



UNIVERSIDADE D
COIMBRA

José Daniel Ferreira Alves

**ANÁLISE DE POTENCIAIS CAUSAS RAIZ DE DANOS
NOS ROLAMENTOS PRINCIPAIS DE AEROGERADORES
E ANÁLISE DA MANUTENÇÃO PREVENTIVA,
CORRETIVA E PREDITIVA APLICÁVEL
ESTUDO DE OCORRÊNCIAS, CAUSAS E POSSÍVEIS MEDIDAS
PREVENTIVAS QUE PODEM SER APLICADAS.**

VOLUME 1

Dissertação no âmbito do Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, na
área de Manutenção orientada pelo Professor Doutor Amílcar Ramalho e
apresentada ao CADM do Departamento de Engenharia Mecânica

Outubro de 2021

1 2



9 0

FACULDADE DE
CIÊNCIAS E TECNOLOGIA
UNIVERSIDADE DE
COIMBRA

ANÁLISE DE POTENCIAIS CAUSAS RAIZ DE DANOS NOS ROLAMENTOS PRINCIPAIS DE AEROGERADORES E ANÁLISE DA MANUTENÇÃO PREVENTIVA, CORRETIVA E PREDITIVA APLICÁVEL

Dissertação apresentada para a obtenção do grau de Mestre em Engenharia
Mecânica na Especialidade de Produção e Projeto

Autor

José Daniel Ferreira Alves

Orientadores

Amílcar Lopes Ramalho

Ricardo Janeiro Silva

Júri

Presidente	Professor Doutor Fernando Jorge Ventura Antunes Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra
Orientador	Professor Doutor Amílcar Lopes Ramalho Professor Catedrático da Universidade de Coimbra Professor Doutor Cristóvão Silva Professor Associado com Agregação da Universidade de Coimbra
Vogais	Coimbra

Colaboração Institucional



**Energias de Portugal
Renováveis**

Coimbra, outubro, 2021

"O importante na ciência não é obter novos dados, mas descobrir novas
maneiras de pensar sobre eles"

William Lawrence Bragg, em Adelaide.

Agradecimentos

A presente dissertação só foi possível graças à colaboração e apoio dos meus orientadores, Professor Amílcar Ramalho e Engenheiro Ricardo Janeiro, pela disponibilidade e valioso contributo de informação, e da empresa EDPR pela cedência de dados pertinentes ao estudo.

Agradecer à minha família, companheira e amigos que sempre estiveram do meu lado e me apoiaram ao longo deste capítulo da minha vida. Memórias felizes, à qual recordarei sempre com saudade.

Resumo

Existem inúmeras razões para a crescente preponderância da Energia Eólica como processo energético. É uma energia sustentável e faz aproveitamento de uma matéria inesgotável sem a necessidade de combustível, mas requer planificação precisa e diferentes estratégias de manutenção e monitorização de forma que exista um rendimento otimizado dos parques.

É através da turbina eólica que é possibilitado a recolha e transformação das forças do vento em energia tornando-se então imperativo estender o seu tempo de vida útil e dos seus componentes, nomeadamente do rolamento principal.

Este rolamento é um dos componentes principais da turbina e a sua substituição em caso de avaria é um processo corretivo dispendioso. A sua prevenção começa no estudo dos mecanismos de falha associados ao componente, de forma a identificar causas e possíveis soluções ao problema.

Procura-se maximizar a longevidade dos rolamentos do um Parque, com base no histórico de falhas e as suas causas. É proposta a implementação de acelerómetros e o consequente estudo da vibração do rolamento com o intuito de antecipar a falha com maior margem de manobra.

Um estudo financeiro quanto à viabilidade das alterações avocadas é realizado e utilizado como fundamento principal à aplicabilidade das medidas onde é utilizado a análise de ciclo de vida que contempla 10000 iterações através de um simulador que atesta e reforça a fiabilidade dos resultados.

O trabalho visa em auxiliar o ramo da Operação e Manutenção na rentabilização dos componentes e na redução do tempo de paragem por medidas corretivas.

Palavras-chave: Turbina Eólica, Rolamento Principal, Manutenção, Mecanismo de Falha, Mecanismo de Falha, Análise de Custos.

Abstract

There are many reasons for the growing preponderance of wind energy as an energy process. It's a sustainable energy and it makes use of an inexhaustible material without the need for fuel, but it requires precise planning and different maintenance and monitoring strategies so that there is an optimized efficiency of the parks.

It's through the wind turbine that it's possible to collect and transform wind forces into energy, making it imperative to extend the life of the turbine and its components, particularly the main bearing.

This bearing is one of the main components of the turbine and its replacement in case of failure is an expensive corrective process. Its prevention begins with the study of the failure mechanisms associated with the component, in order to identify causes and possible solutions to the problem.

It is sought to maximize the longevity of the bearings of a Park, based on the failure history and its causes. It is proposed the implementation of accelerometers and the consequent study of the bearing vibration to anticipate the failure with a greater margin of maneuver.

A financial study regarding the feasibility of the proposed changes is performed and used as the main basis for the applicability of the measures, where the life cycle analysis is used, which contemplates 10000 iterations through a simulator that attests and reinforces the reliability of the results.

The work aims to assist the Operation and Maintenance branch in the profitability of the components and the reduction of downtime for corrective measures.

Keywords Wind Turbine, Main Bearing, Maintenance, Failure Mechanism, Cost Analysis

Índice

Índice de Figuras	ix
Índice de Tabelas	xi
Simbologia.....	xiii
Siglas	xiii
1. [INTRODUÇÃO].....	1
2. [ESTADO DA ARTE]	3
3. [TURBINA EÓLICA].....	7
3.1. Componentes gerais.....	7
3.2. Aerogerador e o Funcionamento.....	8
4. [ESTÁGIO]	13
4.1. Grupo EDP.....	13
4.2. EDP Renováveis	13
4.3. Estágio na Empresa.....	14
4.3.1. Substituição do Rolamento Principal	15
4.4. Diretrizes do Problema	16
4.5. Componentes associados ao problema	16
4.5.1. Rolamento Principal	16
4.5.2. Caixa de engrenagens	17
4.5.3. Gerador.....	17
4.5.4. Sensores.....	18
4.6. Sistema de Monitorização.....	18
4.6.1. SCADA.....	18
5. [FALHAS].....	21
5.1. Conceção.....	22
5.1.1. Fadiga (<i>Spalling</i>)	22
5.1.2. <i>False briennelling</i>	24
5.2. Causas e efeitos.....	24
5.2.1. Fadiga (<i>Spalling</i>)	24
5.2.2. <i>Micropitting</i> (Fadiga iniciada na superfície)	26
5.2.3. <i>False brienelling</i>	27
5.3. Prevenção.....	28
5.3.1. Fadiga (<i>Spalling</i>) e <i>micropitting</i>	28
5.3.2. <i>False brienelling</i>	29
6. [PROPOSTA DE SOLUÇÃO].....	31
6.1. Interpretação da informação	31
6.2. CMS aplicáveis	32
6.2.1. CMS de Vibração	33
6.2.2. <i>ecoCMS</i> e <i>fleetMONITOR (ONYX InSight)</i>	39

6.3. Resultados.....	40
6.3.1. Modelação da falha	47
6.3.2. Modelação do custo.....	50
7. [CONCLUSÕES].....	57
[REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS]	59
[ANEXO A]	64
[ANEXO B].....	70

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Componentes gerais de uma turbina	7
Figura 2 Representação esquemática de uma turbina eólica	8
Figura 3 Variações das ações da EDP em 2020	14
Figura 4 Substituição do rolamento principal	15
Figura 5 Degradação no instante do alerta de cada sensor	19
Figura 6 - Classificação de modos de falha (ISO 15243:2017).....	21
Figura 7 Falha por fadiga originada pelo contato de Hertz	22
Figura 8 Progresso da fadiga iniciada na superfície	23
Figura 9 Aspeto visual do <i>false briennelling</i>	24
Figura 10 Aspeto visual do <i>spalling</i>	26
Figura 11 Aspeto visual do <i>micropitting</i>	27
Figura 12 CMS de acerto melhorado por meio de fusão de dados.....	32
Figura 13 Os três passos do processo de utilização de um CMS	34
Figura 14 Requisitos mínimos para os sensores em CMS	35
Figura 15 Representação esquemática do RMS, do pico e do pico-a-pico	36
Figura 16 Esquema da análise de tendência	38
Figura 17 Exemplo de deteção de falha por vibração com alerta de 14 meses de antecedência	41
Figura 18 Cronograma hipotético de sincronização de operações	42
Figura 19 Comparação da extensão vital de um rolamento que realizou descarga da massa e outro que realizou múltiplas expurgações e remoção manual após o alerta.....	43
Figura 20 Comparação do aspeto e das concentrações de ferro da massa antes e depois da descarga	44
Figura 21 Probabilidade de reconstrução do rolamento	45
Figura 22 Extensão potencial do tempo de serviço com a reconstrução e o aspeto visual da intervenção	45
Figura 23 Impacto ambiental entre as opções	46
Figura 24 Economia circular com a reconstrução	46
Figura 25 Esquema probabilístico do HMM	49
Figura 26 Interpretação da informação do DFT	64
Figura 27 Visualização do pico	65

Figura 28 Visualização do P2P	65
Figura 29 Visualização do RMS	65
Figura 30 Desvio padrão de uma distribuição normal e visualização gráfica.....	66
Figura 31 Grafismos de <i>Kurtosis</i>	67
Figura 32 Visualização do <i>Kurtosis</i>	67
Figura 33 Gráficos representativos do fator de inclinação negativo e positivo	68
Figura 34 Visualização do fator de inclinação	68
Figura 35 Visualização do fator crista.....	68
Figura 36 Rolamento de rolos esféricos da FAG	70
Figura 37 Caixa de engrenagens planetárias Rexroth	70
Figura 38 Gerador elétrico assíncrono da Winergy	70
Figura 39 Discretização da composição da vibração	71
Figura 40 Programação do HMM em Python	71

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1	Frequências de falha do rolamento	38
Tabela 2	Especificações técnicas do ecoCMS	39
Tabela 3	Propriedades do fleetMONITOR.....	40
Tabela 4	Resultados da modelação da falha	49
Tabela 5	Resumo dos custos.....	52
Tabela 6	Custo total das opções	53
Tabela 7	Distribuição dos gastos em função do tempo de paragem.....	55
Tabela 8	Balanço final absoluto e percentual das opções	57

SIMBOLOGIA

GW – Gigawatt

KN - Kilonewton

KV – Kilovolt

KW – Kilowatt

MW – Megawatt

RPM – Rotações por minuto

VDC – Volts de corrente direta

SIGLAS

API - Application Programming Interface

CMS – Condition Monitoring System

DEM – Departamento de Engenharia Mecânica

EDP – Energias de Portugal

EDPR – Energias de Portugal Renováveis

EP – Extrema Pressão

FCTUC – Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

O&M - Operação e Manutenção

PE – Parque Eólico

SCADA – Supervisory control and data acquisition

SE – Sede Elétrica

SHM - Structural health monitoring

SKF - Svenska Kullagerfabriken

TDF - Transformada Discreta de Fourier

TRF - Transformada Rápida de Fourier

1. [INTRODUÇÃO]

Este documento surge como proposta de documento para obtenção do grau de mestre de Engenharia Mecânica.

Inicialmente o objetivo para esta dissertação seria observar as causas raiz de falha no rolamento principal em contexto industrial na empresa Energias de Portugal Renováveis (EDPR). Com os constrangimentos causados pela pandemia, fui forçado a adaptar e a realizar este documento apenas com suporte teórico, não tendo oportunidade de anexar a minha informação observável e sendo por vezes necessária a utilização de informação catalogada pelas marcas na ausência de artigos científicos relevantes em alguns pontos. Assim sendo, a orientação da dissertação divergiu, passando a enfatizar a análise de custos provenientes de sugestões de implementação alicerçadas no conhecimento teórico recolhido ao longo do trabalho de pesquisa.

A EDP revela no seu plano estratégico de 2021 a 2025 que 80% do seu capital será para investir nas energias renováveis. Esta meta será com a ambição de atingir a meta imposta para 2030 de toda a energia produzida pela empresa ser renovável. O principal suporte da empresa energética é, de forma expectável, a Energia Eólica sendo assim de grande importância retirar o máximo rendimento possível das turbinas dos aerogeradores, que são a personagem principal neste processo.

Foi esta a premissa de partida onde o foco é um dos componentes principais da turbina - o rolamento principal. Ao longo dos anos o rolamento principal tem avariado recorrentemente, o que acarreta para a empresa, custos acrescidos para a sua substituição.

A jornada é iniciada com uma contextualização das falhas, entre conceção e as suas causas, com base nos históricos de falhas, do Parque em questão e de rolamentos principais em aplicações idênticas, e de relatórios da área de manutenção de turbinas. A identificação das causas agilizará o processo de averiguar as medidas adequadas a serem tomadas pelo ramo da Manutenção de forma a estender a vida da peça ou de rentabilização da mesma.

Numa gama de opções de melhoria, é importante sondar diferentes soluções que ainda não estão aplicadas que possam detetar mais atempadamente falhas iminentes para

facilitar a ação e gestão da Manutenção e filtrar aquela que melhor se adequa às nossas pretensões.

A escolha de implementação é deliberada por um enquadramento funcional do sistema e pela interpretação teórica da vibração e da frequência da falha que mostra de que forma podemos corretamente identificar a ocorrência de falha e a sua localização.

Por fim, procura-se validar a sugestão através da rentabilidade económica pelo que é feito um estudo estocástico do custo das alterações sugeridas, suportadas na informação recolhida de artigos e empresas, para comprovar a viabilidade e enunciar o quão produtivas podem ser as mudanças.

2. [ESTADO DA ARTE]

(Gigoni et al., 2019)(Gigoni et al., 2019)A energia eólica destaca-se hoje em dia como uma das mais promissoras alternativas às energias não renováveis convencionais. No entanto, tempos de paragem não programados e as substituições de componentes representam uma questão urgente a ser abordada em ordem de mitigar o impacto da operação e manutenção (O&M) nos custos, mantendo a energia eólica uma escolha atrativa e competitiva (Gigoni et al., 2019)

O desafio consiste segundo Sheng & O'Connor, (2017) em algumas revisões ou substituições de componentes principais que são normalmente necessárias ao longo da vida de projeto de uma turbina eólica moderna, apesar de componentes estruturais, tais como a fundação e a torre, poderem normalmente durar mais tempo. Estas revisões ou substituições de componentes principais que são pouco frequentes, mas tipicamente associados a longas paragens, agravado com as falhas frequentes de outros componentes que têm tempos de paragem curtos, levam a um aumento dos custos de O&M das turbinas eólicas e, posteriormente, do custo da energia para a energia eólica. Os autores Sheng & O'Connor, (2017) enunciam ainda que o custo pode aumentar à medida que as turbinas eólicas envelhecem e ele é muito mais dispendioso para as instalações eólicas offshore, que será o caso em estudo, enaltecendo ainda que uma turbina eólica típica tem cerca de 5000 partes, o que pode levar a cerca de meio milhão de possíveis falhas de turbinas numa instalação eólica com 100 turbinas, que coloca em perspetiva e ganha ainda mais força sabendo que o custo da eletricidade é afetado principalmente por três componentes principais, o custo de capital e de investimento, custo de O&M e o custo do combustível, segundo Ragheb (2017). A produção de energia eólica beneficia de um custo de combustível de zero, que agrava a importância das restantes componentes.

A falha no rolamento principal é frequentemente uma razão para a perda de receitas e eficiência para uma turbina eólica. O rolamento principal de uma turbina eólica está sujeito a muitas cargas e momentos variáveis, a maioria dos quais são cíclicos por natureza, e como resultado, a monitorização contínua é imperativa (Fava et al., 2020).

Muitas falhas que afetam a fiabilidade dos sistemas de transmissão e outros sistemas mecânicos em turbinas eólicas iniciam-se nas superfícies de contacto dos rolamentos e componentes das engrenagens, incluindo a caixa de velocidades, rolamento principal, rolamentos e escovas do gerador, e sistemas de acionamento para controlo do passo da lâmina e do giro da *nacelle*. Estes componentes sofrem de fissuras prematuras (por exemplo, WECs), *pitting* ou *spalling* (fadiga), arranhões, *micropitting*, *false brienelling*, e desgaste.

Não é claro se existe um modo de falha comum para os rolamentos principais, contudo, com base em muitos relatos, as falhas iniciam-se como micropitting, desgaste adesivo ou *false brienelling* (S Sheng et al., 2016).

Micropitting resulta de uma espessura insuficiente da película lubrificante local permitindo interações entre asperezas na superfície e do elemento rolante, as interações de asperezas superficiais associadas com este mecanismo de falha são geralmente encontradas em situações em que há um deslizamento relativo entre o contacto superfícies, para além da presença de uma película lubrificante insuficiente (Kotzalas & Doll, 2010). O micropitting conduzirá normalmente a danos por *spalling* (Kotzalas & Doll, 2010) na superfície afetada que é quando o material de rolamento que se esfia ou escama, muitas vezes como resultado de algum outro mecanismo de danos primários (*Timken Bearing Damage Analysis with Lubrication Reference Guide*, 2015). Pode ocorrer devido a concentrações de tensão geométrica causadas por desalinhamento ou carga excessiva, por tensões localizadas resultantes de amolgadelas e danos superficiais ou contaminação por partículas duras (Hart et al., 2019).

Por vezes, este tipo de falha pode conduzir ao desgaste abrasivo e a danos devido a detritos. O entranhar de partículas duras em contactos de rolamento pode levar a danos físicos, quer por entalhamentos deixados pelas partículas, ou riscos na superfície devidos a partículas deslizantes (Nilsson et al., 2006). Da mesma forma, as partículas no lubrificante, através de contaminação ou danos abrasivos das superfícies de apoio, podem levar a campos de tensão locais elevados e a condições abrasivas que podem ser piores do que aqueles vistos em regimes de lubrificação de fronteira. Nélias & Ville, (2000) afirmam que os danos por detritos deste tipo podem levar à formação de fissuras por *pitting*.

Também existe relatos de ocorrências de corrosão por atrito que ocorre em interfaces onde as cargas são transferidas sob micro movimentos oscilantes de contacto (*ISO*

- ISO 2017-1:2005 - *Mechanical Vibration and Shock — Resilient Mounting Systems — Part 1: Technical Information to Be Exchanged for the Application of Isolation Systems*, n.d.) que geralmente resultam de vibrações no sistema. Um rolamento principal pode ser exposto a vibrações tanto da lâmina como da caixa de velocidades e, portanto, isto tipo de dano é possível (Yagi & Ninoyu, 2008).

A monitorização do estado das turbinas eólicas é feita à medida para prever falhas e ajuda na tomada de melhores decisões de operação e manutenção (O&M). Tipicamente, as abordagens de monitorização do estado estão preocupadas em prever a vida útil restante dos ativos ou de um componente (Wiese et al., 2020). A manutenção baseada na monitorização do estado é definida como um conjunto de tarefas a executar para a deteção de uma falha incipiente da máquina para evitar qualquer falha ou avaria importante que impeça a operação normal (Saeed, 2008)

Atualmente, existem múltiplas técnicas para a monitorização do estado dos rolamentos. O primeiro método é realizar a análise de vibrações, método que é utilizado de forma comum para encontrar e localizar as falhas em crescimento nos rolamentos. Os métodos vibro-acústicos também demonstram funcionar, mas pode ser difícil recolher leituras sonoras precisas a partir da *nacelle*. A termografia tende a ser demasiado cara para ser usado frequentemente e as medições de torque e vibração de torção do eixo são geralmente dispendiosas e podem ser difíceis de instalar em turbinas mais recentes que tenham menos espaço livre na *nacelle*. Os sensores de deformação colocados numa turbina de vento são frequentemente utilizados para medir os momentos das pás, calcular a fadiga e monitorizar as pás das turbinas eólicas. Os dados relativos ao rolamento no domínio da frequência podem ser utilizados para encontrar falhas no rolamento assim como os espectros de amplitude de Fourier são vulgarmente utilizados na monitorização da saúde estrutural para encontrar falhas nas estruturas, e também se aplicam aos rolamentos (Fava et al., 2020).

3. [TURBINA EÓLICA]

Este capítulo irá incidir superficialmente no funcionamento e na descrição dos principais componentes de uma turbina eólica para contextualizar e perceber de que forma se realiza o processo eólico.

3.1. Componentes gerais

As turbinas eólicas podem ser divididas em 4 componentes essenciais, seja pela sua importância acrescida no processo, ou por acomodar vários componentes que acoplados representam uma porção assinalável da estrutura, representados na figura 1.

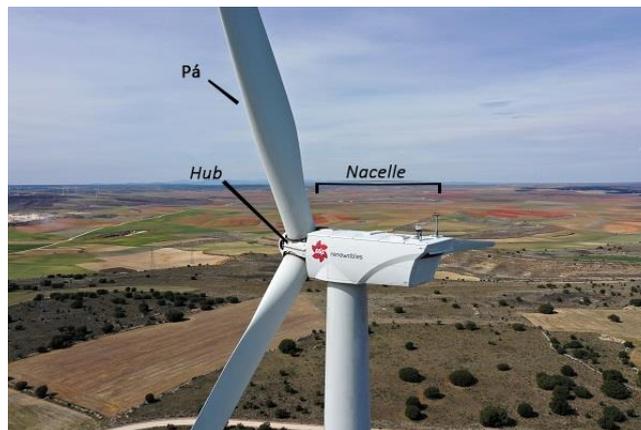


Figura 1 Componentes gerais de uma turbina

Partindo do solo, temos a Torre, que se trata da estrutura tubular cónica metálica composta por conjuntos segmentais que variam consoante a altura, e que suporta toda a turbina podendo ascender a um peso de mais de 100 toneladas. É no fundo da torre que se encontra a entrada para a turbina estando equipada com escadas com suporte de segurança que possibilita a subida à torre e também a passagem por algumas plataformas intermédias onde se encontra o material eletrónico e a rede que garante que a turbina tem contínuo contato com o Centro de Controlo.

Após subida da Torre, damos entrada na *nacelle* que alberga o *drivetrain*, que é a definição técnica para o conjunto da caixa multiplicadora, do gerador, do veio lento e do rápido que essencialmente é onde ocorre a multiplicação da velocidade de rotação do eixo lento que irá alimentar o gerador que transformará a energia mecânica em elétrica.

A velocidade providenciada ao eixo lento provém da rotação do rotor, que pode ser acedida na *hub*, em específico o cubo que é a parte interior do rotor e onde é feita o acoplamento do equipamento rotacional à estrutura principal.

Por fim, manufaturado em fibra de vidro para garantir leveza sem comprometer muito a resistência mecânica, temos as pás - componentes responsáveis por captar as forças do vento e forçar a rotação do rotor, dando início a todo o processo eólico.

3.2. Aerogerador e o Funcionamento

Neste ponto é sintetizado a disposição de componentes e a descrição funcional de uma turbina, sendo observável a sua representação genérica na figura 2.

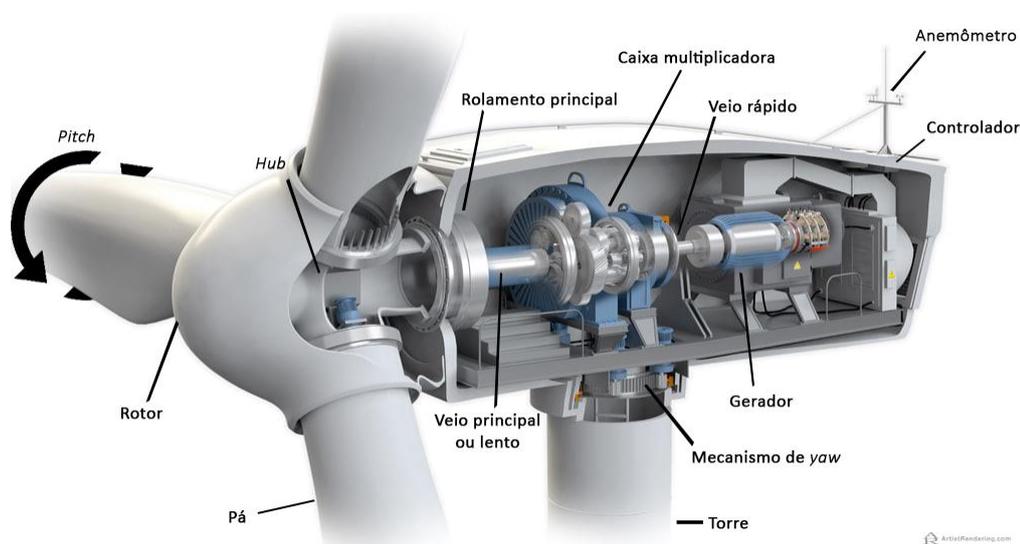


Figura 2 Representação esquemática de uma turbina eólica

O vento é captado pelas pás que através do rotor transforma em movimento rotativo a força aerodinâmica do vento. As pás estão unidas ao cubo através de um rolamento de esferas.

O ajuste (o acionamento) destes rolamentos pode ser alcançado através da ativação dos motores do sistema *pitch*, inseridos no denominado sistema de *pitch* constituído por:

- 3 motores de corrente contínua (um para cada pá)
- 3 caixas desmultiplicadoras (um para cada pá)

A função do sistema *pitch* consiste em ajustar o ângulo da pá para a posição desejada com o auxílio do pinhão da caixa desmultiplicadora, que atua na cremalheira do

rolamento desmultiplicando a velocidade de rotação do motor. O interior deste rolamento deve estar aparafusado ao cubo.

- Ângulo de 90° - A direção do vento está na direção do bordo de ataque da pá, estando parado (não totalmente) e em standby.
- Ângulo de 0° - A direção do vento fica perpendicular à pá (face), estando então em movimento e teoricamente na posição desejada.

Existe um sistema de travagem primário (aerodinâmico) associado que permite a rotação das pás de 0 a 90° e que tem como função o aumento do ângulo das pás em busca da estabilidade assim que o momento nominal é ultrapassado devido à velocidade excessiva do vento.

A eventualidade de uma falha elétrica é socorrida pela existência de packs de baterias, um por cada pá e constituído por 3 ou 4 racks com 300VDC por cada um. Unitariamente, cada bateria possui uma voltagem de 12V.

Acoplado ao cubo através de uma flange temos um veio lento que serve de mecanismo de transmissão da potência gerada pela rotação das pás à caixa multiplicadora.

Nesse veio, a servir de suporte ao cubo, está colocado o rolamento principal, que será um rolamento de rolos esféricos de duas carreiras devido à exigência em absorver parte das cargas radiais e axiais provenientes do rotor. O veio lento percorre a caixa de engrenagens cuja função será multiplicar a velocidade do veio lento, tornando-o assim, no veio rápido na saída da caixa e com uma razão de transmissão na ordem de 1:100.

Para efeitos de paragem de emergência manual (por vezes exclusivamente) ou por corrente de segurança, está na saída da caixa de engrenagens um travão hidráulico de paragem do rotor com capacidade para cessar o movimento de rotação do rotor.

O *fast shaft* termina no acoplamento feito ao veio do gerador que transformará a energia mecânica em energia elétrica.

Sendo o acoplamento elástico do veio rápido fabricado por norma em plástico reforçado com fibra de vidro (ou num material de características mecânicas idênticas) é expectável que seja o componente onde primeiramente se dará fratura por dessincronização de rotações, desempenhando o papel de fusível e servindo assim de salvaguarda a outros componentes potencialmente mais dispendiosos.

Esse gerador é composto por dois rolamentos rígidos de esferas, um estator, um rotor, um *slipring* e sensores de temperatura e potencialmente vibração (se for dotado de algum sistema de monitorização adicional).

É através do uso de um anemómetro e de um cata-ventos colados no topo da *nacelle* que é feita a leitura da direção e velocidade do vento, que influencia diretamente as ações do sistema *yaw*.

Este sistema baseado nas leituras do cata-vento procura alinhar o rotor com a direção do vento de forma a maximizar a obtenção de energia.

A sua constituição resume-se a quatro unidades de motores, redutoras e de sistemas de travagem, e também de um rolamento de características idênticas ao que se encontra sistema de *pitch*. O diâmetro do rolamento deve ser igual ao diâmetro externo da torre para possibilitar a união da torre à *nacelle*. O funcionamento deste sistema é feito pelo trabalhar simultâneo dos motores que rodam o pinhão da redutora e provocando assim movimento à cremalheira do anel exterior. A travagem é assegurada por um conjunto de travões numa pista que aplica uma força de 130 a 170 bars, e como eles não estão totalmente afastados do disco, esse contacto ligeiro garante que o disco se mantém limpo e polido. Os componentes deste sistema encontram-se geralmente montados abaixo do veio lento.

A complexidade de uma turbina, seja pela interligação de vários componentes, dificuldade de acesso ou simplesmente pela rentabilização máxima do funcionamento da mesma, tornam imperativo a existência de monitorização dos componentes. Para esse efeito, está implementado um sistema SCADA que mede todos os sensores e disponibiliza em tempo real a potência produzida, velocidades de veio (*fast e slow shaft*), temperaturas, vibração da torre, dados meteorológicos, entre outros. Sendo também uma das principais funções, alertar potenciais falhas com base em parâmetros pré-estabelecidos e permitindo intervenção manual. Esta parametrização é também feita diretamente pelo controlador da turbina, que se encontra na máquina. A instalação do SCADA é normalmente feita num servidor que se encontra localizado na SE do PE. Este servidor além de permitir uma análise visual rápida ao operador, permite também ter acesso remoto ao sistema de alerta através de envio de SMS ou email.

Importa também falar na top box, e em virtude de ser fixa e da *hub* ser rotativa, é utilizada uma junta rotativa (*slipring*) colocada após a caixa de engrenagens que garante a transmissão eficaz da informação e energia. A sua dimensão pode variar dependendo da utilização de um sistema de *pitch* elétrico ou hidráulico.

Através de uma rede elétrica exterior é obtida a energia elétrica necessária ao funcionamento do aerogerador. O slip-ring do gerador é responsável por conectar o rotor em

rotação à rede elétrica exterior através da utilização de escovas de carvão que se encontram em permanente contato com as pistas por ação de uma mola. A energia elétrica produzida pelo gerador é transportada pelos cabos do rotor e do estator da torre até à base atravessando um conversor que excita o rotor do gerador e monitoriza as condições elétricas da rede e da máquina. O percurso conta também com uma cela de proteção e corte do transformador que tem como função cortar a tensão da rede para a máquina e vice-versa quando assim exigido.

Por fim, essa energia segue para o transformador que converte a tensão de saída do gerador em 30kV, seguindo para o subsolo, e já na rede elétrica será novamente convertida em 60kV. As tensões de saída não são sempre as mesmas e podem variar dependendo do Parque. Sucintamente, existe dois fluxos elétricos, sendo eles o da rede, que será fornecida, e o que provém do aerogerador, que será posteriormente vendida aos consumidores.

4. [ESTÁGIO]

O contexto pandémico forçou o estágio a ser realizado maioritariamente em contexto de pesquisa, com informação observável no capítulo da manutenção corretiva, contudo a penalização na qualidade de informação não lesou as interpretações resultantes do estágio. Uma coletânea de informações recolhidas no site da empresa e de outras entidades da área fiscal, ajuda a conhecer a empresa que suporta a existência desta tese num ponto de vista histórico e económico.

4.1. Grupo EDP

Em Lisboa, no ano de 1976, 14 companhias de eletricidade fundiram-se para dar origem ao Grupo EDP, Energias de Portugal.

A EDP é a principal referência na produção, distribuição e comercialização de eletricidade no país, e a terceira principal referência mundial na produção da mesma. O alcance do grupo estende-se a aproximadamente 10 milhões de clientes de energia elétrica.

Disponibilizam também pontos de ligação de gás a mais de 1,2 milhões de clientes cifrando-se como um dos maiores distribuidores em toda a Península Ibérica. A eficiência na resposta à exigência do mercado é assegurada por mais de 12 mil colaboradores espalhados pelo globo.

A principal aposta da empresa alicerça-se na energia com origem em recursos renováveis que representam aproximadamente 70% da energia total produzida (*Grupo EDP*, n.d.).

4.2. EDP Renováveis

O Grupo EDP tem sede em Madrid uma das suas mais influentes empresas subsidiárias, a EDP Renováveis.

Notoriamente afirma-se como líder mundial no setor de energia renovável assim como no quarto maior produtor de energia eólica mundial e o seu raio de ação estende-se a diversas nações na Europa, América do Sul, América do Norte.

A EDPR tem cerca de 200 parques eólicos distribuídos por Portugal, Espanha, Roménia, França, Bélgica, Polónia, Brasil e EUA e com novos parques em desenvolvimento

(com expectativa de atingir 31 GW de potência bruta) nas regiões do Canadá, Inglaterra e Itália que sustentam e explicam o crescimento anual de 20%, correspondente a 1,1 GW de potência bruta, e uma taxa composta anual de crescimento de aproximadamente 47% entre 2006 e 2010.

Recentemente, o contexto pandémico em que se inseriu o mundo em 2020 levou governos e empresas a fazer a transição energética de opções consumidoras de recursos não renováveis para as energias sustentáveis. Nesse ano, e ao contrário da maioria das empresas, existiu uma valorização de 28,72% que se refletiu na bolsa e aumentou o ganho acumulado em 91,4%, como podemos ver pela na figura 3 (*EDP Renováveis Atinge Recorde Acima de 20 Euros e Já Vale Mais Do Que Galp e Jerónimo Martins Juntas - Bolsa - Jornal de Negócios*, n.d.).

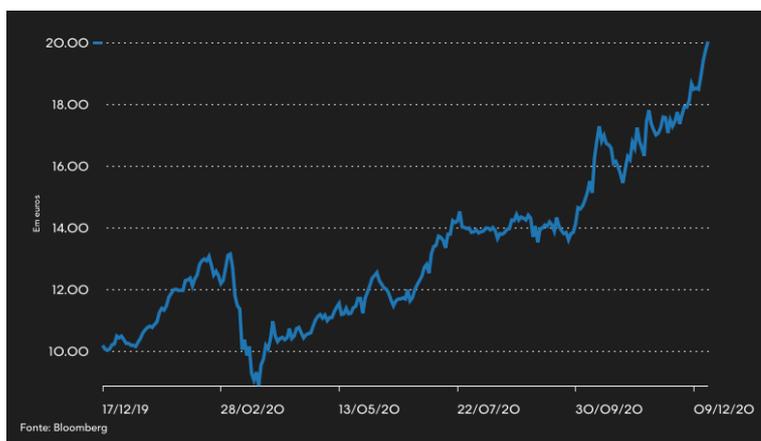


Figura 3 Variações das ações da EDP em 2020

4.3. Estágio na Empresa

O estágio curricular na EDPR teve a duração de 3 meses, datando de 1 de maio a 1 de julho. Existiram limitações e dificuldades provocadas pela pandemia que delegou a maioria do trabalho desenvolvido a um contexto de teletrabalho, mas que se revelou um entrave menor devido à prontidão a que a informação sobre o nosso caso de estudo era disponibilizada e com a devida orientação do Eng. Ricardo Janeiro que se revelou incansável.

Contrastando com a preponderância do teletrabalho, iniciei o estágio com oportunidade de ver de perto a substituição de um rolamento principal num Parque Eólico da EDP, que se revelou como uma experiência pessoal valiosa na sensibilização das

implicações inerentes a uma operação tão complexa e de importância relevante ao caso de estudo.

4.3.1. Substituição do Rolamento Principal

A primeira impressão ao vermos esta operação de manutenção corretiva é a sua complexidade. Como se trata de um componente de difícil acesso na *nacelle*, a operação de mover o peso de mais de 10 toneladas de um local a mais de 70m de altura está pendente de inúmeros fatores atmosféricos ligados à segurança de trabalho.

É uma operação que requer no mínimo 3 dias de trabalho, entre preparação do terreno, da maquinaria e das ferramentas, extração do rolamento, acoplamento da peça de substituição e consequente colocação do rolamento e de algumas peças adjacentes que vem junto com o rolamento no momento da extração, como travão hidráulico, veio lento e o veio em fibra de vidro que une ao gerador de volta à *nacelle*. Os dias de trabalho podem-se alargar devido a condições climatéricas penalizadoras que agrava o custo de operação devido ao maior tempo de paragem.

Para além das dificuldades enunciadas, é também um trabalho que exige uma realização minuciosa, em especial no acoplamento do novo rolamento, que tem implicações diretas na longevidade do novo componente caso esse acoplamento seja feito de forma não suave, porque qualquer movimento descuidado da grua que move o rolamento no acoplamento pode provocar leves amolgadelas que reduz significativamente o tempo funcional da peça (na Figura 4 é possível observar o rolamento a ser substituído). Também é exigido a limpeza perfeccionista da superfície de contacto do rolamento com o veio para evitar a contaminação de elementos exteriores que podem comprometer a longevidade do rolamento principal.



Figura 4 Substituição do rolamento principal

4.4. Diretrizes do Problema

Os múltiplos aspetos da substituição corretiva observados, com influência económica acentuada, agravam a necessidade de que esta tarefa ocorra o menor número de vezes possível e que seja organizado de forma a minimizar o tempo de paragem. A falha no rolamento principal é uma das causas mais comuns de paragem numa turbina eólica e requerem tempos de paragens consideráveis e dispendiosos, sendo cada vez mais importante otimizar processos, de forma a reduzir ao máximo o tempo de paragem em que não existe aproveitamento da energia do vento.

As razões listadas fazem a EDPR ter interesse em aumentar a longevidade da peça e antecipar com mais tempo um problema iminente, é nesse prisma que surge o problema de que medidas pode a O&M tomar para exponenciar a vida útil e prever atempadamente?

Com a ajuda de históricos de avaria e leituras do SCADA, procura-se entender que mecanismos de falha tiveram ação nos rolamentos principais do Parque para procurar alterações ou novas implementações do ramo da manutenção que evitem que essas causas se repitam e/ou alertem de forma fiável e atempada ocorrências de falhas para facilitar a tomada de decisão da manutenção.

4.5. Componentes associados ao problema

Poucos são os componentes afetados no caso em estudo, o rolamento principal é um deles, mas é possível que uma falha severa afete o bom funcionamento da caixa de engrenagens. Os sensores térmicos também devem ser relatados apesar de se encontrarem num patamar de significância económica menor.

4.5.1. Rolamento Principal

A função primordial do rolamento principal é suportar o rotor enquanto reage a cargas de natureza distinta ao torque, quer de forma independente, prevenindo a transmissão da carga ao longo do *drivetrain*, ou em combinação com a caixa multiplicadora e as respetivas montagens (Hart et al., n.d.).

Neste caso trata-se de um rolamento de rolos esféricos, da empresa FAG (Atualmente denominada de *Schaeffler*) e observável na figura 36 do anexo B, com um

diâmetro externo de 870mm e uma largura de 272mm, capaz de suportar cargas dinâmicas radiais de 8300kN, cargas estáticas radiais de 16600kN e um limite de carga de fadiga radial de 1240kN. O componente tem um peso de 545kg, capaz de se manter funcional no intervalo de temperatura de -25°C a 140°C. Resumindo, é concebido para suportar cargas radiais, axiais de uma direção e de duas direções, evitar o desalinhamento e o erro angular dinâmico e estático. O rolamento é não-selado e capacitado de lubrificação por óleo ou massa.

4.5.2. Caixa de engrenagens

A caixa de engrenagens tem como funcionalidade a multiplicação da velocidade de rotação de entrada proveniente do veio lento, que resultará no veio de saída em velocidades de rotação muito superiores (designado por veio rápido) que irá posteriormente acoplar ao gerador. Esta multiplicação é responsável por um aumento exponencial do rendimento obtido pelo gerador.

Nas turbinas em estudo, essa multiplicação ocorre a uma proporção de 1:97,7 por ação de uma caixa de engrenagens planetárias da empresa *Rexroth* (pertencente ao grupo Bosch) destinada a suportar a potência nominal de 1.5MW e um torque de 870Nm, exposta na figura 37 do anexo B. A velocidade de rotação de entrada máxima está cifrada nas 18 RPM sendo espectável uma velocidade na saída de aproximadamente 1800 RPM e um torque nominal de 8,905Nm. A peça é dotada de um reservatório de óleo de 380L e pesa cerca de 13,9 toneladas.

4.5.3. Gerador

Apesar de o gerador não estar diretamente ligado ao problema, a sua importância no contexto de funcionamento da turbina torna pertinente a sua caracterização para efeitos de contextualização. O gerador, em representação na figura 38 do anexo B, está incumbido de transformar a energia mecânica proveniente da *drivetrain* em energia elétrica, e na aplicação em estudo, o componente é capacitado de produzir uma potência máxima de 1.7MW com uma tensão de saída de 690V. Trata-se de um gerador elétrico assíncrono da empresa *Winergy* concebido a funcionar à frequência de 50Hz. O seu rendimento está diretamente ligado ao correto funcionamento dos componentes do *drivetrain*, parcialmente coincidentes com os componentes associados ao problema.

4.5.4. Sensores

Existem sensores de diferentes naturezas ao longo da turbina, como sensores vibratórios na fundação e térmicos ao longo de vários pontos estratégicos da turbina, e os rolamentos são dotados exclusivamente de sensores térmicos que possibilitam a leitura real da temperatura que é parametrizada através do SCADA. O papel dos sensores térmicos não se enquadra no problema por questões de utilidade e funcionamento, mas sim quanto às limitações na previsão de falhas emergentes em rolamentos principais (Encalada-Dávila et al., 2021).

4.6. Sistema de Monitorização

Depois de detalhar os componentes de maior importância da turbina, é também imperativo falar da monitorização a tempo real dos principais componentes. De forma a antever falhas em desenvolvimento as turbinas do parque são neste momento capacitadas única e exclusivamente de um sistema de monitorização SCADA que confere informações do estado da turbina e alertas de importância variável dependendo do componente.

4.6.1. SCADA

Independentemente do modelo, o SCADA informa o operador de inúmeras variáveis, incluindo valores de temperatura de uma variedade de posições de medição na turbina, dados de pressão do sistema de lubrificação da caixa de engrenagens, quantidades elétricas, como voltagens e correntes de linha ou do passo do motor, vibração de torre, etc. (Beretta et al., 2021). A análise comparativa destes sinais no tempo pode revelar desvios indicativos de potenciais falhas, e apesar de existir capacidade de deteção de problemas em rolamentos principais através dos sensores de temperatura (Cambron et al., 2017), a margem providenciada pelo sistema muito raramente iguala ou excede os 6 meses e tendencialmente ronda os 2 a 3 meses, sendo que o aumento de temperatura e o conseqüente alerta surge demasiado tarde para evitar uma substituição.

WT	Vibration	Inspection	Grease	Temperature	Recommendation	Priority Rank
T_A	2: Inner race damage trend not yet rising	Not inspected	2: Water, Fe, Si at warning levels	1: Comparable to fleet average	Inspect and consider flushing main bearing	Medium
T_B	2: Inner race damage trend not yet rising	Not inspected	N/A	1: Comparable to fleet average	Inspect and collect grease sample from between rollers	Low
T_C	3: Inner race damage trend rising	Not inspected	4: Fe, Si and Cu above alarm level	1: Comparable to fleet average	Inspect and consider flushing main bearing	High
T_D	4: Inner race damage	3: Damage observed during inspection	4: Fe and Cu above alarm level	4: Above fleet average	Inspect and consider flushing bearing to extend life	High
T_E	3: Outer race damage and trend rising	Not inspected	N/A	1: Comparable to fleet average	Inspect and collect grease sample from between rollers	Medium
T_F	1: Normal	1: Normal	3: Fe and Si above alarm level	1: Comparable to fleet average	Inspect and consider flushing main bearing	High

Ranking Key					
Notification Other	Normal	Initial Indication	Developing Issue	Progressed Issue	Critical

Figura 5 Degradação no instante do alerta de cada sensor

Pela figura 5 é possível observar que as informações dadas pelos sensores de temperatura são insuficientes para antecipar a falha e prevenir uma substituição, que sugere que existe espaço para melhoria. O próprio sistema SCADA tem como uma das vantagens providenciar suporte físico à adição de sistemas CMS, agilizando e tornando economicamente mais interessantes essas opções (Meadows & Shapiro, 2016).

5. [FALHAS]

O caminho para uma escolha eficiente de medidas de otimização está na compreensão daqueles que são os problemas recorrentes nos rolamentos principais. No caso em estudo, o histórico de falhas é casualmente catalogado como desgaste o que torna imperativo uma abordagem teórica mais profunda naqueles que são as falhas específicas em rolamentos aplicados em condições similares, de forma a antecipar o que desencadeou a propagação da falha.

Identificar as causas será o suporte de decisão nas alterações a implementar com o objetivo de retardar essa mesma falha ou simplesmente haver um alerta com maior margem temporal para a iminência de um futuro problema mecânico.

Na Figura 6 é possível observar a catalogação de falhas possíveis em rolamentos definidas pelas normas ISO de onde é possível filtrar aquelas que se podem aplicar neste caso (*ISO 15243:2017(En), Rolling Bearings — Damage and Failures — Terms, Characteristics and Causes*, n.d.).

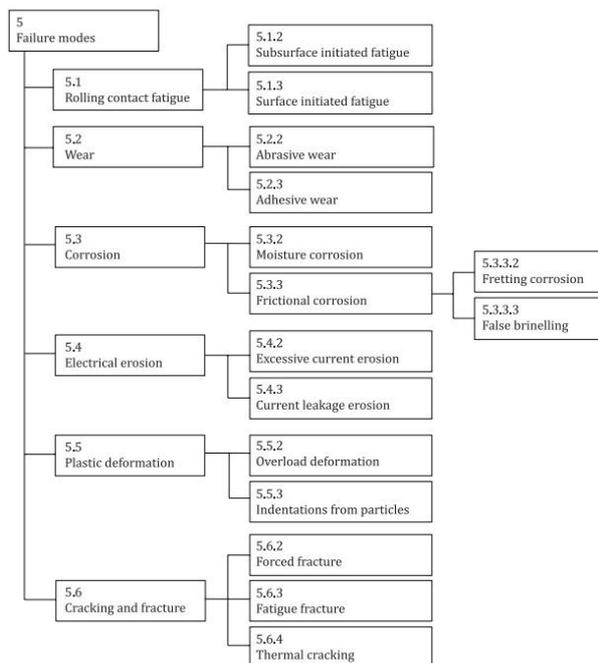


Figura 6 - Classificação de modos de falha (ISO 15243:2017)

5.1. Conceção

A primeira etapa deste capítulo reside na definição de cada falha-tipo de possível ocorrência, o que a caracteriza e o que as distingue num leque alargado de possibilidades.

5.1.1. Fadiga (*Spalling*)

Este tipo de falha ocorre devido à formação de crateras macroscópicas na superfície de contacto que se originam da propagação de fissuras por fadiga no campo de stress hertziano. Resumidamente, trata-se de uma fadiga de contato hertziana macroscópica e no estado de total desenvolvimento pode ser comparada à tensão máxima de cisalhamento de Hertz. O contacto de Hertz, e a deformação resultante das superfícies, esquematizada na figura 7, é também o que causa a derrapagem dos rolamentos em vez de rolar (Santos Pacheco Oliveira, n.d.).

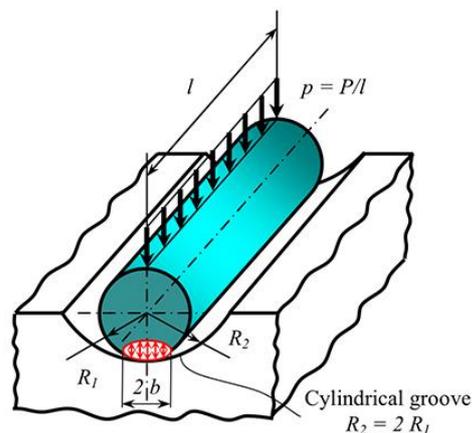


Figura 7 Falha por fadiga originada pelo contacto de Hertz

Assim que ocorre a fratura da superfície de contato e a consequente remoção de pequenas partículas do material, pode verificar-se um aumento acentuado de vibração que tende a aumentar com o tempo devido à natureza progressiva do modo de falha. Esta pode ocorrer no anel interior, exterior ou nas bolas do rolamento e reduzem drasticamente o tempo de vida do componente.

5.1.1.1. *Micropitting* (Fadiga iniciada na superfície)

Nos rolamentos é utilizado óleo ou massa lubrificante para reduzir o atrito no contato metal-metal. Quando a espessura do filme lubrificante é insuficiente ou a limpeza

do mesmo é deficiente, dá-se a formação de fissuras ou lascas à escala microscópica na superfície.

Os defeitos que se geram à escala de asperezas resultam nas superfícies rolantes, e quando se trata de materiais dúcteis, como é o caso do aço, inicia-se com a formação de áreas de superfície polidas/vidradas, agravando com o tempo para microfissuras e posteriormente microcrateras (esboramento) que se define como falha por fadiga iniciada na superfície e pode ser observável na figura 8.

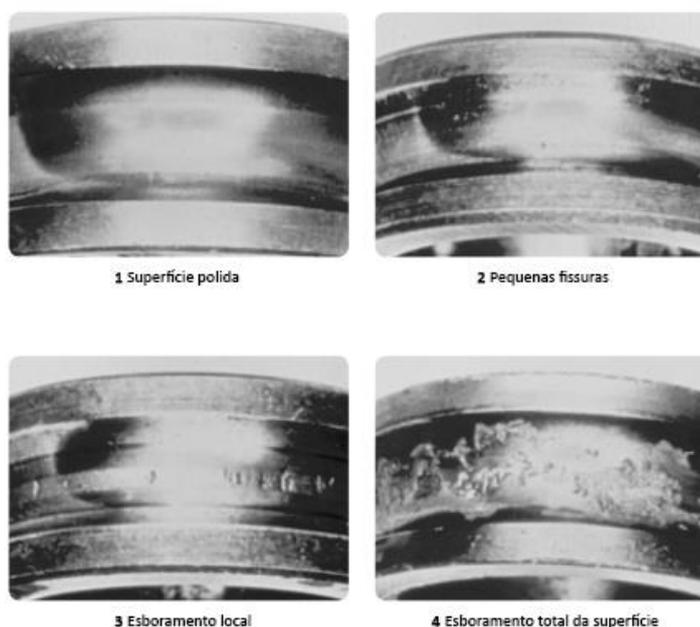


Figura 8 Progresso da fadiga iniciada na superfície

O risco desta falha agrava se existir deslizamento na área de contacto. Devido à geometria e à deformação elástica dos elementos rolantes e das pistas sob carga, o micro escorregamento é inevitável nos rolamentos, que por vezes leva ao negligenciar de outras causas, como é o exemplo da utilização de aditivos EP (Extrema Pressão) não adequados.

A utilização desses aditivos EP deve conferir melhoria no desempenho do lubrificante, mas quando essa escolha não considera as suas implicações a altas temperaturas, pode ter o efeito contrário e tornar-se nocivo à área de contacto, acelerando assim o processo de esboramento do material. Sucintamente, este modo de falha é geralmente consequência das asperidades de superfície entrarem em contato direto ou parcial com as condições do lubrificante (Tallian, 2006).

5.1.2. *False brinnelling*

Este fenómeno ocorre por ação dos elementos rolantes que induzem vibração e micro movimentos nas pistas que provocam depreciações permanentes no passo desses mesmos elementos rolantes, representados na figura 9 (Wysocli & Feest, 1997). Existe uma aparente similaridade com as falhas por sobrecarga (*brinnelling*) mas sem existir qualquer tipo de acumulação em torno das depressões. As condições de funcionamento do rolamento principal numa turbina eólica concedem uma forte possibilidade de ocorrência devido à vibração que o funcionamento e as condições climáticas podem instigar no componente.

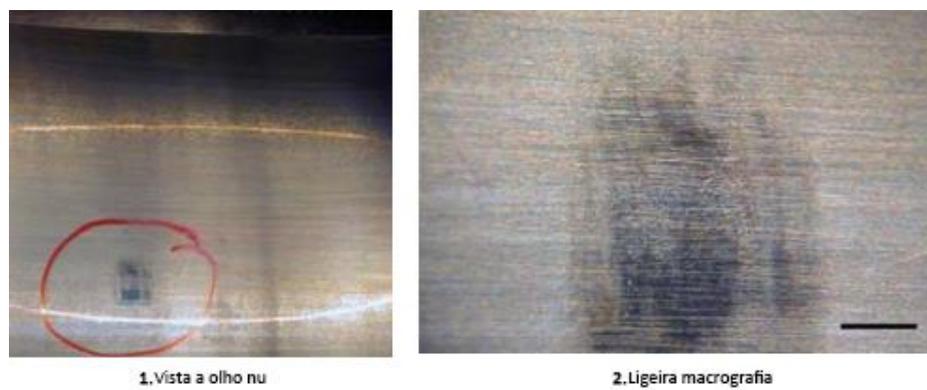


Figura 9 Aspeto visual do *false brinnelling*

5.2. Causas e efeitos

A compreensão dos agentes causadores vem explicar o surgimento da falha, identificada com auxílio da conceção, e servindo de alicerce à prevenção que se segue. É o passo intermédio para o total entendimento da falha, depois da caracterização do problema e antes da ação da manutenção.

5.2.1. Fadiga (*Spalling*)

Na sua generalidade, o *Spalling* é um dos modos de falha mais comuns em rolamentos, e a razão prende-se parcialmente ao número considerável de diferentes causas possíveis, e elas podem ser catalogadas em 5 grupos distintos.

A falha pode ter origem na deficiência do material escolhido, caso se opte por um material de baixa dureza. Nos rolamentos (e nos aços em geral), o aumento da resistência ao esboroamento é proporcional ao aumento da dureza pelo que quando sofrem ação de

cargas de contacto assinaláveis, exige-se uma dureza que confira uma vida útil de fadiga satisfatória.

Em componentes endurecidos, existe um gradiente de dureza decrescente da superfície endurecida ao núcleo, quando esse gradiente é mais acentuado que o gradiente da tensão de cisalhamento de Hertz torna possível a inicialização de falha por fadiga no núcleo ou na interface do núcleo com a superfície endurecida.

A inhomogeneidade do material tem também ação prejudicial, particularmente nos materiais constituídos pela aglutinação de partículas duras, como é o caso dos cerâmicos e dos *cermets* (compósito composto por material cerâmico e metal), e no uso de constituintes estruturais macios nos aços que resultam na redução à resistência à fendilhação. É comum o uso de componentes de nitreto de silício na maquinação das esferas e roletes dos rolamentos, e o surgimento de fendas está muitas vezes aliado a deficiências na aglutinação ou à porosidade do próprio material.

A aplicação de cargas de contato que cause pressões de Hertz superiores às projetadas em qualquer ponto de contato é outra das causas que reduz consideravelmente a vida útil do rolamento (exceção para quando a carga é inferior ao limite de fadiga). Na prática, estas complicações podem advir de uma má distribuição da carga entre os elementos rolantes do rolamento, de erros no perfil e/ou no cálculo de cargas nas arestas que levam à má distribuição da pressão de contato. Por norma, esta causa tem implicações na fase de projeto pela falha na consideração de todas as condições de funcionamento.

A temperatura de contacto é outra das causas de falha nos rolamentos, e à semelhança das cargas de contato, originam de uma fase de projeto defeituosa, em que a escolha do material de contato não contabiliza a temperatura em condições de funcionamento, que quando excessivamente elevada, afeta substancialmente a dureza do material que se traduz numa redução da resistência ao *spalling*. Para além do tipo de material, a lubrificação inadequada também pode impulsionar o aumento de temperatura.

Por fim, temos como causa o número de ciclos de tensão, que se traduz inevitavelmente num aumento de probabilidade de falha com o aumento e repetição do número de ciclos do rolamento em funcionamento (Johnson, 1993).



Figura 10 Aspeto visual do *spalling*

A severidade dos efeitos sentidos por ação da fendilhação varia dependendo da causa, design da peça, material e do tipo de aplicação do rolamento, mas podemos assumir que após inicialização deste modo de falha, a falha no funcionamento é uma inevitabilidade devido à sua gênese progressiva que levará a uma eventual fratura, sendo apenas uma questão de quão rápido ruirá.

No nosso caso particular de rolamentos de grandes dimensões e de baixas velocidades, com o auxílio de uma boa lubrificação é possível estender a vida útil consideravelmente após o início do esboroamento devido à sua propagação mais lenta neste tipo de rolamento (Em contraste com rolamentos pequenos e/ou de alta velocidade), no entanto é inexorável que cesse de funcionar eventualmente, como aconteceria no rolamento da figura 13.

5.2.2. Micropitting (Fadiga iniciada na superfície)

Este subtipo de falha tende a ser mais difícil de identificar quando comparado com o esboroamento comum, sendo possível comparar o aspeto entre ambos na figura 10 e 11, e pode originar alguns casos particulares. A primeira causa provem de defeitos pré-existent, que gerem tensão à escala das asperezas capaz de inicializar microfissuras. Tais defeitos podem ser causados por amolgadelas na superfície (a dimensão do defeito tem implicações no tamanho das fissuras), por marcas de acabamento, como sulcos de moagem ou áreas com acabamento superficial inacabado que tem interferência direta com a formação do filme do lubrificante, por danos de esmagamento que acelera o aparecimento e propagação de fissuras devido à baixa resistência à fadiga das áreas afetadas, por danos

estruturais na superfície, fruto de uma possível descarbonização do aço, ou pelo simples surgimento de fissuras originadas no fabrico da peça, tais como erosão elétrica ou corrosão.

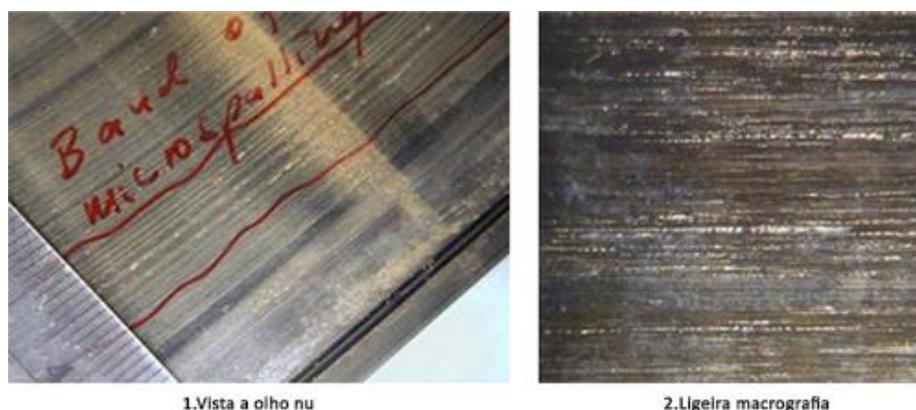


Figura 11 Aspeto visual do *micropitting*

Outra das causas, e uma das mais comuns dentro da fadiga superficial em rolamentos principais de aerogeradores, é a perturbação da superfície (mais conhecido pela definição em inglês, *surface distress* ou *micropitting*), e tem especial importância porque este fenómeno que origina microfissuras à escala das asperezas serve de precursor a danos macroscópicos, que definem o *spalling* comum (*Extending Bearing Life in Wind Turbine Mainshafts - Power Engineering*, n.d.).

5.2.3. False brienelling

Podemos identificar dois tipos de causas distintos no *false brienelling*.

A principal causa está aliada à vibração e/ou choque ambiental que incide sobre um rolamento sob carga durante a paragem, pois induz um movimento relativo microscópico nos contactos hertzianos e favorece o desenvolvimento de uma falha por *false brienelling*.

A segunda fundamentação de falha ocorre em rolamentos sob carga expostos a um movimento oscilatório de ângulos pequenos, mas que os efeitos podem ser mitigados com ajustes de carga, e por optar por montagens com características supressoras de vibração e pela seleção de um lubrificante para o mesmo efeito.

Para cada causa existe um efeito, e o mais óbvio de identificar é o aumento de ruído no funcionamento de um rolamento afetado por esta falha. Em casos mais severos, podem existir aumentos de carga suficientes durante o serviço para provocar o surgimento de *spalling* prematuro. Devido à topografia da superfície afetada ser diferente da superfície

de fabrico, faz com que a eficiência da lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) seja inferior levando a que o surgimento de fendas na área afetada seja consideravelmente mais provável.

5.3. Prevenção

Após entendimento da caracterização dos modos de falha e das suas causas, devemos perceber que medidas tomar na sua prevenção.

É importante salvar que a utilização de ações de prevenção isoladamente não são garantia para evitar o problema, mas sim um retardar do mesmo, pelo que não deve ser a única intervenção da manutenção.

5.3.1. Fadiga (*Spalling*) e *micropitting*

À semelhança de qualquer plano de prevenção, o campo de ação estende-se desde a preparação e análise, que antecede a aplicação do rolamento, à manutenção e preservação do mesmo, aplicável durante o seu ciclo de vida. Sendo o *spalling*, no nosso caso, consequência do agravamento do *micropitting*, preveni-lo irá consequentemente evitar a fadiga (SKF Company, 2017).

A prevenção começa na escolha do rolamento. Essa opção deve considerar as condições reais de aplicação e a variabilidade associada à carga, velocidade, temperatura, desalinhamento, montagem, entre outros. A seleção ponderada do rolamento facilita a eficiência da manutenção ao longo da sua vida útil.

A fadiga, e a generalidade das suas variações como modo de falha, tem como principal catalisador a lubrificação insuficiente ou inadequada, pelo que se torna imperativo certificar que a escolha da massa lubrificante satisfaz as exigências impostas pelas condições de funcionamento, e que esta é aplicada em quantidades suficientes e nos momentos aconselháveis de relubrificação. Devemos prestar especial atenção à qualidade do lubrificante, em intervalos regulares, avaliando continuamente a necessidade (ou não) de melhorar a capacidade de separação da superfície do lubrificante, através de aditivos ou ajustes de viscosidade.

Assumindo que a contaminação é um fator determinante da qualidade da lubrificação, é aconselhável a otimização do sistema de vedação, caso exista uma melhoria possível, ou simplesmente uma manutenção rigorosa, com a renovação assídua dos filtros.

5.3.2. False brienelling

Este mecanismo de falha é consideravelmente menos recorrente que as falhas abordadas anteriormente, o *pitting* e o *micropitting*. O principal culpado do *false brienelling* é a vibração, pelo que é no atenuar da sua ação que estas medidas se focam.

A primeira medida está na seleção do rolamento, pelo que devem ser considerados modelos e designs adequados a aplicações vibratórias. Ainda antes do funcionamento do mesmo é importante considerar a instalação de almofadas amortecedoras de vibração, assim como a utilização de lubrificantes com aditivos EP que confirmam propriedades *anti-brienelling*.

Apesar de não solucionar totalmente, acredita-se que a gravidade da falha pode ser atenuada com a redução da pressão de contacto, pela escolha de um material de contacto mais duro e que conceda também melhoria no alisamento da superfície de contacto, e pela aplicação de revestimentos que protejam essa mesma superfície.

Por fim, é aconselhado não expor o rolamento a vibrações durante a paragem, mas considerando a impossibilidade de mover o rolamento quando a turbina se encontra em *stand-by* ou proteger a sua exposição às condições climatéricas propensas a gerar vibração, acresce a necessidade de uma monitorização do rolamento mais rigorosa ao nível da vibração.

6. [PROPOSTA DE SOLUÇÃO]

Neste momento, toda a contextualização das falhas recorrentes em rolamentos principais serviu para filtrar as causas mais prováveis a iniciar um mecanismo de falha, e auxiliou a traçar as medidas que se podiam tornar vantajosas aplicar, virtude da possível e provável extensão da vida útil ou do simples alerta atempado a um problema funcional que se avizinha.

6.1. Interpretação da informação

Quando colocados no panorama geral, sustentado por históricos de avarias de rolamentos do tipo, é possível identificar três modos de falhas recorrentes e com incidência notável em alguns deles, são eles, o *false brienelling*, o *micropitting* e o *spalling*.

O problema do *false brienelling* existe, mas é de ressaltar que, não obstante a ser uma possibilidade de falha, é a menos provável das três. Tem similaridades ao *micropitting* no que toca à descrição com que se apresenta, mas é incitado por uma causa distinta, que é a vibração. A impossibilidade de mover o rolamento principal sem o auxílio de maquinaria impede ações preventivas, como proteger o componente da vibração sentida na turbina durante a paragem, pelo que resta muito pouco a fazer se não a monitorização da vibração no rolamento.

No caso dos dois últimos, e apesar de se tratar de modos de falhas distintos, é frequente que o *micropitting*, que na realidade se trata de um *spalling* a uma escala microscópica, se possa desenvolver e evoluir para uma falha de fadiga pelo acumular de deformação. Estes são os modos de avaria mais comuns, e ambos partilham uma fundamentação similar pelo que a ação preventiva ao *micropitting*, irá prevenir de igual forma a fadiga, esta que se tende a mostrar mais óbvia quando comparada. Por seguimento das normas, percebemos que o guia de ação na prevenção destas falhas se centra na lubrificação eficaz dos rolamentos, seja pela escolha da massa lubrificante adequada ou pela eficiência do sistema de vedação, pelo que após análise dos lubrificantes em vigor se determinou que nenhuma alteração seria realmente benéfica, restando a ideia de antecipar a antevisão dessas falhas como a melhor hipótese de otimização.

É possível identificar como principais fatores problemáticos a vibração e a lubrificação, ainda que a origem entre as falhas seja distinta, é seguro assumir que no caso de ocorrência de *micropitting* ou *spalling*, em que a vibração não é uma causa provável do mecanismo de falha, mas é através da análise dela que se reconhecem essas avarias. Partindo do fundamento que alterações físicas na superfície de contato provoca variações na vibração com tendência a aumentar com a propagação desses modos, é na aplicação de acelerómetros no rolamento e na conseqüente análise das vibrações que sustento ser a melhor opção de melhoria.

6.2. CMS aplicáveis

CMS, abreviação de *Condition Monitoring System*, é como o nome indica uma otimização na monitorização do sistema que através de comportamentos expectáveis num normal funcionamento alerta o operador quando estes não se verificam. Existe uma diversidade considerável de opções em que a viabilidade da aplicação depende do tipo da turbina, do custo de instalação e manutenção, do componente em questão, entre outros fatores.

Por definição, a melhor versão possível de um sistema de acerto melhorado com base em CMS/SHM, esquematizado na figura 12, seria dotado do sistema SCADA, leitura da saúde estrutural das pás, análise de vibrações nos componentes, e recolha e análise do óleo lubrificante para partículas de desgaste (Fischer & Coronado, 2015).



Figura 12 CMS de acerto melhorado por meio de fusão de dados

No presente, as turbinas de 1.5MW do Parque já possuem SCADA e o SHM das pás, mas não sofreram qualquer implementação de CMS desde a inauguração em 2005.

Olhando às opções disponíveis no mercado, optamos por excluir a análise acústica (AE) e a análise do óleo. A primeira razão reside no fato de ambas serem ainda técnicas num estado primitivo e embrionário do seu desenvolvimento, onde as correlações

existentes não são consensuais na comunidade e onde na prática das empresas revelou resultados mistos, em especial na análise do óleo que tendencialmente se realiza em turbinas de maior capacidade.

A segunda razão, referente à análise acústica, é definida pela dificuldade considerável que reside na leitura fidedigna dos sinais acústicos, que sofre da influência do ruído de outros componentes em funcionamento e do meio onde operam, retirando relevância aos dados recolhidos.

Realçado o raciocínio do subcapítulo 6.1, e respeitando a premissa que as falhas de possível ocorrência originariam variações nas vibrações num rolamento após iniciação do modo de falha que agravaria com a propagação quando comparados com o registo vibratório do mesmo componente em condições favoráveis de funcionamento, o Sistema de Monitorização Condicional de Vibração torna-se a solução mais apelativa de aplicação porque facultaria o alerta de avaria consideravelmente mais cedo que quando comparado com o alerta assinalado pelos sensores de temperatura do SCADA .

Invariavelmente, o aumento das temperaturas detetadas no rolamento pelo SCADA ocorre sempre numa fase terminal do tempo de vida da peça que torna a sua substituição por uma nova a única solução, pelo que pela análise de vibrações é possível antecipar a falha num estado de propagação da falha menos severo que viabilizaria alguns casos de reestruturação do rolamento, que é extremamente interessante no balanço custo-benefício.

6.2.1. CMS de Vibração

A proposta de otimização recaiu na implementação da recolha e análise da vibração do rolamento principal, e perante a existência de algumas variações dentro do modelo, é feita uma descrição funcional do sistema adotado e a seleção de um produto satisfatório às exigências das condições.

6.2.1.1. Funcionamento

Os pressupostos de funcionamento do CMS de Vibração são partilhados por todos os sistemas de monitorização condicional, e pode-se resumir em três passos, assim como representado na figura 13.

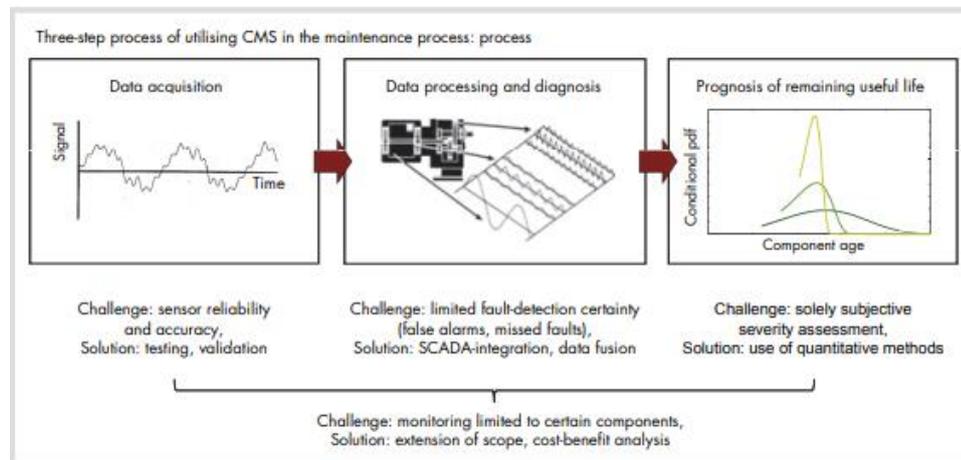


Figura 13 Os três passos do processo de utilização de um CMS

Recolha de dados, diagnóstico e processamento dos dados e, prognóstico da vida útil remanescente. Cada um dos passos levanta problemas quanto à viabilidade e certeza da leitura, seja pelo acerto na leitura física dos sensores, pela definição dos parâmetros que não anula a existência de falsos alarmes ou simplesmente devido à subjetividade da interpretação feita pelo operador, mas sendo uma das soluções mais recorrentes de CMS em turbinas na indústria da produção eólica, essas limitações são atenuadas pela larga disponibilidade de informação e históricos registados pelos inúmeros utilizadores da tecnologia que ajudam a melhor definir a parametrização e a metodologia de aplicabilidade do método, reduzindo a taxa de falsos alarmes quer pelo crescimento da amostragem por qual se baseia ou pela melhor compreensão do funcionamento do sistema (Fischer & Coronado, 2015)(Caesarendra & Tjahjowidodo, 2017).

6.2.1.1.1. Sensores

O processo inicia na captura da vibração através dos sensores, e deve ser respeitado como requisitos mínimos de utilização em rolamentos principais, uma instalação de dois sensores em dois eixos para captar os movimentos vibratórios na direção axial e radial com um alcance de frequência de 0.1Hz a mais de 10kHz. Pela figura 14, podemos ver que o alcance da aceleração deverá ser no mínimo de $\pm 50g$ a $100g$ que leva a uma densidade de som necessária para descobrir falhas gerais de $\leq 1 \text{ mg}/\sqrt{\text{Hz}}$ (Anslow & O'sullivan, 2020).

Component	No. of Sensors	Direction of Measurement	Frequency Range	Acceleration Range	Noise Density
Rotor blade	Two single axis	Axial and transversal	0.1 Hz to ≥10 kHz	±50 g (minimum) to 100 g	≤1 mg/√Hz required to capture general faults
Main bearing	Two single axis	Radial and axial	0.1 Hz to ≥10 kHz	±50 g (minimum) to 100 g	
Gearbox low speed (ring gear)	One single axis	Radial	0.1 Hz to ≥10 kHz	±50 g (minimum) to 100 g	≤100 μg/√Hz to 200 μg/√Hz required to capture early state bearing faults
Gearbox mid to high speed (sun gear, middle, and high speed shafts)	Three single axis	Radial and axial	10 Hz to ≥10 kHz	±50 g (minimum) to 100 g	
Generator bearing (inboard and outboard bearing)	Two single axis	Radial	10 Hz to ≥10 kHz	±50 g (minimum) to 100 g	≤100 μg/√Hz to 200 μg/√Hz required to capture normal operating conditions
Tower and nacelle	Two single axis	Axial and transversal	0 Hz to ≥100 Hz	±2 g (minimum)	

Figura 14 Requisitos mínimos para os sensores em CMS

Contudo, como já foi retratado antes, o *micropitting* quando iniciado instaura pequenas alterações vibratórias que torna a sua deteção mais difícil e que fazem dele a principal causa de falha, pelo que a escolha por um sensor mais sensível, na ordem dos ±2g a 16g confere uma sensibilidade na ordem dos 500mV/G, que é cerca de 5x mais sensível que a alternativa mínima que apenas detetaria problemas de *pitting*, que é o estado originado pela progressão da falha de *micropitting* (*Vibration Sensors For Wind Turbine Condition Monitoring*, n.d.).

6.2.1.1.2. Métodos de análise e interpretação da vibração

Quando um corpo vibra os seus pontos descrevem um movimento oscilatório em torno de uma posição de referência, essas vibrações podem ser de natureza harmónica ou não harmónica. No nosso caso, tratando-se de um rolamento sabemos que se trata de vibrações não harmónicas, à semelhança do que acontece com as máquinas rotativas, mas considerando velocidade de rotação variável (*Manutenção Capítulo 4-Manutenção Condicionada de Máquinas Rotativas*, n.d.).

A complexidade de movimentos inerente à natureza não harmónica da vibração permite-nos fazer a quantificação da vibração através da avaliação do nível global da vibração, tomando o cálculo do valor médio RMS, através da equação 1, ou por meio da análise espectral da vibração no domínio da frequência.

$$x_{rms} = \sqrt{\frac{1}{n}(x_1^2 + x_2^2 + \dots + x_n^2)}$$

Equação 1 Formulação do RMS

O valor médio RMS é a média da raiz quadrática dos dados do domínio temporal escolhido e quantifica a vibração como um todo. Os quadrados de todos os pontos num determinado espaço temporal são somados e divididos pelo comprimento desse espaço temporal de forma a obter a raiz quadrada, retribuindo um valor médio do sinal se todos os

valores fossem tornados positivos. A sua principal utilidade está na descoberta de possíveis falhas ocorrentes que são sinalizadas pelo aumento gradual do valor do RMS, que cresce com o agravamento da falha. Adicionalmente, à semelhança da interpretação da figura 15, podemos observar o valor do pico e do pico-ao-pico que são apropriados para documentar valores máximos de amplitude de sinal no domínio temporal de 0 ao valor máximo, ou do máximo ao mínimo, respetivamente, e que é especialmente útil para estabelecer novos alarmes.

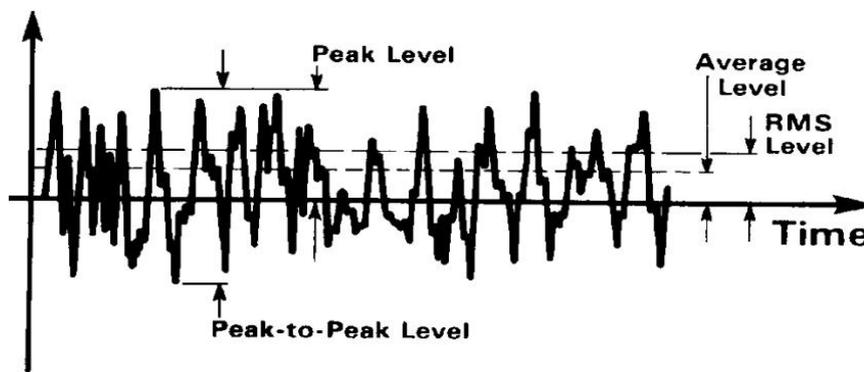


Figura 15 Representação esquemática do RMS, do pico e do pico-a-pico

Se optarmos pela análise espectral no domínio da frequência podemos utilizar a transformada rápida de Fourier (TRF) como ferramenta pois permite representar uma função não harmónica através das amplitudes das várias funções harmónicas que a compõem, baseando-se no método de dobramentos sucessivos onde o algoritmo auxilia a calcular a Transformada Discreta de Fourier (TDF) através da decomposição de uma sequência de valores em componentes de diferentes frequências, discretizando a sua composição vibratória e quantificando a vibração de acordo com o espectro e representada na figura 39 do anexo B. Todos os dados temporais são divididos em amostras espaçadas de forma equitativa quando processadas por um algoritmo computacionalmente eficiente, que confere à nomenclatura a utilização do termo “discreto”(Condition Based Monitoring Statistical Functions Ver 0.0.1, n.d.).

Quando comparamos os métodos, vemos que com o DFT obtemos a mesma informação que os métodos do domínio do tempo, mas com informação mais perceptível quanto à carga desequilibrada que atua sobre o rolamento.

Na prática, quando utilizamos uma medição do nível global da vibração procuramos comparar as observações com os valores limite padrão, que idealmente devem

ser estabelecidos com base no histórico de avarias do rolamento, para perceber o estado funcional da peça, e que se pode estender à monitorização contínua em prol de uma análise de tendência. Na ausência de histórico, existe normas que providenciam valores de referência para primeiras aproximações.

Esta medição é usada inicialmente para inferir a existência de uma falha, mas só quando avançamos para a análise espectral, que não só desvenda a existência de uma avaria, como também a localização exata onde falhou. Este é também ele um processo mais complexo e recorre frequentemente a relações já documentadas dos mecanismos de falha mais comuns. A título de exemplo, é possível captar problemas associados ao desequilíbrio, seja estático de peças rotativas que ocorre quando o centro de massa não se encontra alinhado com o centro de rotação, ou de momento quando os centros coincidem, mas o momento em funcionamento em relação ao centro de massa não é nulo, através da leitura de vibração radial com amplitude muito elevada para a primeira harmónica no desequilíbrio estático, ou na segunda harmónica no desequilíbrio de momento (*Manutenção Capítulo 4-Manutenção Condicionada de Máquinas Rotativas*, n.d.).

No DFT, os picos de frequência são claramente destacados na frequência de rotação do rolamento e é através da medição da frequência dominante no período de impulso repetitivo em certas falhas originadas no contacto entre os elementos rolantes e o ponto defeituoso que se torna possível detetar defeitos no rolamento, independentemente de ocorrerem na pista exterior, interior ou na própria esfera/rolete. As falhas nos rolamentos geram vibrações radiais e axiais coerentes com frequências relacionadas com as dimensões da peça e elas podem ser determinadas com as formulações da equação 2.

$$BPFO(\text{Hz}) = \frac{n}{2} f_r \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos\beta \right)$$

Pista interior

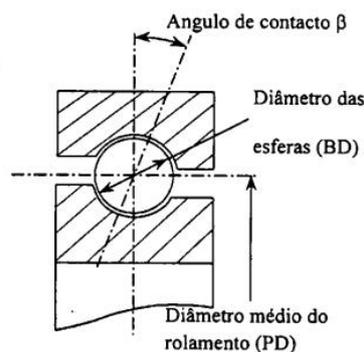
$$BPFI(\text{Hz}) = \frac{n}{2} f_r \left(1 + \frac{BD}{PD} \cos\beta \right)$$

Gaiola

$$FTF(\text{Hz}) = \frac{f_r}{2} \left(1 - \frac{BD}{PD} \cos\beta \right)$$

Esferas

$$BSF(\text{Hz}) = \frac{PD}{BD} f_r \left[1 - \left(\frac{BD}{PD} \cos\beta \right)^2 \right]$$



n = numero de esferas ou roletes
 f_r = Frequência de rotação de uma pista em relação à outra.

Equação 2 Formulação de obtenção das frequências de falha

Habitualmente, estas frequências de falha são disponibilizadas pelo fabricante (disponibilizadas na tabela 1 para o caso de estudo) para uma dada rotação, sendo que o *standard* é 60rpm, e serve de ponto de referência para localizar a falha e que pode ter significância na avaliação da viabilidade de reconstrução do rolamento.

Basic frequency factors related to 1/s		
Overrolling frequency factor on outer ring	BPFFO	13.6660
Overrolling frequency factor on inner ring	BPFFI	16.3340
Overrolling frequency factor on rolling element	BSFF	5.4827
Ring pass frequency factor on rolling element	RPFFB	10.9653
Speed factor of rolling element set for rotating inner ring	FTFF_i	0.4555
Speed of rolling element set for rotating outer ring	FTFF_o	0.5445

Tabela 1 Frequências de falha do rolamento

Para além da análise da vibração no domínio da frequência, também existe ferramentas úteis à manutenção na análise no domínio do tempo, e o caso mais flagrante será a análise de tendência, observável na figura 16, que documenta o nível global de vibração das leituras efetuadas periodicamente e avalia com que tendência a vibração evolui ao longo do tempo seja por comparação com a própria máquina ou por modelos similares em condições de funcionamento equiparáveis. Este método deve ser feito em simultâneo com análise da vibração no domínio da frequência para maximizar a qualidade da previsão.

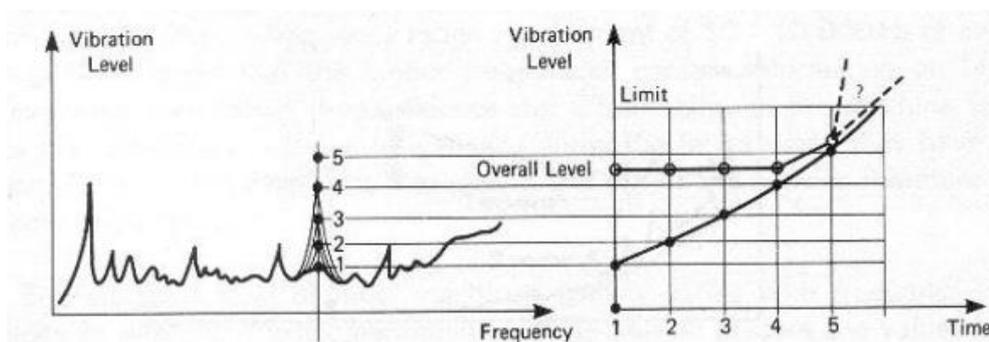


Figura 16 Esquema da análise de tendência

6.2.2. *ecoCMS e fleetMONITOR (ONYX InSight)*

A empresa *ONYX InSight* disponibiliza no mercado uma solução que vai de encontro aos nossos requisitos funcionais. Numa primeira instância, tínhamos delineado a colocação de sensores mais sensíveis para aumentar a deteção de falhas por *micropitting*. O *ecoCMS* vem dotado de até 8 sensores triaxiais de $\pm 2g$ até $16g$, com capacidade de acumular cerca de 8GB de informação (Com mais 4GB dedicados ao sistema operativo) e com especificações ambientais comportáveis para o nosso caso. Apesar de não se ter optado pela instalação de um contador de partículas e detritos no óleo devido às razões já enunciadas, o *ecoCMS* tem interface preparado para adicionar funcionalidades que permite melhorias no ramo da análise da lubrificação, observável na tabela 2, sem grandes custos adicionais num futuro em que essa escolha seja mais justificável do que no presente (*InSight Product Datasheet COLLECT*, n.d.).

System specifications	
Power	24V DC, <1A
Memory	512MB
Storage	4GB OS, 8GB data
Over voltage protected	Galvanic isolation on all interfaces
Communications interface	Ethernet, RJ45
Vibration measurement	
Measurement range	+/- 2g to +/-16g
Resolution	16 bit
Accelerometers	up to 8 tri-axial
RPM input opto-coupled	Yes
Environmental Specifications	
Main enclosure operating temperature	0 to +60°C
Main enclosure storage/survival temperature	-40 to +70°C
Main enclosure environmental rating	IP66
Accelerometer operating temperature	-45 to +85°C
Accelerometer environmental rating	IP68
Mechanical Specifications	
Dimensions L x W x H	200 x 150 x 120 mm
Mounting brackets bolting	4 x M8
Weight	2 kg
Optional Interfaces	
Particle counter	Yes
Oil debris sensor	Yes
3G	Yes, via external module

Tabela 2 Especificações técnicas do *ecoCMS*

O problema da subjetividade da interpretação dos dados levantado no capítulo 6.2.1.1 é contornado com o software *fleetMONITOR* da mesma empresa, com o acesso a

variados registos de parques de características similares espalhados pelo globo (mais de 5000) que ajuda a inferir comportamentos. Para além disso, e como é possível observar na tabela 3, o software vem suportado de todos os tipos de análises que abordamos anteriormente assim como algoritmos de modos de falhas específicos com capacidade de estimar o tempo de vida restante, que se revelaria determinante em definir a melhor abordagem para maximizar a vida da peça ou para manter o seu funcionamento até ser possível conciliar mais que uma manobra corretiva, que seria muito interessante num ponto de vista de logística económica. A instalação também seria facilitada para coexistir com qualquer infraestrutura digital já implementada devido ao API (*Application Programming Interface*) totalmente funcional do software (*FleetMONITOR-Product-Datasheet_DIGITAL_AUS*, n.d.).

fleetMONITOR Features	
Built-in, failure mode specific algorithms	✓
Highly customizable auto-reporting features	✓
Remaining useful life estimates	✓
Flexible service levels	✓
Compatible with all OEM CMS/SCADA/lubrication data types including route-based inspection data collected (via API)	✓
Exhaustive list of CMS analysis options: e.g. FFT, Cepstrum, Envelope, Kurtosis...etc.	✓
Overlay maintenance records and inspection reports on any trends with a single click	✓
Quickly compare plant specific behaviour with site-wide statistics	✓
Fully functional API to allow easy integration into your pre-existing digital infrastructure	✓

Tabela 3 Propriedades do fleetMONITOR

A eficiência destes produtos e o custo moderado face as suas capacidades, galardoaram a empresa criadora com dois prémios da Rainha para empresas (*Queen's Awards for Enterprise*, que é a mais prestigiosa premiação no Reino Unido para empresas) nas categorias de Inovação e Comercialização Internacional. A título de exemplo, a EDF (*Electricité de France*) optou pela implementação deste serviço com resultados muito promissores que vem reforçar a ideia de esta ser uma escolha adequada (*A Win for Wind Power: ONYX Insight Collects Two Prestigious Queen's Awards - ONYX InSight*, n.d.).

6.3. Resultados

A adição da análise vibratória junto de algumas funcionalidades preditivas do software proposto tem 3 fatores de potencial retorno do investimento.

Recordando que as falhas nos rolamentos principais alertadas por apenas sensores de temperatura (SCADA) se encontram maioritariamente na fase terminal da peça com uma extensão de vida funcional na ordem dos 2/3 meses, podemos salvar da figura 17 que com a implementação do *ecoCMS* e do software da *fleetMONITOR* seria possível antecipar um problema com mais de um ano de antecedência (*Data-Driven Main Bearing Maintenance Strategies To Reduce Unplanned Maintenance Costs | Wind Systems Magazine*, n.d.).



Figura 17 Exemplo de detecção de falha por vibração com alerta de 14 meses de antecedência

Esse aumento da margem temporal para agir permite dois tipos de abordagens. A extensão máxima da vida do rolamento de forma a procurar conciliar mais do que uma operação corretiva na mesma turbina ou parque que levaria a uma redução muito significativa dos custos de aluguer de maquinaria e de paragem, que pode ainda ser menor se for realizado durante a época ventosa baixa. Como podemos observar na Figura 18, a margem de mais de um ano de alerta possibilita a sincronização de operações corretivas, ou no pior dos cenários, adiar a operação até à próxima época baixa do vento, que dá origem a uma redução de custos no aluguer de maquinaria (potencialmente) e nos custos de paragem, fruto da sincronização de tarefas corretivas e/ou do agendamento para alturas anuais pouco ventosas, que são dois fatores de retorno financeiro. A conciliação dos dois fatores pode resultar em poupanças na ordem dos 75.000€ para cada operação contabilizando apenas a poupança no aluguer de maquinaria, que supressa o investimento total esperado se as falhas ocorrerem ao mesmo ritmo do passado com a implementação e manutenção do *hardware* e *software* sugerido.

Cronograma de um cenário hipotético de falha

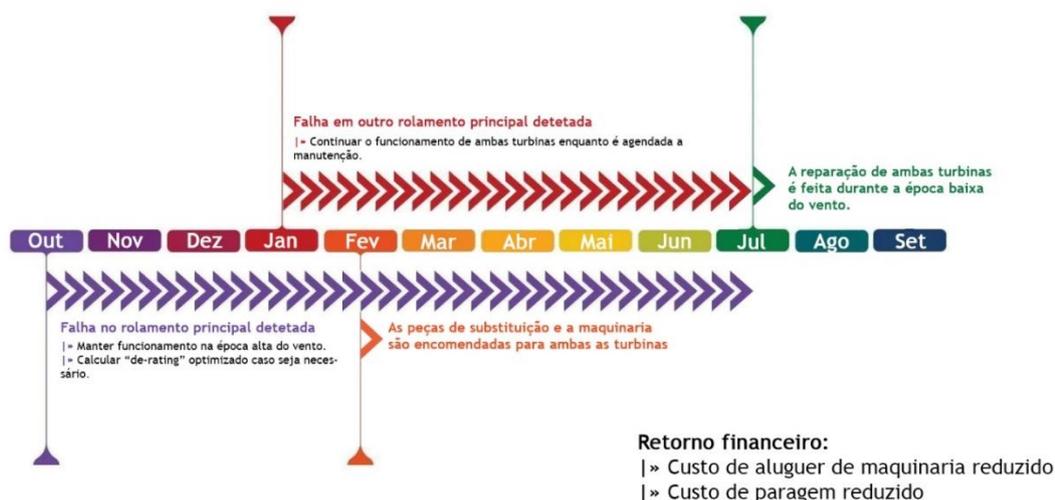


Figura 18 Cronograma hipotético de sincronização de operações

Outra das grandes vantagens do conhecimento do estado prematuro de falha no rolamento principal é a eliminação da possibilidade de danos na caixa multiplicadora. O suporte da caixa de engrenagens é feito em suportes de borracha que suportam o impulso, e juntamente com o rolamento principal, suportam também os momentos de flexão do rotor. Se estendermos a utilização do rolamento até à falha, caso que ocorre invariavelmente com a exclusiva utilização da monitorização da temperatura devido à curta margem temporal do alerta, irá ocorrer um aumento na folga interna fruto do desgaste acumulado que pode resultar na transferência da carga de impulso para a caixa de engrenagens. Essa carga adicional é assumida pelos rolamentos planetários, concretamente no *fillet* do rolamento (fora dos parâmetros de conceção da peça), que pode sobrepor o suporte ao anel de engrenagem, originando o desalinhamento planetário. Resumindo, seria teoricamente possível prevenir falhas secundárias na caixa de engrenagens por ação da falha no rolamento, que é uma situação de ocorrência ocasional e que evitaria gastos adicionais num dos componentes mais caros de substituir.

Relembrando que no parque ocorreram ao longo de 16 anos de funcionamento a substituição de 3 rolamentos principais em 9 turbinas, é estatisticamente mais provável que as falhas futuras nos 6 rolamentos originais possam ocorrer mais próximas entre elas à medida que nos aproximamos do tempo de vida útil expectável de fábrica e assumindo que

se trata do mesmo modelo em condições de funcionamento similares, e pode servir de reforço à extensão de vida do rolamento danificado com vista à conciliação de mais operações corretivas.

Para além da margem anual de alerta, ou para casos em que a margem seja excecionalmente mais pequena, está ao alcance do operador realizar uma descarga da massa lubrificante contaminada do rolamento para estender a utilização de um rolamento danificado até a uma data de substituição desejável. Esta medida confere um aumento do tempo operacional da peça entre 3 e 6 meses, com casos pontuais de 12 meses ou mais, esquematizado na figura 19 (*Data-Driven Main Bearing Maintenance Strategies To Reduce Unplanned Maintenance Costs* / *Wind Systems Magazine*, n.d.). É seguro afirmar que a norma contemporânea do ramo se resigna à remoção manual da massa lubrificante ou à expurgação da mesma, mas a inadequada limpeza dos contaminantes em ambas as medidas reforçam a importância do processo de descarga da massa lubrificante de dentro do rolamento que é notoriamente mais eficaz na redução de contaminantes quando comparado com as alternativas que a torna a medida mais eficaz de extensão de vida. Está empiricamente provado que a massa lubrificante endurecida e contaminada aumenta o efeito de fadiga superficial nas pistas do rolamento e dos rolos que aceleram a ocorrência de falha. A sua remoção e reabastecimento de nova massa, em casos de dano severo, pode reduzir a temperatura de funcionamento até 20°C, assim como diminuir consideravelmente o número de partículas de baixa e alta densidade, como exemplificado pela concentração de Ferro na figura 20, que melhora a remanescência vital da peça.

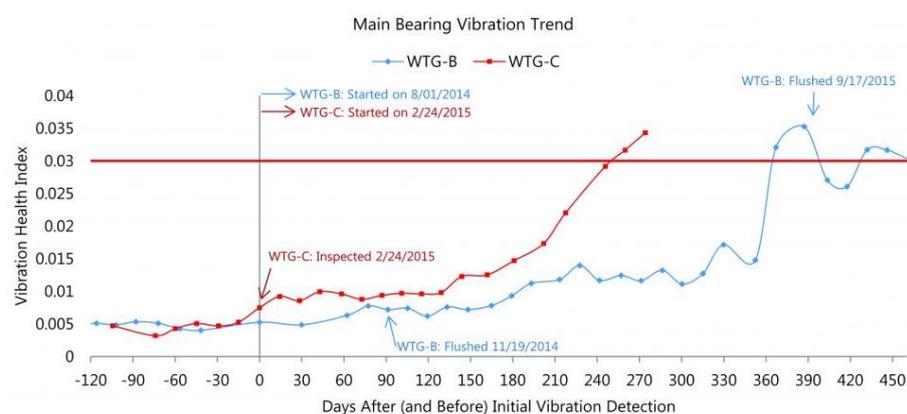


Figura 19 Comparação da extensão vital de um rolamento que realizou descarga da massa e outro que realizou múltiplas expurgações e remoção manual após o alerta

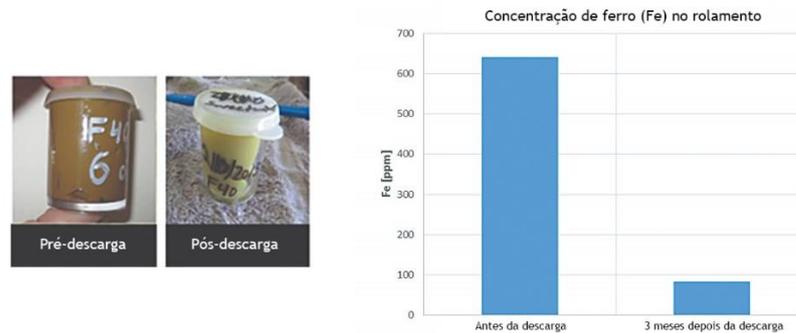


Figura 20 Comparação do aspeto e das concentrações de ferro da massa antes e depois da descarga

Em contrapartida à opção de prolongamento de vida, o risco de falha secundária na caixa de engrenagens cresce pelo que é importante fazer uma deliberação ponderada na hora da decisão. O último fator de retorno financeiro e a alternativa ao alargamento vital está na reconstrução e na reabilitação do rolamento danificado, que é uma solução interessante no balanço custo-benefício para rolamentos de elevadas dimensões, como é o caso dos rolamentos principais em turbinas eólicas.

Esta técnica é usada à décadas em indústrias distintas, mas curiosamente, raras são as vezes que a Energia Eólica segue esse rumo de ação, talvez por questões de falta de fiabilidade que podem ser refutadas pela aplicação deste mesmo processo de acondicionamento em rolamentos em motores de avião a jato, onde existe margem nula de erro (*Make Bearings Go Further / SKF Wind News*, n.d.).

Existem fortes argumentos para a reabilitação do rolamento principal. A mais evidente está na redução significativa do custo de peça quando comparando reabilitar com comprar novo, onde a primeira pode cortar os custos em aproximadamente 50% (*A Second Wind for Old Parts / SKF Wind News*, n.d.) de um rolamento novo cujo preço pode escalar até a uns impactantes 450.000€, que refletiria potencialmente em poupanças na ordem dos 225.000€.

A reconstrução da peça depende do estado do componente, que corrige desgastes de menor magnitude como descoloração e *micropitting* através do polimento das pequenas imperfeições superficiais, e no caso de desgaste mais agravado utiliza um processo mais agressivo de correção através da moagem (ou *grinding*) da superfície. A viabilidade do processo prende-se a se o rolamento está ou não danificado a ponto de ser recuperado com estimativas a ditar que o tempo de serviço restante não deve ser muito inferior a 30% (*A Second Wind for Old Parts / SKF Wind News*, n.d.).

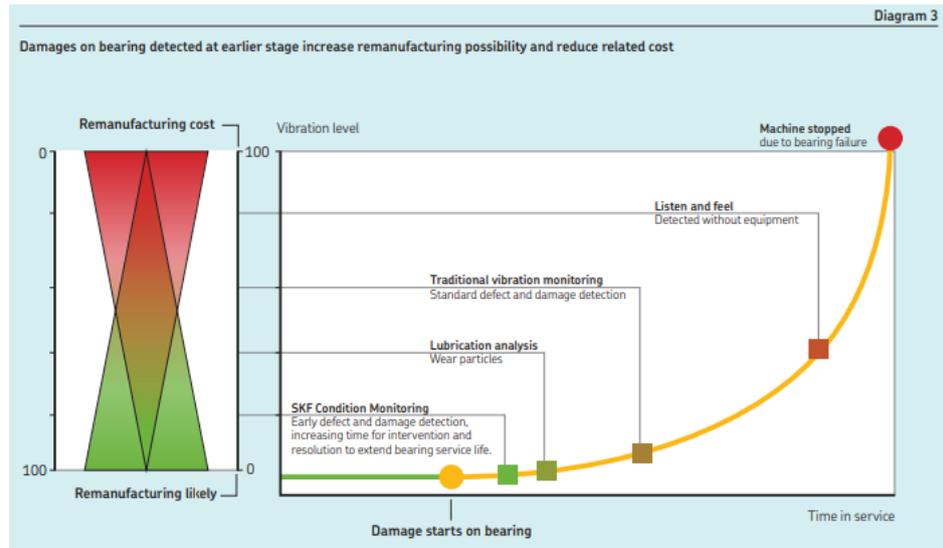


Figura 21 Probabilidade de reconstrução do rolamento

Como podemos ver na figura 21 e 22, a deteção do *SKF Condition Monitoring*, que é um sistema idêntico e dentro da mesma gama que os produtos da *ONYX InSight*, tende a detetar problemas a tempo de a reconstrução ser uma realidade muito forte.

Em termos de extensão vital pode oferecer um prolongamento de até 10 anos de funcionamento com a possibilidade de em alguns casos poderem repetir a reconstrução e/ou fazer melhorias na superfície do componente como na aplicação de uma camada protetora na superfície através da oxidação preta do metal que é um tratamento superficial que toma uso de uma reação química na superfície do rolamento para formar uma proteção resistente à corrosão e outras causas de falha comuns como *micropitting* e fadiga (*Remanufactured by SKF, n.d.*).



Figura 22 Extensão potencial do tempo de serviço com a reconstrução e o aspeto visual da intervenção

Outro dos argumentos para a utilização deste processo tem cariz ambiental, e muito à semelhança dos valores ambientais que a aposta na Energia Eólica defende, também

a reconstrução implica um uso energético 90% inferior à alternativa de construir um novo. Hannes Leopoldseeder da SKF diz que a construção de um novo rolamento consiste na execução de 100 processos, mas apenas 10 são necessários na reconstrução (*Make Bearings Go Further / SKF Wind News*, n.d.), que sustenta a diferença de custo significativa entre as opções e a redução do desperdício e da utilização de recursos e energia e que podemos ver em detalhe na figura 23.

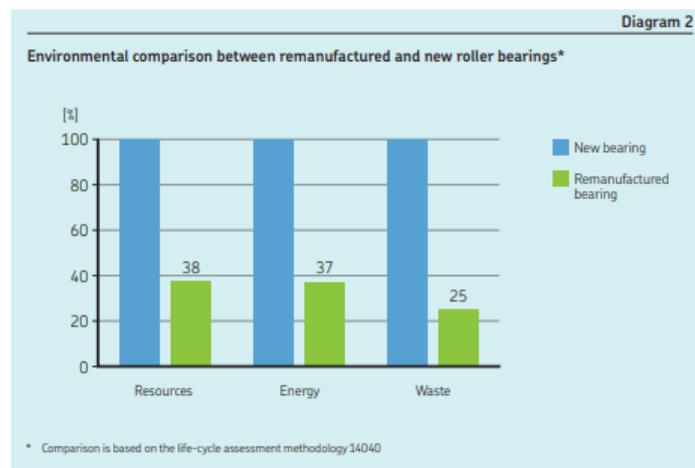


Figura 23 Impacto ambiental entre as opções

A escolha na reconstrução também possibilita uma economia circular que permite manter o stock de substituição de rolamentos que anula o tempo de espera de construção ou reconstrução de um rolamento, como esquematizado na figura 24 (*Remanufactured by SKF*, n.d.).

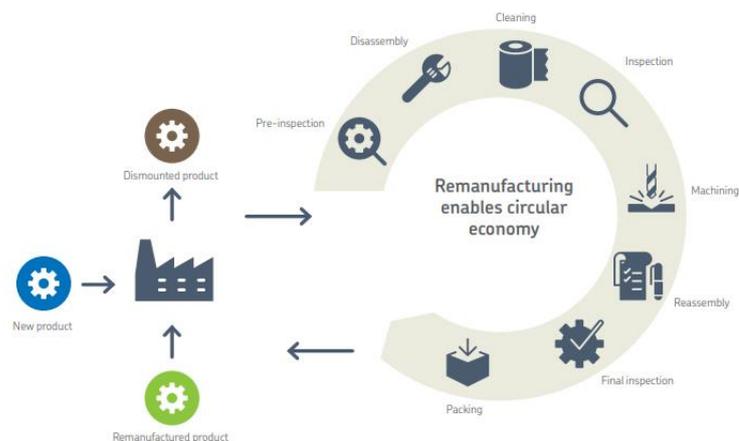


Figura 24 Economia circular com a reconstrução

6.3.1. Modelação da falha

Inicialmente deve-se estipular o modelo probabilístico a usar. Optou-se por se utilizar o modelo da Distribuição Normal pois considera-se que a taxa de avarias (λ) não será constante e por limitações existentes em utilizar o método de *Weibull* derivado da dificuldade em definir os parâmetros de posição. A Distribuição Normal baseia-se no princípio da Probabilidade de Gauss e toma o histórico de avarias passadas para obter a média e o desvio padrão do mesmo. Primeiro caracteriza-se a média e o desvio padrão com base no histórico de falhas em rolamentos principais no Parque em questão que será utilizado para obter a percentagem de chance de falha. São conhecidas 3 substituições da peça em 9 turbinas ao longo de 16 anos de funcionamento. Assumindo um funcionamento da turbina de 40% do tempo total (*National Wind Watch / Output From Industrial Wind Power*, n.d.), que se traduz em média de 9,6 horas diárias, os 16 anos registados serão equivalentes a 56064 horas (N).

Considerando que as falhas registadas se deram a 11, 13 e 16 anos após a instalação, equivalente a 38544,45552 e 56064 horas, respetivamente, permite-nos calcular as unidades paramétricas em falta, sendo a média (m) igual a 46720 horas e de 7200,035 horas para o desvio padrão (σ).

A probabilidade de chance de falha, toma como base a probabilidade de *Gauss*, patente na formulação da equação 3, depende diretamente dos parâmetros da média e do desvio padrão.

$$f(t) = \frac{1}{\sigma\sqrt{2\pi}} e^{-\frac{1}{2}\left(\frac{t-m}{\sigma}\right)^2}$$

Equação 3 Função de distribuição de probabilidade de Gauss

A distribuição da probabilidade de Gauss é depois usada para obter a percentagem de chance de falha (U), através da distribuição de probabilidade acumulada, para um espaço temporal de 20 anos, que corresponde a 70080 horas, através da equação 4, 5 e 6.

$$u = \frac{t - m}{\sigma} = \frac{70080 - 46720}{7200,035} = 3,24$$

Equação 4 Coeficiente u

$$\Phi(u) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{1}{2}u^2}$$

Equação 5 Distribuição de probabilidade acumulada

$$U(t) = U(70080) = \Phi(3,24) = 0,9994 = 99,94\%$$

Equação 6 Percentagem de chance de falha

Esta variável será usada para construir a matriz de transição de estado (P), que é uma matriz que será usada na cadeia de *Markov* e ajuda a caracterizar a capacidade de transição do sistema de um estado falhado para um estado reparado e vice-versa. Tomando em consideração a existência de falsos positivos surge a matriz de emissões (E) que contabiliza a taxa de acerto que o CMS pode ter.

$$P = \begin{pmatrix} 1 - U & U \\ \mu & 1 - \mu \end{pmatrix} = -0,599412$$

Equação 7 Matriz de transição de estado

A matriz P recupera o valor da probabilidade de falha U e define a variável μ como sendo a capacidade efetiva do sistema passar de um estado falhado para um estado reparado, que é a probabilidade de reconstrução do rolamento e recuperando os dados da SKF da figura 25, considera-se os valores dos métodos de vibração tradicionais que constitui as probabilidades menos otimistas, na ordem dos 60% (*Remanufactured by SKF*, n.d.).

$$E = \begin{pmatrix} V & 1 - V \\ 1 - R & R \end{pmatrix} = 0,3999$$

Equação 8 Matriz de emissão

Na matriz de emissões definimos a eficácia do CMS, onde as variáveis de efetividade do sistema (V) são tomadas na ordem dos 99,99% com uma efetividade do CMS de 40% (May et al., 2015).

Depois de obtermos as diferentes matrizes da modelação da falha, procura-se enquadrar as probabilidades obtidas num sistema probabilístico, onde as cadeiras de *Markov* surgem como principal candidato.

As cadeiras de *Markov* são modelos estocásticos que descrevem uma sequência de possíveis eventos em que a probabilidade de cada evento depende apenas do estado atingido no evento anterior, mas a utilização do modelo assume total eficácia do CMS, que não acontece na prática. Para que seja considerado essa taxa de acerto, usamos uma *Hidden Markov Chain* que é uma variação do modelo estatístico das cadeias de Markov que opera de forma idêntica, mas considera estados “discretos”, ou seja, estados não observáveis (May & McMillan, 2014). Nesta aplicação, a transição de estado é sinalizada pelo CMS, mas pende de observação mais minuciosa para inferir se realmente ocorreu alguma falha porque a taxa

de acerto reduzida do sistema em rolamentos principais obriga à existência de confirmação pelo operador.

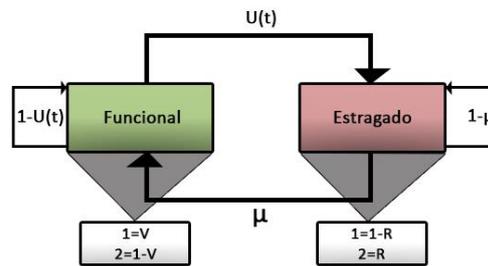


Figura 25 Esquema probabilístico do HMM

De forma a automatizar o cálculo probabilístico e aumentar a fiabilidade dos resultados, é feita a programação básica de um simulador deste modelo em *Python* para um número total de 10000 iterações, cujo esquema simplificado se encontra na figura 25, e que define a probabilidade de corretamente identificar a ocorrência de falha e de recuperar totalmente o rolamento para um estado Funcional na ordem dos 59,36%, através da programação em *python* (Programação do HMM em Python na figura 40 do anexo B)

Resumindo, o cálculo mostra que estatisticamente, em 20 anos, existe uma probabilidade de ocorrer uma falha e ser possível restaurar o rolamento principal de 59,36%, que é uma das manobras de ação da manutenção. Felizmente, a alternativa de estender a vida do rolamento com o objetivo de sincronizar operações corretivas depende apenas que a falha aconteça, pelo que se considera apenas a probabilidade $U(t)$ para esse espaço temporal e que representa uma probabilidade de ocorrência de 99,94%. Toda a modelação efetuada encontra-se discriminada na tabela 4.

Modelação de operações			
Descrição			Resultados da variáveis
Coefficiente temporal utilizado na distribuição normal	Coefficiente u (u)	$u = \frac{t - m}{\sigma}$	3,2444
	Média do histórico de falhas (m)		46720
	Desvio padrão do histórico de falhas (m)		7200,036
Probabilidade de ocorrência de falha com base em u para um determinado periodo temporal.	Percentagem de chance de falha (U)	$U(t) = \Phi(u) = \frac{1}{\pi} \int_{-\infty}^x e^{-\frac{1}{2}t^2}$	0,9994
	Tempo em horas (t)		70080
	Coefficiente u (u)		3,2444E+00
As taxas de falhas sao usadas para povoar uma matriz de transição de estado que é usada nos processos de Markov.	Matriz de transição de estado (P)	$P = \begin{pmatrix} 1 - U & U \\ \mu & 1 - \mu \end{pmatrix}$	-0,599412
	Percentagem de chance de falha (U)		9,9941E-01
	Percentagem da capacidade da transição do sistema de um estado falhado para um estado reparado (mu)		0,6
Revela a exactidão com que o CMS relata falhas e a frequência com que retorna resultados falsos	Matriz de emissões (E)	$E = \begin{pmatrix} V & 1 - V \\ 1 - R & R \end{pmatrix}$	0,3999
	Fiabilidade do sistema (V)		0,9999
	Efetividade do CMS na deteção de falhas (R)		0,4

Tabela 4 Resultados da modelação da falha

6.3.2. Modelação do custo

Depois da caracterização da falha, que estima a probabilidade de ocorrência, é importante então contabilizar o custo associado a cada falha.

A modelação do custo é o passo que considera a influência económica que a implementação das otimizações pode ter e é o principal ponto de validação das alterações.

A modelação da falha ajuda a perspetivar o futuro, mas é na formulação do custo que antecipamos o impacto fiscal das diferentes possibilidades futuras.

A variável que valida a proposta é a que quantifica o valor atual líquido dos custos de funcionamento ao longo da vida total (NPV), que se encontra representado na equação 7 e é o resultado da contabilidade dos custos inerentes às peças suplentes, perda de produção e custos de instalação para um determinado número de anos tomando em consideração uma taxa de desconto (r).

$$NPV = \sum_{i=1}^y \frac{C(i)_{OP}}{(1+r)^i}$$

Equação 9 Valor atual líquido dos custos de funcionamento ao longo da vida total

Começando pelas peças suplentes é preciso quantificar a variação de custo entre as opções de ação. Para o caso atual, contabilizamos o custo da peça suplente como o valor de um rolamento principal novo, que coincide com o custo de peça quando optamos pela extensão de vida do rolamento que atinge igualmente um estado de dano demasiado agravado para recuperar por restauração da peça. Essa situação não se verifica quando o rolamento é recondicionado, em que esse valor decresce para aproximadamente metade do preço.

$$C_{RP} = C(i)_f = 67\,000,00 \text{ €}$$

Equação 10 Custo de um rolamento novo

$$C_{RPC} = (C(i)_f + C(i)_{CMf}) = 33\,500,00 \text{ €}$$

Equação 11 Custo de um rolamento reconstruído

A contabilização do custo de perda de produção é uma despesa ligada diretamente ao tempo de paragem da máquina e à época em que essa tarefa é realizada.

O custo de perda de produção para qualquer alternativa tem como variável comum o custo de paragem (C_p), que depende do fator de carga (CF), que está cifrado nos

29% na nossa aplicação e multiplica pelos custos energéticos e das tarifas associadas ($C_{ROC} \times C_{EP}$). Podemos dizer que a variabilidade das alternativas depende maioritariamente do tempo em que a máquina está parada.

$$C_P = CF \times (C_{ROC} \times C_{EP}) = 62,42 \text{ €}$$

Equação 12 Custo de produção elétrica

Independentemente da opção que se tome, será uma operação para aproximadamente 4 dias, a substituição da peça levará sensivelmente o mesmo tempo para substituir de raiz ou para recondicionar, pelo que a principal vantagem da implementação das medidas estará na possibilidade de realizar a correção em época baixa de vento, em que o custo de energia no mercado (C_{ROC}) será menor fruto da maior margem de agendamento, e com riscos mais baixos de que o número de dias de paragem seja superior a 4 por ação do clima que pode impedir a realização da operação e tende a ser mais favorável no Verão ou por tempos de espera menores pela chegada da peça. Por outro lado, é preciso considerar o custo de intervir quando se trata de um “falso-positivo” pelo que multiplicamos o custo de paragem (C_P) pelo tempo dedicado a alertas “falsos-positivos” ($T(i)_{fa}$), em especial atendendo à taxa de acerto modesta do CMS na ordem dos 40% e que estatisticamente deve rondar a proporção de 3 falsos positivos por cada 5 alertas (May et al., 2015).

$$C_{LP} = C_P \times T(i)_f = 5\,992,70 \text{ €}$$

Equação 13 Custo de perda de produção total atual (4 dias)

$$C_{LPC} = C_P \times T(i)_f \times T(i)_{CMf} \times T(i)_{fa} = 6\,303,58 \text{ €}$$

Equação 14 Custo de perda de produção quando CMS deteta a falha (4 dias)

A última categoria a considerar será relativa à instalação e ao aluguer de maquinaria e mão de obra. Este ponto terá especial importância quando optamos por maximizar a vida do rolamento em vista à sincronização de outras tarefas corretivas.

Atualmente, estes gastos são caracterizados pelo custo de aluguer de duas gruas (C_E) e de um grupo de X trabalhadores (C_L) para um mínimo de 4 dias que perfazem um avultado total de 200 000€. Se conciliarmos mais que uma tarefa corretiva, possibilita que o custo de aluguer seja o mesmo para o dobro das operações, que equivale a uma redução de metade do custo por operação. Relativamente à mão-de-obra existe a possibilidade de rentabilizar melhor o tempo morto em alguns momentos da substituição, mas com preponderância muito reduzida quando comparada com os custos de aluguer.

$$C_I = C(i)_E + C(i)_L = 200\,000,00 \text{ €}$$

Equação 15 Custos operacionais de substituição da peça

Na alternativa apresentada, necessitamos de contabilizar o investimento feito na instalação do CMS (C_{CMS}) e na sua manutenção (C_{mCMS}). A instalação refletiria um investimento de aproximadamente 8 000€ por máquina, com um custo de manutenção anual associado de 700€, que totalizaria no total dos 20 anos uma soma de 22 000€ por cada turbina, que totaliza 198 000€ para o Parque todo.

$$C_I = C(i)_E + C(i)_L + C_{CMS} + C(i)_{mCMS} = 398\,000,00 \text{ €}$$

Equação 16 Custo operacionais de substituição da peça, da instalação e da manutenção do CMS

Modelação de custos			
Descrição			
Valor actual líquido dos custos de funcionamento ao longo da vida total.	Valor actual líquido (NPV)	$NPV = \sum_{i=1}^y \frac{C(i)_{OP}}{(1+r)^i}$	
	Número de anos (i)	20	
	Taxa de desconto (r)	0,04	
	Custo do ano (i)		
Peças suplentes			
Custo das peças suplentes.	C_{RP}	$C_{RP} = C(i)_f$	67 000,00 €
	Severidade do dano causado (C_f)	67 000,00 €	
Custo de reparação quando o dano não é tao severo.	C_{RPC}	$C_{RPC} = (C(i)_f + C(i)_{CMf})$	33 500,00 €
	Custos de reparação quando o CMS deteta uma falha (C_{CMf})	33 500,00 €	
Perda de produção			
Custo de perda de produção total que depende do downtime	C_{LP}	$C_{LP} = C_p \times T(i)_f$	5 992,70 €
Custo de perda de produção quando CMS deteta a falha	C_{LPC}	$C_{LPC} = C_p \times (T(i)_{CMf} + T(i)_{fa})$	6 303,58 €
	Tempo de downtime (dias)	4	
	Tempo das tarefas logísticas quando iniciadas antes que a falha ocorra ($T(i)_{CMf}$)	4	
	$(T(i)_{fa})$ Tempo despendido com falso alarmes	0,2075	2 h por falso-positivo
Custo de produção energética.	C_P	$C_P = CF \times (C_{ROC} \times C_{EP} \times P_{E1})$	62,42 €
	Fator de carga (CF) (Net capacity fator)	29%	
	$(C_{ROC} \times C_{EP})$ Custo de energia no mercado incluindo tarifas (MWh)	144,50 €	
	(P_{E1}) Produção elétrica por turbina (MWh)	1,50	
Custo de instalação			
Custo total da instalação	C_I	$C_I = C(i)_E + C(i)_L$	200 000,00 €
	(C_E) Aluguer de equipamentos/maquinaria	150 000,00 €	
	(C_L) Custo da mão de obra horária e por mem	50 000,00 €	
	Instalação do CMS por máquina	8 000,00 €	72 000,00 €
	Manutenção do CMS (Anual)	700,00 €	6 300,00 €
			Total para 20 anos
			198 000,00 €

Tabela 5 Resumo dos custos

Agora que estão identificadas todas as variáveis de custo (resumido na tabela 5), é preciso comparar as resultantes de custo das diferentes situações de ocorrência possível, comparando os cenários extremos mais e menos favoráveis e de algumas situações intermédias.

Na tabela 6 podemos contabilizar os diferentes cenários para que possamos analisar a sensibilidade da cada uma das variáveis intervenientes no custo final.

Custo Total				
Situação atual (sem dano na caixa multiplicadora)	Situação atual (com dano na caixa multiplicadora)	Após implementação proposta		
		Com reconstrução do rolamento	Com sincronização de tarefas corretivas	
124 590,31 €	267 032,04 €	199 807,84 €	180 867,78 €	Falha 1
249 180,61 €	391 622,35 €	309 251,06 €	271 370,94 €	Falha 2
373 770,92 €	516 212,66 €	418 694,28 €	327 645,08 €	Falha 3
498 361,23 €	640 802,96 €	528 137,50 €	383 919,23 €	Falha 4
	Custo da caixa multiplicadora			
	142 441,7356 €			

Tabela 6 Custo total das opções

É possível observar a influência assinalável de 3 variáveis na viabilidade da implementação. A sincronização de múltiplas operações divide o custo de aluguer pelo número de operações simultâneas, enquanto que o acondicionamento do rolamento equivale a uma redução de aproximadamente 50% do custo de peça e pode potencialmente evitar o gasto adicional de uma nova caixa multiplicadora que pode perder funcionalidade por consequência de uma falha no rolamento. Por outro lado, no pior cenário perspectivado, se optarmos pela extensão de vida e não ocorrer nenhuma falha adicional, será sempre possível agendar a substituição numa data favorável minimizando os custos de paragem que na atualidade, e com a janela de ação da O&M a rondar os 2/3 meses de antecedência, pode forçar a substituição a uma altura indesejada (Por exemplo, uma época tendencialmente ventosa) resultando em perdas de rentabilização do vento e a possíveis tempos de paragens maiores causados pelas velocidades do vento acima dos valores ditados pela Segurança no trabalho que impediria a realização da operação ou de tempo de paragem adicional devido aos tempos superiores de espera pela encomenda da peça.

Objetivamente, se assumirmos o custo de uma nova caixa multiplicadora, a viabilidade da instalação do CMS é confirmada pela ocorrência de pelo menos uma falha, e

em 20 anos existe uma probabilidade de 99,94% de acontecer. Se optarmos por uma posição mais conservadora e descartarmos o custo da caixa, o retorno financeiro está ao alcance na ocorrência da 3ª falha se optarmos exclusivamente pela sincronização de tarefas corretivas resultando em poupanças de 14,08%, respetivos a 46 125,84 €, que é particularmente relevante se recordarmos o histórico de 3 falhas ao longo de 16 anos que torna este cenário plausível. A opção de reconstruir o rolamento isoladamente não é economicamente vantajosa a menos que se considere a salvaguarda da caixa de engrenagens, contudo tem vantagens ecológicas pois o processo tem uma ínfima necessidade de material e energia, na ordem dos 10%, quando comparado com a construção de um novo, e reduções drásticas no desperdício pelo que vai de encontro aos ideais da EDPR que privilegia a sustentabilidade e potencia a existência de uma economia circular, que se trata da existência de stock com rolamentos reconstruídos que pode ter contornos interessantes na medida de reduzir ao máximo o tempo de paragem.

É também possível alcançar retorno financeiro através da reconstrução do rolamento se prevenirmos o cenário de tempo de paragem acrescida derivado do tempo de espera pelo pedido, fabricação e entrega da peça que demorará aproximadamente o dobro do tempo que levaria a reconstruir, demorando aproximadamente 12 meses (Liu et al., n.d.). Assumindo que a margem alargada de alerta dado pelo CMS (cerca de 1 ano) toma como tempo de paragem, o tempo normal da substituição sem imprevistos de 4 dias, e que com a configuração atual, a margem de 3 meses dada, aliada aos longos tempos de espera de encomenda da peça possam provocar até 9 meses de paragem no pior cenário. Para a produção elétrica média do Parque, um dia de paragem para cada turbina corresponde a 1498,18 €, pelo que 270 dias (9 meses) pode amontoar a um custo de paragem de 404508,60€, que só por si pagaria duas vezes a instalação e manutenção do CMS de vibração.

Distribuição dos gastos em função do tempo de paragem										
Tempo de paragem			Reconstrução do rolamento		Sincronização de tarefas corretivas		Caixa de engrenagens		Implementação do CMS (Custo total)	
Dias de paragem	%	Custo total	%	Peça reconstruída	%	Aluguer de maquinaria	%	Custo da peça	%	Custo da peça
4	2,65%	6 303,58 €	14,09%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	0,00%	0,00 €	83,26%	198 000,00 €
	2,26%	6 303,58 €	0,00%	0,00 €	26,85%	75 000,00 €	0,00%	0,00 €	70,89%	198 000,00 €
	1,66%	6 303,58 €	8,81%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	37,46%	142 441,74 €	52,07%	198 000,00 €
	1,49%	6 303,58 €	0,00%	0,00 €	17,78%	75 000,00 €	33,77%	142 441,74 €	46,95%	198 000,00 €
30	16,36%	45 265,15 €	12,10%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	0,00%	0,00 €	71,54%	198 000,00 €
	14,22%	45 265,15 €	0,00%	0,00 €	23,57%	75 000,00 €	0,00%	0,00 €	62,21%	198 000,00 €
	10,80%	45 265,15 €	7,99%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	33,98%	142 441,74 €	47,23%	198 000,00 €
	9,83%	45 265,15 €	0,00%	0,00 €	16,28%	75 000,00 €	30,92%	142 441,74 €	42,98%	198 000,00 €
90	36,86%	135 146,71 €	9,14%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	0,00%	0,00 €	54,00%	198 000,00 €
	33,11%	135 146,71 €	0,00%	0,00 €	18,38%	75 000,00 €	0,00%	0,00 €	48,51%	198 000,00 €
	26,55%	135 146,71 €	6,58%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	27,98%	142 441,74 €	38,89%	198 000,00 €
	24,55%	135 146,71 €	0,00%	0,00 €	13,62%	75 000,00 €	25,87%	142 441,74 €	35,96%	198 000,00 €
270	63,62%	404 818,39 €	5,26%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	0,00%	0,00 €	31,12%	198 000,00 €
	59,72%	404 818,39 €	0,00%	0,00 €	11,06%	75 000,00 €	0,00%	0,00 €	29,21%	198 000,00 €
	51,98%	404 818,39 €	4,30%	33 500,00 €	0,00%	0,00 €	18,29%	142 441,74 €	25,43%	198 000,00 €
	49,35%	404 818,39 €	0,00%	0,00 €	9,14%	75 000,00 €	17,37%	142 441,74 €	24,14%	198 000,00 €

Tabela 7 Distribuição dos gastos em função do tempo de paragem

De forma a demonstrar o peso que o tempo de paragem pode ter nos custos relativos, foi comparado na tabela 7 uma distribuição dos custos de uma falha para os cenários equacionados anteriormente para diferentes tempos de paragem e é observável o acréscimo do seu valor em relação aos restantes custos com o aumento de dias, que concede especial relevância as qualidades logísticas que a implementação pode trazer.

Resumindo, é possível identificar poupanças de aproximadamente 33 500 € com a reconstrução do rolamento por cada falha, de cerca de 75 000€ com a sincronização de tarefas corretivas por falha, e de 142 441,7356 € caso se evite dano na caixa de engrenagens, pelo que o investimento total de 198 000€ na implementação do sistema vibratório no Parque é amortizado com a conciliação da salvaguarda da caixa de engrenagens em qualquer um dos cenários restantes ou pela ocorrência de 3 ou mais falhas com sincronização de tarefas corretivas durante 20 anos, se consideramos os mesmos dias de paragem para correções com e sem a implementação. Esse retorno financeiro pode ser mais breve a ocorrer quanto mais dias de paragem evitarmos pela implementação do sistema de análises vibratórias.

7. [CONCLUSÕES]

A quantidade de informação observável ao longo da dissertação foi reduzida ao longo do estágio, fruto da pandemia que vivemos no passado recente, que ameniza a relevância do estudo sem invalidar o seu raciocínio.

Com a informação obtida nos resultados, e resumida na tabela 8, é seguro dizer que a implementação dos sistemas vibratórios é uma solução interessante em vários pontos.

Balanço total absoluto e percentual								
Reconstrução do rolamento				Sincronização de tarefas corretivas				
%	Sem dano na caixa	%	Com dano na caixa	%	Sem dano na caixa	%	Com dano na caixa	
-37,64%	-75 217,53 €	33,64%	67 224,21 €	-31,12%	-56 277,47 €	47,64%	86 164,26 €	Falha 1
-19,42%	-60 070,45 €	26,64%	82 371,29 €	-8,18%	-22 190,33 €	44,31%	120 251,41 €	Falha 2
-10,73%	-44 923,36 €	23,29%	97 518,38 €	14,08%	46 125,84 €	57,55%	188 567,57 €	Falha 3
-5,64%	-29 776,28 €	21,33%	112 665,46 €	29,81%	114 442,00 €	66,91%	256 883,74 €	Falha 4

Tabela 8 Balanço final absoluto e percentual das opções

Financeiramente, parte dos cenários em equação são economicamente vantajosos, principalmente se considerarmos a proporção a que se deram falhas no rolamento principal no passado e/ou a prevenção de dano na caixa de engrenagens. A rentabilidade prevista é reflexo da melhoria implementada nos problemas referenciados na fase introdutória. O aumento da margem temporal dado pelo alerta, de aproximadamente 3 meses para um ano, possibilita o ramo da Manutenção de algumas opções, até agora limitado à substituição do componente.

O leque de opções é então alargado à sincronização de tarefas corretivas, que se torna uma realidade mais evidente com o aumento temporal do alerta, e à reconstrução do rolamento que se torna também ele viável pela diminuição de dano visível derivado do instante mais prévio a que se dá o alerta.

Ecologicamente, a opção de reconstruir o rolamento é um exemplo na sustentabilidade de recursos, gastos e energia, com benefícios moderados na logística que se podem refletir em custos menores de paragem devido aos menores tempos de espera pela peça. Logisticamente, a sincronização de tarefas corretivas mune a O&M de capacidade de

organização que garante paragens significativamente menores, derivado da conciliação de aluguer de maquinaria de múltiplas operações, pelo que é a solução que mais garantias dá num ponto de vista financeiro quando observada isoladamente. É possível haver situações pontuais de poupanças maiores se houver conciliação da sincronização de tarefas e reconstrução do rolamento, que podem ocorrer durante uma janela mais pequena (Caso surja mais que uma operação corretiva antes do rolamento danificar abaixo dos 30% de tempo de vida restante) que aumentaria as poupanças para aproximadamente 108 500 € por falha.

Conclui-se então que, apesar das taxas de falha relativamente reduzidas quando comparado com outros componentes, os valores elevados que a substituição do rolamento principal acarreta, seja pelo valor do componente(s), do custo de aluguer de maquinaria e mão-de-obra ou pelo tempo de paragem, podem ser mitigados pela implementação do CMS de vibração. A margem de um ano para agir previne tempos de paragem alargados, que podem ter crescente significância com o aumento de dias parados, e garante à Manutenção opções de ação de utilidade financeira e ecológica.

[REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS]

- A second wind for old parts / SKF Wind News.* (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://windfarmmanagement.skf.com/a-second-wind-for-old-parts/>
- A win for wind power: ONYX Insight collects two prestigious Queen's Awards - ONYX InSight.* (n.d.). Retrieved October 20, 2021, from <https://onyxinsight.com/a-win-for-wind-power-onyx-insight-collects-two-prestigious-queens-awards/>
- Anslow, R., & O'sullivan, D. (2020). Choosing the Best Vibration Sensor for Wind Turbine Condition Monitoring. *VISIT ANALOG.COM*, 54(3).
- Beretta, M., Julian, A., Sepulveda, J., Cusidó, J., & Porro, O. (2021). An ensemble learning solution for predictive maintenance of wind turbines main bearing. *Sensors*, 21(4), 1–19. <https://doi.org/10.3390/s21041512>
- Caesarendra, W., & Tjahjowidodo, T. (2017). A review of feature extraction methods in vibration-based condition monitoring and its application for degradation trend estimation of low-speed slew bearing. In *Machines* (Vol. 5, Issue 4). MDPI AG. <https://doi.org/10.3390/machines5040021>
- Cambron, P., Tahan, A., Masson, C., & Pelletier, F. (2017). Bearing temperature monitoring of a Wind Turbine using physics-based model. *Journal of Quality in Maintenance Engineering*, 23(4), 479–488. <https://doi.org/10.1108/JQME-06-2016-0028>
- Company, S. – the knowledge engineering. (2017). Bearing damage and failure analysis Contents. *Bearing Damage and Failure Analysis*, 106. https://www.skf.com/binaries/pub12/Images/0901d1968064c148-Bearing-failures---14219_2-EN_tcm_12-297619.pdf
- Condition Based Monitoring Statistical Functions Ver 0.0.1.* (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from https://www.keil.com/pack/doc/CMSIS/DSP/html/group__RealFFT.html#ga180d8b76
- Data-Driven Main Bearing Maintenance Strategies To Reduce Unplanned Maintenance Costs / Wind Systems Magazine.* (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from

<https://www.windsystemsmag.com/data-driven-main-bearing-maintenance-strategies-to-reduce-unplanned-maintenance-costs/>

EDP Renováveis atinge recorde acima de 20 euros e já vale mais do que Galp e Jerónimo Martins juntas - Bolsa - Jornal de Negócios. (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://www.jornaldenegocios.pt/mercados/bolsa/detalhe/edp-renovaveis-atinge-recorde-acima-de-20-euros-e-ja-vale-mais-do-que-galp-e-jeronimo-martins-juntas>

Encalada-Dávila, Á., Puruncajas, B., Tutivén, C., & Vidal, Y. (2021). Wind turbine main bearing fault prognosis based solely on scada data. *Sensors*, 21(6).

<https://doi.org/10.3390/s21062228>

Extending Bearing Life in Wind Turbine Mainshafts - Power Engineering. (n.d.). Retrieved October 20, 2021, from <https://www.power-eng.com/coal/extending-bearing-life-in-wind-turbine-mainshafts/>

Fava, G. M., Liberatore, S., & Moaveni, B. (2020). Estimating fatigue in the main bearings of wind turbines using experimental data. *Conference Proceedings of the Society for Experimental Mechanics Series*, 163–171. https://doi.org/10.1007/978-3-030-12115-0_22

Fischer, K., & Coronado, D. (2015). Condition Monitoring of Wind Turbines : State of the Art , User Experience and Recommendations. *VGB Research Project 383, January*, 89.

fleetMONITOR-Product-Datasheet_DIGITAL_AUS. (n.d.).

Gigoni, L., Betti, A., Tucci, M., & Crisostomi, E. (2019). *A Scalable Predictive Maintenance Model for Detecting Wind Turbine Component Failures Based on SCADA Data.*

Grupo EDP. (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://www.edp.pt/grupo-edp/>

Hart, E., Clarke, B., Nicholas, G., Amiri, A. K., Stirling, J., Carroll, J., Dwyer-Joyce, R., McDonald, A., & Long, H. (n.d.). *A review of wind turbine main-bearings: design, operation, modelling, damage mechanisms and fault detection.*

<https://doi.org/10.5194/wes-2019-25>

Hart, E., Clarke, B., Nicholas, G., Kazemi Amiri, A., Stirling, J., Carroll, J., Dwyer-Joyce, R., McDonald, A., & Long, H. (2019). A review of wind turbine main-bearings: design, operation, modelling, damage mechanisms and fault detection. *Wind Energy Science Discussions*, May, 1–29. <https://doi.org/10.5194/wes-2019-25>

-
- InSight Product Datasheet COLLECT*. (n.d.). Retrieved October 20, 2021, from www.onyxinsight.com
- ISO - ISO 2017-1:2005 - *Mechanical vibration and shock — Resilient mounting systems — Part 1: Technical information to be exchanged for the application of isolation systems*. (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://www.iso.org/standard/28919.html>
- ISO 15243:2017(en), *Rolling bearings — Damage and failures — Terms, characteristics and causes*. (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://www.iso.org/obp/ui/#iso:std:iso:15243:ed-2:v1:en>
- Johnson, K. L. (1993). Failure atlas for Hertz contact machine elements. In *Tribology International* (Vol. 26, Issue 1). [https://doi.org/10.1016/0301-679x\(93\)90044-2](https://doi.org/10.1016/0301-679x(93)90044-2)
- Kotzalas, M. N., & Doll, G. L. (2010). Tribological advancements for reliable wind turbine performance. *Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences*, 368(1929), 4829–4850. <https://doi.org/10.1098/RSTA.2010.0194>
- Liu, R., Zhao, Y., Yang, X., Ahuja, V., & Terkar, R. (n.d.). *Remanufacturing Benefits: An Analysis of Recent Trends in Indian Context You may also like Research on High-efficient Remanufacturing Technologies and Application of Electric Motor Remanufacturing Benefits: An Analysis of Recent Trends in Indian Context*. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/810/1/012068>
- Make bearings go further | SKF Wind News*. (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://windfarmmanagement.skf.com/make-bearings-go-further/>
- Manutenção Capítulo 4-Manutenção Condicionada de Máquinas Rotativas*. (n.d.).
- May, A., & McMillan, D. (2014). Condition based maintenance for offshore wind turbines: The effects of false alarms from Condition Monitoring systems. *Safety, Reliability and Risk Analysis: Beyond the Horizon - Proceedings of the European Safety and Reliability Conference, ESREL 2013*, 783–789.
- May, A., McMillan, D., & Thöns, S. (2015). Economic analysis of condition monitoring systems for offshore wind turbine sub-systems. *IET Renewable Power Generation*, 9(8), 900–907. <https://doi.org/10.1049/iet-rpg.2015.0019>
- Meadows, B. B., & Shapiro, J. (2016). *Data driven main bearings maintenance. National Wind Watch | Output From Industrial Wind Power*. (n.d.). Retrieved October 28,

- 2021, from <https://www.wind-watch.org/faq-output.php>
- Nélias, D., & Ville, F. (2000). Detrimental effects of debris dents on rolling contact fatigue. *Journal of Tribology*, 122(1), 55–64. <https://doi.org/10.1115/1.555329>
- Nilsson, R., Dwyer-Joyce, R. S., & Olofsson, U. (2006). Abrasive Wear of Rolling Bearings by Lubricant Borne Particles: *Http://Dx.Doi.Org/10.1243/13506501J00205*, 220(5), 429–439. <https://doi.org/10.1243/13506501J00205>
- Ragheb, M. (2017). Economics of Wind Power Generation. *Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines*, 537–555. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00025-4>
- Remanufactured by SKF*. (n.d.).
- Saeed, A. (2008). *Online Condition Monitoring System for Wind Turbine Case Study*. www.iuc-kalmar.se
- Santos Pacheco Oliveira, M. DE. (n.d.). *UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO CENTRO TECNOLÓGICO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA EFEITO DE PROPRIEDADES MECÂNICAS E DO ATRITO NO FENÔMENO DE SHAKEDOWN Estudo de caso: contato esfera plano sob carregamento cíclico VITÓRIA 2017*.
- Sheng, S, Keller, J., Greco, N. A., Cotrell, J., & Greco, A. (2016). *Wind Turbine Tribology Seminar Wind Turbine Drivetrain Reliability Collaborative Workshop A Recap*.
- Sheng, Shuangwen, & O’Connor, R. (2017). Reliability of Wind Turbines. *Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines*, 299–327. <https://doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00015-1>
- Tallian, T. E. (2006). *Failure Atlas for Rolling Bearings in Wind Turbines*. 98. *Timken Bearing Damage Analysis with Lubrication Reference Guide*. (2015). www.timken.com/warnings.
- Vibration Sensors For Wind Turbine Condition Monitoring*. (n.d.). Retrieved October 19, 2021, from <https://radiobridge.com/blog/vibration-sensors-for-wind-turbine-condition-monitoring>
- Wiese, B., Pedersen, N. L., Nadimi, E. S., & Herp, J. (2020). Estimating the remaining power generation of wind turbines-an exploratory study for main bearing failures. *Energies*, 13(13). <https://doi.org/10.3390/en13133406>
- Wysocki, A., & Feest, B. (1997). Bearing failure: Causes and cures. *EC and M: Electrical*

Construction and Maintenance, 96(2), 52-X6.

Yagi, S., & Ninoyu, N. (2008). Technical Trends in Wind Turbine Bearings. *NTN Technical Review*, 76, 113–120.

[ANEXO A]

Transformada Discreta de Fourier (DFT)

$$F(u + M) = F_{par}(u) - F_{impar}(u)W_{2M}^u$$

Onde,

$$F_{par}(u) = \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{M-1} f(2x)W_M^{ux}$$

$$F_{impar}(u) = \frac{1}{M} \sum_{x=0}^{M-1} f(2x+1)W_{2M}^{ux}$$

$$W_N^{ux} = e^{-j2\pi ux/N}$$

Equação 17 Algoritmo da Transformada de Fourier

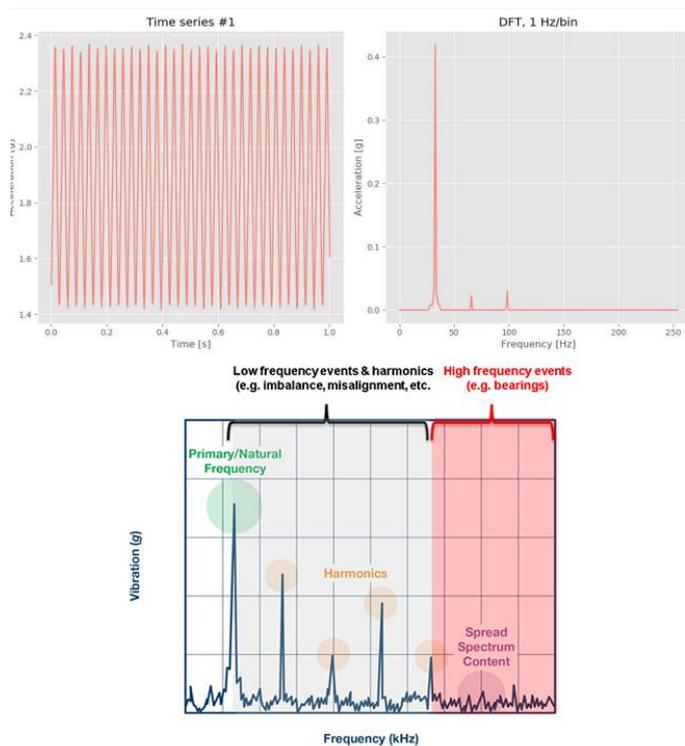


Figura 26 Interpretação da informação do DFT

Pico e pico-ao-pico

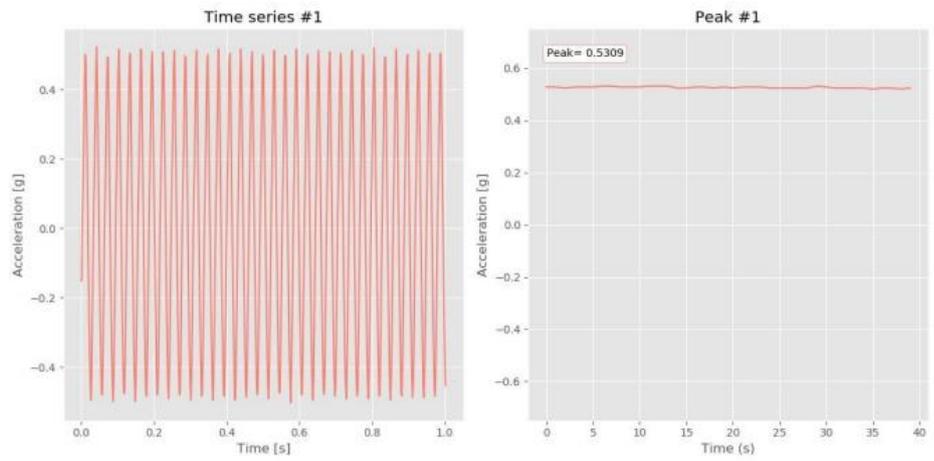


Figura 27 Visualização do pico

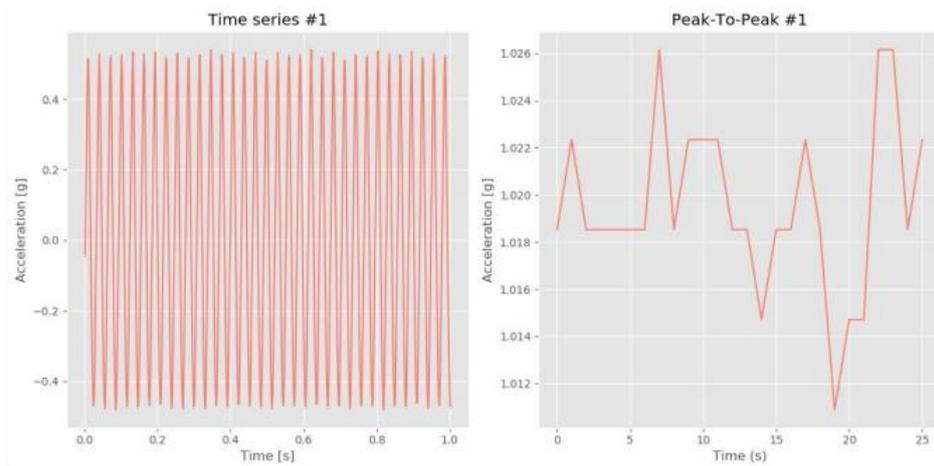


Figura 28 Visualização do P2P

Raiz Quadrada Média (RMS)

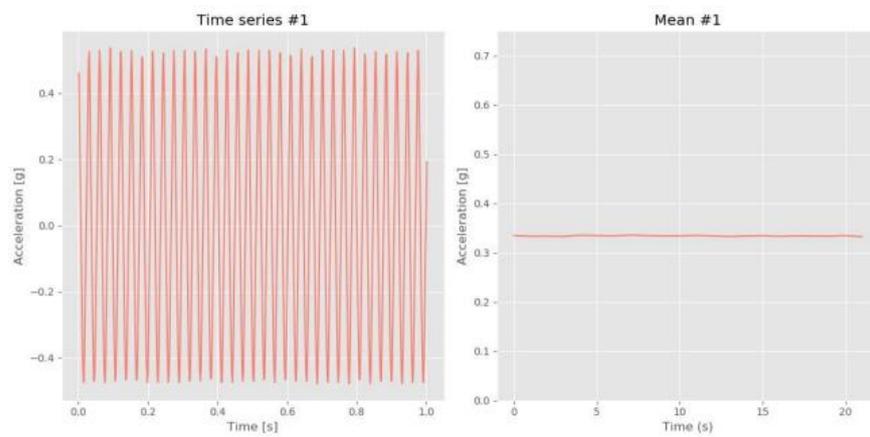


Figura 29 Visualização do RMS

Desvio padrão

$$s = \sqrt{\frac{1}{N-1} \sum_{i=1}^N (x_i - \bar{x})^2}$$

x_i - Ponto de dado atual
 \bar{x} - Média
 N - N° de pontos de dados somados

Equação 18 Formulação do desvio padrão

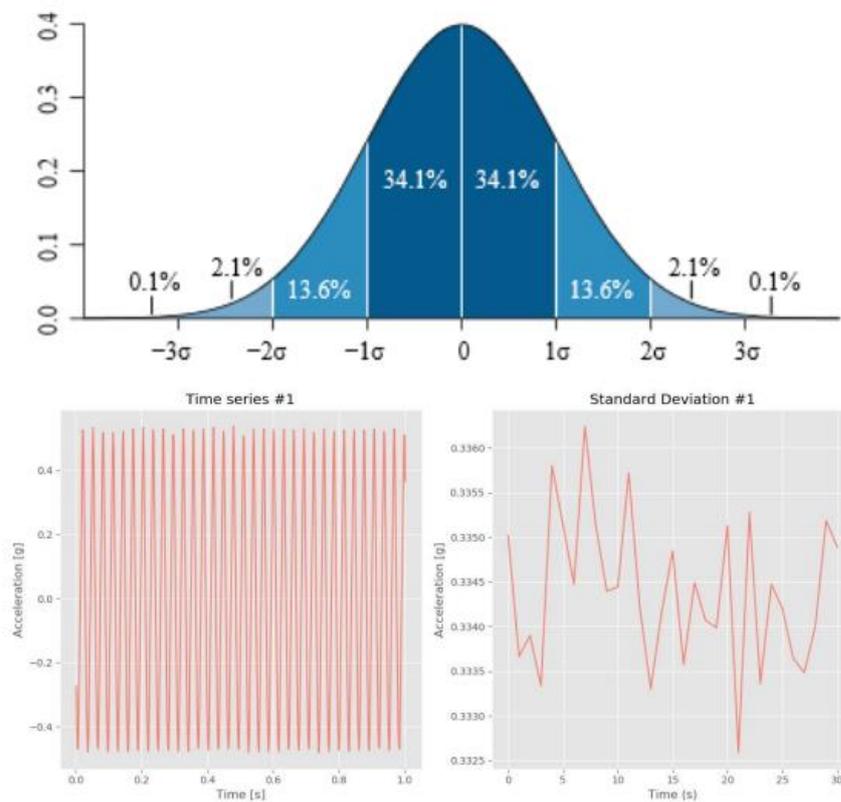


Figura 30 Desvio padrão de uma distribuição normal e visualização gráfica

Kurtosis

$$Kurt[X] = E \left[\left(\frac{X - \mu}{\sigma} \right)^4 \right] = \frac{\mu_4}{\sigma^4}$$

σ - Desvio padrão
 μ_4 - 4º momento central

Equação 19 Formulação de Kurtosis

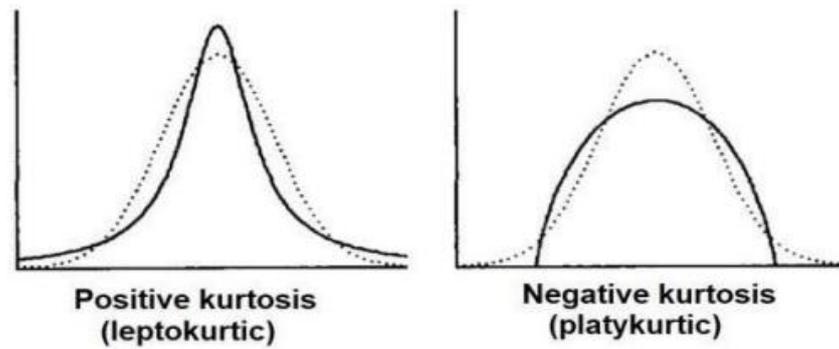


Figura 31 Grafismos de Kurtosis

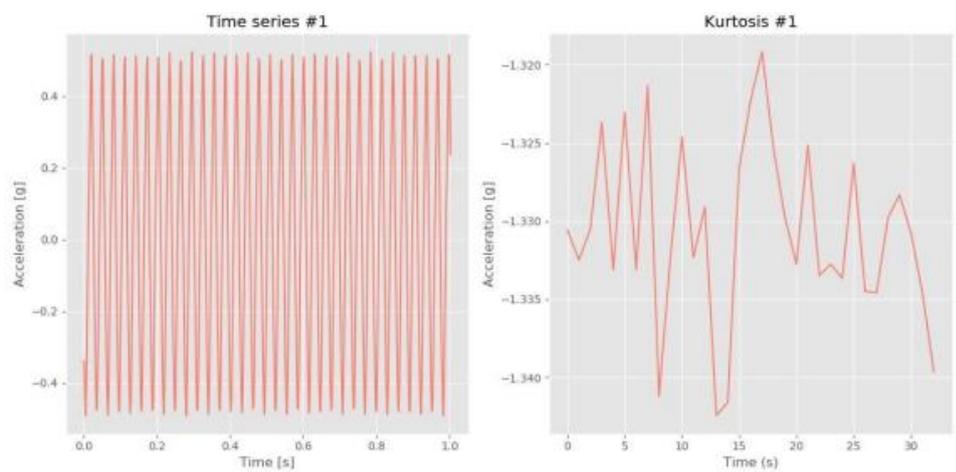


Figura 32 Visualização do Kurtosis

Fator de inclinação

$$\gamma_1 = E \left[\left(\frac{X - \mu}{\sigma} \right)^3 \right] = \frac{\mu_3}{\sigma^3}$$

σ - Desvio padrão μ_3 - 3º momento central
--

Equação 20 Formulação do fator de inclinação

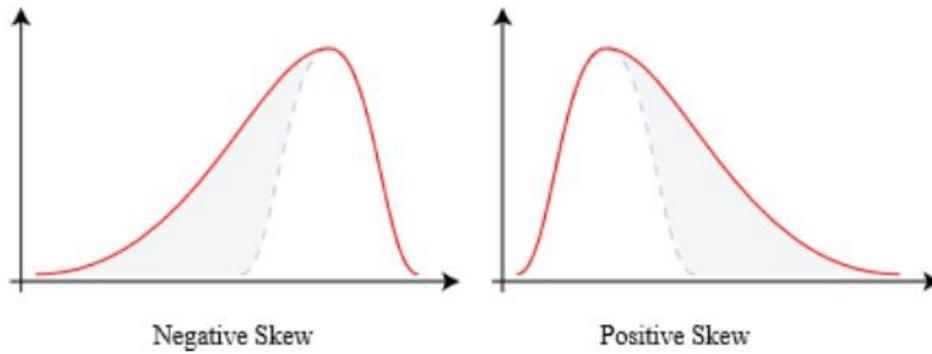


Figura 33 Gráficos representativos do fator de inclinação negativo e positivo

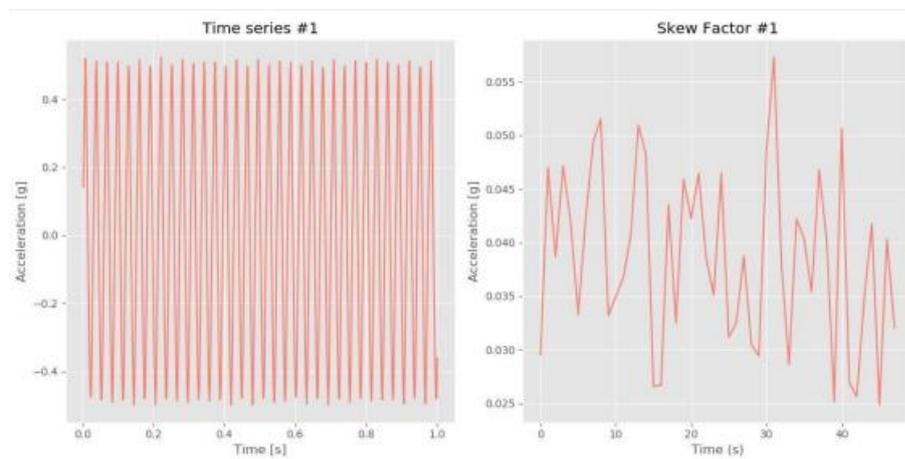


Figura 34 Visualização do fator de inclinação

Fator de crista

$$C = \frac{|x_{peak}|}{x_{rms}}$$

Equação 21 Formulação do fator crista

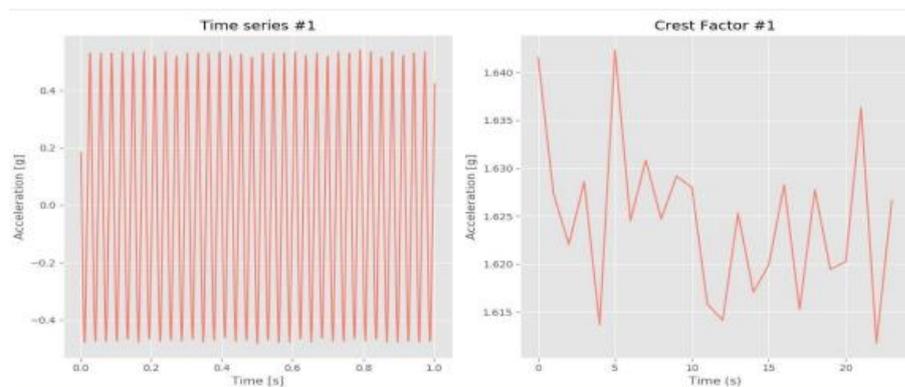


Figura 35 Visualização do fator crista

[ANEXO B]



Figura 36 Rolamento de rolos esféricos da FAG



Figura 37 Caixa de engrenagens planetárias Rexroth

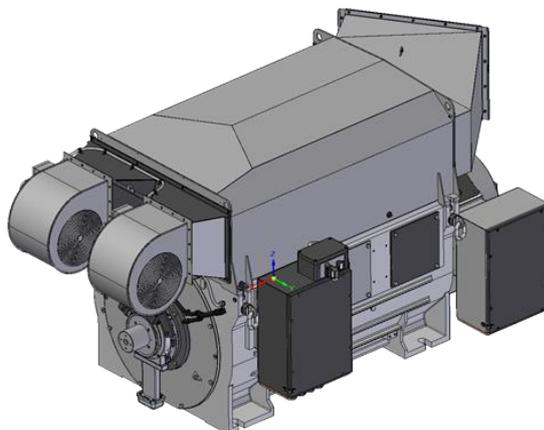


Figura 38 Gerador elétrico assíncrono da Winergy

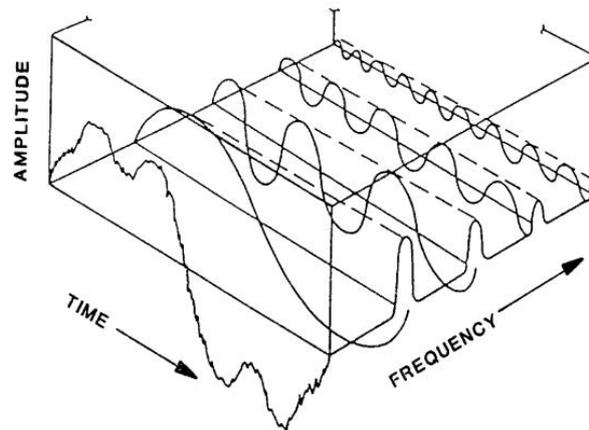


Figura 39 Discretização da composição da vibração

```

states = ('Funcional', 'Estragado')
observations = ('Correto', 'Errado')
start_probability = {'Funcional': 1, 'Estragado': 0}

transition_probability = {
    'Funcional' : {'Funcional': 0.0006, 'Estragado': 0.9994},
    'Estragado' : {'Funcional': 0.6, 'Estragado': 0.4},
}

emission_probability = {
    'Funcional' : {'Correto': 0.99, 'Errado': 0.01},
    'Estragado' : {'Correto': 0.4, 'Errado': 0.6},
}

from hmmlearn.hmm import MultinomialHMM
import numpy as np

model = MultinomialHMM(n_components=2, n_iter = 100000)
model.startprob_ = np.array([1, 0])
model.transmat_ = np.array([[0.0006, 0.9994],
                             [0.6, 0.4]])
model.emissionprob_ = np.array([[0.99, 0.01],
                                 [0.4, 0.6]])

import math

math.exp(model.score(np.array([[0]])))
# 0.99
math.exp(model.score(np.array([[1]])))
# 0.010000000000000004
math.exp(model.score(np.array([[0],[1]])))
# 0.5936495399999999

0.5936495399999999

```

Figura 40 Programação do HMM em Python