



• U • C •

FCTUC FACULDADE DE CIÊNCIAS  
E TECNOLOGIA  
UNIVERSIDADE DE COIMBRA

DEPARTAMENTO DE  
ENGENHARIA MECÂNICA

# **Diagnóstico de Avarias e Manutenção Condicionada do Alternador de uma Turbina a Vapor AEG por Análise dos Sinais de Vibração**

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia  
Mecânica na Especialidade de Energia e Ambiente

**Autor**

**Romeu Cardoso Marques**

**Orientadores**

**Professor Doutor Amílcar Ramalho**

**Engenheiro Amândio Ginja**

**Júri**

**Presidente** Professor Doutor José Domingos Moreira da Costa  
Professor Associado da Universidade de Coimbra

**Vogais**

**Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho**

**Professor Associado da Universidade de Coimbra**

**Engenheiro Amândio Marques Jorge Ginja**

**Engenheiro Mecânico na Celtejo – Empresa Celulose do Tejo SA**

**Professor Doutor Armando Lopes Ramalho**

**Professor Adjunto na Escola Superior de Tecnologia de Castelo  
Branco**

**Coimbra, Julho, 2012**

Não devemos ter medo das novas ideias! Elas podem significar a diferença  
entre o triunfo e o fracasso

Napoleon Hill

## Agradecimentos

O trabalho que aqui se apresenta só foi possível graças à colaboração e apoio de algumas pessoas, às quais não posso deixar de agradecer,

Ao Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho,  
Pela disponibilidade e orientação que me transmitiu.

À Celtejo SA, em especial ao Engenheiro Amândio Ginja,  
Pela oportunidade de desenvolver este trabalho e por todo o apoio dado durante a sua elaboração.

À minha família,  
Pelo apoio dado durante todo o percurso académico.

Aos meus amigos,  
Pelo companheirismo e apoio transmitido durante todos estes últimos anos.

À minha namorada,  
Pelo incentivo e apoio nos momentos mais difíceis.

## Resumo

O presente trabalho foi realizado durante um estágio profissional em engenharia de manutenção nas instalações fabris da empresa Celtejo SA. Esta empresa tem como objetivo principal a produção de pasta de papel.

O trabalho tem por base a análise de vibrações e o seu enquadramento na manutenção.

Numa primeira fase, procurou-se entender o comportamento do mecanismo de produção de energia, constituído por uma turbina a vapor AEG, um redutor e um alternador. O alternador apresentava vibrações anormais, numa das direções (axial). Deste modo, procurou-se efetuar uma equilibragem do alternador numa tentativa de baixar as vibrações e assim tentar descobrir a origem das mesmas.

Numa segunda fase, tentou-se compreender o sistema de monitorização do conjunto e efetuar uma proposta para um novo sistema, de modo a ser mais fácil detetar possíveis falhas futuras.

**Palavras-chave:** Manutenção, Vibrações, Diagnóstico, Espectro, Frequência, Monitorização.

## **Abstract**

The main objective of this document is to show the work developed in internship in maintenance engineering in the company's manufacturing facilities Celtejo SA. This company has as main goal, the production of pulp paper.

The work is based on vibration analysis framework and its maintenance.

Initially, we tried to understand the behaviour of the mechanism of energy production, comprising a steam turbine AEG, a gear unit and an alternator. The alternator had abnormal vibrations in one direction (axial). We tried to perform a balancing of the alternator in an attempt to lower the vibrations and try to find out the origin.

A second step, we attempted to understand the whole monitoring system and make a proposal for a new system, to be easier to detect possible future failures.

**Keywords** Maintenance, Vibration, Diagnosis, Spectrum, Frequency, Monitoring.

## Índice

Índice de Figuras .....	vi
Índice de Tabelas .....	viii
Siglas .....	ix
1. INTRODUÇÃO .....	1
1.1. Motivação .....	1
1.2. Descrição da Empresa .....	2
1.2.1. Localização .....	2
1.2.2. Resenha Histórica .....	3
1.2.3. Descrição Geral do Processo Produtivo .....	4
2. ENQUADRAMENTO TEÓRICO .....	6
2.1. Técnicas de Manutenção .....	6
2.1.1. Filosofia de Manutenção .....	6
2.1.2. Escolha da Estratégia .....	9
2.1.3. Técnicas de Manutenção Condicionada .....	9
2.1.4. Análise de Vibração .....	10
2.2. Conceitos Básicos de Vibração .....	11
2.2.1. O que é a Vibração? .....	11
2.2.2. A Natureza das Vibrações .....	11
2.2.3. Conceitos Fundamentais das Ondas .....	12
2.2.4. Fase .....	14
2.2.5. As Harmónicas .....	14
2.3. Análise de Fourier .....	15
2.3.1. Valor Global da Amplitude .....	16
2.3.2. Terminologia em Vibração .....	16
2.4. Processamento de Sinal .....	21
2.4.1. Transformadas de Fourier .....	22
2.5. Mostragem e Armazenamento .....	22
2.5.1. Transformadas Rápidas de Fourier (FFT) .....	22
2.5.1. Forma de Onda .....	23
2.5.2. Sinal em Fase .....	23
2.6. Diagnóstico de falhas em Máquinas por Sinal de Vibração .....	23
2.6.1. Desequilíbrio .....	24
2.6.2. Veio empenado .....	24
2.6.3. Desalinhamento .....	24
2.6.4. Folgas Mecânicas .....	24
2.6.5. Defeitos em engrenagens .....	24
2.6.6. Chumaceiras Hidrodinâmicas .....	24
3. MÁQUINA EM ESTUDO .....	26
3.1. Dados de Projeto do Sistema .....	27

3.1.1. Parâmetros Monitorizados .....	27
3.1. Descrição do Sistema de Monitorização Atual .....	30
3.1.1. Alternador .....	32
3.1. Eventos Ocorridos na Máquina .....	34
4. MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO .....	35
4.1. Ponto 1 da Turbina .....	36
4.2. Ponto 5 do redutor .....	39
4.3. Ponto 7 do Alternador .....	43
4.4. Ponto 8 do Alternador .....	45
4.1. Medições de Fase no Ponto 7 .....	49
5. MONITORIZAÇÃO DO SISTEMA .....	52
5.1. Manutenção em Turbinas a Vapor .....	52
5.1.1. Monitorização .....	52
5.2. Proposta de Melhoria ao Sistema de Monitorização .....	54
5.2.1. Tipo de Montagem .....	55
5.2.2. Problemas Típicos em Chumaceiras Hidrodinâmicas .....	56
5.3. Instrumentação .....	57
5.3.1. Sobre a API .....	57
5.3.2. Sobre a API 670 .....	57
5.3.3. O que a API nos fornece .....	58
5.4. Descrição do Sistema Proposto .....	58
5.4.1. Hardware convencional .....	59
6. CONCLUSÕES .....	63
6.1. Análise de Vibrações .....	63
6.2. Sistema de Monitorização .....	64
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	65

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1.1. Localização das instalações da Celtejo. ....	2
Figura 1.2. Mapa da Unidade Fabril. ....	3
Figura 1.3. Celtejo .....	4
Figura 1.4. Diagrama de Blocos da Fábrica (Fonte Celtejo SA).....	5
Figura 2.1. Movimento harmónico simples de um sistema composto pela massa e mola (Fonte: “Machinery Vibration Analysis & Precictive Maintenance” de Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004) .....	12
Figura 2.2. Comparação de ondas com diferentes amplitudes (Fonte: “Machinery Vibration Analysis & Precictive Maintenance” de Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).....	13
Figura 2.3. Relação da Fase entre ondas semelhantes .....	14
Figura 2.4. Exemplo de espectro de frequências (Fonte: Celtejo SA) .....	15
Figura 2.5. Técnica FFT (Fonte: gpuscience).....	15
Figura 2.6. Relação entre aceleração, velocidade e deslocamento .....	18
Figura 2.7. Exemplo de Waterfalls .....	23
Figura 3.1. Turbina AEG KAINS 19019.....	26
Figura 3.2. Representação esquemática do sistema de óleo da unidade.....	31
Figura 3.3. Indicação do sensor de velocidade, localizado na parte superior da chumaceira .....	32
Figura 3.4. Alternador .....	33
Figura 3.5. Alternador e Apoio 7.....	33
Figura 3.6. Desenho em corte dos Apoios do Alternador .....	34
Figura 4.1. Esquema representativo dos Apoios da Turbina Redutor e Alternador.....	35
Figura 4.2. Diagrama em cascata do Ponto 1 horizontal.....	36
Figura 4.3. Ponto 1 horizontal antes da equilibragem .....	37
Figura 4.4. Ponto 1 horizontal depois da equilibragem.....	37
Figura 4.5. Diagrama em cascata do ponto 1 axial.....	38
Figura 4.6. Ponto 1 axial antes da equilibragem .....	38
Figura 4.7. Ponto 1 axial depois da equilibragem .....	38
Figura 4.8. Diagrama em cascata do ponto 5 .....	39



---

Figura 4.9. Ponto 5 horizontal do redutor antes da equilibragem .....	39
Figura 4.10. Ponto 5 horizontal do redutor depois da equilibragem .....	40
Figura 4.11. Cascata do ponto 5 axial .....	40
Figura 4.12. Ponto 5 axial antes da equilibragem.....	41
Figura 4.13. Ponto 5 axial depois da equilibragem .....	41
Figura 4.14. Ponto 5 axial em aceleração antes da equilibragem.....	42
Figura 4.15. Ponto 5 axial em aceleração depois da equilibragem.....	42
Figura 4.16. Diagrama em Cascata do ponto 7 horizontal .....	43
Figura 4.17. Ponto 7 horizontal antes da equilibragem .....	43
Figura 4.18. Ponto 7 horizontal depois da equilibragem.....	43
Figura 4.19. Diagrama em Cascata do ponto 7 axial.....	44
Figura 4.20. Ponto 7 axial antes da equilibragem.....	44
Figura 4.21. Ponto 7 axial depois da equilibragem .....	45
Figura 4.22. Gráfico da tendência do valor global na posição axial do ponto 7 .....	45
Figura 4.23. Diagrama em Cascata do ponto 8 horizontal .....	46
Figura 4.24. Ponto 8 horizontal antes da equilibragem .....	46
Figura 4.25. Ponto 8 horizontal depois da equilibragem.....	46
Figura 4.26. Diagrama em Cascata do ponto 8 axial.....	47
Figura 4.27. Ponto 8 axial antes da equilibragem.....	47
Figura 4.28. Ponto 8 axial depois da equilibragem .....	47
Figura 4.29. Gráfico da tendência do valor global na posição axial do ponto 8 .....	48
Figura 4.30. Localização dos pontos de medição de fase.....	49
Figura 4.31. Medição dos dois sensores na posição 7AH/7AH .....	50
Figura 4.32. Medição da fase na posição 7AH/7AH.....	50
Figura 4.33. Medição dos dois sensores na posição 7AV/7AV .....	51
Figura 4.34. Medição da fase na posição 7AV/7AV .....	51
Figura 5.1. Esquema de colocação dos sensores de proximidade .....	55
Figura 5.2. Sistema de Proteção (Fonte: API 670).....	59
Figura 5.3. Ilustração de um sensor Standard (Fonte: API 670) .....	60
Figura 5.4. Esquema de montagem dos Sensores (Fonte: API 670) .....	61

---

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 2.1. Tabela resumo da relação entre a frequência e a causa do surgimento (Do livro "Vibration Spectrum Analysis – A Practical Approach" de Steve Goldman) .....	25
Tabela 3.1. Dados do Sistema .....	27
Tabela 3.2. Filtro do óleo lubrificante .....	28
Tabela 3.3. Temperatura do Metal das Chumaceiras .....	28
Tabela 3.4. Nível do Óleo mínimo .....	28
Tabela 3.5. Rotor da Turbina.....	28
Tabela 3.6. Vibração do Eixo .....	29
Tabela 3.7. Vibrações da Chumaceira Pedestal.....	29
Tabela 3.8. Temperaturas do Alternador .....	29
Tabela 3.9. Speed Governor .....	29
Tabela 3.10. Acoplamento (Turbina - Gearbox) .....	30
Tabela 3.11. Unidades de Engrenagem .....	30
Tabela 4.1. Valores Globais de vibração, medidos no Alternador depois da Equilibragem	48
Tabela 4.2. Excerto da tabela de severidade de vibração da ISO 10816.....	49

## **SIGLAS**

API – American Petroleum Institute

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

FFT – Fast Fourier Transform

ISO – International Standard Organization

MTBF – Mean Time between Failures

RMS – Root mean square

SI – Sistema Internacional

## 1. INTRODUÇÃO

Uma máquina rotativa ideal não produziria vibrações. A existência de desequilíbrios, desalinhamentos, folgas, etc. origina vibrações. Como tal, se essas fontes não estão presentes, as vibrações também não se iriam manifestar. Na prática isto não acontece (Gyorgy Lipovszky, Károly Sólyomvári e Gábor Varga, 1990).

Um sistema mecânico bem projetado tem níveis de vibração e ruído bastante baixos. Contudo ao longo da vida do equipamento as vibrações aumentam, devido a desapertos, desgaste, folgas, desalinhamentos, desequilíbrios, etc. Todos estes fatores contribuem para um aumento das vibrações e conseqüente aumento do esforço nos apoios. Contudo, o aumento de vibrações num sistema mecânico acelera os processos de degradação dos componentes da máquina.

Torna-se assim imprescindível fazer um diagnóstico preditivo da condição de uma máquina rotativa. Com o recurso à medição e análise de vibrações pode-se detetar o início de algumas falhas, numa fase ainda inicial da mesma, e assim poder executar e planear de uma forma muito eficaz uma intervenção no equipamento. No entanto, a análise de vibrações pode ir mais além, com a deteção da origem da falha (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

Num sistema de manutenção a análise de vibrações tem como foco os seguintes fatores:

1. Redução do tempo de paragem;
2. Redução do tempo de resposta;
3. Eliminação do período de desmontagem para uma inspeção;
4. Grande redução da probabilidade da máquina falhar repentinamente.

### 1.1. Motivação

Surgiu a oportunidade de poder desenvolver a presente dissertação de mestrado nas instalações industriais da empresa Celtejo SA.

Tendo como principal objetivo a melhoria do sistema de monitorização de uma turbina a vapor AEG e de efetuar a análise de vibrações no sentido de saber qual a origem

para determinadas vibrações, e se com o equilíbrio do rotor do alternador essas vibrações seriam resolvidas.

A possibilidade de desenvolver um trabalho desta natureza numa unidade industrial, aumentou o interesse dos envolvidos na realização do mesmo. Para além disso, como a temática associada à medição de vibrações está presente na maior parte das unidades industriais, esta tem uma importância cada vez maior na deteção de falhas numa fase ainda precoce da mesma.

## 1.2. Descrição da Empresa

O principal objetivo da Celtejo SA é a produção de pasta de papel.

### 1.2.1. Localização

A Celtejo, Empresa de Celulose do Tejo, SA, está localizada no concelho de Vila Velha de Ródão, 27 km a Sul de Castelo Branco.

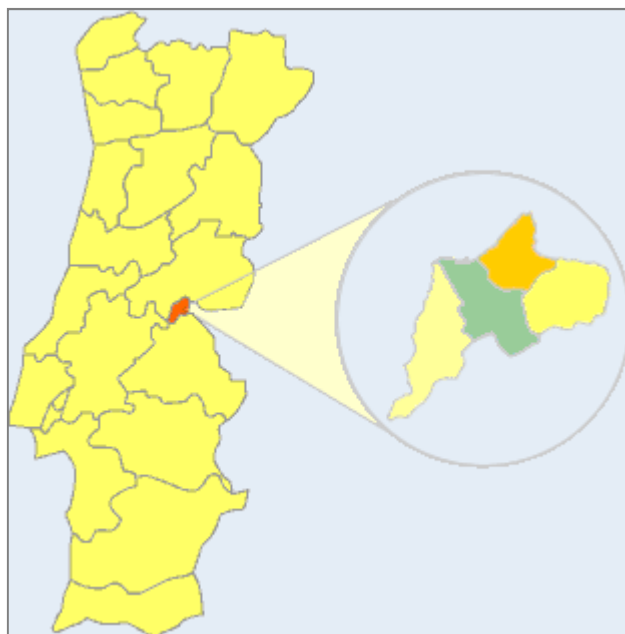


Figura 1.1. Localização das instalações da Celtejo.

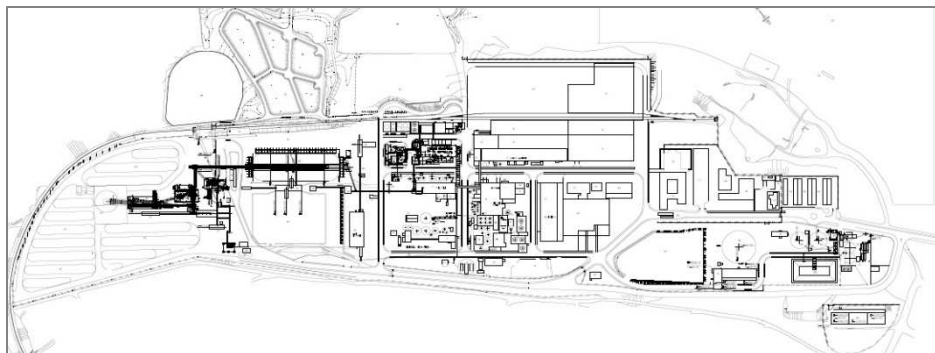


Figura 1.2. Mapa da Unidade Fabril.

### 1.2.2. Resenha Histórica

A Celtejo, Empresa de Celulose do Tejo, SA, foi constituída em 23 de Novembro de 1965, sob a designação de Celtejo – Companhia de Celulose do Tejo, ARL, instalada em Vila Velha de Ródão, dando-se início ao projeto da unidade em setembro de 1967.

A ocupar uma área de terreno com cerca de 80 hectares, em 24 de Fevereiro de 1971 iniciava-se a produção, tendo a inauguração oficial ocorrido em 23 de outubro de 1971. A fábrica foi planeada para produzir, anualmente, cerca de 75000 toneladas de pasta *Kraft* crua de pinho, pelo processo ao sulfato, passando a partir de 1973 a recorrer também ao eucalipto.

Em 9 de maio de 1975 a Celtejo é nacionalizada e, em 14 de julho de 1976, integrada na Portucel – Empresa de Celulose e Papel de Portugal, EP, passando a constituir o Centro Fabril de Ródão da Portucel EP.

Em 2005, no âmbito do concurso público referente à primeira fase do processo de reprivatização da Portucel Tejo, a Altri, SGPS, SA concretizou a aquisição de 95 % do capital da Portucel Tejo, cuja denominação social foi alterada para a designação que passou a ter, e que corresponde a Celtejo – Empresa de Celulose do Tejo, SA.

Sendo uma unidade empresarial autónoma, integrando o Grupo Altri, a sua atividade principal é a produção e comercialização de pastas branqueadas, e com uma produção atual superior a 150000 toneladas. O tipo de pastas que fabrica é a pasta *kraft* de pinho e pasta *kraft* de eucalipto.



Figura 1.3. Celtejo

### 1.2.3. Descrição Geral do Processo Produtivo

O processo químico de cozimentos, utilizado pela empresa, é o processo Kraft em contínuo que pode ser separado em duas partes distintas, apesar de inseparáveis no decorrer do funcionamento:

- **Linha de Produção de Pasta**

Nesta linha, os toros de madeira são descascados e destroçados passando a estar na forma de estilhas. Estas são cozidas numa mistura com vários químicos e em determinadas condições de pressão e temperatura, com o objetivo de separar as fibras celulósicas da lenhina aglomerante. As fibras passam posteriormente por vários processos físico-químicos (Lavagem, Crivagem, Branqueamento e Secagem), dando origem ao produto final, a pasta.

- **Linha de Energia e Recuperação**

Proveniente do processo de cozimento, obtém-se o subproduto chamado de licor negro, que é queimado na caldeira de recuperação. Obtém-se assim energia térmica, sob a forma de vapor de alta pressão que posteriormente é turbinado em sistema de cogeração, produzindo energia elétrica suficiente (e em excesso que é vendida) para as necessidades da fábrica e vapor adequado às necessidades térmicas do processo.

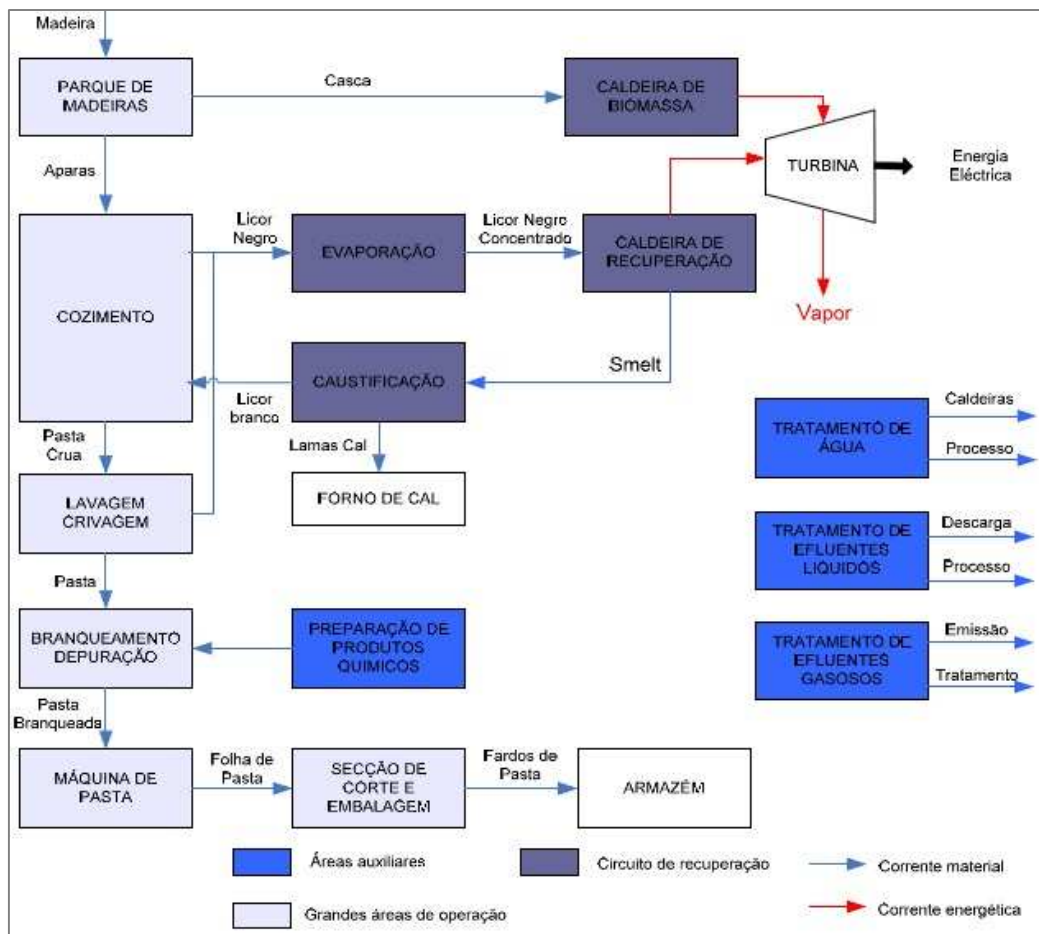


Figura 1.4. Diagrama de Blocos da Fábrica (Fonte Celtejo SA)



## 2. ENQUADRAMENTO TEÓRICO

Neste capítulo, fala-se da manutenção em geral e as suas filosofias (subcapítulo [2.1](#)). Deste modo, será possível compreender como a análise de vibrações se enquadra na manutenção. São também apresentados os conceitos fundamentais que envolvem a análise de vibrações ([2.2](#)). Os pontos [2.3](#), [2.4](#) e [2.5](#), retratam a forma como é recolhida e tratada a informação. No ponto [2.6](#) é feito uma abordagem sobre como os modos de falha se manifestam no espectro de frequências.

Os subcapítulos, [2.2](#), [2.3](#) e [2.5](#), têm por base o livro “Machinery Vibration & Predictive Maintenance” de Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004.

O subcapítulo [2.4](#), têm por base o livro “Vibration Spectrum Analysis – A Practical Approach” de Steve Goldman, 1990.

### 2.1. Técnicas de Manutenção

De seguida, são descritas as técnicas de manutenção industriais detalhadamente.

#### 2.1.1. Filosofia de Manutenção

Existem diferentes tipos de manutenção, no entanto, em qualquer unidade industrial os tipos de manutenção podem ser separados em quatro formas diferentes (Amílcar Ramalho, 2009):

- **Corretiva**

A manutenção corretiva tem como estratégia deixar a máquina funcionar até que haja uma falha. Quando a máquina para ou mesmo antes de parar é desenvolvido uma intervenção. Esta ação tem normalmente como objetivo substituir ou reparar alguns componentes que repõem o estado normal de funcionamento da máquina (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

A grande desvantagem deste tipo de manutenção prende-se com o facto de ser muito difícil ou quase impossível, preparar e planear o trabalho de

manutenção. Quando este tipo de estratégia é aplicado numa unidade industrial, é necessário que haja um grande número de peças de reserva (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

Não deve ser implementada uma estratégia de manutenção corretiva, se esta colocar em risco um sistema crítico, ou se provocar grandes custos ou danos humanos.

Independentemente dos avanços na tecnologia, em qualquer unidade industrial existe manutenção corretiva.

- **Preventiva**

A manutenção preventiva, tem a intenção de reduzir a probabilidade de falha de um sistema ou a degradação do mesmo. Sendo que, todas as tarefas de manutenção são realizadas antes da ocorrência de uma previsível falha. Uma manutenção preventiva consiste numa intervenção que está prevista, preparada e programada, sendo esta efetuada antes da data provável do aparecimento da falha (Amílcar Ramalho, 2009).

Neste tipo de manutenção, deve-se efetuar uma análise do histórico de avarias e posteriormente determinar um MTBF (tempo médio entre falhas, em inglês mean time between failure). Assim, com um MTBF bem determinado, as tarefas de manutenção devem ser efetuadas apenas quando os componentes têm um tempo de vida residual. (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004) É desta forma que se pretende iniciar a manutenção sistemática.

- **Sistemática**

A manutenção sistemática tem como objetivo efetuar tarefas de manutenção programadas com intervalos de tempo pré-determinados, baseado em dias ou horas de funcionamento da máquina (AFNOR X 060-010). Este tipo de manutenção engloba as intervenções preventivas de carácter cíclico que se desencadeiam a intervalos de tempo regulares (Amílcar Ramalho, 2009).

A grande desvantagem neste tipo de manutenção prende-se com o facto de determinar com precisão os intervalos de manutenção. Muitas vezes, a tarefa de manutenção pode ser executada muito cedo ou muito tarde. Em alguns casos repara-se ou substitui-se componentes ainda em bom estado. Em outros casos, a tarefa de manutenção não é executada no tempo devido, ocorrendo uma falha antes do previsto (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

- **Condicionada**

A manutenção condicionada, tem como filosofia desencadear tarefas de manutenção apenas quando é detetada uma falha e posteriormente se atinge determinados valores de parâmetros de funcionamento que refletem o estado do equipamento. Este tipo de manutenção requer que o equipamento seja constantemente monitorizado, com recurso a instrumentos de medida dos vários parâmetros (vibração, temperatura, amperagem, etc.), determinando a altura em que se deve efetuar a tarefa de manutenção. As tarefas de manutenção são desencadeadas quando um ou mais parâmetros de medida atingem um valor considerado crítico (Amílcar Ramalho, 2009). Este tipo de manutenção permite que os trabalhos sejam planeados de uma forma ordenada. É possível reduzir o número de peças de reserva em armazém. Em muitos casos pode até aumentar a capacidade de produção.

As possíveis desvantagens prendem-se com o facto de ser normalmente necessário um investimento em instrumentação e em muitos casos ter técnicos especializados na análise dos valores medidos (por exemplo na análise de vibrações).

É por isso necessário que o departamento de manutenção forneça os equipamentos necessários e que o pessoal envolvido tenha formação para poder interpretar e analisar corretamente os dados recolhidos.

Verifica-se no entanto que, nas unidades industriais mais desenvolvidas a manutenção condicionada está a evoluir para uma manutenção proactiva. Isto significa que, já não basta saber planejar e programar as tarefas de manutenção, mas também saber qual a raiz da falha. Isto implica como é

óbvio que sejam conhecidas quais as causas de falha típicas no equipamento monitorizado. (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

Deste modo, é importante ter um sistema de monitorização adequado ao equipamento, caso contrário, tudo poderá cair em descrédito. É também necessário que quem manuseia os equipamentos de medida, assim como os que efetuam a análise dos parâmetros medidos, tenham formação para essas tarefas (Gyorgy Lipovszky, Károly Sólyomvári e Gábor Varga, 1990).

### **2.1.2. Escolha da Estratégia**

Com foi descrito anteriormente, a escolha do tipo de manutenção a efetuar numa unidade industrial deve ser feita pelo responsável de manutenção. Essa escolha é normalmente feita em função da criticidade dos equipamentos. De seguida são enumerados alguns parâmetros de escolha do tipo de manutenção:

- Se a falha afeta a segurança dos equipamentos e pessoas;
- Quais as máquinas que são essenciais no processo produtivo;
- Máquinas de grande potência e com peças de reserva limitadas;
- Máquinas de grande custo e em que uma reparação pode provocar grandes custos.

(Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

### **2.1.3. Técnicas de Manutenção Condicionada**

Para que a monitorização em manutenção condicionada seja feita da melhor forma e tenha a eficácia desejada são utilizadas diferentes técnicas. Obviamente, que dependendo do equipamento, algumas técnicas poderão ser ou não aplicadas. Algumas técnicas são descritas de seguida:

- Monitorização da vibração;
- Emissões acústicas;
- Análise de óleo;
- Análise de partículas;
- Termografia.

Quando um programa de manutenção condicionada pretende implementar algumas destas técnicas, é necessário ter cuidado, pois o uso de técnicas erradas e ou de forma errada pode levar a que o programa de manutenção falhe. Obviamente que a falta de treino do pessoal poderá também levar a más interpretações das medições. É importante também ter em atenção o tipo de equipamento e indústria onde se está inserido. (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

#### **2.1.4. Análise de Vibração**

A técnica por análise de vibração é provavelmente a técnica mais completa em manutenção condicionada. Esta permite detetar falhas em equipamentos ainda num estado precoce, podendo em alguns casos ser atenuado o problema ou mesmo corrigido. Isto poderá ser obtido através de uma monitorização periódica das vibrações, onde pode ser detetada uma evolução no nível de vibração e conseqüentemente determinar a causa de falha.

Todas as máquinas rotativas produzem uma vibração própria, ou seja, uma vibração que caracteriza a máquina. A evolução desta vibração pode ser devido a vários fatores que estão associados a modos de falha característicos. Uma correta análise das vibrações medidas poderá indicar qual a raiz do problema.

A medição de vibração é um método eficaz e não destrutivo que permite monitorizar a condição da máquina enquanto esta está em funcionamento normal ou num estado transiente. Esta técnica é usada em máquinas rotativas como turbinas a vapor, a gás, bombas, motores, compressores, máquinas de papel, caixas redutoras, entre outras.

(Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

##### **2.1.4.1. Benefícios**

A análise de vibrações poderá detetar técnicas de manutenção ou reparação impróprias. Pode também detetar defeitos na instalação de rolamentos, desalinhamentos ou desequilíbrios, entre outras. Assim a manutenção condicionada por análise de vibrações pode reduzir ou eliminar problemas recorrentes em máquinas rotativas.

(Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004).

## 2.2. Conceitos Básicos de Vibração

De seguida, serão descritos os Conceitos Básicos de Vibração.

### 2.2.1. O que é a Vibração?

Antes de passar à análise por sinal de vibração é importante desmistificar toda a envolvimento à problemática da vibração.

A vibração pode definir-se, de uma forma muito simples como, um movimento oscilatório em torno do mesmo ponto de equilíbrio (Steve Goldman, 1990). A vibração ocorre sempre que um sistema responde a uma excitação interna ou externa. A amplitude da vibração é função da magnitude da força de excitação, massa e rigidez do sistema, assim como do amortecimento do sistema. A vibração ocorre mesmo nos equipamentos onde não é desejado que ocorra vibração.

### 2.2.2. A Natureza das Vibrações

Numa máquina rotativa, as vibrações têm origem em várias fontes. Os rolamentos, a caixa redutora, um desalinhamento, um desequilíbrio, entre outras, são fontes de vibração.

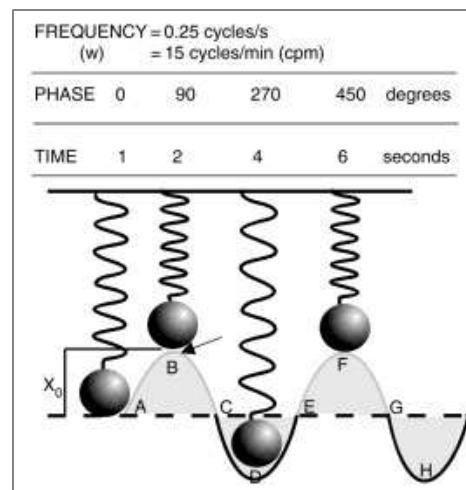
No final todas estas fontes de vibração são conjugadas e é produzida a vibração do próprio sistema. No entanto, conhecendo as características das vibrações é possível conhecer as características da máquina.

Recorrendo à figura 2.1, é possível descrever que o movimento da massa vinda da posição neutra e em direção ao seu máximo, o regresso à posição neutra e chegada ao seu mínimo e novamente regresso à posição neutra, representa um ciclo de movimento. Este ciclo de movimento contém toda a informação necessária para medir a vibração do sistema. O movimento contínuo irá simplesmente repetir o mesmo ciclo.

Este movimento designa-se por periódico e harmónico, e a sua relação entre o deslocamento da massa e o tempo é expresso na forma de uma equação sinusoidal:

$$X = X_0 \sin wt \quad (2.1)$$

em que  $X$  = deslocamento dado em qualquer instante,  $X_0$  = deslocamento máximo ou amplitude (A),  $w = 2 \times \pi \times f$ , onde  $f$  = frequência (Hz),  $t$  = tempo (s).



**Figura 2.1.** Movimento harmónico simples de um sistema composto pela massa e mola (Fonte: “Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance” de Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004)

Como a massa se desloca para cima e para baixo, a velocidade varia entre zero e um máximo (em módulo). Assim, podemos descrever a equação da velocidade da seguinte forma:

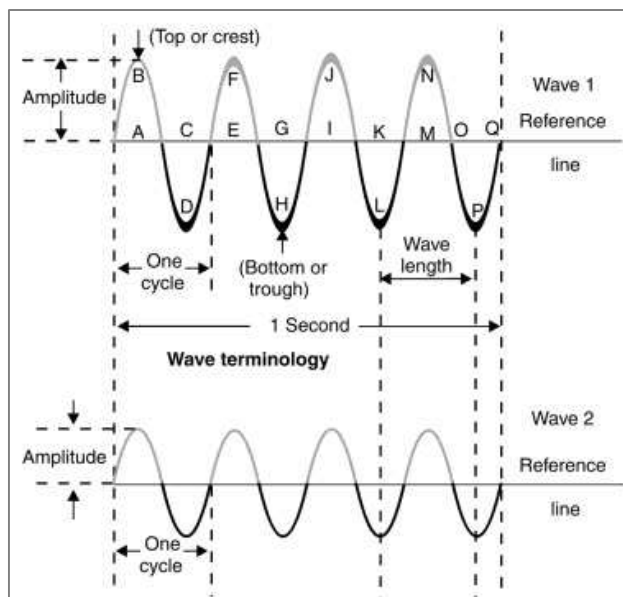
$$\text{velocidade} = \frac{dX}{dt} = X_0 \cdot \omega \cdot \cos \omega t \quad (2.2)$$

Da mesma forma, a aceleração da massa também varia e é obtida através da derivação da velocidade (Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004):

$$\text{aceleração} = \frac{d(\text{velocidade})}{dt} = -X_0 \cdot \omega^2 \cdot \sin \omega t \quad (2.3)$$

### 2.2.3. Conceitos Fundamentais das Ondas

Neste subcapítulo, falar-se-á dos termos usados para descrever a forma de onda, tais como, ciclo, frequência, amplitude e fase. Discutir-se-á também conceitos como, forma de onda, harmónicas, transformadas de Fourier e todos os valores de vibração, que são usados na análise de vibrações quando se pretende fazer o diagnóstico de uma máquina.



**Figura 2.2.** Comparação de ondas com diferentes amplitudes (Fonte: “Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance” de Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar, 2004)

A figura 2.2 mostra duas ondas, ambas com a mesma frequência e comprimentos de onda, no entanto com diferentes amplitudes.

### 2.2.3.1. A Frequência (ciclo)

Usando a figura 2.2, no ponto E, a onda começa a repetir o segundo ciclo que termina no ponto I, sendo que, o terceiro ciclo acaba no ponto M. O pico que está do lado superior da linha de referência é o máximo da amplitude, por vezes chama-se “topo” ou “crista”. Do lado de baixo da linha encontra-se o valor mínimo. Todos os ciclos têm um valor máximo e um mínimo.

Na análise de vibrações, o termo frequência é referido em *hertz* (Hz), e representa o número de ciclos por segundo, alguns autores usam o termo *cps* (ciclos por segundo) em vez de Hz.

### 2.2.3.2. Comprimento de Onda ( $\lambda$ )

O comprimento de onda é descrito como a distância que um ciclo ocupa. Na figura 2.2 podemos ver esquematicamente um comprimento de onda entre o ponto L e P.

### 2.2.3.3. Amplitude

Na figura 2.2 são mostradas duas ondas, mas uma delas tem a “crista” da onda a uma altura superior comparativamente com a linha de referência. A esta altura em que se



encontra o máximo, é chamado de amplitude da onda. A amplitude da onda dá-nos uma indicação relativa da quantidade de energia que a onda transmite.

#### 2.2.4. Fase

Se considerarmos duas ondas tal como as da figura 2.3, verificamos que ambas têm amplitude e frequência idênticas. No entanto, distam  $T/4$  do ponto da crista da onda. Este tempo de atraso é chamado de atraso de fase e é medido pelo ângulo de fase.

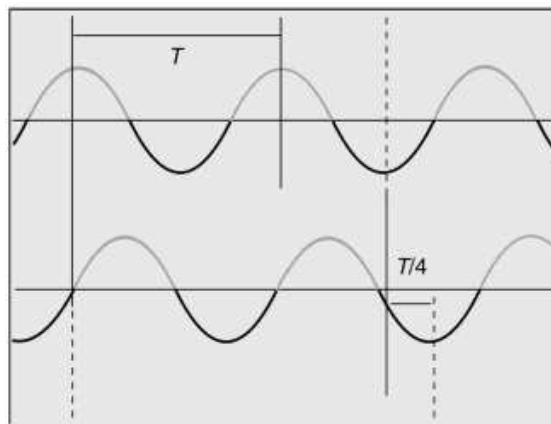


Figura 2.3. Relação da Fase entre ondas semelhantes

O tempo de atraso  $T$  representa o ângulo de fase que poderá ser definido como  $360^\circ$ . Assim, neste caso o tempo de atraso é de  $T/4$  e terá o ângulo de fase de  $90^\circ$ .

Poderíamos descrever normalmente as duas ondas como estando fora de fase a  $90^\circ$ . Na prática, o ângulo de fase define-se como a variação relativa da posição de um ponto a outro ou a uma marca de referência.

#### 2.2.5. As Harmónicas

De uma forma muito simples, as harmónicas são múltiplos da frequência fundamental. No caso de máquinas rotativas, a frequência fundamental é a frequência de funcionamento (rotação).

Tomando o espectro na figura 2.4 como exemplo, a frequência fundamental é de 25 Hz (1500 rpm), e as suas harmónicas são 50 Hz (2X), 75 Hz (3X), 100 Hz (4X), e assim sucessivamente.

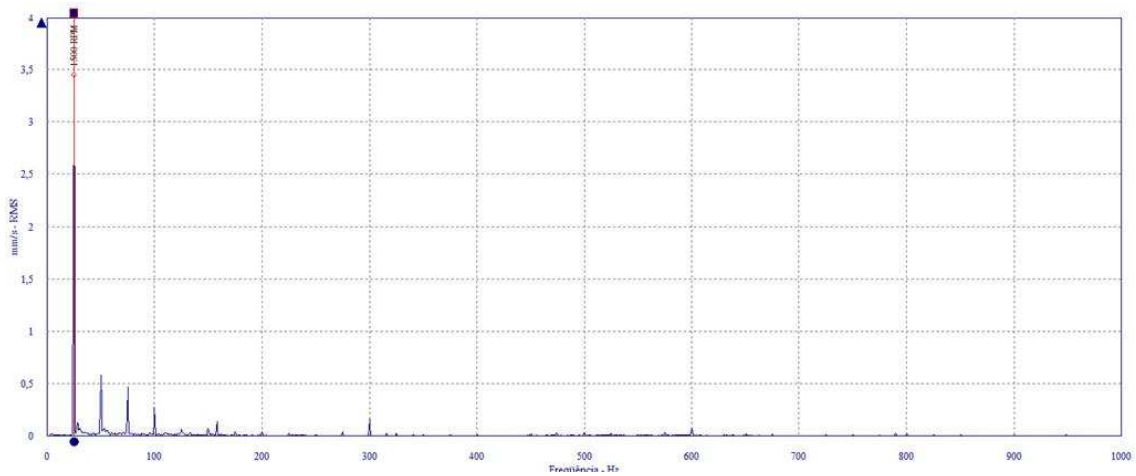


Figura 2.4. Exemplo de espectro de frequências (Fonte: Celtejo SA)

Quando se capta um sinal de vibração, o transdutor recolhe a forma de onda, também chamada de sinal no tempo. Para transformar o sinal no tempo para o espectro de frequências, recorre-se ao método matemático chamado de “Transformadas Rápidas de Fourier” (em inglês, Fast Fourier Transform, FFT).

### 2.3. Análise de Fourier

No esquema da figura 2.5, é representado graficamente a técnica FFT. Esta técnica é normalmente chamada de análise espectral, pois mostra, a relação amplitude vs valores de frequência em espectro.

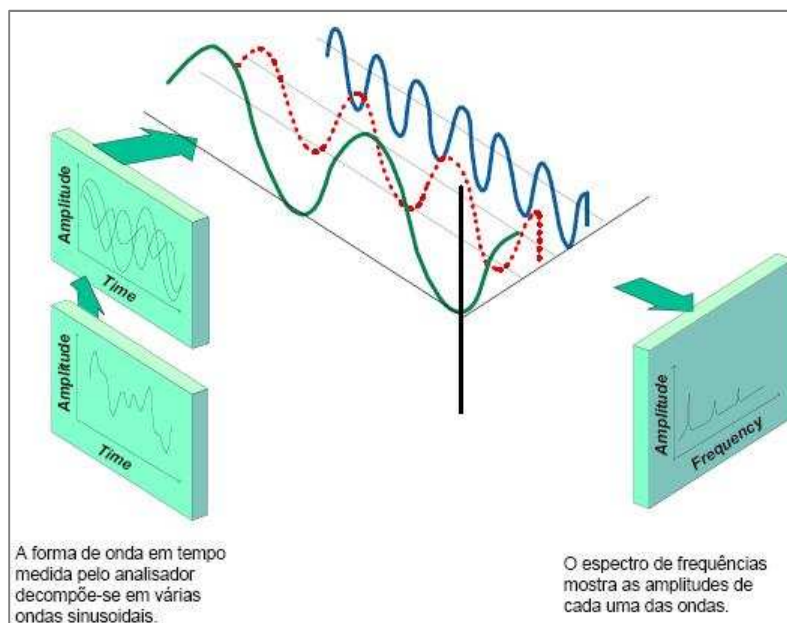


Figura 2.5. Técnica FFT (Fonte: gpuscience)

### **2.3.1. Valor Global da Amplitude**

A forma de onda é a representação simultânea da amplitude do deslocamento, da velocidade e da aceleração no respetivo tempo.

O nível global de vibração de uma máquina representa a amplitude total de vibração sobre todas as gamas de frequência. Este poderá ser expresso em aceleração, velocidade ou deslocamento. O nível global de vibração pode ser medido com um medidor de vibração ou poderá ser calculado do espectro de vibração através do somatório de todos os valores de amplitude que se encontram numa certa gama de frequências do espectro.

### **2.3.2. Terminologia em Vibração**

Neste subcapítulo, falar-se-á sobre como a Vibração pode ser interpretada.

#### **2.3.2.1. Deslocamento de Vibração (pico a pico)**

A distância total percorrida por uma peça vibrante, entre um extremo máximo e um extremo mínimo, é referida como um deslocamento pico a pico (em inglês, *peak to peak*). No Sistema Internacional (SI), as unidades de medida aparecem em *microns* ( $\mu\text{m}$ ).

Em algumas situações, o deslocamento é também chamado apenas de pico (ISO 2372), sendo metade do deslocamento pico a pico.

#### **2.3.2.2. Velocidade de Vibração (pico)**

Quando uma massa está em vibração, significa que está em movimento variado. A velocidade varia entre um zero que se verifica nos extremos, ou seja nos picos, e um máximo que se verifica quando a massa passa pela posição neutra. Este valor máximo é chamado de velocidade de vibração pico (P). É medido em mm/s-p.

#### **2.3.2.3. Velocidade de Vibração (rms)**

A ISO sugere que as medições em velocidade numa máquina surjam em rms (*root mean square*).

A velocidade em rms, fornece a energia contida num sinal de vibração, enquanto que, a velocidade pico está melhor relacionada com a intensidade de vibração.

#### **2.3.2.4. Aceleração de Vibração (pico)**

A aceleração é a taxa de variação da velocidade. Se for analisada a evolução da velocidade de vibração, podemos dizer que a aceleração toma o valor máximo quando a massa de um corpo em vibração está num dos extremos (pico), onde a velocidade é zero. Da mesma forma, a aceleração será zero quando a velocidade for máxima.

Normalmente é usado o valor  $g$  ( $g = 9.8 \text{ m/s}^2$ ) como referência para a aceleração.

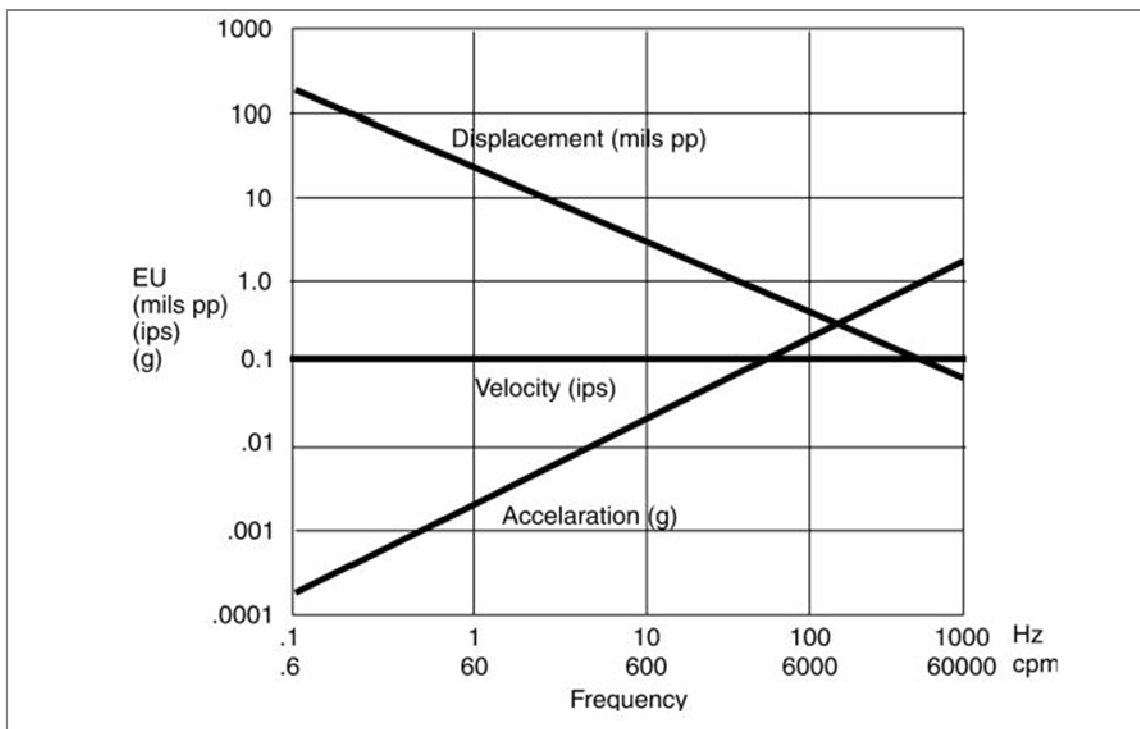
#### **2.3.2.5. Escolha do Parâmetro de Medida**

Existem três parâmetros de medida que podemos usar: deslocamento, velocidade e aceleração. Qualquer um deles tem o mesmo objetivo de determinar a severidade das vibrações. Estas são frequentemente referidas como a amplitude de vibração.

A amplitude de vibração é o primeiro indicador de como boa ou má poderá estar a condição da máquina. Geralmente, altas vibrações correspondem a altos níveis de defeitos na máquina.

Cada amplitude de vibração pode ser dada em deslocamento, velocidade ou aceleração. Assim a questão óbvia é, que parâmetro se deve utilizar para se monitorizar uma máquina?

A relação entre aceleração, velocidade e deslocamento com a respetiva amplitude de vibração e estado da máquina redefine a medição e a técnica de análise de dados que deve ser usada. Um movimento abaixo dos 10 Hz (600 rpm) produz vibrações muito baixas em termos de aceleração, moderada vibração em termos de velocidade e relativamente altas vibrações em termos de deslocamento. Por isso, o deslocamento é usado nesta gama de funcionamento. Podemos ver no gráfico da figura 2.6 a relação entre os três parâmetros.



**Figura 2.6.** Relação entre aceleração, velocidade e deslocamento

Numa gama de altas frequências, os valores de aceleração são mais relevantes do que valores de velocidade ou deslocamento. Por isso, para frequências acima de 1000 Hz (60.000 rpm) ou 1500 Hz (90.000 rpm) é preferível ser utilizada a aceleração, como unidade de medida de vibração.

Em geral, é aceitável que entre 10 Hz (600 rpm) e 1000 Hz (60.000 rpm), a velocidade seja um bom indicador da severidade de vibração, e acima de 1000 Hz (60.000 rpm), a aceleração ser o único bom indicador.

De uma forma geral, a maioria das máquinas rotativas funcionam numa gama entre 10 e 1000 Hz. Assim a velocidade é geralmente usada para a medição e análise de vibração.

### 2.3.2.6. Aquisição de Dados

Um transdutor é um dispositivo que converte um tipo de energia, como a vibração, num diferente tipo de energia, usualmente uma corrente elétrica ou voltagem.

Normalmente, na indústria encontram-se 3 tipos de transdutores:

- Deslocamento;

- Velocidade;
- Aceleração.

Geralmente, são usados transdutores coletores de velocidade, de aceleração e de corrente de Eddy ou sensores de proximidade (deslocamento). Cada tipo de transdutor tem diferentes vantagens dependendo da aplicação, mas todos têm também limitações. Nenhum único transdutor satisfaz todos os tipos de medidas necessário.

O mais importante é considerar cada aplicação e selecionar o transdutor adequado para essa mesma aplicação.

Com os transdutores, efetuamos a aquisição dos dados de vibração para posteriormente ser feita a respetiva análise. Aos transdutores está incumbida as tarefas de:

- Adquirir a vibração da máquina;
- Converter o sinal de vibração num sinal elétrico;
- Transformar o sinal elétrico nos seus componentes;
- Fornecer informação e documentos relativos aos dados de vibração.

O mencionado anteriormente, implica um sistema *hardware* de análise de vibrações e um programa informático. Este inclui os transdutores, instrumentação eletrónica que armazena e analisa os dados, o *software* de assistência na análise de vibrações, gravação de dados e documentação.

Cada tipo de medição de vibração requer um transdutor apropriado, dependendo do que se pretende medir.

#### **2.3.2.6.1. Funcionamento e Aplicação de Cada um dos Tipos**

- **Sensores de Deslocamento**

São sensores de corrente de Eddy ou sensores de proximidade (também conhecidos por Eddy probes ou proximity probes). Este tipo de sensor é escolhido preferencialmente para medir vibrações em chumaceiras hidrodinâmicas (em inglês, journal bearing). Aplicam-se tipicamente em turbomáquinas. Os sensores de proximidade são os únicos que fornecem o deslocamento de um veio, ou o deslocamento relativo (em relação ao casquilho da chumaceira). Muitos métodos de medição de vibração com sensores de proximidade usam uma montagem interna ou externa da chumaceira.

Um sistema por corrente de Eddy é resumidamente composto pelo sensor, um cabo de extensão e um oscilador/demulador.

As correntes de Eddy são geradas na superfície do veio. Posteriormente, o demulador transforma o sinal numa voltagem onde a variação dessa mesma voltagem é diretamente proporcional ao intervalo entre a ponta do sensor e o veio. Podem ser usados tanto para medir vibrações na radial como na axial.

O número de sensores a colocar poderá ser determinado em função da criticidade da máquina. Normalmente em máquinas pequenas e pouco críticas é usado apenas um sensor por corrente de Eddy em cada chumaceira.

Em máquinas grandes ou críticas é recomendado usar dois sensores de proximidade por cada chumaceira. São montados separados 90° entre ambos. Cada sensor irá medir as vibrações no respetivo plano em que está montado. Quando o sinal de cada sensor é conjugado no osciloscópio, constrói-se a órbita de movimento do centro do veio.

- **Sensores de Velocidade**

Os sensores de velocidade são muito usuais para monitorizar a vibração de máquinas rotativas. São fáceis de instalar e normalmente são mais baratos que os outros tipos de sensores. Pelo facto de efetuar a medição de vibração em velocidade podem ser usados para a maior parte das máquinas rotativas. O funcionamento consiste basicamente numa bobine que se move através de um campo magnético e induz uma voltagem na bobine. O movimento de vibração é o que provoca o movimento da bobine, sendo o sinal de vibração correlacionado com a voltagem.

Poderá ser colocado um sensor em cada uma das três posições (vertical, horizontal e axial) do ponto de medição e assim ser traçada a assinatura da máquina.

Este tipo de sensor deve ser montado numa base lisa, direita e limpa para que não haja perturbações nas medições.

Vantagens:

- Fáceis de instalar;
- São autos geradores;
- Não precisam de sistema de condicionamento do sinal.

Desvantagens:

- Partes móveis;
- Sensíveis aos campos magnéticos;
- Com dimensões relativamente grandes.

• **Sensores de Aceleração**

Os acelerómetros são os sensores mais populares na medição de vibrações em máquinas rotativas. São compactos, robustos e leves. São os sensores mais indicados para a medição de vibrações em rolamentos, sendo os mais eficazes na medição de vibrações a alta frequência.

Os acelerómetros possuem no seu interior cristais piezoelétricos que ao sofrerem uma força, devido ao movimento de vibração, transformam o movimento mecânico numa voltagem.

A montagem de um acelerómetro numa máquina pode ser feita através de uma base magnética, base adesiva, roscada ou com uma ponteira, sendo este último método o menos eficaz na medição de vibrações.

Vantagens:

- Medem altas frequências;
- Medem baixas frequências;
- São robustos.

Desvantagens:

- Precisam de condicionamento de sinal.

## 2.4. Processamento de Sinal

Neste subcapítulo, falar-se-á sobre como o sinal de vibração é processado após ser captado. A maior parte das análises são feitas em FFT, mas também noutras técnicas.



### **2.4.1. Transformadas de Fourier**

De uma forma muito simples, as transformadas de Fourier transformam um sinal com domínio em tempo num sinal com domínio em frequência. Na figura 2.5 é representado esquematicamente o objetivo de FFT.

No entanto, para calcular o FFT, é necessário ter uma amostragem de pontos medidos. Este processo consiste na gravação das amplitudes do sinal analógico num determinado instante. Esta recolha permite reconstruir a onda num sinal digital.

Para converter o sinal analógico, que foi recolhido por um transdutor, num sinal digital, usa-se um conversor de analógico para digital (A/D). Esta conversão A/D é feita por um microprocessador.

Depois de obtido o FFT, deve-se ter cuidado com a resolução do espectro. Ou seja, na prática um equipamento de recolha e análise de sinal pode conseguir apresentar um espectro com frequências superiores a 10 KHz. Se nada for feito, é muito difícil fazer uma análise do espectro, uma vez que existem muitas frequências para serem analisadas. Assim, é importante conhecer a máquina para saber a resolução a aplicar. É um processo que normalmente requer experiência da parte de quem está a analisar os dados. Se as características da máquina forem conhecidas, esta análise poderá ser facilitada.

Em termos práticos, quando se efetua uma medição, deve-se repetir várias vezes para que se obtenha uma média de resultados.

## **2.5. Mostragem e Armazenamento**

Este subcapítulo aborda a forma como é armazenada a informação e como ela pode ser apresentada ao analisador.

### **2.5.1. Transformadas Rápidas de Fourier (FFT)**

Os equipamentos típicos utilizados na recolha e processamento de sinal, contêm um display para visualizar o espectro, assim como possuem um sistema de armazenamento de dados. Podemos visualizar não só o espectro como também uma sequência de espectros medidos em datas diferentes. Isto permite que seja feita mais facilmente, uma comparação entre espectros. Pode-se acompanhar a evolução das vibrações na máquina. Este modo de análise chama-se, em inglês *Waterfalls* (figura2.7).

Este modo de análise requer que as medições sejam feitas sempre no mesmo ponto da máquina no período de medição.

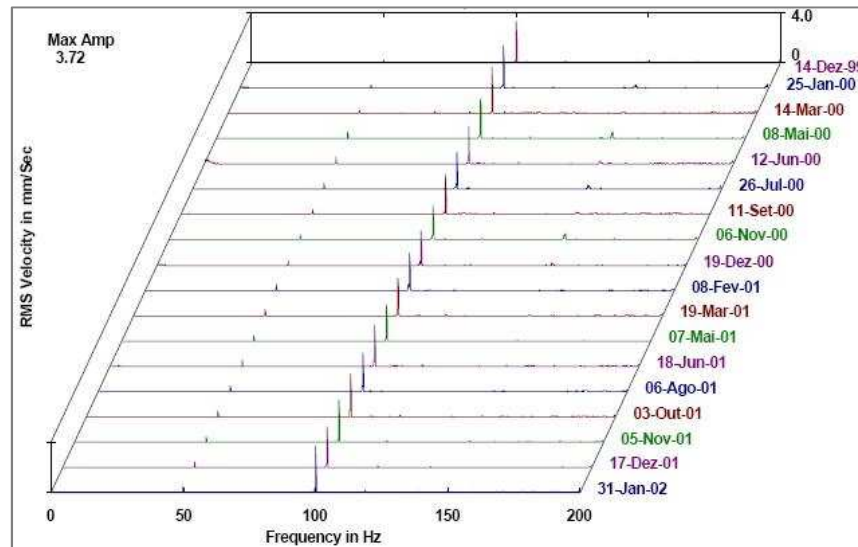


Figura 2.7. Exemplo de Waterfalls

### 2.5.1. Forma de Onda

A técnica de análise por sinal da forma de onda é normalmente usada para comparar as ondas entre duas máquinas semelhantes.

O sinal em forma de onda não é tão versátil como o FFT, tendo particulares aplicações como a descrita anteriormente.

### 2.5.2. Sinal em Fase

O sinal em fase é usado normalmente no diagnóstico da condição de máquina em conjunto com a análise de espectro FFT.

## 2.6. Diagnóstico de falhas em Máquinas por Sinal de Vibração

Neste subcapítulo mostra-se como é que algumas falhas se manifestam no espectro de frequências.

### **2.6.1. Desequilíbrio**

O desequilíbrio manifesta-se nas medições radiais a 1X rpm, sendo a amplitude manifestada proporcional à velocidade e à massa em desequilíbrio.

### **2.6.2. Veio empenado**

Este modo de falha pode ser encontrado tanto nas vibrações axiais como nas radiais, sendo que, as vibrações axiais podem ser maiores que as radiais.

Nas medições axiais, o espectro terá um aumento das componentes a 1X e 2X. Se a componente a 1X for maior, o empeno será perto do centro do eixo, se for a componente a 2X o empeno será perto da extremidade do veio.

### **2.6.3. Desalinhamento**

Manifesta-se na direção axial, sendo notado na componente a 1X e 2X rpm para desalinhamentos angulares. No caso de desalinhamentos paralelos, a componente a 2X rpm na direção radial aumenta.

### **2.6.4. Folgas Mecânicas**

Manifesta-se a 2X rpm na direção radial. Frequentemente também poderá encontrar-se sub-harmónicas a  $\frac{1}{2} X$ ,  $1\frac{1}{2} X$ ,  $2\frac{1}{2} X$ , e superiores.

### **2.6.5. Defeitos em engrenagens**

Os defeitos em engrenagens manifestam-se normalmente na frequência de engrenagem, que é dada por:  $Fr = n^\circ$  de dentes do pinhão X velocidade (rpm) do pinhão.

Nas engrenagens helicoidais manifestam-se na direção axial e possuem bandas laterais da frequência de engrenagem. Muitas vezes os problemas manifestam-se apenas na alteração das bandas laterais.

### **2.6.6. Chumaceiras Hidrodinâmicas**

Nas chumaceiras hidrodinâmicas, usa-se normalmente órbitas para localizar o centro do veio em relação ao centro da chumaceira.

Quando é usado o espectro de frequências, pode ser detetado desgaste dos casquilhos nas harmónicas superiores a 10X ou 20X rpm.

Quando se usa a órbita para análise, qualquer alteração da mesma em relação ao que será normal, indica problemas na película de óleo lubrificante.

**Tabela 2.1.** Tabela resumo da relação entre a frequência e a causa do surgimento (Do livro "Vibration Spectrum Analysis – A Practical Approach" de Steve Goldman)

<b>Frequência</b>	<b>Causa</b>	<b>Comentário</b>
1/2 X rpm	Turbulência no óleo	Causada nas chumaceiras hidrodinâmicas devido a mudança de velocidade ou temperatura
1 X rpm	Desequilíbrio	Nível aumenta na direção radial. Proporcional ao desequilíbrio
2 X rpm	Perdas mecânicas	Folgas e parafusos desapertados
1 X, 2 X, 3 X, 4 X rpm	Desalinhamento no acoplamento, rolamentos e veio empenado	Os níveis são mais altos na direção axial

### 3. MÁQUINA EM ESTUDO

O presente estudo assenta num alternador de uma turbina a vapor, tendo especial atenção aos apoios do mesmo, uma vez que, é nos apoios que são detetadas a vibrações com amplitudes elevadas.

No entanto, é feita aqui uma breve apresentação do sistema de produção de energia, compreendendo a turbina, redutor e alternador.



**Figura 3.1.** Turbina AEG KAINS 19019

A turbina AEG KAINS 19019 presente na figura 3.1, foi construída em 1988 e desde essa altura que está nas instalações da Celtejo S.A. a trabalhar. A turbina funciona integrada num sistema de cogeração, utilizando vapor de alta pressão proveniente de uma caldeira de recuperação de licor negro. O vapor de extração que sai da turbina é depois usado no processo de fabrico da pasta de papel. A energia produzida pela turbina é colocada na rede.

### 3.1. Dados de Projeto do Sistema

Neste subcapítulo, mostram-se alguns dados de projeto do sistema. Estes dados são importantes quando é analisado o capítulo 3.2.

Na tabela 3.1 são apresentados alguns valores gerais de funcionamento do sistema, tais como as velocidades normais e velocidades de ressonância. São também apresentados alguns valores relativos ao vapor.

**Tabela 3.1.** Dados do Sistema

Descrição	Valor	Grandeza
Potência Máxima de Saída	14250	kW
Peso do Rotor da turbina	1643	kg
Velocidade Nominal da Turbina/Alternador	9480/1500	rpm
Velocidade de Trip Turbina/Alternador	10428/1650	rpm
1ª Ressonância crítica Lateral, Turbina/Alternador	4900/775	rpm
Gama de Velocidade Proibida		
Turbina	4400-5400	rpm
Alternador	696-854	rpm
Pressão de Vapor Vivo		
Normal, abs	63	bar
Máximo, abs	76	bar
Mínimo, abs	50	bar
Temperatura de Vapor Vivo		
Normal	450	°C
Máximo	470	°C
Mínimo	400	°C

#### 3.1.1. Parâmetros Monitorizados

Aqui são apresentados alguns parâmetros que o atual sistema de monitorização contempla, tais como, temperatura, pressão e vibração.

Na tabela 3.2, são apresentados os valores normais e limite, relativos aos diferenciais de pressão esperados de encontrar no filtro do óleo.

**Tabela 3.2.** Filtro do óleo lubrificante

	<b>Valor Normal [bar]</b>	<b>Valor Limite [bar]</b>
Diferencial de Pressão	0,3-0,5	0,8

O sistema atual de monitorização inclui a medição de temperaturas no metal de fricção das várias chumaceiras que apoiam os veios da turbina, redutor e do alternador. Na tabela 3.3 são mostrados os valores de temperatura normais e limites de utilização para os vários apoios de medição. Quando alguma das temperaturas atinge o valor limite, é dado um sinal de alerta.

**Tabela 3.3.** Temperatura do Metal das Chumaceiras

	<b>Valor Normal [°C]</b>	<b>Valor Limite [°C]</b>
Turbina radial	85	105
Turbina axial	85-100	110
Eixo de engrenagem	85-100	120
Roda de engrenagem	75-90	120
Alternador, radial	65-85	105

Na tabela 3.4 é apresentado um valor normal e limite para o nível do óleo no tanque de óleo. Este valor é verificado num visor lateral existente no tanque.

**Tabela 3.4.** Nível do Óleo mínimo

	<b>Valor Normal [mm]</b>	<b>Valor Limite [mm]</b>
Nível	550	>800

A tabela 3.5 apresenta a posição do eixo (deslocamento axial) do rotor da turbina medido na posição 1 do sistema. Esta folga não é monitorizada.

**Tabela 3.5.** Rotor da Turbina

	<b>Valor Normal [mm]</b>	<b>Valor Limite [mm]</b>
Aproximação ao Rotor	0,9-1,3	<0,8
Afastamento do Rotor	0,9-1,3	>1,5

As vibrações medidas na direção radial por sensores de deslocamento têm os valores normais e limite apresentados na tabela 3.6. Estes valores fazem parte do sistema

de monitorização atual. Quando o valor de vibração atinge o limite é dado um sinal de paragem da máquina.

**Tabela 3.6.** Vibração do Eixo

	Valor Normal [ $\mu\text{m}$ ]	Valor Limite [ $\mu\text{m}$ ]
Turbina (pico a pico)	5-40	>90
Engrenagem (pico a pico)	5-40	>90

A tabela 3.7 apresenta os valores de vibração normais e limite, medidos nos apoios do alternador. Estas medições são feitas por sensores de velocidade e são monitorizados.

**Tabela 3.7.** Vibrações nas Chumaceira do Alternador

	Valor Normal [mm/s]	Valor Limite [mm/s]
Alternador	2-4	>12

Na tabela 3.8 são apresentadas as temperaturas normais e limite do ar no alternador. Estas temperaturas são relativas ao ar de refrigeração de entrada e saída e no enrolamento do estator.

**Tabela 3.8.** Temperaturas do Alternador

	Valor Normal [ $^{\circ}\text{C}$ ]	Valor Limite [ $^{\circ}\text{C}$ ]
Enrolamento	120	>130
Ar de entrada	40	>45
Ar de saída	50-60	>65

Os dados da tabela 3.9 são referentes ao controlador de velocidade.

**Tabela 3.9.** Controlador de Velocidade

Drive	Turbine shaft via gear
Relação de Transmissão	31:80
Taxa de velocidade	3681 rpm
Pressão de saída do Controlador, p3	2-4 bar

Na tabela 3.10 são apresentados alguns dados relativos ao acoplamento entre a turbina e redutor. Na tabela 3.11, os dados são relativos ao redutor. Estes valores não são monitorizados.



**Tabela 3.10.** Acoplamento (Turbina - Redutor)

<b>Construção</b>	<b>Dentes de engrenagem</b>	
Potência máxima de saída	15000	kW
Máxima velocidade	10500	rpm
Pressão do spray de óleo	1,5	Bar
Óleo de lubrificação requerido	30	l/min

**Tabela 3.11.** Unidades de Engrenagem

	<b>Unidade</b>	
Potência máxima de saída	15000	kW
Velocidade de entrada	9480	rpm
Velocidade de saída	1500	rpm
Óleo lubrificante requerido	350	l/min
Pressão de óleo de operação	1,5	bar
Pressão de óleo mínima	0,8	bar
Temp. do óleo de operação	45	°C
Temp. mínima do óleo	35	°C
Rácio de redução	6,32	

### **3.1. Descrição do Sistema de Monitorização Atual**

Atualmente, a unidade de produção de energia em estudo, composta pela turbina, caixa redutora e alternador, possui um sistema de monitorização de vários parâmetros importantes. Entre os quais está a temperatura, das chumaceiras do óleo e alguns parâmetros de vibração. Na figura 3.2, pode-se ver como esses parâmetros são apresentados aos utilizadores do sistema.

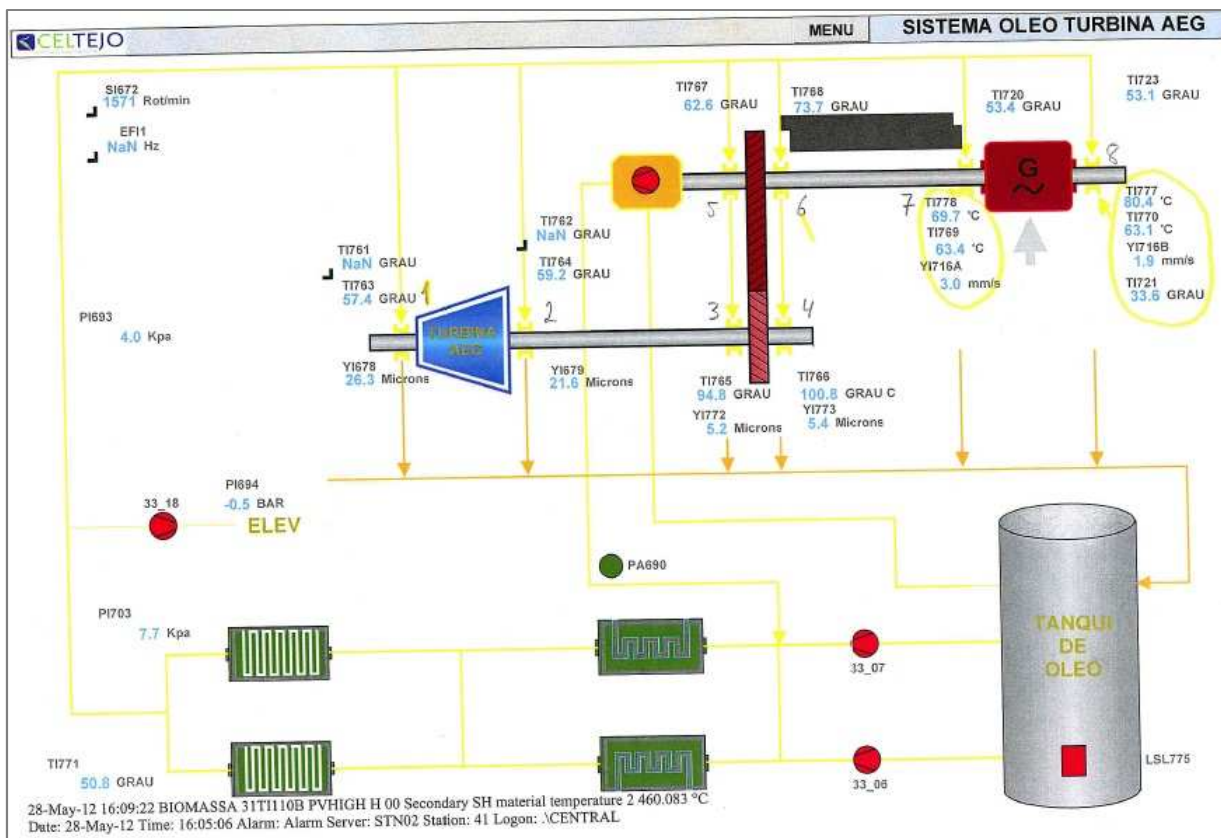


Figura 3.2. Representação esquemática do sistema de óleo da unidade

A figura 3.2 mostra o chamado sistema de óleo da turbina. Está representado de uma forma geral a turbina, o redutor, e o alternador. Para efeitos de medição e monitorização, temos 8 pontos no sistema, que são os 8 apoios do sistema. O ponto 1 e 2 são os apoios da turbina, 3 e 4 são os apoios do pinhão do redutor, 5 e 6 os da roda do redutor e finalmente os pontos 7 e 8 que são do alternador.

Entre o ponto 6 e 7, está o acoplamento rígido e após o ponto 8, encontra-se a excitatriz.

Nos apoios do sistema mede-se as vibrações e a temperatura do óleo.

O sistema representa também o tanque de óleo, que possui um alerta de indicação de nível baixo. Está também representado as várias bombas para circulação do óleo e a bomba para elevação da pressão do sistema de óleo. Os filtros e permutadores também estão presentes, onde é indicada a temperatura do óleo à saída dos mesmos.

Em relação às temperaturas medidas nos apoios o sistema está bastante atualizado. Faz um registo histórico da evolução da temperatura em função do tempo de funcionamento e dá um alerta quando a mesma sobe até um patamar considerado elevado.

Em relação aos parâmetros de vibração são efetuadas medições em contínuo nos pontos 1, 2, 3, 4, 7 e 8.

Nos pontos 1 e 2 (pertencentes à turbina) são utilizados sensores de proximidade (a 90 graus). A medição é obtida em Valor Global (mícrons) e apresenta um registo da evolução do mesmo. Em qualquer um dos pontos o fabricante indica que o valor normal se situa entre os 5  $\mu\text{m}$  e 40  $\mu\text{m}$ , sendo o limite os 90  $\mu\text{m}$ .

Os pontos 3 e 4, referentes ao pinhão do redutor, também possuem sensores de deslocamento sendo os valores admissíveis de funcionamento iguais aos dos apoios da turbina. Nos pontos 5 e 6, não é feita qualquer medição em contínuo.

No alternador a medição é feita nos invólucros das chumaceiras e com sensores de velocidade, dando o sinal em mm/s. Da mesma forma da turbina, o sistema fornece o Valor Global de vibração. Aqui os valores admissíveis de funcionamento, estão situados entre os 2 e 4 mm/s, sendo o valor máximo admitido de 12 mm/s. Todos os valores aqui referidos, são dados pelo fabricante do conjunto.



**Figura 3.3.** Indicação do sensor de velocidade, localizado na parte superior da chumaceira

### **3.1.1. Alternador**

O alternador é do tipo rígido, apoiado em duas chumaceiras de deslizamento com casquilhos bipartidos.



**Figura 3.4.** Alternador



**Figura 3.5.** Alternador e Apoio 7

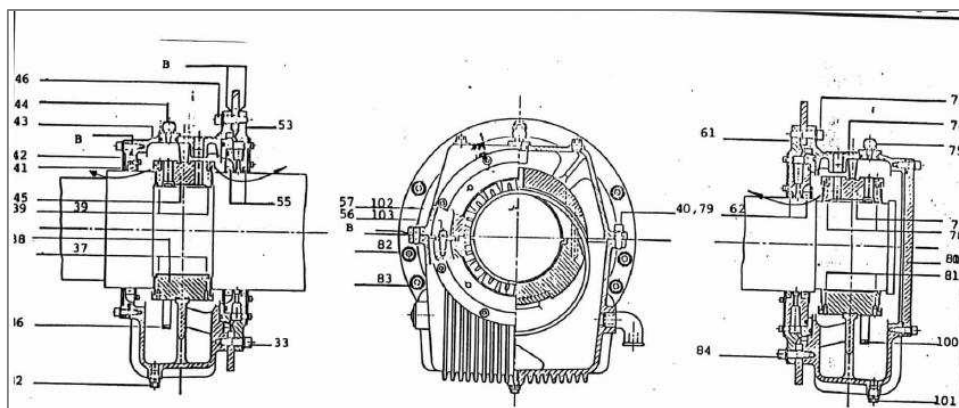


Figura 3.6. Desenho em corte dos Apoios do Alternador

### 3.1. Eventos Ocorridos na Máquina

O sistema em estudo tem revelado alguns problemas a partir de determinada altura. Nomeadamente, problemas de vibrações elevadas em determinados apoios, problemas na qualidade do vapor, na produção de energia, entre outros.

Em Dezembro de 2010, uma das chumaceiras do alternado gripou, facto que possivelmente se deveu a problemas no óleo lubrificante, uma vez que, a temperatura do óleo subiu consideravelmente.

Procedeu-se à reparação da chumaceira e do veio do rotor no local do apoio. No entanto, entre o período da referida reparação (em 2010) e Maio de 2011, o sistema apresentou elevadas vibrações, devido a uma reparação deficiente.

Na paragem anual de 2011, procedeu-se à retificação da reparação, tendo sido feito uma reparação dos casquilhos das chumaceiras do alternador de uma forma mais cuidada. Ainda assim o grupo apresentava vibrações elevadas, principalmente na direção axial do alternador. Decidiu-se então colocar um disco de inércia no ponto 8 do alternador.

Esta solução atenuou as vibrações e permitiu que o sistema fosse colocado em funcionamento. No entanto, as vibrações na direção axial dos apoios do alternador, apesar de baixarem para um patamar considerado admissível permanecem um pouco altas quando comparadas com as vibrações medidas nas outras direções.

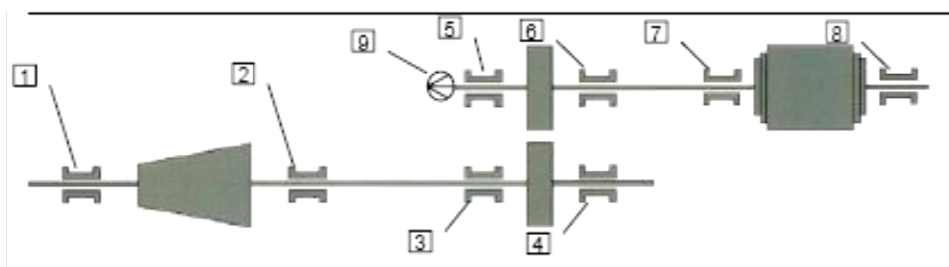
Na paragem anual de junho de 2012, efetuou-se novamente o equilíbrio do alternador, com a colocação de massas junto dos apoios 7 e 8 do alternador.

Os resultados das medições efetuadas antes e depois da equilibragem feita na paragem anual de 2012 são apresentados no capítulo seguinte.

## 4. MEDIÇÕES DE VIBRAÇÃO

A medição de vibração no sistema começou a ser efetuada de uma forma periódica no início de 2011, em que pelo menos uma vez por mês foi feita uma medição em cada ponto (8 no total).

A medição em cada ponto do sistema foi feita em 3 direções, são elas a direção horizontal, vertical e axial. Obtiveram-se valores em aceleração e velocidade. A figura 4.1 mostra os pontos onde são feitas as medições.



**Figura 4.1.** Esquema representativo dos Apoios da Turbina Redutor e Alternador

Note-se, que são mostrados 9 pontos, no entanto não é feita qualquer medição no ponto 9.

Neste capítulo, os resultados das medições de vibração, são apresentados na forma de gráfico em cascata. Isto, para que seja mais fácil detetar alterações no comportamento ao nível das vibrações da máquina.

Seguidamente, são apresentados os resultados medidos ao longo do tempo nos vários pontos. Para a análise dos resultados, selecionou-se os pontos 1, 5, 7 e 8.

Estes pontos foram selecionados para que seja possível mostrar o comportamento do sistema em termos de vibrações. O ponto 1 mostrará o comportamento da turbina, o ponto 5 do redutor e os pontos 7 e 8 do alternador. Assim, estar-se-á em condições de perceber minimamente o comportamento da máquina.

Esta seleção é necessária devido ao elevado número de gráficos resultantes de cada sessão de medições. Em cada sessão são feitos 96 gráficos.

Para além de aqui apresentar alguns resultados provenientes da medição vibrações, são também discutidos alguns deles. Para isso, é importante identificar as principais frequências esperadas nos espectros.

**Frequência de rotação da turbina = 9480 rpm / 60 s, isto é 158 Hz.**

**Frequência de rotação do alternador = 1500 rpm / 60 s, isto é 25 Hz.**

Para saber a frequência de engrenagem do redutor é necessário saber qual o número de dentes da roda ou do pinhão e multiplicar pela respetiva velocidade em rpm. Assim, considerando o número de dentes da roda que é igual a 158 dentes, multiplicando pela velocidade da mesma que é a do alternador, 1500 rpm, temos o resultado de 237000 rpm. Dividindo este por 60 s, temos a frequência de engrenagem que é 3950 Hz.

Uma outra frequência importante a considerar, é a frequência das pás da turbina, no entanto o número de pás da turbina não é conhecido, logo não é possível determinar a frequência associada a estas.

Os resultados aqui apresentados são recolhidos através de um acelerómetro do equipamento portátil de recolha de vibrações e armazenados numa base de dados que se encontra nas instalações da Celtejo SA.

Considerar-se-á os espectros antes da equilibragem como padrão, de forma a poder ser caracterizado o equipamento.

## 4.1. Ponto 1 da Turbina

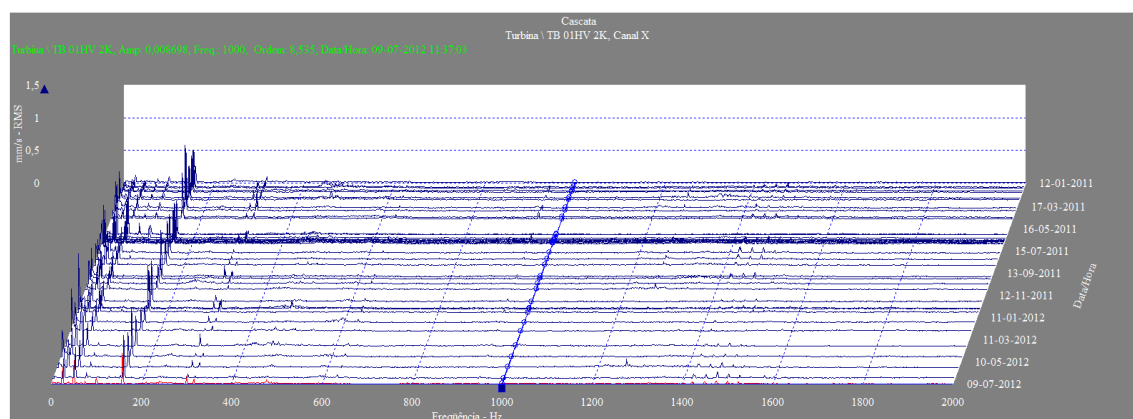
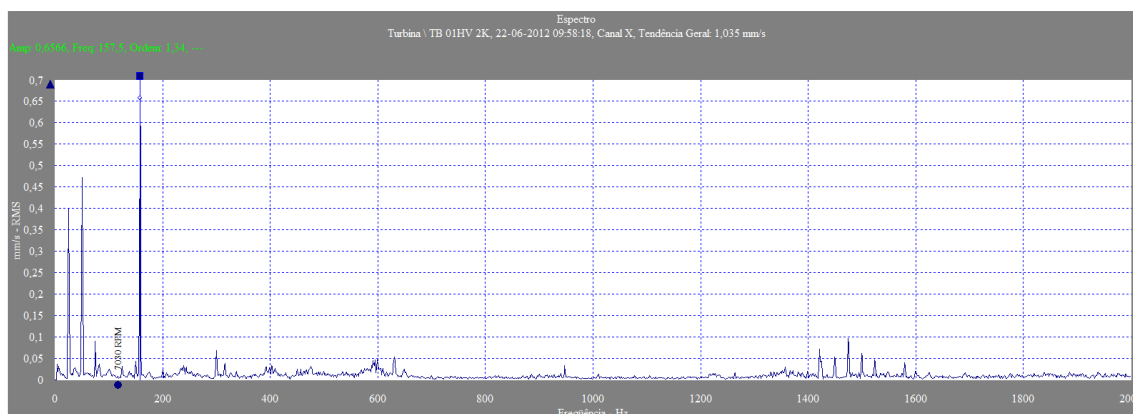


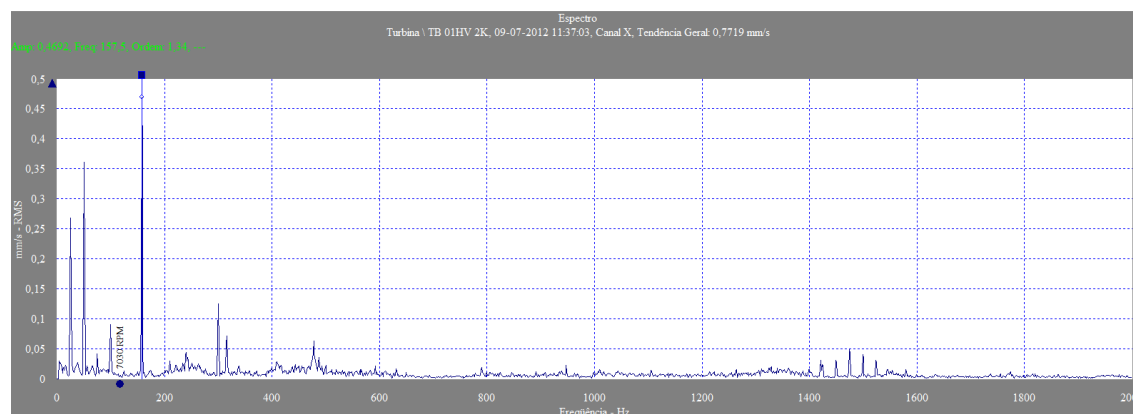
Figura 4.2. Diagrama em cascata do Ponto 1 horizontal





**Figura 4.3.** Ponto 1 horizontal antes da equilibragem

Na figura 4.3, pode-se ver o pico mais elevado a 158 Hz, esta é a frequência de rotação da turbina (9480 rpm). Neste pico, a amplitude situa-se cerca dos 0.65 mm/s. Pode-se também observar que existem dois picos a 25 Hz e 50 Hz. Estes são efeitos da frequência de funcionamento do alternador (1500 rpm).



**Figura 4.4.** Ponto 1 horizontal depois da equilibragem

No gráfico da figura 4.4, constata-se que todos os valores de amplitude desceram ligeiramente após a equilibragem. O pico da frequência de funcionamento desceu para 0.47 mm/s. Considerando o espectro de frequências antes da equilibragem como o espectro padrão, pode-se afirmar que não houve grande alteração após a equilibragem.



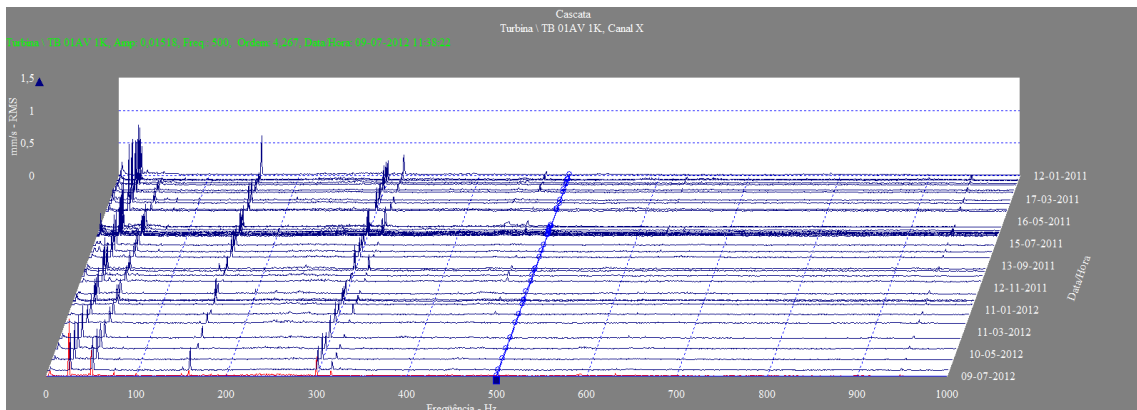


Figura 4.5. Diagrama em cascata do ponto 1 axial

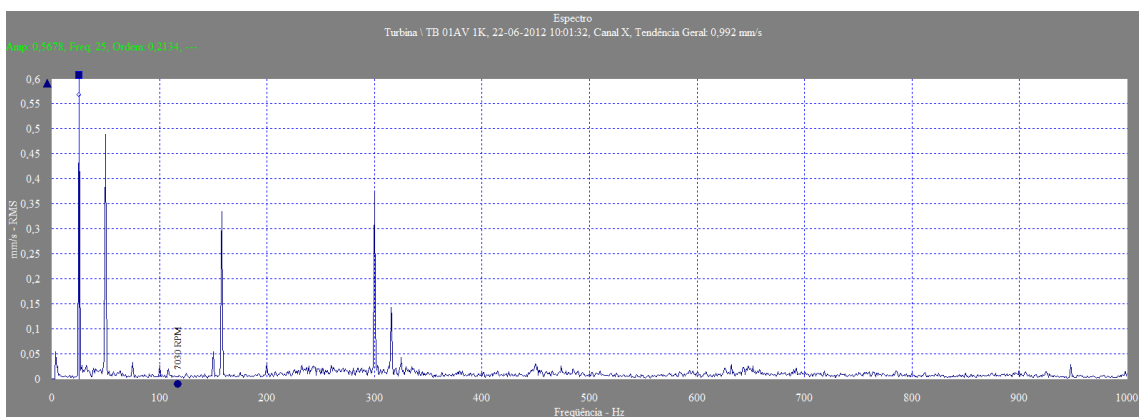


Figura 4.6. Ponto 1 axial antes da equilibragem

Também aqui se observa que a frequência de funcionamento do alternador se manifesta a 1X rpm (25 Hz) e 2X (rpm). Verifica-se também a 158 Hz a frequência de rotação de turbina (1X rpm) e a 316 Hz a correspondente harmónica (2X rpm).

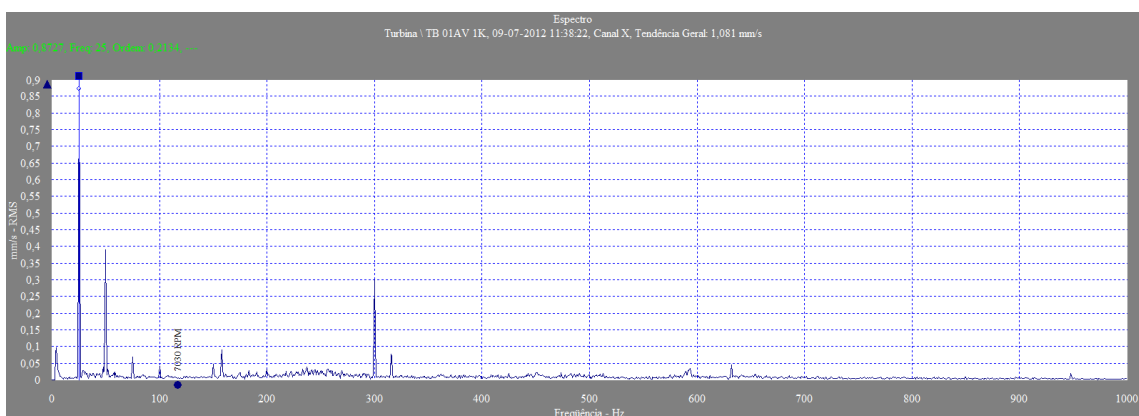


Figura 4.7. Ponto 1 axial depois da equilibragem

É curioso verificar que depois da equilibragem no ponto 1 axial da turbina a frequência a 25 Hz, respeitante ao alternador, sofre um ligeiro aumento, passando de 0.57 para 0.87 mm/s. No entanto, são valores ainda assim baixos, tendo em conta o espectro padrão (anterior à equilibragem).

## 4.2. Ponto 5 do redutor

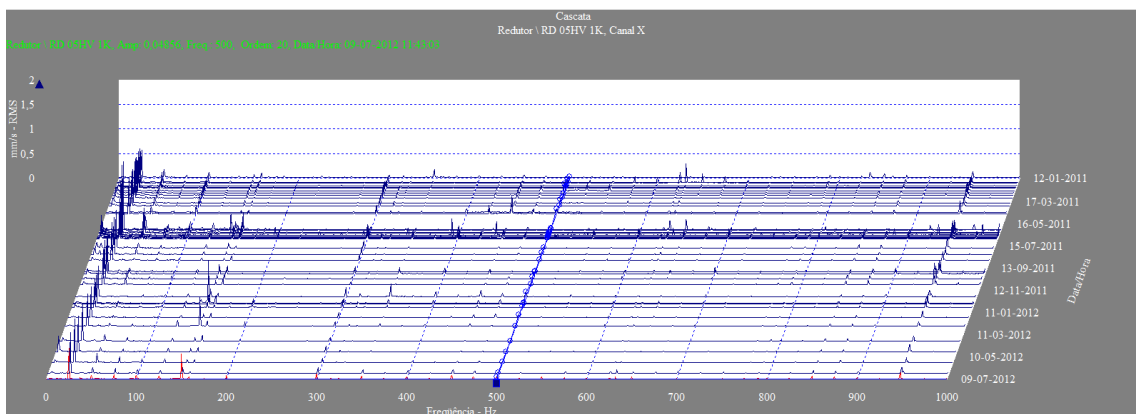


Figura 4.8. Diagrama em cascata do ponto 5

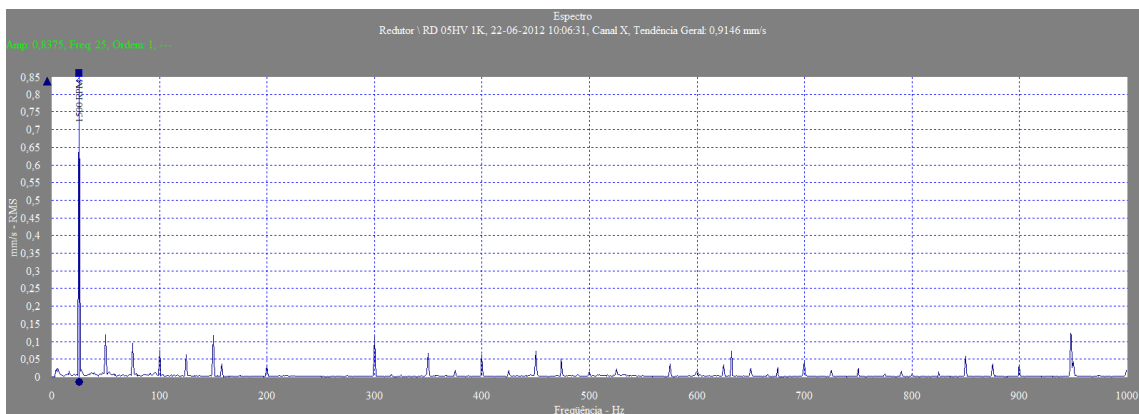
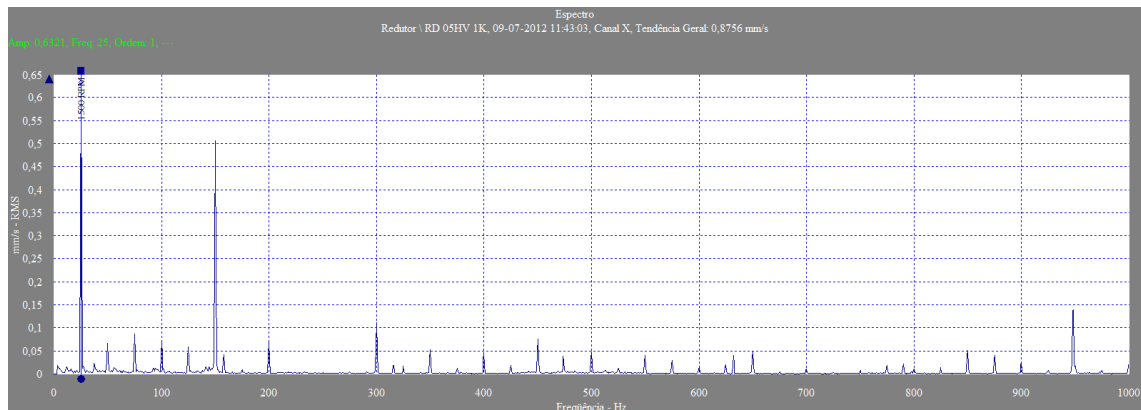


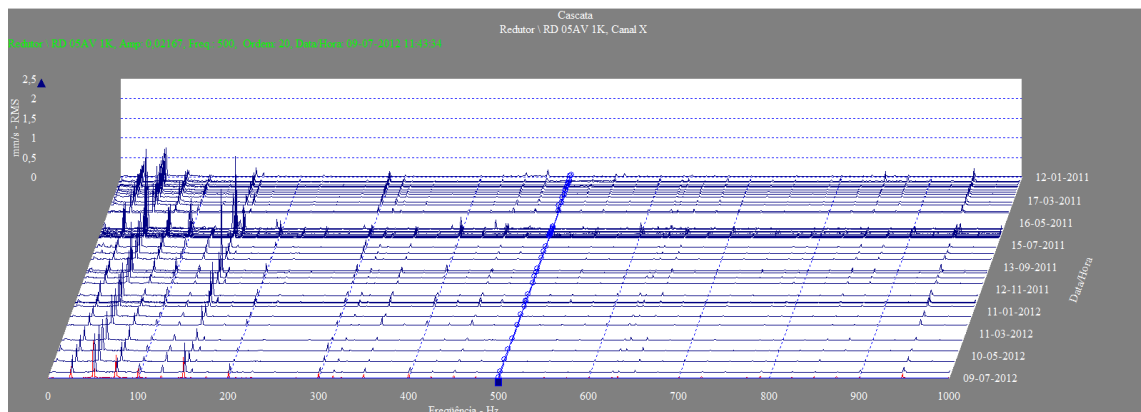
Figura 4.9. Ponto 5 horizontal do redutor antes da equilibragem



**Figura 4.10.** Ponto 5 horizontal do redutor depois da equilibragem

Nas figuras 4.9 e 4.10, verifica-se no ponto 5 que a frequência de rotação da turbina 158 Hz apresenta amplitudes reduzida. Isto é normal, uma vez que nos afastamos da turbina. É também normal verificar que a frequência de 25 Hz e respetivas harmónicas estão aqui mais acentuadas uma vez que a rotação aqui é de 1500 rpm.

Verifica-se na figura 4.10, que a 150 Hz (6X rpm a frequência de rotação) existe um pico elevado depois da equilibragem. Esta situação é de difícil diagnóstico uma vez que já antes da equilibragem houve variações na amplitude a 150 Hz.



**Figura 4.11.** Cascata do ponto 5 axial

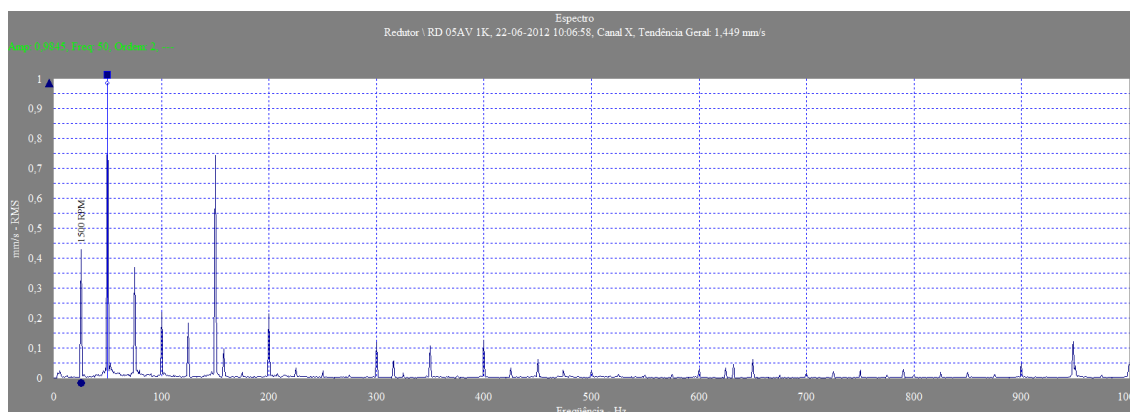


Figura 4.12. Ponto 5 axial antes da equilibragem

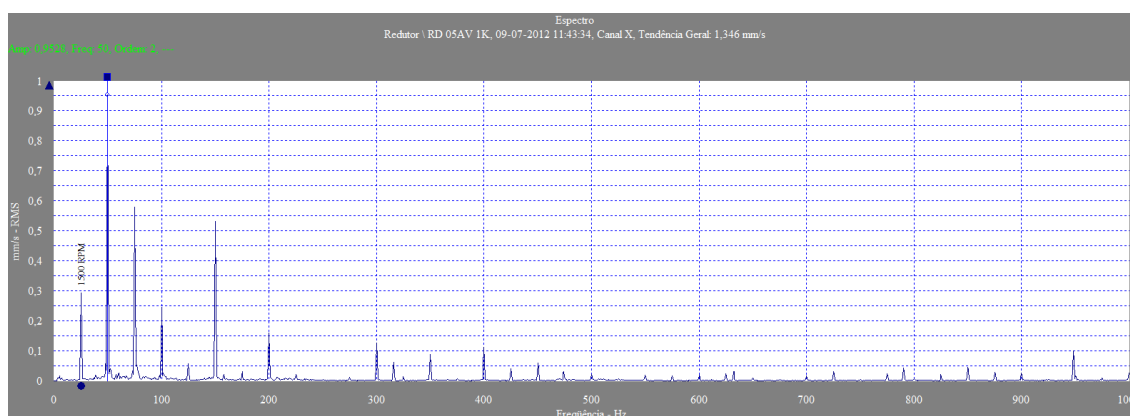


Figura 4.13. Ponto 5 axial depois da equilibragem

Quando comparados os dois gráficos na posição axial, constata-se que não há grande diferença antes e depois da equilibragem. As frequências que mais se destacam são as de rotação do alternador (de 25 Hz em 25 Hz).

No redutor existe uma frequência que também é importante, é a frequência de engrenamento do redutor. Neste caso, a frequência de engrenamento é igual a 3950 Hz.

Assim não se verifica a evolução da frequência de engrenamento nas medições em velocidade, uma vez que a gama de medições vai no máximo até 1000 Hz. Tem-se então de recorrer a medições feitas em aceleração.

Nas figuras 4.14 e 4.16 será apresentado a medição feita na posição axial (em aceleração) do ponto 5 antes e depois da equilibragem.

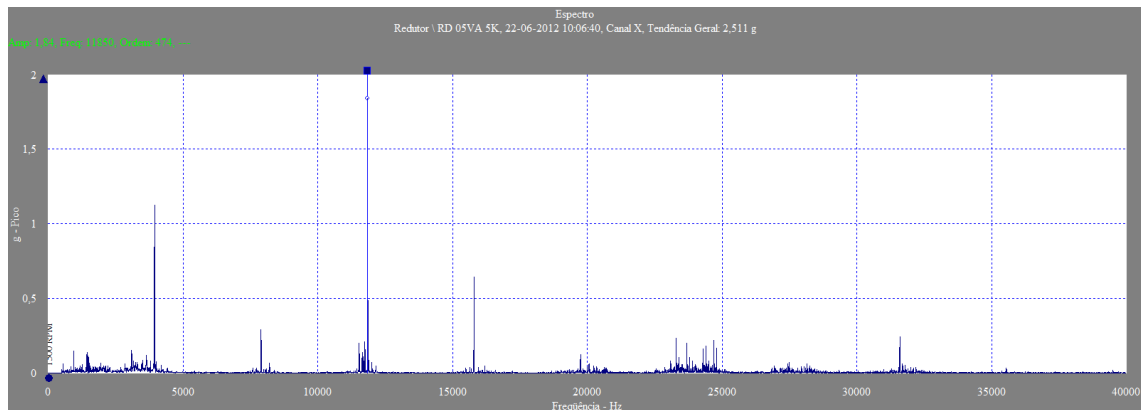


Figura 4.14. Ponto 5 axial em aceleração antes da equilibragem

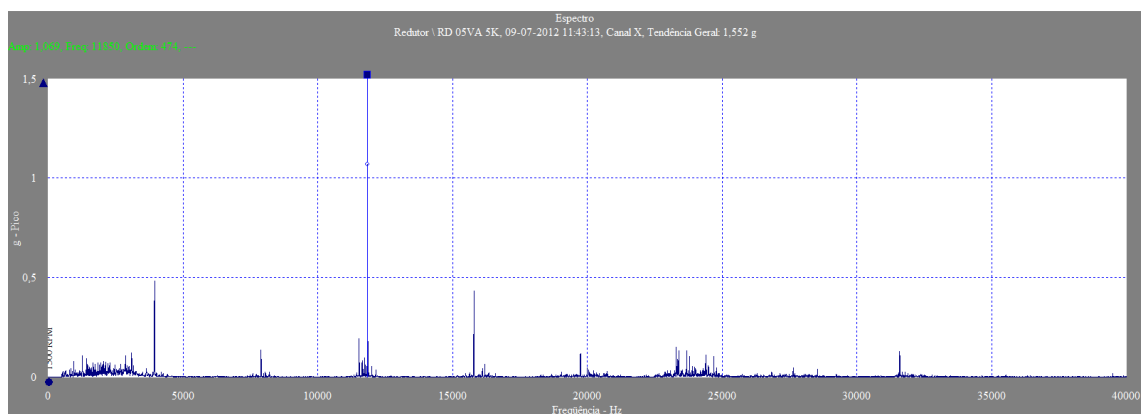


Figura 4.15. Ponto 5 axial em aceleração depois da equilibragem

Quando comparados os gráficos, é fácil identificar a frequência de engrenamento (3950 Hz) e suas harmónicas. Identifica-se de forma clara, que na harmónica 3X da frequência de engrenamento existe uma amplitude superior às outras. Verifica-se que depois da equilibragem as amplitudes baixam, no entanto não de uma forma significativa.

É importante acompanhar a evolução das harmónicas da frequência de engrenagem e respetivas bandas laterais de forma a poder identificar possíveis desgastes ou dentes partidos.

### 4.3. Ponto 7 do Alternador

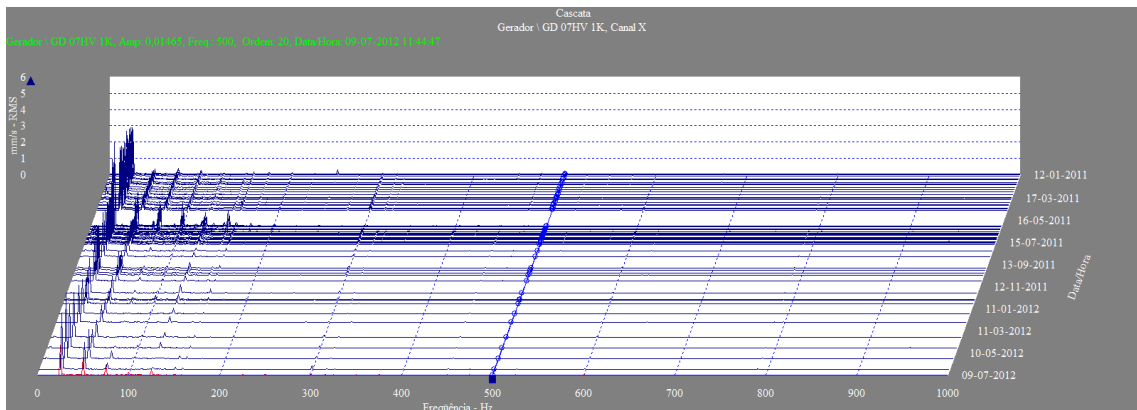


Figura 4.16. Diagrama em Cascata do ponto 7 horizontal

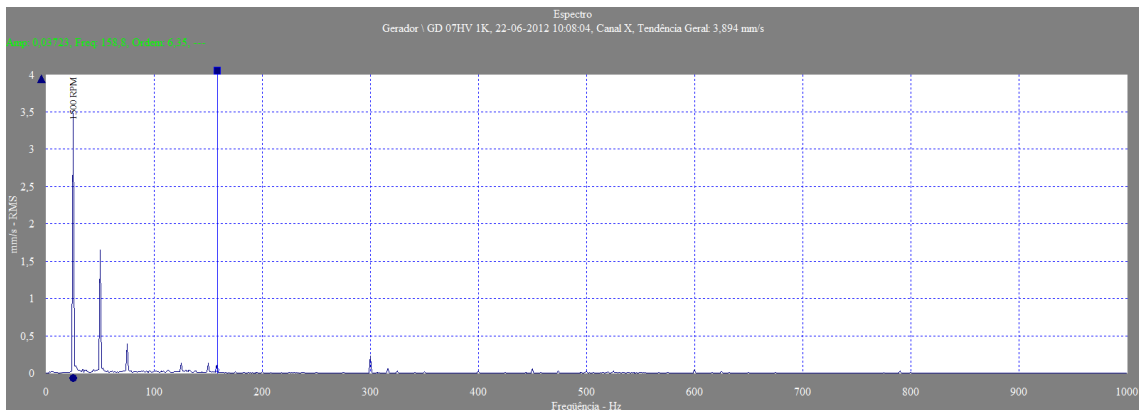


Figura 4.17. Ponto 7 horizontal antes da equilibragem

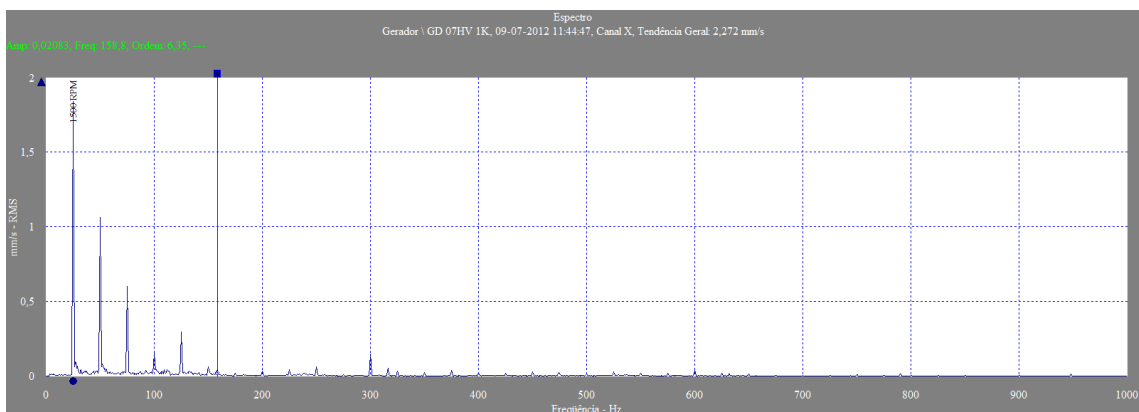


Figura 4.18. Ponto 7 horizontal depois da equilibragem

Neste ponto de medição pode-se verificar que os picos do espectro com maior amplitude são fruto da frequência de rotação do alternador (25 Hz) e suas harmônicas.

Verifica-se ainda, um pico ligeiro a 158 Hz, que é fruto da frequência de rotação da turbina.

Comparando as medições antes e depois da equilibragem pode-se afirmar que as amplitudes descem. Isto é uma consequência direta do aumento de massa do rotor do alternador e melhoria na equilibragem.

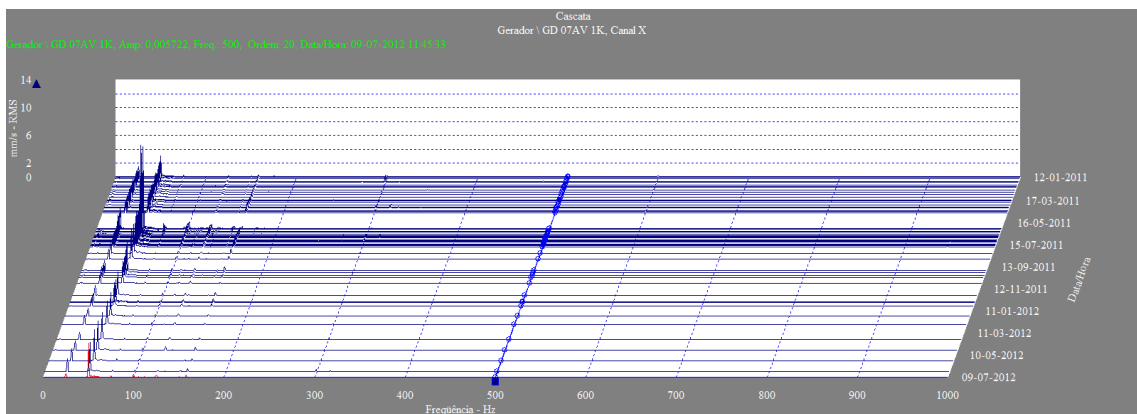


Figura 4.19. Diagrama em Cascata do ponto 7 axial

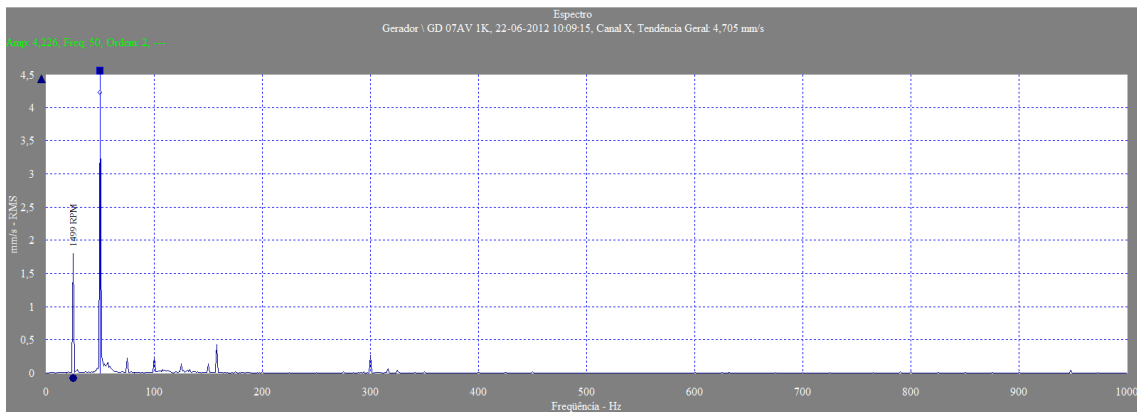


Figura 4.20. Ponto 7 axial antes da equilibragem

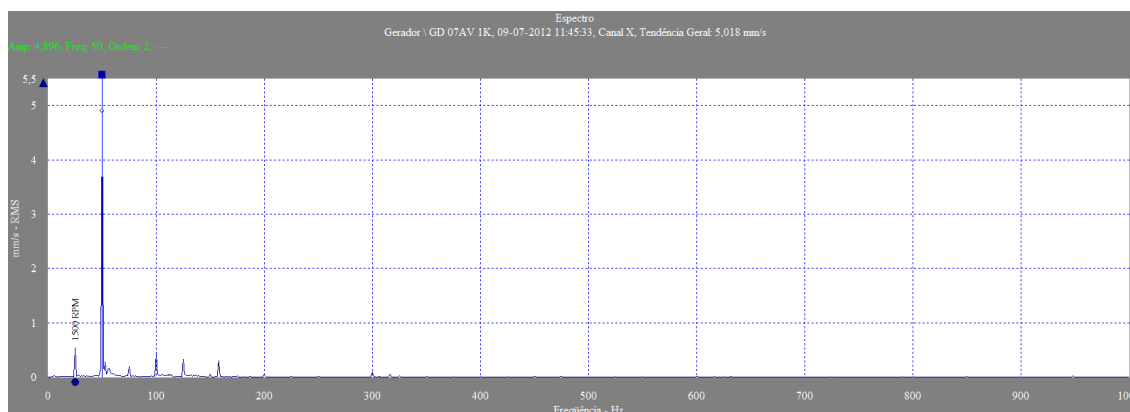


Figura 4.21. Ponto 7 axial depois da equilibragem

Quando comparadas as medições no ponto 7 axial antes e depois da equilibragem, verifica-se que no geral a amplitude de todos os picos desce. No entanto, a amplitude a 2X rpm (50 Hz) não sofre qualquer alteração. Os valores são no geral baixos.

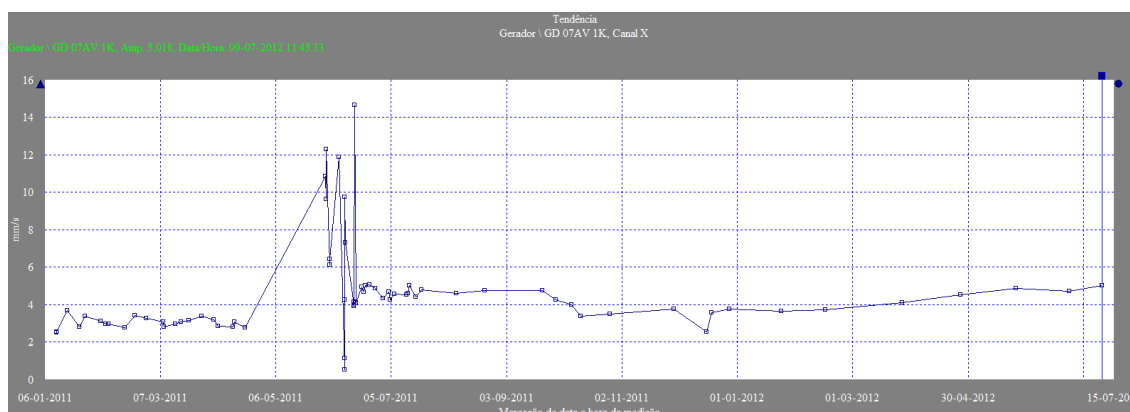


Figura 4.22. Gráfico da tendência do valor global na posição axial do ponto 7

Pode-se verificar no gráfico da figura 4.22, a tendência no ponto 7 axial. De facto, não é possível fazer grande diagnóstico apenas com a apresentação destes valores, pois indicam apenas se há algum problema, mas não o identificam.

No entanto, pode-se verificar que não há qualquer alteração na tendência global após a equilibragem do alternador, assim não é possível fazer qualquer diagnóstico.

#### 4.4. Ponto 8 do Alternador



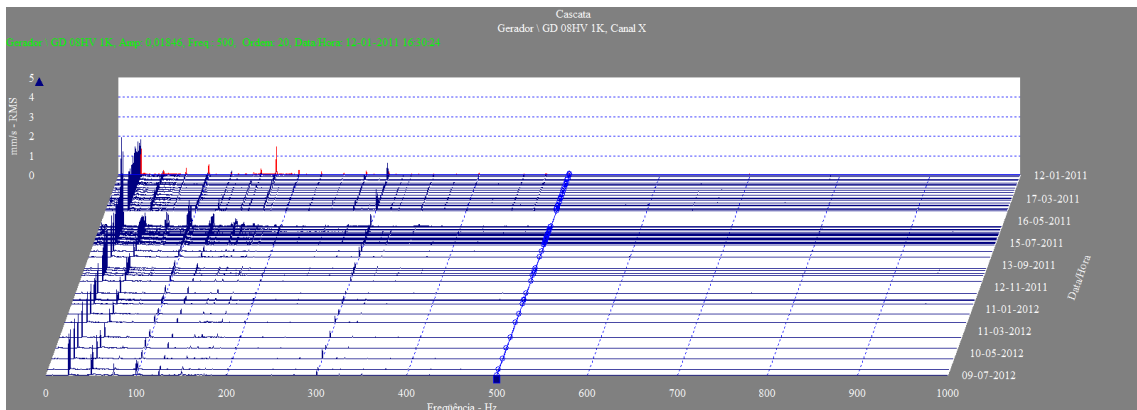


Figura 4.23. Diagrama em Cascata do ponto 8 horizontal

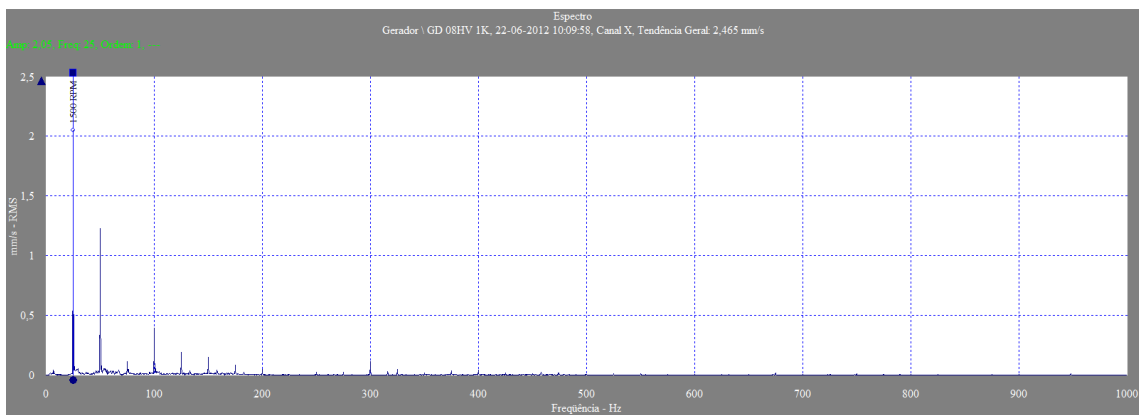


Figura 4.24. Ponto 8 horizontal antes da equilibragem

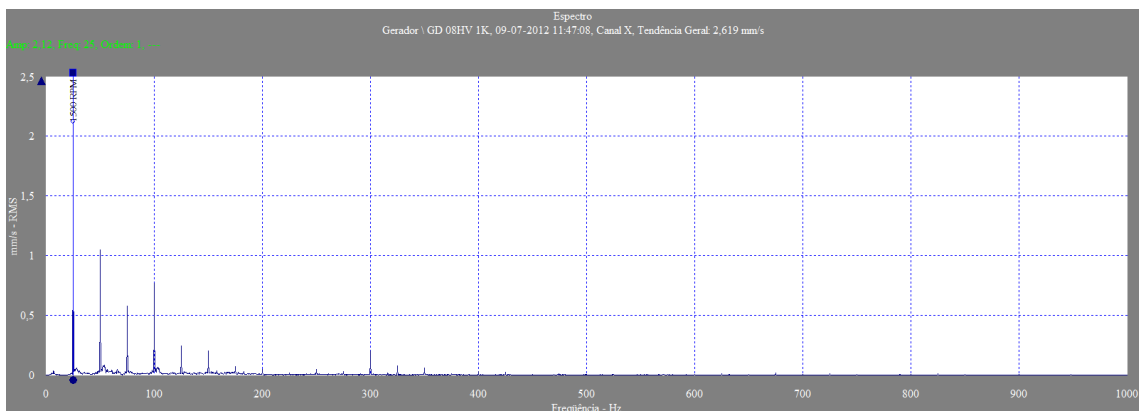


Figura 4.25. Ponto 8 horizontal depois da equilibragem

É de notar que após a equilibragem, alguns valores de amplitude dos picos sobem.

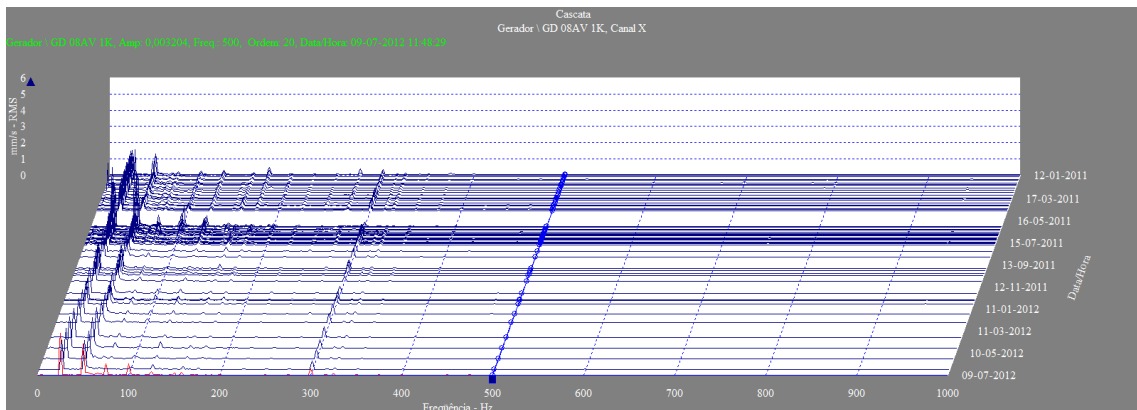


Figura 4.26. Diagrama em Cascata do ponto 8 axial

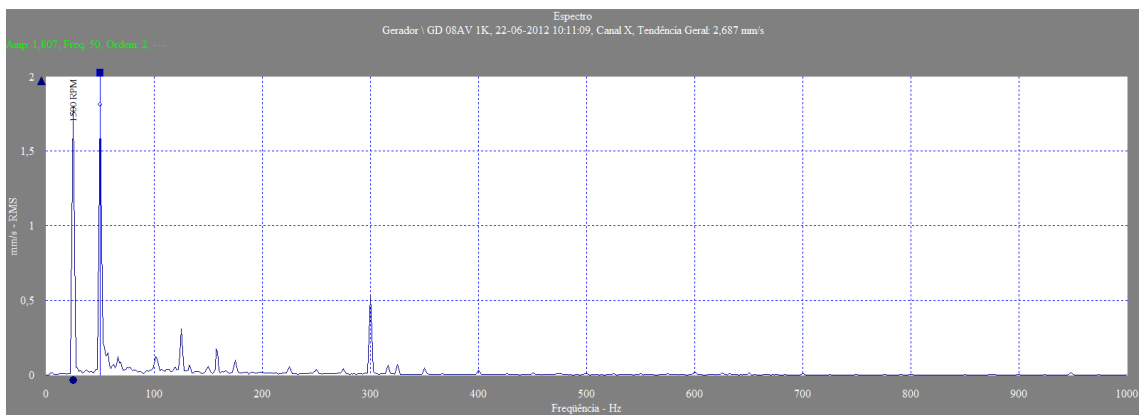


Figura 4.27. Ponto 8 axial antes da equilibragem

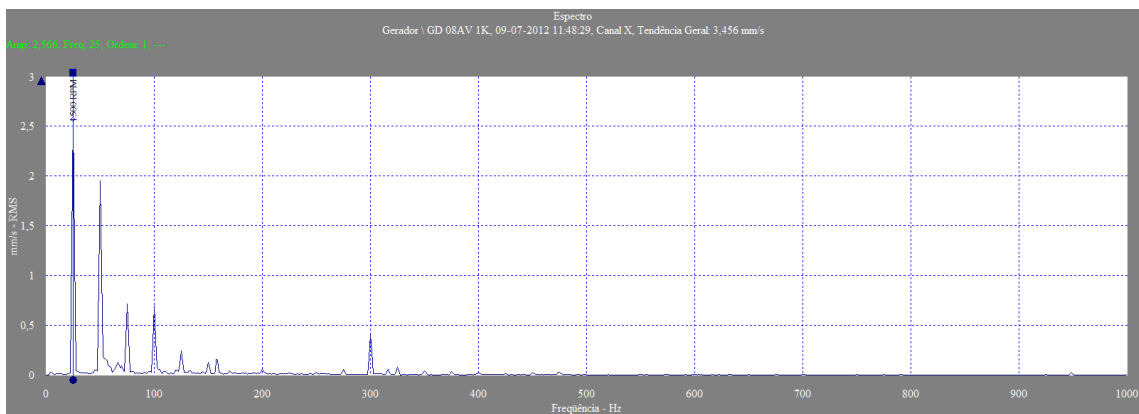
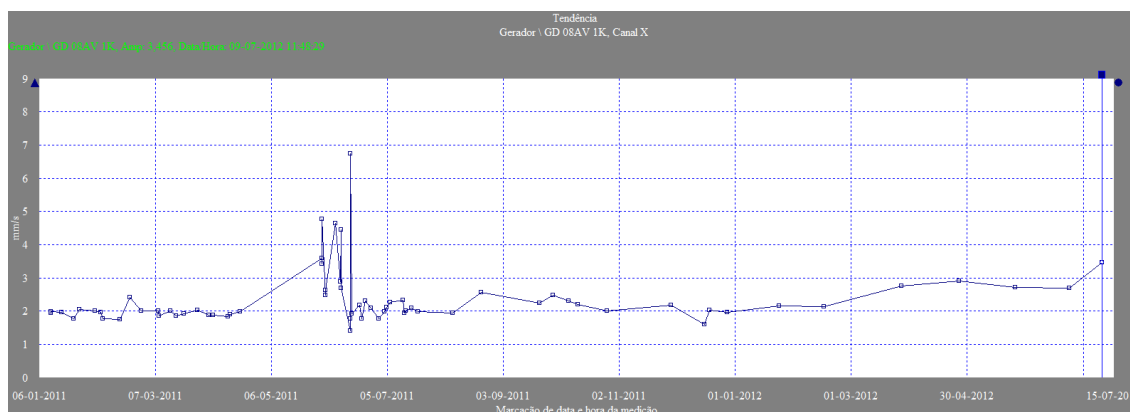


Figura 4.28. Ponto 8 axial depois da equilibragem

Verifica-se que depois da equilibragem os valores sobem na direção axial.



**Figura 4.29.** Gráfico da tendência do valor global na posição axial do ponto 8

Da mesma forma que no ponto 7 não é possível fazer um diagnóstico apenas com o gráfico da tendência, o mesmo sucede aqui. No entanto, pode-se reparar que há um ligeiro aumento após equilibragem, apesar desta subida não ser alarmante o responsável pela máquina deve ter uma especial atenção à evolução das vibrações neste ponto, de forma a tentar perceber se esta subida se deveu à equilibragem ou se a outro parâmetro, como a carga elétrica.

As medições do valor global de vibração acontecem devido a vários fatores. Um deles é o facto de ser mais fácil de fazer uma avaliação da condição da máquina, no entanto é difícil de fazer um diagnóstico e apontar as fontes de vibração.

Outro motivo da utilização dos valores globais é a comparação que pode ser feita com o gráfico da severidade de vibração admissível para máquinas rotativas. Este gráfico está na ISO 10816.

**Tabela 4.1.** Valores Globais de vibração, medidos no Alternador depois da Equilibragem

	<b>Vertical</b>	<b>Horizontal</b>	<b>Axial</b>
Generator Front (7)	2.42	2.27	5.02
Generator Rear (8)	2.99	2.62	3.46

Como pode ser visto na tabela 4.1, todos os valores globais estão dentro do admissível segundo o fabricante (2 a 4 mm/s para o alternador) à exceção do valor global axial no ponto 7. O fabricante não fala em valores admissíveis para a direção axial no entanto tendo em conta a ISO 10816, o valor de 5,02 mm/s na direção axial do ponto 7 considera-se alto.

Tabela 4.2. Excerto da tabela de severidade de vibração da ISO 10816.

ISO 10816 Part III Group1 - Large machines with rated power below 50 MW	
Boundary	R.m.s. Vibration velocity (mm/s RMS)
A / B	3,5
B / C	7.1
C / D	11

#### 4.1. Medições de Fase no Ponto 7

Para além das medições de vibrações em cada um dos pontos do sistema, na chumaceira do ponto 7 foram feitas medições de fase na direcção axial. Através de um equipamento que recolhe dois sinais ao mesmo tempo, efetuou-se a medição de fase em dois planos, horizontal e vertical. A figura 4.30 mostra a localização dos pontos de medição.

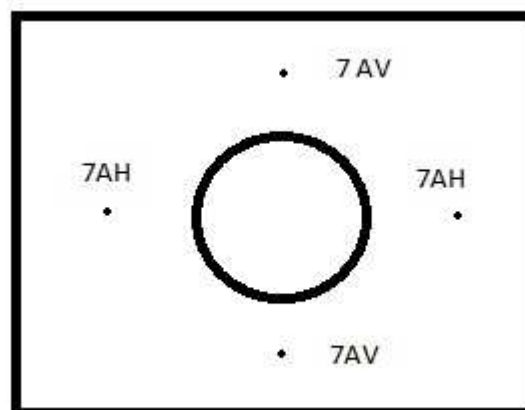


Figura 4.30. Localização dos pontos de medição de fase

As medições feitas na horizontal são feitas pelos sensores na posição 7AH/7AH e na vertical na posição 8AV/8AV. De seguida, são apresentados os resultados:

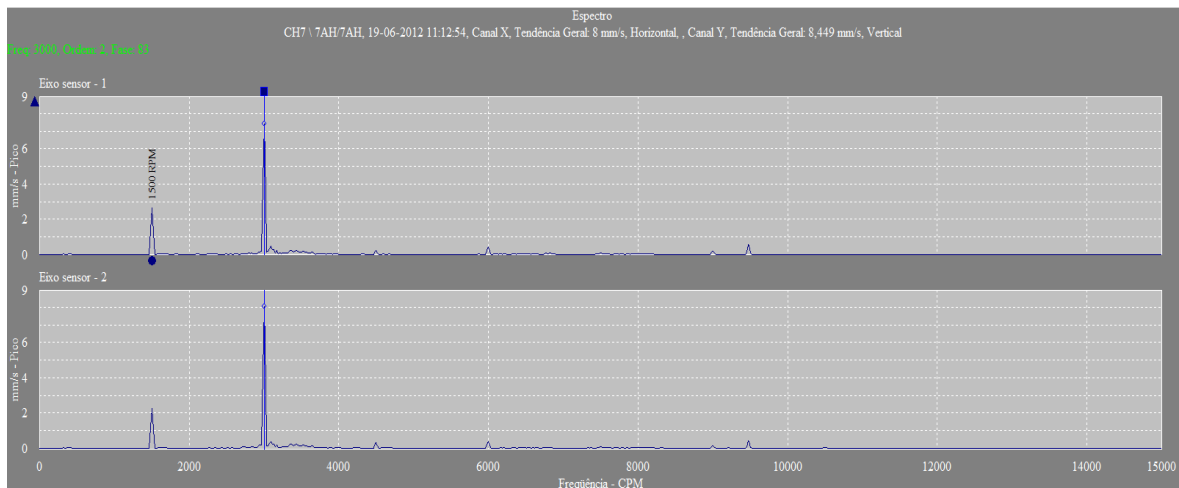


Figura 4.31. Medição dos dois sensores na posição 7AH/7AH

Pode-se verificar que os valores medidos são semelhantes.

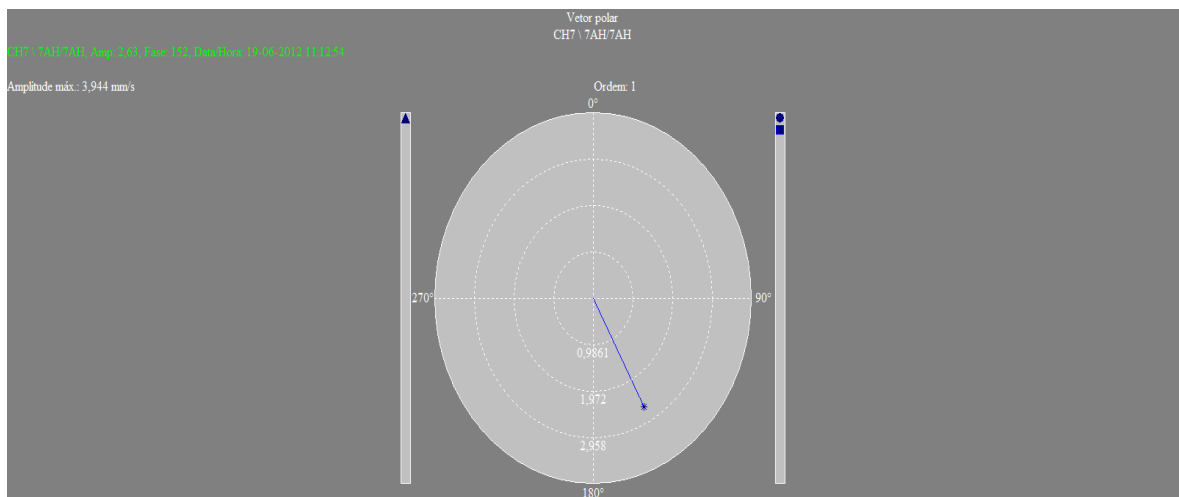
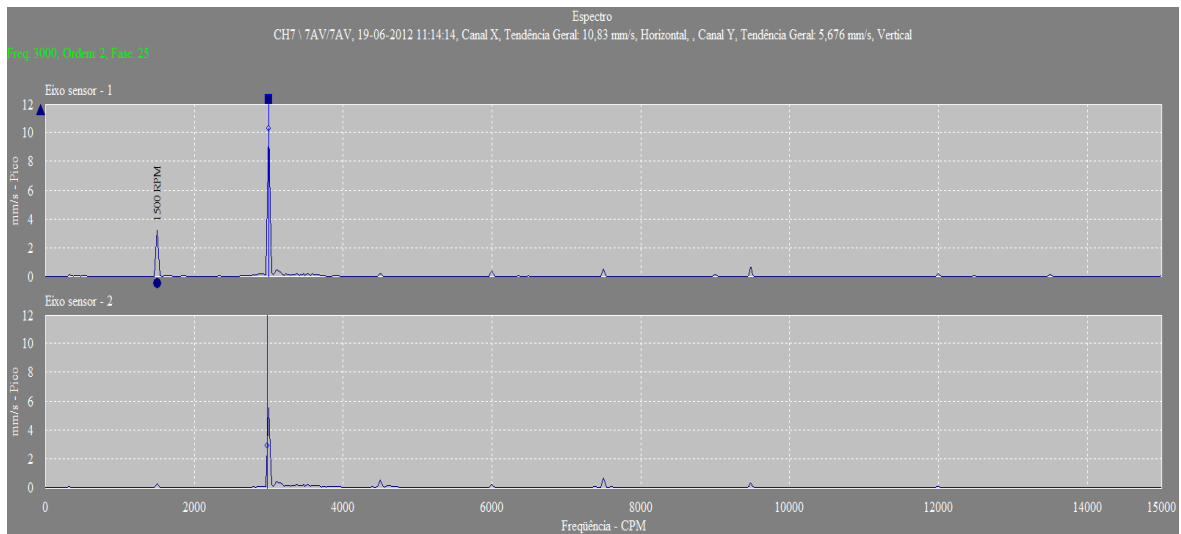


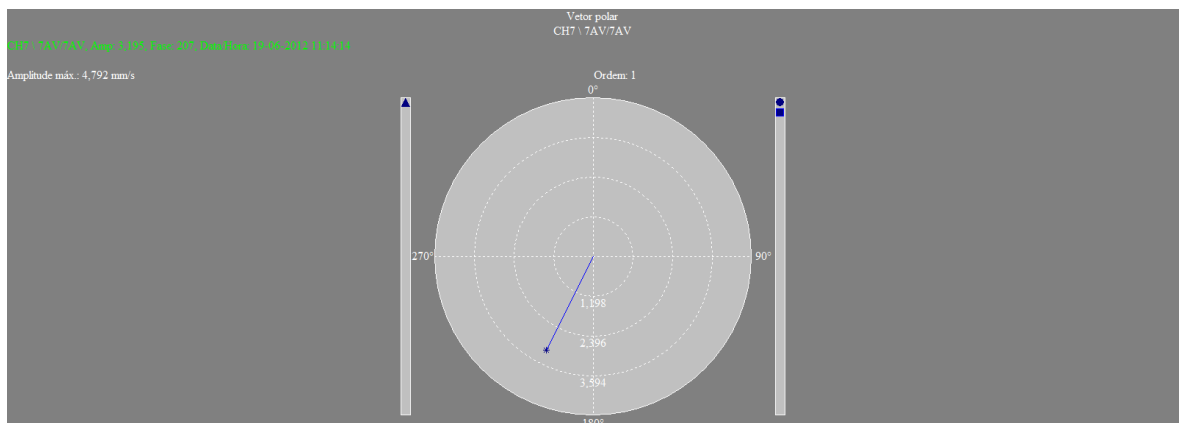
Figura 4.32. Medição da fase na posição 7AH/7AH

Neste caso, observa-se que os dois pontos estão desfasados  $152^\circ$ . Como o valor é próximo de  $180^\circ$  podemos dizer que não estão em fase. Assim significa que a chumaceira oscila.



**Figura 4.33.** Medição dos dois sensores na posição 7AV/7AV

Na figura 4.33, verifica-se que o sensor na posição 2 (parte superior da figura 4.30), mede amplitudes mais baixas que no sensor 1.



**Figura 4.34.** Medição da fase na posição 7AV/7AV

Após medição de fase verifica-se também aqui que os dois pontos se encontram fora de fase, apresentando um valor medido de 207°. Neste caso, a chumaceira oscila.

O diagnóstico mais provável para as medições anteriores, indicam que chumaceira não tem uma fixação rígida e assim oscila em função do movimento do veio.

## **5. MONITORIZAÇÃO DO SISTEMA**

Este capítulo aborda a manutenção e monitorização de turbinas a vapor. É feita uma descrição do sistema atual de monitorização e elaborada uma proposta de melhoria.

### **5.1. Manutenção em Turbinas a Vapor**

#### **5.1.1. Monitorização**

Independentemente do tamanho, número de invólucros, condições de vapor, temperatura ou arranjo, é essencial uma turbina a vapor ter uma monitorização efetiva, processos e práticas de operação e manutenção.

##### **5.1.1.1. Monitorização dos Equipamentos**

Para efetivamente gerir o estado e performance de uma turbina a vapor, existe um número de parâmetros que deve ser medido, monitorizado e ou exibido numa base contínua. Os construtores de turbinas a vapor devem dizer qual a informação que devemos monitorizar. No entanto, nas turbinas modernas há parâmetros que têm de ser incluídos na monitorização:

- A velocidade (RPM) e carga (KW/MW);
- Pressão e temperatura de entrada na turbina;
- Pressão e temperatura nos vários andares de pressão;
- Diferenciais de temperatura ao longo do escoamento do vapor;
- A qualidade da água e do vapor;
- Pressão e temperatura do óleo lubrificante e do fluido hidráulico;
- A água do sistema de refrigeração do óleo lubrificante e do fluido hidráulico;
- As temperaturas das chumaceiras;
- A vibração nas chumaceiras da turbina caixa redutora e alternador.

A monitorização destes e outros parâmetros é feita de uma forma conjunta pelos sistemas das turbinas modernas. Estes sistemas deverão não só monitorizar a turbina, redutor e alternador, mas também proteger os sistemas, podendo no limite dar ordem de paragem da turbina.

Nas turbinas mais antigas alguns destes parâmetros também são monitorizados, no entanto, em muitas delas não existe um sincronismo entre os vários parâmetros. Nas unidades mais antigas, os parâmetros são controlados isoladamente e manualmente, estando dependentes apenas do conhecimento da equipa de operação, manuais de operação e procedimento que utilizam dispositivos mecânicos ou elétricos presentes na unidade para a proteção.

Os construtores dão indicações dos níveis normais de vibração para condições nominais, mas por vezes o funcionamento da turbina afasta-se dos pontos nominais para a qual foi projetada. Normalmente, não há indicação da variação dos níveis de vibração em função da carga elétrica do alternador, podendo a variação de carga influenciar diretamente as vibrações.

Assim, se não for feito um sincronismo de dados dos diversos parâmetros de uma turbina, muitas vezes não se consegue explicar o porquê do equipamento estar a operar fora dos valores nominais de funcionamento.

#### **5.1.1.2. Monitorização das Condições**

Enquanto, a monitorização contínua dos parâmetros de uma turbina a vapor é importante, o uso dessa informação para detetar mudanças no estado do equipamento e uma condição prévia de possíveis falhas é igualmente importante.

Como tal, os dados dos parâmetros de uma turbina a vapor podem ser usados para registo histórico, para ver a tendência das leituras, para calcular a performance da turbina, e detetar mudanças na assinatura de vibração (níveis, ângulo de fase, mudanças de frequência, mudanças de órbita, etc.) a tempo.

Consequentemente, se os dados forem recolhidos e analisados corretamente, mudanças de estado e perdas nos componentes podem ser detetadas e utilizadas para avaliar o estado de vida da turbina.



Estas análises podem ser feitas em off-line ou em on-line de forma a detetar mudanças no funcionamento antes de ocorrerem falhas, e assim poder-se tomar medidas corretivas atempadamente e com custos mais reduzidos.

Uma das maiores questões colocadas na monitorização é saber que parâmetros se devem controlar, uma vez que existem vários parâmetros que podem ser irrelevantes. Assim é recomendado dotar um sistema de monitorização com a capacidade de detetar mudanças na performance da turbina, assim como na assinatura de vibração.

## 5.2. Proposta de Melhoria ao Sistema de Monitorização

O sistema descrito no ponto 3.2 possui limitações, uma vez que não é possível efetuar um diagnóstico com antecedência de alguma falha que possa ocorrer no sistema.

O sistema atual apenas indica a evolução global do nível de vibrações, assim não é possível fazer qualquer diagnóstico com a devida antecedência. A única indicação que o sistema fornece, é a existência de algum problema devido ao aumento do nível de vibrações. No entanto, é complicado fazer o diagnóstico. Numa situação destas é necessário parar a máquina e fazer uma inspeção na tentativa de descobrir a origem destas falhas o que, implica sempre uma elevada incerteza no trabalho que deve ser desenvolvido. Não é possível programar os trabalhos com alguma antecedência.

Devido à natureza dos apoios em causa (chumaceiras hidrodinâmicas), o tipo de sensor aconselhado para medir as vibrações é o sensor por corrente de *Eddy*, ou, sensor de proximidade (em inglês, *Eddy probe*).

Este tipo de sensores, tal como descrito no [Capítulo 2](#), fornece a distância entre o veio e o casquilho da chumaceira.

A maioria das máquinas consideradas crítica e com chumaceiras hidrodinâmica possui dois sensores de proximidade por cada chumaceira. Em que cada um mede a vibração do veio no plano em que está montado.

A colocação de um sistema on-line é também importante. Este tipo de sistema permite que seja constantemente registada e guardada a informação medida. Tem também a vantagem de poder relacionar vários parâmetros entre si. No que a vibrações diz respeito, é importante poder conjugar as medições efetuadas, com a carga elétrica, a temperatura do

óleo das chumaceiras ou mesmo a qualidade do vapor, e em qualquer altura analisar e tratar os mesmos.

### 5.2.1. Tipo de Montagem

Para que a medição de vibrações seja feita da melhor forma e sem que haja erros, é necessário que os sensores tenham a correta montagem.

Na maioria das chumaceiras hidrodinâmicas, os dois sensores de proximidade estão distanciados  $90^\circ$  entre si e cada um a  $45^\circ$  do plano horizontal. No mesmo veio, onde existe mas que um apoio, é conveniente que os sensores tenham o mesmo tipo de montagem ao longo do veio.

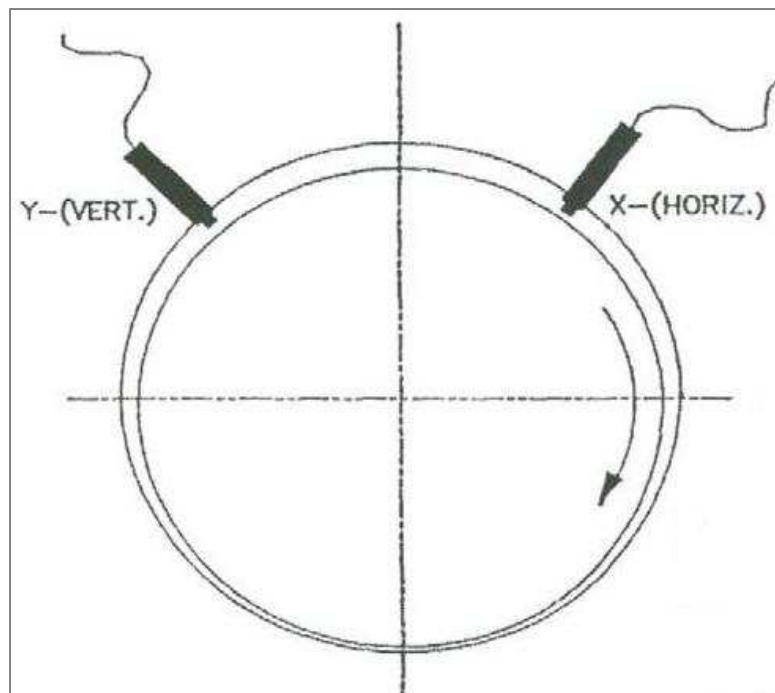


Figura 5.1. Esquema de colocação dos sensores de proximidade

Os sensores devem estar montados na perpendicular ao eixo do veio. Alguns autores indicam que, um desvio de  $1-2^\circ$  irá afetar as medições, obtendo resultados errados.

É importante que não haja nenhum obstáculo entre a ponta do sensor e o alvo de medição (neste caso será o veio). Este tipo de sensores tem um campo de medição através da emissão de correntes de Eddy que formam um cone com aproximadamente  $45^\circ$ .

Um outro aspeto que é necessário ter em conta é a localização do ponto de medição. Pode-se escolher vários pontos para a localização da montagem no apoio, como

por exemplo uma montagem interna em que os sensores estão no interior da chumaceira fixados num furo feito no casquilho.

No entanto, uma vez que, os apoios do alternador em estudo já têm alguma idade, e de forma a não comprometer a resistência da própria chumaceira a montagem aconselhada é feita no exterior da chumaceira.

Este tipo de situação não é novidade, pois várias instalações mais antigas não apresentam a instalação ideal para a medição de vibrações, como é o caso da instalação em estudo. Este tipo de montagem só é válido para máquinas mais antigas.

Apresenta como vantagem o facto de ser o mais barato, uma vez eu apenas necessita de suportes para segurar o sensor. É também possível substituir o sensor ou o cabo com a máquina em movimento.

Como desvantagem, apresenta o facto de ser necessário colocar uma protecção nos sensores. É importante ter cuidado com a rugosidade da área alvo do sensor, uma vez que poderá provocar erros de medição, indicando vibrações que na verdade poderão não existir. É também importante que não hajam resíduos de outros materiais na superfície alvo do veio. Os sensores devem ser calibrados.

### **5.2.2. Problemas Típicos em Chumaceiras Hidrodinâmicas**

Num apoio desta natureza qualquer desequilíbrio ou desalinhamento provoca altas amplitudes de vibração. O desgaste dos casquilhos da chumaceira é um dos acontecimentos mais frequentes neste tipo de equipamento e pode surgir no espectro em frequências superiores a 10X ou 20X.

Problemas de lubrificação também são muito frequentes. A viscosidade, a temperatura ou a pressão do óleo são parâmetros que influenciam o comportamento da chumaceira.

Quando um destes parâmetros é alterado a órbita de funcionamento normal sofre alterações. Na maioria destes casos o que normalmente acontece é a redução a espessura do filme lubrificante, provocando instabilidade no interior da chumaceira. No limite, o veio toca nos casquilhos e provoca vibrações que muitas vezes não se conseguem prever.

Assim, sempre que haja uma alteração da órbita, deve-se analisar os parâmetros mencionados de forma a identificar possíveis alterações de funcionamento.

## 5.3. Instrumentação

Este capítulo pretende falar da instrumentação recomendada para a proteção do equipamento. Como descrito no ponto [5.2](#), o sistema de monitorização que está em funcionamento possuiu algumas limitações, principalmente na parte do alternador, uma vez que, as medições de vibrações são feitas por sensores de velocidade no revestimento das chumaceiras.

A proposta de melhoria que aqui se apresenta foi feita com base na norma americana do Instituto Americano do Petróleo (em Inglês, *American Petroleum Institute – API*), a *API 670 Machinery Protection Systems* (em Português, *Sistemas para Proteção de Máquinas*).

### 5.3.1. Sobre a API

As normas API nasceram em 1919 com o objetivo de estabelecer standardizações na engenharia. As normas API estão em constante desenvolvimento e são feitas por colaboradores de diversas áreas de desenvolvimento, como indústrias, empresas de engenharia, universidades entre outros. O objetivo é ir ao encontro das necessidades dos utilizadores finais e adaptar as normas a práticas reais de operação. A norma API 670 é a única específica para a instrumentação.

### 5.3.2. Sobre a API 670

A origem da API 670 está na implementação de sensores de proximidade (Eddy Probes). Estes sensores começaram a ser implementados na década de 70 em máquinas críticas. Por essa altura, a instrumentação baseada em sensores ganhou aceitação por parte da indústria e começou a ser implementada por alguns utilizadores.

Contudo, começou-se a implementar sistemas de instrumentação de diversas formas, conforme o fabricante do equipamento. Alguns utilizaram a configuração XY, outros apenas um sensor em cada chumaceira radial. Isto gerou uma confusão nos utilizadores que por cada tipo e fabricante de máquina tinham um sistema de medição de vibrações diferentes. Naturalmente, isto obriga a que os utilizadores tenham uma enorme quantidade de peças de reserva e dificulta a implementação dos sistemas. Estas incidências deram origem à API 670 com a sua primeira edição a surgir em Junho de 1976 e

abordavam as chumaceiras radiais e a posição axial. A última revisão da norma foi feita em Dezembro de 2000.

### **5.3.3. O que a API nos fornece**

Baseada no conhecimento de vários utilizadores finais e de forma a suprimir as necessidades destes, a API 670 é uma norma bastante prática, detalhando como seleccionar e instalar um sistema adequado para proteger máquinas críticas. Basicamente a API 670 é um padrão para os sistemas que pretendemos aplicar.

## **5.4. Descrição do Sistema Proposto**

O sistema proposto basear-se-á na melhoria do sistema de medição de vibração, uma vez que a unidade já possui um sistema de medição de temperaturas do óleo e das chumaceiras. Irá também ser dado ênfase ao alternador uma vez que este possui apenas sensores de velocidade colocados no invólucro da chumaceira.

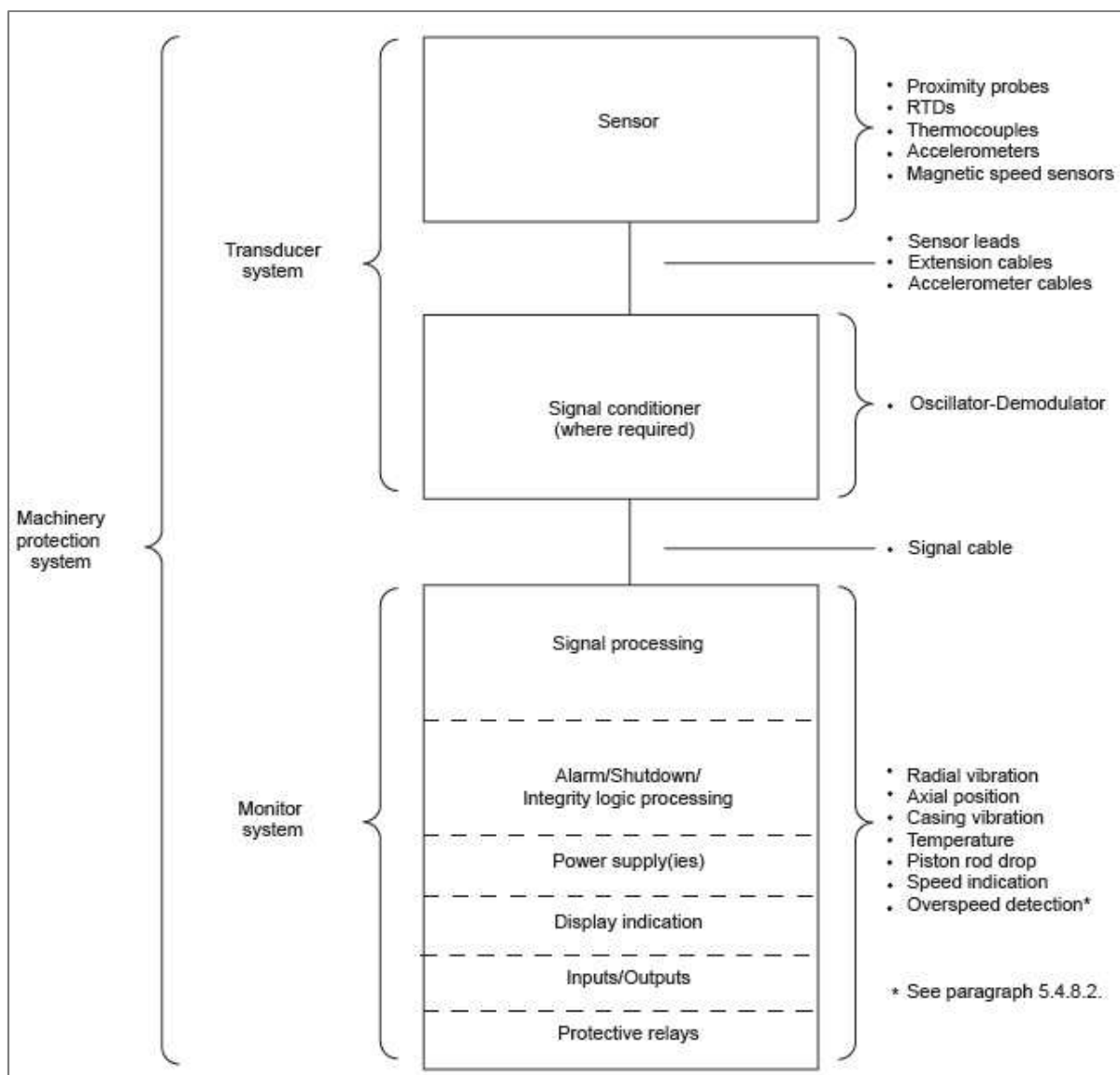


Figura 5.2. Sistema de Proteção (Fonte: API 670)

O sistema proposto é resumidamente composto por dois sensores de proximidade na posição XY em cada apoio do alternador. Estes recolhem o sinal de vibração produzido pelo movimento do rotor, é transformado num sinal elétrico e posteriormente é tratada a informação já no sistema de monitorização.

#### 5.4.1. Hardware convencional

Segundo a API 670 o sensor de proximidade contém uma ponta, um corpo, um cabo coaxial e um conector. Se não houver contra indicação, o sensor standard deverá ter entre 7,6 e 8.3 milímetros, com uma montagem pelo reverso para que se tenha acesso pelo

exterior da montagem. Este tipo de montagem permite que se possa substituir o sensor sem ter de desmontar todo o equipamento.

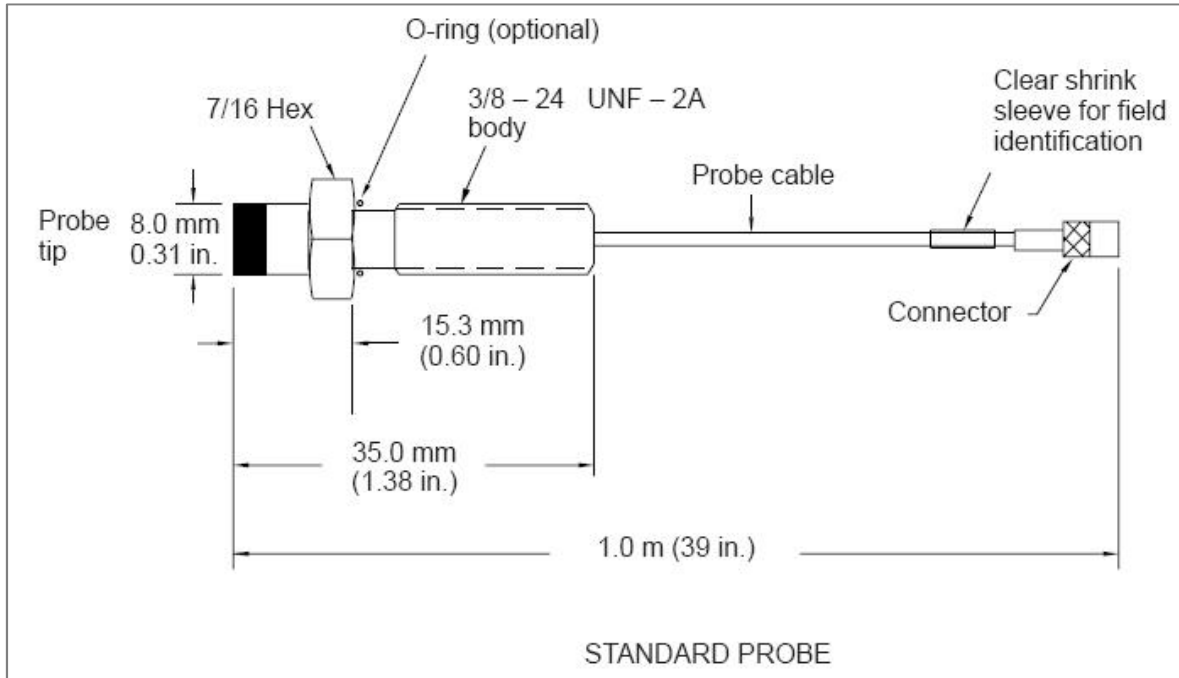


Figura 5.3. Ilustração de um sensor Standard (Fonte: API 670)

O comprimento físico total do cabo entre o sensor e o conector deverá ser aproximadamente 1 metro, sendo o mínimo recomendado de 0,8 metros e o máximo de 1,3 metros. O *oscillator-Demodulator* fornece uma saída em milivolts por cada micrómetro.

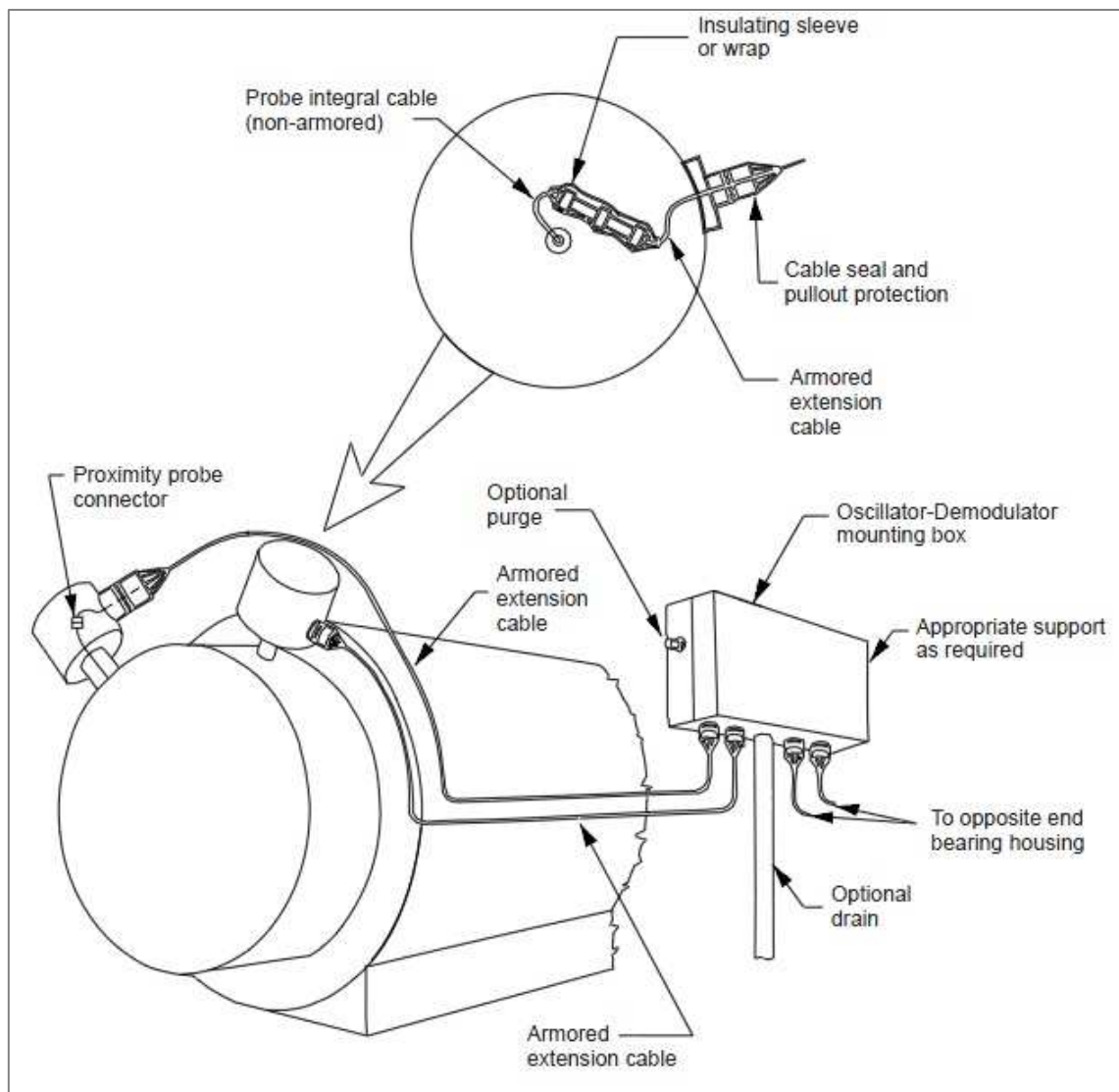


Figura 5.4. Esquema de montagem dos Sensores (Fonte: API 670)

Cada sistema de monitorização deve no mínimo conter:

- Um sistema que garante que na eventualidade de existir uma falha, essa, não afeta mais que dois canais;
- O sistema de proteção aplicado a uma parte ou à totalidade da máquina, deve indicar a performance desta, assim como o que se deve fazer quando um problema surge;
- Quando algum canal falha, o mesmo, não deve afetar outros canais, nem dar sinais de alerta;



- Deve ser sempre permitido efetuar ajustes mecânicos ou elétricos, como por exemplo, níveis normais de funcionamento, níveis de alerta ou de ordem de paragem;
- Cada canal deve ter um ajuste individual;
- As vibrações radiais do veio devem ser monitorizadas em canais colocados aos pares, com transdutores montados em cada uma das chumaceiras.

## 6. CONCLUSÕES

Uma máquina rotativa (considerada crítica), deve ser monitorizada desde o início do seu funcionamento. No entanto, no presente sistema de produção de energia não se efetuou medições de vibrações, de uma forma periódica, numa fase inicial.

Deste modo, não é definida uma assinatura da máquina, uma vez que a medição de vibrações feita de uma forma periódica começou a ser efetuada apenas quando o sistema apresentava problemas. Sendo assim, é difícil falar em assinatura da máquina para poder comparar com as atuais medições. Ainda assim, define-se como vibração padrão da máquina, as medições efetuadas antes da equilibragem.

Num futuro trabalho, que se debruce sobre o mesmo sistema, seria vantajoso determinar quais os picos de ressonância, uma vez que a massa do rotor do alternador foi alterada. É também importante continuar a efetuar medições de vibração de uma forma contínua para se poder compreender, melhor, de que forma a alteração da massa do rotor altera as vibrações.

### 6.1. Análise de Vibrações

Depois de analisadas as medições de vibração efetuadas antes e depois da equilibragem constata-se que praticamente todos os valores de vibração nas direções radiais descem. O que significa que o alternador está com um equilíbrio reduzido. No entanto, as vibrações axiais e em particular a 2X rpm medidas dos pontos 7 e 8 do alternador mantêm-se praticamente inalteradas. Será fácil de afirmar que a fonte de excitação destas vibrações não se encontra no equilíbrio do rotor do alternador.

Esta situação é flagrante quando as figuras 4.20 e 4.21 (subcapítulo [4.3](#)) são comparadas, e mostram a medição de vibração no ponto 7 axial em velocidade, antes e depois da equilibragem respetivamente, constatando-se que a vibração a 1X rpm baixa, no entanto a 2X rpm não há praticamente qualquer alteração.

Em suma, o problema de vibração a 2X rpm não surge devido a um desequilíbrio do rotor do alternador.

Tendo em conta as possíveis fontes para a ocorrência das vibrações axiais, dois motivos podem ser considerados, um desalinhamento entre o rotor do alternador e o redutor ou um possível empeno do veio do alternador.

Pode considerar-se também a possibilidade da fixação da chumaceira 7 ter problemas, uma vez que nas medições em fase, a mesma apresenta um comportamento oscilatório.

É preciso ter em conta que as vibrações de uma máquina desta natureza variam em função da produção elétrica, assim como das condições do vapor.

## **6.2. Sistema de Monitorização**

Num sistema crítico como o presente caso de estudo, é essencial ter um sistema de monitorização eficaz, uma vez que a paragem deste sistema implica custos elevados.

No entanto, não só as vibrações devem ser medidas e monitorizadas. Um sistema completo de monitorização contempla também o vapor, a qualidade do óleo através de análises periódicas, a temperatura do óleo das chumaceiras, em conjunto com a produção elétrica.

É muito importante que um sistema desta natureza funcione na perfeição, pois no caso de este dar falsos alarmes, ou não os produzir quando deve, pode cair em descrédito para os utilizadores.

## 7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Amílcar Ramalho (2009), Apontamentos da Cadeira de “Manutenção”, Departamento de Engenharia Mecânica da Faculdade de Ciências e Tecnologia, Universidade de Coimbra, em 25 de junho de 2012.

Cornelius Scheffer e Paresh Girdhar (2004), “Machinery Vibration Analysis & Predictive Maintenance”, First published, Elsevier, pp. 1-133.

Documentos Técnicos, disponibilizados pela empresa Celtejo S.A.

Empresa SKF – Acedido em 28 de abril de 2012, em: <http://www.skf.com/portal/skf/home>.

György Lipovszky, Károly Sólyomvári, Gábor Vargá (1990), “Vibration testing of machines and their maintenance” First Edition, Elsevier, Amsterdam, New York, pp. 11-29.

International Association of Engineering Insurers 38th Annual Conference (Moscow 2005), “Maintenance and Overhaul of Steam Turbines”. Acedido a 18 de março de 2012, em: [http://www.imia.com/downloads/imia\\_papers/wgp42\\_2005.pdf](http://www.imia.com/downloads/imia_papers/wgp42_2005.pdf)

Norma API 670 (2000, R 2003), a 2 de junho de 2012.

Steve Goldman (1990), “Vibration Spectrum Analysis”, First Edition, Industrial Press Inc, pp. 1-140.

TM Swagelok Company, “Steam Systems”. Acedido a 18 de março de 2012, em: [http://www.swagelok.com/Chicago/Services/Energy-Services/~media/Distributor%20Media/C-G/Chicago/Services/ES%20-%20Steam%20Turbine%20Maint%20and%20Operation\\_BP\\_22.ashx](http://www.swagelok.com/Chicago/Services/Energy-Services/~media/Distributor%20Media/C-G/Chicago/Services/ES%20-%20Steam%20Turbine%20Maint%20and%20Operation_BP_22.ashx)

William P. Sanders (2002), “Turbine Steam Path Maintenance and Repair”, Penn Well Corporation, pp. 309-556

William Forsthoffer’s (2005), “Principles of Rotating Equipment”, Volume 1, Elsevier, pp. 201-216.