinas rotativas.

### 1.3 OBJETIVOS

#### 1.3.1 Objetivo Geral

Validação de bancada existente no laboratório de vibrações da Universidade Federal do Pará, Campus Universitário de Tucuruí, para a execução de testes relacionados à desbalanceamento de rotor, desalinhamento de eixo e defeito em rolamento.

#### 1.3.2 Objetivos Específicos

- Avaliar a bancada para a realização de testes de defeitos em máquinas rotativas.
- Realização de simulação de desbalanceamento de rotor.
- Realização de simulação de desalinhamento angular de eixo.
- Realização de simulação de defeito na pista interna de um rolamento.

### 1.4 ESTRUTURA DO TRABALHO

O presente trabalho é estruturado em cinco seções, onde a primeira, referente a introdução, foi descrita anteriormente.

A segunda seção apresentará a revisão bibliográfica necessária para a compreensão dos temas que serão alvo nos testes que executados na bancada. Primeiramente, serão apresentados os conceitos fundamentais sobre manutenção e vibrações mecânicas, e posteriormente os conceitos relacionados à métodos de análise de sinais de vibrações, os quais serão utilizados para se entender o comportamento do rotor, do eixo e dos rolamentos. Em seguida, será apresentado a teoria por trás do balanceamento de rotores, e além disso, os cálculos que serão executados para se obter o correto balanceamento destes. Adiante, tema abordado nesta seção será o desalinhamento de eixos, e por fim, os defeitos que podem ser captados em rolamentos, através dos métodos de análise de sinais de vibrações.

A terceira seção descreve todos os componentes presentes na bancada, assim como a instrumentação que será utilizada para se fazer as simulações de defeitos em máquinas rotativas.

Já a quarta seção apresentará a simulação de desbalanceamento em um rotor que está presente na bancada, assim como mostrará todos os resultados obtidos com os cálculos de balanceamento para esta simulação. Além disso, será apresentada também a simulação de desalinhamento do eixo da bancada, assim como os métodos utilizados para se detectar este desalinhamento. Por fim, será mostrada a simulação de defeitos em rolamentos, onde será possível verificar a resposta de vibração de um rolamento defeituosos.

Por fim, a quinta e última seção apresenta as conclusões do presente trabalho, assim como as sugestões para trabalhos futuros.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 MANUTENÇÃO MECÂNICA**

Manutenção tem por objetivo a conservação do maquinário de operação, de forma que se evite ao máximo a deterioração destes (Halila, 2018). Outrossim, é importante obter o mínimo de paradas decorrentes de falhas de equipamento, onde caso estas ocorram, reestabelecer o funcionamento do equipamento da forma mais ágil possível.

Existem vários tipos de manutenção, que são caracterizadas principalmente pelo tipo de intervenção que se faz no objeto a ser mantido. Os principais tipos de manutenção são: manutenção corretiva; manutenção preventiva; manutenção preditiva.

#### **2.1.1 Manutenção corretiva**

Halila (2018) define este tipo de manutenção como a mais ineficiente, uma vez que esta ocorre após o dano ao equipamento já ter ocorrido, promovendo em muitas das vezes a parada da produção. O objetivo desse tipo de manutenção é reestabelecer a normalidade em um equipamento.

#### **2.1.2 Manutenção preventiva**

Este tipo de manutenção tem por característica intervenções programadas com base nas informações do fabricante, além de dados estatísticos da própria empresa (Brua Silva, 2012). O objetivo principal deste tipo de manutenção é reduzir a quantidade de falhas de um equipamento, priorizando o máximo de tempo de operação, evitando paradas inesperadas por falhas abruptas.

Contudo, Halila (2018) explica que este tipo de manutenção pode gerar problemas antes inexistentes no equipamento por conta de intervenções muito cedo, ou muito tarde. Dependendo de como aplicada, este tipo de manutenção pode trazer uma série de problemas, uma vez que tira de operação um equipamento por conta das paradas programadas.

#### **2.1.3 Manutenção preditiva**

Este tipo de manutenção é o método mais eficiente, uma vez que consiste na parada do equipamento no momento necessário (Halila, 2018). A manutenção preditiva é caracterizada pelo acompanhamento contínuo do equipamento, verificando-se seu estado com relação à desgaste, e ao nível de operação esperado. Este acompanhamento ocorre por vários métodos,

sendo os mais comuns a termografia (acompanhamento da temperatura do equipamento), e a análise de vibração do equipamento.

Bruna Silva (2012) completa afirmando que a intervenção neste tipo de manutenção só ocorre quando se percebe uma tendência de falha. Com o acompanhamento contínuo do equipamento, é possível montar um banco de dados que serve como base para a detecção de falhas, podendo assim, prever esta antes que aconteça.

## 2.2 CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE VIBRAÇÃO

### 2.2.1 Vibrações mecânicas

A vibração mecânica pode ser entendida como todo movimento que se repete em torno de ponto de referência, que pode ou não ocorrer de forma regular em um período de tempo estabelecido (Silva, 2012). Este fenômeno normalmente aparece em máquinas onde pode-se observar a presença de elementos rotativos, uma vez que estes geralmente causam esforços internos aleatórios.

### 2.2.2 Rigidez

A rigidez de um material está diretamente relacionada às suas propriedades (Halila, 2018). Esta pode ser entendida como a resistência implicada pelo material ao movimento. A rigidez de um material pode ser determinada dependendo do tipo de esforço ao qual este está sujeito. Por exemplo, para a rigidez axial de uma barra com área de seção transversal constantes, têm-se:

$$k_{axi} = \frac{E * A}{l} \quad (1)$$

Vale ressaltar que para a rigidez relacionado ao efeito de flexão, esta varia não só com a seção transversal e com a propriedade do material, mas também depende das condições de contorno ao qual está sujeita. Para uma viga engastada em uma das extremidades, sujeita ao efeito de flexão, com módulo de *Young* constante, e área da seção transversal constante, têm-se:

$$k_{flex} = \frac{3 * E * I}{l^3} \quad (2)$$

Onde:

$E$  – Módulo de *Young* [GPa].

$A$  – Área da seção [ $m^2$ ].

$l$  – Comprimento da viga [m].

$I$  – Momento de inércia [ $m^4$ ].

O arranjo destes materiais rígidos pode ainda resultar em uma rigidez equivalente (HALILA, 2018), resultando em associações em série e paralelo. Para a associação equivalente em série:

$$K_{eqs} = \frac{1}{\frac{1}{k_1} + \dots + \frac{1}{k_n}} \quad (3)$$

Onde o índice “ $n$ ” está relacionado ao número de rigidezes presentes no arranjo. Já para a associação equivalente em paralelo:

$$K_{eqp} = k_1 + \dots + k_n \quad (4)$$

### 2.2.3 Frequência natural

Segundo Silva (2012), a frequência natural de uma estrutura é aquela na qual, caso seja excitada nessa frequência, esta entrará no fenômeno da ressonância. Toda estrutura possui frequências naturais próprias, que dependem de seu material e de sua geometria física.

A ressonância é um processo de amplificação de vibrações. Esta ocorre quando a estrutura é excitada até atingir a sua frequência natural, fazendo com que as amplitudes de vibração tendam ao infinito, caso esta estrutura não apresente amortecimento, comprometendo a integridade física da estrutura (SILVA, 2012).

A frequência natural, para um modelo de um grau de liberdade, é determinada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K_{eq}}{m_{eq}}} \quad (5)$$

Onde:

$\omega_n$  – Frequência natural [rad/s].

$K_{eq}$  – Rigidez equivalente do sistema [N/m].

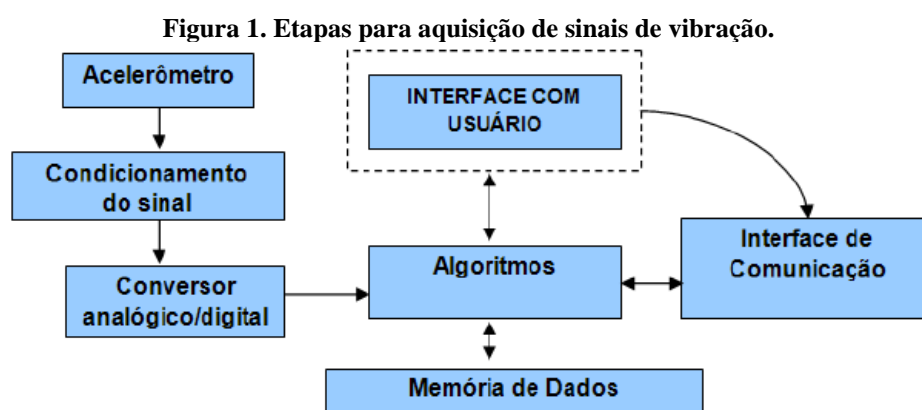
$m_{eq}$  – Massa equivalente do sistema [kg].



## 2.3 AQUISIÇÃO DE SINAIS DE VIBRAÇÃO

Segundo Franco (2016), para se tratar sinais de perturbação mecânica (vibrações) computacionalmente, é necessário transformar essa energia mecânica (oscilações), em sinais elétricos, de modo que se consiga tratar computacionalmente, e posteriormente, expor estes dados da melhor forma possível. Para tanto, uma série de sensores e dispositivos e técnicas devem ser aplicados ao objeto de estudo, de modo que se possa captar ao máximo essa energia mecânica, para transforma-la em sinais elétricos.

Silva et al. (2010), afirma que existem etapas básicas para a aquisição de sinais de vibração, que passam, desde o contato do acelerômetro com o objeto ao qual se deseja medir suas respostas mecânicas, a transformação do sinal mecânico em elétrico/eletrônico, até a visualização do usuário, e posteriormente o armazenamento de dados, como pode-se visualizar na Figura 1.



Fonte: Silva et al. (2010).

Para o tratamento do sinal adquirido, são necessárias algumas ferramentas de transformação de domínio deste sinal. Uma das principais existentes atualmente, é a transformada de Fourier, que se utiliza do teorema de Fourier para se obter a transformação de domínio do sinal.

### 2.3.1 Transformada de Fourier, Transformada Discreta de Fourier e Transformada Rápida de Fourier

Segundo Puhlmann (2014), qualquer sinal periódico pode ser decomposto, através do teorema de Fourier, em uma somatória de suas harmônicas. Para isto, uma importante ferramenta seria necessária para se obter esta decomposição de forma rápida e direta. Sendo assim, a transformada de Fourier é uma operação matemática, aplicada a um sinal no domínio

do tempo (amplitude x tempo), de forma a transformá-lo no domínio da frequência (amplitude x frequência). O resultado desta transformação é conhecido como espectro do sinal.

Portanto, matematicamente, para a transformada de Fourier, têm-se:

$$X(\omega) = \int_{-\infty}^{+\infty} x(t) * e^{-i\omega t} dt \quad (6)$$

Onde  $X(\omega)$  é o sinal no domínio da frequência;  $x(t)$  é o sinal no domínio do tempo;  $i$  é o número imaginário;  $\omega$  é a frequência em *rad/s* e  $t$  é o tempo.

Já a Transformada Discreta de Fourier (DFT), para Puhmann (2014), é a equivalência da transformada de Fourier aplicada a sinais discretizados (amostrados). Em outras palavras, é uma forma truncada da transformada de Fourier, aplicada principalmente em processamento digital de sinais. Ainda segundo o autor, a diferença entre a transformada discreta e a transformada original de Fourier é que o espectro é composto pelo mesmo número de frequências discretizadas (amostradas) ao qual foi aplicada a transformada, onde essas frequências são denominadas de “raias”.

Já segundo Franco (2016), a Transformada Rápida de Fourier (FFT) é um algoritmo computacional otimizado, desenvolvido com intuito de se resolver a transformada discreta de Fourier de maneira mais rápida, promovendo assim um tratamento de sinal confiável e ágil.

### 2.3.2 Princípios de Amostragem – Teorema de Nyquist–Shannon

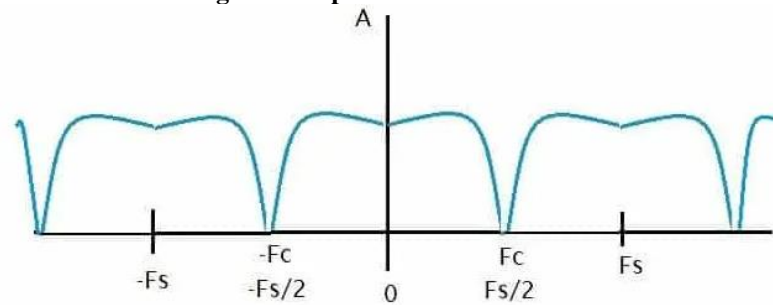
Segundo Barbosa (2013), um sinal contínuo no domínio do tempo pode ser processado através de amostras em um sistema discreto no domínio do tempo, usando o teorema da amostragem (também conhecido como Teorema de *Nyquist–Shannon*). Um exemplo disso é o que é feito nas gravações de um CD de música, tendo em vista que o computador não é capaz de capturar todo o sinal contínuo no domínio do tempo, uma vez que existe uma infinidade de amostras entre um pequeno intervalo de tempo. Após a determinação dessas amostras discretas, pode-se então analisá-las e transformá-las novamente em um sistema contínuo com emprego de diversas técnicas.

Para garantir a preservação de todo o sinal, Puhmann (2014) ressalta a importância na escolha adequada dos períodos de amostra (“tempo de escolha” da amostra no período contínuo), afirmando que estes têm que ser divididos em intervalos de tempos iguais.

Barbosa (2013) afirma que para um sinal ser reconstruído sem erros a partir de uma banda de amostra (cuja frequência máxima é  $F_c$ ), a frequência de amostragem do sinal ( $F_s$ ) tem

que ser duas vezes a frequência máxima da banda de amostra. Amplamente conhecida como a teoria de amostragem de *Nyquist*, denota-se que frequência de amostragem do sinal é duas vezes a frequência máxima, como pode ser visualizado na Figura 2. Nota-se, além disso, a repetição da banda de amostra.

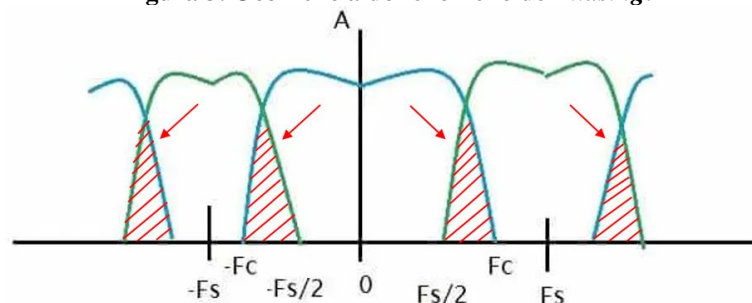
**Figura 2. Espectro com  $F_s = 2 * F_c$ .**



Fonte: Puhlmann (2014).

Caso a frequência do sinal ( $F_s$ ) não obedeça a condição de *Nyquist–Shannon*, ocorrerá uma sobreposição do espectro, ou seja, a frequência do sinal e a frequência máxima da banda de amostra (fenômeno de *Aliasing*) irão se sobrepor, ocasionando uma soma de frequências, gerando uma nova frequência, como nota-se na Figura 3.

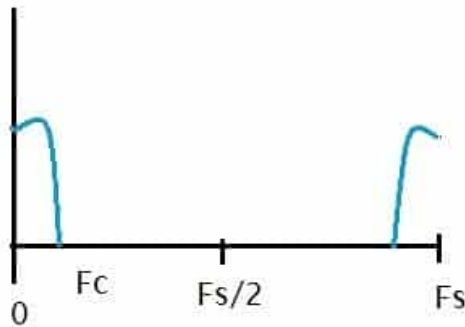
**Figura 3. Ocorrência do fenômeno de *Aliasing*.**



Fonte: Adaptado de Puhlmann (2014).

Puhlmann (2014) ainda apresenta o caso em que a frequência do sinal de amostragem ( $F_s$ ) é muito maior do que duas vezes a frequência máxima da banda ( $F_s \gg 2 * F_c$ ), e ainda afirma que o caso mais prático é utiliza de oito a dez vezes a máxima frequência do sinal ( $F_c$ ). Segundo o mesmo autor, comumente o espectro de um sinal é apresentado como visto na Figura 4, onde observa-se as frequências entre zero e a frequência de amostragem do sinal ( $F_s$ ).

Figura 4. Representação das frequências entre zero e a frequência do sinal, para  $F_s \gg 2 * F_c$ .



Fonte: Puhlmann (2014).

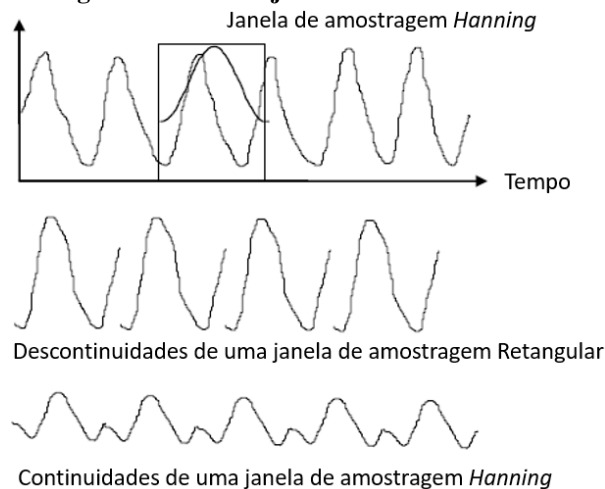
### 2.3.3 Janela de amostragem

Segundo Orsini et al. (2018), janelas de sinais são técnicas empregadas no tratamento de sinais quando se deseja atenuar defeitos relacionados ao tratamento do sinal. Em algumas aplicações, ocorre o truncamento do sinal, fazendo com que apareçam algumas descontinuidades neste, sendo assim, são necessárias técnicas para que se evidenciem as partes as quais se deseja estudar, evitando descontinuidades e “ruídos de fundo”, que são picos ou oscilações que não condizem com a análise.

Puhlmann (2014) afirma a existência de vários tipos de janelas de amostragem, onde pode-se destacar: Retangular; *Hanning*; *Hamming* e *Flattop*, onde cada uma apresenta suas peculiaridades para determinadas aplicações.

Shreve (1995) explica que a janela *Hanning* é a mais usada em tratamento de sinais, uma vez que esta apresenta bons resultados tanto com relação a resolução da amplitude do sinal, quanto com relação a frequência analisada.

Figura 5. Efeito de janelamento em um sinal.



Fonte: Adaptado de Shreve (1995).

Para este trabalho, o janelamento do tipo *Hanning* será utilizado, uma vez que este tipo de janela apresenta boas aproximações para cortes abruptos de sinais.

### 2.3.4 Erros de análise espectral

Orsini et al. (2018) afirma que o tratamento do sinal advindo de uma DFT pode conter alguns erros. O autor explica a ocorrência dos principais erros que são erros de vazamento (*leakage error*) e erro de recobrimento ou rebatimento (*aliasing*). O erro de vazamento segundo o autor ocorre quando se apresenta uma descontinuidade no sinal após a aplicação de uma DFT, ocasionando o surgimento de picos de alta frequência não existentes, por conta da adoção de um período discreto de amostragem não inteiro.

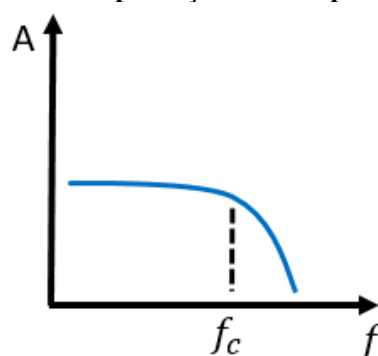
Já com relação ao erro de recobrimento ou rebatimento (*aliasing*), com já exposto anteriormente na Figura 3, ocorre quando a frequência do sinal não obedece a condição de *Nyquist–Shannon*, ocasionando um recobrimento ou rebatimento, gerando um falso componente de frequência.

### 2.3.5 Filtros de espectro

Para Monteiro (2019) filtros de sinais são responsáveis pelo tratamento de um sinal, com objetivo de se destacar uma determinada parte deste. Ainda segundo o autor, estes filtros são responsáveis por selecionar faixas de frequências específicas, deixando as frequências não desejadas fora da análise. Os filtros mais comuns são: filtro passa baixa; filtro passa alta; filtro passa banda.

O filtro passa baixa é aquele responsável pela passagem de sinais de baixa frequência, rejeitando as altas frequências, a partir da frequência de corte do filtro, como pode-se visualizar na Figura 6. A frequência onde ocorre a atenuação de 3 dB em relação ao sinal original, ou seja, sinal não filtrado (MONTEIRO, 2019).

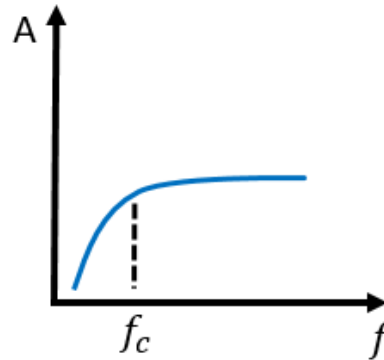
Figura 6. Exemplificação do filtro passa baixa.



Fonte: Adaptado de Silva et al., (2010).

Já o filtro passa alta é o inverso do filtro passa baixa, sendo responsável pela passagem das altas frequências (rejeitando as baixas), a partir da frequência de corte (SILVA et al., 2010), como pode-se verificar na Figura 7.

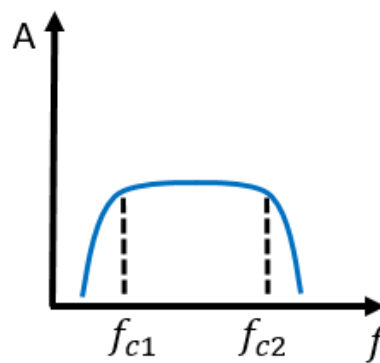
**Figura 7. Exemplificação do filtro passa alta.**



Fonte: Adaptado de Silva et al., (2010).

Por fim, o filtro passa banda é a junção do filtro passa alta e do filtro passa baixa, onde seleciona-se uma banda de frequência que possui duas frequências de corte, uma superior e uma inferior (SILVA et al., 2010), como ilustrado na Figura 8.

**Figura 8. Exemplificação do filtro passa banda.**



Fonte: Adaptado de Silva et al., (2010).

## 2.4 DESBALANCEAMENTO DE ROTORES

Nigro (2015) afirma que o desbalanceamento de uma peça ocorre quando surgem forças radiais não equilibradas, advindas de assimetria de massa do sistema rotativo. O autor ainda reforça que balancear não é anular as forças radiais não equilibradas advindas da assimetria de massa do sistema, e sim, distribuir a massa do sistema de tal forma que essas forças não ultrapassem um limite crítico.

Silva (2012) completa afirmando que o desbalanceamento causa esforços atuantes nos mancais de apoio de peças rotativas, sendo estas forças diretamente relacionadas a massas

desequilibradas em relação ao eixo de inércia da peça rotativa. Esta força de desbalanceamento é conhecida como força centrífuga, e pode ser descrita por:

$$F_{cent} = m_d * e_{m/c} * \omega_{ang}^2 \quad (7)$$

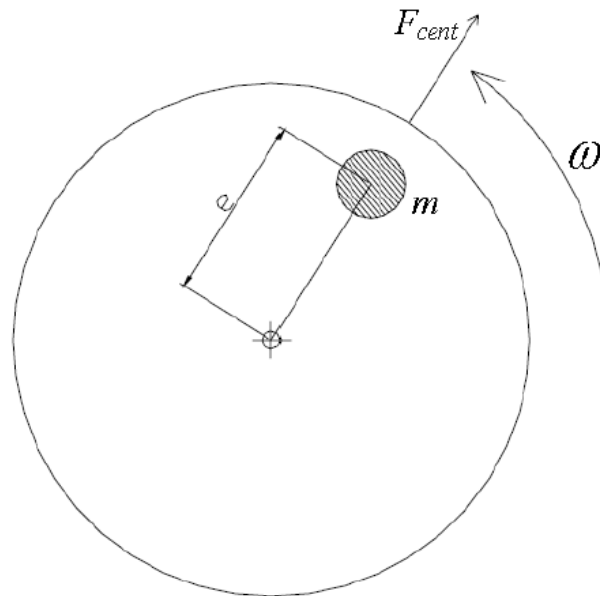
Onde:

$m_d$  – Massa desbalanceadora [kg].

$e_{m/c}$  – Distância da massa de desbalanceamento do centro de rotação (excentricidade) [m].

$\omega_{ang}$  – Velocidade angular [rad/s].

**Figura 9. Efeito da força centrífuga gerada pelo desbalanceamento.**



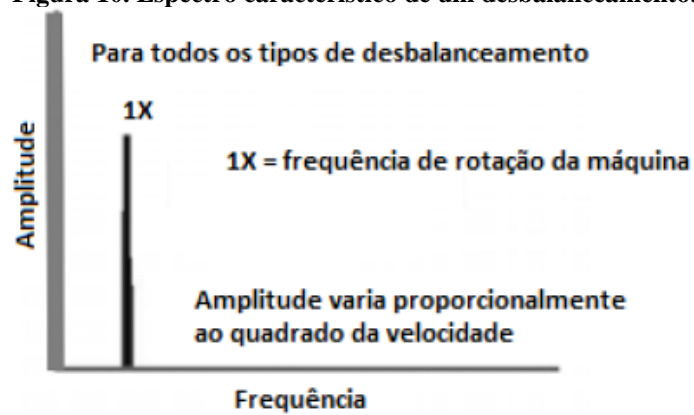
Fonte: Sousa (2005).

Silva (2012) ainda afirma que o desbalanceamento é a origem de graves vibrações em peças rotativas, que podem ser originadas através de deficiências na fabricação, desgaste excessivo, falta de manutenção, ou a aplicação incorreta desta.

Já Silva (2013) explica que para o desbalanceamento estático, as vibrações causadas por este (axial e radial) em um mesmo mancal estarão defasadas em 90°. Contudo, quando se trata de um desbalanceamento acoplado, as vibrações axiais e radiais, quando medidas simultaneamente em ambos os mancais, estarão defasadas em 180°.

Silva (2013) continua demonstrando que o espectro de vibração, para todos os tipos de desbalanceamento, resultará em um pico predominante, na frequência equivalente à frequência de rotação da máquina.

**Figura 10. Espectro característico de um desbalanceamento.**



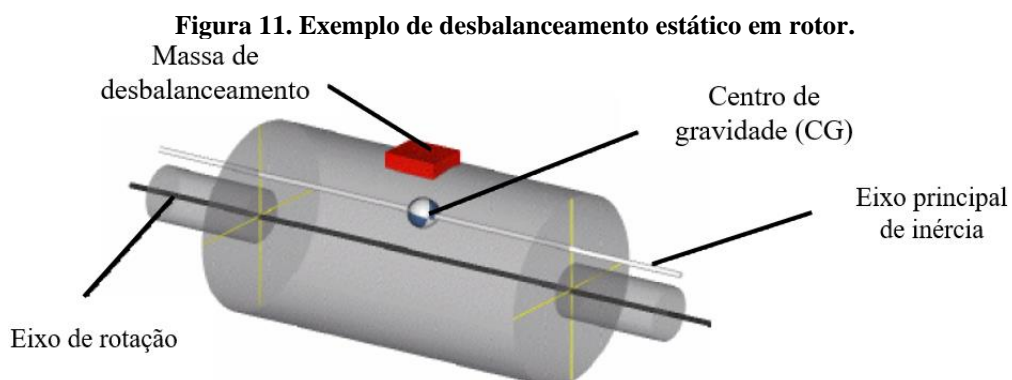
Fonte: Silva (2013).

### 2.4.1 Tipos de desbalanceamento

Mendes (2013) afirma que o desbalanceamento é caracterizado de acordo com o deslocamento sofrido pelo eixo principal de inércia com relação ao eixo de rotação da peça. Magalhães (2013) completa com os tipos de desbalanceamento existentes, que são: desbalanceamento estático; desbalanceamento acoplado; desbalanceamento semi-estático; desbalanceamento dinâmico.

#### 2.4.1.1 Desbalanceamento estático

Magalhães (2013) define o desbalanceamento estático como sendo aquele em que o eixo principal de inércia (EPI) encontra-se deslocado, contudo, paralelo ao eixo de rotação (ER). O termo desbalanceamento estático, segundo o ainda o autor, ocorre pelo fato de que mesmo o eixo estando estático (sem movimento), o desbalanceamento ainda ocorre.



Fonte: Adaptado de Sousa (2005).

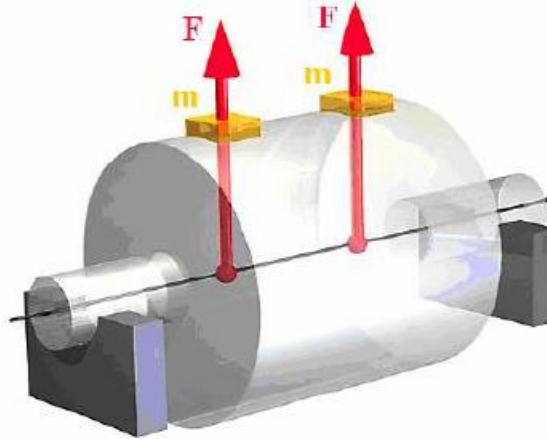
Silva (2012) diz que a solução deste problema de desbalanceamento se dá de forma simples e intuitiva, sendo necessário apenas deslocar o centro de gravidade até o eixo de rotação



da peça. Esta solução ocorre removendo-se a massa de desbalanceamento, ou adicionando-se outra massa de desbalanceamento de mesmas características no plano oposto.

O mesmo tipo de desbalanceamento ocorre para um rotor com duas massas equidistantes do centro de gravidade, tendo em vista que o efeito da soma das massas caracteriza o desbalanceamento.

**Figura 12. Exemplo de desbalanceamento estático com duas massas equidistantes do CG.**

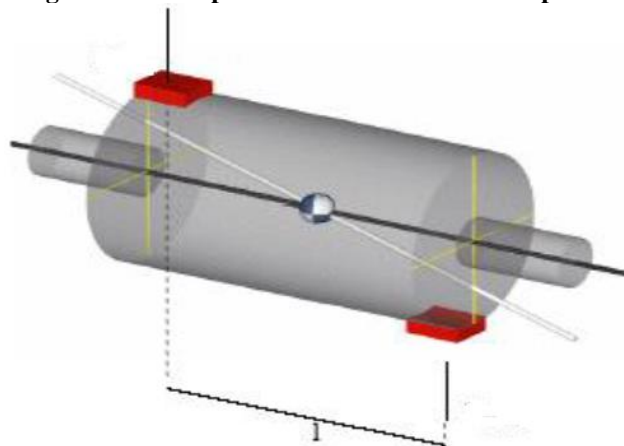


Fonte: Magalhães (2013).

#### 2.4.1.2 Desbalanceamento acoplado

Segundo Mendes (2013), o desbalanceamento acoplado existe quando o eixo principal de inércia está inclinado com relação ao eixo de rotação, contudo, preservando o centro de gravidade no eixo de rotação. Este desbalanceamento ocorre na presença de duas massas desbalanceadoras, equidistantes em sentidos opostos.

**Figura 13. Exemplo de desbalanceamento acoplado.**



Fonte: Adaptado de Sousa (2005).

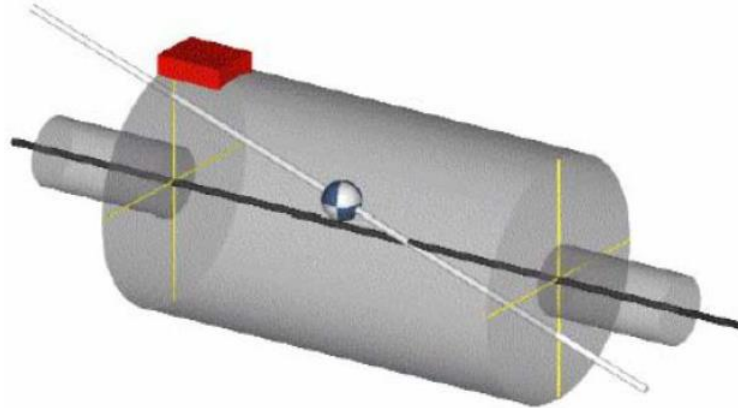
Mendes (2013) explica que a solução desse tipo de desbalanceamento se dá a partir da aplicação de outro binário de massas desbalanceadas, de forma a gerar o mesmo efeito que as

duas massas antes existentes, de forma que agora, as quatro massas existentes, anulem-se. Logo, posicionando um novo binário oposto ao já existente, o desbalanceamento de anulária.

#### 2.4.1.3 Desbalanceamento semi-estático

Magalhães (2013) explica que esse tipo de desbalanceamento ocorre na presença de uma massa (ou de uma massa e um desbalanceamento acoplado), fazendo com o que o eixo principal de inercia se incline com relação ao eixo de rotação (ainda assim se interceptando), deslocando o centro de gravidade (CG) do rotor. Ainda segundo o autor, as amplitudes de vibração serão sensivelmente maiores em uma extremidade do rotor.

**Figura 14. Exemplo de um desbalanceamento semi-estático.**

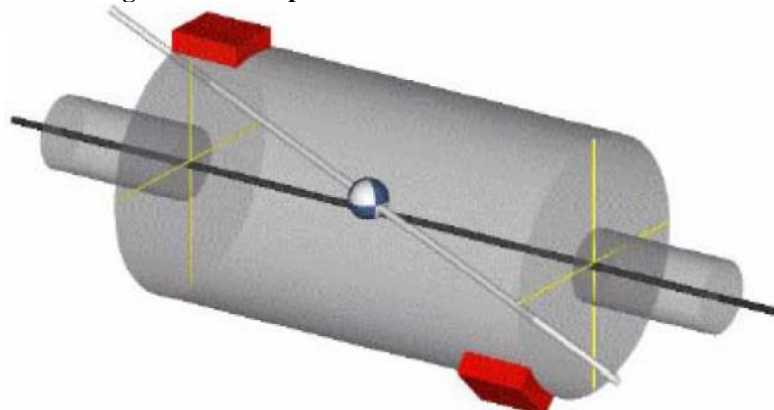


Fonte: Adaptado de Sousa (2005).

#### 2.4.1.4 Desbalanceamento dinâmico

Bruna Silva (2012) afirma que o desbalanceamento dinâmico é o mais corriqueiro. A autora ainda explica que a principal característica deste tipo de desbalanceamento é o deslocamento do eixo principal de inercia, com relação ao eixo de rotação, deixando estes de se encontrarem.

**Figura 15. Exemplo de desbalanceamento dinâmico.**



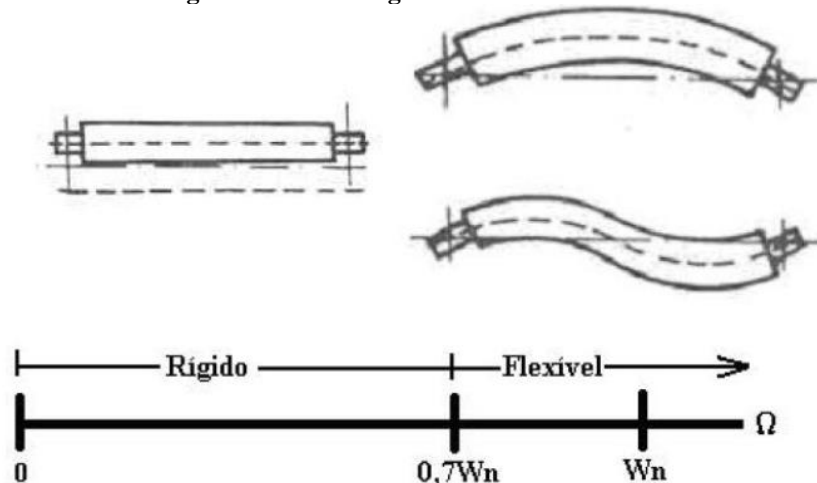
Fonte: Adaptado de Sousa (2005).

## 2.4.2 Rotores rígidos e rotores flexíveis

Soeiro et al., (2010) explica que as forças advindas das massas desbalanceadoras em rotores causam esforços que são transmitidos para os mancais da máquina. Um rotor rígido é aquele que apresenta níveis de deformações desprezíveis ao longo de sua operação, sendo balanceado satisfatoriamente apenas com o uso de no máximo dois planos de balanceamento.

Já Mendes (2013) explica que se um rotor opera com uma velocidade de rotação igual ou maior que 70% de sua primeira frequência crítica, este tende a se deformar (torna-se flexível) conforme ao modo de vibrar correspondente a esta frequência de ressonância, como pode-se visualizar na Figura 16.

Figura 16. Limite rígido/flexível de um rotor.



Fonte: Sousa (2005).

Soeiro et al., (2010) completa afirmando que para realizar o balanceamento de rotores flexíveis, são necessários mais de dois planos, diferente do que é executado no balanceamento de rotores rígidos.

## 2.4.3 Técnicas de balanceamento

Existem algumas técnicas que são frequentemente usadas para o balanceamento de rotores. Contudo, este trabalho se estenderá às técnicas que são corriqueiramente utilizadas, que são: método dos 3 pontos (ou das quatro voltas), e o método dos coeficientes de influência.

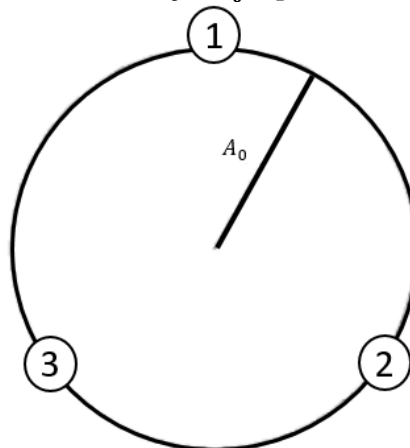
### 2.4.3.1 Método dos 3 pontos (método das quatro voltas)

Magalhães (2013) explica os procedimentos práticos para a aplicação do balanceamento à rotores a partir do método dos 3 pontos. Segundo o autor, para este método, não se precisa

conhecer a fase, ou seja, apenas com as amplitudes de vibração já é possível a aplicação deste método.

A primeira etapa do método é a medição da vibração do rotor ( $A_0$ ) desbalanceado em uma frequência fixa. Posteriormente, desenha-se um círculo de raio igual a  $A_0$ , e com o rotor em repouso, marcam-se 3 pontos, distantes entre si em  $120^\circ$ , como pode-se conferir na Figura 17.

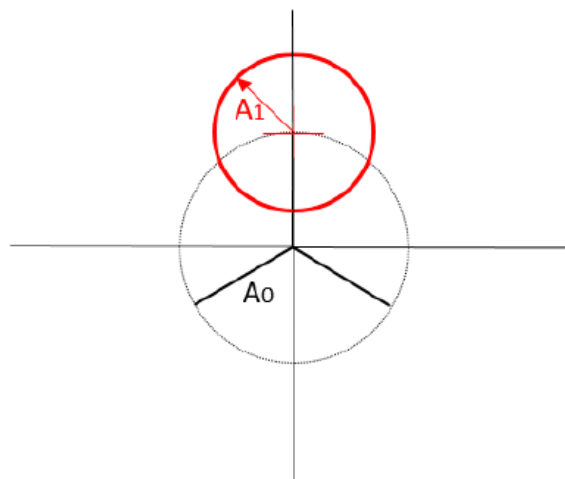
**Figura 17. Amplitude da vibração  $A_0$ , e pontos marcados no círculo.**



Fonte: Adaptado de Magalhães (2013).

A segunda etapa é a definição da massa de teste ( $M_T$ ), onde esta será posicionada na posição  $0^\circ$ , e em seguida, será medida a amplitude de vibração com a presença da massa desta. Após a medição, finaliza-se o movimento, e desenha-se um novo círculo com raio igual a amplitude de vibração medida com a massa de teste na posição  $0^\circ$ , como ilustrado na Figura 18. Esta amplitude é denominada  $A_1$ .

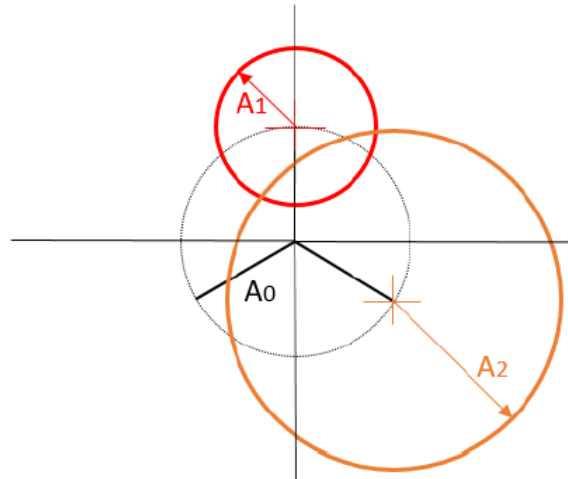
**Figura 18. Amplitude de vibração da massa de teste na posição  $0^\circ$ .**



Fonte: Campos (2017).

A terceira etapa é a retirada da massa de teste da posição de  $0^\circ$ , e o posicionamento desta em  $120^\circ$ , onde novamente, mede-se a amplitude de vibração, e desenha-se o círculo correspondente a esta amplitude  $A_2$ , como pode-se notar na Figura 19.

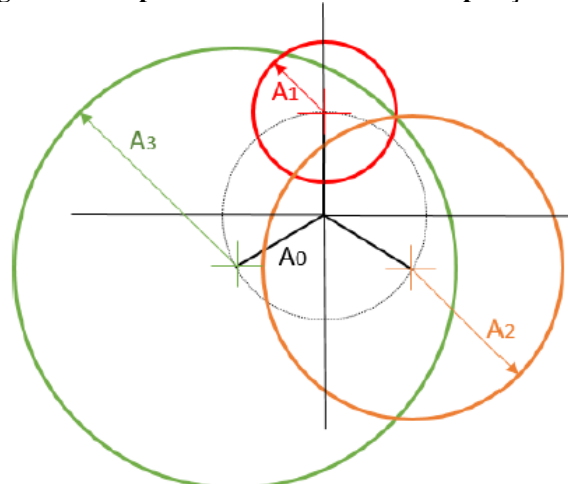
**Figura 19. Amplitude da massa de teste na posição  $120^\circ$ .**



Fonte: Campos (2017).

A quarta etapa é a retirada da massa de teste da posição de  $120^\circ$ , e posiciona-la em  $240^\circ$ , repetindo todo o procedimento de medição de amplitude de vibração para  $A_3$ , como ilustrado na figura seguinte.

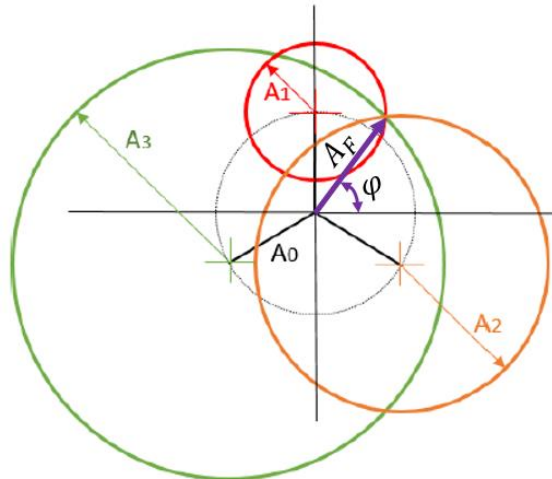
**Figura 20. Amplitude da massa de teste na posição  $240^\circ$ .**



Fonte: Campos (2017).

É possível notar agora que há um ponto de interceptação entre os círculos de medições feitas ( $A_1$ ,  $A_2$  e  $A_3$ ). Traça-se então um vetor da origem até este ponto.

**Figura 21. Ponto de interceptação resultante do balanceamento pela técnica dos 3 pontos.**



Fonte: Adaptado de Campos (2017).

A massa de balanceamento ( $M_B$ ) é então determinada por:

$$M_B = M_T * \frac{A_0}{A_F} \quad (8)$$

Onde o seu ângulo será  $\varphi$ , respeitando o sentido anti-horário de rotação. Após estas etapas, o balanceamento do rotor está completo.

Em alguns casos, após a execução da quarta etapa, pode-se verificar a criação de uma região de interseção, ao invés de um ponto, como ilustrado na Figura 22.

**Figura 22. Região de interseção dos círculos.**



Fonte: Magalhães (2013).

Este fato é comum, uma vez que depende única e exclusivamente das características físicas do sistema proposto.

### 2.4.3.2 Método dos coeficientes de influência

Mendes (2013) utiliza esta técnica para o balanceamento estático de rotores. O autor ainda explica que é possível determinar a amplitude de vibração em termos de números complexos, partindo do pressuposto de um comportamento linear entre a amplitude de vibração e o desbalanceamento que à causa, a partir da seguinte equação:

$$V = \alpha * U \quad (9)$$

Onde  $V$  é a amplitude de vibração,  $\alpha$  é o coeficiente de influência, e  $U$  é a massa desbalanceadora.

A partir disso, Sousa (2005) propõem os seguintes passos para o processo de balanceamento:

- Executar as medições de fase e amplitude de vibração inicial ( $\vec{F}_0$  e  $\vec{V}_0$ ) sem nenhuma massa de balanceamento com o rotor em operação.
- Após parar o rotor, colocar uma massa de teste em uma posição conhecida.
- Após a inserção da massa de teste, verificar os novos valores de fase e amplitude de vibração ( $\vec{F}_1$  e  $\vec{V}_1$ ) com a massa de testes e com o rotor operando.
- Parar o rotor, remover a massa de testes, e executar os cálculos necessários para se determinar a massa de correção necessária.
- Por fim, adicionar a massa de correção no local indicado.

Após a execução dos procedimentos descritos acima, Mendes et al. (2013) afirma que o coeficiente de influência pode ser determinado a partir da variação das amplitudes de vibração, dividido pelo valor complexo da massa de teste:

$$\alpha = \frac{\vec{V}_1 - \vec{V}_0}{M_T} \quad (10)$$

Pode-se então, reescrever a eq. (9) da seguinte forma:

$$U = \alpha^{-1} * \vec{V}_0 \quad (11)$$

Para a massa de correção, pode-se alterar a eq. (11) com intuito de se obter o valor desta massa.

$$M_C = \alpha^{-1} * -\vec{V}_0 \quad (12)$$

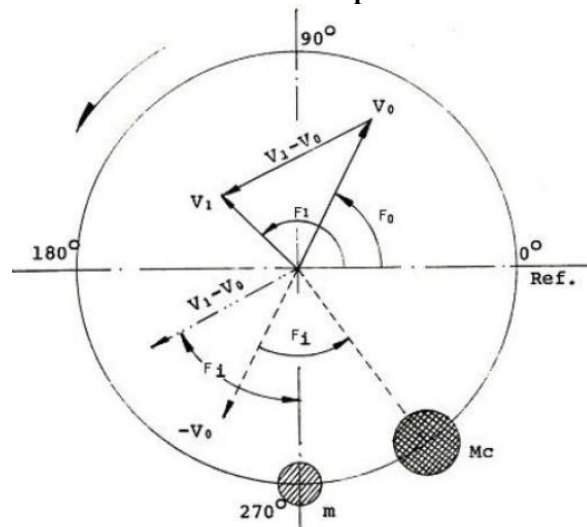
Substituindo o valor inverso do coeficiente de influência (eq. (10)), têm-se, para a massa de correção:

$$M_C = \frac{M_T}{V_1 - V_0} * \overrightarrow{-V_0} \quad (13)$$

Ou ainda:

$$M_C = M_T * \frac{\overrightarrow{V_0}}{V_1 - V_0} \quad (14)$$

Figura 23. Método de balanceamento pelo coeficiente de influência.



Fonte: Sousa (2005).

Mendes (2013) explica que o vetor  $\overrightarrow{V_1} - \overrightarrow{V_0}$  nada mais é do que o desbalanceamento ocasionado pela massa de teste ( $M_T$ ),  $\overrightarrow{F_0}$  é o ângulo de fase da vibração desbalanceada,  $\overrightarrow{F_1}$  é o ângulo de fase com a massa de teste ( $M_T$ ), e  $\overrightarrow{F_i}$  é o ângulo de atraso formado entre o desbalanceamento ocasionado pela massa de teste e a posição da massa de teste. O autor ainda explica que este ângulo de atraso ( $\overrightarrow{F_i}$ ) determina qual deve ser o avanço da massa de correção em relação a posição da vibração original.

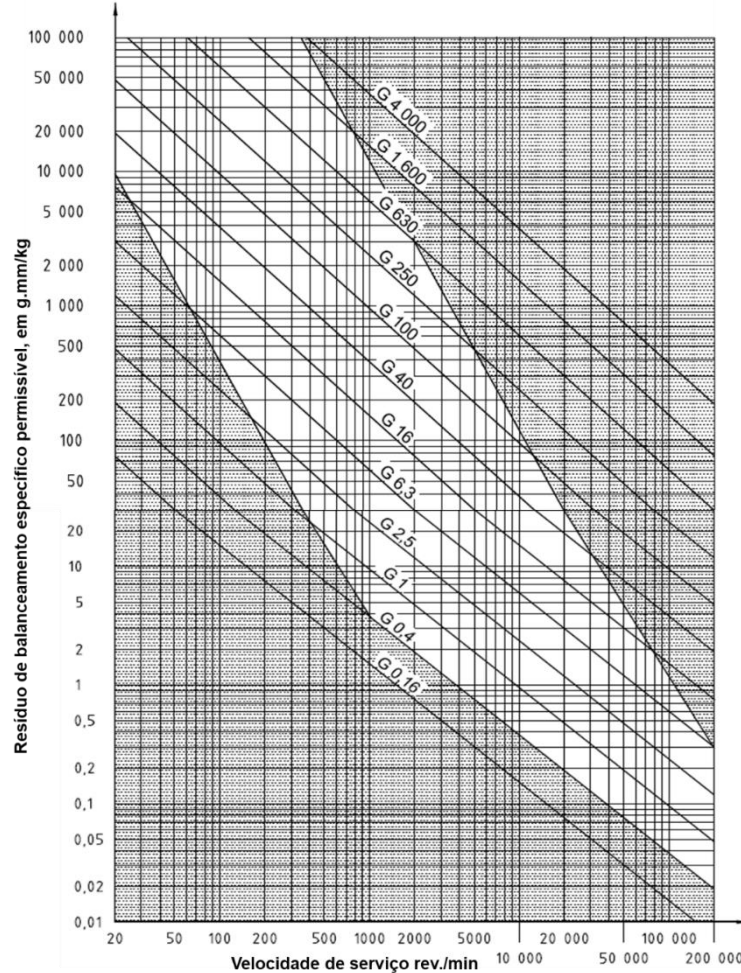
#### 2.4.4 Tolerância de desbalanceamento

As tolerâncias dos níveis de desbalanceamento são regidos por norma (Halila, 2018). Para o caso do Brasil, a norma responsável é a ISO 1940 (*Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state*). Ainda, segundo Halila (2018), o grau de qualidade do balanceamento é um fator diretamente influenciado pelo equipamento ao qual este se aplica.



A Figura 24 apresenta um gráfico que relaciona a velocidade de serviço do rotor com o resíduo de desbalanceamento específico permissível, quantificado em grau de qualidade de balanceamento (G), onde para cada equipamento, existe um grau de qualidade recomendado.

**Figura 24. Tolerâncias aceitáveis, e grau de qualidade de balanceamento (G).**



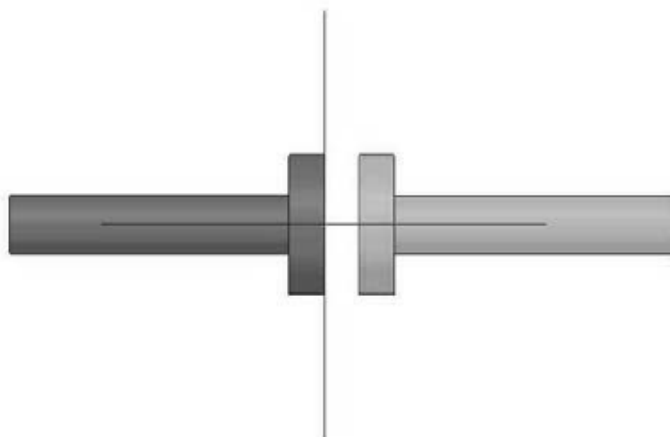
Fonte: Adaptado de ISO 1940 – 1 (2003).

A ISO 1940 explica que a região em branco é a área geralmente usada, baseada em experiência comum.

## 2.5 DESALINHAMENTO DE EIXOS

Para Pacholok (2004), um conjunto só está alinhado quando as linhas de centro de dois eixos, durante todo o seu comprimento, estiverem dentro de níveis aceitáveis de tolerância. Já Halila (2018) explica que esta faixa de tolerância está diretamente relacionada à velocidade angular de operação do maquinário, e a um fator de segurança aplicado ao desalinhamento como medida de segurança.

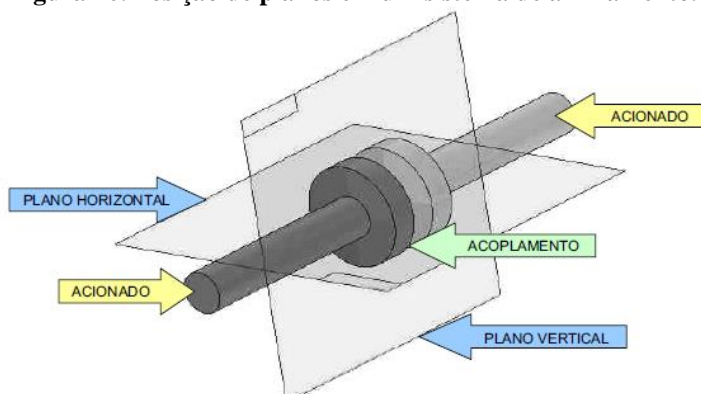
**Figura 25. Exemplo de um sistema alinhado.**



Fonte: Pacholok (2004).

Pacholok (2004) propõem em seu trabalho a criação de uma conceituação da posição de planos nos eixos aos quais sofrem de desalinhamento, ou aos quais se deseja alinhar, assim como ilustrado na Figura 26. Estes planos são imaginários, um é vertical, e outro é horizontal, e cortam os eixos ao meio (quando o sistema se encontra alinhado).

**Figura 26. Posição de planos em um sistema de alinhamento.**



Fonte: Pacholok (2004).

Halila (2018) expõem em seu trabalho que o desalinhamento ocorre frequentemente em máquinas onde se é necessário acoplamento de eixos. Sendo assim, para um sistema desalinhado o excesso de vibrações, que pode ser entendido como a entrada do sistema na faixa de ressonância, pode ocasionar em danos e pausas no funcionamento do equipamento, uma vez que os acoplamentos podem ceder.

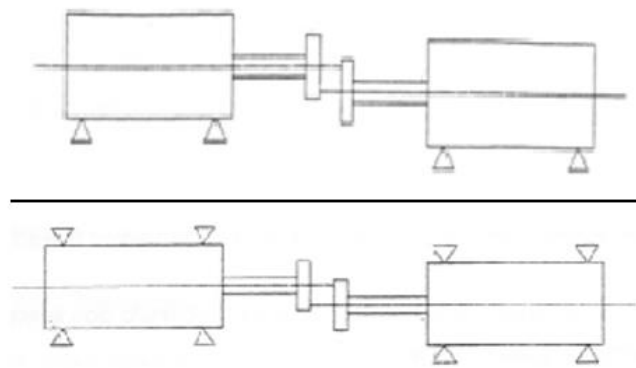
Para Pacholok (2004), o alinhamento de eixos é de suma importância, uma vez que estes ligados a acoplamentos flexíveis se bem alinhados, permitem um grande aproveitamento do sistema, aumentando os valores de tempo médio entre falhas, diminuindo assim os custos com manutenção.

## 2.5.1 Tipos de desalinhamento

### 2.5.1.1 Desalinhamento paralelo

Para Bomfim (2013), este tipo de desalinhamento pode se dar de duas formas: no sentido vertical e no sentido horizontal (gradientes de altura e distâncias respectivamente). Estes ocorrem quando a linhas de centro (imaginárias) dos eixos estão separadas por uma distância (um gradiente).

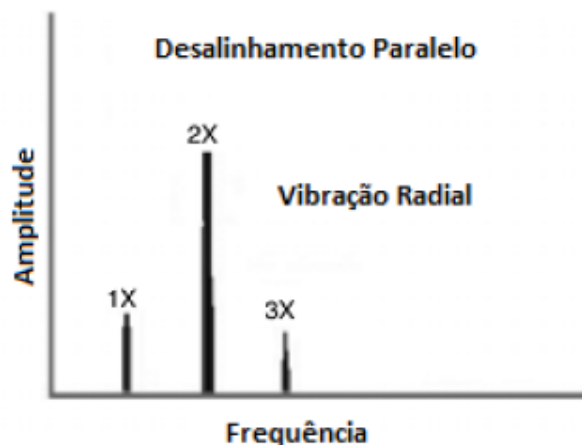
**Figura 27. Desalinhamento paralelo vertical e horizontal, respectivamente de cima para baixo.**



Fonte: Adaptado de Bomfim (2013).

Silva (2013) explica que a ocorrência de um desalinhamento puramente paralelo é de difícil ocorrência, sendo este comumente encontrado junto do desalinhamento angular, sendo possível observar, na análise do espectro, um pico nas frequências de 1x e 2x a rotação da máquina. O autor ainda explica que para o caso da predominância de um desalinhamento paralelo, observa-se um pico na frequência de 2x a rotação da máquina (medindo a vibração radialmente).

**Figura 28. Espectro característico de um desalinhamento paralelo.**

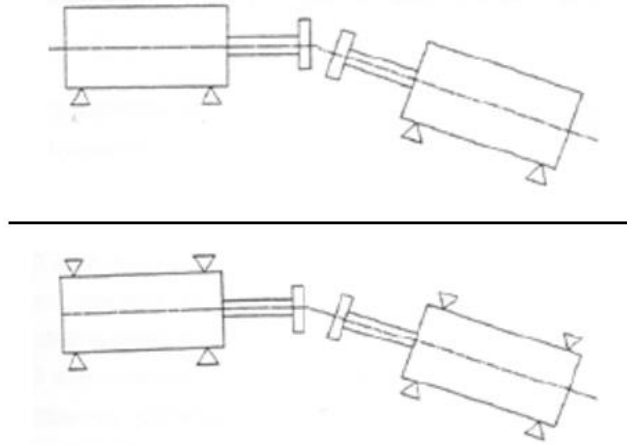


Fonte: Silva (2013).

### 2.5.1.2 Desalinhamento angular

Bomfim (2013) explica que este tipo de desalinhamento ocorre quando as linhas imaginárias de cento dos eixos, além de estarem separadas e distanciadas, estas formam um ângulo entre a máquina motora e a máquina movida, como pode-se visualizar na Figura 29.

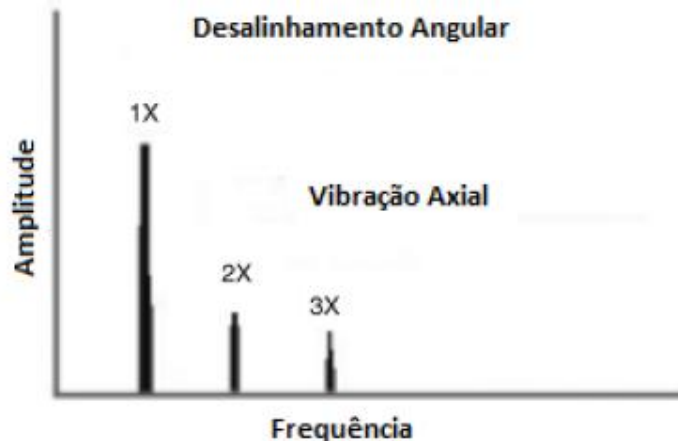
**Figura 29. Desalinhamento angular vertical e horizontal, respectivamente de cima para baixo.**



Fonte: Adaptado de Bomfim (2013).

Para esta configuração de desalinhamento, é frequente a observação, na análise do espectro, vibrações axiais em frequências de 1x, 2x, e até 3x, a frequência de rotação da máquina (SILVA, 2013).

**Figura 30. Espectro característico de um desalinhamento angular.**

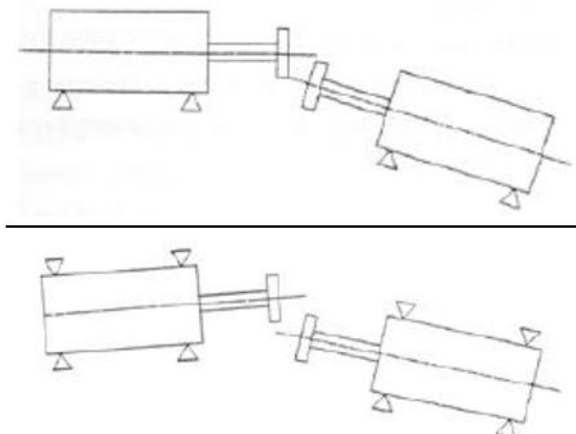


Fonte: Silva (2013).

### 2.5.1.3 Desalinhamento combinado ou misto

Já este tipo de desalinhamento ocorre, segundo Bomfim (2013), é uma combinação dos do desalinhamento paralelo e do desalinhamento angular, onde as linhas de centro imaginárias se cruzam em um ponto fora do centro de acoplamento.

**Figura 31. Desalinhamento combinado vertical e horizontal, respectivamente de cima para baixo.**



Fonte: Bomfim (2013).

## 2.5.2 Métodos de alinhamento

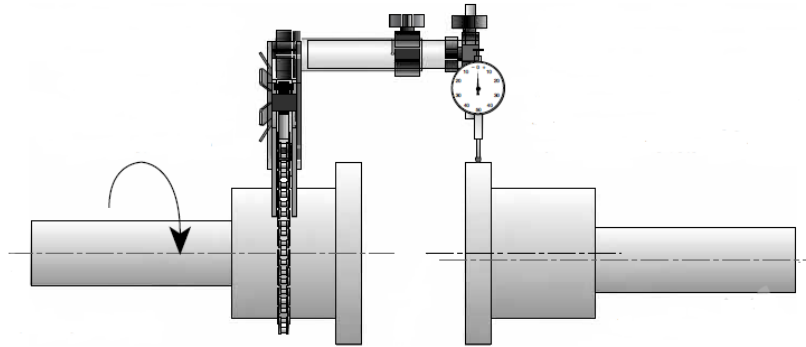
Bomfim (2013) em seu trabalho apresenta métodos para a correção de desalinhamento, e ainda explica que existem atualmente várias técnicas, desde as mais simples, que necessitam apenas de régua/calibradores, até as mais sofisticadas, onde faz-se o uso de lasers. Dentre os principais métodos de calibração estão: método com uso de relógio comparador, e o método com uso do laser.

Já Halila (2018) afirmando em seu trabalho que o método a laser é caracterizado por ser uma técnica bastante eficaz, além de ser moderna. Já a técnica com relógio comparador é corriqueiramente utilizada na indústria, e no meio didático, uma vez que é mais barata e mais simples de se efetuar.

### 2.5.2.1 Método com o uso de relógio comparador

Halila (2018) explica que o método com o uso de relógio comparador é o mais comumente utilizado na indústria para alinhamento de eixos, dada a sua simplicidade e, em muitos casos, baixo custo. Este método consiste na compressão de uma mola interna ao relógio, que comprime um ponteiro, que tem o objetivo de movimentar o indicador do relógio, tanto no sentido horário, quanto no anti-horário, dependendo do alinhamento da máquina. Um exemplo da aplicação deste método é ilustrado na Figura 32.

**Figura 32. Método de alinhamento com uso de relógio comparador.**

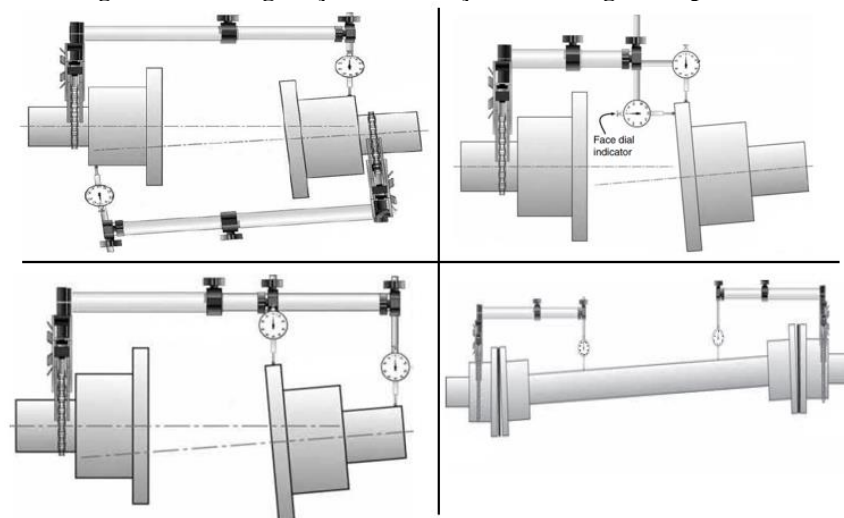


Fonte: Piotrowski (2006).

Halila (2018) explica que inicialmente, os eixos devem-se estar parados para o posicionamento do relógio, o passo seguinte é conferir o movimento do ponteiro do relógio, verificando se este encontra-se em bom estado de funcionamento. Por fim, move-se o eixo ao qual se deseja alinhar, com intuito de ser verificar no relógio, as variações de medição.

Bomfim (2013) afirma que uma das principais vantagens desse método é a precisão de medição, e o fácil entendimento das leituras no relógio. Contudo, em seu trabalho, este demonstra os vários tipos de configurações existentes para a aplicação da medição com o uso de relógio comparador, como ilustrado na Figura 33, onde cada uma destas é para um tipo de equipamento e arranjo físico específico. É possível apontar como desvantagem deste tipo de medição, em algumas configurações, o acesso ao leitor do relógio, uma vez que em muitas vezes este pode ficar em uma posição desfavorável.

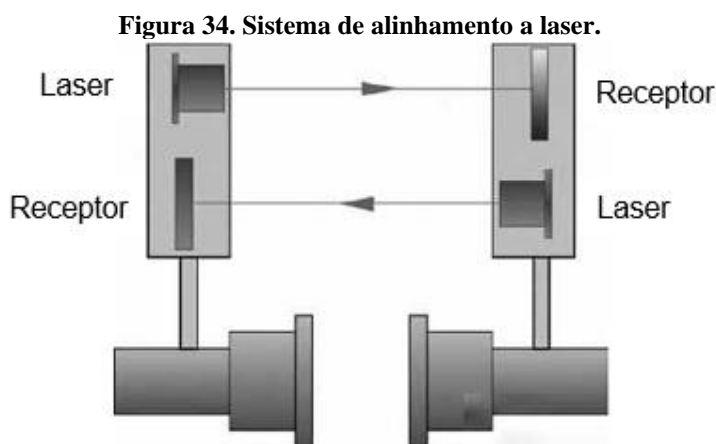
**Figura 33. Configurações de medição com relógio comparador.**



Fonte: Adaptado de Piotrowski (2006).

### 2.5.2.2 Método a laser

Pacholok (2004) explica sobre este método, uma vez que é baseado em um emissor/receptor de feixe de laser, como apresenta a Figura 34. O autor completa informando que estes sensores são ligados a um microcomputador responsável pela realização dos cálculos, onde é possível visualizar no dispositivo, o nível de desalinhamento para se efetuar a correção.



Fonte: Adaptado de Piotrowski (2006).

Para Halila (2018), este método de alinhamento possui elevada eficácia, e uma grande precisão, uma vez que é preciso apenas de meia volta no eixo para se detectar um desalinhamento. O autor ainda afirma que cada equipamento vem com uma tolerância pré-estabelecida, e que os resultados podem ser comparados com a referência, e ainda continua, afirmando que diversos tipos de equipamentos podem ser analisados, com pequenas e grandes distâncias.

Pacholok (2004) apresenta algumas restrições para o uso de lasers, uma vez que este está limitado a ambientes que apresentem nuvens de condensado, uma vez que essas nuvens podem provocar refração no feixe de laser, provocando resultados errôneos, diminuindo a confiabilidade no equipamento.

### 2.5.3 Consequências do desalinhamento

Pacholok (2004) explica que um sistema desalinhado pode estar sujeito a esforços de reações nos mancais, ou em acoplamentos, como pode-se verificar na Figura 35. A carga nos mancais pode vir a refletir no aumento do consumo de energia fornecida pelo acionador do sistema (motor).

**Figura 35. Acoplamento danificado por desalinhamento.**



Fonte: Pacholok (2004).

Além disso, segundo Pacholok (2004), como se trata de um sistema rotativo, nota-se em um desalinhamento, a aplicação de esforços cíclicos, gerando a fadiga, e possivelmente a falha de acoplamentos e mancais. Outrossim, estas cargas cíclicas geram o aparecimento de vibrações indesejadas, o que diminui o tempo médio entre falhas.

**Figura 36. Defeito causado por desalinhamento em anel interno de rolamento.**



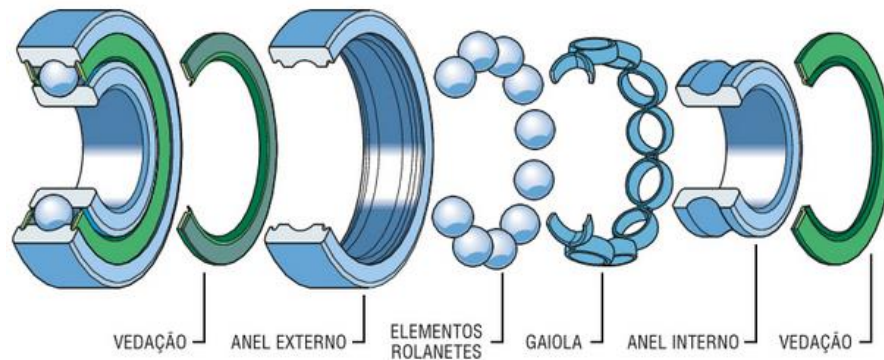
Fonte: Catálogo NSK (2014).

## 2.6 DEFEITOS EM ROLAMENTOS

Para Almeida (2016), rolamentos são elementos de máquinas destinados a suportar carga, além de permitir o movimento relativo entre duas ou mais partes, minimizando a fricção entre estas. Estes elementos possuem um anel externo, ao qual está inserida a pista externa, um anel interno, ao qual está presente a pista interna, além de elementos rolantes, que podem ser esferas, rolos, ou troncos de cones, uma gaiola, que é usada para a fixação dos elementos rolantes, e por fim, as vedações. Na Figura 37 é ilustrado os componentes de um rolamento.



**Figura 37. Componentes de um rolamento.**



Fonte: <http://conectafg.com.br>

A ocorrência de uma falha em um rolamento pode comprometer o processo de produção, uma vez que é inviável o funcionamento de eixos sem o auxílio deste elemento.

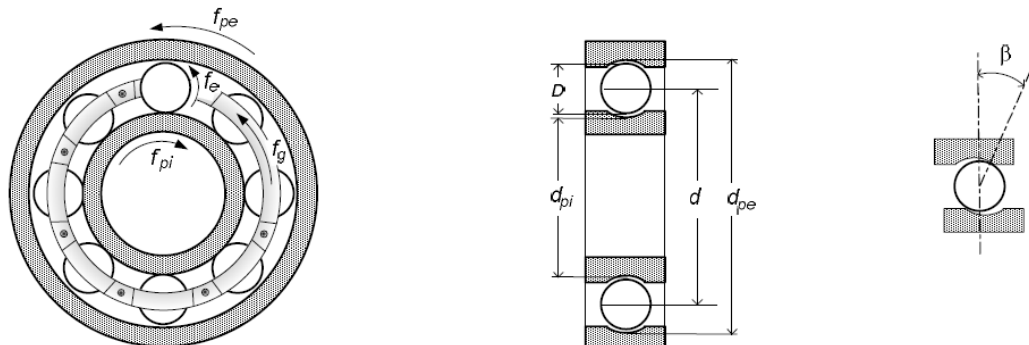
### 2.6.1 Frequências características de falhas em rolamentos

De acordo com Bezerra (2004), quando uma determinada parte do rolamento se encontra danificada, esta excita ressonâncias no rolamento e na máquina. Existem frequências características para quando o defeito do rolamento ocorre na pista interna, pista externa, ou no elemento girante deste.

Almeida (2016) explica que os defeitos advindos de um rolamento são responsáveis por provocar impulsos através de choques, que excitam as ressonâncias na máquina. Ainda, segundo o autor, estas frequências são denominadas assíncronas, uma vez que não são múltiplas inteiras da velocidade de rotação do eixo.

Observando a Figura 38, é possível notar as variáveis das dimensões, além das frequências característica de cada componente do rolamento, que serão utilizadas para a dedução das equações dos defeitos em rolamentos.

**Figura 38. Frequências e dimensões dos componentes de um rolamento.**



Fonte: Bezerra (2004).

Onde:

$f_{pe}$  – Frequência da pista externa;

$f_e$  – Frequência da esfera;

$f_g$  – Frequência da gaiola;

$f_{pi}$  – Frequência da pista interna;

$D$  – Diâmetro da esfera;

$d_{pi}$  – Diâmetro da pista interna;

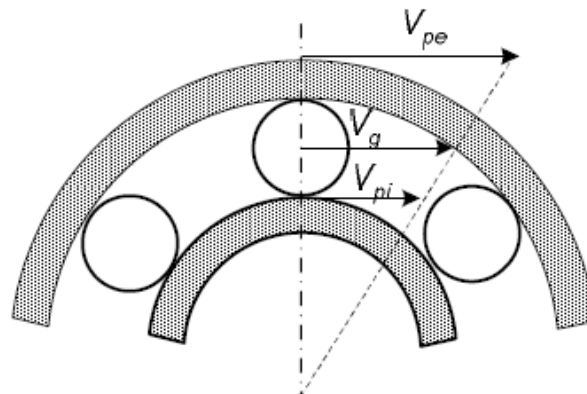
$d_{pe}$  – Diâmetro da pista externa;

$d$  – Diâmetro primitivo;

$\beta$  – Ângulo de contato.

Além disso, é possível algumas velocidades de rotação dos elementos a partir das velocidades tangenciais destes, como ilustrado na Figura 39.

**Figura 39. Velocidades tangenciais dos elementos.**



Fonte: Bezerra (2004).

Onde:

$V_{pe}$  – Velocidade da pista externa;

$V_g$  – Velocidade da gaiola;

$V_{pi}$  – Velocidade da pista interna.

### 2.6.1.1 Frequência característica da gaiola do rolamento

Bezerra (2004) demonstra todos os passos para se obter a frequência característica da gaiola. A partir de uma análise cinemática dos elementos contidos na Figura 39, pode-se obter a seguinte relação:

$$V_g = \frac{V_{pi} + V_{pe}}{2} \quad (15)$$

A frequência da gaiola pode ser descrita por:

$$f_g = \frac{V_g}{r_g} \quad (16)$$

Onde  $r_g$  é o raio da gaiola, podendo ser obtido dividindo o diâmetro primitivo por 2. Substituindo a eq. (15) na eq. (16), têm-se:

$$f_g = \frac{V_{pi} + V_{pe}}{2 * r_g} \quad (17)$$

Ou:

$$f_g = \frac{V_{pi} + V_{pe}}{d} \quad (18)$$

Sabe-se ainda que as velocidades podem ser descritas por:

$$V_{pi} = r_{pi} * f_{pi} \quad (19)$$

E:

$$V_{pe} = r_{pe} * f_{pe} \quad (20)$$

Rearranjando a eq. (18), têm-se:

$$f_g = \frac{r_{pi} * f_{pi} + r_{pe} * f_{pe}}{d} \quad (21)$$

Considerando agora, um ângulo de contato diferente de zero, obtém-se:

$$r_{pi} = \frac{d - D * \cos(\beta)}{2} \quad (22)$$

E:

$$r_{pe} = \frac{d + D * \cos(\beta)}{2} \quad (23)$$

Substituindo a eq. (22) e eq. (23), na eq. (21), obtemos a frequência característica da gaiola. Portanto:

$$f_g = \frac{1}{d} \left( \frac{d - D * \cos(\beta)}{2} * f_{pi} + \frac{d + D * \cos(\beta)}{2} * f_{pe} \right) \quad (24)$$

### 2.6.1.2 Frequência característica de defeito na pista interna do rolamento

De acordo com Bezerra (2004), esta frequência é conseguida a partir do momento em que a esfera, ou elemento rolante, passa pelo defeito na pista interna. Além disso, frequência é obtida a partir da eq. (25), que leva em conta o número de esferas ( $N_e$ ), a frequência da gaiola e a frequência da pista interna. Sendo assim:

$$f_{dpi} = N_e * |f_g - f_{pi}| \quad (25)$$

Substituindo a eq. (24) na eq. (25), têm-se:

$$f_{dpi} = N_e * \left| \frac{1}{d} \left( \frac{d - D * \cos(\beta)}{2} * f_{pi} + \frac{d + D * \cos(\beta)}{2} * f_{pe} \right) * -f_{pi} \right| \quad (26)$$

Rearranjando, obtém-se:

$$f_{dpi} = \frac{N_e}{2 * d} [ |f_{pe} - f_{pi}| * (d + D * \cos(\beta)) ] \quad (27)$$

Onde a  $f_{dpi}$  é entendida como a frequência característica de um defeito na pista interna do rolamento.

### 2.6.1.3 Frequência característica de defeito na pista externa do rolamento

Bezerra (2004) afirma que o mesmo raciocínio usado para a pista interna se aplica à determinação da frequência característica da pista externa. Portanto:

$$f_{dpe} = N_e * |f_g - f_{pe}| \quad (28)$$

Substituindo a eq. (24) na eq. (28), obtém-se:

$$f_{dpe} = N_e * \left| \frac{1}{d} \left( \frac{d - D * \cos(\beta)}{2} * f_{pi} + \frac{d + D * \cos(\beta)}{2} * f_{pe} \right) * -f_{pe} \right| \quad (29)$$

Rearranjando:

$$f_{dpe} = \frac{N_e}{2 * d} [ |f_{pi} - f_{pe}| * (d - D * \cos(\beta)) ] \quad (30)$$

#### 2.6.1.4 Frequência característica de defeito nas esferas do rolamento

De acordo com Bezerra (2004), a equação da frequência natural característica de defeito nas esferas do rolamento parte da seguinte relação:

$$f_{de} * D = f_{pi} * d_{pi} = f_{pe} * d_{pe} \quad (31)$$

Rearranjando a equação, fazendo as substituições necessárias, obtém-se:

$$f_{de} = \frac{d}{2 * D} * \left[ (f_{pi} - f_{pe}) * \left( 1 - \frac{D^2 * \cos^2(\beta)}{d} \right) \right] \quad (32)$$

Bezerra (2004) afirma que esta equação pode sofrer alterações, ou até mesmo em alguns casos não aparecer, devido ao seu caráter não determinístico.

### 2.6.2 Técnicas de detecção de falhas em rolamentos

De acordo com Almeida (2016), a detecção de falhas em rolamentos ocorre através da medição dos níveis de vibração nos componentes, sendo possível assim, detectar anomalias no sinal enquanto o rolamento encontra-se em funcionamento.

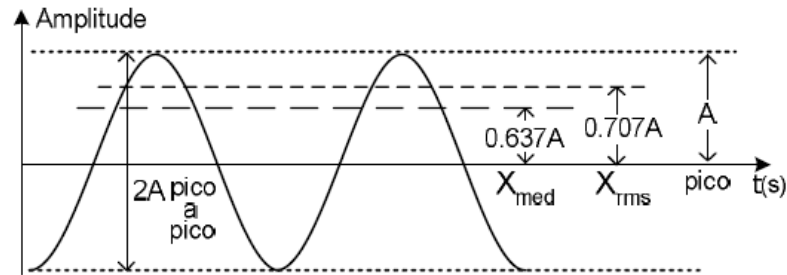
Já Bezerra (2004) explica que existem métodos comuns para se analisar os sinais de vibrações, que são os métodos no domínio do tempo; métodos no domínio da frequência, e ainda, um método que une estes dois domínios, que é o método no domínio do tempo-frequência.

Para o presente trabalho, serão tratados apenas os métodos relacionados ao domínio do tempo e o domínio da frequência.

#### 2.6.2.1 Domínio do tempo

Almeida (2016) explica em seu trabalho que os métodos mais simples para detecção de defeitos em mancais no domínio do tempo consistem nos métodos de fator de crista ( $Fcr$ ), e o método dos níveis globais RMS ( $X_{rms}$ ). Contudo, ainda existe o método da média absoluta ( $X_{med}$ ). Na Figura 40 é ilustrado como esses valores são obtidos em um sinal.

**Figura 40. Relação entre amplitude, RMS e valor absoluto médio.**



Fonte: Bezerra (2004).

Bezerra (2004) explica que o valor do  $X_{rms}$  nada mais é que uma estimativa do nível de severidade de vibração advindo de um componente. Este método consiste na análise do nível de energia do sinal vibratório.

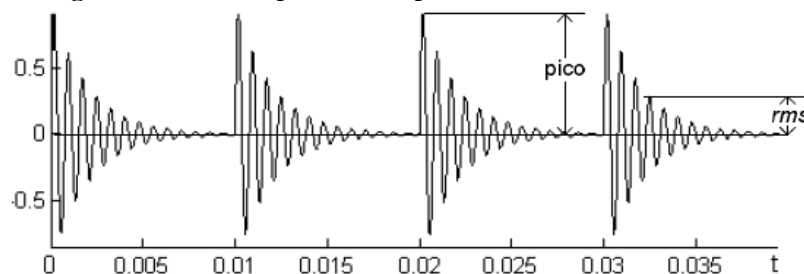
De acordo com Barilli (2013), o fator de crista nada mais é do que a razão entre o nível de pico da vibração com o valor de RMS, capturados em uma banda de frequência. O mesmo autor explica ainda que um rolamento livre de defeitos normalmente apresenta valores de crista variando entre 2 e 6. Contudo, o surgimento de uma falha promove valores de crista superiores a 6. Para o caso onde as falhas se difundem no rolamento, observa-se uma elevação no valor de RMS, diminuindo assim o fator de crista, sendo este um indicativo de uma possível necessidade de reparo no rolamento em questão.

O valor do fator de crista pode ser obtido por:

$$Fcr = \frac{X_{pico}}{X_{rms}} \quad (33)$$

Na Figura 41 é possível observar a relação entre a amplitude de pico e o valor de RMS, em um rolamento com defeito.

**Figura 41. Valor de pico e RMS para um rolamento com defeito.**

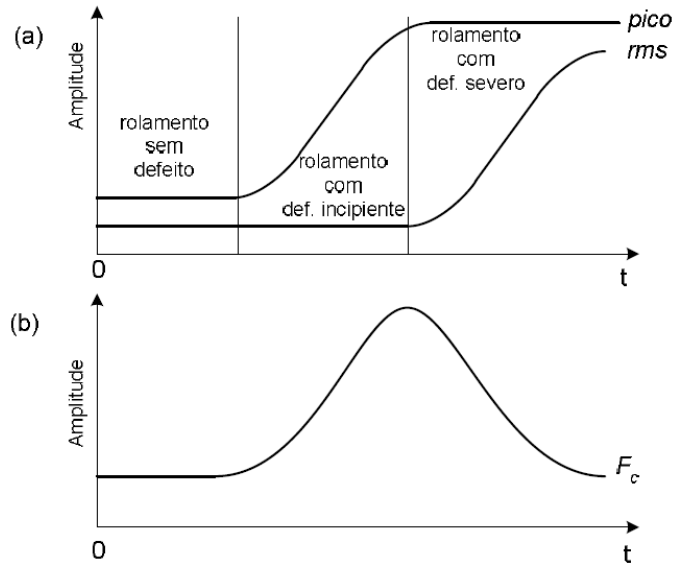


Fonte: Bezerra (2004).

Bezerra (2004) demonstra na Figura 42 a relação entre o valor de pico, o valor de RMS e o valor do fator de crista. O autor mostra que é possível observar de forma clara no início de um problema no rolamento, os valores crescentes de pico e do fator de crista. Por outro lado,

como já discutido, o valor de RMS cresce à medida que o defeito se espalha no rolamento, diminuindo o valor do fator de crista, demonstrando que este último não é um bom indicador de falhas em rolamentos.

**Figura 42. Estágios de um defeito. (a) valor de pico e valor RMS; (b) valor do fator de crista.**



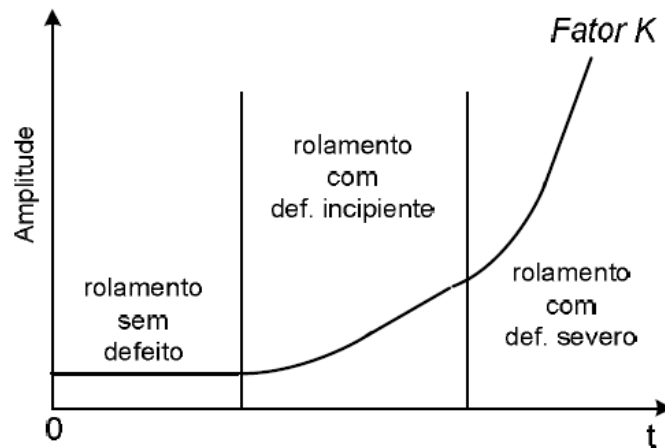
Fonte: Bezerra (2004).

Bezerra (2004) ainda afirma que para a correção do problema do fator de crista, foi a criação de um novo fator, chamado de fator K ( $F_k$ ), que pode ser descrito a partir da eq. (34).

$$F_k = X_{pico} * X_{rms} \quad (34)$$

Na Figura 43 é apresentada a relação do fator K com a evolução do defeito em um rolamento.

**Figura 43. Relação do fator K com a evolução de uma falha em rolamento.**



Fonte: Bezerra (2004).

### 2.6.2.2 *Domínio da frequência*

De acordo com Almeida (2016), as técnicas que usam o domínio da frequência são bastante corriqueiras, usadas para se identificar o surgimento e a localização da falha nos rolamentos, o que as técnicas no domínio do tempo não possibilitam, uma vez que estas estão restritas apenas a apontar o surgimento de uma falha genérica. Todavia, não são todas as técnicas no domínio da frequência que possibilitam a identificação do tipo de problema que assola o rolamento.

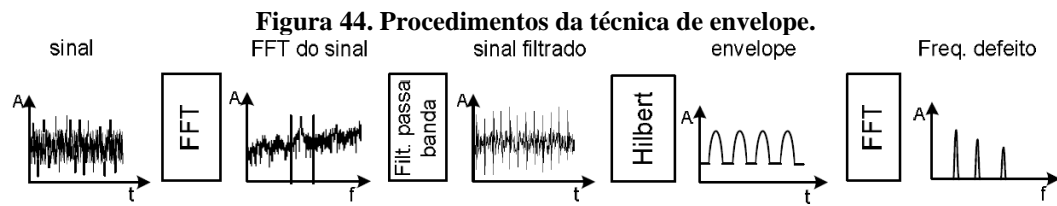
Uma das principais técnicas usadas no domínio da frequência para a detecção de defeitos em rolamentos é a técnica de envelope. Esta técnica foi criada com intuito de se resumir a análise a uma pequena faixa de frequências de falhas, reduzindo um sinal com várias frequências indesejadas que contaminam a análise, a uma banda específica, melhorando a resolução do sinal (ALMEIDA, 2016).

Barilli (2013) e Bezerra (2004) explicam os procedimentos necessários na utilização da técnica de envelope na prática.

1. O primeiro passo consiste na mudança de domínio do sinal, onde o sinal passa do domínio do tempo para o domínio da frequência. No domínio da frequência, é mais fácil de se observar as alterações de vibração, além do surgimento de picos.
2. Em seguida, aplica-se um filtro passa banda ao sinal em torno de uma frequência de falha, ou em torno de uma região de alterações indicadas na observação do sinal no domínio da frequência. O que se busca nesse passo é a identificação de onde ocorreu a excitação de frequências de ressonância no sistema, normalmente localizadas em frequências elevadas do espectro. Contudo, se o defeito aplicado for de baixo grau de energia, a determinação do local ideal para a aplicação do filtro passa banda torna-se difícil.
3. O sinal filtrado pode ser tratado então por duas abordagens: (a) demodulação através da transformada de Hilbert, com intuito de se eliminar componentes de alta energia, permitindo a detecção mais precisa dos defeitos do rolamento; (b) retificação e suavização do sinal por meio de um filtro passa-baixa, buscando-se eliminar a frequência portadora.
4. Obtém-se então o envelope do sinal, em módulo, do passo anterior.
5. Através de uma transformada rápida de Fourier, realiza-se uma nova mudança de domínio, com intuito de se obter as frequências características de falha do rolamento.

Na Figura 44 é demonstrado um resumo dos passos adotados acima.





Outra técnica bastante utilizada é a *Cepstrum*, caracterizada pela identificação de famílias de harmônicos do sinal, gerado por bandas na frequência de rotação do mancal. Esta técnica é definida pela aplicação da transformada inversa do logaritmo do espectro de potência (BARILLI, 2013; BEZERRA, 2004).

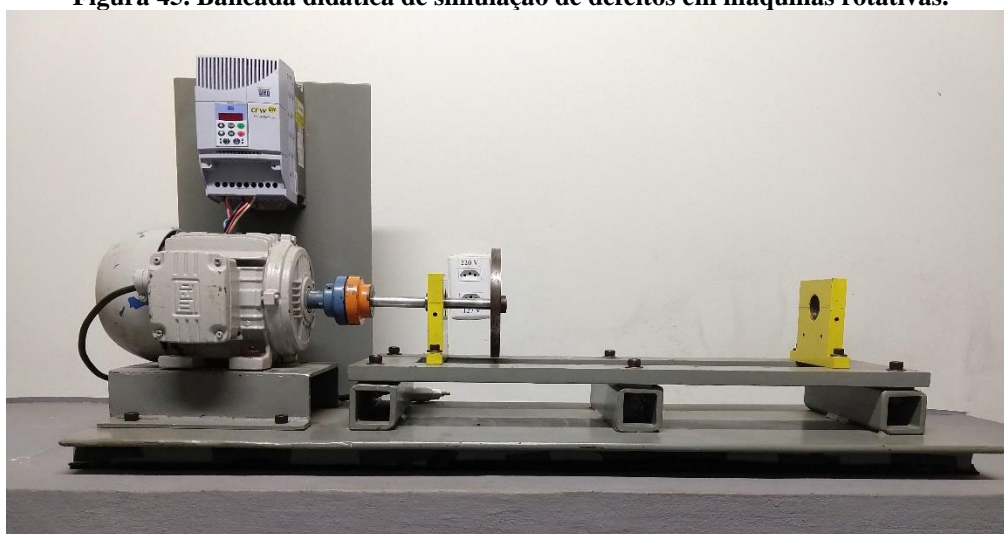
Bezerra (2004) explica ainda que o local que ocorre a falha, caracteriza a aparição de alguns picos, por exemplo, se a falha ocorre na pista girante do rolamento, obter-se-á um pico cujo valor inverso do tempo que este corresponde, é igual à frequência de rotação do eixo, que é moduladora do sinal. Já se o defeito é na pista estacionária, aparecerão picos com espaçamento igual.

### 3 DESCRIÇÃO DA BANCADA E INSTRUMENTAÇÃO

Nesta seção será apresentado o objeto de estudo deste trabalho, que é a bancada didática para simulação de defeitos em máquinas rotativas, projetada e construída por Silva (2012), para compor o laboratório de vibrações da Universidade Federal do Pará, Campus Tucuruí. Além disso, apresentar-se-á a instrumentação que será utilizada para efetuar as medições de vibrações.

Ao longo dos anos, algumas modificações foram executadas na bancada, com intuito de se melhorar o controle sob esta, como por exemplo a mudança de motor, junto com a instalação de um inversor de frequência, responsável pelo controle da rotação do motor.

**Figura 45. Bancada didática de simulação de defeitos em máquinas rotativas.**



Fonte: Autoria própria.

Com relação à componentes, a bancada é composta fundamentalmente por uma estrutura principal, dois mancais (atualmente só se utiliza um, devido a adoção de um eixo menor para a bancada), um rotor, rolamentos, um acoplamento de mandíbula, um motor elétrico, e por fim, um inversor, como pode-se notar na Figura 45.

Já para a instrumentação, faz-se necessário um *setup* para a aquisição dos dados de vibração. Este *setup* conta com um analisador de sinais, da marca *lynx* (modelo ADS 2002) para a aquisição de dados, acelerômetros, um sensor fotoelétrico, cabos de comunicação, e por fim, um computador.

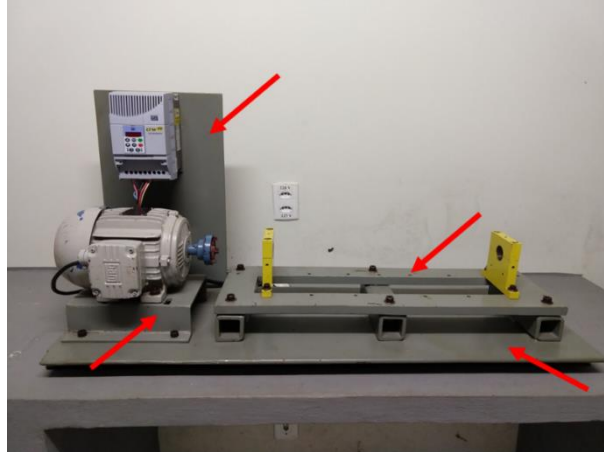
#### 3.1 DESCRIÇÃO DOS COMPONENTES

##### 3.1.1 Estrutura principal

A estrutura principal, além de comportar os demais componentes da bancada, tem por objetivo inferir rigidez elevada para atenuar possíveis deformações oriundas da carga devido

sua operação. Esta estrutura foi projetada de tal forma que imprimisse elevada resistência estrutural, com intuito de suportar as tensões produzidas enquanto são aplicados os defeitos simulados.

**Figura 46. Estrutura principal da bancada.**



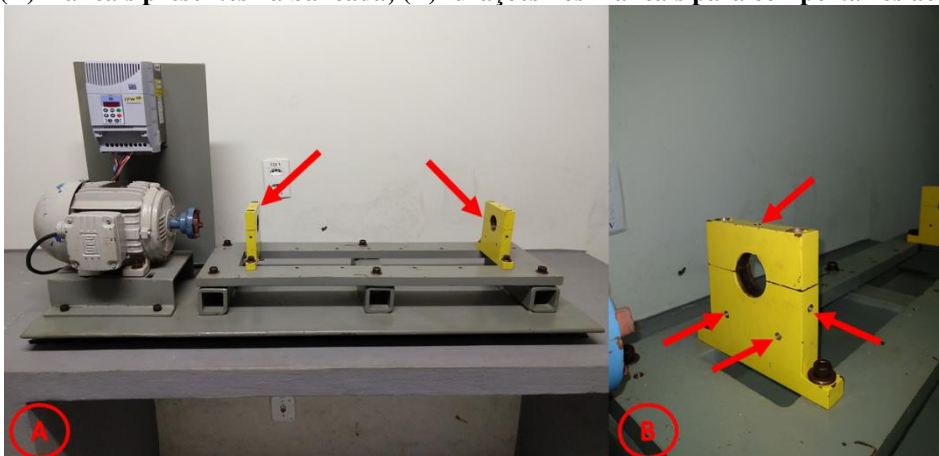
Fonte: Autoria própria.

Esta estrutura abriga os mancais da bancada, o motor, e o inversor de frequência, como é apresentado na Figura 46.

### 3.1.2 Mancais

Os mancais foram projetados para abrigar os rolamentos, e ainda, o eixo da bancada. Além disso, os mancais são providos de orifícios, tendo estes orifícios, o objetivo de comportar os acelerômetros, que são itens que servem para captar os sinais de vibração. Os mancais presentes na bancada são ilustrados na Figura 47.

**Figura 47. (A) mancais presentes na bancada; (B) furações nos mancais para comportar os acelerômetros.**



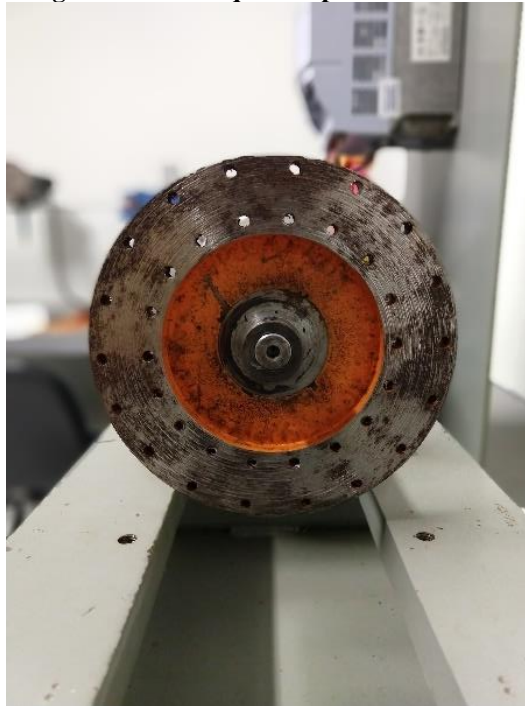
Fonte: Autoria própria.

A bancada pode atuar sob duas circunstâncias: com um eixo longo, que é apoiado pelos dois mancais; ou com um eixo curto, que fica apoiado apenas por um mancal. Para o presente trabalho, será usado esta última configuração citada, conforme pode-se verificar segundo a Figura 45.

### 3.1.3 Rotor

O rotor, representado por um disco de aço acoplado ao eixo, foi projetado com intuito de simular defeitos relacionados a desbalanceamento em máquinas rotativas. Este é composto então por diversos orifícios, que possibilitam a inserção de massas desbalanceadoras, com intuito de se estudar o fenômeno de desbalanceamento. O rotor possui massa igual a 1,35 kg.

**Figura 48. Rotor que compõem a bancada.**

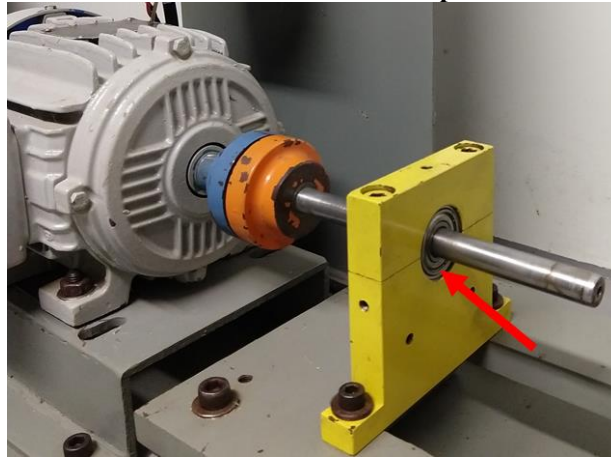


Fonte: Autoria própria.

### 3.1.4 Rolamento

A função do rolamento é minimizar a fricção entre duas partes, permitindo o movimento relativo destas, além de ser responsável por suportar as cargas radiais geradas principalmente pelo desbalanceamento, que são transferidas para os mancais. Para a bancada, Silva (2012) optou por usar um rolamento de esferas número 6202.

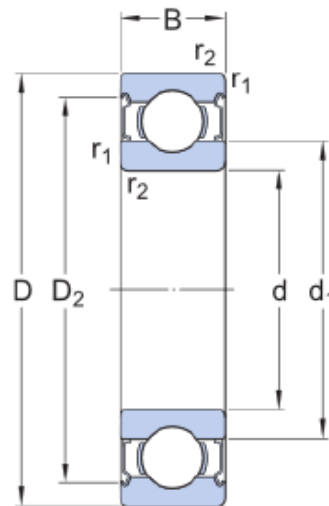
Figura 49. Rolamento de esferas SKF 6202 presente na bancada.



Fonte: Autoria própria.

50. As dimensões dos rolamentos são padronizadas pela ISO, como é apresentado na Figura

Figura 50. Dimensões disponíveis para o rolamento 6202.



Fonte: SKF (2021).

Onde os valores de cada uma destas dimensões podem ser visualizados na Tabela 1.

Tabela 1. Valores das variáveis do rolamento 6202

ROLAMENTO 6202		
DESCRIÇÃO	VARIÁVEL	VALOR [mm]
Diâmetro do furo	d	15
Diâmetro externo	D	35
Largura	B	11
Diâmetro do ressalto do anel interno	$d_1$	21,7 (aproximadamente)
Diâmetro do rebaixo do ressalto do anel externo	$D_2$	30,5 (aproximadamente)
Diâmetro de chanfro do anel externo	$r_{1,2}$	Min. 0,6

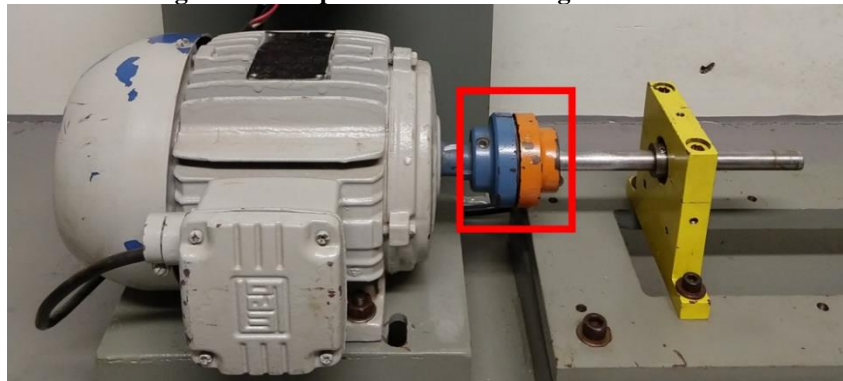
Fonte: Autoria própria.

### 3.1.5 Acoplamento de mandíbula

O acoplamento de mandíbula, ou de garras, é um elemento que tem por objetivo a união do eixo do motor com o eixo do rotor.

Silva (2012), selecionou o acoplamento elástico de garras EA67, de acordo com as características do eixo calculado pelo autor, como pode-se verificar na Figura 51.

**Figura 51. Acoplamento elástico de garras EA67.**



Fonte: Autoria própria.

Devido este componente ser elástico, este pode proporcionar atenuações de desalinhamento, caso ocorra. Além disso, este componente possui leves características de amortecimento, uma vez que este possui um elemento intermediário de borracha com a capacidade de absorver vibração.

### 3.1.6 Eixo

O eixo presente na bancada tem por função suportar o rotor, além de proporcionar um encaixe perfeito nos rolamentos.

**Figura 52. Eixo presente na bancada.**



Fonte: Autoria própria.

Este possui 0,21 metros (210 *mm*) de comprimento, e 0,015 metros (15 *mm*) de diâmetro. O eixo é constituído de uma liga de aço SAE 1020, possuindo densidade de 7870 kg/m<sup>3</sup>, e módulo de elasticidade de 207 GPa.

### 3.1.7 Motor elétrico

A bancada conta com um motor *weg* de 3 cv de potência, podendo alcançar, com segurança, 3600 rotações por minuto (RPM).

Figura 53. Motor *weg* de 3 cv.



Fonte: Autoria própria.

### 3.1.8 Inversor de frequência

O inversor de frequência *CFW 08* foi instalado com objetivo de controlar a velocidade do motor. Portanto, o controle das faixas de rotação se deu de maneira eficaz.

Figura 54. Inversor de frequência *CFW 08*.



Fonte: Autoria própria.

## 3.2 DESCRIÇÃO DA INSTRUMENTAÇÃO

### 3.2.1 Analisador de sinais

O analisador de sinais é usado para a aquisição dos sinais de vibração, que serão medidos em pontos específicos da bancada por meio de um acelerômetro. Este analisador possui trinta e dois canais, podendo-se utilizar vários tipos de transdutores. Para este trabalho, foram usados no máximo dois canais para se medir os sinais de vibração, como ilustrado na Figura 55.

Figura 55. (A) analisador de sinais; (B) cabos de comunicação.



Fonte: Autoria própria.

Além disso, o analisador possui as seguintes configurações:

- Conversor A/D de 16 bits de resolução;
- Coleta até 80.000 amostras;
- Entradas multiplexadas;
- Fonte DC de 24 V para alimentação de componentes;
- Opção para sensores ICP/IEPE;
- Filtro passa baixa com frequências de corte em 3 Hz, 30 Hz, 100 Hz, 1 kHz e 3 kHz;
- Fonte de tensão DC para excitação de sensores com saída controlável entre 125 mV, 2.500 V, 5.000 V, 7.500 V e 10.000 V.

### 3.2.2 Acelerômetro

Os acelerômetros são transdutores que são instalados na bancada a partir dos orifícios ilustrados na Figura 47, com objetivo de fazer aquisição do sinal de vibração dos mancais. Estes também podem ser “conectados” em superfícies metálicas, uma vez que alguns desses possuem bases magnéticas para esta função.



**Figura 56. Acelerômetros usados para medição de vibração.**



Fonte: Autoria própria.

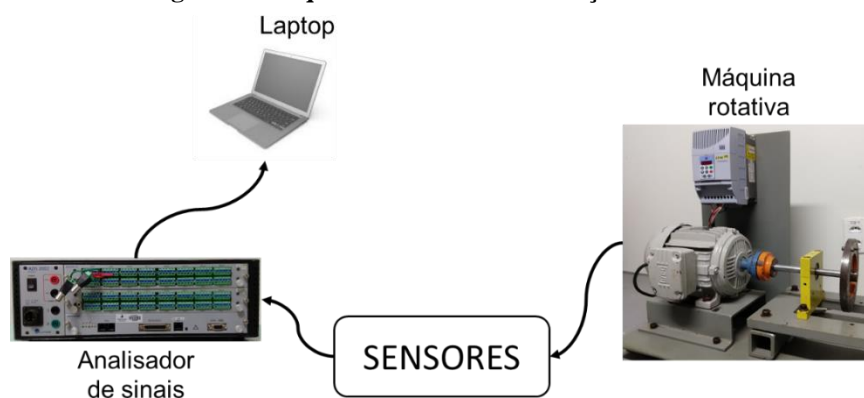
Os acelerômetros presentes na Figura 56 são modelo 603C01, da fabricante IMI, possuindo as seguintes configurações:

- Sensibilidade: ( $\pm 10\%$ ) 100 mV/g (10,2 mV/(m/s<sup>2</sup>));
- Faixa de frequência: ( $\pm 3\text{dB}$ ) 30 a 600.000 cpm (0,5 a 10.000 Hz);
- Elemento de detecção: Cerâmico;
- Faixa de medição:  $\pm 50$  g ( $\pm 490$  m/s<sup>2</sup>);
- Massa: 51 g;
- Impedância de saída:  $<150 \Omega$ ;
- Voltagem de excitação: 18 a 28 VDC;
- Corrente constante de excitação: 18 a 28 VDC;
- Conector elétrico: 2-Pin MIL-C-5015;
- Frequência de ressonância: 25 kHz.

### 3.3 CADEIA DE MEDIÇÃO

O processo de medição dos sinais de vibração dos defeitos simulados na bancada ocorreu a partir do esquema proposto na Figura 57.

**Figura 57. Esquema da cadeia de medição utilizada.**



Fonte: Autoria própria.

A vibração mecânica é capturada pelo acelerômetro, que transforma esta em um sinal elétrico, sendo este, em seguida, adequadamente tratado pelo analisador de sinais, que transfere os dados tratados para o laptop, podendo-se visualiza-los graficamente, além de se poder pós processar estes dados da melhor forma.

Por fim, estes sinais podem ser apresentados em função da frequência ou do tempo, dependendo da análise que se esteja efetuando.

## 4 SIMULAÇÕES DE DEFEITOS

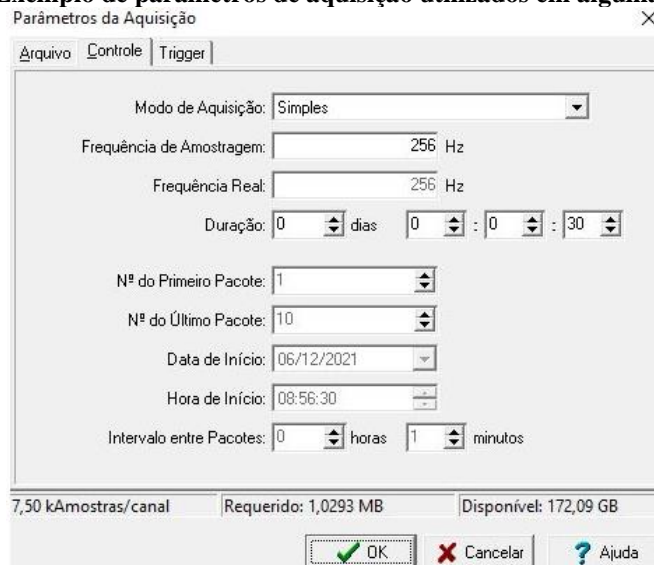
### 4.1 CONFIGURAÇÃO DE *SOFTWARE*

Para a simulação dos defeitos, deve-se primeiro efetuar a configuração dos parâmetros presentes no *software*, afim de se poder capturar um número de amostras satisfatório para cada defeito simulado.

Com relação aos defeitos propostos, pode-se configurar o *software* de tal forma que este não capture sinais em frequências muito altas, uma vez que, a partir das considerações apresentada sobre os defeitos em máquinas rotativas, pode-se esperar picos até quatro vezes a frequência de rotação da máquina; contudo, deve-se lembrar de se estar de acordo com o teorema de *Nyquist-Shannon*, para se evitar o surgimento de picos fantasmas no sinal medido. Para as simulações de todos os defeitos, a frequência de rotação do motor foi configurada em 1200 RPM (20 Hz).

Os tempos de medição dos ensaios foram de trinta segundos para os defeitos de desbalanceamento e desalinhamento, e um minuto para a simulação de defeito em rolamento, após a estabilização da bancada. É ilustrado na Figura 58 um exemplo de como ocorre a configuração em *software* (*Lynx AqDados 7.2*), para em seguida coletar-se os dados. A frequência de amostragem selecionada foi de 256 Hz para os defeitos de desalinhamento e desbalanceamento e 6000 Hz para o defeito em rolamento, estando estas de acordo com o teorema de *Nyquist-Shannon*, permitindo que estas frequências de amostragem capturem os sinais com limite de corte de 128 Hz e 3000 Hz para os defeitos mencionados. Ressalta-se que o equipamento possui uma frequência de corte, limitada por *hardware*, de 3000 Hz.

**Figura 58. Exemplo de parâmetros de aquisição utilizados em algumas simulações.**



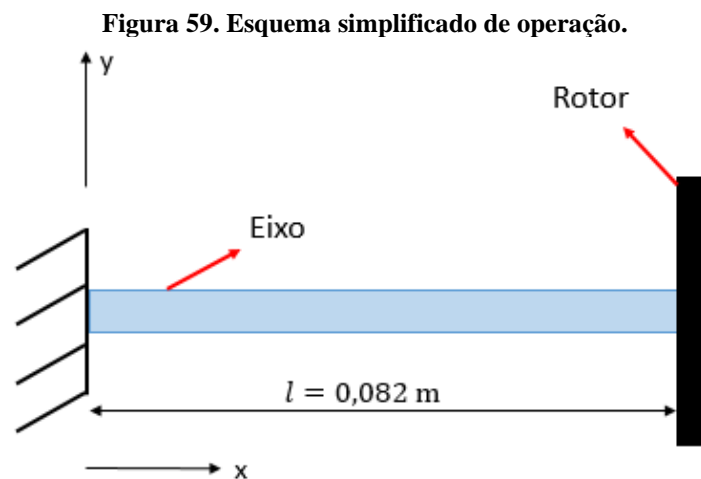
Fonte: Autoria própria.

Esta configuração de frequência de amostragem gerou uma resolução na frequência tal que possibilitou a captura da frequência de rotação da máquina, e seus múltiplos, além dos valores necessários para a identificação dos defeitos estudados.

## 4.2 SIMULAÇÃO DE DEFEITO DE DESBALANCEAMENTO

### 4.2.1 Verificação do limite do rotor

Primeiramente, antes da simulação, é necessário constatar a região de trabalho onde se encontra o rotor (se este é rígido ou flexível), como ilustrado na Figura 16. Para isso, têm-se que calcular a frequência natural do conjunto (eixo e rotor), de acordo com a eq. (5). É ilustrado na Figura 59 a simplificação do caso.



Fonte: Autoria própria.

O problema apresentado na Figura 59 corresponde a uma flexão, uma vez que o rotor está posicionado na extremidade do eixo, portanto, para a determinação da rigidez, é necessário o uso da eq. (2), que trata de rigidez para um problema onde ocorre flexão.

A massa equivalente do sistema pode ser descrita por:

$$M_{eq,flex} = m_{rotor} + 0,23 * m_{eixo} \quad (35)$$

Onde a massa do eixo pode ser facilmente determinada no produto da densidade pelo volume do eixo. De acordo com os dados presentes, sobre o rotor e o eixo, têm-se, para a massa equivalente do sistema em flexão o valor correspondente a 1,35 kg.

Já para a rigidez do sistema, a partir da eq. (2), foi determinada uma rigidez equivalente de 2798,88 kN/m.

Com a rigidez e a massa equivalente do sistema, pode-se então calcular o valor da primeira frequência natural do sistema, para se verificar então a região de trabalho, encontrando um valor de aproximadamente  $229,2 \text{ Hz}$  ( $1439,88 \text{ rad/s}$ ), a partir da eq. (5).

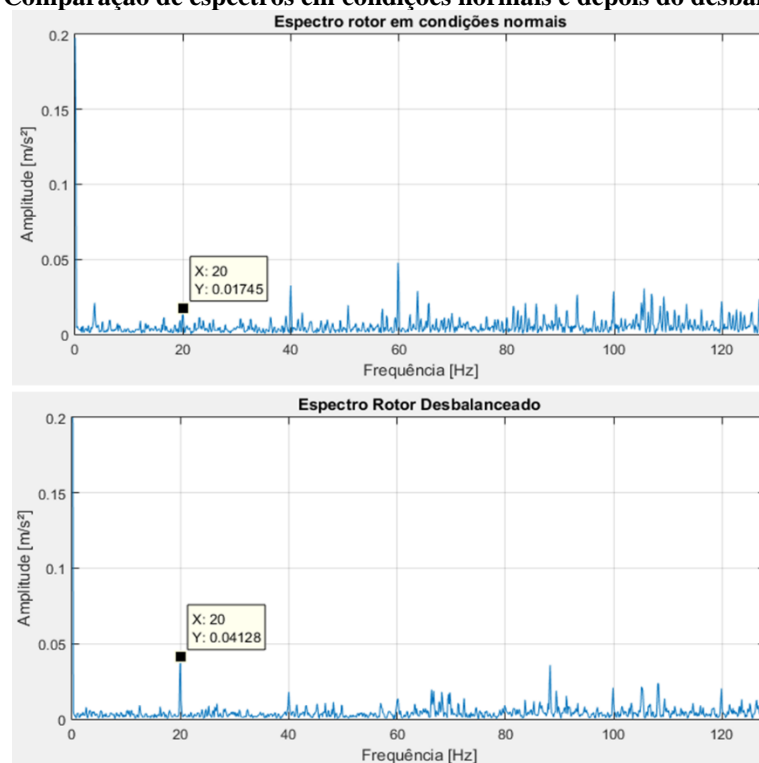
Sendo assim, a região de trabalho é menor que 70% da primeira frequência natural, caracterizando um rotor rígido. A partir deste resultado, é possível implicar que o sistema apresenta níveis de deformações desprezíveis ao longo de sua operação, sendo satisfatoriamente balanceado com, no máximo, dois planos de balanceamento.

#### 4.2.2 Simulação de desbalanceamento do rotor

Para a realização da simulação deste defeito, é necessário, primeiramente, a aplicação de uma massa desbalanceadora em um ponto (orifício) arbitrário do rotor presente na bancada, assim como demonstrado na Figura 48.

Após a aplicação do desbalanceamento no rotor, pode-se então medir os níveis de vibração, para se constatar o problema proposto, e assim analisar o aparecimento do pico no espectro, esperado na frequência de rotação do rotor, assim como ilustrado na Figura 10.

**Figura 60. Comparação de espectros em condições normais e depois do desbalanceamento.**



Fonte: Autoria própria.

Pode-se verificar na Figura 60, que após a aplicação da massa de desbalanceamento os níveis de vibração indicam um pico na frequência de rotação da máquina, que é um padrão já

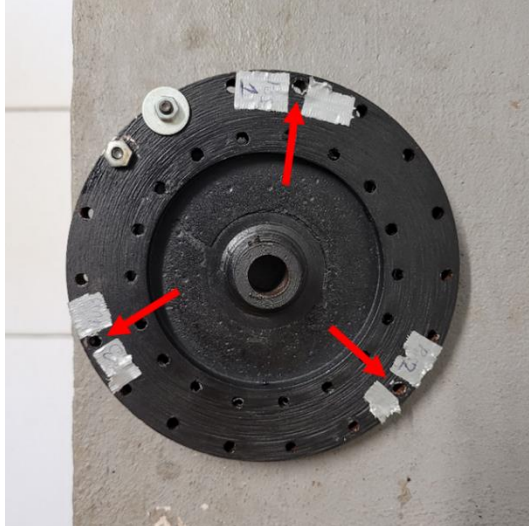
esperado de ocorrência. Comparando os espectros, verifica-se um aumento significativo para padrões laboratoriais, sendo assim, pode-se aplicar métodos para o balanceamento do rotor.

### 4.2.3 Balanceamento do rotor

Após a constatação do desbalanceamento na bancada, escolhe-se então um método para balanceá-la. Para o trabalho em questão, o método dos 3 pontos (também conhecido como método das quatro voltas) foi escolhido.

Primeiramente, deve-se então definir 3 pontos no rotor, espaçados igualmente em  $120^\circ$ , como é ilustrado na Figura 61.

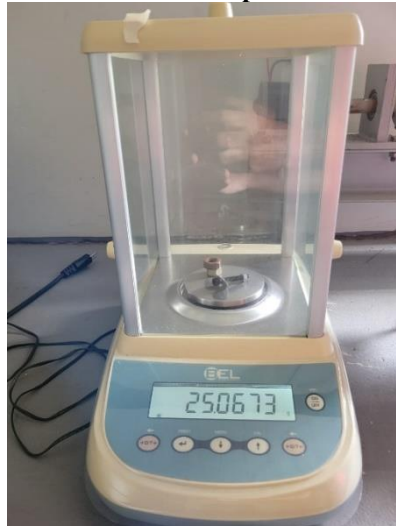
**Figura 61. Determinação dos pontos no rotor.**



Fonte: Autoria própria.

No passo seguinte, define-se então a massa de testes ( $M_T$ ) para ser aplicado aos pontos.

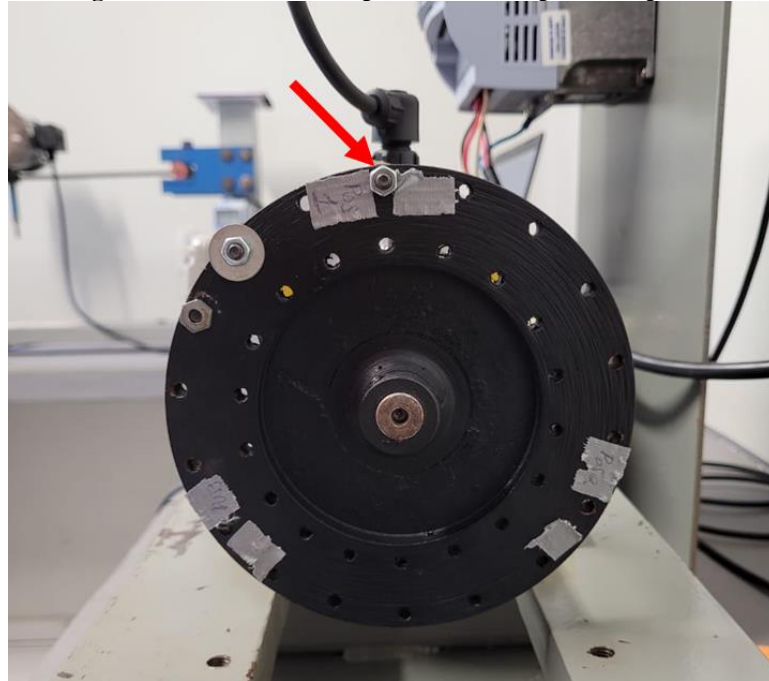
**Figura 62. Massa de teste selecionada para o balanceamento do rotor.**



Fonte: Autoria própria.

Portanto, a massa de teste para o balanceamento é aproximada para:  $M_T = 25,07 \text{ g}$ . Com a massa de teste determinada, deve-se então posicioná-la no primeiro ponto, de acordo com a Figura 63.

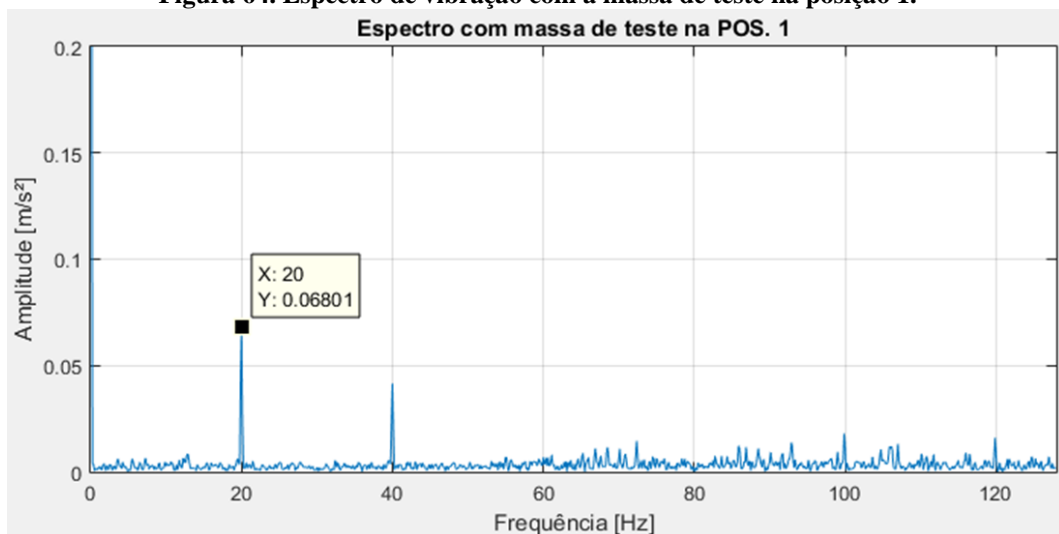
**Figura 63. Massa de teste posicionada no primeiro ponto.**



Fonte: Autoria própria.

Após a aplicação da massa de teste no primeiro ponto, deve-se então ligar a bancada em funcionamento, a fim de se medir os níveis de vibração. O resultado obtido com a massa de teste no primeiro ponto é ilustrado na Figura 64.

**Figura 64. Espectro de vibração com a massa de teste na posição 1.**

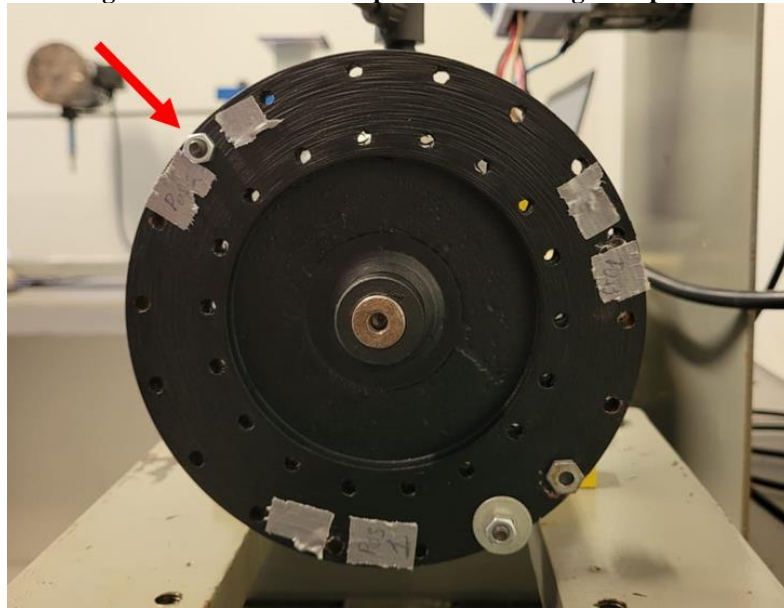


Fonte: Autoria própria.

Pode-se observar que o nível de vibração da bancada foi superior ao nível de vibração desta com o desbalanceamento aplicado. Este fenômeno se dá uma vez que a massa de teste é posicionada próximo a massa de desbalanceamento, fazendo com que estas se “somem”, gerando um desbalanceamento maior.

Após a verificação dos níveis de vibração no primeiro ponto, a bancada é posta em repouso, e a massa de teste é mudada para o ponto 2, onde novamente realizam-se as medições de vibração.

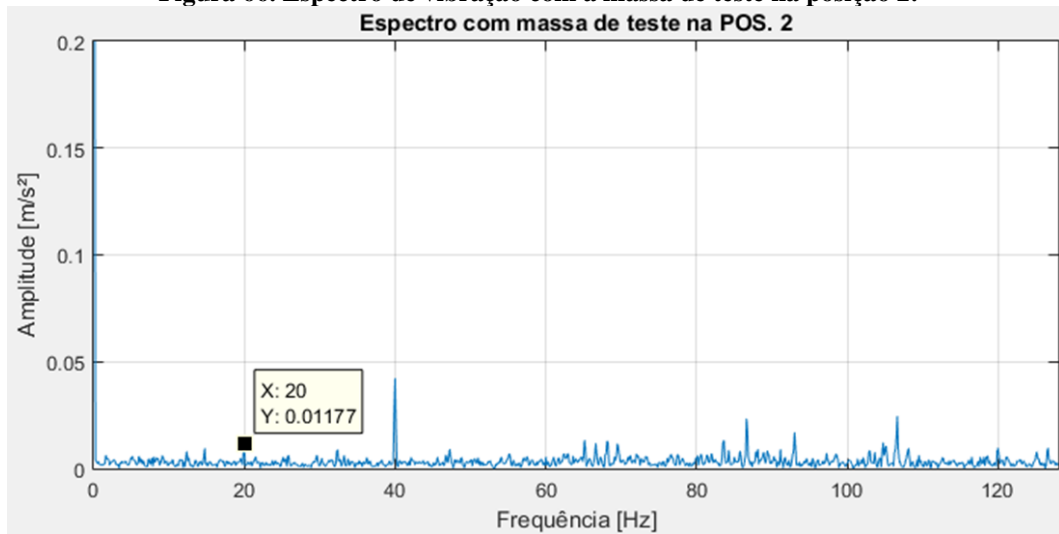
**Figura 65. Massa de teste posicionada no segundo ponto.**



Fonte: Autoria própria.

A partir das medições no ponto 2, os resultados obtidos são ilustrados na Figura 66.

**Figura 66. Espectro de vibração com a massa de teste na posição 2.**



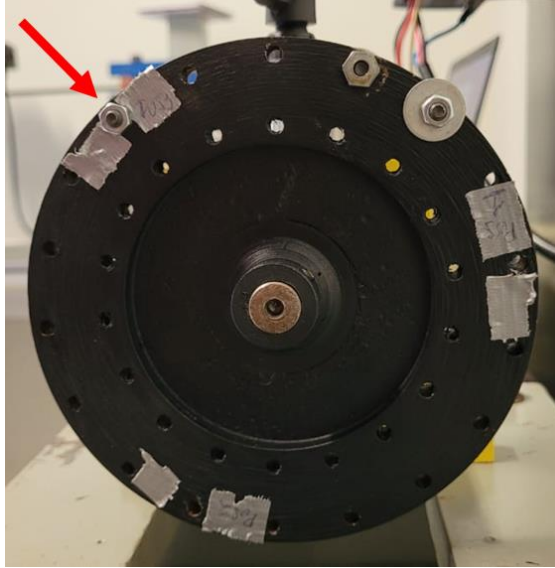
Fonte: Autoria própria.



Para a segunda posição, é possível perceber que o nível de vibração originado pelo desbalanceamento foi atenuado. Este resultado ocorre pelo fato de que o ponto 2 é o mais distante da massa desbalanceadora, como pode-se verificar na Figura 65. Portanto, quando a massa de teste está localizada neste ponto, esta tende a balancear o rotor, contudo, gerando ainda assim, um desbalanceamento residual.

Por fim, o funcionamento da bancada é novamente interrompido, para se posicionar a massa de teste no terceiro e último ponto.

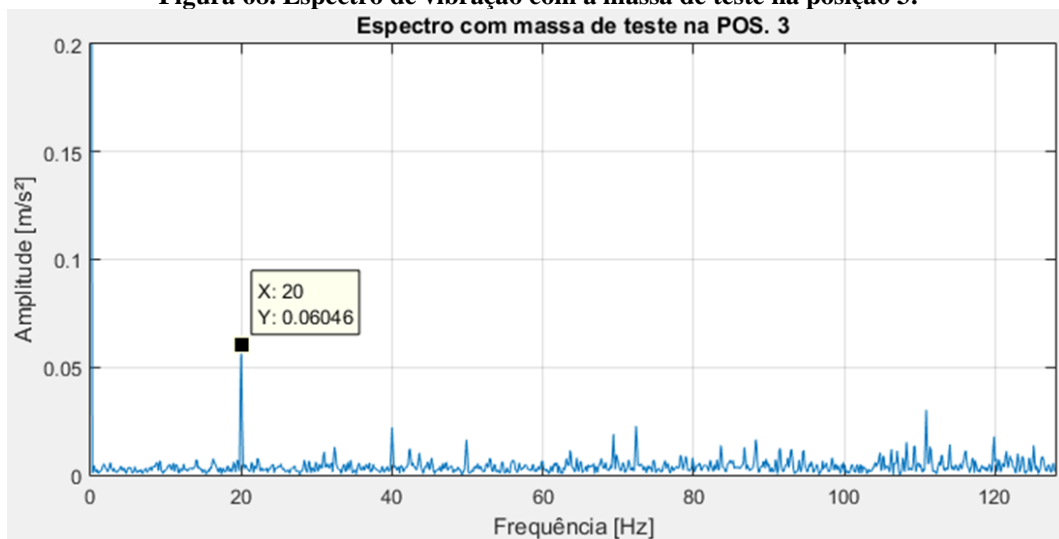
**Figura 67. Massa de teste posicionada no terceiro ponto.**



Fonte: Autoria própria.

A bancada apresenta os níveis de vibração, com a massa de teste no terceiro ponto, conforme observa-se na Figura 68.

**Figura 68. Espectro de vibração com a massa de teste na posição 3.**

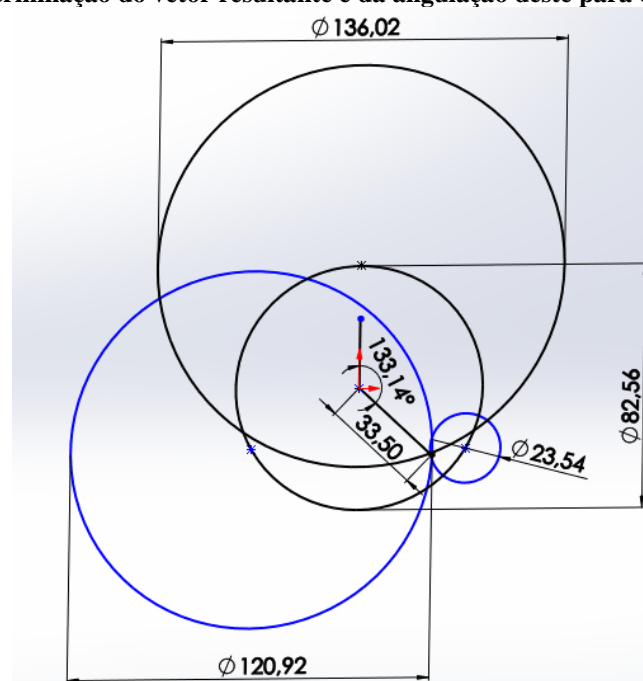


Fonte: Autoria própria.

Observa-se, um nível superior de vibração de vibração, uma vez que, a massa de teste está alojada em um ponto próximo da massa desbalanceadora, conforme a Figura 67. De semelhante modo a posição 1, as massas se somam, gerando um nível de vibração superior.

Após a verificação dos níveis de vibração em todo os pontos, traçam-se as circunferências. Estas, tem raio igual à amplitude de vibração em cada ponto, assim como ilustrado na Figura 20. Após o desenho das circunferências, traça-se então uma reta até a intersecção destas, com intuito de se obter o módulo do vetor resultando, e sua angulação, que neste caso será de acordo com a vertical.

**Figura 69. Determinação do vetor resultante e da angulação deste para o balanceamento.**



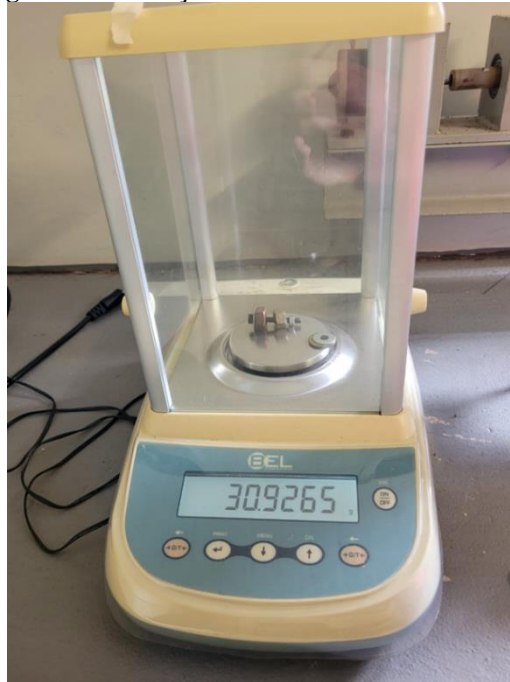
Fonte: Autoria própria.

Com os valores de vibração obtidos, pode-se então calcular a massa de balanceamento ( $M_B$ ) a partir da eq. (8), e o ângulo em que se deve posiciona-la, que no caso em questão é  $\varphi = 133,14^\circ$ , sendo o ponto 1 a referência ( $0^\circ$ ), no sentido horário de rotação.

A massa de balanceamento para este caso é, a partir da eq. (8), é de 30,89 g.

Com a massa de balanceamento determinada, deve-se então aplica-la ao rotor na posição calculada. Para o presente trabalho, esta massa foi aproximadamente conseguida a partir de parafuso, porcas e arruelas.

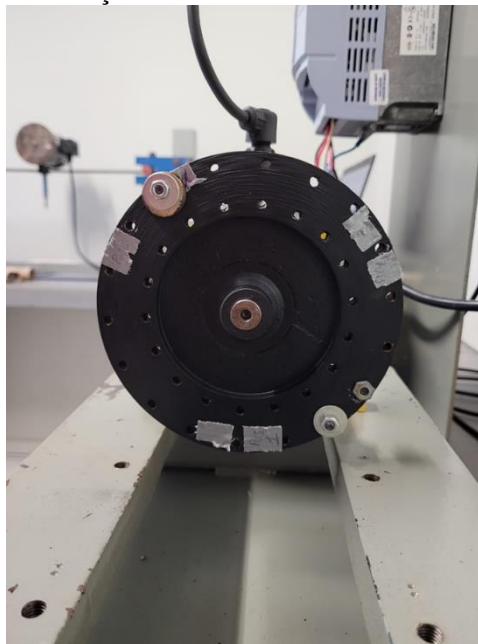
**Figura 70. Obtenção da massa de balanceamento.**



Fonte: Autoria própria.

Após a verificação da massa de teste, posiciona-se esta no rotor na angulação calculada, a fim de se medir o nível de vibração. Pelas limitações físicas do rotor, o ponto de localização da massa foi aproximado para  $140^\circ$ , com relação a posição 1, uma vez que os orifícios presentes no rotor estão separados em  $20^\circ$ , impossibilitando a inserção da massa de balanceamento na posição de  $133,14^\circ$ .

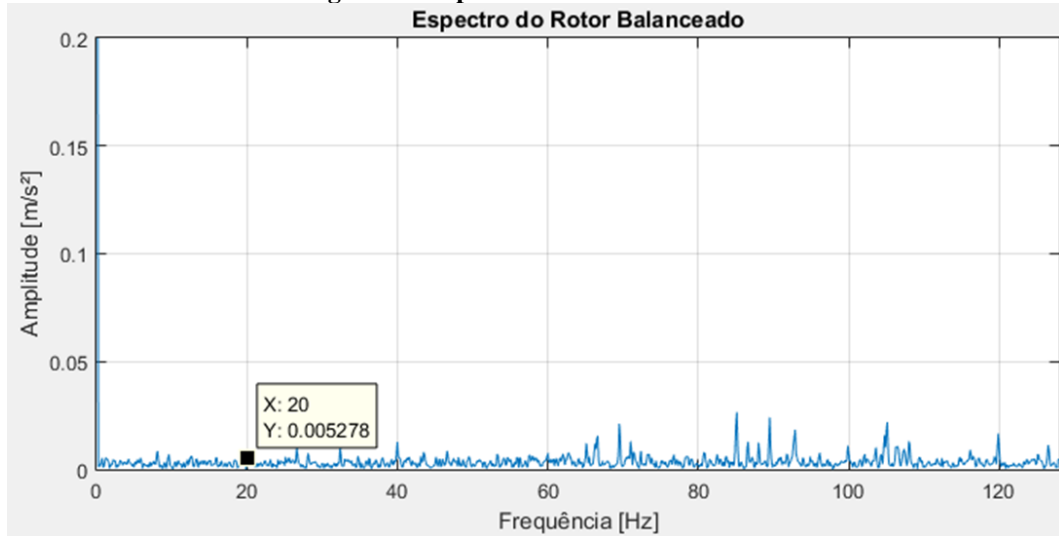
**Figura 71. Posição da massa de balanceamento no rotor.**



Fonte: Autoria própria.

Com a massa de balanceamento posicionada no rotor, coloca-se este em funcionamento, e mede-se novamente os níveis de vibração.

**Figura 72. Espectro do rotor balanceado.**



Fonte: Autoria própria.

É possível notar que após o balanceamento, os resíduos de vibração são mínimos. Comparando com o espectro da bancada desbalanceada, e até mesmo com o rotor sem nenhum defeito aplicado (Figura 60). O nível de vibração atingido após o balanceamento é satisfatório, uma vez que, como pode-se notar no espectro do rotor sem defeito aplicado, o balanceamento atenuou além do nível de vibração na frequência de rotação da máquina (20 Hz), os picos presentes em seus múltiplos (40 e 60 Hz).

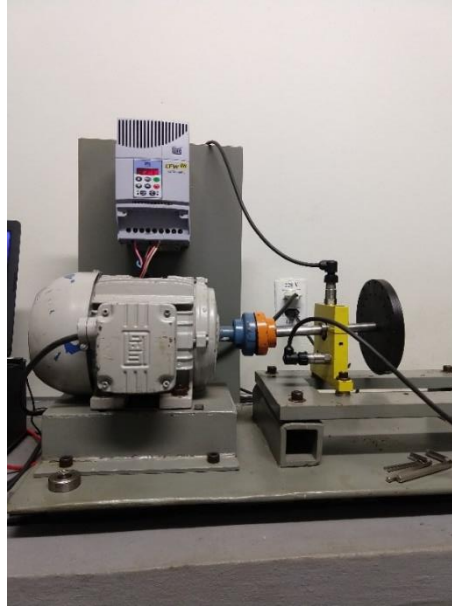
Quantitativamente falando, os níveis de vibração após o balanceamento são aproximadamente 70% menores comparados aos níveis da máquina operando em condições normais, e aproximadamente 87% menores que os níveis da máquina desbalanceada.

### 4.3 SIMULAÇÃO DE DEFEITO DE DESALINHAMENTO

#### 4.3.1 Aplicação do desalinhamento

Para esta simulação, como exposto acima, faz-se o uso de dois acelerômetros, para se medir as vibrações tanto na direção radial, quanto na axial. Esta configuração está diretamente ligada ao tipo de desalinhamento ao qual se deseja observar, uma vez que o desalinhamento paralelo é caracterizado por picos na direção radial, ao contrário do que se observa no desalinhamento angular, que se caracteriza pelo aparecimento de picos em medições axiais.

**Figura 73. Acelerômetros posicionados para simulação do defeito de desalinhamento.**

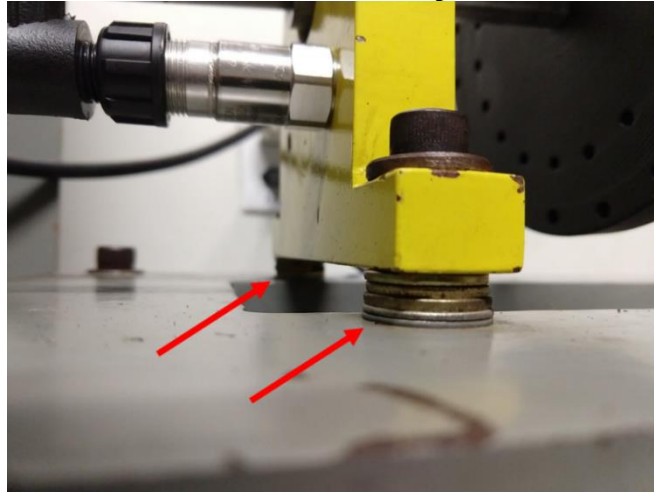


Fonte: Autoria própria.

Para o trabalho em questão, tanto medições na radial quanto na axial foram coletadas, com intuito de se observar as alterações de espectro nos dois sentidos.

Para ocasionar o defeito de desalinhamento, foram usadas arruelas na base do mancal, conforme observa-se na Figura 74.

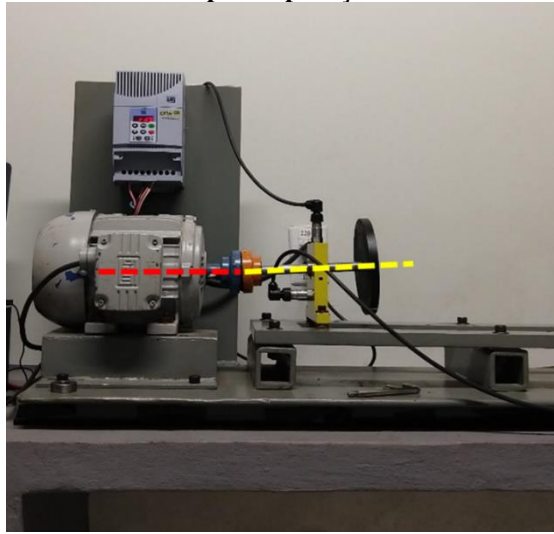
**Figura 74. Arruelas inseridas na base do mancal para se causar desalinhamento.**



Fonte: Autoria própria.

A cada lado do mancal, foi adicionada uma altura de 8 *mm*, a qual gerou resultados legíveis aos sensores, que puderam ser, posteriormente, observados nos espectros gerados. Uma vez que para os ensaios dispostos neste trabalho, se fez o uso apenas de um mancal da bancada, o desalinhamento gerado foi do tipo angular, como pode-se conferir na figura seguinte.

**Figura 75. Bancada após a aplicação do desalinhamento.**

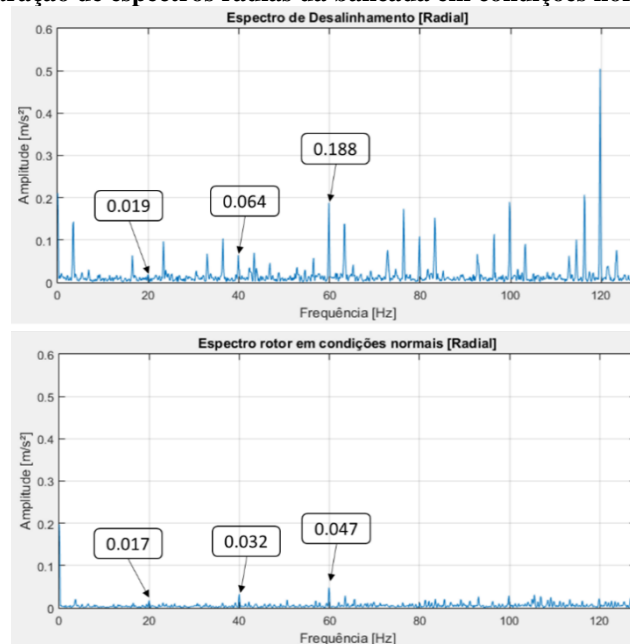


Fonte: Autoria própria.

### 4.3.2 Resultados da simulação de desalinhamento

Após a aplicação do desalinhamento, pode-se então medir os níveis de vibração, tanto na radial quanto na axial, para posteriormente analisar os espectros.

**Figura 76. Comparação de espectros radiais da bancada em condições normais e desalinhada.**

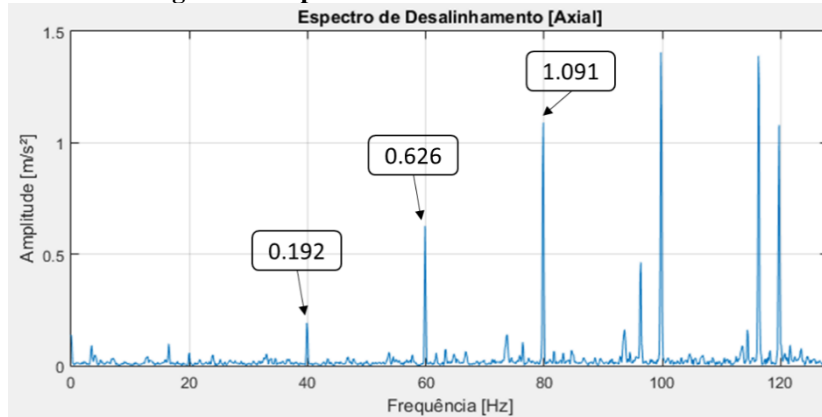


Fonte: Autoria própria.

Após a verificação dos níveis de vibração radial, observa-se, na Figura 77, a intensificação de picos em múltiplos da frequência de rotação da máquina (40 e 60 Hz). É possível notar nos espectros, que a amplitude de vibração da frequência de 40 Hz dobrou, indicando o aparecimento de um desalinhamento. De semelhante modo na frequência de 60 Hz, onde pode-se notar que a amplitude de vibração quadruplicou.

Contudo, para o desalinhamento em questão é mais comum observar o surgimento de picos em medições feitas na direção axial.

**Figura 77. Espectro de axial do desalinhamento.**



Fonte: Autoria própria.

No espectro axial, é possível notar o surgimento de diversos picos com alta amplitude. O surgimento desses picos era esperado, uma vez que para este desalinhamento executado na bancada (angular), a literatura aponta que o espectro característico para a identificação é o axial.

É possível notar que os múltiplos da frequência de rotação (40, 60 até 80  $Hz$ ) apresentam amplitudes muito maiores que as medições feitas na radial. Este tipo de comportamento evidencia o aparecimento do desalinhamento.

#### 4.4 SIMULAÇÃO DE DEFEITO EM ROLAMENTO

##### 4.4.1 Aplicação de defeito no rolamento

Para esta simulação, foi escolhida a aplicação de um defeito na pista interna do rolamento, tendo em vista que foi o local onde se encontrou maior facilidade de acesso.

**Figura 78. Região onde fora aplicado o defeito no rolamento.**



Fonte: Autoria própria.

Contudo, mesmo sendo a região onde se encontrou a maior facilidade para a execução do defeito, este foi apenas superficial, uma vez que para se conseguir gerar o defeito, foi necessária a utilização de uma broca com pequeno diâmetro, devido a restrição de espaço. Pode-se notar na Figura 78, a região de aplicação do defeito, além da constatação das dificuldades geométricas.

Para se conseguir o defeito, foi necessária uma furadeira elétrica, além de uma broca de 1,5 mm de diâmetro, como pode-se verificar na Figura 79.

**Figura 79. Equipamentos utilizados para a realização do defeito no rolamento.**



Fonte: Autoria própria.

Por fim, após a realização do defeito no rolamento, monta-se este na bancada para a realização do teste.

#### **4.4.2 Resultados da simulação de defeito em rolamento**

Para a realização dos testes, primeiramente, faz-se necessário a verificação das frequências características de defeito em cada componente do rolamento, como se pode ver acima. Portanto, foram necessários os cálculos das frequências de defeito na pista interna, na pista externa, nos elementos rolantes e na gaiola do rolamento, de acordo com as equações 24, 27, 30 e 32. Além disso, para esta simulação, utilizou-se de uma frequência de amostragem de 6 kHz, com intuito de se captar os fenômenos relacionados à defeitos aplicados em rolamentos.

Os dados utilizados para estes cálculos são os presentes na Tabela 1, referentes ao rolamento 6202 utilizado na bancada. Sendo assim, as frequências características de defeito para a situação simulada são:



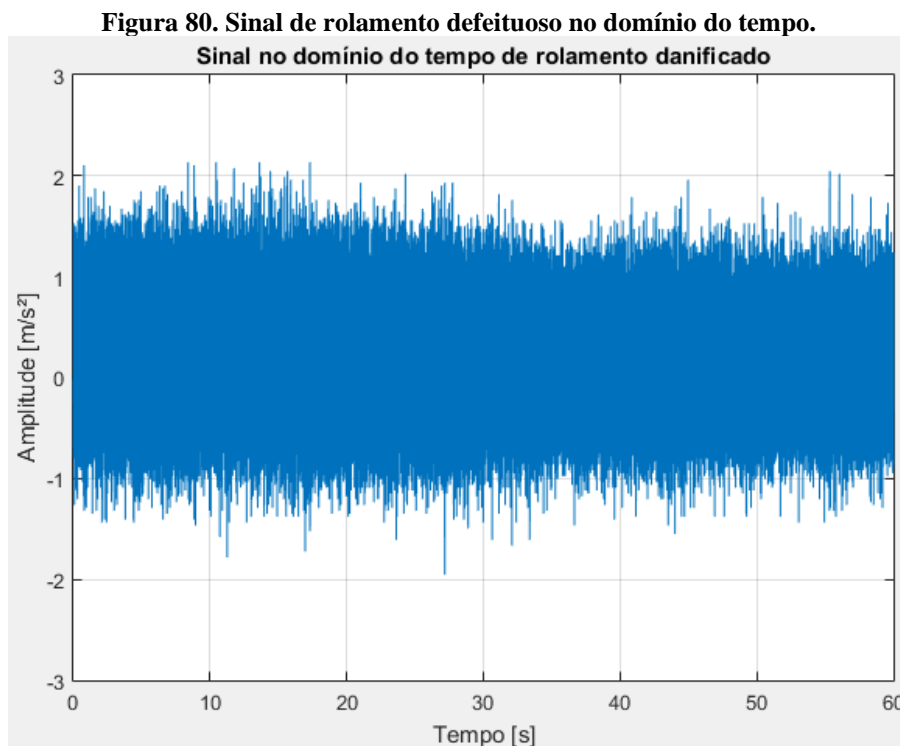
Tabela 2. Frequências características de defeito para rolamento 6202

FREQUÊNCIAS CARACTERÍSTICAS DE DEFEITO		
DESCRIÇÃO	VARIÁVEL	VALOR [Hz]
Defeito na pista interna	$f_{dpi}$	98,4
Defeito na pista externa	$f_{dpe}$	61,6
Defeito na gaiola	$f_g$	12,3
Defeito no elemento rolante (esferas)	$f_{de}$	45,8

Fonte: Autoria própria.

A partir do cálculo das frequências características, pode-se então verificar o funcionamento da máquina, e posteriormente, os resultados na forma de espectros. Como se trata de um defeito superficial, ou seja, apenas um risco na pista interna, o tempo de análise para esta simulação foi maior, com o objetivo de se verificar um pico na frequência de defeito calculada.

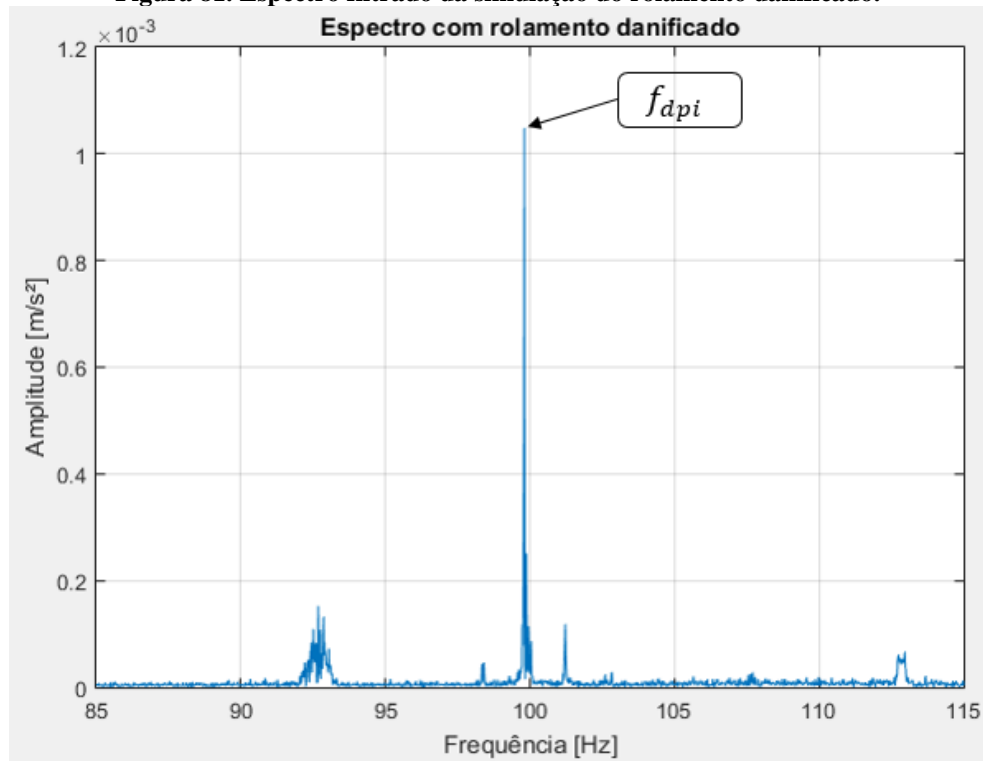
Inicialmente, pode-se verificar o sinal no domínio do tempo com a aplicação do defeito no rolamento, como ilustrado na Figura 80.



Fonte: Autoria própria.

Verificando o espectro de vibração a partir da aplicação do defeito no rolamento da bancada, foi possível aplicar um filtro passa banda de modo que se evidenciasse a região de interesse, que no caso é a região em torno de 98,4 Hz. Sendo assim, aplicou-se o filtro passa banda, com frequências inferior e superior de 85 e 115 Hz.

Figura 81. Espectro filtrado da simulação do rolamento danificado.



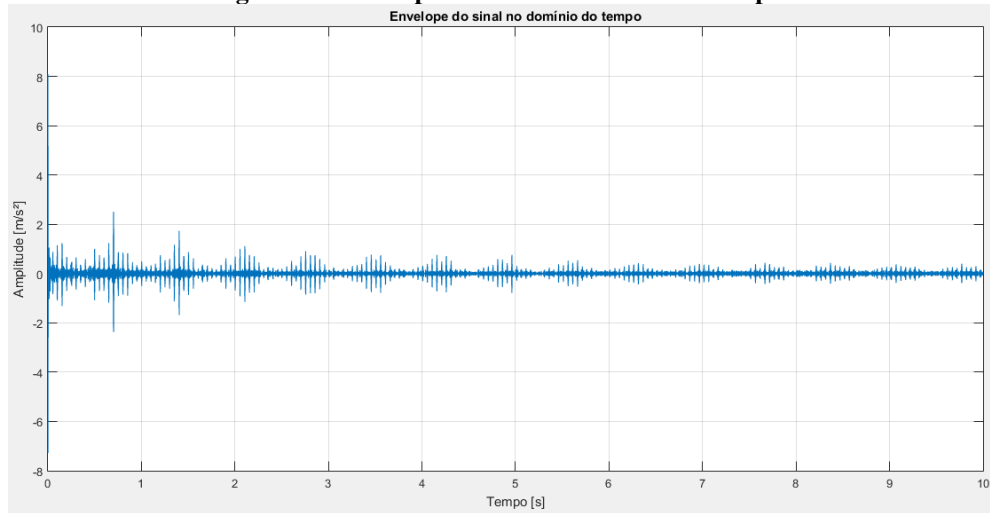
Fonte: Autoria própria.

Verifica-se no espectro da Figura 81 a aparição de um pico próximo da frequência calculada (dentro do limite aceitável, de 2%), de acordo com a Tabela 2. Mesmo não sendo uma aplicação de um defeito severo, nota-se que este pico se destaca com relação ao resto do sinal.

Após a verificação do espectro do rolamento, pode-se então pós-processar estes dados, através da técnica que mais convém ao operador. Neste trabalho, será usada a técnica do envelope, uma vez que esta é bastante difundida tanto no meio industrial, quanto no meio acadêmico de pesquisa.

Para a aplicação da técnica do envelope, deve-se identificar uma região no sinal onde pode-se visualizar uma excitação de uma frequência de ressonância do sistema. Após a verificação do sinal medido, identificou-se que próximo da frequência de 400 Hz há uma região onde pode-se visualizar uma banda de ressonância. Sendo assim, aplica-se um filtro passa banda, com largura de banda igual a 250 Hz, tendo como frequência central da banda 425 Hz. Na Figura 82 é mostrado sinal no domínio do tempo do envelope com a aplicação desse filtro.

**Figura 82. Envelope do sinal no domínio do tempo.**

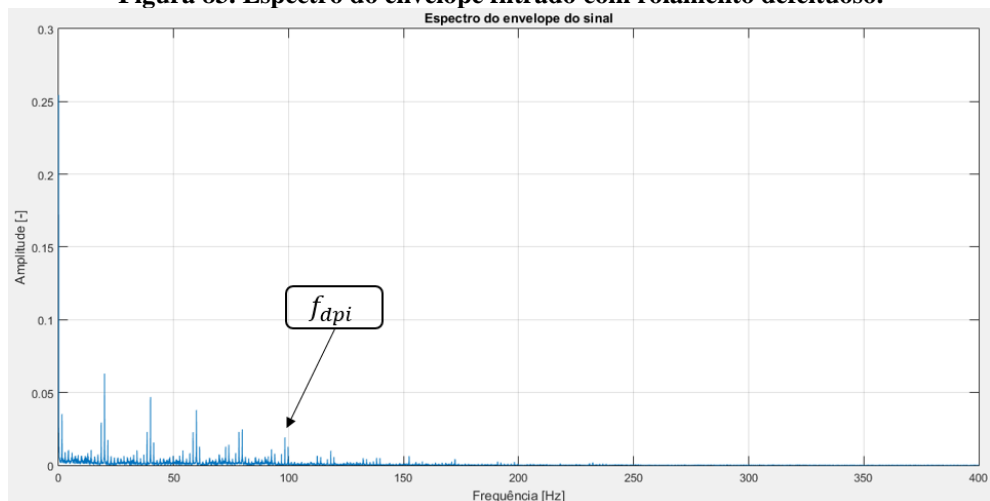


Fonte: Autoria própria.

Pode-se notar no envelope no domínio do tempo um padrão de batimento, caracterizado pela passagem das esferas do rolamento sobre o defeito aplicado. Este padrão é comum, uma vez que serve de suporte também para a identificação da presença de defeito no rolamento.

A partir do espectro do envelope da Figura 82, é possível verificar a aparição do mesmo pico visto anteriormente, na análise espectral simples, presente na Figura 81. Este pico, juntamente com demais harmônicos, evidencia o surgimento de um defeito no rolamento. Mesmo sendo de baixa severidade, pôde-se verificar este em espectro e após no envelope do sinal.

**Figura 83. Espectro do envelope filtrado com rolamento defeituoso.**



Fonte: Autoria própria.

## 5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 CONCLUSÕES

Diante dos objetivos propostos à realização, foi possível a verificação dos fenômenos relacionados a defeitos provenientes de máquinas rotativas. Os equipamentos contidos no laboratório para a aquisição de dados e processamento destes ainda não são adequados, tendo em vista a grande dificuldade encontrada para o processamento e pós-processamento de dados. Contudo, para realização de testes didáticos para verificação de picos existentes em defeitos de máquinas, estes servem para o momento.

A simulação de desalinhamento na bancada foi conseguida após alguns testes, sob a aplicação de arruelas em baixo dos mancais. Para se notar um pico no espectro da simulação, foi necessária a adição de uma altura total de 8 *mm*, provocando um desalinhamento considerado, para a bancada, elevado. Após várias tentativas com diferentes alturas, esta encontrada (de 8 *mm*) demonstrou os picos esperados para a simulação, e foi possível então a verificação do defeito em espectro tanto radial quanto axial, em frequências de 2x, 3x e até 4x a frequência de rotação da máquina.

Já a simulação de desbalanceamento foi feita após a inserção de uma massa de desbalanceamento composta por parafusos, arruelas e porcas. Vários testes foram executados com variações na massa para que se pudesse detectar o fenômeno em espectro, uma vez que com pouca massa era difícil a detecção de pico na frequência esperada (na frequência de rotação da máquina). Esta dificuldade associa-se ao diâmetro do eixo, uma vez que este proporciona uma rigidez elevada para as configurações da bancada, que é responsável por atenuar as vibrações originadas pelo desbalanceamento. Contudo, o método de balanceamento se mostrou fácil e eficaz, diminuindo consideravelmente os níveis de vibração da bancada. Sobretudo, afirma-se que a eficiência do método vetorial é superior à eficiência do método dos 3 pontos, contudo, precisaria de equipamentos que o laboratório não dispõe (sensor para leitura de fase).

A simulação de defeito em rolamento foi realizada através da aplicação de um risco na pista interna deste. O pico encontrado como resultado demonstra o baixo grau de severidade do defeito, uma vez que por restrições de espaço, só fora possível a aplicação de um pequeno risco na pista interna. Além disso, foi possível notar, mesmo em baixo grau, o fenômeno de batimento, caracterizado pela passagem das esferas do rolamento sobre o defeito, no sinal no domínio do tempo. Por fim, os equipamentos presentes no laboratório servem para uma noção didática de uma situação global, contudo, ressalta-se a necessidade da aquisição de

equipamentos mais robustos que permitam a captura de uma maior quantidade de dados, como por exemplo maior frequência de corte, com intuito de se melhorar o pós-processamento.

## 5.2 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Realização de dimensionamento de um novo eixo para bancada, com menor rigidez, de forma que este permita detectar mais sensivelmente as aplicações de defeitos na bancada;
- Aquisição de sensores para leitura de fase, com intuito de se promover o balanceamento pelo método vetorial;
- Adaptação da bancada para detecção de defeitos em sistemas de transmissão, como par pinhão e coroa, e em conjunto correia polia;
- Simular outros tipos de defeitos em rolamentos em relação ao apresentado neste trabalho;
- Realizar novas simulações de defeitos na bancada e comparar os resultados obtidos com o atual sistema de aquisição com resultados obtidos e tratados por um sistema/*software* comercial;
- Estudo de técnicas de pós-processamento que melhor evidenciem os dados obtidos;
- Realização de um alinhamento a laser, para verificação do nível de desalinhamento da bancada em condições normais.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ALMEIDA, I. B. **ANÁLISE DE FALHAS EM ROLAMENTOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO APLICADO A AEROGERADORES**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica (PPGEM), Natal – RN, 2016.

BARBOSA, D. M. A., JUNIOR, Y. B. **INICIAÇÃO CIENTÍFICA: INSTRUMENTOS DIGITAIS E TEOREMA DA AMOSTRAGEM**. XLI Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia (COBENGE), Granado – RS, 2013.

BARILLI, R. J. C. **ANÁLISE DE FALHAS EM MANCAIS DE ROLAMENTOS UTILIZANDO A TÉCNICA DO ENVELOPE**. Universidade Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Rio de Janeiro – RJ, 2013.

BEZERRA, R. A. **DETECÇÃO DE FALHAS EM ROLAMENTOS POR ANÁLISE DE VIBRAÇÃO**. Universidade Estadual de Campinas, Comissão de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Campinas – SP, 2004.

BOMFIM, P. R. S. **ESTUDO EXPERIMENTAL DA POTENCIALIDADE DO USO DA TERMOGRAFIA PARA AVALIAÇÃO DO DESALINHAMENTO DE MÁQUINAS ROTATIVAS NA INDÚSTRIA**. Universidade Federal de Pernambuco, Recife – Pernambuco, 2013.

CAMPOS, R. N. **ANÁLISE EXPERIMENTAL DE BALANCEAMENTO DE ROTORES PELO MÉTODO DE OTIMIZAÇÃO “FOUR RUN METHOD ACCELERATED”**. Universidade de Brasília (UnB), Faculdade de Tecnologia – Departamento de Engenharia Mecânica, 2017.

CONECTA FG. **ROLAMENTOS: COMPONENTES E MATERIAIS**. Disponível em: <<http://conectafg.com.br/rolamentos-componentes-e-materiais/>>. Acesso em 05 de novembro de 2021.

FRANCO, L. D. **DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA AQUISIÇÃO DE SINAIS DE ENGRENAGENS E ROLAMENTOS**. Universidade Federal do Ceará, Fortaleza – CE, 2016.

HALILA, L. C. P. **APRIMORAMENTO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA ESTUDOS DE DESALINHAMENTO DE EIXOS E BALANCEAMENTO DE ROTORES A PARTIR DA IMPLANTAÇÃO DE DUAS NOVAS BASES DE FIXAÇÃO E AVALIAÇÃO DOS NÍVEIS DE VIBRAÇÃO**. Universidade de Tecnológica Federal do Paraná – Curso de Engenharia Mecânica, Pato Branco – Paraná, 2018.

IAZZETTA, F. **TUTORIAIS DE ÁUDIO E ACÚSTICA – FILTROS**. Disponível em: <<http://www2.eca.usp.br/prof/iazzetta/tutor/index.html>>. Acesso em 21 de outubro de 2021.

ISO 1940 – 1. *Mechanical vibration – Balance quality requirements for rotors in a constant (rigid) state – Part 1: Specification and verification of balance tolerances*. Segunda edição 2003.

MACHADO, P. A., MOECKE, M. **ESTUDOS INICIAIS DO SISTEMA DIDÁTICO PARA ANÁLISE DE SINAIS NO DOMÍNIO DA FREQUÊNCIA DAS-PC: TIPOS DE JANELAS TEMPORAIS.** Disponível em: <<https://wiki.sj.ifsc.edu.br/wiki/images/7/7f/Estudos-DSA.pdf>>. Acesso em 20 de outubro de 2021. Acesso em 20 de outubro de 2021.

MAGALHÃES, D. L. **BALANCEAMENTO DE ROTORES UTILIZANDO OS MÉTODOS DOS 3 PONSTOS E DO COEFICIENTE DE INFLUÊNCIA.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Centro de Tecnologia – Escola Politécnica, Rio de Janeiro – RJ, 2013.

MENDES, A. S. **DESENVOLVIMENTO DE SOFTWARE EM LABVIEW PARA BALANCEAMENTO DINÂMICO DE ROTORES.** Universidade Federal do Rio de Janeiro, UFRJ, Escola Politécnica, Rio de Janeiro – RJ, 2013.

MONTEIRO, A. L. R. **FILTROS PASSIVOS.** Universidade Tecnológica do Paraná, Departamento Acadêmico de Eletrônica, DAELN, Campo Mourão, PR, 2019.

NIGRO, F. E. B. **BALANCEAMENTO DE ROTORES.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia Mecânica – EPUSP, 2015.

NSK. *NSK Bearing Doctor.* **DIAGNÓSTICO RÁPIDO DE OCORRÊNCIAS EM ROLAMENTOS.** Catálogo B08, São Paulo, 2014.

ORSINI, L. Q., *et al.* **ANÁLISE DE FOURIER DE SINAIS ARBITRÁRIOS – INTRODUÇÃO TEÓRICA.** Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, Departamento de Engenharia de Sistemas Eletrônicos – EPUSP, 2018.

PACHOLOK, M. **USO DA TERMOGRAFIA PARA AVALIAÇÃO DO DESALINHAMENTO DE EIXOS DE MÁQUINAS ROTATIVAS: UMA FERRAMENTA AUXILIAR À ANÁLISE DE VIBRAÇÕES.** Pontifícia Universidade Católica do Paraná, Curitiba – Paraná, 2004.

PIOTROWSKI, J. *SHAFT ALIGNMENT HANDBOOK.* 3º Edição, *The Ohio State University, Columbus, Ohio*, 2006.

PUHLMANN, H. F. W. **PROCESSAMENTO DIGITAL DE SINAIS – DSP – PARTE 2.** Disponível em: <<https://www.embarcados.com.br/processamento-digital-de-sinais-dsp-parte-2/>>. Publicado em 05 de março de 2014.

SHREVE, D. H. *SIGNAL PROCESSING FOR EFFECTIVE VIBRATION ANALYSIS.* IRD Mechanical Analysis, INC, Columbus – Ohio, 1995.

SILVA, V. A. D., *et al.* **INSTRUMENTAÇÃO VIRTUAL PARA AQUISIÇÃO DE SINAIS E ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS.** Nono Simpósio de Mecânica Computacional, maio de 2010.

SILVA, BRUNA T. V. **BANCADA PARA ANÁLISE DE VIBRAÇÃO: ANÁLISE DE FALHAS EM MÁQUINAS ROTATIVAS.** Universidade de Taubaté, Taubaté – SP, 2012.

**SILVA, D. R. PROJETO E CONSTRUÇÃO DE UMA BANCADA DIDÁTICA PARA SIMULAÇÃO E ANÁLISE DE DEFEITOS EM MÁQUINAS ROTATIVAS.** Universidade Federal do Pará, Tucuruí – PA, 2012.

**SILVA, D. H. J. PROCESSAMENTO DE SINAIS PARA MONITORAMENTO DE VIBRAÇÕES EM UNIDADES GERADORAS HIDRELÉTRICAS.** Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte – MG, 2013.

**SOEIRO, N. S., et al. DESENVOLVIMENTO DE BANCA EXPERIMENTAL PARA ESTUDO DE DINÂMICA DE ROTOR E IMPLEMENTAÇÃO DE PROCEDIMENTOS DE BALANCEAMENTO DE ROTOR RÍGIDO E ROTOR FLEXÍVEL.** VI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica (CONEM), Campina Grande – Paraíba, 2010.

**SOUSA, W. 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, Belém – PA, 2005.

**SKF. ESPECIFICAÇÕES TÉCNICAS – ROLAMENTO RÍGIDOS DE ESFERAS 6202-2Z.** Disponível em: <<https://www.skf.com/br/products/rolling-bearings/ball-bearings/deep-groove-ball-bearings/productid-6202-2Z>>. Acesso em 18 de nov. de 2021.