



# ESCOLA NAVAL



ta sântde biê faire

**Heidi Helen Silva Neves**

**Critérios de detecção de dano em estruturas e máquinas, por  
medição de vibrações, a bordo das unidades navais**

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares  
Navais, na especialidade de Engenharia Naval, Ramo de Mecânica



Alfeite

2020





# ESCOLA NAVAL

la santé obéït



**Heidi Helen Silva Neves**

***Critérios de deteção de dano em estruturas e máquinas, por medição  
de vibrações, a bordo das unidades navais***

Dissertação para obtenção do grau de Mestre em Ciências Militares Navais, na especialidade  
de Engenharia Naval, Ramo de Mecânica

**A Aluna Mestrando**

**O Orientador**

---

*Heidi Helen Silva Neves*

---

*Rui Pedro Chedas Sampaio*

ASPOF EN-MEC

PROFESSOR DOUTOR

**Alfeite**

**2020**

## Epígrafe

*“Quanto maior a dificuldade, maior o mérito em superá-la.”*

*Henry Ward Beecher*

## **Dedicatória**

Dedico esta dissertação aos meus pais Pedro João Neves e Francisca Delgado Silva Neves por serem a razão da minha existência e que só percebi o verdadeiro significado disto ao longo dos últimos seis anos de percurso académico longe de casa.

## **Agradecimentos**

A dissertação de mestrado é um trabalho que assemelhado à um caminho, possui imensas curvas até chegar ao fim do caminho. E sem o apoio, a vontade e a energia de várias pessoas em cada curva, não seria possível chegar ao fim. Quero agradecer a todas essas pessoas, com palavras sinceras de gratidão, por cada contributo que me deram nesta caminhada.

Primeiramente, quero agradecer ao meu orientador, Professor Rui Pedro Chedas Sampaio, pela paciência e pelo empenho que teve em me orientar neste trabalho. Obrigada pela dedicação e pelas oportunas e necessárias correções que fez sempre que necessário, mesmo com as tarefas do seu ofício e com a vida familiar, nesse período mais conturbado marcado pela pandemia.

Ao CFR Pereira de Castro, pelo auxílio e exemplo como Comandante do Corpo de Alunos da Escola Naval durante parte da minha passagem pelo estabelecimento de Ensino.

Aos vários professores, militares e civis que fazem parte deste estabelecimento de ensino e que colaboraram de alguma forma na minha formação profissional e pessoal.

Ao Engenheiro Pinheiro Simões e ao Sr. Hélder Ferreira do Gabinete de avaliação de condição, pelo tempo dedicado a me ajudar mesmo com muito trabalho a decorrer na Direção de Navios.

Aos meus camaradas dos PLOP que sempre estiveram ao meu lado nesta caminhada e aos camaradas do meu curso, João Batista Lavanha, que me ajudaram de alguma forma ao longo destes cinco anos de convivência.

Por fim, mas não menos importante, quero agradecer à todos os meus familiares e amigos que mesmo pela ingratidão da minha parte e estando distantes, sempre me encorajaram e deram força nesta caminhada por diversas vezes e de várias formas. Obrigada, de coração.

## Resumo

A medição e análise de vibrações a bordo das unidades navais é essencial para a identificação de dano em estruturas e máquinas de forma a garantir a segurança da tripulação, uma maior fiabilidade das máquinas e uma maior disponibilidade dos navios no cumprimento das missões atribuídas.

Ao longo dos tempos surgiram normas, assim como regras de sociedades classificadoras que, através da medição de vibrações, definem limites que quando ultrapassados indicam a existência de danos ou anomalias nas máquinas. Estas normas e regras possuem critérios e padrões de aceitação bem reconhecidos. No entanto, existem diferenças entre essas normas e regras principalmente em relação aos parâmetros e critérios de severidade de vibração na deteção de dano em máquinas.

Durante o ciclo de vida da máquina irão surgir desgastes, sujidade e erosões que alterarão a distribuição de massa do veio ou do rotor de uma máquina e, conseqüentemente, o seu desequilíbrio. Assim, baseando-se no dano desequilíbrio como sendo uma das principais causas de vibrações e avarias em máquinas rotativas, serão realizadas pesquisas nesta área para fazer a comparação entre as normas e regras. Como exemplo destas normas e regras, destaca-se a norma ISO 1940 e as regras das principais sociedades classificadoras ao nível da indústria marítima, com alto nível de desempenho, como a ABS (*American Bureau of Shipping*), a DNV-GL (*Det Norske Veritas Germanischer Lloyd*), entre outras.

A norma ISO 1940 é uma norma específica em equilibragem e quantifica o grau de desequilíbrio de rotores rígidos. Já as outras normas e regras são mais gerais relativamente à avaliação da vibração nas máquinas. Deste modo, compara-se a ISO 1940, que determina quando é necessário proceder-se a uma equilibragem, com normas e regras internacionais, que determinam quando é necessário corrigir-se uma anomalia sem especificar qual. Para tal, criou-se duas simulações, um modelo de uma máquina em *WorkingModel* e outro em *SolidWorks* para a realização de experiências em que o único dano induzido de forma controlada foi o desequilíbrio.

Também criou-se um programa em *LabVIEW* para medir vibrações e detetar possíveis danos, na sua fase inicial, através de uma monitorização constante ou “*online*” de diversas máquinas. Este programa baseia-se na deteção pelas normas e regras e ainda permite a comparação destas mesmas normas e regras averiguando qual será a mais exigente e a mais sensível.

**Palavras-Chave:** Análise de vibrações, Deteção de dano, Severidade da vibração, Normas de vibrações, Sociedades Classificadoras, Desequilíbrio.

## **ABSTRACT**

Vibration measurement and analysis on board naval units is essential for identifying damage to structures and machinery to ensure crew safety, greater reliability of machinery and greater availability of ships for assigned tasks.

Over time standards have emerged, as well as rules of classification societies which, through the measurement of vibrations, define limits which, if exceeded, will indicate the existence of damage or anomalies in the machinery. These standards and rules have currently well recognized criteria and acceptance standards. However, there are differences between these standards and rules mainly regarding the parameters and criteria of vibration severity in the detection of damage in machines.

Throughout the life of the machine, wear, dirt, erosion will arise which will alter the mass distribution of the shaft or rotor of a machine and, consequently, its imbalance. Thus, based on the unbalance damage as one of the main causes of vibrations and breakdowns in rotating machines, research will be conducted in this area to make the comparison between standards and rules. As an example of these standards and rules, the ISO 1940 standard and the rules of the main classification societies in the maritime industry with a high level of performance such as ABS (American Bureau of Shipping), DNV-GL (Det Norske Veritas Germanischer Lloyd), among others, stand out.

ISO 1940 is a specific standard in balancing and quantifies the degree of imbalance of rigid rotors. The other standards and rules are more general regarding the evaluation of vibration in machines. This compares with ISO 1940, which determines when balancing is necessary, with international standards and rules, which determine when an anomaly needs to be corrected without specifying which. For this, two simulations were created, one model of a machine in WorkingModel and another in SolidWorks to perform experiments in which the only damage induced in a controlled way was the imbalance.

It was also created a program in LabVIEW capable of detecting possible damage in its initial phase through constant monitoring or "online" of several machines. This program is based on the detection by standards and rules and still allows the comparison of these

same standards and rules by determining which will be the most demanding and the most sensitive.

**Keywords:** Vibration Analysis, Damage Detection, Vibration Severity, Vibration Standards, Classification Societies, Imbalance.

## ÍNDICE GERAL

<b>Epígrafe</b> .....	<b>I</b>
<b>Dedicatória</b> .....	<b>I</b>
<b>Agradecimentos</b> .....	<b>II</b>
<b>Resumo</b> .....	<b>III</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>V</b>
<b>Lista de Abreviaturas, Siglas e Acrónimos</b> .....	<b>X</b>
<b>Índice de Figuras</b> .....	<b>XII</b>
<b>1. Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1. <i>Objetivos</i> .....	2
1.2. <i>Estrutura da dissertação</i> .....	2
<b>2. Enquadramento Teórico</b> .....	<b>5</b>
2.1. <i>A origem das Sociedades Classificadoras</i> .....	5
2.1.1. <i>A necessidade de classificação</i> .....	7
2.1.2. <i>A criação das normas e regras de sociedades classificadoras</i> .....	8
2.2. <i>Responsabilidades na classificação e certificação</i> .....	11
2.2.1. <i>Convenções nacionais e internacionais</i> .....	11
2.3. <i>Controlo de condição por medição de vibrações</i> .....	13
2.3.1. <i>Etapas no controlo de condição por medição de vibrações</i> .....	16
2.4. <i>Quantificação e análise de vibrações de máquinas</i> .....	17
2.5. <i>Níveis aceitáveis de vibração em máquinas</i> .....	22
2.5.1. <i>Valores limite de vibração</i> .....	23
2.6. <i>Técnicas de deteção de dano</i> .....	23
2.6.1. <i>Nível Global (NG)</i> .....	24
2.6.2. <i>Espectro de Oitavas</i> .....	27
2.6.3. <i>Análise de tendência</i> .....	29
2.6.4. <i>Técnica de envelope</i> .....	30

2.7.	<i>Diferentes pontos de vista de severidade de vibração</i>	31
2.7.1.	T.C. Rathbone	33
2.7.2.	Norma ISO 2372	34
2.7.3.	Nomógrafo segundo (Rao, 2011)	36
2.7.4.	Gráfico de Michael P.Blake	37
2.7.5.	Gráfico segundo (Bloch & Geitner, 1999)	39
2.7.6.	Nomógrafo segundo (Taylor, 2003)	41
2.7.7.	Gráfico de Ronald L.Eshleman	41
2.7.8.	Gráfico de Azima DLI	43
<b>3.</b>	<b>Seleção dos Critérios de vibração a comparar</b>	<b>45</b>
3.1.	<i>Justificação dos critérios</i>	45
3.2.	<i>Identificação e descrição de cada critério</i>	47
3.2.1.	Norma ISO 10816	47
3.2.2.	Norma MIL-STD-167-1A	52
3.2.3.	Sociedade classificadora ABS ( <i>American Bureau of Shipping</i> )	54
3.2.4.	Sociedade Classificadora DNV-GL (Det Norske Veritas - Germanischer Lloyd)	56
3.2.5.	Sociedade Classificadora LR (Lloyd's Register) e BV (Bureau Veritas)	58
3.2.6.	Sociedade Classificadora TL (Türk Loydu)	59
<b>4.</b>	<b>Análise comparativa numérica dos critérios selecionados</b>	<b>63</b>
4.1.	<i>Desequilíbrio em máquinas rotativas</i>	64
4.1.1.	Norma ISO 1940	67
4.2.	<i>Pré-requisitos para a criação dos modelos Vibratórios</i>	68
4.3.	<i>Criação do modelo de uma máquina em WorkingModel</i>	69
4.3.1.	Processamento e análise dos dados	74
4.4.	<i>Criação do modelo de uma máquina em SolidWorks</i>	77
4.4.1.	Processamento e análise dos dados	79
4.5.	<i>Análise de resultados</i>	81
<b>5.</b>	<b>Análise comparativa dos critérios selecionados utilizando o LabVIEW</b>	<b>87</b>
5.1.	<i>Objetivo do programa LabVIEW</i>	87
5.2.	<i>Instrumentos e equipamentos utilizados para os testes experimentais</i>	88
5.2.1.	Variador de frequência	89

5.2.2. Motor Elétrico de Indução .....	89
5.2.3. Sensor de Movimento.....	90
5.2.4. Software associado ao computador para análise de vibrações_LabVIEW .....	92
5.4 <i>Análise dos dados</i> .....	95
5.5 <i>Análise de resultados</i> .....	96
<b>6. Conclusão .....</b>	<b>99</b>
6.1. <i>Conclusões gerais</i> .....	99
6.2 <i>Lições aprendidas</i> .....	100
6.3 <i>Trabalhos futuros</i> .....	101
<b>Referências .....</b>	<b>103</b>
<i>Apêndice A – Compilação dos valores limite das Normas e Regras das Sociedades Classificadoras em Estudo</i> .....	106
<i>Apêndice B - Valores Limite específicos da Sociedade classificadora DNV-GL</i> .....	108
<i>Apêndice C - Pequeno estudo das propriedades para um sistema de um grau de liberdade em MathCAD</i> .....	110
<i>Apêndice D - Desenho do Motor elétrico em Solidworks</i> .....	112
<i>Apêndice E – Sinal teste e sinal Medido em LabVIEW</i> .....	113
<i>Apêndice F – Criação dos alarmes visuais e sonoro</i> .....	114
<i>Apêndice G – Criação dos gráficos de sinal no tempo e frequência para diferentes unidades, em Pico e RMS</i> .....	115
<i>Apêndice H - Validação do Programa criado para a detecção de dano</i> .....	116
<i>Anexo A – Desempenho das Organizações reconhecidas, com efeito de 1 de julho de 2019 a 1 de julho de 2020</i> .....	117
<i>Anexo B – Desequilíbrio Máximo permitido segundo a norma ISO 1940</i> .....	118
<i>Anexo C - Qualidade de equilibragem segundo a norma ISO 1940</i> .....	119
<i>Anexo E – Motor elétrico de Indução da WEG</i> .....	120

## Lista de Abreviaturas, Siglas e Acrónimos

**ABS** (*American Bureau of Shipping*)

**BV** (*Bureau Veritas*)

**CCS** (*China Classification Society*)

**CRS** (*Croatian Register of Shipping*)

**CBM** (*Condition Based Maintenance*),

**CPM** (Ciclos Por Minuto)

**DNV** (*Det Norske Veritas*)

**$df$**  (Resolução em frequência)

**$dt$**  (Resolução no tempo)

**EF** (Espectro de frequência)

**EN** (Escola Naval)

**EUA** (Estados Unidos da América)

**FFT** (*Fast Fourier Transform*)

**$f_a$**  (Frequência de amostragem)

**$f_{res}$**  (Frequência de ressonância)

**$f_n$**  (Frequência natural)

**$f_{Ny}$**  (Frequência de *Nyquist*)

**$f_c$**  (Força centrífuga)

**$f_k$**  (Frequência Central)

**GL** (*Germanischer Lloyd's*)

**GAV** (Gabinete de Avaliação de Condição)

**Hz** (Hertz)

**IACS** (*International Association of Classification Societies*)

**IMO** (*International Maritime Organization*)

**ISO** (*Internacional Organization for Standardization*)

**KRS** (*Korean Register of Shipping*)

**LA** (Limitação de avarias)

**LL** (*International convention on Load Lines*)

**LR** (*Lloyd's Register*)

**MP** (Marinha Portuguesa)

**NKK** (*Nippon Kaiji Kyokai*)

**NG** (Nível Global)

**PBC** (Percentagem de Banda Contante)

**PRS** (*Polish Register of Shipping*)

**RINA** (*Registro Italiano Navale*)

**RS** (*Russian Maritime Register of Shipping*)

**RMS** (*Root Mean Square*)

**RPM** (Rotações por minuto)

**SOLAS** (*International convention for the Safety of Life at Sea*)

**STCW** (*International Convention on Standards of Training, Certification and Watchkeeping for Seafarers*)

**TL** (*Turk Loydu*)

**USB** (*Universal Serial Bus*)

## Índice de Figuras

<b>Figura 1</b> - Reunião em bares próximos dos portos em meados séc. XVIII.....	5
<b>Figura 2</b> - Ciclo das regras de classificação de um Navio (IACS, 2017) .....	10
<b>Figura 3</b> - Diagrama de organizações na classificação e certificação de navios.....	13
<b>Figura 4</b> - Exemplo de reparação desnecessária (Williams & Ph, 2011) .....	14
<b>Figura 5</b> - Intervalo P-F.....	15
<b>Figura 6</b> - Unidade típica de análise de vibração portátil e registrador de dados (Adams, 2010).....	17
<b>Figura 7</b> - Analisador de vibração portátil, SKF, utilizado pela Marinha Portuguesa. ....	18
<b>Figura 8</b> - Medições realizadas no navio D.Carlos da MP com acelerómetro piezoelétrico.....	18
<b>Figura 9</b> - Ilustração do espectro de frequência de um sinal oscilatório (Adams, 2010) .....	19
<b>Figura 10</b> - Exemplo de sinal no tempo (Rao, 2011) .....	20
<b>Figura 11</b> - Exemplo de espectro de frequência.....	20
<b>Figura 12</b> - Relação entre os vários métodos de expressão da amplitude de uma onda senoidal (Bloch & Geitner, 1999) .....	20
<b>Figura 13</b> - Amplitudes representativa de vibração ao longo do tempo (Adams, 2010) .....	23
<b>Figura 14</b> - Pontos de medição do NG (Sampaio, 2001) .....	25
<b>Figura 15</b> - Filtro de Percentagem de Banda Contante (Sampaio, 2001) .....	27
<b>Figura 16</b> - Aplicação do filtro de PBC à um EF (Mechefske, 2007) .....	28
<b>Figura 17</b> - Espectro de 1 oitava (Sampaio, 2014b).....	29
<b>Figura 18</b> - Espectro de 1/3 de oitava (Sampaio, 2014b).....	29
<b>Figura 19</b> - Espectro de 1/12 de oitava (Sampaio, 2014b) .....	29
<b>Figura 20</b> - Análise de tendência (Sampaio, 2014b).....	30
<b>Figura 21</b> - Envelope gerado por computador delineando um nível de alarme (Bloch & Geitner, 1999).....	31
<b>Figura 22</b> - Desequilíbrio do impulsor da bomba (Bloch & Geitner, 1999) .....	31

<b>Figura 23</b> - Diagrama de blocos de um monitor de vibrações compatível com <i>Rathbone</i>	34
<b>Figura 24</b> - Diagrama de blocos de um monitor de vibrações compatível com a ISO 2372	35
<b>Figura 25</b> - Nomógrafo de vibrações e critérios de vibração (Rao, 2011)	36
<b>Figura 26</b> - Gráfico de <i>Blake</i> (L.Eshleman, 2013)	38
<b>Figura 27</b> - Gráfico de severidade geral em velocidade e deslocamento (Bloch & Geitner, 1999)	40
<b>Figura 28</b> - Nomógrafo de Tolerância de desequilíbrio para Rotores Rígidos (Taylor, 2003)	41
<b>Figura 29</b> - Guia de deslocamento de vibração (Adams, 2010)	42
<b>Figura 30</b> - Guia de velocidade pico da vibração (Adams, 2010)	43
<b>Figura 31</b> - Guia de severidade de vibração da máquina segundo Azima DLI (Azima, 2013)	44
<b>Figura 32</b> - Numero total de navios por sociedade classificadora em 2017 (IACS, 2017)	45
<b>Figura 33</b> - Desempenho das Organizações	46
<b>Figura 34</b> - Forma geral dos critérios de aceitação da velocidade de vibração (Internacional Organization for Standardization, 1995)	50
<b>Figura 35</b> - Limites de vibração para máquinas rotativas (MIL-STD-167-1A, 2005)	54
<b>Figura 36</b> - Zonas para a avaliação das forças vibratórias (Turk Loydu, 2020)	61
<b>Figura 37</b> - Representação típica do desequilíbrio	64
<b>Figura 38</b> - Exemplo típico do espectro de frequência de uma máquina desequilibrada (Bloch & Geitner, 1999)	67
<b>Figura 39</b> - Motor elétrico com rotor suspenso	69
<b>Figura 40</b> - Exemplificação de uma harmónica sem leakage (Sampaio, 2016)	70
<b>Figura 41</b> - Exemplificação de uma harmónica com leakage (Sampaio, 2016)	71
<b>Figura 42</b> - Exemplo da aplicação de uma janela <i>Hanning</i>	71
<b>Figura 43</b> - Modelo 2D de um motor com rotor desequilibrado	74
<b>Figura 44</b> - Sinal no tempo em deslocamento	75
<b>Figura 45</b> - FFT do sinal no tempo em deslocamento_1xRPM	76

<b>Figura 46</b> - FFT do sinal no tempo em deslocamento_2xRPM.....	76
<b>Figura 47</b> - Modelo do motor elétrico criado em <i>SolidWorks</i> .....	78
<b>Figura 48</b> - Estrutura do motor elétrico com rotor desequilibrado.....	79
<b>Figura 49</b> - Sinal no tempo em deslocamento .....	80
<b>Figura 50</b> - FFT do sinal no tempo em deslocamento_1xRPM.....	80
<b>Figura 51</b> - FFT do sinal no tempo em deslocamento_2xRPM.....	80
<b>Figura 52</b> - Unidade de análise de vibrações.....	88
<b>Figura 53</b> - Variador de frequência.....	89
<b>Figura 55</b> - Acelerómetro <i>PhidgetSpacial 3/3/3</i> .....	90
<b>Figura 55</b> - Amostras de um sinal analógico (Villanueva, 2016).....	91
<b>Figura 56</b> - Apresentação do painel frontal do programa criado para a deteção de dano .....	93
<b>Figura 57</b> - Sinal no tempo e espectro de frequência em <i>LabVIEW</i> .....	94
<b>Figura 58</b> - FFT do sinal no tempo em deslocamento_1XRPM (à esquerda) e 2XRPM (à direita).....	95
<b>Figura 59</b> - Resultados das medições para deteção de dano em <i>LabVIEW</i> .....	96
<b>Figura 61</b> - Avaliação numérica das propriedades de um sistema de um grau de liberdade segundo a norma ISO 1940 .....	110
<b>Figura 62</b> - Influência do fator de amortecimento nos resultados da amplitude pico em deslocamento e em velocidade. ....	111
<b>Figura 63</b> - Desenho Técnico do motor elétrico .....	112
<b>Figura 64</b> - Sinal Teste .....	113
<b>Figura 65</b> - Sinal Medido.....	113
<b>Figura 66</b> - Estrutura da criação dos Alarmes visuais e sonoro .....	114
<b>Figura 67</b> - Sinal no tempo e Espectro de frequência.....	115
<b>Figura 68</b> - Painel Frontal do Programa <i>LabVIEW</i> .....	116
<b>Figura 69</b> - Folha de Calculo com Sinal Teste em <i>MathCAD</i> .....	116
<b>Figura 70</b> - Desequilíbrio máximo permitido pela norma ISO 1940 (Machines, 1940).....	118
<b>Figura 71</b> - Índice Visual geral de um motor elétrico da WEG (WEG, 2019).....	120

## Índice de Tabelas

<b>Tabela 1</b> - Relação entre unidades de vibração harmónica .....	22
<b>Tabela 2</b> - Severidade de vibração por <i>Rathbone</i> (Corporation, 2004).....	33
<b>Tabela 3</b> - Severidade de vibração pela norma ISO 2372 .....	35
<b>Tabela 4</b> - Valores de vibração em Velocidade pico .....	39
<b>Tabela 5</b> - Critérios típicos de avaliação da vibração (Internacional Organization for Standardization, 1995) .....	51
<b>Tabela 6</b> - Tabela das máquinas principais de propulsão (American Bureau of Shipping, 2018).....	56
<b>Tabela 7</b> - Protocolo de medição de vibrações (Det Norske Veritas-Germanischer Lloyd, 2019).....	57
<b>Tabela 8</b> - Valores limite para as máquinas DNV-GL.....	58
<b>Tabela 9</b> - Valores limite para testes de Vibrações.....	59
<b>Tabela 10</b> - Limites superiores para as áreas que indicam a avaliação da vibração	61
<b>Tabela 11</b> - Resumo das propriedades do modelo da máquina em <i>WorkingModel73</i>	
<b>Tabela 12</b> - Resultados obtidos do modelo em <i>WorkingModel</i> .....	77
<b>Tabela 13</b> - Resultados obtidos do modelo em <i>SolidWorks</i> .....	81
<b>Tabela 14</b> - Resultados obtidos dos dois modelos.....	82
<b>Tabela 15</b> - Propriedades do motor apresentada na unidade de análise de vibrações .....	89
<b>Tabela 16</b> - Valores medidos no motor em <i>LabVIEW</i> .....	96
<b>Tabela 17</b> - Valores Limite das normas e regras em estudo .....	106
<b>Tabela 18</b> - Valores limite da Sociedade classificadora DNV-GL .....	108
<b>Tabela 19</b> - Desempenho das Sociedades classificadoras.....	117
<b>Tabela 20</b> - Qualidade de equilibragem segundo a norma ISO 1940.....	119
<b>Tabela 21</b> - Índice Visual (WEG, 2019).....	120
<b>Tabela 22</b> - Níveis de velocidade de vibração (WEG, 2019).....	121



## **1. Introdução**

A indústria moderna tem a necessidade de produzir bens de alta qualidade e em grandes quantidades num ambiente seguro e mantendo sempre os seus níveis operacionais (Filipe & Simões, 2018). Dessa forma, tendem a aumentar as dimensões dos navios, a velocidade, com evoluções tecnológicas e a vibração a bordo dos navios torna-se uma grande preocupação no projeto, na construção e na manutenção destes tendo em conta a relação custo-eficácia.

Além dos efeitos indesejados que a vibração tem causado nos seres humanos, pode causar fadiga e desgaste dos membros estruturais locais ou mau funcionamento de máquinas e equipamentos (ABS, 2018). É neste contexto que as medições de vibrações se têm tornado na técnica privilegiada de deteção de dano em estruturas e máquinas, sendo considerada um procedimento de manutenção permitindo o planeamento das manutenções e reduzindo assim o número de avarias nos equipamentos. Deste modo, evitam-se interrupções mínimas desastrosas que iriam influenciar drasticamente a produtividade de uma empresa ou operacionalidade do navio ao parar uma máquina para uma reparação desnecessária, podendo contribuir para o aparecimento de novas falhas.

Assim, surgem normas e regras de organizações nacionais e internacionais que estabelecem valores limite de vibração para a avaliação da condição das estruturas e máquinas. O uso de normas e regras das sociedades classificadoras alternativas está sendo impulsionado principalmente pelos custos associados ao uso de padrões navais também conhecidos como normas de severidade que tendem a ser prescritivos e adaptados para atender às tecnologias em evolução (Rattenbury, 2006).

Na indústria marítima, existem várias autoridades que podem impor o uso de um padrão específico, geralmente por intermédio do governo que exige conformidade com uma convenção internacional, ou uma sociedade de classificação cujo proprietário do navio deve ter os requisitos de acordo com o padrão requerido (Rattenbury, 2006). Perceber as semelhanças e diferenças dos diferentes requisitos contidos nos padrões exige uma compreensão dos padrões, a que são aplicáveis, o que contêm, o que fazem e por que devem ser cumpridos. Ou seja, o uso das normas tem um propósito e sua seleção e uso em equipamentos e sistemas marítimos exige que todos os envolvidos

no seu uso e aplicação, tenham mais do que um conhecimento ligeiro da norma (Rattenbury, 2006).

Para a presente dissertação será estudado e aplicado o dano desequilíbrio, por ser um dos principais danos em máquinas rotativas, tendo como objeto de estudo um motor elétrico, sendo mais acessível pela sua aplicação em quase toda a indústria.

Assim, para avaliar a condição de uma máquina rotativa e fazer a comparação de normas e regras, serão criadas simulações de um motor desequilibrado. A condição desequilibrada é muito comum nas máquinas, no entanto, o grau em que um desequilíbrio afeta a operação da máquina ou sistema determina se detetamos um problema ou não (Silva et al., 2007). O grau do desequilíbrio indica o quão bem uma máquina foi projetada, construída, montada, o desempenho atual desta e os possíveis problemas operacionais.

### **1.1. Objetivos**

Organizações normalizadoras internacionais e as sociedades classificadoras definiram limites de vibrações, em estruturas e máquinas, que quando são ultrapassadas, no entender dessas entidades, ocorrerão problemas. A presente investigação tem como foco principal a deteção desses problemas em estruturas e máquinas. Pretende-se perceber os critérios utilizados para a obtenção desses valores limite de vibração na deteção de dano. Com isso, identificar as normas e regras mais exigentes e mais sensíveis, através de uma análise comparativa, usando o desequilíbrio como exemplo prático. A análise comparativa de todos estes critérios afigura-se necessária e útil.

### **1.2. Estrutura da dissertação**

A estrutura do presente trabalho resume-se numa breve introdução seguido de cinco capítulos culminando com a respetiva conclusão.

No primeiro capítulo, o da Introdução, fez-se uma breve explicação teórica do tema, o interesse por este tema e a sua importância atualmente no mundo naval.

No segundo capítulo, o do Enquadramento teórico, destina-se a reunir informações de normas e regras das sociedades classificadoras empenhadas na

classificação de navios, seguido de conceitos e ideias fundamentais sobre análise de vibrações mecânicas realizados por outros investigadores para conhecer e aplicar os critérios de deteção de dano em máquinas.

No terceiro capítulo, o da seleção dos critérios de vibração a comparar faz-se uma escolha de critérios e a justificação da escolha dos critérios para esta dissertação, identificando e descrevendo cada um deles.

No quarto capítulo, o da análise comparativa numérica dos critérios selecionados, cria-se modelos computacionais capazes de simular uma máquina rotativa. De seguida pretende-se fazer medições de vibração nestas máquinas e assim, com a análise destas medições, comparar numericamente os critérios escolhidos.

No quinto capítulo, o da análise comparativa numérica dos critérios selecionados utilizando o *LabVIEW*, criou-se um programa que possibilita uma monitorização constante ou “*online*” das diversas máquinas, para detetar possíveis danos na sua fase inicial. Este programa baseia-se na deteção pelas normas e regras e ainda permite a comparação destas mesmas normas e regras averiguando qual será a mais exigente e a mais sensível.

No sexto capítulo, o da conclusão, constitui uma reflexão sobre os resultados encontrados tendo em conta o tema escolhido, inclui as lições aprendidas e por fim sugestões para trabalhos futuros com vista em prosseguir as investigações nesta área.



## 2. Enquadramento Teórico

### 2.1. A origem das Sociedades Classificadoras



Pintura mostra reunião em bares próximos a portos ingleses no século XVIII. (Imagem: Google Imagens)

**Figura 1** - Reunião em bares próximos dos portos em meados séc. XVIII<sup>1</sup>

A primeira Sociedade Classificadora, *Lloyd's Register*, surgiu na Inglaterra no final do século XVII, onde os homens do mar na época reuniam-se num bar que era conhecido por bar do *Edward Lloyd*, em "Tower Street"<sup>2</sup>. Pela sua localização próxima ao escritório da marinha em "Seething Lane", tornou-se um local de encontro de comerciantes ligados ao seguro de embarcações. Esses homens aproveitavam os encontros para conversarem sobre as falhas ocorridas em navios e partilhavam experiências de como as resolver<sup>3</sup>. Assim, *Edward Lloyd*, utilizou sabiamente o mercado que detinha, produziu uma espécie de registro de navios, chamado "A list of ships" em 1760<sup>4</sup>.

---

<sup>1</sup> De <http://www.jornalpelicano.com.br/2014/01/lloyd-s-register-a-historia-escrita- numa-mesa-de-bar/> acessado em março de 2020.

<sup>2</sup> Idem

<sup>3</sup> Idem

<sup>4</sup> Idem

Estes primeiros registros continham códigos da classe atribuída aos cascos e equipamentos dos navios, de acordo com suas condições gerais, idade, entre outras<sup>5</sup>.

Naquele tempo não existiam seguradoras como as que conhecemos atualmente, sendo os chamados “underwriters<sup>6</sup>” aqueles que faziam um papel similar, assinando seu nome sob o texto das apólices que garantiam os riscos de empreendimento comerciais e este papel servia de referência ao mercado<sup>7</sup>. Lloyd’s passou a ser o lugar onde os proprietários de navios procuravam os “underwriters” que, com tanta procura, os “underwriters” formaram um comitê para desenvolver registros dos navios escritos à mão, chamados “Livros verdes”, nos quais os navios eram classificados por letra e número, de acordo com a sua condição geral (Sun, 1999). Durante 1797-1798 surgiram desavenças quando um navio construído no Tamisa (em Londres) permanecia na classe mais alta por treze anos enquanto que um navio semelhante contruído em outro lugar só podia permanecer por oito anos. Então, em 1799, um novo livro apareceu, o “livro vermelho” que naturalmente opôs-se ao “Livro Verde” (Sun, 1999). A batalha entre os dois registos continuou por 35 anos e quase levou à ruína financeira de ambos mas, felizmente, o bom senso prevaleceu e os dois registros se fundiram em apenas um e cujo título foi mais tarde reduzido ao atual Lloyd's Register of Shipping (Sun, 1999).

A partir destes princípios, naquela época (1797-1798), outros países guiaram-se para desenvolverem seus próprios registros (Sun, 1999):

- *Lloyd's Register of Shipping* (LR), Londres, Reino Unido, em 1760;
- *Bureau Veritas* (BV), Paris, França, em 1828;
- *Registro Italiano Navale* (RINA), Genova, Itália, 1861;
- *American Bureau of Shipping* (ABS), Nova York, EUA, em 1862;
- *Det Norske Veritas* (DNV), horik, Noruega, em 1864, etc

---

<sup>5</sup> De [https://mafiadoc.com/origem-das-sociedades-bureau-colombo\\_59ee53471723dd736b49249f.html](https://mafiadoc.com/origem-das-sociedades-bureau-colombo_59ee53471723dd736b49249f.html) acessido em março de 2020

<sup>6</sup> Subscritores

<sup>7</sup> De <http://www.jornalpelicano.com.br/2014/01/lloyd-s-register-a-historia-escrita-numa-mesa-de-bar/> acessido em março de 2020

O registo mais antigo é de 1764, que atualmente se encontra no Museu Britânico, e contém informações das condições de aproximadamente 4500 navios classificados<sup>8</sup>.

### **2.1.1. A necessidade de classificação**

Consideram-se os acidentes na indústria marítima, um dos principais motivos que levaram a criação de novos regulamentos. Estes acidentes causaram imensas mortes e vasta poluição, conseqüentemente tiveram um alto impacto na sociedade em geral. De um modo geral, os antecedentes dos acidentes resumem-se em erros humanos, falhas técnicas e ameaças da natureza ou eventos imprevisíveis (Sun, 1999). Nos relatórios dos acidentes marítimos consta que 80% destes acidentes são rotulados como erro humano, que também pode ser chamado de prática abaixo do padrão, e apenas 20% se enquadram na categoria de falha técnica, conhecida como condições abaixo do padrão (Sun, 1999).

Segundo o autor Sun (1999), a classificação realizada pelas sociedades classificadoras teoricamente não é obrigatória, mas pode-se dizer que é necessária, pois há alguns fatores que forçam os proprietários a classificar os seus navios.

Originalmente, quando o termo "classe" foi criado, o objetivo definitivo era avaliar a condição dos navios, em que os subscritores precisavam saber para avaliar os riscos que enfrentavam e atualmente perdura as cláusulas rígidas nos contratos de seguro afirmando que, navios não classificados não são segurados por companhias de seguros (Sun, 1999). Nas situações em que os proprietários contratam novas construções, solicitam que a nova construção seja classificada por uma sociedade classificadora, a fim de cumprir determinados padrões de qualidade. Além disso, os navios com um certificado de classificação válido são mais valiosos que os outros (Sun, 1999).

Atualmente, os objetivos da classificação de navios inclui a verificação da resistência estrutural e da integridade de partes essenciais do casco de um navio e seus

---

<sup>8</sup> De [https://mafiadoc.com/origem-das-sociedades-bureau-colombo\\_59ee53471723dd736b49249f.html](https://mafiadoc.com/origem-das-sociedades-bureau-colombo_59ee53471723dd736b49249f.html) acessado em março de 2020

anexos, assim como inclui a validação da fiabilidade e a função dos seus sistemas de propulsão, do governo e do sistema de geração de energia, além de outros recursos e sistemas auxiliares para manter serviços essenciais a bordo (IACS, 2017). Hoje em dia quase a totalidade dos proprietários classificam seus navios pelos motivos supramencionados.

Os navios de uma marinha, tal como os outros navios, têm responsabilidades, funções de segurança, incluindo limitação de avarias (LA) e funções para o desempenho operacional, que variam da missão atribuída. Deste modo, uma análise mais profunda deve ser realizada para demonstrar que os equipamentos ou sistemas continuarão funcionando dentro dos limites definidos. Segundo (Rattenbury, 2006) pode ser necessário que um navio da marinha, e seus sistemas instalados, trabalhem sob condições extremas que podem ser causadas pelo ambiente, ou devido as missões atribuídas, e por isso as normas usadas para a construção do sistema devem ser adaptadas para essas condições operacionais extremas. Além disso, espera-se que a operação das máquinas de um sistema sob condições extremas não deva ser a causa de danos no equipamento, mas sim que seja pelo fim do seu ciclo de vida planeado.

Relativamente aos navios da Marinha Portuguesa, o Decreto-Lei n.º 106/2004 de 8 de maio<sup>910</sup>, no seu terceiro artigo, mostra que não há nenhuma obrigatoriedade dos navios militares serem classificados devido às atividades a que se destinam, que variam de operação militar a assistência humanitária, mas segundo o Decreto-lei n.º 265/72 de 31 de Julho podem seguir as convenções internacionais, como por exemplo a convenção SOLAS (*International Convention for the Safety of Life at Sea*).

### **2.1.2. A criação das normas e regras de sociedades classificadoras**

Desde sempre houve uma confusão na distinção e aplicação entre normas e regras pelo facto de muitas vezes serem semelhantes. As normas ISO (*International Organization for Standardization*), por exemplo, aplicam-se numa extensa variedade de áreas da Indústria, de vários produtos e serviços, enquanto que as regras das

---

<sup>9</sup>De [https://www.dgrm.mm.gov.pt/documents/20143/90076/DL\\_106\\_2004+%282%29.pdf/1b752468-e2d8-1fb0-c29c-c34ffd10cbae](https://www.dgrm.mm.gov.pt/documents/20143/90076/DL_106_2004+%282%29.pdf/1b752468-e2d8-1fb0-c29c-c34ffd10cbae) acedido em março de 2020

<sup>10</sup> Ministério das Obras Públicas, Transportes e Habitação

sociedades classificadoras se concentram na indústria naval mais propriamente nos navios, embora atualmente algumas sociedades classificadoras têm abrangido outras áreas, além dos navios.

#### **2.1.2.1. Criação das normas**

As normas, não muito diferentes das regras, são acordos documentados que contêm especificações técnicas, ou outros critérios precisos, a serem usados consistentemente como regras, diretrizes ou definições de características, para garantir que os materiais, produtos e serviços sejam adequados aos seus propósitos (Robichaud & Eng, n.d.). As normas ISO, por exemplo, são desenvolvidas por comitês técnicos que se reúnem para discutir, debater e contestar, até chegarem a um consenso sobre um projeto, que é distribuído como um “projeto de norma internacional” a todos os membros da ISO para comentários e votação (Robichaud & Eng, n.d.). Assim, uma boa norma representa um consenso entre as várias partes envolvidas no debate e não deve conter ambiguidades. Após a primeira votação, o documento, com as primeiras modificações, é repassado pelos membros da ISO como um “projeto final de norma internacional” para a 2ª votação. Se este voto for positivo, o documento será publicado pela ISO como um padrão internacional (Robichaud & Eng, n.d.).

#### **2.1.2.2. Criação das regras das sociedades classificadoras**

Embora todas as sociedades classificadoras partilhem os mesmos objetivos, de desenvolver e manter altos padrões técnicos e melhorar a segurança da propriedade e da vida no mar, cada sociedade classificadora gere e aplica suas próprias regras verificando sempre o cumprimento das regulamentações do Estado (IACS, 2017). A espinha dorsal de qualquer sociedade classificadora, e a base de toda a sua experiência, são essas regras individuais, que foram desenvolvidas ao longo de muitos anos com base em pesquisas e desenvolvimentos consideráveis para acompanhar o avanço da tecnologia, estando sujeitas a aperfeiçoamentos (Sun, 1999). Desde o início, as regras continham requisitos detalhados para<sup>11</sup>:

---

<sup>11</sup> De <https://www.ibc-madeira.com/pt/noticias/noticias/191-classnk-na-lista-das-sociedades-classificadoras-do-mar.html> acessado em março de 2020

- Materiais;
- Estruturas de navios;
- Máquinas principais e auxiliares;
- Sistema de engenharia de controle;
- Instalações elétricas.

Para manter, e satisfazer as regras de classificação durante toda a vida útil do navio, devem ser realizadas pesquisas em intervalo de tempo exigidas pelas regras das sociedades classificadoras, normalmente de cinco em cinco anos (Sun, 1999). Esse envolvimento das sociedades de classificação com os navios ao longo de seu ciclo de vida oferece a oportunidade única de utilizar o feedback para impulsionar a pesquisa e desenvolvimento, bem como melhoria das regras de classificação (IACS, 2017) como pode ser visto no ciclo, na Figura 2. Sendo que a melhoria em questão apenas será possível através do feedback do processo de aprovação do projeto, por intermédio de novas construções, através da certificação dos equipamentos e componentes e de pesquisas nos navios em serviço (IACS, 2017).



**Figura 2** - Ciclo das regras de classificação de um Navio (IACS, 2017)

## **2.2. Responsabilidades na classificação e certificação**

Os termos classificação e certificação são, na maioria das vezes, indissociáveis, uma vez que a classificação por uma sociedade reconhecida pela Administração do Estado de bandeira é um pré-requisito para o registo de um navio, ou seja para a certificação deste (IACS, 2017). O navio é certificado em conformidade com a LL (*International Convention on Load Lines*) e a SOLAS (IACS, 2017). A classificação é simplesmente um atestado de que o navio, em uma determinada data, está em conformidade com as regras desenvolvidas e publicadas pela sociedade que o classifica (IACS, 2017). Mas, na prática, os navios são operados pelos proprietários, isto é, as sociedades classificadoras não garantem a segurança da vida ou da propriedade no mar ou a navegabilidade de um navio. Uma vez que as sociedades classificadoras não têm controle em como a embarcação é operada e mantida entre as pesquisas periódicas para verificar se uma embarcação continua em conformidade com os requisitos (IACS, 2017). Em situações de incidentes, ou acidentes causadas pela má operação do navio, o proprietário é totalmente responsável pelas consequências, não envolvendo as sociedades classificadoras (Sun, 1999).

Deste modo, é imprescindível a contante manutenção e a adequada operação dos navios pelos proprietários ou operadores a bordo. Se algum defeito, que possa afetar a classe do navio se tornar aparente, ou se houver danos, o proprietário do navio deverá informar a sociedade de imediato, pois, quando as condições para a manutenção da classe não são cumpridas, a classe pode ser suspensa ou revista para uma classe diferente (IACS, 2017).

### **2.2.1. Convenções nacionais e internacionais**

É obrigação do governo implementar as convenções internacionais, da qual o governo se tornou signatário, como a SOLAS, a MARPOL (*International Convention for the Prevention of Pollution from Ships*) e a TONNAGE (*International Convention on Tonnage Measurement of Ships*) (Sun, 1999). No contexto da indústria marítima global, os requisitos legais são desenvolvidos na IMO (*International Maritime Organization*) e na ILO (*International Labour Organization*). No entanto, quase nenhum governo tem capacidade técnica aceitável suficiente para executar os requisitos das convenções. As

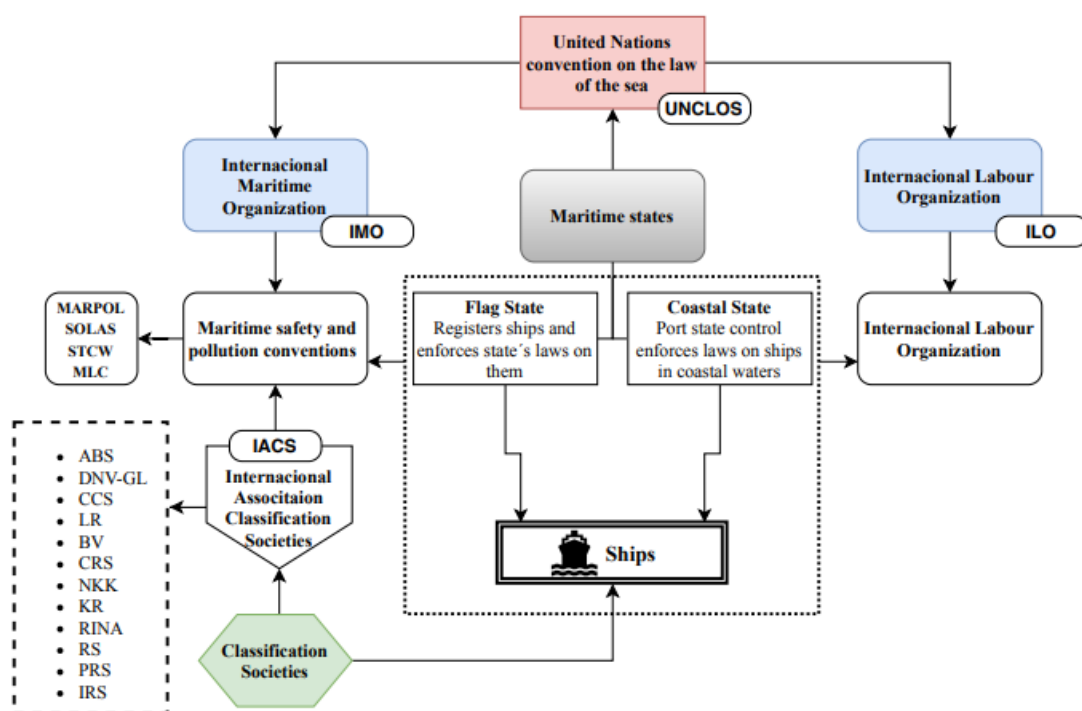
sociedades classificadoras levaram em consideração requisitos de várias convenções quando estabeleceram suas regras, embora excluam, em grande parte, os equipamentos salva-vidas exigidos pelo SOLAS e a proteção do meio ambiente exigido pela MARPOL, entre outras convenções. Assim, as sociedades classificadoras por força da sua posição técnica, em desenvolverem padrões de qualidade, passaram a serem inspetoras oficiais do cumprimento dos regulamentos de segurança da IMO (Sun, 1999).

Durante vários anos, algumas sociedades classificadoras foram juntando-se com o objetivo de unificação das regras formando assim uma organização conhecida hoje por IACS (*Internacional Association of Classification Societies*). De acordo com (Sun, 1999) a IACS é uma organização não governamental da IMO, orientado por um conselho constituído por executivos da alta administração de cada membro. Portanto, a IACS é resultado da cooperação das sociedades classificadoras estabelecendo, revisando, promovendo e desenvolvendo requisitos unificados em relação ao projeto, construção, manutenção e vistoria de navios. Para uma visualização geral da ligação entre essas organizações e convenções, vide Figura 3.

Atualmente a IACS é constituída por 12 sociedades classificadoras nomeadamente (IACS, 2017):

- *American Bureau of Shipping (ABS)*,
- *Bureau Veritas (BV)*,
- *Det Norske Veritas-Germanischer Lloyd (DNV GL)*,
- *Lloyd's Register (LR)*,
- *Nippon Kaiji Kyokai (NKK)*,
- *Registro Italiano Navale (RINA)*,
- *China Classification Society (CCS)*,
- *Korean Register of Shipping (KRS)*,
- *Russian Maritime Register of Shipping (RS)*,
- *Polish Register of Shipping (PRS)*,
- *Croatian Register of Shipping (CRS)*.

Mas antes da sua fundação, evoluiu enfrentando épocas difíceis. Alguns proprietários transferiam seus navios das principais sociedades para outras, fora da IACS, relativamente pequenas e menos rigorosas para evitar trabalhos de atualização dispendiosos, ou seja, os proprietários procuravam classificar seus navios com as sociedades classificadoras que lhes custaria menos em termos de manutenção, reparação e renovação (Sun, 1999). Por estas e outras razões, atualmente, existem mais de 40 sociedades de classificação no mundo, que “competem entre si”. Certamente que os preços ou as taxas mais baixas não deveriam ser a razão da seleção entre uma ou outra sociedade, pois a segurança de vida e bens no mar e a proteção ambiental devem estar em primeiro lugar.



**Figura 3** - Diagrama de organizações na classificação e certificação de navios

### 2.3. Controlo de condição por medição de vibrações

A maioria das sociedades classificadoras seguem um intervalo de tempo de pesquisas de cinco em cinco anos para garantir as manutenções aos navios durante toda a sua vida útil. No entanto, durante um ano, apenas 20% das máquinas são examinadas e os restantes 80% das máquinas não estão sujeitos a avaliação, a menos que surjam condições especiais nestas máquinas (Williams & Ph, 2011). Por sinal, as

sociedades classificadoras seguem o princípio de Pareto<sup>12</sup> para realizar o controlo de condição.

O objetivo da manutenção é evitar a ocorrência da avaria (manutenção preventiva) e não, intervir apenas quando ocorra uma falha (manutenção corretiva). A partir deste princípio, surge a ideia da manutenção baseada na condição, CBM (*Condition Based Maintenance*), mais especificamente, o controlo de condição das máquinas por medição e análise de vibrações. Este controlo permite que os engenheiros determinem com maior precisão que máquinas apresentam dano e quando é que precisam de intervenção, baseadas nas condições reais da máquina (Williams & Ph, 2011). Este controlo de condição permite ainda um ajuste da manutenção planeada, focando nos componentes que realmente precisam de atenção evitando assim ações dispendiosas e desnecessárias às máquinas (Williams & Ph, 2011):

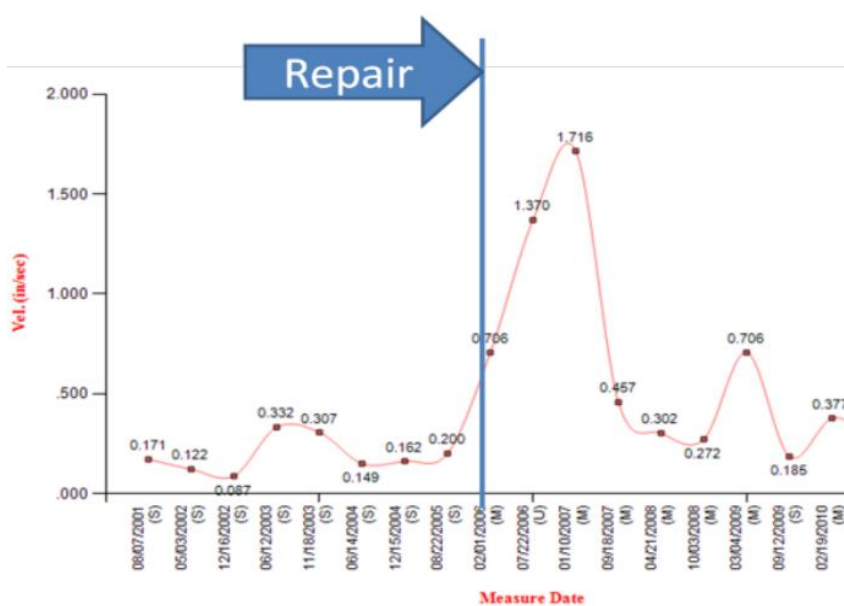
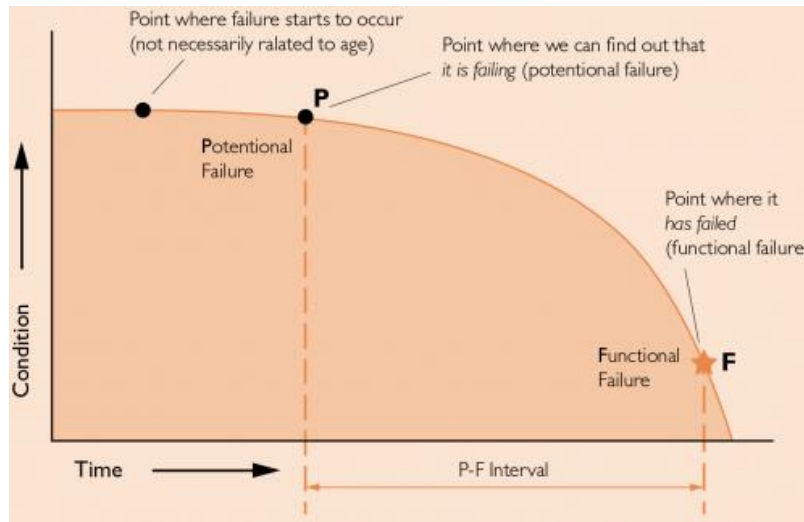


Figura 4 - Exemplo de reparação desnecessária (Williams & Ph, 2011)

Basicamente a CBM permite ter um controlo da degradação da máquina e identificação de possível dano ao longo da sua vida:

<sup>12</sup> O Princípio de Pareto, ou regra 80/20, é uma tendência que prevê que 80% dos efeitos surgem a partir de apenas 20% das causas, podendo ser aplicado em várias outras relações de causa e efeito (De <https://rockcontent.com/blog/principio-de-pareto/> acedido em junho de 2020)



**Figura 5** - Intervalo P-F<sup>13</sup>

A figura 5 mostra como uma máquina é sujeita a degradação ao longo do tempo, até ao ponto que seja detetável uma potencial anomalia (Ponto P) e, certamente, se não for detetada, e ações não forem tomadas, a degradação irá continuar a progredir até atingir o ponto de avaria (Ponto F)<sup>14</sup>. Portanto, para maximizar o intervalo P-F é necessário que haja eficácia na CBM, é necessário que os dados coletados sejam precisos e o mais completos possível. Além disso, o analista de vibrações precisa conhecer o histórico da máquina (Williams & Ph, 2011). Por exemplo, se componentes como acoplamentos ou rolamentos forem substituídos, existe uma boa possibilidade de que o equilíbrio ou o alinhamento possa ser afetado, máquinas adicionadas a uma estrutura podem alterar facilmente a frequência natural da estrutura, causando alterações nas condições operacionais normais (de velocidade, temperatura, pressão, etc.) causando mudanças na vibração da máquina (Bloch & Geitner, 1999).

Geralmente, os fabricantes especificam as características e a vida útil prevista de uma máquina, ou equipamento, e as normas e regras das sociedades classificadoras sugerem que os critérios de vibração devem ser fornecidos pelos próprios fabricantes das máquinas, caso contrário, quando esses dados não são fornecidos é que se recorre

<sup>13</sup> De <https://www.maintworld.com/Applications/Maximizing-the-P-F-Interval-Through-Condition-Based-Maintenance> acedido em março de 2020

<sup>14</sup> Idem

aos dados das sociedades classificadoras. As sociedades classificadoras esclarecem que os valores que eles apresentam são referências para garantir que sejam evitadas falhas graves ou requisitos irrealistas nas análises das vibrações das máquinas.

### **2.3.1. Etapas no controlo de condição por medição de vibrações**

Este controlo de condição da máquina por medição e análise de vibrações divide-se em duas etapas: a deteção e o diagnóstico.

A deteção é o primeiro passo e a etapa mais importante no processo geral de análise de vibrações. A deteção sinaliza a existência de um dano ou o início de uma condição defeituosa, tendo uma especial importância pois os falsos alarmes levam ao descrédito do sistema de identificação de dano e conseqüentemente aos maus diagnósticos. E assim, como já foi mencionado, para cumprir com os objetivos desta dissertação o foco será esta primeira etapa.

O diagnóstico é realizado após a deteção, em que se faz uma avaliação mais específica para conhecer a natureza da anomalia ou dano. O diagnóstico é um pouco mais complexo pois cada dano tem as suas frequências características envolvendo técnicas específicas para a análise de alguns danos e por isso é normalmente executada por um perito da área de diagnóstico (Sampaio, 2014a).

Relativamente à deteção de dano, esta faz-se pelo nível de vibração medido que pode ser comparado com dados históricos (como valores de referência de uma máquina nova) ou com normas de severidade e regras das sociedades classificadoras.

Como as anomalias são detetadas principalmente pelas alterações ou mudanças significativas no nível de vibração (como amplitudes elevadas), a precisão da medição é muito importante nesta etapa, em que as medições e os equipamentos utilizados bem como os padrões de frequência, devem ser rigorosos antes de qualquer diagnóstico (Randall, 2011).

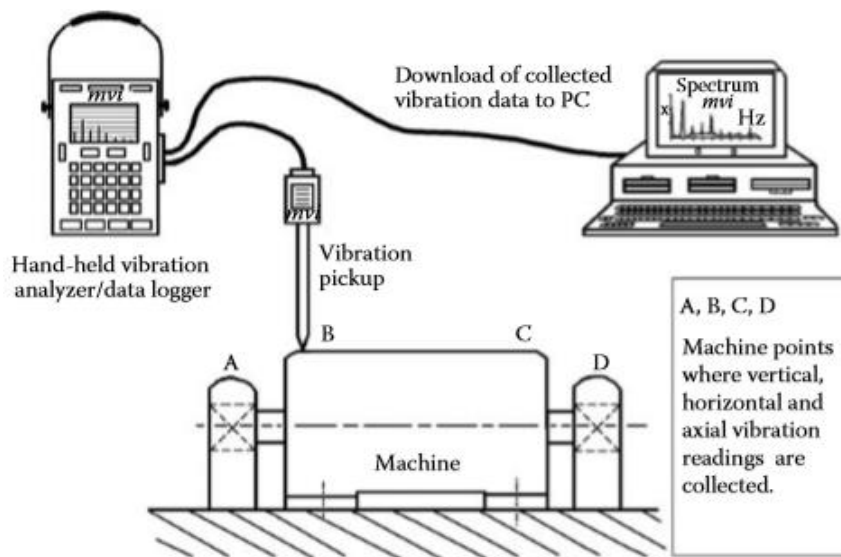
Para a deteção de anomalias são monitorados parâmetros de medição numa certa banda de frequência conhecida e que deve ser a mais adequada consoante o tipo e o funcionamento da máquina (Mechefske, 2007).

## 2.4. Quantificação e análise de vibrações de máquinas

A determinação da condição da máquina passa pela interpretação da quantificação da vibração conhecendo basicamente:

- As unidades de medição da vibração;
- A amplitude da vibração mais especificamente;

Mas antes de quantificar a vibração é importante descrever como é que é feita a aquisição dos dados da vibração.



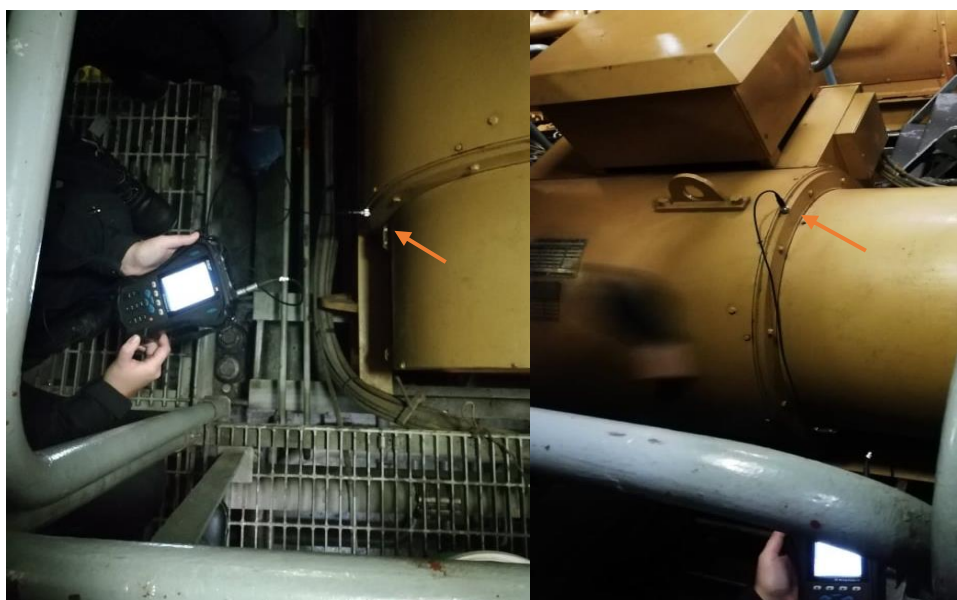
**Figura 6** - Unidade típica de análise de vibração portátil e registrador de dados (Adams, 2010)

Os analisadores de vibração portáteis são feitos para gravar e armazenar digitalmente os sinais de vibração, que uma única pessoa pode adquirir de várias máquinas numa única passagem, para *download* subsequente em um computador para armazenamento permanente dos dados, e assim conseguir-se fazer a análise posterior da vibração (Adams, 2010). Este procedimento é realizado pelo GAV (Gabinete de Avaliação de Condição) para o controlo de condição das máquinas nos navios da Marinha Portuguesa (MP), conhecida por processamento “*offline*” ou periódica. Por outro lado, existe o processamento contínuo dos dados, “*online*” com a monitorização constante da saúde da máquina.

Os acelerómetros piezoelétricos são, normalmente, o transdutor utilizado para medir vibração das máquinas devido ao seu tamanho reduzido, frequência e fiabilidade durante longos períodos, como se pode ver na figura 8.



**Figura 7** - Analisador de vibração portátil, SKF, utilizado pela Marinha Portuguesa<sup>15</sup>.



**Figura 8** - Medições realizadas no navio D.Carlos da MP com acelerómetro piezoelétrico

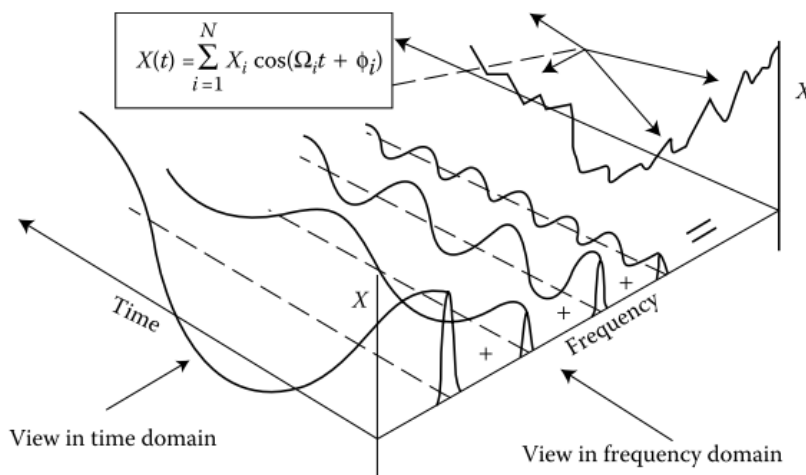
Para testes de aceitação, as normas e as regras referem que as medições devem ser feitas em três posições mutuamente perpendiculares e com o transdutor firmemente conectado. Geralmente os acelerómetros captam os dados em aceleração, mas os analisadores possuem integradores que permitem medir a vibração em velocidade e em deslocamento (Rao, 2011).

<sup>15</sup> De <http://rodballsa.com.ar/product/analizadores-de-vibracion/> acessado em junho de 2020

Relativamente à análise de vibração, destaca-se o sinal no tempo e o espectro de frequência como duas técnicas utilizadas na análise da condição da máquina.

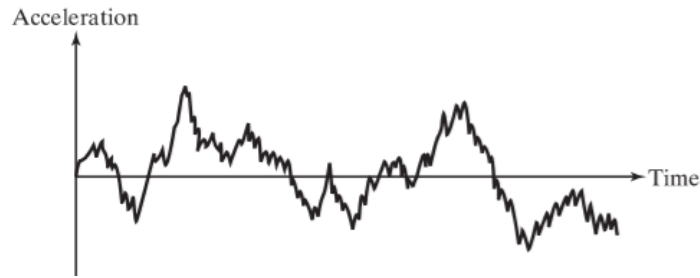
O sinal no tempo representa uma onda temporal que exibe eventos num gráfico à medida que ocorrem durante um período de tempo definido, com amplitude num eixo e tempo no outro eixo. Enquanto que o espectro de frequência resulta da aplicação da FFT (*Fast Fourier Transform*) a um sinal no tempo, obtendo um espectro com amplitude num eixo e frequência no outro (Sampaio, 2016). A base matemática para a análise do espectro é o integral de *Fourier* (Adams, 2010) que transforma sinais no domínio do tempo para o domínio da frequência.

O espectro de frequências de um sinal de base temporal é análogo a um processo instantâneo que identifica todos os componentes de cores base e suas respectivas proporções a partir de uma amostra de uma tinta já misturada (Adams, 2010). Ou seja, alguns harmônicos somados produzem um traço de tempo a partir do qual é difícil visualizar diretamente ou identificar componentes sinusoidais individuais e ao transformar o sinal no domínio da frequência, os componentes contribuintes individuais são facilmente identificados.

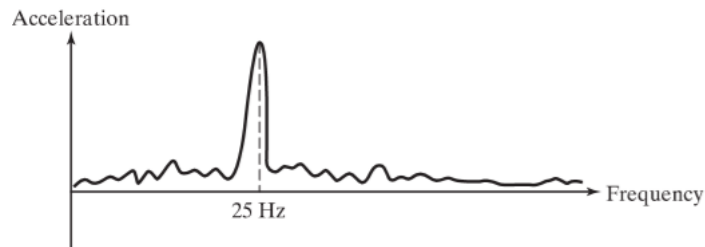


**Figura 9** - Ilustração do espectro de frequência de um sinal oscilatório (Adams, 2010)

Muitas vezes, apenas o sinal no tempo é insuficiente para tirar certas conclusões acerca da condição da máquina e basta o espectro de frequência para tirarmos conclusões óbvias como podemos ver nos dois sinais de resposta abaixo:



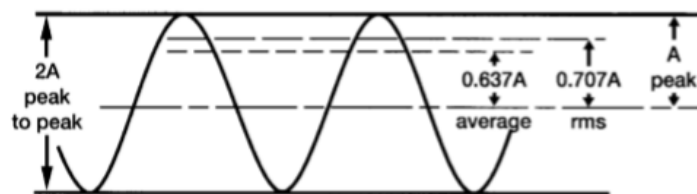
**Figura 10** - Exemplo de sinal no tempo (Rao, 2011)



**Figura 11** - Exemplo de espectro de frequência

Com este sinal no tempo não se consegue tirar conclusões da situação da máquina. Já o espectro de frequência nos mostra que existe uma energia centrada em torno dos 25 Hz. Esta frequência pode ser facilmente relacionada, por exemplo, com a velocidade de rotação de um determinado motor, logo, se o motor está a causar as vibrações excessivas, mudar a sua velocidade de funcionamento ou os apoios do motor possivelmente pode evitar o problema das vibrações excessivas.

Relativamente à amplitude do sinal de uma vibração, ela é expressa em ciclos por minuto (CPM) ou ciclos por segundo (Hz) e serve para indicar a severidade ou gravidade da vibração (Bloch & Geitner, 1999). Um sinal harmônico pode ser expresso como uma função seno ou cosseno no tempo:



**Figura 12** - Relação entre os vários métodos de expressão da amplitude de uma onda senoidal (Bloch & Geitner, 1999)

Normalmente, o pico é definido como a amplitude máxima mostrada na onda sinusoidal. O pico a pico será desde amplitude mínima à amplitude máxima. O valor

médio da onda é igual ao pico vezes 0,637 e por último o valor RMS (*Root Mean Square*), ou valor eficaz, é entendido como a medida da energia de vibração da máquina e igual ao pico vezes 0,707 (Bloch & Geitner, 1999). Por outro lado, é igual à raiz quadrada da soma dos quadrados de todos os pontos de um sinal (ABS, 2018) calculado a partir da seguinte formula:

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N-1} x_i^2}{N}} \quad (1)$$

Onde,  $X_{RMS}$ , é a amplitude RMS correspondente,  $N$ , é o número de pontos do sinal adquirido e  $x_i$  é a amplitude instantânea no instante  $i$ .

Relativamente às unidades de medição de vibração, a vibração pode ser apresentada em deslocamento, velocidade ou aceleração. O deslocamento é a unidade mais evidente pois é aquela que mais se aproxima da ideia de oscilação em torno de um ponto médio, e normalmente é dado em  $\mu m$  (Sampaio, 2016), no caso de um sinal harmónico:

$$x(t) = X \cos(2\pi f t + \alpha) \quad (2)$$

Sendo,  $X$ , a amplitude da harmónica,  $f$ , a frequência da harmónica e  $\alpha$  a fase.

Basta derivar uma vez o deslocamento e obtém-se a velocidade que já contém informação sobre a frequência e é normalmente dado em  $mm/s$ , no caso de um sinal harmónico:

$$\dot{x}(t) = 2\pi f X \cos\left(2\pi f t + \alpha + \frac{\pi}{2}\right) = \dot{X} \cos(2\pi f t + \dot{\alpha}) \quad (3)$$

Obtém-se a aceleração derivando uma vez a velocidade e duas vezes o deslocamento e normalmente é dado em  $m/s^2$  ou  $g$  ( $9,81m/s^2$ ), no caso de um sinal harmónico:

$$\ddot{x}(t) = (2\pi f)^2 X \cos(2\pi f t + \alpha + \pi) = \ddot{X} \cos(2\pi f t + \ddot{\alpha}) \quad (4)$$

**Tabela 1** - Relação entre unidades de vibração harmónica

Relação velocidade e deslocamento	$\dot{x}(t) = \dot{X} \cos(2\pi ft + \dot{\alpha})$	$\dot{X} = (2\pi f)X$	$\dot{\alpha} = \alpha + \frac{\pi}{2}$
Relação aceleração, velocidade e deslocamento	$\ddot{x}(t) = \ddot{X} \cos(2\pi ft + \ddot{\alpha})$	$\ddot{X} = (2\pi f)^2 X = (2\pi f)\dot{X}$	$\ddot{\alpha} = \alpha + \pi$

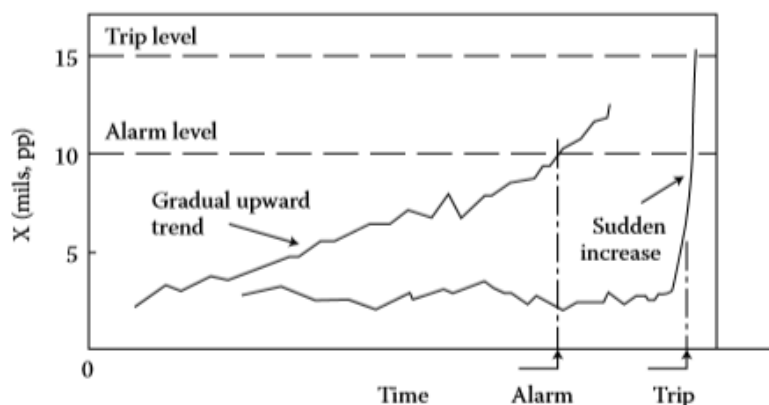
### 2.5. Níveis aceitáveis de vibração em máquinas

O nível aceitável de vibração pode ser especificado normalmente em três áreas: vibração no corpo humano (conforto), vibração em estruturas e vibração em máquinas. E a atenção, nesta dissertação, estará focada na severidade de vibração em estruturas e máquinas.

Existem muitas maneiras de diagnosticar um problema, mas determinar sua gravidade é uma tarefa muito desafiadora, pois, infelizmente, não há conexão direta entre os parâmetros de vibração medidos e essas anomalias (L.Eshleman, 2013). Infelizmente, cada máquina é instalada de uma forma diferente e tende a funcionar em condições imprevisíveis (Mehdi, Ahmed, & Hassan, 2015).

Os níveis de vibração, apesar de algumas vezes serem enganosos, são as informações mais frequentemente usadas para julgar a condição da máquina. No entanto, se uma máquina falhará ou permanecerá em um determinado nível por um determinado período de tempo geralmente não é do conhecimento do analista, porque este não sabe o quão robusto é o projeto (L.Eshleman, 2013). Por isso, a experiência fundamentada com anomalias anteriores no mesmo tipo de máquina pode ser de um grande auxílio.

### 2.5.1. Valores limite de vibração



**Figura 13** - Amplitudes representativa de vibração ao longo do tempo (Adams, 2010)

A Figura 13 mostra o uso tradicional de monitorização de vibração em máquinas rotativas, ou seja, uma forma de alerta dos níveis de vibração excessivamente altos, ou repentinamente encontrados, e que podem potencialmente danificar a máquina (Adams, 2010). Geralmente, as normas e as regras definem dois valores de alarme, o alerta (ALARM) e o perigo (TRIP). O alerta é para dar o aviso de que um valor definido de vibração foi atingido ou que ocorreu uma alteração significativa a qual deve-se definir uma ação corretiva (ISO, 1995). Em geral, a operação pode continuar por um determinado período enquanto são realizadas investigações para identificar a razão da alteração da vibração. O limite de perigo é para especificar a amplitude de vibração para além da qual o funcionamento continuado da máquina pode causar avarias, devendo serem tomadas medidas imediatas para reduzir as vibrações ou a máquina parada (ISO, 1995). Em resumo, estes alarmes fornecem um aviso dos níveis de vibração excessivos ou outros problemas e, assim, com estas informações os operadores podem tomar decisões valiosas, como por exemplo reequilibrar a máquina.

### 2.6. Técnicas de deteção de dano

A deteção de dano pode ser definida como a saída de um parâmetro de medição de uma gama que se sabe representar o funcionamento normal da máquina e assim considera-se que se fez a deteção de um dano ou início de uma condição defeituosa (Mechefske, 2007).

Ou seja, a deteção surge para nos dar a resposta a esta pergunta, “Há dano?”, caso o valor medido ultrapasse um certo valor limite de comparação de modo a determinar a condição relativa da máquina.

As Sociedades Classificadoras devem manter crescentes recursos técnicos para que eles possam atualizar e melhorar suas regras tirando proveito dos métodos mais recentes de análise para fazer uma avaliação mais correta (Sun, 1999).

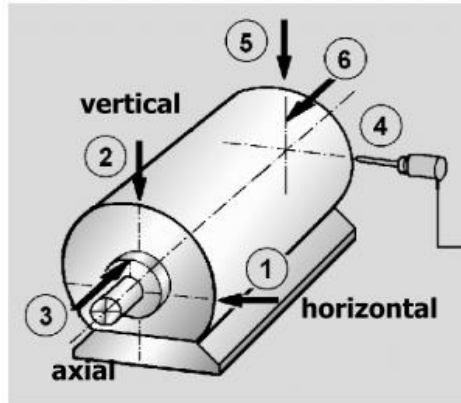
Já é sabido que existem muitos fatores que levam à deterioração mecânica das máquinas, isso inclui, e não só, o desalinhamento, o desequilíbrio, defeitos nos rolamentos, falta de lubrificação e problemas com a integridade estrutural. Existem várias formas de adquirir e exibir dados de vibração para detetar esses problemas. Algumas das técnicas comuns, também chamadas de indicadores de dano que serão aqui apresentadas inclui:

- O Nível Global;
- O Espectro de oitavas;
- A Análise de tendência e
- A Técnica de envelope.

#### **2.6.1. Nível Global (NG)**

O nível global (NG) foi a primeira técnica a ser executada e é o indicador de dano mais utilizado principalmente pelas normas de severidade e pelas sociedades classificadoras podendo ser calculada em unidades de deslocamento, velocidade e aceleração (Sampaio, 2014b). Segundo (Mechefske, 2007), o NG é muito considerado pois proporciona uma sensibilidade ótima a pequenas alterações no estado da máquina e uma boa imunidade a falsos alarmes. A vantagem de utilizar este método para definir os níveis de alarme é o facto de se basear nas condições reais vividas pela máquina que está a ser monitorizada (Mechefske, 2007).

Sendo a medição do nível global a energia de vibração medida a partir dos sinais de vibração resultando num valor escalar a qual os limites acabarão por ser utilizados (Mechefske, 2007), logo, o NG representa a soma de todas as energias de vibração induzidas por forças dinâmicas "normal" e "anormal". O NG costuma ser medido em diferentes pontos da máquina, normalmente nas chumaceiras e apoios.



**Figura 14** - Pontos de medição do NG (Sampaio, 2001)

No entanto, o NG não permite identificar as componentes em frequência dominantes, nem tem grande sensibilidade a determinadas alterações dinâmicas (Sampaio, 2014). Imaginando que AGN representa a Amplitude Global Normal, ou seja, a amplitude da vibração resultante de forças induzidas pelo funcionamento normal da máquina e AGD representa a Amplitude Global do Dano, ou seja, a amplitude da vibração induzida por um dano, o “anormal”. Logo, se quisermos a Amplitude Global da Vibração, AGV, baseando-se na equação 1 da vibração RMS:

$$X_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N-1} x_i^2}{N}} \quad (5)$$

Em que a amplitude da vibração RMS corresponde a soma das amplitudes ao quadrado durante um tempo de amostragem;

Então seria:

$$AGV = \sqrt{AGN^2 + AGD^2} = AGN \sqrt{1 + \left(\frac{AGD}{AGN}\right)^2} \quad (6)$$

Através desta relação pode-se concluir que, para o NG da vibração medida ser sensível à ocorrência de um dano, a energia da vibração induzida por este dano (“anormal”) tem de ser significativa em comparação com a induzida pelo funcionamento normal da máquina.

Tendo uma máquina como exemplo, o valor do NG em Velocidade eficaz ou RMS,  $V_{RMS}$ , medido sobre um rolamento é de  $1,62 \text{ mm/s}$ , calculado da seguinte forma:

$$V_{RMS} = \sqrt{1,5^2 + 0,25^2 + 0,5^2 + 0,25^2} = 1,62 \text{ mm/s} \quad (7)$$

Em que:

- $1,5 \text{ mm/s}$  corresponde a um desequilíbrio;
- $0,25 \text{ mm/s}$  corresponde a um desalinhamento;
- $0,5 \text{ mm/s}$  corresponde a uma engrenagem em esforço;
- $0,25 \text{ mm/s}$  corresponde a uma lasca ou fragmentação do anel interno do rolamento da máquina.

Assim, se o nível de desequilíbrio aumentar 30% (0,45), o nível global será:

$$V_{RMS} = \sqrt{1,95^2 + 0,25^2 + 0,5^2 + 0,25^2} = 2,043 \text{ mm/s} \quad (8)$$

Resultando num aumento de 26% do valor anterior. Por outro lado, se triplicar o valor do desalinhamento resulta num nível global:

$$V_{RMS} = \sqrt{1,5^2 + 0,75^2 + 0,5^2 + 0,25^2} = 1,767 \text{ mm/s} \quad (9)$$

Que representa apenas um aumento de 9% em relação à primeira medição. No entanto, neste caso, o alinhamento da máquina deve ser feito o mais cedo possível enquanto que o desequilíbrio pode ser admissível por um determinado tempo.

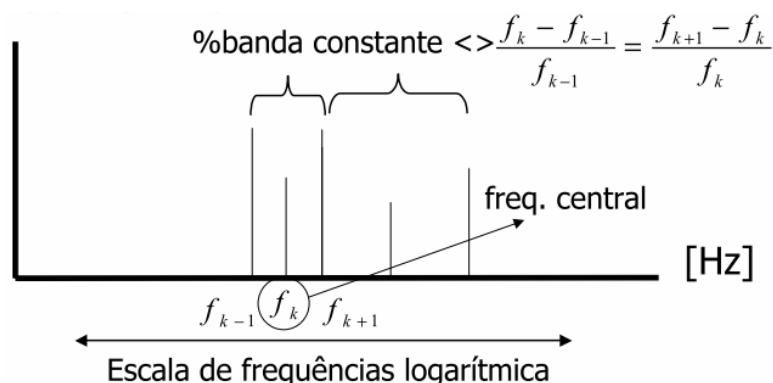
Isso mostra que basear-se apenas no NG será insuficiente na deteção de certos danos e é sempre aconselhável conhecer o tipo de máquina. Logo, as normas e regras das sociedades classificadoras que se baseiam simplesmente num nível global negligenciando os critérios de avaliação para cada tipo de máquina e aos possíveis danos associados aos níveis globais, não estarão a avaliar de forma mais eficaz a condição das máquinas, limitando assim, a confiabilidade na utilização de algumas normas.

### 2.6.2. Espectro de Oitavas

O espectro de oitavas é a melhor técnica de detecção de dano, sendo o espectro de frequência (EF) mais utilizado para seguimento de condição das máquinas e por isso deve fazer parte de qualquer percurso de medições (Sampaio, 2001). Consiste na apresentação de um sinal decomposto em bandas de frequência após a aplicação de filtros, conhecidos por filtros de percentagem de banda constante (PBC) em que cada linha do espectro é uma banda representado por um intervalo de frequências (Sampaio, 2001).

Para perceber como é que se faz a detecção pelo espectro de oitavas também convém perceber como é que são definidos os alarmes num EF: geralmente, é definido uma linha base, de amplitudes de uma máquina nova ou do funcionamento normal de uma máquina (linha verde), e essas amplitudes multiplicadas por 2,5 nos dará uma linha que corresponde ao alerta (linha amarela) e estas multiplicadas, geralmente, por 10 nos dará um aviso de perigo (linha vermelha). E os alarmes serão acionados quando as amplitudes ultrapassarem estas linhas.

No espectro de oitavas, a escala é logarítmica e o valor da amplitude representado pela frequência central ( $f_k$ ) é o valor RMS do sinal filtrado nessa banda (Sampaio, 2001) como pode ser observado na figura abaixo:



**Figura 15** - Filtro de Percentagem de Banda Contante (Sampaio, 2001)

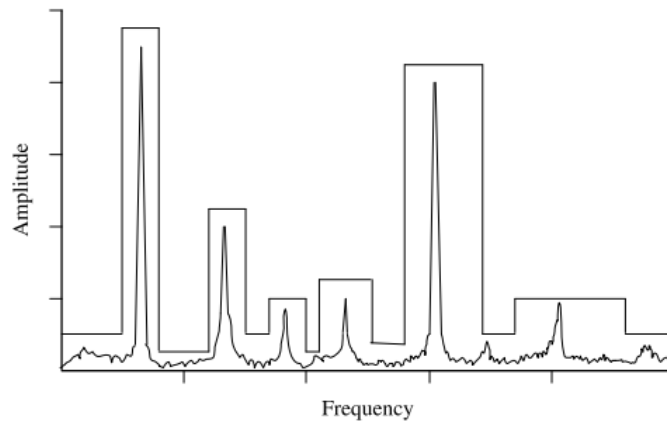
Logo, para sabermos o valor da frequência central ( $f_k$ ) resolvendo a equação da PBC:

$$\frac{f_k - f_{k-1}}{f_{k-1}} = \frac{f_{k+1} - f_k}{f_k} \quad (10)$$

Obtemos,

$$f_k = \sqrt{f_{k+1}f_{k-1}} \quad (11)$$

No entanto, atualmente esses valores são mostrados automaticamente pelos softwares de análise de vibrações. A escolha do filtro para o espectro irá definir a resolução da análise de frequência obtida, em que, as bandas têm maior largura nas frequências mais altas e quanto menor a percentagem da banda, maior é a resolução do espectro (Mechefske, 2007):



**Figura 16** - Aplicação do filtro de PBC à um EF (Mechefske, 2007)

Podemos observar melhor como é feita a detecção nos diversos espectros abaixo:

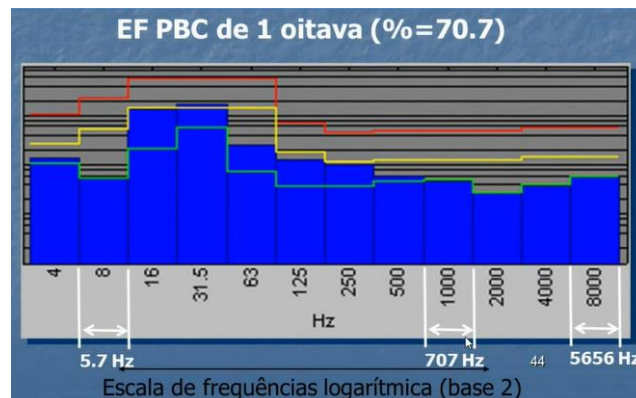


Figura 17 - Espectro de 1 oitava (Sampaio, 2014b)

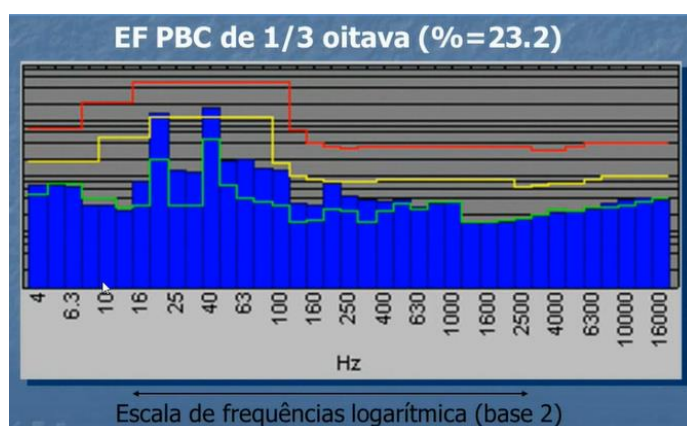


Figura 18 - Espectro de 1/3 de oitava (Sampaio, 2014b)

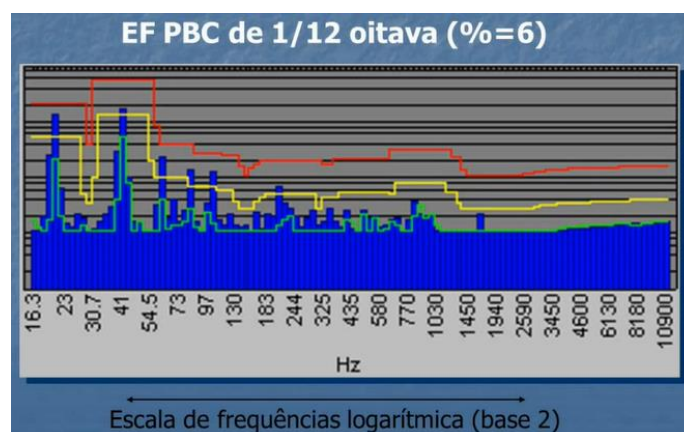


Figura 19 - Espectro de 1/12 de oitava (Sampaio, 2014b)

Para a detecção nas máquinas, recomenda-se o EF de 1/12 de oitava pois esta apresenta uma maior resolução, com bandas mais estreitas e assim as pequenas alterações serão facilmente identificadas. Logo, há menor risco de falsos alarmes, embora maior será o tempo necessário para a aquisição dos dados.

### 2.6.3. Análise de tendência

Em virtude da maior parte das anomalias das máquinas se desenvolverem ao longo do tempo, mesmo nas máquinas operacionais saudáveis e porque a análise de vibrações permite a detecção da anomalia na sua fase incipiente, a análise de tendência é uma metodologia altamente aconselhada (Sampaio, 2014b).

Os valores seguidos podem ser o NG ou uma determinada frequência do espectro FFT ou do espectro de oitavas (Sampaio, 2014b). Essa análise de tendência deve ser cuidadosamente seguida pelos operadores dos sistemas para avaliar

continuamente a necessidade de (a) alterações temporárias dos parâmetros da máquina nas condições de operação, (b) agendar uma interrupção antecipada da máquina para ações corretivas ou (c) uma paragem imediata ditado pelo rápido aumento dos níveis de vibração (Adams, 2010).

Na figura abaixo conseguimos ver o exemplo de uma análise de tendência baseado no NG num período de aproximadamente dois anos e que no dia 3 de setembro de 1996 está prevista a máquina atingir o alarme de perigo.



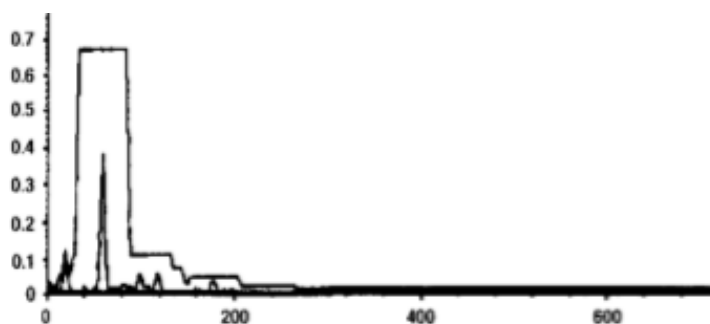
Figura 20 - Análise de tendência (Sampaio, 2014b)

#### 2.6.4. Técnica de envelope

A técnica de envelope é uma técnica mais recente podendo ser encontrado em coletores de dados portáteis e que permite ao utilizador examinar o estado dos rolamentos das máquinas, observando os harmónicos de alta frequência gerados pelos danos que não são evidentes na gama de baixas frequências e assim determinar quanta vibração será permitida (Bloch & Geitner, 1999). As técnicas de vibração para deteção de danos em rolamentos podem ser divididas em técnicas de baixa (0 - 20 kHz), média (20 - 100 kHz) e alta (> 100 kHz) sendo que a maioria dos sinais detetados durante a monitorização de rotina das máquinas está na banda baixa (Bloch & Geitner, 1999).

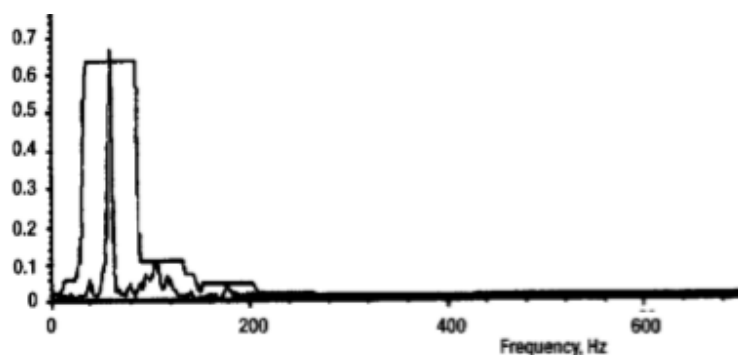
Nesta técnica, um espectro de linha de base é obtido, por exemplo, de uma bomba com um novo impulsor (Bloch & Geitner, 1999). O computador desenha um envelope em torno do espectro da linha de base e à medida que o tempo passa e a amplitude 1xRPM aumenta, o pico 1xRPM penetrará no envelope, disparando um alarme apropriado (Bloch & Geitner, 1999).

A Figura 21 ilustra o envelope gerado por computador colocado ao redor do espectro existente. Esse envelope pode ser ajustado pelo operador em altura e largura para permitir a definição dos limites desejados de amplitude e mudança de frequência (Bloch & Geitner, 1999).



**Figura 21** - Envelope gerado por computador delineando um nível de alarme (Bloch & Geitner, 1999)

A Figura 22 é um espectro obtido nove meses depois após o impulsor ter desenvolvido desequilíbrio suficiente para penetrar no limite de amplitude do envelope e quando o envoltório de alarme for perfurado considera-se feita uma detecção:



**Figura 22** - Desequilíbrio do impulsor da bomba (Bloch & Geitner, 1999)

## 2.7. Diferentes pontos de vista de severidade de vibração

Considerando os extensos esforços de organizações de padrões, empresas e investigadores no desenvolvimento de tecnologia dedicados à medição de vibração de máquinas, *“sempre, quando tudo o que é “dito e feito”, surge a pergunta fundamental “em que nível a vibração se torna excessiva?” muitas vezes deixada com uma resposta*

*incerta*” (Adams, 2010). Comparando com o setor da saúde, à ideia em causa seria, quanto de certos alimentos saudáveis são suficientes e quanto de certos alimentos não saudáveis são excessos. Existem muitos gráficos de avaliação de condição que estão relacionados a uma variedade de máquinas genéricas à máquinas específicas.

Segundo o autor (L.Eshleman, 2013), devido à grande população de medidas necessárias para construir um gráfico, não é aconselhável inventar gráficos para máquinas e situações específicas. Os gráficos podem ser desenvolvidos para máquinas específicas, mas os conhecimentos da máquina e as condições precisam ser uma coleta de amostras estatisticamente significativa (L.Eshleman, 2013). Certamente que se o processo de fabricação causar mudanças nos níveis de vibração, essa máquina não seria uma boa candidata ao desenvolvimento de gráficos.

De acordo com o mesmo autor, para obter melhores resultados, a posição, a direção da medição, a banda de frequência, as condições operacionais e flexibilidade de montagem precisam ser consideradas no uso de gráficos.

Alguns gráficos mostram valores limite em amplitude de vibração de pico, pico a pico ou em RMS; algumas em deslocamento, outras em velocidade ou em aceleração. Segundo (L.Eshleman, 2013) exemplos práticos de máquinas mostraram a grande diferença entre processamento de pico e RMS. E foi demonstrado em (Gaberson, 2007) que a velocidade de pico da vibração está relacionada ao *stress* na máquina e a velocidade de vibração RMS é uma medida da energia de vibração na máquina.

São aqui citadas algumas dessas normas e entidades mencionadas, que deram e têm dado seu contributo no estudo e evolução relativamente a severidade de vibração em máquinas nomeadamente:

- T.C. *Rathbone*;
- Norma ISO 2372;
- Nomógrafo segundo (Rao, 2011);
- Gráfico de *Michael P. Blake*;
- Gráficos segundo (Bloch & Geitner, 1999);
- Nomógrafo segundo (Taylor, 2003);

- Gráfico de *Eshleman*;
- Gráfico da *Azima DLI*.

A maioria dos gráficos de severidade da vibração foram projetadas apenas para o dano de equilíbrio, no entanto, ao longo dos anos, muitas dessas tabelas e gráficos foram usadas e aplicadas à todos os problemas de máquinas (Taylor, 2003). Enquanto que para a gravidade de outros danos de vibração, os critérios são frequentemente demasiado elevados (Mehdi et al., 2015). Assim, segundo algumas normas, o facto de estar numa gama de medição admissível não significa necessariamente que esta não apresente já sinais de degradação acelerada (Mehdi et al., 2015). Outra situação, possível de ocorrer é quando as máquinas falham e o nível de vibração não aumenta significativamente (L.Eshleman, 2013). Por exemplo, “*um ventilador pode vibrar em níveis de até 25,4 mm/s durante anos e não falhar, por outro lado, um rolamento com uma pista interna fragmentada pode falhar em dias com uma amplitude de 0,51 mm/s*” (Taylor, 2003). Isto tudo torna mais complexa a análise dos limites de severidade da vibração.

### 2.7.1. T.C. Rathbone

A severidade de vibração introduzido por T.C. *Rathbone* em 1939, foi a primeira tentativa oficial de caracterizar o comportamento de dispositivos mecânicos sob vibrações (Corporation, 2004). *Rathbone* compara a velocidade pico geral da vibração a vários graus de suavidade da máquina numa banda de frequência de 1Hz a 120 Hz<sup>16</sup>. Como pode ser observado na tabela abaixo, *Rathbone* classifica o estado das máquinas consoante oito níveis de severidade desde “Muito regular” a “Muito irregular”, do valor mais baixo ao mais alto de vibração. Ainda, pode-se constatar que o espaçamento entre os estados de condição de funcionamento corresponde a aproximadamente o dobro do valor do estado seguinte. Agora, esta avaliação da vibração é considerada obsoleto ou inadequado porque não relaciona o nível de vibração com o espectro de frequências nem com o tamanho das máquinas (Corporation, 2004).

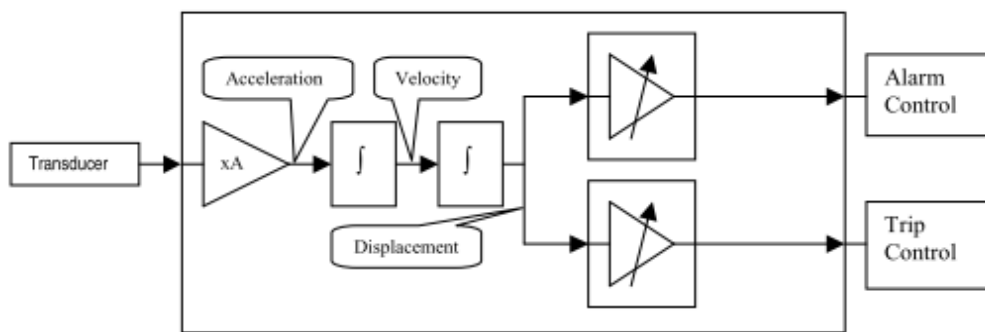
**Tabela 2** - Severidade de vibração por *Rathbone* (Corporation, 2004)

---

<sup>16</sup>De [http://vanguard-engineering.com/Public\\_Documents/Vibration%20Monitoring%20Presentation.pdf](http://vanguard-engineering.com/Public_Documents/Vibration%20Monitoring%20Presentation.pdf) acessido em maio de 2020

Vibração em velocidade pico	Estado de funcionamento da máquina
15,9512 mm/s	Muito irregular
7,9756 mm/s	Irregular
3,9878 mm/s	Ligeiramente irregular
1,9939 mm/s	Moderado
0,9958 mm/s	Bom
0,4978 mm/s	Muito bom
0,2489 mm/s	Regular
0,1245 mm/s	Muito regular

Por 35 anos, a severidade de vibração introduzida por *Rathbone* não foi substituído até que os transdutores de vibração e os circuitos associados se tornassem capazes de implementar funções básicas de filtragem de maneira econômica (Corporation, 2004).



**Figura 23** - Diagrama de blocos de um monitor de vibrações compatível com *Rathbone*

Este diagrama possui um amplificador de sinal, dois blocos integradores e dois comparadores e embora *Rathbone* não tenha especificado a maioria das implementações possuem duas saídas, uma para o alarme e outra para o controle de trip (Perigo) (Corporation, 2004).

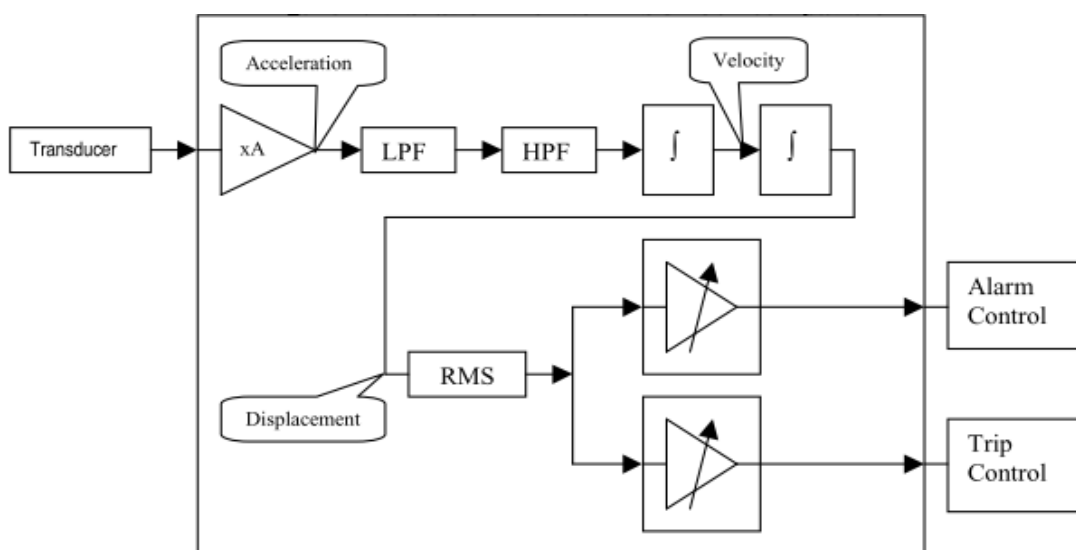
### 2.7.2. Norma ISO 2372

As recomendações da norma ISO 2372 foram lançadas em 1974 e é um passo à frente a *Rathbone*, pois especifica os limites de velocidade de vibração RMS com base na potência da máquina e abrange uma banda de frequência maior, de 10 Hz a 1000 Hz (Corporation, 2004). Como pode ser observada na tabela, existe apenas quatro níveis de severidade de vibração para o funcionamento da máquina, desde “Bom” a “Não permissível”.

**Tabela 3** - Severidade de vibração pela norma ISO 2372

Vibração em velocidade RMS (mm/s)	Estado de funcionamento da máquina			
	≤ 14,92 KW	14,92 - 74,6 KW	≥ 74,6 KW	
			Base rígida	Base flexível
45,720	Não permissível	Não permissível	Não permissível	Não permissível
18,034	Não permissível	Não permissível	Não permissível	Apenas tolerável
11,176	Não permissível	Não permissível	Apenas tolerável	Apenas tolerável
7,112	Não permissível	Apenas tolerável	Apenas tolerável	Admissível
4,572	Apenas tolerável	Apenas tolerável	Admissível	Admissível
2,794	Apenas tolerável	Admissível	Admissível	Bom
1,804	Admissível	Admissível	Bom	Bom
1,118	Admissível	Bom	Bom	Bom
0,712	Bom	Bom	Bom	Bom

A ISO 2372 inclui novos componentes, como um filtro passa-baixa (LPF), um filtro passa-alta (HPF) e um conversor de raiz média quadrada (RMS) (Corporation, 2004).



**Figura 24** - Diagrama de blocos de um monitor de vibrações compatível com a ISO 2372

O filtro passa-baixa permite a passagem de sinais de baixa frequência ao mesmo tempo que reduz a intensidade de sinais de alta frequência, enquanto que o

filtro passa-alta facilita a passagem de sinais de alta frequência enquanto diminui a intensidade de sinais de baixa frequência<sup>17</sup>.

Esta norma foi substituída pela norma ISO 10816 em 1995 que será apresentada no terceiro capítulo.

### 2.7.3. Nomógrafo segundo (Rao, 2011)

Na figura abaixo consegue-se ter uma síntese de valores admissíveis de vibração em seres humanos, em estruturas e em máquinas e normas de severidade aplicadas a cada área numa banda de frequência de 1 a 1000 Hz.

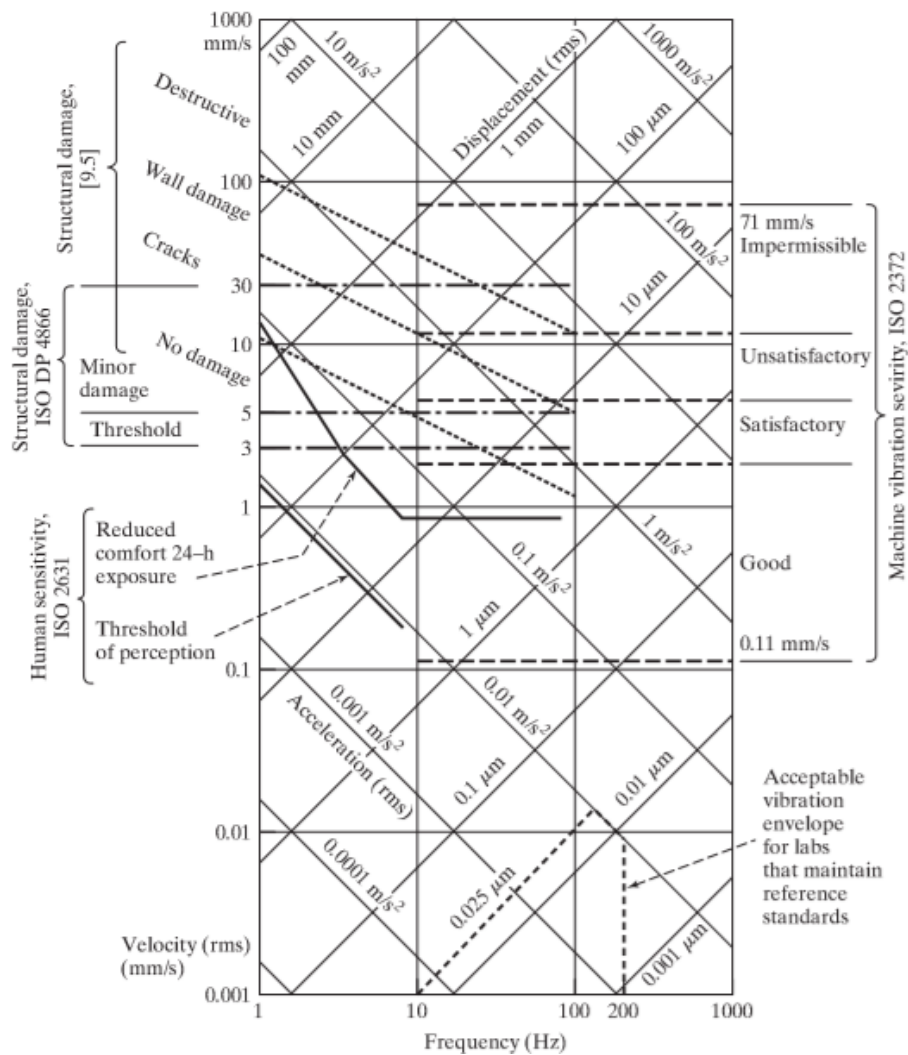


Figura 25 - Nomógrafo de vibrações e critérios de vibração (Rao, 2011)

Repara-se que neste gráfico, a severidade da vibração em unidades de velocidade não depende da frequência, e por isso, muitas vezes ganha-se preferência como critério de severidade.

Neste gráfico a severidade da vibração das máquinas é definida em termos de velocidade de vibração RMS segundo a norma ISO 2372, e a fim de aplicar estes critérios, esta norma diz que as vibrações devem ser medidas na banda de frequências de 10 a 1000 Hz (Rao, 2011). Segundo este gráfico as máquinas são avaliadas em quatro graus de severidade de vibração sendo: bom, satisfatório, insatisfatório e inaceitável.

#### **2.7.4. Gráfico de Michael P.Blake**

Este gráfico foi desenvolvido por *Michael P. Blake* em 1972, aplica-se a máquinas em geral e foi criada a partir de milhares de medições e conhecimento íntimo das máquinas usando medições pico de vibração (L.Eshleman, 2013). Segundo este gráfico, a avaliação geral, é feita na banda de 10Hz a 1000Hz, portanto, a velocidade de vibração é a principal unidade de medida. Este gráfico é apresentado neste estudo e segundo *Eshleman* (Diretor do Instituto de Vibração em EUA) este gráfico é bastante considerado devido à sua clareza e alcance de aplicação:

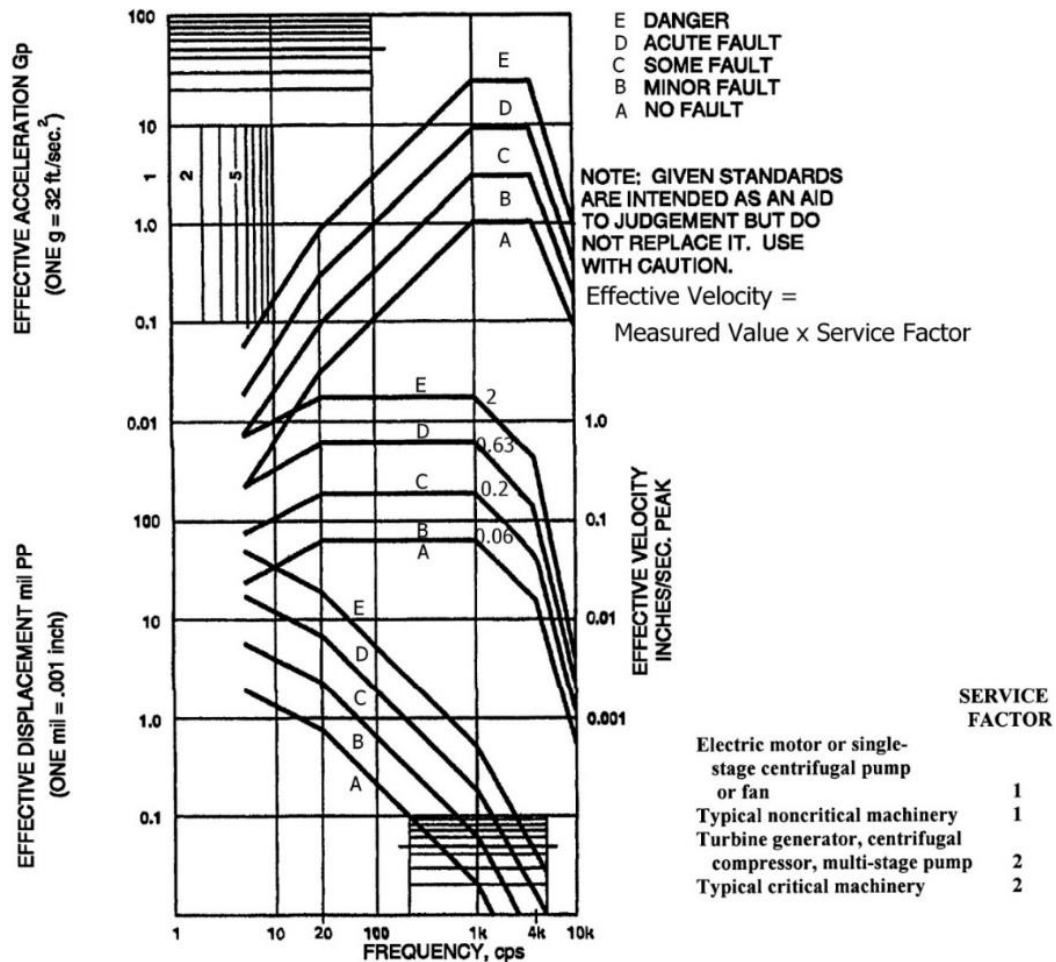


Figura 26 - Gráfico de Blake (L.Eshleman, 2013)

O uso de fatores de serviço torna esse gráfico versátil o suficiente para ser aplicado a diferentes máquinas e condições de suporte, podendo ser aplicado a qualquer máquina (L.Eshleman, 2013).

Segundo (L.Eshleman, 2013), uma consideração importante no desenvolvimento e uso de um gráfico é o espaçamento das zonas. Neste gráfico podemos observar que a severidade de vibração é feita baseando em cinco graus diferentes: “A-nenhuma falha”, “B-pequena falha”, “C-algumas falhas”, “D-falha aguda” e “E-perigo”. Segundo *Eshleman* o limite sem falha pode ser visto como um nível de aceitação, entretanto, ele realça a importância do espaçamento entre as zonas de condição: um espaçamento muito estreito leva a muitas zonas de condição que não diferenciam efetivamente os estados de condição (L.Eshleman, 2013) como por exemplo o gráfico de *Rathbone* com oito níveis de severidade e com valores muito próximos. De fato, as zonas não devem ser curtas e mais exigentes do que as ações de

manutenção que devem ser tomadas numa zona específica (L.Eshleman, 2013). De acordo com *Eshleman* uma proporção mínima entre zonas deve ser de dois para um, ou seja, no mínimo o dobro, mais especificamente,  $\sqrt{6}$  (ou 2,4). O gráfico de *Blake* é baseado em  $\sqrt{10}$  (ou 3,1) de distância entre as zonas, o que pode parecer amplo, mas parece refletir bem a prática industrial em ações de manutenção (L.Eshleman, 2013).

Através de estudos realizados em cinquenta máquinas com este gráfico baseado em velocidade pico e outra norma baseado em velocidade RMS (ISO 10816) chegaram a duas grandes conclusões (L.Eshleman, 2013):

1. Observaram que a medição no único parâmetro, de velocidade, compilou uma pontuação incrível na avaliação correta da condição da máquina, com a velocidade RMS (ISO 10816) em 84% e velocidade pico (gráfico de Blake) com 78%.
2. A outra observação feita a partir dos cinquenta casos foi que não existia relação entre a condição da máquina e o fator de crista.

#### 2.7.5. Gráfico segundo (Bloch & Geitner, 1999)

A Figura 27 contém o guia de desequilíbrio de uma máquina em funcionamento. Este gráfico é um bom guia para a gravidade geral do desequilíbrio, em que é preciso saber as rotações da máquina, o deslocamento pico a pico ou a velocidade pico para saber qual a severidade do desequilíbrio da máquina. Não se sabe a origem deste gráfico, no entanto, pode ser um derivado do gráfico de *Rathbone*, pois tem os valores limites muito semelhantes e com nove graus de severidade de vibração e sabe-se que várias versões foram publicadas em vários lugares (Taylor, 2003). Como pode ser observado na Tabela 4, do valor mais baixo ao mais alto de vibração, o espaçamento entre os estados de condição corresponde a exatamente o dobro do valor do estado de funcionamento seguinte.

**Tabela 4** - Valores de vibração em Velocidade pico

Vibração em velocidade pico (mm/s)	Estado de funcionamento da máquina
0 – 0,127	Extremamente regular
0,127 – 0,254	Muito regular
0,254 – 0,508	Regular
0,508 – 1,016	Muito bom

1,016 – 2,032	Bom
2,032 – 4,064	Moderado
4,064 – 8,128	Ligeiramente irregular
8,128 – 15,748	Irregular
Acima de 15,748	Muito irregular

No gráfico abaixo consegue-se ver estes valores da vibração em velocidade pico na diagonal, o deslocamento pico a pico na horizontal e as rotações por minuto da máquina na vertical na banda de frequência dos 100 RPM (2 Hz aproximadamente) a 100.000 (1660 Hz aproximadamente).

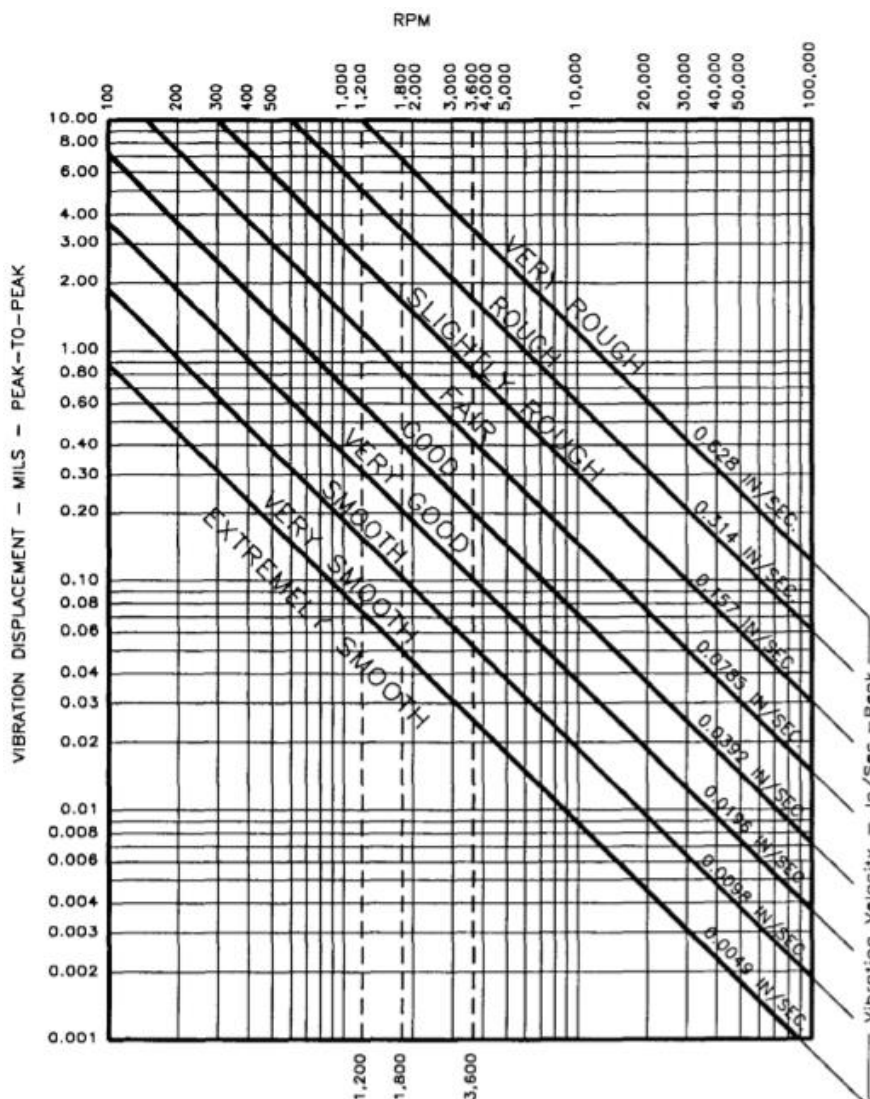


Figura 27 - Gráfico de severidade geral em velocidade e deslocamento (Bloch & Geitner, 1999)

### 2.7.6. Nomógrafo segundo (Taylor, 2003)

A Figura 28 é um nomógrafo de tolerância ao desequilíbrio que contém uma boa especificação de equilibragem para rotores rígidos (Taylor, 2003). Ao usar este gráfico, coloque-se numa extremidade o peso do rotor e na outra extremidade a velocidade operacional do rotor, e em seguida, leia as gramas permitidas de desequilíbrio residual a partir da interseção da régua e da escala central (Taylor, 2003). Este gráfico é baseado na norma na ANSI S2.19 - 1975 com alguns refinamentos e na ISO 1940, que será apresentada no capítulo quatro (Taylor, 2003).

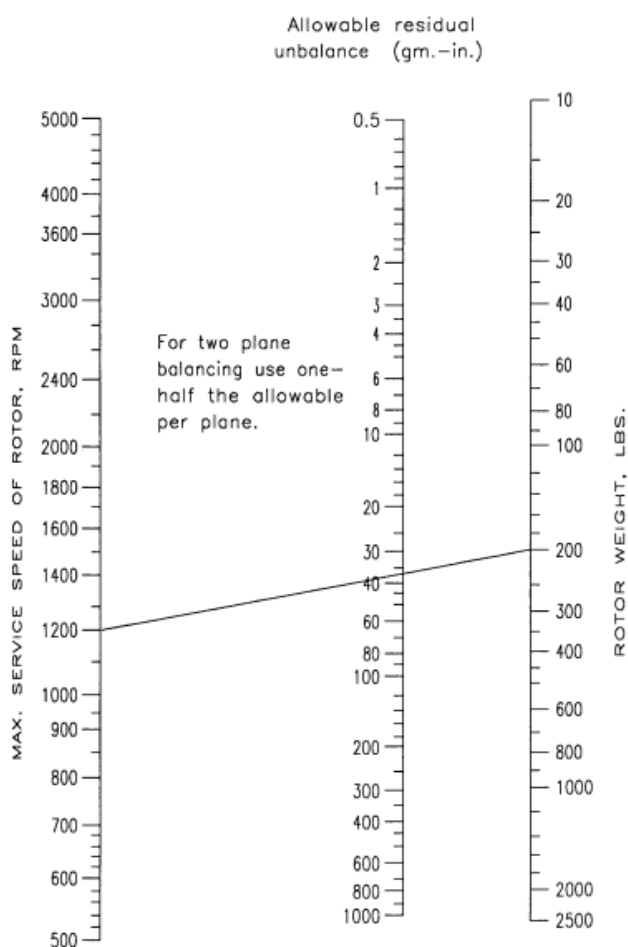
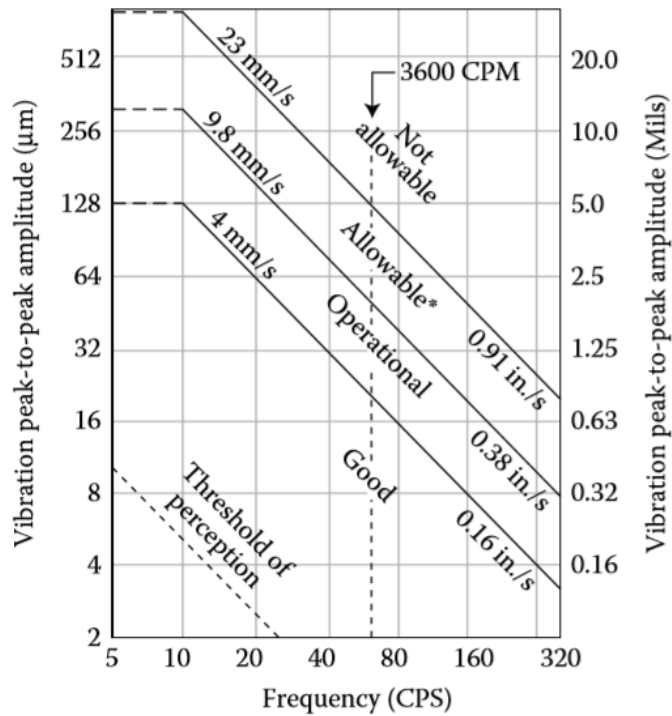


Figura 28 - Nomógrafo de Tolerância de desequilíbrio para Rotores Rígidos (Taylor, 2003)

### 2.7.7. Gráfico de Ronald L.Eshleman

As soluções de projeto para máquinas rotativas de alta velocidade das próximas gerações exigirão alguma pesquisa e desenvolvimento fundamentais para quantificar com mais precisão a quantidade de vibração que pode ser continuamente suportada durante toda a sua vida útil (Adams, 2010).

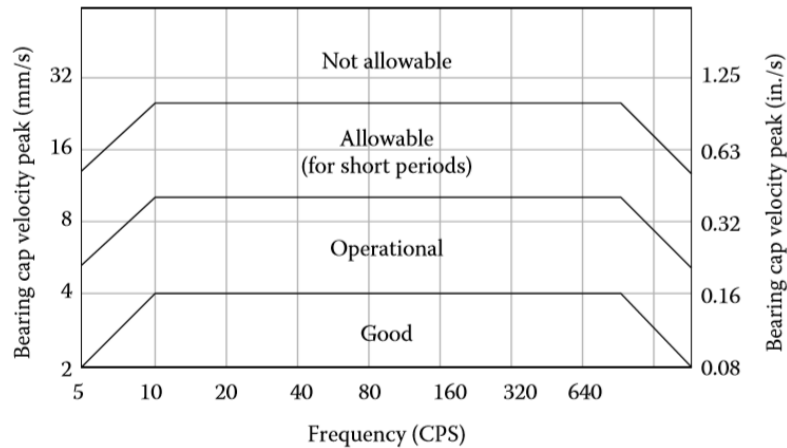
O “descendente” mais sensível do gráfico original de *Rathbone* é fornecido por *Eshleman* (1976), na figura em baixo (Adams, 2010):



**Figura 29** - Guia de deslocamento de vibração (Adams, 2010)

As linhas diagonais neste gráfico log-log são linhas de velocidade constante, e com isso, “é amplamente aceito que entre 10 e 1000Hz, um determinado valor de pico de velocidade tenha essencialmente a mesma medida de severidade da vibração” (Adams, 2010). Este gráfico mostra a amplitude de deslocamento pico a pico em ( $\mu\text{m}$ ) de um lado e (*Mils*) de outro, com quatro graus de severidade sendo: “Bom”, “Operacional”, “Permitido” e “Não permitido”.

A mesma diretriz de severidade de vibração é incorporada na Figura 30 que foi construída para ser numericamente consistente com o gráfico da Figura 29.



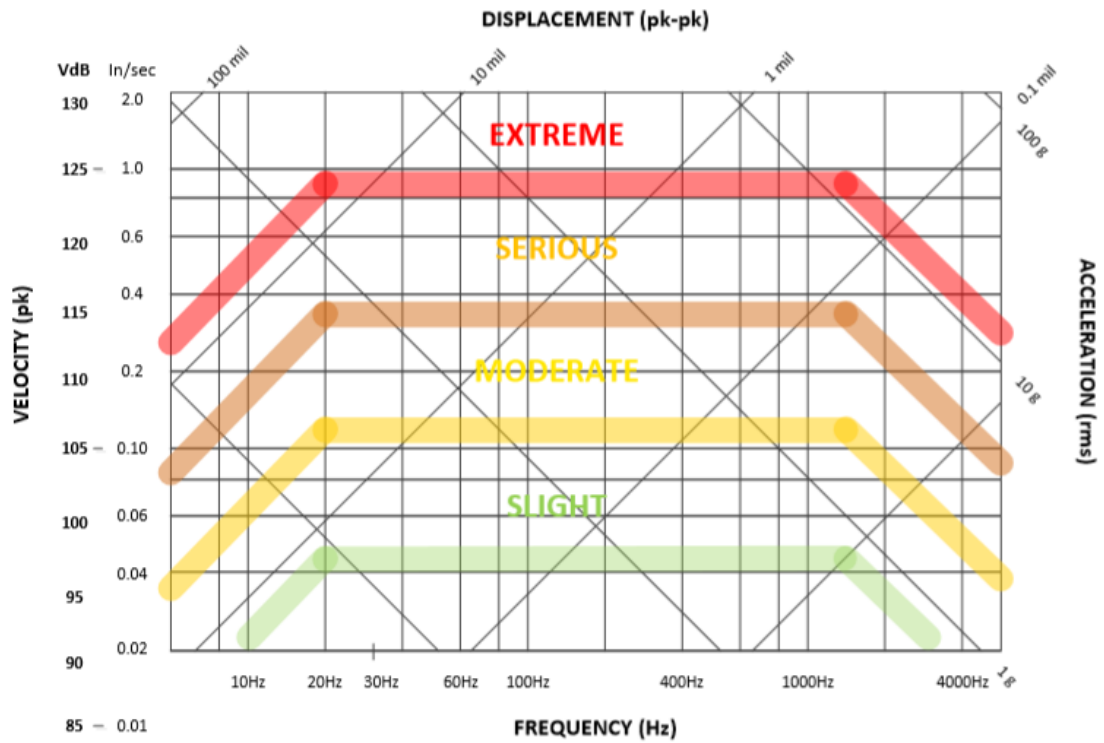
**Figura 30** - Guia de velocidade pico da vibração (Adams, 2010)

Este gráfico é típico dos níveis de severidade atualmente em uso, por muitos anos, para avaliar grandes turbomáquinas e especialmente geradores (Adams, 2010). Nesta figura um valor de pico de velocidade específico tem a mesma interpretação de gravidade em toda a banda de frequência de preocupação para a maioria das máquinas do sistema, de 10 Hz a 1000 Hz (Adams, 2010).

#### 2.7.8. Gráfico de Azima DLI

Este gráfico representa um guia de severidade de vibração da máquina sendo muito semelhante ao gráfico apresentado na Figura 30 relativamente a velocidade pico da vibração, também com quatro graus de severidade de vibração sendo: “Ligeiro”, “Moderado”, “Sério” e “Extremo”.

Este gráfico é da autoria da empresa Azima DLI (2013) e é indicado para medições de velocidade de rotação contantes ou vibrações em banda de frequência dos 20 a 20.000 Hz:



**Figura 31** - Guia de severidade de vibração da máquina segundo Azima DLI (Azima, 2013)

Em síntese, os gráficos de severidade de vibração apresentam valores que dão uma indicação do estado atual da máquina e se existe ou não uma avaria. Sendo que, para aperceber da alteração dos valores requer uma análise da evolução dos níveis de vibração ao longo do tempo. Assim, o desenvolvimento e a utilização de limites de aceitação próximos dos valores normais de funcionamento da máquina, detetará, mesmo ligeiras, alterações no seu estado de funcionamento (Mechefske, 2007).

### 3. Seleção dos Critérios de vibração a comparar

#### 3.1. Justificação dos critérios

Atualmente existe mais de 40 sociedades classificadoras e normas em todo mundo. Todas elas têm colocado seus esforços em atualizações tecnológicas com sistemas de qualidade e sempre com rigor. Tudo isso, para avaliar da melhor forma as máquinas e assim manter os altos níveis de padrão de navegabilidade dos navios no qual são signatários. Mas se levantar-se a questão, qual a melhor escolha? Não seria uma escolha fácil, apesar das normas e regras terem objetivos comuns, cada uma delas tem suas particularidades que os definem.

A norma ISO é considerada a norma mais reconhecida a nível internacional, na qual as outras normas e regras se abraçam para criar as suas próprias regras.

Sendo a norma ISO 10816 a norma aplicada para a medição de vibrações em máquinas da Marinha Portuguesa até o ano em vigor, é considerado como uma boa escolha para o estudo. Outra norma bem reconhecida e empregada noutras referências bibliográficas é a norma MIL-STD-167 referente a vibrações mecânicas de equipamentos a bordo dos navios, em uso por todos os Departamentos e Agências do Departamento de Defesa dos EUA.

Para escolha das regras das Sociedades classificadoras foi preciso fazer um estudo no mercado internacional marítimo e a partir da tabela seguinte encontra-se o número total de navios classificados por sociedade classificadora.

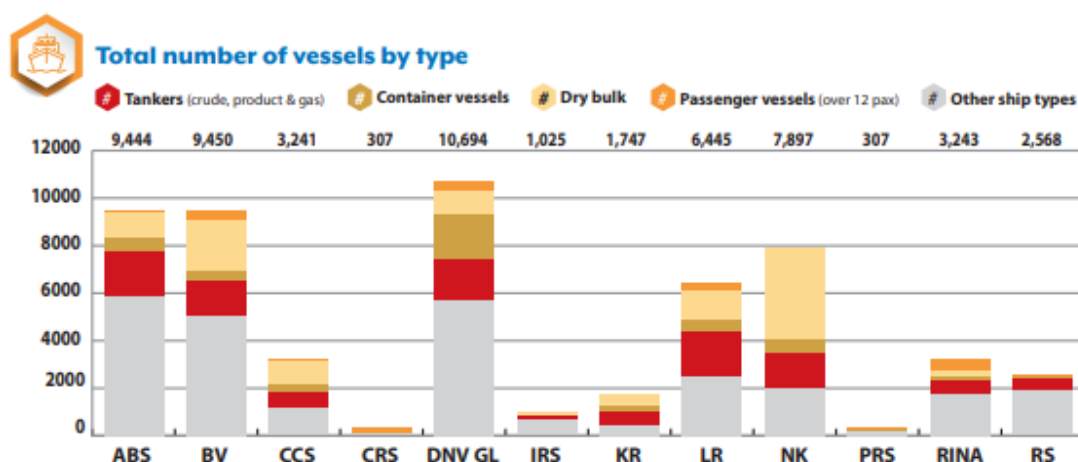


Figura 32 - Numero total de navios por sociedade classificadora em 2017 (IACS, 2017)

Como pode-se verificar, das sociedades classificadoras que se destacam com maior número de navios é a DNV-GL (*Det Norske Veritas – Germanischer Lloyd*), a ABS (*American Bureau of Shipping*), a BV (*Bureau Veritas*), a NK (*Nippon Kaiji Kyokai*), e a LR (*Lloyd’s Register*).

Na lista abaixo (completo em anexo A), consegue-se ver em que posição as Sociedades Classificadoras se encontram na tabela das organizações reconhecidas com alto nível de desempenho, efetivo até 1 de julho de 2020.

Recognized Organization	RO abrev	Inspections	Detentions	Low/medium limit	Medium / high limit	Excess Factor	Performance level
American Bureau of Shipping	ABS	6,009	2	139	102	-1.95	High
DNV GL AS	DNVGL	18,192	18	395	332	-1.88	
China Classification Society	CCS	869	0	25	10	-1.87	
Lloyd's Register	LR	12,505	14	276	224	-1.86	
Bureau Veritas	BV	11,450	25	254	204	-1.74	
Nippon Kaiji Kyokai	NKK	8,393	23	189	146	-1.66	
Korean Register of Shipping	KRS	1,233	2	33	16	-1.62	
Turkish Lloyd	TL	487	0	15	4	-1.60	
RINA Services S.p.A.	RINA	4,427	13	104	73	-1.60	
Russian Maritime Register of Shipping	RMRS	2,926	15	71	46	-1.24	
Polski Rejestr Statkow (Polish Register of Shipping)	PRS	531	3	16	5	-0.48	

**Figura 33** - Desempenho das Organizações<sup>18</sup>

Algumas sociedades classificadoras foram contactadas, mas o fato de manterem um elevado grau de confidencialidade em relação as suas regras e não estando disponíveis na internet teve-se que fazer um estudo das normas e regras que foram disponibilizados.

Logo, com tudo isto, as normas e as regras selecionadas para comparação da severidade de vibração em máquinas foram:

- A Norma ISO 10816;
- A Norma MIL-STD-167;
- A Sociedade Classificadora ABS;
- A Sociedade Classificadora DNV-GL;

<sup>18</sup> De <https://www.parismou.org/inspections-risk/ship-risk-profile/ros-meeting-low-risk-criteria> acedido em março de 2020.

- A Sociedade Classificadora LR;
- A Sociedade Classificadora BV e
- A Sociedade Classificadora TL

### **3.2. Identificação e descrição de cada critério**

Das primeiras recomendações que os especialistas da área de medição de vibrações fazem é relativamente a aplicação dos critérios, em que, deve-se levar em consideração o histórico e a tendência de cada tipo de máquina.

Há normas e regras que são muito gerais relativamente a severidade de vibração nas máquinas enquanto que outras são mais específicas em relação as máquinas em análise. Mas, acima de tudo, os critérios não devem ser muito rigorosos a ponto de exigir manutenção desnecessária, nem tão amplos que sejam sem sentido (Williams & Ph, 2011).

#### **3.2.1. Norma ISO 10816**

Uma das fontes mais conhecidas de padrões é a ISO, no campo de análise de vibrações, e não só, vários outros padrões relevantes são desenvolvidos e publicados por equipas de especialistas internacionais (Mechefske, 2007).

O Comitê Técnico ISO/TC 108 é responsável pelos padrões de monitorização e avaliação da condição das máquinas.

A norma ISO 10816, agora ISO 20816, esta dividida em diversas partes relativamente às várias máquinas que existem. A primeira parte refere-se às diretrizes gerais, sendo esta, a mais relevante para a compreensão das outras partes pois apresenta os requisitos essenciais para a medição de vibrações:

- ISO 10816-1: Diretrizes gerais;
- ISO 10816-2: Turbinas e geradores a vapor terrestres de potência superior a 50 MW com velocidades normais de funcionamento de 1 500 RPM, 1 800 RPM, 3 000 RPM e 3 600 RPM;
- ISO 10816-3: Máquinas industriais com potência nominal acima de 15KW e velocidades nominais entre 120 RPM e 15000 RPM quando medidas no local.
- ISO 10816-4: Conjuntos de turbinas a gás com rolamentos de película fluida,

exceto derivados de aeronaves;

- ISO 10816-5: Conjuntos de máquinas em instalações de produção e bombagem de energia hidráulica;
- ISO 10816-6: Máquinas alternativas com potências superiores a 100 kW
- ISO 10816-7: Bombas rotativas para aplicações industriais, incluindo medições em veios rotativos;
- ISO 10816-8: Sistemas de compressores alternativos;

Segundo esta norma, a amplitude da vibração é definida, em geral, como velocidade ( $mm/s$ ) RMS na banda de frequência especificada, normalmente num intervalo de 10 a 1000 Hz (ISO, 1995).

A norma afirma que a medição das vibrações deve ser numa banda de frequência suficientemente grande, para que o espectro de frequências da máquina seja adequadamente coberto e assim conseguir fazer as deteções fundamentais para a análise.

Normalmente as medições são feitas em varias direções, em duas ou três direções mutuamente perpendiculares, pois para a maioria dos tipos de máquinas, um valor de severidade de vibração caracteriza o estado vibratório dessa máquina, contudo, para algumas máquinas a gravidade da vibração deve ser avaliada independentemente para posições de medição em vários locais (ISO, 1995).

Em relação as posições de medição, as medições devem ser feitas nos rolamentos, caixas de apoio ou outras partes estruturais que respondam significativamente às forças dinâmicas e caracterizem a vibração global da máquina.

Segundo a norma, as comparações válidas de vibrações para máquinas do mesmo tipo, mas em estruturas com apoios diferentes, só podem ser feitas se os apoios em causa tiverem características dinâmicas semelhantes (ISO, 1995).

Relativamente as condições de operação da máquina na realização das medições, devem ser feitas quando a máquina estiver nas suas condições normais de funcionamento. Se a amplitude de vibração medida exceder o limite recomendado (se for superior a um terço dos limites recomendados), poderá ser necessário efetuar

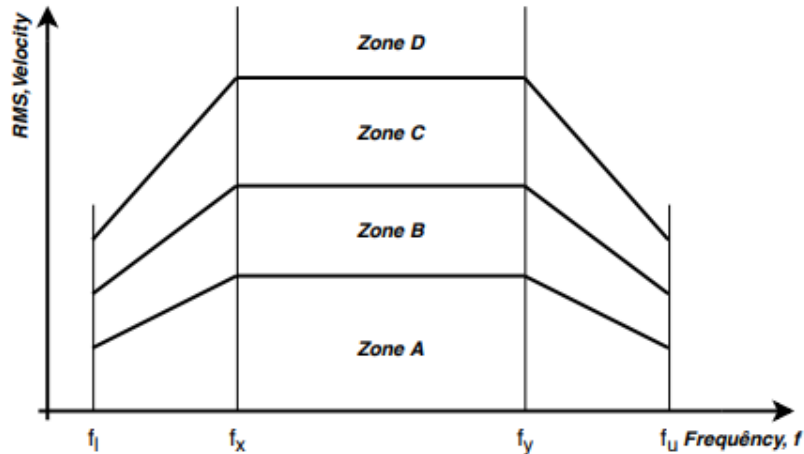
medições do meio envolvente com a máquina desligada para garantir que esta não está a contribuir significativamente para as vibrações observadas (ISO, 1995).

Em relação aos instrumentos utilizados nas medições, devem ser dadas atenção, para garantir que o transdutor de vibrações está corretamente montado e que a sua presença não afeta as características de resposta à vibração da máquina (ISO, 1995).

São utilizados dois critérios para avaliar a severidade das vibrações nas várias classes de máquinas. Um critério considera a amplitude absoluta da vibração observada e o outro critério considera o valor da alteração de amplitude, independentemente de ser aumento ou diminuição (ISO, 1995).

Relativamente ao primeiro critério de avaliação, a amplitude de vibração observada é avaliada em relação a quatro zonas de avaliação. Estas zonas de avaliação são definidas para permitir uma avaliação qualitativa da vibração e fornecer diretrizes sobre possíveis ações para a máquina (ISO, 1995):

- Zona A: as máquinas recentemente colocadas em serviço seriam normalmente abrangidas por esta zona.
- Zona B: as máquinas com vibrações dentro desta zona são normalmente consideradas aceitáveis para um funcionamento sem restrições a longo prazo.
- Zona C: as máquinas com vibrações dentro desta zona são normalmente consideradas insatisfatórias para um funcionamento contínuo a longo prazo. Em geral, a máquina pode funcionar durante um período limitado nesta condição até que surja uma oportunidade adequada de ação corretiva.
- Zona D: os valores de vibração dentro desta zona são normalmente considerados suficientemente severos para causar danos à máquina.



**Figura 34** - Forma geral dos critérios de aceitação da velocidade de vibração (ISO, 1995)

A ISO 10816 estabelece dois limites operacionais de vibração para o funcionamento a longo prazo das máquinas, cujos limites assumem a forma de Alerta (*ALARM*) e de perigo (*TRIP*) tal como foi referido em 2.5.1.

Para quase todas as máquinas, independentemente do tipo de rolamentos utilizados, as medições da velocidade de vibração RMS em partes estruturais, tais como caixas de rolamentos, caracterizam adequadamente as condições de funcionamento de máquinas rotativas (ISO, 1995). Na maioria dos casos, verificou-se que a velocidade da vibração é suficiente para caracterizar a severidade da vibração em uma ampla gama de velocidades de operação da máquina (ISO, 1995).

Em resumo, segundo a norma, a medição da velocidade RMS para caracterizar a resposta vibratória de uma vasta gama de classificações de máquinas tem sido bem-sucedida.

Relativamente ao segundo critério de avaliação, em estado estacionário, pode ocorrer um aumento ou uma diminuição significativa da amplitude das vibrações que exija alguma ação, mesmo que a zona C do primeiro critério não tenha sido atingida (ISO, 1995).

A partir dos registos de velocidade de vibração medida, o valor RMS da velocidade pode ser calculado da seguinte forma:

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^{N-1} v_i^2}{N}} \quad (12)$$

Onde  $N$  é o número de pontos do sinal adquirido e  $v_i$  é a velocidade instantânea no instante  $i$ .

A norma apresenta as máquinas divididas em 4 classes (ISO, 1995):

- Classe I: Peças individuais de motores e máquinas, integralmente ligadas à máquina completa no seu estado normal de funcionamento como por exemplo os motores eléctricos com potência até 15 kW são exemplos típicos de máquinas desta categoria).
- Classe II: Máquinas de média dimensão (normalmente motores eléctricos de 15 kW a 75 kW de potência) sem apoios ou suportes especiais, motores montados rigidamente ou máquinas (até 300 kW) sobre apoios especiais.
- Classe III: Grandes máquinas principais e outras máquinas de grandes dimensões com massas rotativas montadas em apoios rígidas e pesadas que são relativamente rígidas no sentido das vibrações.
- Classe IV: Grandes máquinas principais e outras máquinas de grandes dimensões com massas rotativas montadas em apoios relativamente flexíveis no sentido das medições das vibrações (por exemplo, conjuntos de turbogeradores e turbinas a gás com potências superiores a 10 MW).

Os valores aplicados a cada zona são apresentados quantitativamente na Tabela 5 com a divisão das máquinas nas quatro classes.

**Tabela 5** - Critérios típicos de avaliação da vibração (ISO, 1995)

R.m.s. vibration velocity mm/sec	up to 15 kW Class I	15 to 75 kW Class II	> 75 kW (rigid) Class III	> 75 kW (soft) Class IV
0,28	A	A	A	A
0,45				
0,71				
1,12	B	B	B	B
1,8				
2,8	C	C	C	C
4,5				
7,1				
11,2	D	D	D	D
18				
28				
45				

Segundo a norma, esses valores não se destinam a servir de especificações obrigatórias de aceitação e que devem ser objeto de acordo com o fabricante da máquina. No entanto, estes valores fornecem orientações para garantir que sejam evitados erros graves ou requisitos irrealistas. Em certos casos, podem existir características específicas associadas a uma determinada máquina que exijam a utilização de valores limite de zonas diferentes (superiores ou inferiores) (ISO, 1995). Nesses casos, normalmente é necessário explicar as razões para tal e, em especial, confirmar que a máquina não será posta em perigo pelo facto de funcionar com valores de vibração diferentes (ISO, 1995). Como exemplo desta situação, os compressores de ar condicionado dos navios da classe Vasco da Gama, encontram-se sobre monitorização, realizadas pelo VibControlo<sup>19</sup>. A equipa notou que as vibrações medidas estão acima do primeiro nível de alarme, mas o compressor continua desempenhando bem a sua função desde há muito tempo. Analisando o histórico dos compressores, chegaram à conclusão que estes têm uma nova especificidade que é o gás. As medições inicialmente feitas à esses compressores, foram com um determinado tipo de gás que hoje em dia é proibido e os operadores têm tentado ajustar outro gás ao compressor, o que pode justificar as alterações em termos de vibrações.

### **3.2.2. Norma MIL-STD-167-1A**

Esta norma refere à vibrações mecânicas de equipamentos que estão a bordo dos navios e está aprovada para o uso pelo Comando de Sistemas do Mar Naval (Departamento da Marinha) e está disponível para uso por todos os Departamentos e Agências do Departamento de Defesa dos EUA (MIL-STD-167, 2005).

Os métodos de teste especificados são aplicáveis aos equipamentos de bordo sujeitos a vibrações mecânicas do ambiente e à excitação interna causada por componentes rotativos desequilibrados. Por outro lado, para as vibrações mecânicas associadas à máquinas alternativas e vibrações laterais e longitudinais do sistema de propulsão e dos eixos, consulte-se a norma MIL-STD-167-2.

---

<sup>19</sup> VibControlo refere-se a um programa implementado na Marinha Portuguesa (MP) que faz o controlo de vibrações em equipamentos pré-selecionados nas diversas Unidades Navais.

De acordo com esta norma, a amplitude da vibração é definida como o valor de deslocamento pico (mm ou polegadas) para as máquinas rotativas que trabalham na banda de frequência de 1 a 1000 Hz.

Segundo a norma, sempre se verificou que os equipamentos a bordo que estão em conformidade com os requisitos desta desempenham satisfatoriamente suas funções a bordo do navio.

A norma refere vibrações excitadas internamente como sendo a vibração gerada pelo desequilíbrio de massa de um rotor. Segundo a norma, num rotor rígido, o desequilíbrio pode ser corrigido em quaisquer dois planos selecionados arbitrariamente. E após a correção do desequilíbrio, o seu desequilíbrio residual não deve exceder a tolerância permitida, em relação ao eixo do rotor, em qualquer velocidade até à velocidade máxima de serviço (MIL-STD-167, 2005).

Esta norma deverá ser usada para equipamento sujeito ao ambiente vibratório encontrado em navios da Marinha com propulsão de hélice com veio convencional, não sendo aplicáveis a navios de alta velocidade que estejam sujeitos a vibrações de ondas que produzem amplitudes e frequências de vibração muito superiores aos níveis dos navios convencionais da Marinha (MIL-STD-167, 2005).

Relativamente aos locais de medições, devem ser efetuadas em locais correspondentes do equipamento que suscitem especial preocupação quanto ao seu funcionamento, cuja avaria possa prejudicar a capacidade do equipamento para desempenhar a sua função. Deve ser selecionado um número suficiente de locais de medição próximos da base, do topo e do centro do equipamento para medir as proeminências de resposta associadas ao movimento global do equipamento (MIL-STD-167, 2005).

Relativamente aos métodos de equilibragem para rotores rígidos, exceto no caso de máquinas que funcionem abaixo das 150 RPM, toda a equilibragem deve ser efetuada por meio de equipamento de equilibragem que exija a rotação da peça a trabalhar (MIL-STD-167, 2005).

O desequilíbrio residual do equipamento com rotores rígidos não deve resultar em deslocamentos de vibração maiores do que os especificados na figura abaixo:

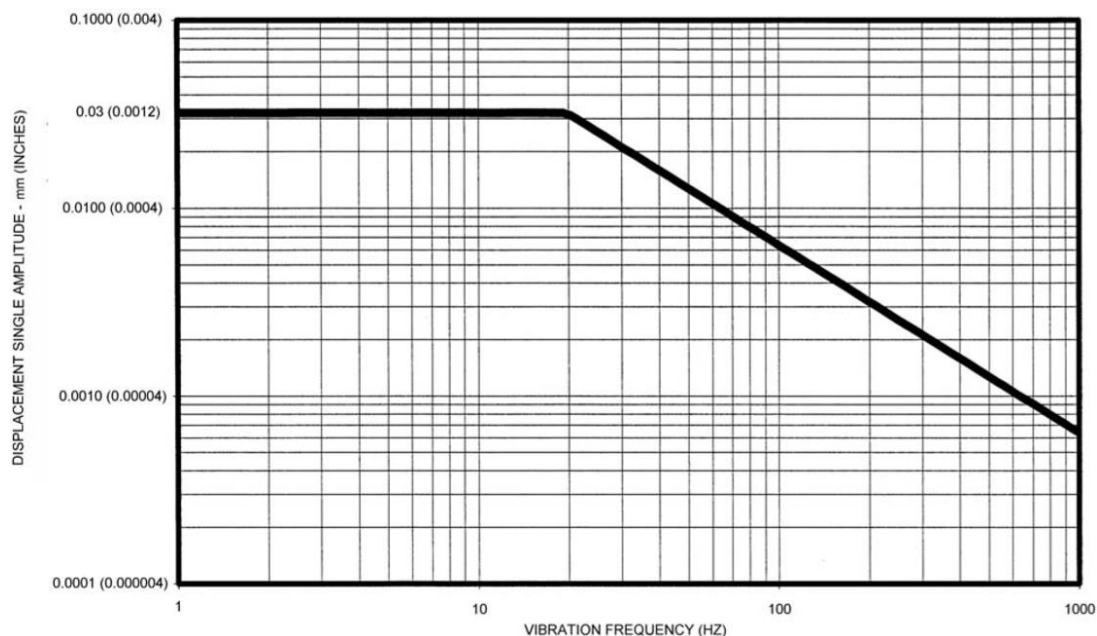


Figura 35 - Limites de vibração para máquinas rotativas (MIL-STD-167, 2005)

### 3.2.3. Sociedade classificadora ABS (*American Bureau of Shipping*)

As orientações da ABS sobre vibrações dos navios foram desenvolvidas para fornecer orientações específicas sobre o projeto, análise, procedimentos e critérios de medição a fim de atingir o objetivo de limitar as vibrações dos navios a níveis aceitáveis (ABS, 2018).

A regra fornece critérios de aceitação de vibração que abrangem três áreas como referência (ABS, 2018):

- Limites de vibração para tripulação e passageiros;
- Limites de vibração para estruturas locais;
- Limites de vibração para máquinas.

Os critérios reais de aceitação de vibração devem ser determinados, com base nas especificações do navio e nas especificações do fabricante (ABS, 2018).

A norma alude à importância de seguir procedimentos simples com discernimento e bom julgamento no estágio de projeto conceitual, assim, as difíceis medidas e correções nos estágios seguintes de projeto poderão ser evitadas na maioria

dos casos. Principalmente nos procedimentos de análise de vibração que representam a prática de análise mais atual em ABS.

Relativamente a análise e processamento de dados, o tipo de dados a ser registrado (deslocamento, velocidade ou aceleração) pode depender da banda de frequência apropriada. Por exemplo, de forma geral, para frequências abaixo dos 300 RPM mede-se em deslocamento, entre os 300 e 6000 RPM mede-se em velocidade e acima dos 6000 RPM mede-se em aceleração (ABS, 2018).

De acordo com esta regra, a amplitude da vibração é definida como o valor de velocidade ( $mm/s$ ) RMS para as máquinas rotativas que trabalham na banda de frequência de 1 a 1000 Hz, como por exemplo: bombas centrifugas, motores, compressores e ventiladores.

Relativamente a Instrumentação utilizada as medições devem ser feitas com um sistema eletrônico que produz um registro permanente, como por exemplo os transdutores que podem gerar sinais proporcionais à aceleração, velocidade ou deslocamento (ABS, 2018).

Relativamente as condições de medições, a norma exorta para a indicação do estado do mar sendo que o teste deve ser realizado com máquinas funcionando em condições normais. Durante o percurso, em testes no mar, deve-se navegar o máximo a velocidades constantes até a velocidade máxima, usando pelo menos 10 incrementos igualmente espaçados (ABS, 2018).

Relativamente aos locais de medições, as medições verticais, horizontais e axiais devem ser realizadas por fora da máquina, em cima de suportes e apoios, na posição dos rolamentos, ou seja, onde há evidências de grandes amplitudes e são permitidas medições em outros locais opcionais para obter os mesmos resultados (ABS, 2018).

A aplicação dos limites de vibração podem variar dependendo do tipo, tamanho, configuração e montagem da máquina, sendo que (ABS, 2018):

- Para máquinas alternativas, a vibração em todas as direções deve ser menor que 10  $mm/s$  RMS;

- Para máquinas rotativas, a vibração em todas as direções deve ser menor que 9 mm/s RMS;

Os critérios de vibração para as principais máquinas de propulsão devem ser fornecidos pelos fabricantes, caso contrário, quando os dados sobre os critérios de vibração não estiverem disponíveis, os seguintes critérios serão recomendados (ABS, 2018).

**Tabela 6** - Tabela das máquinas principais de propulsão (ABS, 2018)

<i>Propulsion Machinery</i>	<i>Limits (RMS)</i>
<i>Thrust Bearing and Bull Gear Hub</i>	<i>5 mm/s</i>
<i>Other Propulsion Machinery Componentes</i>	<i>13 mm/s</i>
<i>Stern Tube and Line Shaft Bearing</i>	<i>7 mm/s</i>
<i>Diesel Engine at Bearing</i>	<i>13 mm/s</i>
<i>Slow &amp; Medium Speed Diesel Engine on Engine Top (over 1000 HP)</i>	<i>18 mm/s</i>
<i>High Speed Diesel Engine on Engine Top ( less 1000 HP)</i>	<i>13 mm/s</i>

Uma preocupação na vibração longitudinal de máquinas de propulsão é evitar a reversão do impulso nos suportes de impulso devido à ressonância longitudinal do sistema, que pode resultar na destruição dos suportes (ABS, 2018).

### **3.2.4. Sociedade Classificadora DNV-GL (Det Norske Veritas - Germanischer Lloyd)**

A DNV (*Det Norske Veritas*) foi fundada como uma sociedade em Oslo (Noruega), entretanto, três anos mais tarde, na Alemanha formou-se a GL (*Germanischer Lloyd*) que acabou por se fundir com a DNV pelas mesmas preocupações que tinham na época formando a atual DNV-GL<sup>20</sup>.

A Sociedade Classificadora DNV-GL classifica os navios consoante três notações de classe (*Class Notations*) baseando nas características que estes navios apresentam e foram aprovadas: CONF (conforto), VIBR (vibração) e *SAFEFLASH* (condições seguras de trabalho em operações de segurança em contentores).

O objetivo da notação de classe de vibração é reduzir o risco de falha em máquinas, componentes e estruturas, a bordo dos navios, causado por vibração

<sup>20</sup> De <https://www.dnvgl.com.br/about/in-brief/nossahistoria.html> acessido em abril de 2020

excessiva sendo isso alcançado através de um plano proactivo de medição dos principais sistemas a bordo (DNV-GL, 2019b).

É efetuada uma avaliação do navio antes das medições, a fim de revelar as posições críticas e completar a lista com as posições, incluindo os correspondentes limites de vibração, sendo esta lista denominada protocolo (DNV-GL, 2019b). O protocolo deve ter os requisitos apresentados na Tabela 7 para que seja atribuída a notação de classe VIBR à um navio mas só se todas as posições medidas estiverem dentro dos limites especificados (DNV-GL, 2019b):

**Tabela 7** - Protocolo de medição de vibrações (DNV-GL, 2019a)

<i>System</i>	<i>Position</i>	<i>Checked</i>	<i>Limit [mm/s]</i>	<i>Measured [mm/s]</i>	<i>Max. Ampl./ Freq.* mm/s / [Hz]</i>	<i>Comment</i>

Os níveis excessivos de vibração não serão aceites, por isso a norma pode exigir a realização de medições mais extensas e frequentes ou a instalação de algum tipo de monitorização (DNV-GL, 2019b).

Os limites de vibração são indicados como velocidade de vibração RMS, sendo também, para alguns componentes, especificado o limite de deslocamento RMS máximo admissível na gama de baixa frequência e a aceleração RMS na gama de alta frequência (DNV-GL, 2019b).

Segundo a DNV-GL, deve-se ter em conta os parâmetros para a realização de medições, especificamente a gama de frequência que é normalmente de 1 à 200 Hz a menos que seja indicado para componentes especiais (DNV-GL, 2019b).

Os critérios são aplicáveis a todas as velocidades e cargas de funcionamento admissíveis das máquinas em condições de funcionamento estável e os valores limites não devem ser ultrapassados para as máquinas em causa (DNV-GL, 2019b) cuja tabela completa pode ser vista no apêndice B:

**Tabela 8** - Valores limite para as máquinas DNV-GL

Sociedade Classificadora	Indicador	Máquina	Faixa de frequência	Direção	Valor Limite
DNV-GL	Vibração RMS	Chumaceiras de linha de veio.	1 – 200 Hz	H V A	5mm/s
		Motores Diesel < 200 RPM	1 – 200 Hz	V e A	1 mm
					10 mm/s
				H	1,5 mm
					25 mm/s
		Motores Diesel > 200 RPM	4 – 200 Hz	H	15 mm/s (Apoios rígidos)
25 mm/s (Apoios flexíveis)					

Os níveis de vibração medidos devem ser analisados aplicando a técnica FFT (DNV-GL, 2019b).

A DNV-GL avalia a vibração basicamente em dois graus, bom, quando os valores estão abaixo dos limites estabelecidos na tabela e mau quando estes limites são ultrapassados.

### 3.2.5. Sociedade Classificadora LR (Lloyd's Register) e BV (Bureau Veritas)

A sociedade classificadora BV foi fundada com o objetivo de tornar o transporte mais seguro oferecendo informações sobre navios e equipamentos para os subscritores. Atualmente com a sede em Paris, é especializada em testes, inspeção e certificação<sup>21</sup>.

Essas duas sociedades classificadoras apresentam diferenças, mas no que se refere à medição de vibrações, os valores limite são iguais e por isso encontram-se agrupadas para atingir o objetivo da comparação dessas regras com as outras normas e regras das sociedades classificadoras.

Relativamente aos procedimentos de teste, os critérios de aceitação específicos da máquina devem ser incluídos no relatório de teste (Lloyd's Register, 2019). Um programa de teste deve ser submetido com antecedência, dando tempo suficiente para a LR comentar antes do início dos testes (Lloyd's Register, 2019).

<sup>21</sup> De <https://www.bureauveritas.co.uk/> acessado em abril de 2020

Em vista do que se faz relativamente aos testes, o LR apresenta algumas noções gerais (Lloyd's Register, 2019):

- A máquina ou aparelho em teste deve ser montado na mesa vibratória através dos seus pontos normais de fixação e na sua orientação normal em relação à vertical;
- Os testes devem ser realizados em três direções mutuamente perpendiculares;
- Os testes devem ser realizados com velocidades (frequência de rotação) variáveis;
- A posição dos acelerómetros deve ser indicada esquematicamente no relatório;

Os valores limite para os testes de vibrações encontram-se na tabela abaixo:

**Tabela 9** - Valores limite para testes de Vibrações

Faixa de frequência	Deslocamento	Aceleração
$2 \pm 3 - 13,2 \text{ Hz}$	$\pm 1,0 \text{ mm}$	
$13,2 - 100 \text{ Hz}$		$\pm 0,7 \text{ g} (6,9 \text{ m/s}^2)$

A sociedade classificadora BV apresenta os mesmos valores limite para os testes de vibrações, especificando que um segundo teste de vibrações é realizada para condições severas de vibração como por exemplo em motores Diesel e em compressores de ar (Veritas, 2017).

A sociedade classificadora BV chama a atenção à existência de condições ainda mais severas, por exemplo, nos coletores de escape ou nos sistemas de injeção de óleo combustível de motores a diesel e para esses níveis de vibração, o teste deve ser realizado no nível, banda de frequência e duração acordados (Veritas, 2017).

### **3.2.6. Sociedade Classificadora TL (Türk Loydu):**

A norma esta dividida em vários capítulos, mas para cumprir o objetivo da dissertação seria útil analisar o capítulo 4 relativamente às Máquinas.

Este capítulo esta dividido em várias seções relativamente aos requisitos de Vibrações para motores de Combustão Interna e compressores de ar, para grupos geradores diesel, para Turbomáquinas, ventiladores e sopradores de gás do sistema de gás inerte, entre outras máquinas.

Os requisitos da norma estão relacionados com as vibrações numa gama de frequência de 2 à 300 Hz. O pressuposto básico é que as vibrações com frequências de oscilação inferiores a 2 Hz podem ser consideradas vibrações rígidas do sistema, enquanto que as frequências de oscilação acima de 300 Hz ocorrem apenas localmente e podem ser interpretados como sendo de origem estrutural (Turk Loydu, 2020).

Esta norma utiliza vários procedimentos na avaliação das tensões vibratórias. Num dos procedimentos, a velocidade, é geralmente utilizada como critério para a avaliação das tensões vibratórias impostas à máquinas, equipamentos e estruturas (Turk Loydu, 2020).

A norma especifica, no caso de uma oscilação puramente sinusoidal, o valor eficaz (RMS) da velocidade de vibração,  $V_{eff}$ , calculado através da fórmula (Turk Loydu, 2020):

$$V_{eff} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{v} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{a} = \frac{1}{\sqrt{2}} \hat{S} \omega \quad (13)$$

Em que  $\hat{S}$  é a amplitude de deslocamento de vibração,  $\hat{v}$  a amplitude da velocidade de vibração (velocidade pico),  $V_{eff}$  o valor eficaz ou RMS da velocidade de vibração,  $\hat{a}$  a amplitude da aceleração de vibração e  $\omega$  a velocidade angular de vibração.

Se a vibração a ser avaliada compreender vários componentes harmónicos individuais 1, 2, ...n, deve ser aplicado o valor eficaz de acordo com a fórmula:

$$V_{effi} = \sqrt{V_{eff1}^2 + V_{eff2}^2 + \dots + V_{effn}^2} \quad (14)$$

Acima de tudo, a avaliação das tensões de vibração é geralmente baseada nas áreas A, B e C, que são delimitadas pelas curvas mostradas na Figura 36. As normas de vibração fornecem três categorias de condições técnicas de máquinas e equipamentos (Turk Loydu, 2020):

- Área A: Condição das máquinas e equipamentos após a fabricação (construção do navio) ou reparações de grande dimensão no comissionamento;

- Área B: Condição das máquinas e equipamentos durante o funcionamento normal;
- Área C: Estado das máquinas e do equipamento quando é necessária manutenção técnica ou reparação.

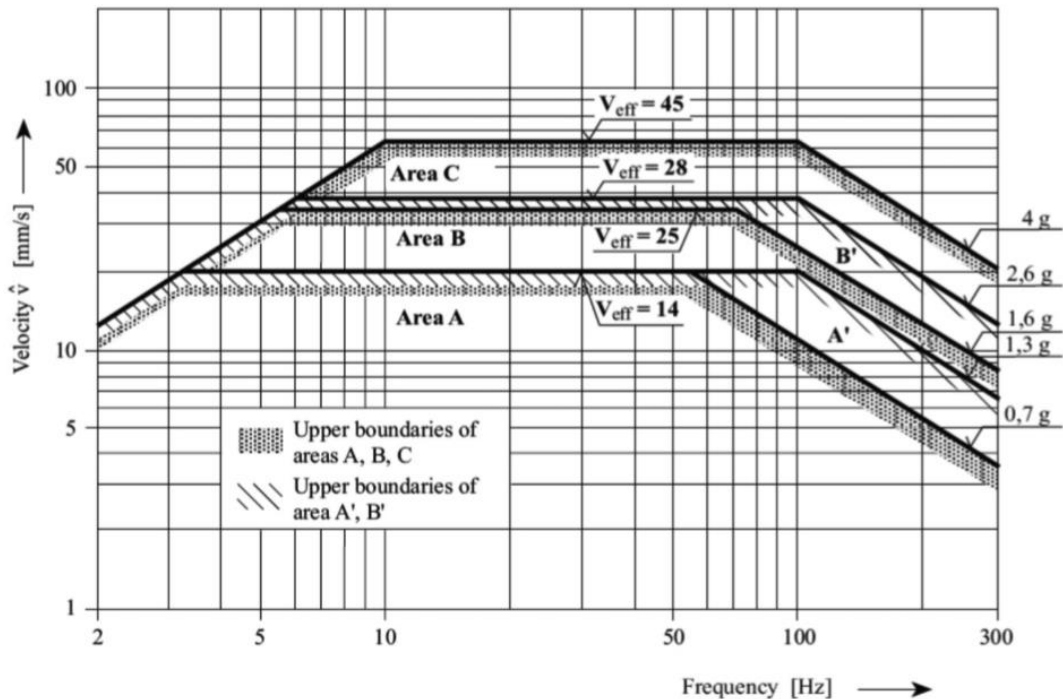


Figura 36 - Zonas para a avaliação das forças vibratórias (Turk Loydu, 2020)

As normas admissíveis de acordo com as curvas de limite das áreas A, B e C apresentadas são apresentadas na tabela abaixo:

Tabela 10 - Limites superiores para as áreas que indicam a avaliação da vibração

Áreas	$\hat{S}$ [mm]	$\hat{v}$ [mm/s]	$V_{eff}$ [mm/s]	$\hat{a}$ (9.80665 m/s <sup>2</sup> )
A	< 1	< 20	< 14	< 0.7
B	< 1	< 35	< 25	< 1.6
C	< 1	< 63	< 45	< 4.0
A'	< 1	< 20	< 14	< 1.3
B'	< 1	< 40	< 28	< 2.6

A área A pode ser utilizada para a avaliação de todas as máquinas, equipamentos e aparelhos. Logo, essas máquinas, para uso a bordo do navio devem, como requisito mínimo, ser projetados para resistir a uma tensão de vibração correspondente à curva de limite da área A (Turk Loydu, 2020).

Como as máquinas alternativas atuam como grandes excitadores de vibrações, devem ser consideradas separadamente (Turk Loydu, 2020). Em todos os casos, o fabricante de máquinas alternativas tem de garantir as tensões de vibração permitidas para os equipamentos periféricos diretamente ligados sendo necessário provar que essas máquinas e aparelhos não estão sujeitos a tensões superiores às definidas pela curva limite da área B. Como por exemplo, para algumas máquinas instalados em compartimentos do aparelho de governo ou do propulsor de proa, estão expostos a tensões vibratórias mais elevadas e por isso a admissibilidade da vibração pode ser avaliada de acordo com os limites da área B (Turk Loydu, 2020).

#### **4. Análise comparativa numérica dos critérios selecionados**

Neste capítulo, faz-se o estudo de vibrações numa máquina rotativa devido a causas mecânicas, com foco no desequilíbrio do rotor de um motor elétrico.

Atualmente a presença do motor elétrico é imprescindível nas diversas áreas da indústria e aplicações nos navios. Os motores são o coração das máquinas, desde as mais antigas às modernas. Face ao exposto, o motor elétrico será objeto de estudo neste capítulo.

Existem diversos softwares para criar simulações, dentro de um determinado contexto, como o programa *Working Model* (2D), o *Solidworks* (3D) e o *LabVIEW* (Programação gráfica). Um benefício baseado em modelos virtuais é a capacidade de obter saídas do modelo de vibração em um computador para fazer estudos dos sinais de vibração.

Este capítulo tem como objetivo a criação de modelos para efetuar a comparação numérica entre as diferentes normas e regras aplicadas à detecção de dano nas máquinas.

As normas e as regras, mencionados no capítulo anterior, definem limites de vibração que sendo ultrapassados serão indicadores da existência de dano ou anomalias. No entanto, não distinguem as diferentes anomalias, apenas indicam quando é que é necessário corrigir a anomalia, entre elas o desequilíbrio. Com isso, para aferir a severidade das normas e regras, serão comparadas com a norma ISO 1940 que avalia de forma específica a condição da máquina, indicando quando é necessário proceder-se a uma equilibragem. Para tal, o único dano induzido de forma controlada foi o desequilíbrio.

Os valores de referência para a comparação dos critérios e que serão úteis para este capítulo estão presentes na tabela em apêndice A.

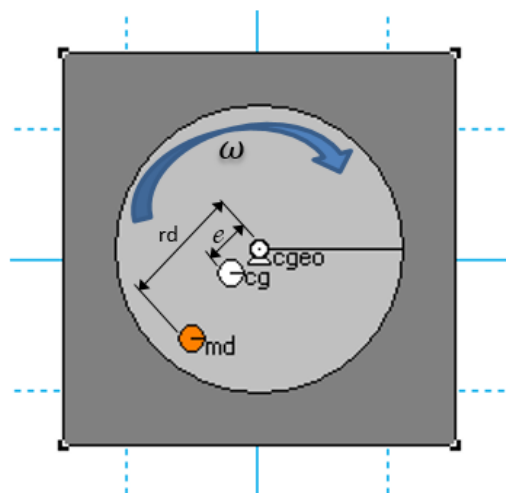
#### 4.1. Desequilíbrio em máquinas rotativas

Durante o ciclo de vida da máquina irão surgir desgastes, sujidades, erosões que alterarão a distribuição de massa de um veio, rotor ou engrenagem, conseqüentemente, o seu desequilíbrio. Este pode ser quantificado, determinando-se assim a necessidade, ou não, de equilibragem.

Nas máquinas rotativas, o desequilíbrio é uma das principais causas de vibrações e avarias. Deste modo, pretende-se simular um motor elétrico com um rotor suspenso, sendo dos motores com maior probabilidade de ocorrer o desequilíbrio e conferir que é possível fazer a deteção nesta máquina pela alteração de algumas das suas propriedades. Para isso, será induzido este dano nos modelos criados e, pela análise de vibrações, fazer a comparação numérica da severidade de cada norma.

O desequilíbrio, conforme declarada na ISO 1925, é uma condição que existe em um conjunto rotativo quando a força ou movimento da vibração é transmitida aos apoios e estruturas de suporte como resultado de forças centrífugas provenientes de uma distribuição assimétrica de massas (Diouf & Herbert, 2014). Isso faz com que o centro de gravidade (cg) do rotor não coincida com o centro geométrico (cgeo) ou eixo de rotação do veio.

Na imagem a seguir podemos analisar uma representação do desequilíbrio.



**Figura 37** - Representação típica do desequilíbrio.

Assim, à medida que a velocidade da máquina aumenta, os efeitos do desequilíbrio tornam-se maiores devido ao aumento da força centrífuga (Equação 15).

$$F_c = Me\omega^2 \quad (15)$$

Sendo  $M$  a massa do rotor em  $kg$ ,  $e$  a excentricidade (distância entre o eixo de rotação do veio e o centro de gravidade do rotor) em  $\mu m$  e  $\omega$  a velocidade de rotação em  $rad/s$ .

A força centrífuga também pode ser expressa em função da massa de desequilíbrio e da sua distância ao centro geométrico:

$$F_c = m_d r_d \omega^2 \quad (16)$$

Sendo  $m_d$  a massa de desequilíbrio,  $r_d$  o raio da massa de desequilíbrio e  $\omega$  a velocidade de rotação em  $rad/s$ .

Se essa vibração causada por uma massa desequilibrada não for aceitável, normalmente, pode ser eliminada quer pela remoção da massa excêntrica, quer pela adição de uma massa igual numa posição tal que anule o efeito do desequilíbrio (Rao, 2011). Ou seja, o principal objetivo da equilibragem passa por ajustar a distribuição de massa radial de um rotor de forma que a linha do centro de massa se aproxime da linha do centro geométrico de um veio ou de um rotor.

Em geral, as principais causas de desequilíbrio da máquina são resultantes do projeto, do material utilizado no seu fabrico e a própria montagem ou dos seus apoios (Standardization, 2003). Logo, o desequilíbrio vem acompanhado de outros danos como o desalinhamento, empeno, folgas mecânicas, entre outros.

O desequilíbrio pode ser qualificado ou dividido em dois tipos de desequilíbrio, estático ou dinâmico.

Na perspectiva de (Diouf & Herbert, 2014), o desequilíbrio estático é definido como o deslocamento paralelo do eixo onde se encontra o centro de gravidade do eixo de rotação. Este desequilíbrio encontra-se principalmente em peças rotativas que têm sua massa concentrada perto do plano central. Como por exemplo, um disco de formato estreito, volante do motor, rodas de carro, discos polidos com esmeril (quase

perfeitos), rotores de ventiladores etc. Esse tipo de desequilíbrio geralmente é corrigido pela localização do ponto “pesado” e colocando uma massa igual a 180 graus oposta à massa de desequilíbrio e no mesmo raio (Diouf & Herbert, 2014).

O desequilíbrio dinâmico é o mais comum em montagens rotativas. É considerado desequilíbrio dinâmico quando existe uma condição na qual o eixo, onde se encontra o centro de gravidade, tem qualquer posição em relação ao eixo do veio (Standardization, 2003), ou seja, “é uma condição na qual o eixo de inércia não é paralelo nem cruza com o eixo de rotação do veio”. Isso só pode ser corrigido com medições de força centrífuga ou de vibração (feitas em máquinas de equilibragem com rolamentos rígidos), enquanto o rotor está funcionando e adicionando massas de equilíbrio em dois planos perpendiculares ao centro do eixo (Diouf & Herbert, 2014).

Devido a algum desequilíbrio de massa residual do rotor sempre presente, “o maior componente de vibração geralmente está na frequência da velocidade de rotação da máquina conhecida como 1xRPM, na direção radial” (Adams, 2010) e possivelmente com componentes que são múltiplos inteiros da velocidade de rotação (2xRPM, 3xRPM, ...) com amplitudes relativamente pequenas como pode-se observar na figura x em baixo. E caso seja puramente desequilíbrio, o sinal no tempo da vibração será uma sinusoidal com a frequência da velocidade de rotação.

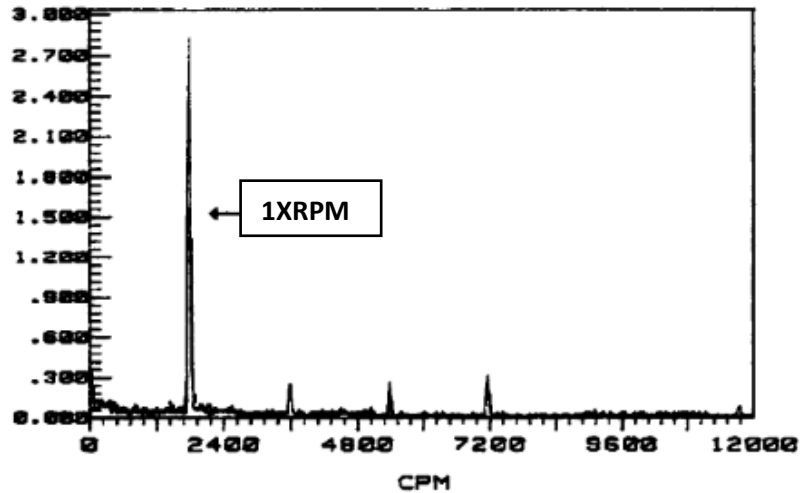


Figura 38 - Exemplo típico do espectro de frequência de uma máquina desequilibrada (Bloch & Geitner, 1999)

#### 4.1.1. Norma ISO 1940

A norma ISO 1940 é uma das normas amplamente aceitas e utilizada pela indústria. Tal como a ISO 10816, a ISO 1940 foi preparada pelo Comitê Técnico ISO/TC 108, Vibração mecânica e choque, Subcomitê SC 1, Equilibragem, incluindo máquinas de equilibrar (Standardization, 2003).

A presença de uma massa excêntrica ou desequilibrada num disco em rotação provoca vibrações, que podem ser aceitáveis até um certo nível e segundo a norma, as máquinas de equilibragem permitem que o desequilíbrio seja reduzido a limites muito baixos, no entanto, é necessário especificar o grau de qualidade da equilibragem ( $G$ ) da máquina em causa e a velocidade máxima de serviço em rotores rígidos, em anexo A (Standardization, 2003). O grau de qualidade de equilibragem refere-se ao produto da excentricidade máxima permitida,  $e_{per}$ , (distância entre o eixo do veio e o centro de gravidade do rotor em  $\mu m$ ) e da velocidade de rotação,  $\omega$ , em rad/s:

$$G = e_{per} \times \omega \quad (17)$$

A norma define desequilíbrio máximo permitido,  $U_{per}$ , como o produto da massa do desequilíbrio máximo permitido e da distância do seu centro de massa ao eixo do veio em  $g \cdot mm$ :

$$U_{per} = m_{dper} \times r_d = M \times e_{per} \quad (18)$$

Sendo  $m_{dper}$  a massa de desequilíbrio máxima permitida,  $r_d$  o raio da massa de desequilíbrio,  $M$  a massa do rotor em  $kg$  e  $e_{per}$  a excentricidade máxima permitida em  $\mu m$ .

Para obter um funcionamento satisfatório do rotor, o desequilíbrio residual,  $U_{res}$ , (desequilíbrio que resta após a equilibragem) não deve ser superior ao valor permitido  $U_{per}$ , para qualquer rotor, ou seja:

$$U_{res} \leq U_{per} \quad (19)$$

#### 4.2. Pré-requisitos para a criação dos modelos Vibratórios

Para a criação dos modelos em *WorkingModel* e em *SolidWorks* teve-se em conta alguns aspetos para a criação do sistema vibratório tais como:

- A perceção do sistema físico e suas partes integrantes;
- A admissão de simplificações apropriadas;
- A análise da frequência natural da estrutura;
- A análise da frequência de ressonância da estrutura;
- A massa da estrutura;
- A rigidez e o amortecimento da estrutura; entre outros.

Sabe-se que, num sistema de um grau de liberdade, quando a frequência de excitação coincide com a frequência natural do sistema, ocorre a ressonância (Equação 20). A ressonância conduz a elevados deslocamentos que para os sistemas mecânicos e estruturais provoca esforços e tensões indesejáveis e conseqüentemente à falha do sistema.

$$f_{res} = f_n \sqrt{1 - 2\zeta^2} \quad (20)$$

Sendo  $f_{res}$  a frequência de ressonância,  $f_n$  a frequência natural e  $\zeta$  o fator de amortecimento da máquina.

Em suma, deve-se ter noções bases para a criação de um modelo. Logo, fez-se inicialmente um pequeno estudo para averiguar algumas propriedades de um corpo vibratório para a criação dos modelos numa folha de calculo *MathCAD* que pode ser observado em apêndice C. Este estudo envolve a massa do motor, a frequência de trabalho do motor, a frequência de ressonância, o resultado nas amplitudes em deslocamento e velocidade da máquina, entre outras propriedades de um corpo vibratório. Foi constatado que o fator de amortecimento (com valores entre 0 e 1) dos modelos criados não afeta os resultados das duas simulações, fazendo apenas maior ou menor diferença na fase transiente da máquina<sup>22</sup>. O amortecimento aumenta ou diminui o tempo para o sistema passar a uma situação estacionária. E assim, embora as duas simulações possam ter aspetos visuais diferentes, com a massa, a rigidez e o amortecimento ideal, trabalham com parâmetros de funcionamento muito semelhantes e próximos de uma máquina real. Sendo que pretende-se basear num motor com características do existente na Escola Naval (EN) (vide figura 39).



**Figura 39** - Motor elétrico com rotor suspenso.

#### **4.3. Criação do modelo de uma máquina em *WorkingModel***

Basicamente, pretende-se criar um modelo de uma máquina constituído pela carcaça ou corpo do motor e um rotor sobre uma base composta por molas. O motor real apresentado na

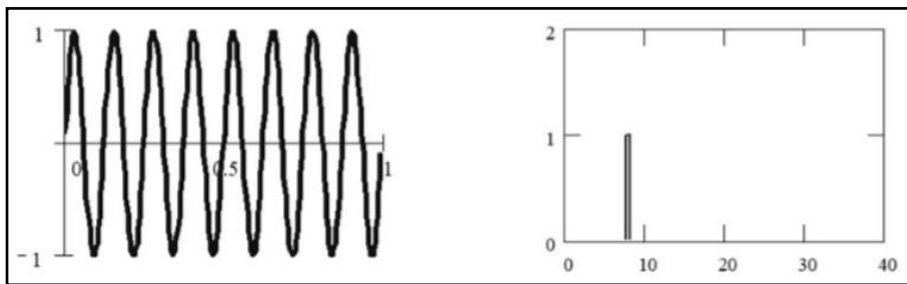
---

<sup>22</sup> Fase transiente da máquina corresponde a fase inicial até a máquina atingir uma amplitude de vibração estável.

Figura 39 trabalha entre duas frequências, 50 Hz e 60 Hz, dado este intervalo, escolheram-se duas frequências de rotação para a simulação. Com isso, fazer uma análise das alterações na vibração do motor e na avaliação que será dada pelas normas e regras das sociedades classificadoras. A primeira frequência escolhida foi 50,781 Hz (3046.86 RPM) por ser a frequência mais baixa e a segunda foi 59,57 Hz (3574,2 RPM) por ser a frequência mais alta dentro do intervalo e ainda para se evitar o *leakage* que aparece no momento do cálculo da FFT.

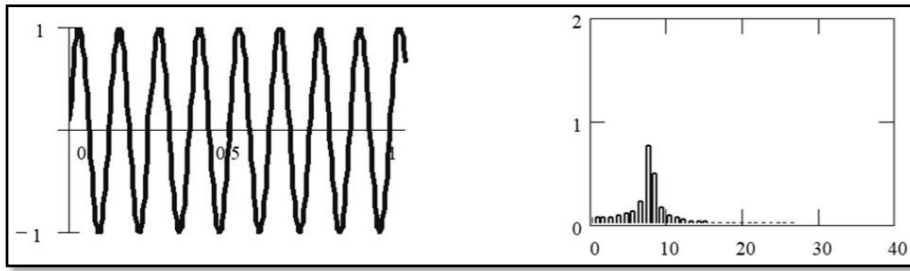
O *leakage* ocorre quando o valor da frequência que se pretende observar não pode ser calculado pelo espectro de frequências devido à sua resolução. As linhas do espectro de frequência são discretas e com um espaçamento de  $\frac{1}{T}$ , em que  $T$  é o tempo de aquisição de todos os pontos. E quando este período não coincide com um número inteiro de ciclos da harmónica, provoca no espectro FFT o aparecimento de falsas frequências assim como a amplitude verdadeira fica mais pequena (Sampaio, 2016).

Quando o período de amostragem coincide com o número inteiro de ciclos, o sinal e o espectro têm o seguinte aspeto (harmónica com amplitude 1 e frequência de 8Hz):



**Figura 40** - Exemplificação de uma harmónica sem leakage (Sampaio, 2016)

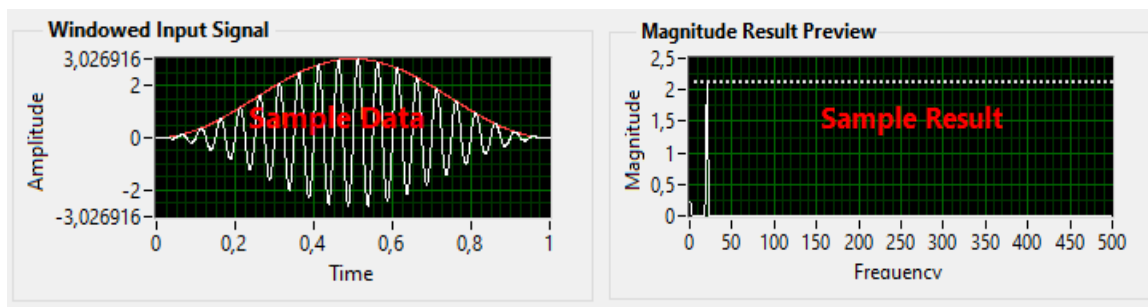
Quando o período de amostragem não coincide com um número inteiro de ciclos:



**Figura 41** - Exemplificação de uma harmónica com leakage (Sampaio, 2016)

Por esta razão escolheu-se as frequências de rotação mencionadas acima por serem valores discretos do espectro de frequências e assim obter resultados mais exatos.

O *leakage* pode ainda ser evitado com a aplicação de uma janela apropriada (aplicada em programação gráfica, no próximo capítulo). Uma das janelas mais usadas na medição de vibrações é a janela *Hanning* (Sampaio, 2016) sendo o objetivo base desta janela conseguir que as amplitudes do espectro sejam mais próximas dos seus valores verdadeiros e reduzir o número de componentes falsas do espectro. E assim, aplicando essa janela o sinal original fica com o seguinte aspeto:



**Figura 42** - Exemplo da aplicação de uma janela *Hanning*.

Como a norma ISO 1940 é aplicada aos rotores rígidos, antes de desenhar a estrutura da máquina em *WorkingModel* teve-se de analisar quais as propriedades ideais que esta máquina deveria ter, sabendo que para obter o modelo de uma máquina rotativa, de um rotor rígido mais especificamente, a frequência natural do sistema teria de ser 2xRPM, ou seja, no mínimo 50% maior que a frequência de rotação.

Assim sendo, a massa foi calculada de modo a provocar intencionalmente um desequilíbrio que seja igual ao desequilíbrio máximo permitido para um motor elétrico com pelo menos 80 mm de altura do eixo, à luz da norma ISO 1940, em que o grau de equilibragem deve ser  $G = 6.3$ . Calculou-se a massa de desequilíbrio máximo permitida através das seguintes equações baseadas na norma ISO 1940:

$$U_{per} = \frac{9549 \cdot G \cdot W}{N} \quad (21)$$

Sabendo que:

$$U_{per} = m_{dper} \cdot r_d \quad (22)$$

Logo, pode-se escrever a equação 22 da seguinte forma:

$$m_{dper} = \frac{9549 \cdot G \cdot W}{N \cdot r_d} \quad (23)$$

Sendo  $G$  o grau de equilibragem,  $W = M_r$ , a massa do rotor em  $kg$ ,  $N$  as rotações por minuto da máquina,  $m_{dper}$  a massa de desequilíbrio máxima permitida e  $r_d$  o raio da massa de desequilíbrio.

Como a massa de desequilíbrio calculada provoca o desequilíbrio máximo permitido para a ISO 1940, as amplitudes de vibração, quer seja em deslocamento, velocidade ou aceleração, correspondem aos valores limite máximo e serão usados para a comparação com as outras normas e regras das sociedades classificadoras.

Com o valor da massa de desequilíbrio calculado e com o raio de desequilíbrio conhecido calculou-se analiticamente o valor da excentricidade máxima admissível para a ISO 1940.

$$e_{m\acute{a}x} = \frac{r_d \cdot m_{dper}}{M_r} \quad (24)$$

Usando a equação 24 confirma-se a excentricidade máxima lida em anexo B.

Utilizando a equação abaixo, calculou-se a rigidez da máquina para as correspondentes frequências naturais do modelo.

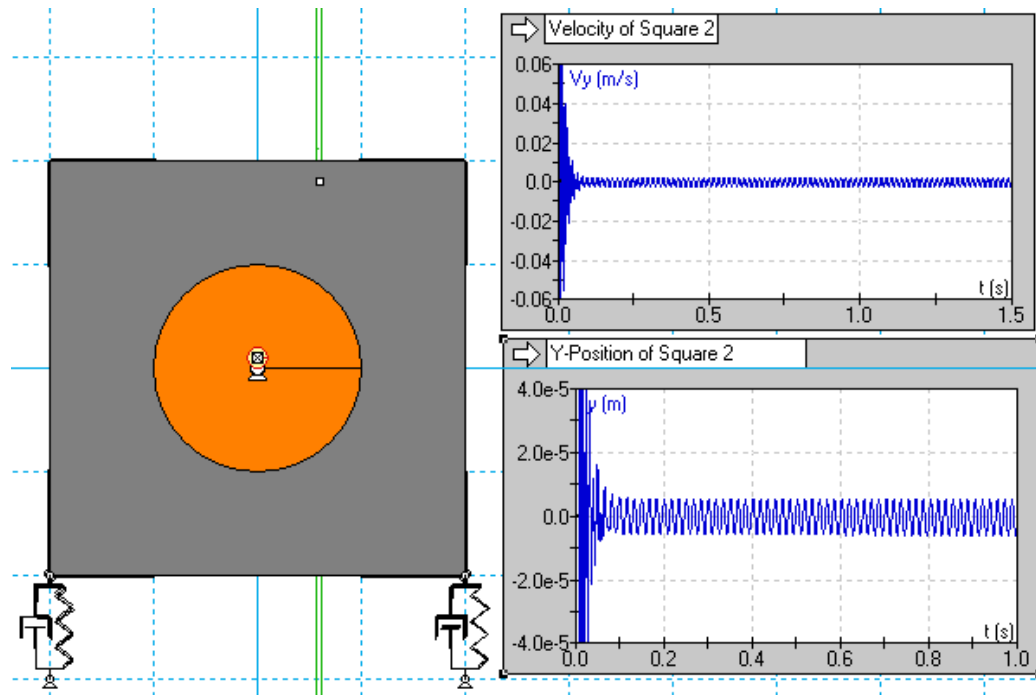
$$f_n = \frac{\sqrt{K}}{2 \cdot \pi \cdot M} \quad (25)$$

$$K = (2 \cdot \pi \cdot f_n)^2 \times M \quad (26)$$

**Tabela 11** - Resumo das propriedades do modelo da máquina em *WorkingModel*

Propriedades do modelo	Motor a funcionar a 50 Hz	Motor a funcionar a 60 Hz
Massa do Modelo	$M = 14 \text{ kg}$	$M = 14 \text{ kg}$
Massa de desequilíbrio	$m_{dper} = 2,86 \text{ g}$	$m_{dper} = 2,45 \text{ g}$
Raio de desequilíbrio	$r_d = 96,76 \text{ mm}$	$r_d = 96,76 \text{ mm}$
Rotação da máquina	50,78 Hz (3046,86 RPM)	59,57 Hz (3574,2 RPM)
Frequência natural	$f_n = 101,56 \text{ Hz}$ (6093,72 RPM)	$f_n = 119,14 \text{ Hz}$ (7148,4 RPM)
Rigidez da máquina	$K = 5700989,768 \text{ N/m}$	$K = 7845180,929 \text{ N/m}$

Sabendo que o sistema apresenta apoios extremamente rígidos, para que a primeira frequência natural rígida estivesse acima de 2xRPM da máquina, teve-se que ajustar progressivamente o amortecimento até que a frequência natural fosse visível a 2xRPM e ficasse o mais distante da frequência de rotação.



**Figura 43** - Modelo 2D de um motor com rotor desequilibrado

A estrutura possui uma calha para se restringir o movimento do motor apenas a vertical sendo o eixo pretendido para realizar o estudo. A vibração da máquina corresponde a uma vibração forçada cuja força é resultante da velocidade de rotação do motor,  $2\pi f$ , originando um sinal harmónico de frequência  $f$ .

As medições foram realizadas na direção radial sabendo que o desequilíbrio é essencialmente caracterizado pelo aumento significativo das amplitudes na direção radial (horizontal ou vertical).

#### 4.3.1. Processamento e análise dos dados

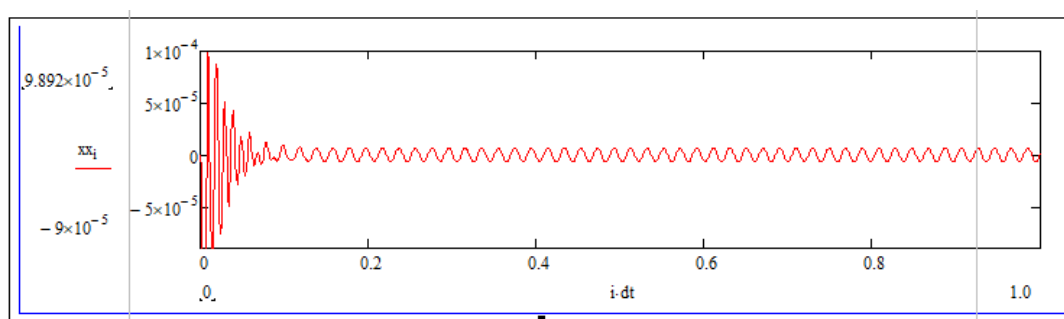
Desenhada a estrutura em *WorkingModel*, para melhor visualização e análise dos dados obtidos no modelo, utilizou-se o software *MathCAD*. Exportou-se o sinal no tempo num ficheiro *.txt*, importou-se os dados para o *MathCAD* e por conseguinte calculou-se a velocidade RMS e fez-se a análise dos dados no espectro de frequência.

A amplitude da velocidade RMS, foi calculada por:

$$V_{RMS} = \sqrt{\frac{\sum_i (v_i)^2}{N}} \quad (27)$$

Em que  $N$  é o número total de pontos e  $v_i$  é o valor correspondente à velocidade no instante  $i$ . A velocidade de pico,  $V_{pico}$  pode ser obtida no espectro de frequência (FFT) do sinal no tempo em velocidade.

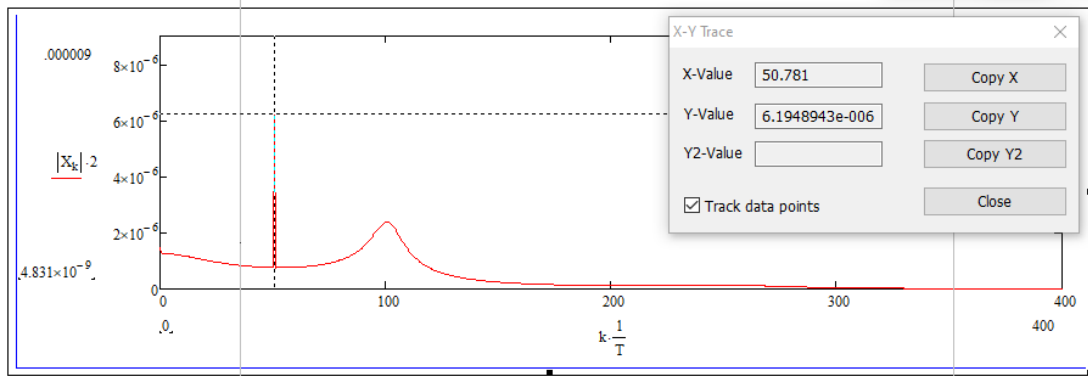
Os procedimentos realizados para a obtenção dos resultados do motor em funcionamento a 50 Hz foram os mesmos para o motor a 60 Hz. Deste modo será feita inicialmente uma análise para os 50 Hz e posteriormente apresentado os resultados.



**Figura 44** - Sinal no tempo em deslocamento

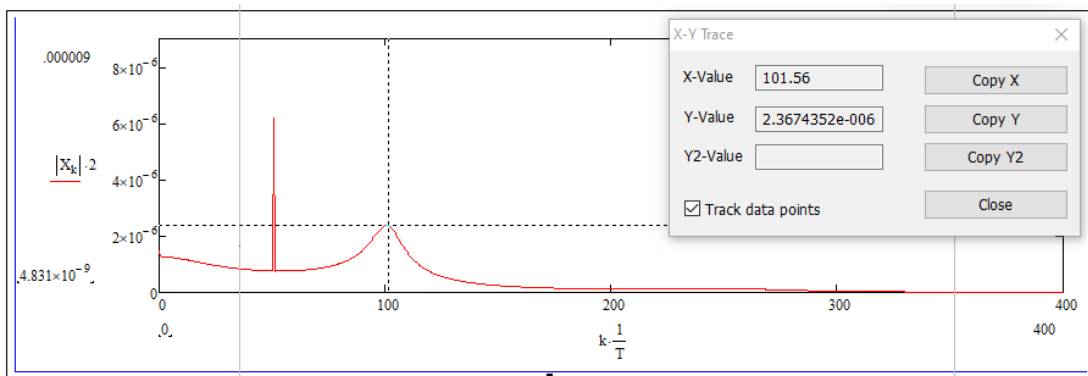
Como se pode observar, inicialmente a máquina vibra de forma irregular na fase transitente e posteriormente estabiliza na frequência de rotação, evidenciando assim o desequilíbrio aplicado à máquina.

Nas duas imagens abaixo é possível observar no espectro de frequência dois picos, a vibração causada pelo desequilíbrio que é caracterizada pela frequência de rotação da máquina, no caso, 50,781 Hz e a frequência natural da máquina que é exatamente igual a 2xRPM, 101,562 Hz. As unidades usadas no *software* foram as unidades SI, por isso, as amplitudes da vibração em deslocamento apresentada nas figuras estão em metro ( $m$ ).



**Figura 45** - FFT do sinal no tempo em deslocamento\_1xRPM

Observando a frequência natural, esta apresenta uma forma mais ampla que a frequência de rotação pelo fato deste modelo ter um fator de amortecimento muito baixo e com uma frequência de ressonância muito próxima da sua frequência natural no valor de 101.371 Hz como se pode verificar em apêndice C.



**Figura 46** - FFT do sinal no tempo em deslocamento\_2xRPM

Como algumas normas e regras das sociedades classificadoras têm como critério de medição de vibração a velocidade de pico,  $V_{pico}$ , velocidade RMS,  $V_{RMS}$ , e aceleração de pico,  $A_{pico}$ , teve-se de converter a amplitude de vibração em deslocamento, para esses critérios, utilizando as seguintes equações:

$$V_{pico} = X \cdot 2\pi f \text{ [mm/s]} \quad (28)$$

$$V_{RMS} = \frac{V_{pico}}{\sqrt{2}} \text{ [mm/s]} \quad (29)$$

$$A_{pico} = V_{pico} \cdot 2\pi f \text{ [mm/s}^2\text{]} \quad (30)$$

Sendo  $f$  a frequência de rotação da máquina em  $Hz$  e  $X$  a amplitude de vibração em deslocamento em  $mm$ .

Realça-se que o modelo foi concebido por forma a apresentar, para o raio escolhido, uma massa de desequilíbrio que provocasse o desequilíbrio máximo permitido para o grau de equilibragem correspondente à ISO 1940, que é a norma especializada no dano desequilíbrio. Assim, as amplitudes de vibração obtidas do modelo correspondem aos valores limite para a norma ISO 1940. Com isso, os valores obtidos serão comparados com outras normas e regras das sociedades classificadoras cujos valores podem ser vistos na tabela em apêndice A.

O modelo em estudo apresentou os seguintes resultados:

**Tabela 12** - Resultados obtidos do modelo em *WorkingModel*

Frequência	Excentricidade	Indicador de dano	Valores limite medidos no modelo em <i>WorkingModel</i>
50,781 Hz (3046,86 RPM)	18 $\mu m$	Deslocamento Pico	0,0061 mm
		Velocidade pico	1,9750 mm/s
		Aceleração pico	630,6612 mm/s <sup>2</sup>
		Velocidade RMS	1,3976 mm/s
59,57 Hz (3574,2 RPM)	16 $\mu m$	Deslocamento Pico	0,0053 mm
		Velocidade pico	1,9837 mm/s
		Aceleração pico	742,4777 mm/s <sup>2</sup>
		Velocidade RMS	1,4026 mm/s

#### 4.4. Criação do modelo de uma máquina em *SolidWorks*

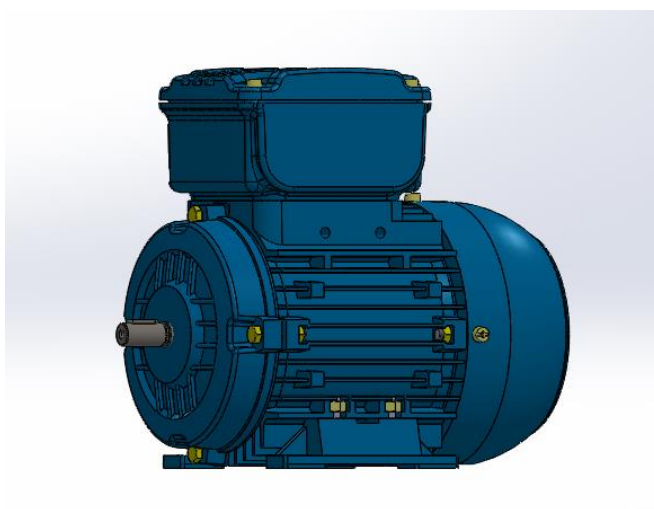
A criação do modelo 3D em *SolidWorks* corresponde a um processo mais complexo tendo em conta que existem certos aspetos além dos mencionados em *WorkingModel* no contexto do presente estudo, tais como:

- Domínio de desenho técnico (3D) e de órgãos de máquinas;
- Características e modelos de um motor elétrico:
  - Dimensões de construção;
  - Propriedades de massa;
  - Tipo de material utilizado na construção;

- Modo de fixação ou montagem (incluindo tipo de base e apoios).

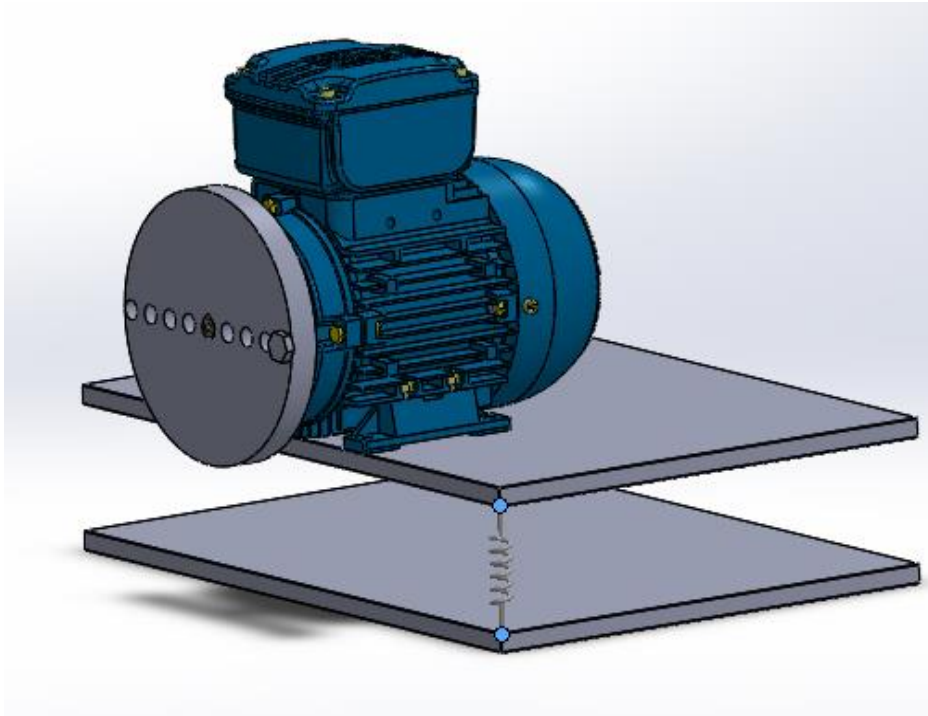
Este modelo foi inspirado nas características dos motores da empresa fabricante de motores elétricos, a WEG, cujas partes gerais usadas na construção deste modelo encontram-se em anexo E.

Para este modelo, as medições também foram realizadas na direção vertical da montagem para a análise da vibração do motor.



**Figura 47** - Modelo do motor elétrico criado em *SolidWorks*

Com isto montou-se um rotor no motor elétrico e fixou-se a estrutura sobre uma base com uma massa no valor de 0,00066 Kg de modo que esta base não influenciasse nos resultados e que os dois modelos tivessem resultados semelhantes. Utilizou-se as mesmas propriedades que se encontram na Tabela 11 nesta estrutura, no entanto, é de realçar que esta estrutura possui quatro molas e assim a rigidez total é dividida pelas quatro molas da estrutura.

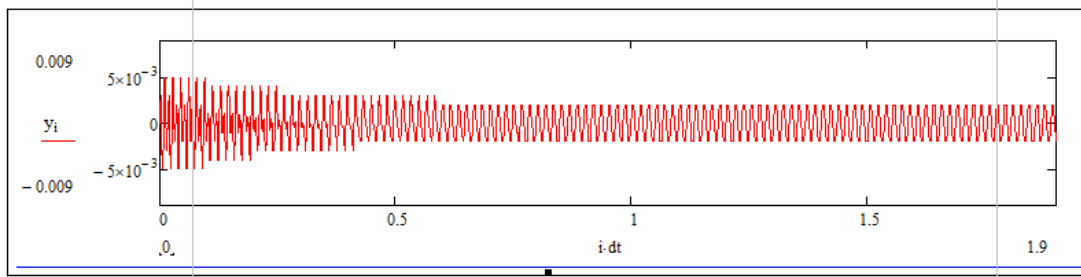


**Figura 48** - Estrutura do motor elétrico com rotor desequilibrado

Deste modo, quando o motor é posto em funcionamento a chapa tenha um deslocamento uniforme ao longo do eixo e garantindo que o motor fique com uma base mais estável possível.

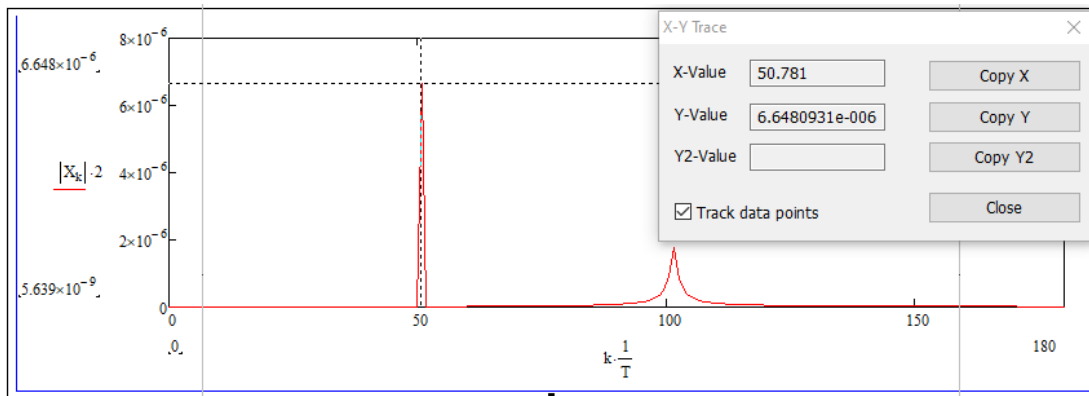
#### **4.4.1. Processamento e análise dos dados**

No software *SolidWorks*, usando o “*Motion Analysis*” consegue-se analisar o movimento das partes da estrutura e de seguida tem-se de exportar os dados do *SolidWorks* para uma folha *excel*, trabalhar os dados de modo a poder de seguida exportar para o *MathCAD* e assim fazer a análise da vibração.

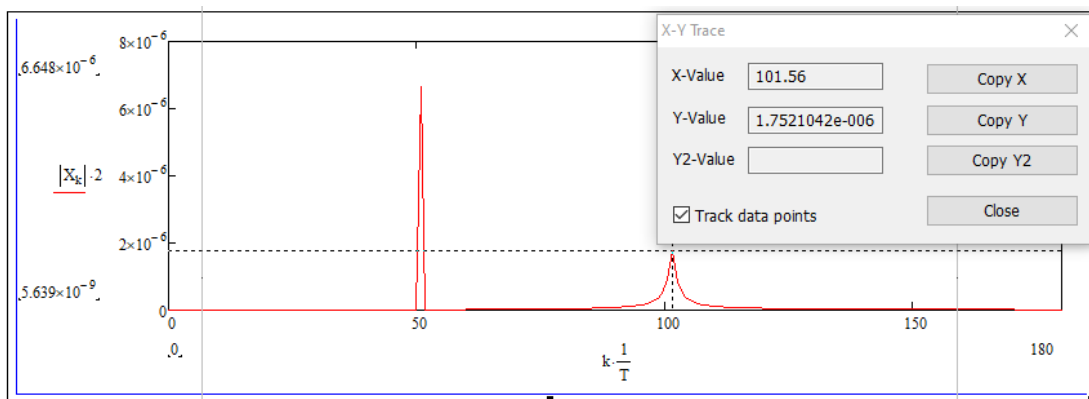


**Figura 49** - Sinal no tempo em deslocamento

Tal como no modelo anterior pode-se observar que o sinal no tempo tem uma fase transitente instável, mas depois o motor vibra na sua frequência de rotação, evidenciando assim a harmónica que se encontra pelo desequilíbrio aplicado.



**Figura 50** - FFT do sinal no tempo em deslocamento\_1xRPM



**Figura 51** - FFT do sinal no tempo em deslocamento\_2xRPM

O modelo em estudo apresentou os seguintes resultados:

**Tabela 13** - Resultados obtidos do modelo em *SolidWorks*

Frequência	Excentricidade	Indicador de dano	Valores limite medidos no modelo em SolidWorks
50,781 Hz (3046,86 RPM)	18 $\mu m$	Deslocamento Pico	0,0066 mm
		Velocidade pico	2,1058 mm/s
		Aceleração pico	671,9220 mm/s <sup>2</sup>
		Velocidade RMS	1,4890 mm/s
59,57 Hz (3574,2 RPM)	16 $\mu m$	Deslocamento Pico	0,0058 mm
		Velocidade pico	2,1334 mm/s
		Aceleração pico	798,5089 mm/s <sup>2</sup>
		Velocidade RMS	1,5086 mm/s

#### 4.5. Análise de resultados

Duas conclusões bases podem ser tiradas dos resultados obtidos pela aplicação do desequilíbrio no motor e em duas velocidades diferentes:

1. A análise no domínio do tempo e da frequência mostraram que realmente havia um rotor desequilibrado, pois a maior amplitude parecia estar nas correspondentes frequências de rotação das máquinas.
2. O fato de ter introduzido as propriedades adequadas no motor e obter-se a frequência natural o dobro da frequência de rotação (2xRPM) significa que realmente os modelos podem ser analisados como corpos rígidos à luz da ISO 1940.

Com os valores limite obtidos dos modelos, nas tabelas 12 e 13 e os valores limite das normas e regras em estudo, na tabela em apêndice A, conseguiu-se fazer a comparação entre elas:

**Tabela 14** - Resultados obtidos dos dois modelos

Normas e Regras	Indicador	Valor limite		Valores medidos							
				WorkingModel		Diferença de limites (%)		SolidWorks		Diferença de limites (%)	
				50,781 Hz	59,57 Hz	50,781 Hz	59,57 Hz	50,781 Hz	59,57 Hz	50,781 Hz	59,57 Hz
ISO 10816	Velocidade RMS (mm/s)	1,8		1,3976	1,4026	28,79	28,33	1,4890	1,5086	20,88	19,32
DNV-GL		7				400,85	399,07			370,11	364,01
ABS		9				543,96	541,66			504,43	496,57
TL	Velocidade Pico (mm/s)	20		1,9750	-	912,65	-	2,1058	-	849,75	-
	Aceleração Pico (mm/s <sup>2</sup> )	6900		-	742,4777	-	829,32	-	798,5089	-	764,11
MIL-STD-167-1A	Deslocamento Pico (mm)	50,78 Hz	0,013	0,0061	0,0053	113,11	145,28	0,0066	0,0058	96,96	124,13
		59,57 Hz	0,011			80,32	107,54			66,66	89,65
LR BV	Aceleração Pico (mm/s <sup>2</sup> )	6900		630,6612	742,4777	994,08	829,32	671,9220	798,5089	926,90	764,11

Observando a tabela acima, podem ser retiradas as seguintes considerações, pela aplicação dos dois modelos:

- Os dois modelos apresentam valores de deslocamento pico abaixo de 0,0066 (mm), valores de velocidade RMS abaixo de 1,5086 mm/s, velocidade pico abaixo de 2,1334 (mm/s) e valores de aceleração pico abaixo de 798,5089 (mm/s<sup>2</sup>) e que para este tipo de motor elétrico (com níveis de vibração do grupo A<sup>23</sup>), cumprem com o limite máximo de velocidade RMS de 1,6 mm/s, estabelecido pelo fabricante (Tabela 22 em Anexo E). Analisar esta particularidade é bastante recomendada pelas normas e regras.
- OS dois modelos apresentam valores muito próximos. A diferença máxima em deslocamento pico entre os dois modelos é de 0,0005 mm (0,0066 – 0,0061), o que corresponde a apenas 7,5 % do deslocamento máximo encontrado (0,0066 mm). Em velocidade RMS a diferença é de 0,106 mm/s (7%), em velocidade pico é de 0,1497 mm/s (7 %) e em aceleração pico é de 56,0312

<sup>23</sup> Níveis de vibração do grupo A refere à equilibragem normal, sem requisitos especiais de vibração.

mm/s<sup>2</sup> correspondendo também à 7%.

- Com o aumento da frequência de rotação da máquina de 50,781 Hz para 59,57 Hz as amplitudes em deslocamento diminuíram ligeiramente enquanto que as amplitudes em velocidade e em aceleração aumentaram ligeiramente. E isto leva a pensar que a uma certa frequência de rotação, analisar um único parâmetro pode não ser muito conservador e exato, como por exemplo, a sociedade classificadora TL e BV e LR têm o mesmo parâmetro de vibração (aceleração pico (mm/s<sup>2</sup>)) mas em banda de frequência diferente. E agora surgiria a questão: qual delas estaria a avaliar melhor a vibração deste motor? Segundo as regras da LR e da BV tanto aos 50,781 HZ como aos 59,57 Hz a vibração é caracterizada pela aceleração pico enquanto que pelas regras da sociedade classificadora TL, quando a máquina tem frequências abaixo de 55Hz a vibração é caracterizada pela velocidade RMS e acima dos 55Hz pela aceleração pico. De acordo com (L.Eshleman, 2013), da perspetiva de usar um único parâmetro para avaliar a condição da máquina, não havia muita diferença entre os parâmetros se este for aplicado de forma consistente.
- Facilmente pode-se concluir que os valores limite da norma ISO 1940 são inferiores aos valores limite das outras normas e regras das sociedades classificadoras escolhidas para a análise.

Para quantificar a diferença de limites das outras normas e regras das sociedades classificadoras relativamente à ISO 1940, criou-se um novo critério chamado “Diferença de Limites”, de modo a indicar a diferença entre os limites.

A diferença de limites foi calculada através da seguinte expressão:

$$Dif_{Limites} = \frac{Limite_{N,R} - Limite_{ISO1940}}{Limite_{ISO1940}} \times 100 \quad (31)$$

Sendo  $Limite_{N,R}$  o valor limite da norma ou regra de sociedade classificadora e  $Limite_{ISO1940}$  o valor limite admissível para a norma ISO 1940.

O valor limite que a ISO 1940 apresenta, indica que o modelo em estudo já atingiu a amplitude máxima de vibração, pelo que, exorta que se faça uma

equilibragem à máquina. Enquanto que, para as outras normas e regras das sociedades classificadoras ainda indicam que a máquina está a funcionar longe do limite da amplitude máxima de vibração, logo, segundo estas normas e regras não há necessidade de equilibragem.

A norma ISO 10816 indica que uma amplitude de velocidade,  $V_{RMS} = 1,8 \text{ mm/s}$ , será o limite máximo de deteção de um dano para a máquina da classe I (referente ao motor).

A norma ISO 1940, para o modelo em *WorkingModel*, indica que para uma amplitude de velocidade,  $V_{RMS} = 1,3976 \text{ mm/s}$ , aos 50,781 Hz, a máquina está em alarme e deve ser feita uma equilibragem. Mas se analisarmos este valor à luz da norma ISO 10816 até aos 1,8 mm/s a máquina encontra-se em condições aceitáveis de funcionamento. Como já se sabe, a ISO 1940 é uma norma especializada em equilibragem de máquinas rotativas, além disso, concluiu-se que a ISO 1940 é a mais rigorosa e a mais exigente relativamente à ISO 10816. Podemos observar na Tabela 14 que a ISO 10816 tem uma diferença de limite de desequilíbrio, no mínimo, mais 19,32% do valor limite da norma ISO 1940.

Para fazer a comparação da norma ISO 1940 com as restantes normas e regras das sociedades classificadoras fez-se os mesmos procedimentos descritos acima.

Depois da comparação dos valores obtidos dos modelos com a ISO 1940 determinou-se o nível do dano encontrado, em percentagem, em relação ao limite estabelecido por cada norma e regra das sociedades classificadoras. Logo, chegou-se a conclusão que a norma especializada em equilibragem de máquinas rotativas, ISO 1940, é uma norma com uma tolerância muito reduzida ao desequilíbrio quando comparada com outras normas e regras das sociedades classificadoras.

Através do novo critério de comparação criado,  $Dif_{Limites}$ , conseguiu-se fazer uma ordenação das normas e regras das sociedades classificadoras em função da rigorosidade ou severidade de cada uma. Sendo que, a mais rigorosa é a ISO 1940 e as outras serão mais rigorosas quanto menor  $Dif_{Limites}$  tiverem:

- 1. Norma ISO 1940**
- 2. Norma ISO 10816**
- 3. Norma MIL-STD-167-1A**
- 4. Sociedade classificadora DNV-GL**
- 5. Sociedade classificadora ABS**
- 6. Sociedade Classificadora TL**
- 7. Sociedade Classificadora LR e BV**

A revisão das regras com valores acima do dobro dos limites recomendados pela ISO 1940, em relação a um procedimento de avaliação da vibração, é aconselhável, possivelmente com novos limites de vibração na máquina em questão.



## **5. Análise comparativa dos critérios selecionados utilizando o *LabVIEW***

Foi visto no capítulo anterior que algumas normas se baseiam num parâmetro predominante (por exemplo, velocidade RMS em mm/s numa banda de 1 a 200 Hz) para caracterizar a vibração da máquina enquanto que outros se baseiam em mais que um parâmetro para uma mesma máquina. Deste modo, escolheu-se apenas um único parâmetro para cada máquina e que fosse válida em todas as normas e regras. Para isso, utilizou-se o quadro resumo em apêndice A para a escolha das máquinas e dos parâmetros.

### **5.1. Objetivo do programa *LabVIEW***

O programa em *LabVIEW* permitirá a realização de testes experimentais nas diversas máquinas introduzidas no Programa. Possibilita uma monitorização constante ou “*online*” das diversas máquinas, para conferir o estado destas e detetar possíveis danos na sua fase inicial e sem a necessidade de as interromper. Este programa baseia-se na deteção pelas normas e regras em estudo e ainda permite a comparação destas mesmas normas e regras averiguando qual será a mais exigente e a mais sensível nas medições. A deteção pretendida será baseada em Níveis Globais que dependendo do seu valor resultará num alarme visual (com um código de cores) e num alarme sonoro. Face ao exposto, fez-se uma compilação de máquinas que tivessem os valores limite definidos pelas normas e regras e encontrassem dentro dos mesmos parâmetros de vibração.

## 5.2. Instrumentos e equipamentos utilizados para os testes experimentais



**Figura 52** - Unidade de análise de vibrações

Esta unidade tem como elementos constituintes:

1. O variador de frequência;
2. O motor elétrico de indução;
3. O sensor de Movimento;
4. O software associado ao computador para análise de vibrações\_ *LabVIEW*.

O computador processa e analisa o sinal digital recebido pelo sensor e o *software* providência a interface gráfica para a visualização dos dados e detecção de dano.

### 5.2.1. Variador de frequência



Figura 53 - Variador de frequência

O variador de frequência é responsável pela alimentação do motor elétrico no ponto 2 da Figura 52. Basta ligar à corrente elétrica e clicar no botão verde para ativar o variador. Ele recebe a corrente elétrica que convertida para uma corrente trifásica permitirá aumentar ou abrandar a frequência do motor e conseqüentemente alterar a velocidade de rotação do rotor.

### 5.2.2. Motor Elétrico de Indução

Para o motor da unidade de análise de vibrações apresentada na figura fez-se um teste segundo um desequilíbrio conhecido tal como foi realizado nas Simulações no capítulo anterior. Escolheu-se uma frequência de rotação de 11,759 Hz pelo facto de ser uma frequência que evita o *leakage* e encontra-se dentro de uma faixa de frequência que abrange todas as normas usando um único parâmetro de avaliação. Mais uma das razões para se escolher essa frequência foi que, durante os testes foi constatado que à uma frequência próxima dos 50Hz, o motor começava a deslocar ligeiramente sobre a mesa e tendo uma base que não seja fixa, os resultados seriam muito diferentes do pretendido.

Características relevantes do motor da unidade de análise de vibrações:

Tabela 15 - Propriedades do motor apresentada na unidade de análise de vibrações

Propriedades do modelo	Motor a funcionar à 11,759 Hz
Potência do motor	0,18 kW – 0,21 kW
Rotor	Gaiola de esquilo

Massa do Modelo	$M = 7,95 \text{ kg}$
Massa de desequilíbrio	$m_{dper} = 8,95 \text{ g}$
Raio de desequilíbrio	$r_d = 76 \text{ mm}$
Rotação da máquina	$11,719 \text{ Hz (703,14 RPM)}$
Frequência natural	$f_n = 23,438 \text{ Hz (1406,28 RPM)}$
Rigidez da máquina	$K = 173591,17 \text{ N/m}$

### 5.2.3. Sensor de Movimento

Para conseguir trabalhar com o programa será necessário utilizar um sensor de movimento triaxial da *Phidgets*, um acelerómetro *PhidgetSpatial 3/3/3 Basic*, conectado ao computador por um cabo USB.



**Figura 54** - Acelerómetro *PhidgetSpatial 3/3/3*<sup>24</sup>

Estes acelerómetros medem os níveis de vibração dos pontos característicos onde são posicionados. O acelerómetro possui no seu interior uma placa de aquisição de dados que adquire um sinal analógico elétrico que por sua vez tem um conversor A/D integrado que transforma esse sinal analógico num sinal digital perceptível pelo computador. Essa placa adquire dados num determinado intervalo de tempo,  $T$  denominado período de amostragem adquirindo um determinado número de pontos,  $N$ . O número total desses pontos adquiridos durante o período de amostragem chama-se frequência de amostragem,  $f_a$ , que deve ser adequada aos objetivos da medição e às características do acelerómetro.

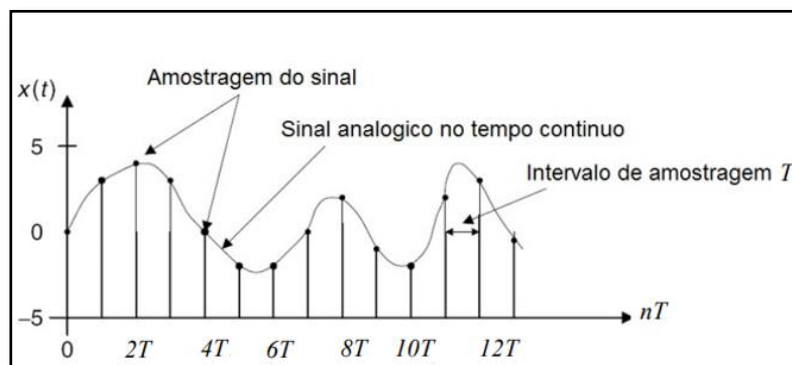
$$f_a = \frac{N}{T} \quad (31)$$

<sup>24</sup> De <https://www.phidgets.com/?tier=1&catid=10&pcid=8> acessado em junho de 2020

Um conversor ideal aceitaria um conjunto infinito de pontos adquiridos pela placa, o que realmente não acontece. O conversor transforma o sinal analógico, contínuo no tempo, num sinal discreto adquirindo os pontos espaçados entre eles por,  $dt$ , denominada resolução no tempo.

$$dt = \frac{T}{N} \quad (32)$$

E no espectro de frequência, o intervalo entre os pontos chama-se resolução em frequência:



**Figura 55** - Amostras de um sinal analógico (Villanueva, 2016)

Este acelerómetro possui quatro resolução no tempo diferentes: de 4 milissegundos, 8 milissegundos, 16 milissegundos e 32 milissegundos. E pelas equações 32 e 33, a frequência de amostragem e a resolução no tempo são o inverso uma da outra. A frequência de amostragem do acelerómetro obtém-se através da equação:

$$f_a = \frac{1}{dt} = \frac{1}{0,004} = 250 \text{ Hz} \quad (33)$$

Como este acelerómetro também tem incorporado na placa de aquisição um filtro *anti-aliasing* (filtro passa-baixa) e cumprindo com o teorema de amostragem de Nyquist<sup>25</sup> (equação 34) atenua-se assim as altas frequências que se encontram fora da banda de interesse.

<sup>25</sup> O teorema de amostragem de Nyquist afirma que a taxa de amostragem deve ser duas vezes a frequência máxima do sinal que o acelerómetro é capaz de detetar (De [https://pt.wikipedia.org/wiki/Taxa\\_de\\_amostragem](https://pt.wikipedia.org/wiki/Taxa_de_amostragem) acedido em junho de 2020).

$$f_{Ny} = \frac{f_a}{2} \quad (34)$$

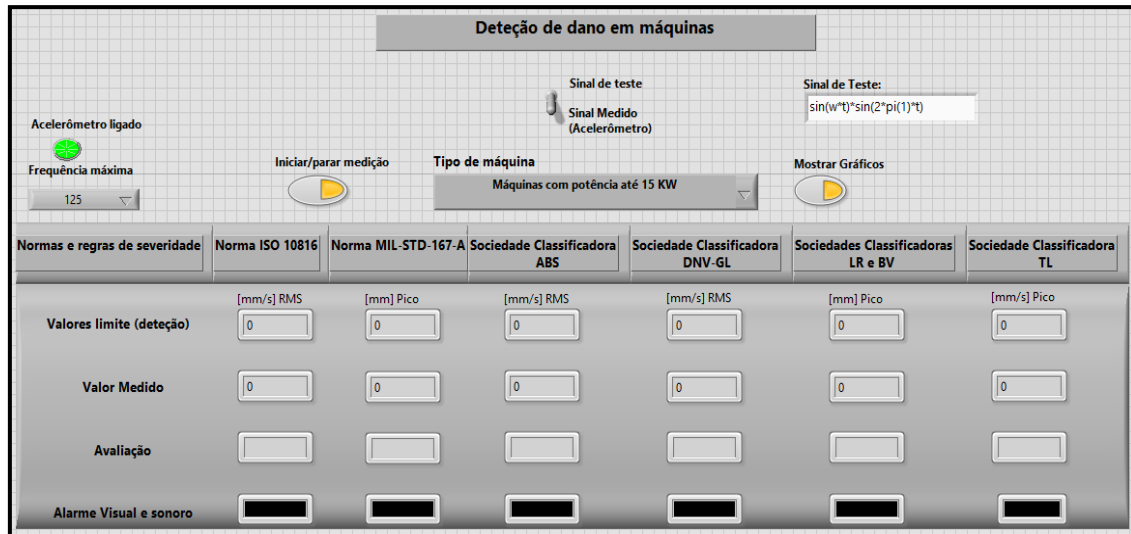
Logo teremos as seguintes frequências: 125 Hz, 62,5 Hz, 31.25 Hz e 15,625 Hz. Com isso, introduziu-se um controle para que o utilizador pudesse escolher a frequência de amostragem.

Além do filtro *anti-aliasing*, para o cumprimento das normas e regras teve-se que introduzir um filtro da biblioteca de funções do *LabVIEW* para cada norma consoante a sua faixa de frequência estabelecida.

O erro de *leakage* presente na análise do espectro de frequência, em *LabVIEW* é resolvido automaticamente com a utilização da função *Spectral Measurements* que tem incorporado janelas adequadas que fazem uma adaptação da resolução em frequência, ao transformar o sinal do domínio no tempo para o domínio em frequência.

#### **5.2.4. Software associado ao computador para análise de vibrações\_LabVIEW**

Para a criação do programa em *LabVIEW* foi necessário conhecer dentre as várias funções, aquelas mais adequadas para o acelerómetro, para os cálculos das diferentes unidades de vibração e a aplicação dos filtros adequados para cada norma e regra, entre outras funcionalidades.



**Figura 56** - Apresentação do painel frontal do programa criado para a detecção de dano

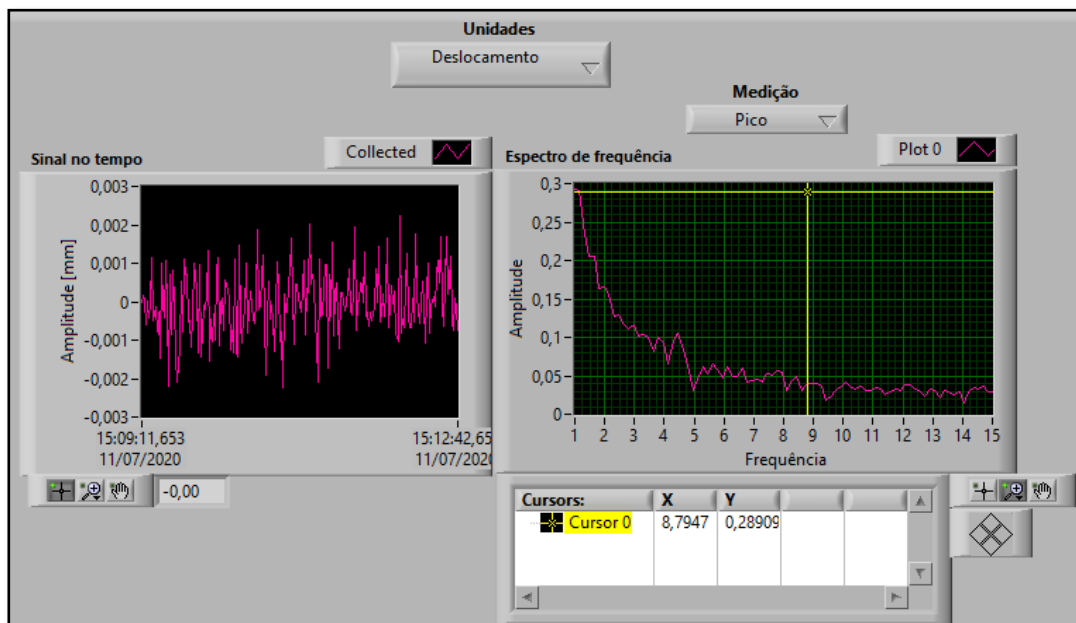
Relativamente aos inputs que devem ser introduzidos no programa:

- O utilizador escolhe medir entre os dois modos: pelo sinal real que é adquirido pelo acelerómetro ou por uma fórmula que deve introduzir. Esta fórmula (por exemplo, um sinal senoidal com frequência e amplitude conhecida) trata-se de uma validação do programa, pois, através deste consegue-se analisar se o programa esta a adquirir e a processar bem os dados (apêndice H).
- De seguida, o utilizador escolhe a frequência que pretende medir sendo 125 Hz, 62,5 Hz, 31,25 Hz, ou 15,625 consoante o objetivo para a medição.
- Escolhe o tipo de máquina a analisar e finalmente pode iniciar a medição. Logo que iniciar a medição deve observar se o acelerómetro esta bem conectado pelo indicador a cor verde.

Relativamente aos outputs do programa:

- Na primeira linha, os valores limites de deteção, pode-se verificar os parâmetros estabelecidos por cada norma e regra e que alteram dependendo da máquina escolhida.
- Na segunda linha, o valor medido, ou seja, o resultado da medição proveniente do sinal teste ou do acelerómetro e que esta sendo comparado com o valor limite de deteção para se avaliar a vibração.

- Na terceira linha, a avaliação da vibração, pode ser “Bom”, “Normal”, “Aceitável”, “Inaceitável”, “Grave”, ..., também dependendo da norma ou regra.
- E na quarta linha, os alarmes visuais pela mudança entre os *Led* de cores verde, amarelo e vermelho. Enquanto os valores medidos estiverem abaixo do valor limite de detecção de cada norma e regra o *Led* estará a verde, a partir deste limite estará a amarelo, até o dobro e atinge o vermelho logo que ultrapassar o limite amarelo. Por fim, um alarme sonoro é acionado automaticamente ao passar do amarelo (“Alerta”) para o vermelho (“Perigo”).
- Caso o utilizador escolha “Mostrar gráficos”, o programa apresenta dois gráficos, um sinal no tempo e o espectro de frequência que são uma forma do utilizador visualizar e obter os dados tendo uma perspetiva da alteração dos valores ao longo do tempo. Há possibilidade de analisar o sinal no tempo e o espectro nas diferentes unidades de vibração e ainda o espectro de frequência em vibração RMS ou Pico.



**Figura 57** - Sinal no tempo e espectro de frequência em *LabVIEW*

Partes do código feito no diagrama de bloco, em linguagem gráfica, pode ser analisado a aquisição de dados por Sinal teste e por sinal Medido, em anexo E, a criação

de alarmes visual e sonoros na detecção de dano, em anexo F e a apresentação de gráficos em sinal no tempo e sinal em frequência, em anexo G.

#### 5.4 Análise dos dados

O tipo de máquina escolhido equivalente para as normas e regras foi uma “Máquina com potência até 15kW” sabendo que o motor em teste apresenta potências entre 0,18kW e 0,21kW.

Através dos gráficos criados consegue-se analisar o movimento da estrutura e confirmar se realmente existe o desequilíbrio induzido e de que forma este se apresenta no motor real.

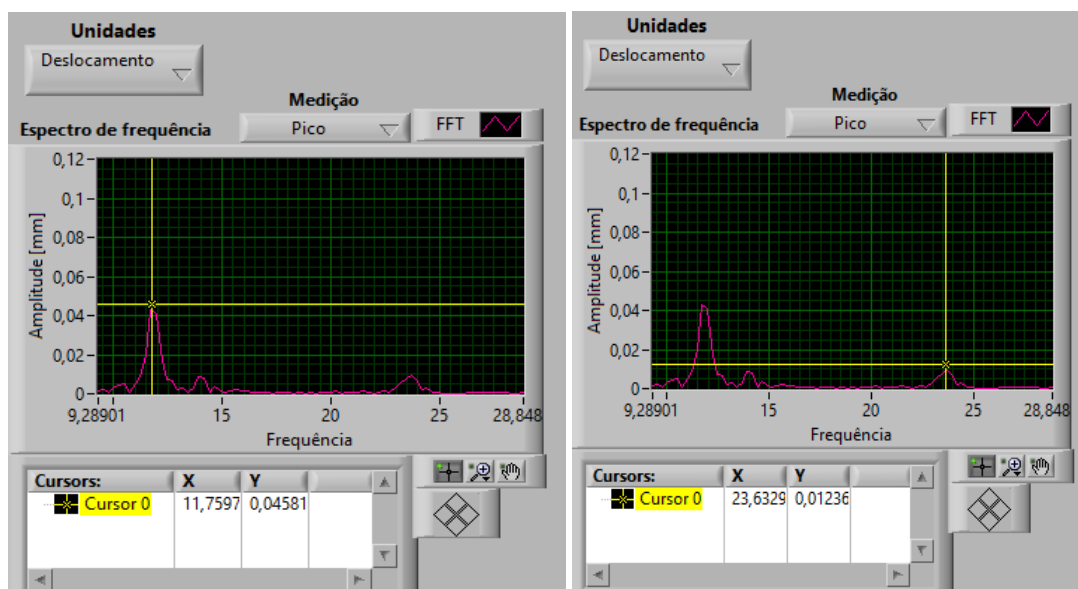


Figura 58 - FFT do sinal no tempo em deslocamento\_1XRPM (à esquerda) e 2XRPM (à direita)

Os gráficos permitem analisar as frequências do espectro através de um cursor representado pelas linhas amarelas no eixo X e Y. Pode-se constatar que de facto, existe um pico em frequência que representa o desequilíbrio caracterizado pela frequência de rotação (11,719 Hz). E o facto de ter uma frequência natural o dobro (2xRPM) então o motor pode ser considerado um corpo rígido à luz da ISO 1940. No entanto, a frequência de rotação é ligeiramente superior ao esperado, de 11,759 Hz em vez de 11,719 Hz. Dentre as várias justificações para isto acontecer, uma delas pode







ser pelo facto de a rigidez da mola ser ligeiramente diferente pois, uma vez montada não se conseguiria altera-la. Outra justificação pode ser dos fatores exteriores à estrutura como a base inferior que não estava completamente fixa a mesa e a mesa ao solo.

**Tabela 16** - Valores medidos no motor em *LabVIEW*

Frequência	Excentricidade	Indicador de dano	Valores limite medidos no motor em <i>LabVIEW</i>
11,759 Hz (705,54 RPM)	85 $\mu\text{m}$	Deslocamento Pico	0,0458 mm
		Velocidade pico	3,3838 mm/s
		Aceleração pico	250,0085 mm/s <sup>2</sup>
		Velocidade RMS	2,3927 mm/s

### 5.5 Análise de resultados

Sabendo que o objetivo deste programa é de fazer a deteção de dano pela monitorização *online* das vibrações e comparação das normas, foi realizado uma medição com duração de cerca de 5 minutos<sup>26</sup> para que o programa estabilizasse pois ao início o processador do computador fica sobrecarregado tornando-o lento e assim os resultados seriam mais exatos. Disparou-se os seguintes alarmes para o desequilíbrio induzido:

Normas e regras de severidade	Norma ISO 10816	Norma MIL-STD-167-A	Sociedade Classificadora ABS	Sociedade Classificadora DNV-GL	Sociedades Classificadoras LR e BV	Sociedade Classificadora TL
	[mm/s] RMS	[mm] Pico	[mm/s] RMS	[mm/s] RMS	[mm] Pico	[mm/s] Pico
Valores limite (deteção)	1,8	0,03	9	5	1	20
Valor Medido	2,47916	1,89091	2,47916	2,47916	1,89091	3,50606
Avaliação	Insatisfatóri	Perigo	Normal	Bom	Alerta	Normal
Alarme Visual e sonoro						

**Figura 59** - Resultados das medições para deteção de dano em *LabVIEW*

Com este resultado chegou-se as seguintes conclusões:

<sup>26</sup> A duração de medição recomendada por algumas regras é de 1 minuto, no mínimo, por cada ponto de medição.

- A primeira norma a disparar o alarme foi a norma MIL-STD-167-1A ao ultrapassar o dobro do valor limite de deteção. Logo, dentre as várias normas e regras, esta é a norma mais sensível ou rigorosa. Atingiu imediatamente o perigo passando de seguida ao vermelho e disparando o alarme sonoro. O motor atingiu um valor de deslocamento pico elevado de 1,89091 mm o que significa que segundo esta norma este motor deveria ser parado de imediato e reequilibrado.
- A segunda norma a disparar o alarme foi a norma ISO 10816 afirmando que este motor está a trabalhar de forma insatisfatória, estando no intervalo de alerta. O motor atingiu uma velocidade RMS de 2,47916 mm/s ficando assim, à 31,14% do perigo (3,6 mm/s). E segundo a norma, o motor poderá continuar a funcionar sem nenhuma restrição por um longo período.
- A terceira a disparar o alarme foi a sociedade classificadora LR e BV atingindo um valor de deslocamento pico de 1,89091 mm ficando assim, à 5,45 % do perigo (2 mm). Com este valor de vibração, segundo a norma, deve-se definir uma ação corretiva para este motor.
- As sociedades classificadoras ABS, DNV-GL e TL não dispararam alarme. Segundo a Sociedade Classificadora ABS a avaliação da vibração do motor é considerada normal estando à 86,26 % do perigo. Segundo a DNV-GL a avaliação da vibração do motor é considerada bom, em funcionamento estável, estando à 75,21 % do perigo (10 mm). Segundo a Sociedade classificadora TL a avaliação da vibração do motor é considerada normal estando à 91,23 % do perigo (40 mm/s).

Na Figura 59 pode-se verificar ainda que para este motor, com esta frequência de rotação, o valor limite de deteção para a norma MIL-STD-167-1A é de 0,03 mm de deslocamento pico enquanto que segundo a norma ISO 1940 (Tabela 16) é de 0,0458 mm de deslocamento pico.

Logo, face ao exposto, é feita a seguinte ordenação das normas e regras, primeiramente pela ordem de disparo de alarme e em segundo pela distância do valor

medido ao perigo, sendo a primeira à mais exigente (por ter disparando o alarme em primeiro e ter atingido o perigo) e a última à menos exigente:

- 1. Norma MIL-STD-167-1A**
- 2. Norma ISO 1940**
- 3. Norma ISO 10816**
- 4. Sociedade Classificadora LR e BV**
- 5. Sociedade classificadora DNV-GL**
- 6. Sociedade classificadora ABS**
- 7. Sociedade classificadora TL**

O resultado final da ordenação das normas e regras pelo *LabVIEW*, diferencia das outras duas simulações na troca de posição da ISO 1940 pela norma MIL-STD- 167-1A e pelas sociedades classificadoras LR e BV que passaram da sétima posição para a quarta posição.

Uma justificação a alteração da posição das normas e regras poderá ser da utilização de um único parâmetro, de velocidade, que pode levar a deslocamentos elevados, principalmente para máquinas de velocidade contante baixas, quando a componente dominante é 1xRPM. Do mesmo modo, a utilização do parâmetro da velocidade, para máquinas com velocidade de rotação elevada, pode conduzir a acelerações baixas.

## 6. Conclusão

### 6.1. Conclusões gerais

Sendo um dos objetivos finais o fornecimento de uma boa pesquisa e comparação das normas e regras, reconhecidas a nível de severidade de vibração em máquinas, este objetivo foi concretizado. A dissertação não tem um capítulo “Estado da Arte”, mas sim um “Enquadramento Teórico”, uma vez que, na bibliografia consultada não foi encontrado um estudo realizado com os mesmos objetivos traçados no início deste projeto. Algumas sociedades classificadoras com as quais a autora da presente dissertação teve a oportunidade de contactar e trocar impressões, solicitaram este trabalho aquando do término, de modo a servir de base para outras investigações.

De modo a sintetizar as normas e regras escolhidas para o presente estudo, teve-se que consultar toda a estrutura destas com vista a obter o conteúdo que permitiu a realização deste trabalho.

As normas e as regras definiram limites de aceitação de vibrações que devem ser analisadas e suficientemente estreitas para permitir a deteção de alterações nas condições normais de funcionamento da máquina como também devem ser tolerantes para não gerar falsos alarmes. Dessa forma, considerou-se útil a comparação entre os limites estabelecidos.

O desequilíbrio é definido há muitos anos e atualmente é bem conhecido pelas indústrias. A força centrífuga criada devido ao desequilíbrio é uma preocupação em todas as máquinas rotativas, sendo que, para esta dissertação o motor elétrico foi o alvo de testes. Com isso, criou-se dois modelos capazes de simular uma máquina rotativa desequilibrada e tais modelos mostraram os sintomas descritos por uma máquina desequilibrada. Também, criou-se um programa em *LabVIEW*, capaz de fazer a deteção em tempo real ou contínuo de um dano, relacionando o valor da vibração medida com os valores limite de deteção estabelecidos pelas normas e regras em estudo. E assim, conseguiu-se comparar as normas e regras ordenando-as consoante o nível de exigência na medição e avaliação da vibração.

Há normas que são gerais relativamente a severidade de vibração das máquinas enquanto que outras são mais específicas, com bandas de frequência mais restritas para determinadas máquinas. Foi constatada que as normas e regras mais específicas (como a ISO 1940 e a MIL-STD-167-1A) são mais rigorosas ou estão próximos dos efeitos da vibração nas máquinas. Alguns critérios distinguem a vibração para os chamados suportes rígidos e suportes flexíveis das máquinas, isso porque mesmo as máquinas idênticas, raramente têm o mesmo modo de instalação e as mesmas condições de funcionamento. Cada máquina irá possuir um sinal de vibração específico, pois, as áreas envolventes também podem ser distintas por diversos fatores como a temperatura, a humidade, o isolamento, as manutenções realizadas, entre outros. Logo, não se deveria negligenciar os critérios de avaliação específicos para cada tipo de máquina.

As revisões das normas e das regras devem ser sempre um processo variável e contínuo, sem poupar esforços e sem descartar quaisquer ideias, como por exemplo a massa relativa do rotor ao estator é uma variável que poderá afetar a aplicação de alguns critérios e isso não é estipulado pelas normas e regras. Assim, é irrealista querer-se atingir uma severidade de vibração absoluta. Mas os esforços postos nesta causa sempre existiram e continuam sendo necessários para chegar o mais próximo da realidade da vibração das máquinas.

As sociedades classificadoras devem estabelecer suas regras precisamente com base em julgamentos técnicos, sem serem persuadidos pelas consequências comerciais ou políticas de suas decisões, bem como os proprietários dos navios, na escolha das sociedades classificadoras.

Em paralelo à elaboração deste trabalho encontra-se um artigo científico que esta sendo criado com objetivos semelhantes, da comparação das normas e regras, que está em fase de conclusão.

## **6.2 Lições aprendidas**

Adquiriu-se conhecimentos a cerca das vibrações em máquinas mais especificamente em máquinas rotativas, na aquisição e processamento de dados, ou

sinal vibratório, utilizando vários softwares, como o *WorkingModel*, o *SolidWorks*, o *MathCAD* e o *LabVIEW*.

Depois do vasto estudo teórico feito, para a interpretação e compreensão das normas e regras, conseguiu-se por em prática grande parte dos seus princípios com o término da dissertação.

Relativamente a criação de simuladores e da programação por trás delas, requer algum tempo para conhece-los bem e uma capacidade de adaptação de problemas semelhantes, aos nossos problemas, para obter os resultados pretendidos. E ainda, antes de criar os simuladores, é importante ter uma noção mais exata dos equipamentos utilizados e das características das máquinas em estudo (do motor elétrico neste caso) para que em testes experimentais não haja muita diferença nos resultados previstos.

Por outro lado, uma limitação encontrada na realização do trabalho, esta relacionado com os testes experimentais, pois, o acesso a máquina esteve limitado por conta da pandemia, e como consequência usou-se o motor disponível na Escola Naval.

### **6.3 Trabalhos futuros**

O facto de as normas e as regras não especificarem qual é o tipo de dano que se pode esperar com o limite indicado (o que seria bastante vantajosa para quando um operador detetasse um dano tomasse logo a medida de manutenção atempadamente e apropriada ao dano) seria útil fazer um estudo que associasse os diversos danos possíveis à um limite de vibração em específico. E com isso, resultaria uma base de dados com limites de vibração associados ao dano específico.

Sabendo que o *LabVIEW* demonstra ser uma ferramenta bastante poderosa, este programa poderia estar presente nos computadores dos navios para uma deteção de dano rápida e fiável. Apenas seria necessário ter os acelerómetros da *Phidgets* que são de baixo custo. Outro ponto, seria melhorar o programa criado em *LabVIEW*, introduzindo outras máquinas que possam ser igualmente úteis fazer sua análise nos navios e testar o programa nestas máquinas reais.



## Referências

- ABS, A. B. of S. (2018). *Guidance notes on Ship Vibration*.
- Adams, M. L. (2010). *Rotating Machinery Vibration: From Analysis to Troubleshooting* (5ª ed.).
- Azima, D. (2013). *Machinery vibration severity guide*. pp.27600.
- Bloch & Geitner, H. P. . F. K. (1999). *Machinery Failure Analysis & troubleshooting* (3ªed.). Houston, Texas: Gulf Publishing Company.
- Corporation, I. T. (2004). *Vibrations Monitoring Recommendations Overview*. (267).
- Diouf, P., & Herbert, W. (2014). *Understanding rotor balance for electric motors*. pp.7 a 17.
- DNV-GL, D. N. V.-G. L. (2019a). *Rules For Classification: Ships Edition July 2019 Amended October 2019 Part 6: Additional class notations Chapter 2 Propulsion , power generation and auxiliary systems*. pp.29 a 38.
- DNV-GL, D. N. V.-G. L. (2019b). *Rules For Classification: Ships Part 6 Additional class notations Chapter 8 Living and working conditions*. DNV GL AS, pp 29 a 38.
- Filipe, J., & Simões, S. (2018). *Controlo de Condição de Componentes de Turbinas Eólicas*. Lisboa: Universidade Nova De Lisboa.
- Gaberson, H. A. (2007). *Conditions Under Which Displacement, Velocity, or Acceleration Should Be Used For Diagnostic Monitoring, Proceedings of the 31st Annual Meeting, Vibration Institute, Willowbrook, IL*.
- IACS, A. R. (2017). Annual Review. *Mining Congr J*, 56(2), 28–148. <https://doi.org/10.4324/9781315129273-18>
- ISO. (1995). *Internacional Organization for Standardization- ISO 10816-Part I, General Guidelines*. ISO.
- L.Eshleman, R. (2013). *Machine Condition Evaluation*. Vibration Institute.
- Lloyd's Register. (2019). *Lloyd's Register :Type Approval System-Test Specification Number 1* (L. Register, Ed.). Lloyd's Register.

- Machines, B. (1940). *Balance Quality Requirements of Rigid Rotors*.
- Mechefske, C. K. (2007). *Machine Condition Monitoring and Fault Diagnostics* (L. Taylor & Francis Group, Ed.). NW: Queen's University.
- Mehdi, S. El, Ahmed, M., & Hassan, G. (2015). *Towards a New Methodology for Setting Vibration Thresholds*. 5(6), pp.3811-3818.
- MIL-STD-167, D. O. D. (USA). (2005). *Department of Defense Test Method Standard-Mechanical Vibrations of shipboard Equipment*.
- Randall, R. B. (2011). *Vibration-based Condition Monitoring* (L. John Wiley & Sons, Ed.). United Kingdom: University of New South Wales.
- Rao, S. S. (2011). Mechanical Vibrations: Stress testing in asymptomatic subjects with important coronary risk factors. In *Indian Heart Journal* (5<sup>a</sup> ed., Vol. 33). Prentice Hall.
- Rattenbury, N. (2006). *Lloyd's Register Technical Papers-Selection and use of standards for naval ships*.
- Sampaio, R. P. C. (2001). *Técnicas de medição e análise de vibrações*. pp.4 a 58.
- Sampaio, R. P. C. (2014a). *Introdução às vibrações*. pp.6 a 94.
- Sampaio, R. P. C. (2014b). *Vibrações no Controlo de Condição de Máquinas (Condition Monitoring)*. pp.1-48.
- Sampaio, R. P. C. (2016). *Aquisição e Processamento de Sinal*. pp.4-143.
- Silva, C. W. De, Borbely, A., Kreider, J. F., Bejan, A., Cundiff, J. S., & Davis, L. R. (2007). *Vibration Monitoring, Testing, and Instrumentation* (C. W. Silva, Ed.). Vancouver, Canada: Taylor & Francis Group, LLC.
- Standardization, I. O. for. (2003). *International Organization for Standardization. ISO 1940-Part I, Specification and verification of balance tolerances*. ISO.
- Sun, L. (1999). *A study of the roles of classification societies under the new maritime atmosphere*. (222).
- Taylor, J. (2003). *The Vibration Analysis Handbook* (First ed.).  
<https://doi.org/10.1016/bs.mie.2015.08.030>

- Turk Loydu, T. (2020). *Turk Loydu-Chapter 4 – Machinery – January 2020*. pp.10 a 14.
- Veritas, B. (2017). *Bureau Veritas: Rules for the Classification of Naval Ships-Part C -Machinery, systems and Fire Protection*.
- Villanueva, J. M. (2016). *Amostragem de Sinais*. 42. Retrieved from <http://www.cear.ufpb.br/juan/wp-content/uploads/2016/08/Aula-5-Teorema-de-Amostragem.pdf>
- WEG. (2019). Motor Elétrico Trifásico W22. *Catálogo Técnico*, 56. Retrieved from <https://static.weg.net/medias/downloadcenter/h89/hfa/WEG-w22-motor-trifasico-50025536-brochure-portuguese-web.pdf>
- Williams, M. J. S., & Ph, D. (2011). *Considerations for Classification Societies With Respect to Vibration Condition Monitoring (VCM)*.

## Apêndice A – Compilação dos valores limite das Normas e Regras das Sociedades Classificadoras em Estudo

Tabela 17 - Valores Limite das normas e regras em estudo

Normas/Regras	Indicador	Direção	Máquinas	Faixa de frequência	Valor Limite
Norma ISO 10816	Vibração RMS	H V A	Classe I	10 – 1000 Hz	1,8 mm/s
			Classe II		2,8 mm/s
			Classe III		4,5 mm/s
			Classe IV		7,1mm/s
Sociedade classificadora ABS	Vibração RMS	H V A	Máquinas Rotativas	1 – 1000 Hz	9 mm/s
			Máquinas Alternativas		10 mm/s
			Motores Diesel < 1000 Hp		13 mm/s
			Motores Diesel > 1000 Hp		18 mm/s
Sociedade classificadora TL	Vibração Pico por frequência	H V A	Todas as Máquinas	2 – 3,1 Hz	1 mm
				3,1 – 55 Hz	14 mm/s
				55 – 300 Hz	7 m/s <sup>2</sup>
Sociedade classificadora DNV-GL	Vibração RMS	H V A	Chumaceira de linha de veio	1 – 200 Hz	5 mm/s
			Turbocompressores abaixo de 5MW	4 – 200 Hz	45 mm/s
			Geradores a Diesel e motores elétricos em propulsores	4 – 200 Hz	18 mm/s
			Turbinas, Turbogeneradores e caixas redutoras	4 – 1000 Hz	7 mm/s
			Motores elétricos, separadores, bombas hidráulicas a motor, ventiladores não instalados em motores alternativos	4 – 200 Hz	7 mm/s
			Compressores de parafuso ou centrífugo	4 – 200 Hz	7 mm/s

			Instrumentos e equipamentos eletrônicos	4 – 200 Hz	12 mm/s
<b>Norma MIL-STD-167-1A</b>	Vibração Pico por frequência	H V A	Máquinas Rotativas	2 – 20 Hz	0.03 mm
				20 – 1000 Hz	Ver tabela da Norma
<b>Sociedades classificadoras LR e BV</b>	Vibração Pico por frequência	H V A	Todas as Máquinas	2 – 13,2 Hz	+/- 1mm
				13,2 – 100 Hz	+/- 7 m/s <sup>2</sup>

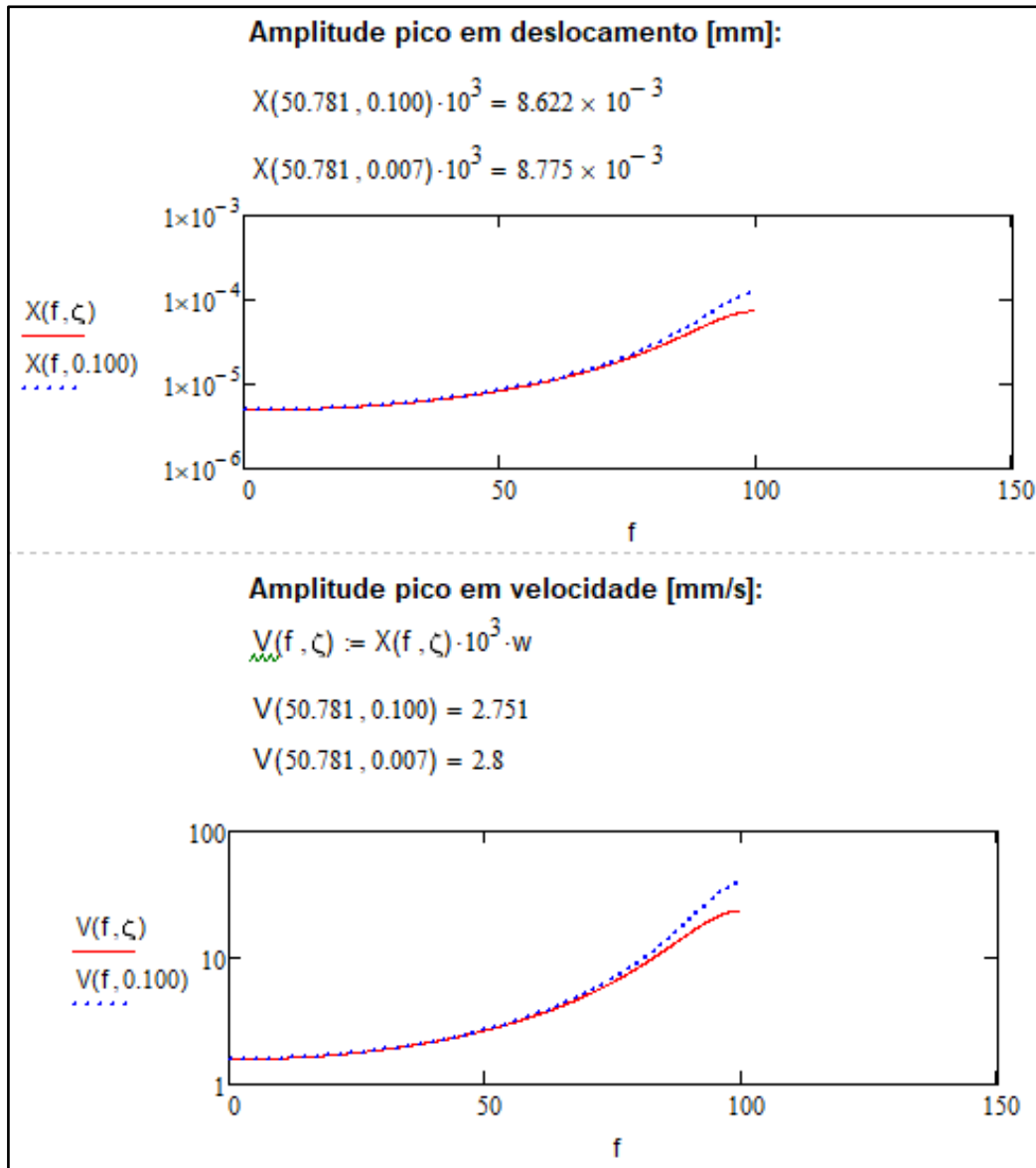
## Apêndice B - Valores Limite específicos da Sociedade classificadora DNV-GL

**Tabela 18** - Valores limite da Sociedade classificadora DNV-GL

Sociedade Classificadora	Indicador	Máquina	Faixa de frequência	Direção	Valor Limite	
DNV-GL	Vibração RMS	Chumaceiras de linha de veio.	1 – 200 Hz	H V A	5mm/s	
		Motores Diesel < 200 RPM	1 – 200 Hz	V e A	1 mm	
					10 mm/s	
				H	1,5 mm	
					25 mm/s	
		Motores Diesel > 200 RPM	4 – 200 Hz	H	15 mm/s (Apoios rígidos)	
					25 mm/s (Apoios flexíveis)	
		Turbocompressores	4 – 200 Hz	H	Abaixo de 5MW	45 mm/s
					5-10 MW	24.5 m/s <sup>2</sup>
						50 mm/s
					Acima de 10 MW	19,6 m/s <sup>2</sup>
		Geradores a diesel e motores elétricos em propulsores	4 – 200 Hz	H V A	55 mm/s	
					14,7 m/s <sup>2</sup>	
		Turbinas, Turbogeneradores e Caixas redutoras	4 – 1000 Hz	H V A	18 mm/s	
Motores Elétricos, Separadores, Bombas Hidráulicas a motor, ventiladores não instalados em motores alternativos	4 – 200 Hz	H V A	7 mm/s (excitação interna)			
			12mm/s (excitação externa)			
Compressores (de parafuso ou centrífugo)	4 – 200 Hz	H V A	7 mm/s (Apoios rígidos)			
			10 mm/s (Apoios flexíveis)			
Compressores e bombas alternativas	4 – 200 Hz	H V A	30 mm/s			
Caldeiras e Tubos	4 – 200 Hz	H V A	45 mm/s			
			12 mm/s			

		Instrumentos e equipamentos eletrónicos	4 – 200 Hz	H V A	(Montados em anteparas)
					20 mm/s (Montado em mastros)
					25 mm/s (Montado em máquinas)





**Figura 61** - Influência do fator de amortecimento nos resultados da amplitude pico em deslocamento e em velocidade.

## Apêndice D - Desenho do Motor elétrico em Solidworks

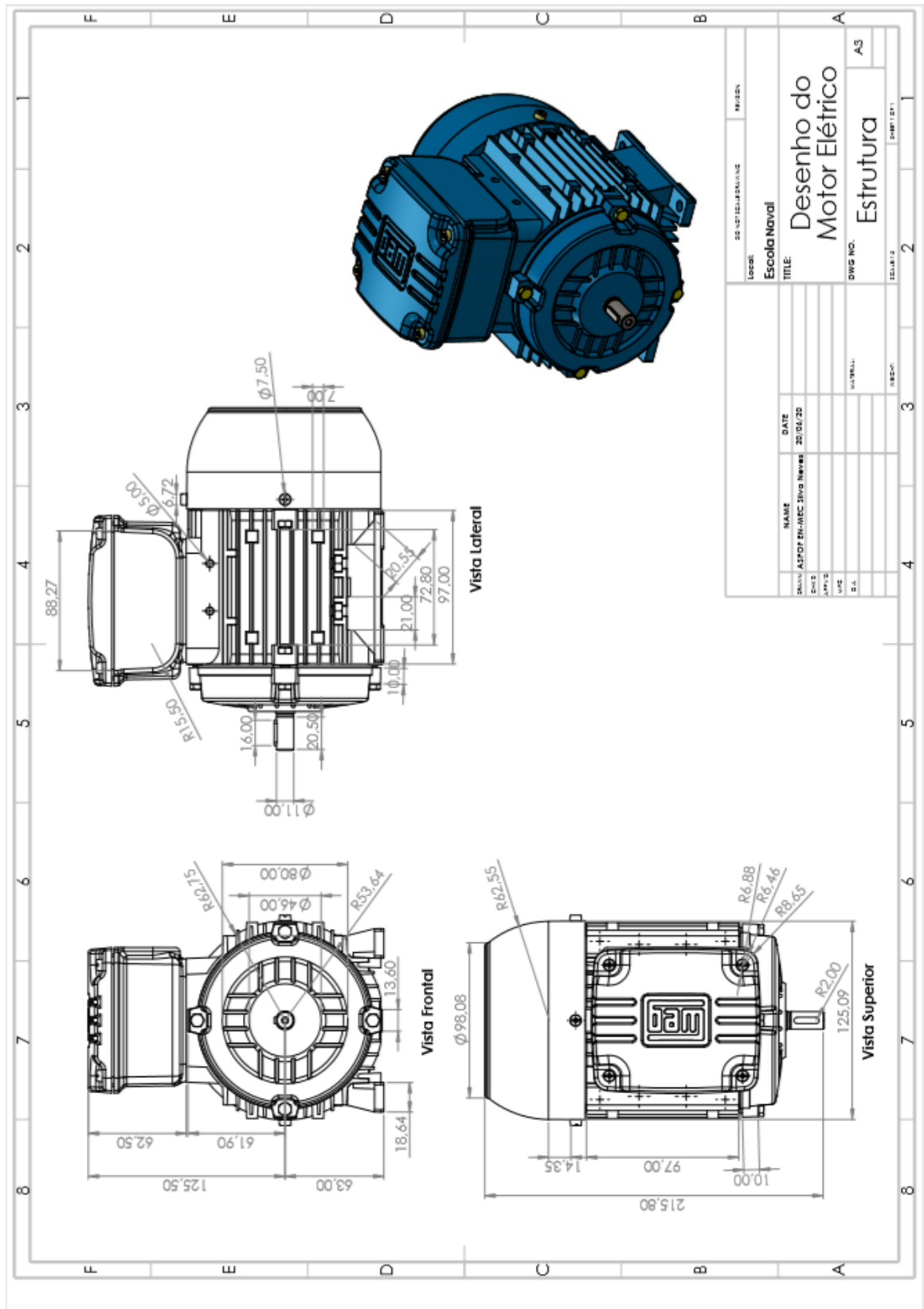


Figura 62 - Desenho Técnico do motor elétrico

## Apêndice E – Sinal teste e sinal Medido em LabVIEW

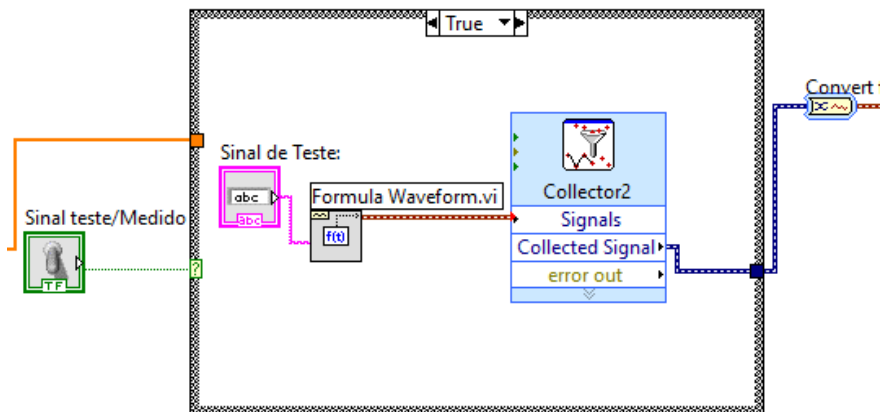


Figura 63 - Sinal Teste

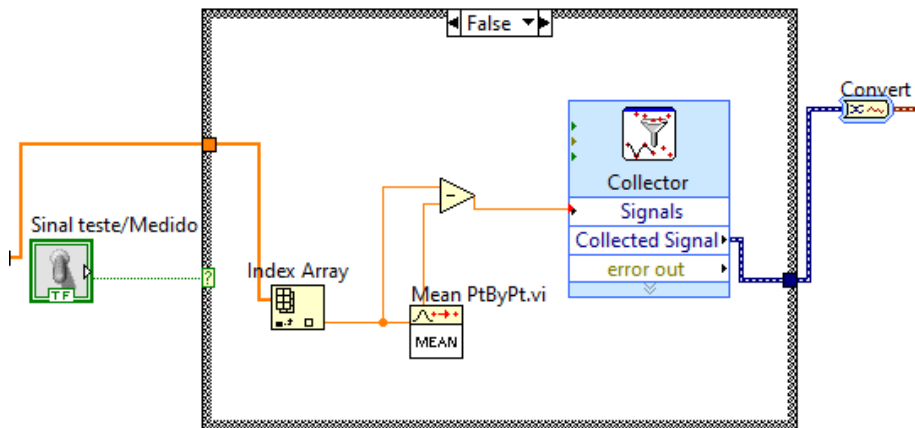


Figura 64 - Sinal Medido

## Apêndice F – Criação dos alarmes visuais e sonoro

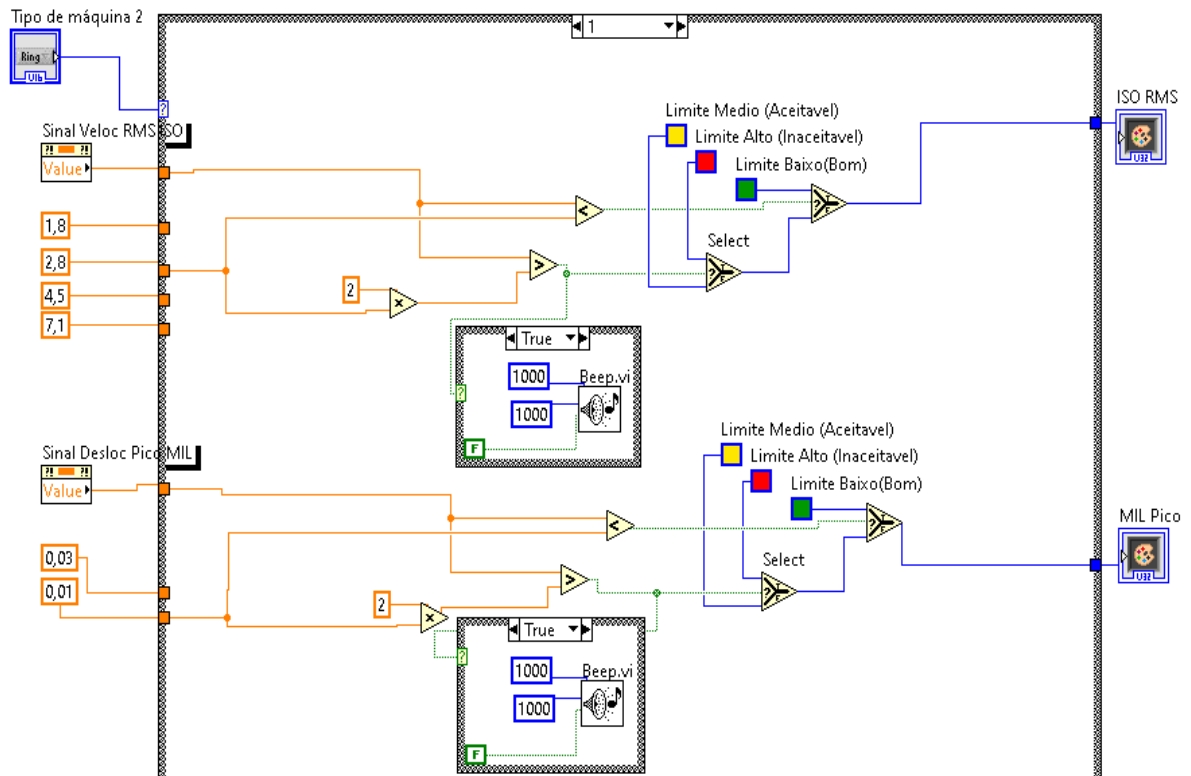


Figura 65 - Estrutura da criação dos Alarmes visuais e sonoro

## Apêndice G – Criação dos gráficos de sinal no tempo e frequência para diferentes unidades, em Pico e RMS

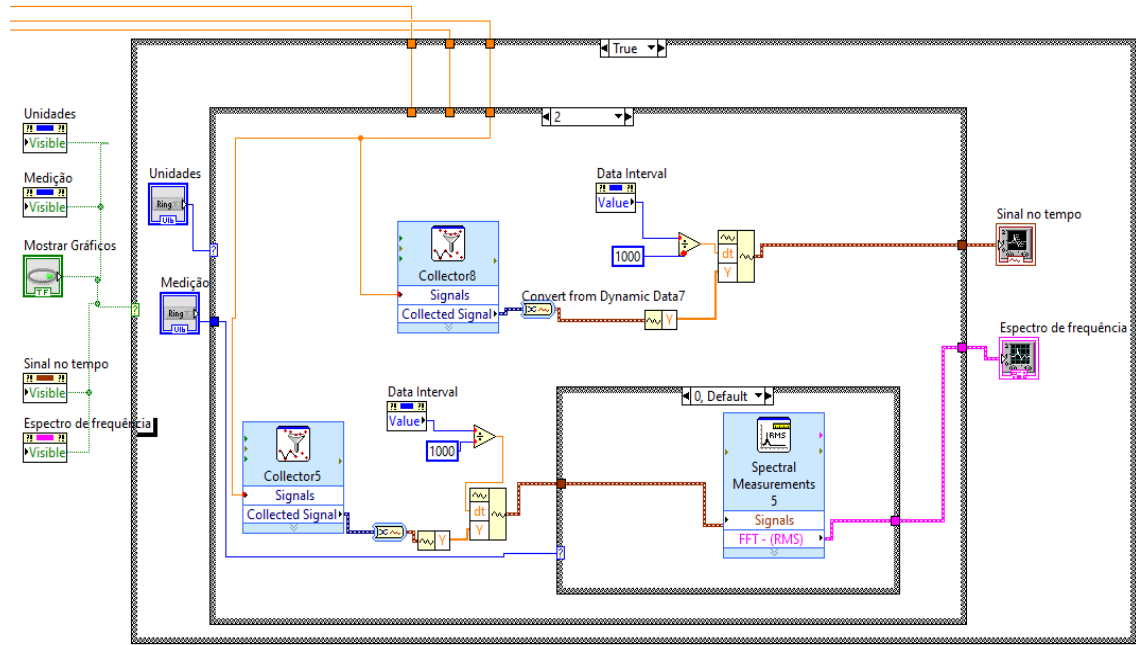


Figura 66 - Sinal no tempo e Espectro de frequência

## Apêndice H - Validação do Programa criado para a detecção de dano



Figura 67 - Painel Frontal do Programa *LabVIEW*

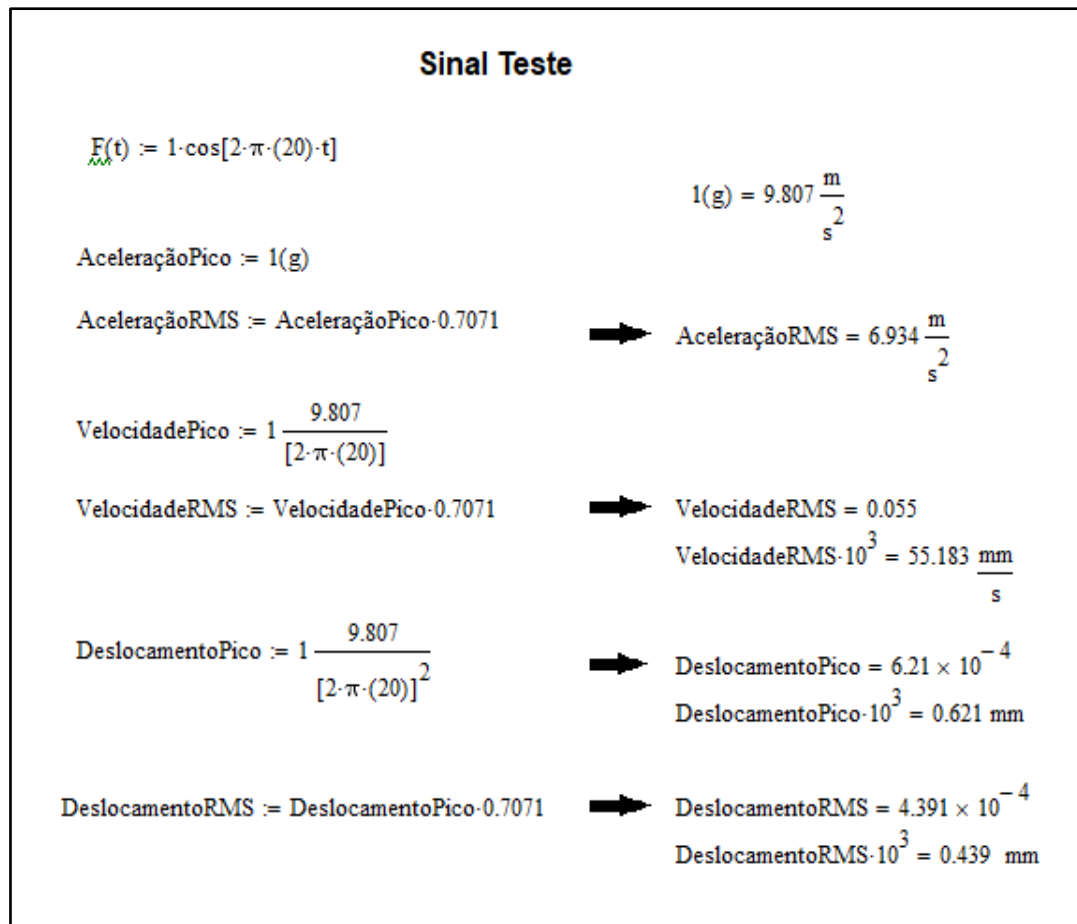


Figura 68 - Folha de Calculo com Sinal Teste em *MathCAD*

## Anexo A – Desempenho das Organizações reconhecidas, com efeito de 1 de julho de 2019 a 1 de julho de 2020

Tabela 19 - Desempenho das Sociedades classificadoras

Effective from 1 July 2019 to 1 July 2020

### RECOGNIZED ORGANIZATION PERFORMANCE TABLE 2016-2018

Recognized Organization	RO abrev	Inspections	Detentions	Low/medium limit	Medium / high limit	Excess Factor	Performance level	
American Bureau of Shipping	ABS	6,009	2	139	102	-1.95	High	
DNV GL AS	DNVGL	18,192	18	395	332	-1.88		
China Classification Society	CCS	869	0	25	10	-1.87		
Lloyd's Register	LR	12,505	14	276	224	-1.86		
Bureau Veritas	BV	11,450	25	254	204	-1.74		
Nippon Kaiji Kyokai	NKK	8,393	23	189	146	-1.66		
Korean Register of Shipping	KRS	1,233	2	33	16	-1.62		
Turkish Lloyd	TL	487	0	15	4	-1.60		
RINA Services S.p.A.	RINA	4,427	13	104	73	-1.60		
Russian Maritime Register of Shipping	RMRS	2,926	15	71	46	-1.24		
Polski Rejestr Statkow (Polish Register of Shipping)	PRS	531	3	16	5	-0.48		
Panama Maritime Documentation Services	PMDS	149	0	6	0	0.05		Medium
Phoenix Register of Shipping	PHRS	496	5	16	4	0.06		
Croatian Register of Shipping	CRS	153	1	6	0	0.19		
International Naval Surveys Bureau	INSB	617	9	19	6	0.23		
Indian Register of Shipping	IRS	155	3	6	0	0.49		
Overseas Marine Certification Services	OMCS	99	2	5	0	0.50		
Dromon Bureau of Shipping	DBS	542	11	17	5	0.51		
Macosnar Corporation	MC	131	3	6	0	0.56		
Intermaritime Certification Services, ICS Class	ICS	174	4	7	0	0.57		
Isthmus Bureau of Shipping, S.A.	IBS	117	4	5	0	0.78		
Bulgarian Register of Shipping	BRS	237	7	9	1	0.78		
National Shipping Adjuster Inc.	NASHA	217	7	8	0	0.84		
Maritime Bureau of Shipping	MBS	84	4	4	0	0.94		
Maritime Lloyd - Georgia	ML	149	6	6	0	0.96		
Other	OTHER	399	13	13	3	0.99	Low	
Venezuelan Register of Shipping	VRS	130	6	6	0	1.15		
Mediterranean Shipping Register	MSR	150	8	6	0	1.79		
International Register of Shipping	IS	254	14	9	1	2.44	Very Low	
Panama Shipping Registrar Inc.	PSR	97	7	5	0	2.60		
Shipping Register of Ukraine	SRU	515	30	16	5	3.27		
Columbus American Register	COLAMREG	67	7	4	0	4.23		

In this table only Recognized Organizations that had 60 or more inspections in a 3-year period are taken into account. The formula is identical to the one used for the White, Grey and Black list. However, the values for P and Q are adjusted to P=0.02 and Q=0.01.

Performance of recognized organizations is measured over a 3-year rolling period.

## Anexo B – Desequilíbrio Máximo permitido segundo a norma ISO

1940

Figure 1-B Maximum permissible residual unbalance,  $e_{per}$   
(From ISO 1940/1)

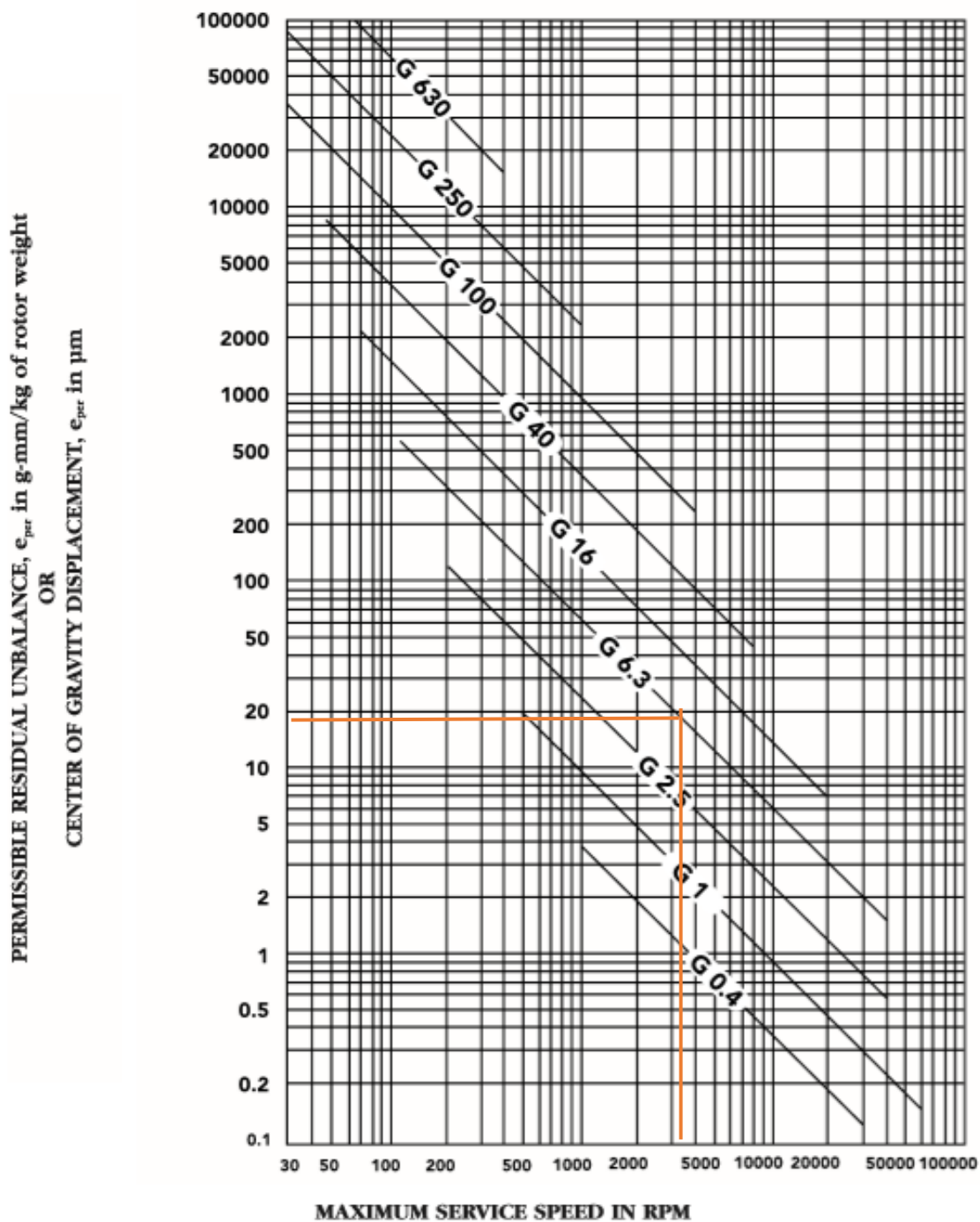


Figura 69 - Desequilíbrio máximo permitido pela norma ISO 1940 (Machines, 1940)

## Anexo C - Qualidade de equilíbream segundo a norma ISO 1940

Tabela 20 - Qualidade de equilíbream segundo a norma ISO 1940

Table 1 Balance quality grades for various groups of representative rigid rotors  
(From ISO 1940/1)

Balance Quality Grade	Product of the Relationship ( $e_{per} \times \omega$ ) <sup>(1) (2)</sup> mm/s	Rotor Types - General Examples
G 4 000	4 000	Crankshaft/drives <sup>(3)</sup> of rigidly mounted slow marine diesel engines with uneven number of cylinders <sup>(4)</sup>
G 1 600	1 600	Crankshaft/drives of rigidly mounted large two-cycle engines
G 630	630	Crankshaft/drives of rigidly mounted large four-cycle engines Crankshaft/drives of elastically mounted marine diesel engines
G 250	250	Crankshaft/drives of rigidly mounted fast four-cylinder diesel engines <sup>(5)</sup>
G 100	100	Crankshaft/drives of fast diesel engines with six or more cylinders <sup>(5)</sup> Complete engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives <sup>(5)</sup>
G 40	40	Car wheels, wheel rims, wheel sets, drive shafts Crankshaft/drives of elastically mounted fast four-cycle engines with six or more cylinders <sup>(5)</sup> Crankshaft/drives of engines of cars, trucks and locomotives
G 16	16	Drive shafts (propeller shafts, cardan shafts) with special requirements Parts of crushing machines Parts of agricultural machinery Individual components of engines (gasoline or diesel) for cars, trucks and locomotives Crankshaft/drives of engines with six or more cylinders under special requirements
G 6.3	6.3	Parts of process plant machines Marine main turbine gears (merchant service) Centrifuge drums Paper machinery rolls; print rolls Fans Assembled aircraft gas turbine rotors Flywheels Pump impellers Machine-tool and general machinery parts Medium and large electric armatures (of electric motors having at least 80 mm shaft height) without special requirements Small electric armatures, often mass produced, in vibration insensitive applications and/or with vibration-isolating mountings Individual components of engines under special requirements
G 2.5	2.5	Gas and steam turbines, including marine main turbines (merchant service) Rigid turbo-generator rotors Computer memory drums and discs Turbo-compressors Machine-tool drives Medium and large electric armatures with special requirements Small electric armatures not qualifying for one or both of the conditions specified for small electric armatures of balance quality grade G 6.3 Turbine-driven pumps
G 1	1	Tape recorder and phonograph (gramophone) drives Grinding-machine drives Small electric armatures with special requirements
G 0.4	0.4	Spindles, discs and armatures of precision grinders Gyroscopes

1)  $\omega = 2\pi n/60 = \pi n/30$ , if  $n$  is measured in revolutions per minute and  $\omega$  in radians per second.

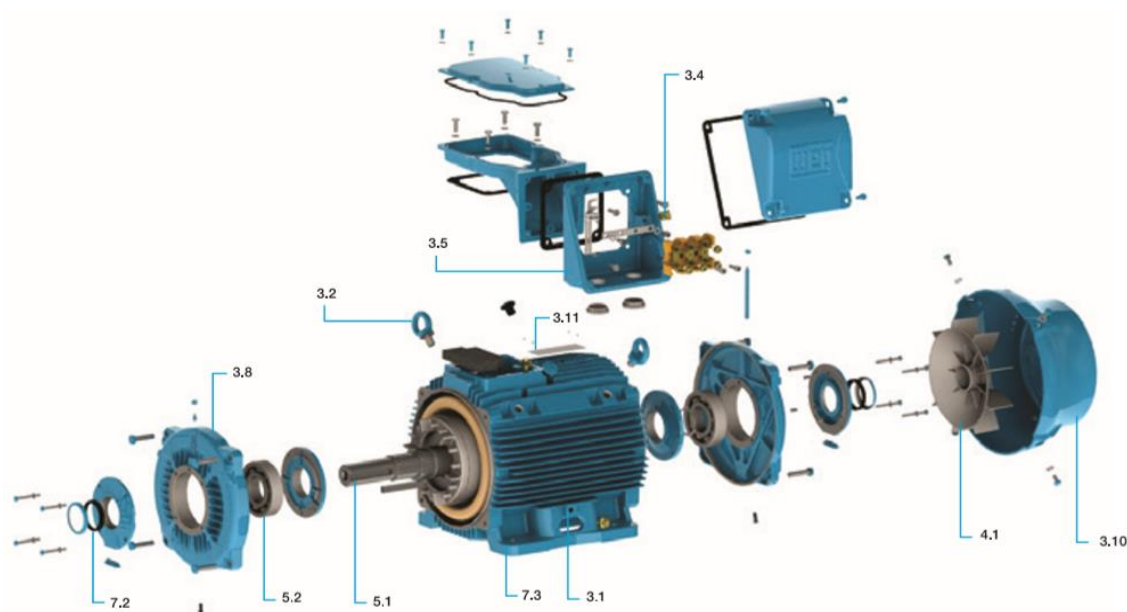
2) For allocating the permissible residual unbalance to correction planes, refer to "Allocation of  $U_{per}$  to correction planes."

3) A crankshaft/drive is an assembly which includes a crankshaft, flywheel, clutch, pulley, vibration damper, rotating portion of connecting rod, etc.

4) For the purposes of this part of ISO 1940/1, slow diesel engines are those with a piston velocity of less than 9 m/s; fast diesel engines are those with a piston velocity of greater than 9 m/s.

5) In complete engines, the rotor mass comprises the sum of all masses belonging to the crankshaft/drive described in note 3 above.

## Anexo E – Motor elétrico de Indução da WEG



**Figura 70** - Índice Visual geral de um motor elétrico da WEG (WEG, 2019)

**Tabela 21** - Índice Visual (WEG, 2019)

3.1	Carcça
3.2	Olhais
3.4	Terminais de aterramento
3.5	Caixa de ligação
3.8	Tampas
3.10	Tampa defletora
3.11	Placa de identificação
4.1	Sistema de ventilação
5.1	Eixo
5.2	Rolamentos
7.2	Vedação
7.3	Pintura

A vibração de uma máquina elétrica está intimamente relacionada com a sua montagem na aplicação. Por essa razão, geralmente é recomendável efetuar as medições das vibrações nas condições de instalação e funcionamento do motor. Contudo, para permitir a avaliação da vibração gerada apenas pela máquina elétrica rotativa e assim permitir a reprodutibilidade dos ensaios e a obtenção de medidas comparáveis, é necessário efetuar tais medições com a máquina desacoplada,

mediante condições controladas de ensaio. As condições de ensaio e limites de vibração aqui descritos são aqueles encontrados na IEC 60034-14. A severidade de vibração é o máximo valor de vibração encontrado dentre todos os pontos e direções de medição recomendados. A tabela em baixo indica os valores admissíveis da severidade de vibração recomendados na norma IEC 60034-14 para as carcaças IEC 56 a 400, para os graus de vibração A e B. Níveis de vibração do grau A - equilibragem normal (sem requisitos especiais de vibração) descritos na norma IEC 60034-14. Os limites de velocidade de vibração RMS em mm/s, medidos em condição de suspensão livre (base elástica) para os graus A e B são exibidos na tabela em baixo.

**Tabela 22** - Níveis de velocidade de vibração (WEG, 2019)

Vibração	Altura de Eixo	$56 \leq H \leq 132$	$132 < H \leq 280$	$H > 280$
	Montagem	Velocidade de Vibração RMS (mm/s)		
Grau A	Suspensão Livre	1,6	2,2	2,8
Grau B	Suspensão Livre	0,7	1,1	1,8