



Jéssica de Oliveira Sant'Anna

**Determinação de vida em fadiga de rolamentos
de pás de aerogeradores**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da PUC–Rio.

Orientador: Ivan F. M. Menezes

Rio de Janeiro
Novembro de 2019

Agradecimentos

Primeiramente, gostaria de agradecer à minha mãe, Catarina, por todo o amor, carinho e dedicação que empenhou durante toda a vida para que eu chegasse até aqui. Nada disso seria possível sem todo o seu esforço e confiança.

Ao meu irmão, Lucas, por quem nutro enorme admiração. Obrigada pelo coração tão grande, pelas palavras tão sinceras e pela eterna amizade.

Ao meu grande parceiro de vida, Otavio, com quem pude contar em todos os momentos e que me deu forças para não desistir deste trabalho. Obrigada por me inspirar todos os dias, me fazer feliz e sonhar comigo.

A todos os professores que tive o prazer de conhecer durante minha jornada acadêmica, cada um com sua essencial contribuição para minha formação. Em especial, ao meu orientador, Ivan Menezes, por aceitar a tarefa de orientar esse trabalho, e por todo o suporte durante a graduação; e ao professor Marco Antonio Meggiolaro, cujas aulas, marcadas pelo seu profundo conhecimento, me encantaram e, por isso, é o principal responsável pela minha afeição ao tema.

Aos meus colegas de trabalho, que, tão pouco tempo após me conhecerem, não mediram esforços para prover em meu auxílio, quando eu mais precisava. Obrigada por me ensinarem tanto. Um agradecimento especial a Lucas Sanchez, Raphael Panizzi, Pedro Filho, Leonardo Perestrelo, Milton Dias, Florian Stache e Andreas Hanke, pela contribuição direta a esse trabalho.

Aos meus amigos Mike Valente, Lara Schimith, Carol Bhering, João Francisco Figueiredo, Alexandre Canellas e Isadora Reis, por toda a parceria durante a faculdade. Em especial, à Luísa Imbroisi, com quem se tornou tão natural desenvolver projetos, que é até estranho não tê-la como parceira no desenvolvimento deste.

À família que encontrei na Equipe Reptiles de Baja, que me ensinou muito mais que a aplicação dos conhecimentos de engenharia na prática. Em especial, ao Milhouse, ao Nico, ao Henrique e ao Vivian, que me incentivaram a ser o melhor de mim.

Por último, gostaria de dedicar este trabalho à memória de minha avó, Maria José, que não escondia o orgulho que sentia por cada um de seus netos. Obrigada por tudo. Descanse em paz.

Resumo

Determinação de vida em fadiga de rolamentos de pás de aerogeradores

O presente trabalho tem o objetivo de estudar a vida em fadiga de rolamentos de pás de aerogeradores utilizados na indústria de energia eólica. A metodologia utilizada é baseada no método SN de análise de fadiga.

Um espécime real de rolamento de pitch foi utilizado para levantamento de dados de geometria e dureza. A curva de Wöhler do material foi estimada a partir dos dados adquiridos.

Por meio de uma campanha de um mês de medição de dados por extensometria, obteve-se o histórico de tensões ao qual a peça estava submetida em condições reais de serviço. A partir de um Modelo em Elementos Finitos, foi possível obter o fator de concentração de tensões no entalhe da peça, e utilizá-lo para obter o histórico de tensões no ponto crítico.

O método rainflow foi utilizado para contagem dos eventos de carga e o critério de Goodman foi utilizado para modelar o efeito das tensões médias. A análise de dano se deu pela regra de Palmgreen-Miner com a curva SN adaptada por Haibach para vidas longas.

Os resultados encontrados mostraram que a tensão macroscópica máxima no ponto crítico não ultrapassa a resistência ao escoamento do material, validando a utilização do método SN. A análise de vida em fadiga resultou em um dano total de apenas $D = 5,4619 \cdot 10^{-5}$, o que resultaria numa vida de mais de 1000 anos, caso a série analisada fosse extrapolada.

Conclui-se que o histórico de tensões obtido a partir da campanha de medição não é representativo da vida do material, visto principalmente que não inclui eventos de parada de emergência, associados aos maiores danos. Sugere-se a continuação da campanha por um ano, seguida de correlação com dados de vento e dados SCADA para a aquisição de uma série temporal representativa de longo prazo.

Palavras-chave

Fadiga; vida em fadiga; aerogerador; rolamento de pitch; rolamento de pá; método SN

Abstract

Fatigue life determination of wind turbine's pitch bearings

The following document aims to study the fatigue life of wind turbine blade bearings used in the wind energy industry. The chosen methodology is based on the SN Method for fatigue analysis.

A real pitch bearing specimen was used for geometry and hardness data acquisition. The material's Wöhler curve was estimated from the surveyed data.

Through a month-long extensimetry data measurement campaign, the stress history to which the component was subjected under real service conditions was obtained. From a Finite Element Model, it was possible to obtain the stress concentration factor in the workpiece notch, and use it to obtain the stress history at the critical point.

The rainflow method was used to count the load events and the Goodman criterion was used to model the effect of mean stresses. Damage analysis was performed by the Palmgreen-Miner rule with the SN curve adapted by Haibach for long lives.

The results showed that the maximum macroscopic stress at the critical point does not exceed the yield strength of the material, validating the use of the SN method. Fatigue life analysis resulted in a total damage of only $D = 5.4619 \cdot 10^{-5}$, which would result in a life of over 1000 years if the analyzed series were extrapolated.

It was concluded that the stress history obtained from the measurement campaign is not representative of the material life, especially since it does not include emergency stop events, associated with the greatest damage. It is suggested to continue the campaign for one year, followed by correlation with wind data and SCADA data for the acquisition of a representative long-term time series.

Keywords

Fatigue; fatigue life; wind turbine; pitch bearing; blade bearing; SN method.

Sumário

1	Introdução	8
1.1	Motivação	8
1.2	Aerogeradores	9
1.3	Objetivos gerais	11
2	Análise da vida em fadiga	12
2.1	Introdução: Método SN	12
2.2	Primeira etapa: Quantificar a resistência à fadiga	14
2.3	Segunda etapa: Análise de tensões	19
2.4	Terceira etapa: Análise do Dano à Fadiga	22
3	Desenvolvimento do trabalho	24
3.1	Descrição do componente e de suas condições de serviço	24
3.2	Aquisição do histórico de tensões	27
3.3	Cálculo do fator de concentração de fadiga	29
3.4	Contagem Rainflow	29
3.5	Obtenção da curva SN	30
3.6	Análise do dano	31
4	Resultados e Conclusões	32

Lista de figuras

1.1	Principais componentes de uma turbina eólica de eixo horizontal.	9
1.2	Principais elementos de uma pá [1].	11
2.1	Esquema típico do processo de trincamento por fadiga no ponto crítico de uma peça metálica sob gamas de tensão $\Delta\sigma$ baixas, macroscopicamente elásticas [2].	13
2.2	Diagrama esquemático de uma curva SN, também chamada de curva Wöhler.	14
2.3	Limites de fadiga medidos em várias ligas ferrosas, segundo Dowling [3].	16
2.4	Limites de fadiga de 126 aços coletados na literatura por Castro & Meggiolaro [2].	16
2.5	Exemplo de contagem rainflow [2].	23
3.1	Arranjo típico de <i>pitch bearing</i> de uma carreira simples de esferas em aerogerador [4].	24
3.2	Imagens do rolamento trincado, que saiu de operação e serviu de base para as medidas de geometria utilizadas.	25
3.3	Desenho em SolidWorks desenvolvido através das medidas obtidas.	26
3.4	Seção do desenho do rolamento modelado em SolidWorks.	26
3.5	Detalhe das pistas externa e interna do rolamento modelado	27
3.6	Posições em que foram instalados os extensômetros no rolamento estudado. Imagem concedida pela empresa responsável pela instrumentação.	28
3.7	Curva SN do material em escala log-log, obtida por meio de estimativas a partir de sua dureza.	31
4.1	Resultado da função <i>rainflow</i> do MATLAB para o histórico de tensões no ponto crítico.	33

Lista de tabelas

2.1	Fator de acabamento superficial para os aços, segundo Mitschke [5].	18
3.1	Especificações técnicas fornecidas pelo fabricante.	25
4.1	Resumo dos principais resultados encontrados nas estimativas de propriedades mecânicas.	32

1

Introdução

1.1

Motivação

Após o Acordo de Paris, assinado na 21^a Conferência das Partes (COP) da Convenção Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (UNFCCC), em 2015, as chamadas fontes de energia renováveis vêm recebendo cada vez mais atenção da comunidade internacional. Isso porque o acordo, que entrará em vigor em 2020, determina, pela primeira vez na história, um compromisso global entre os 196 Estados signatários: a redução de emissão de gases de efeito estufa na atmosfera, com o objetivo de limitar o aumento da temperatura do planeta "bem abaixo" de 2°C.

Como as fontes de energia renováveis não emitem gases de efeito estufa no processo de geração de energia, elas se configuram atualmente como a solução mais limpa e viável para a crescente demanda energética mundial no contexto da luta contra as mudanças climáticas. Além disso, são, por definição, inesgotáveis, e vêm se afirmando cada vez mais competitivas no mercado mundial. Em particular, dados da 14^a edição do Global Wind Report publicado pelo Global Wind Energy Council (GWEC) mostram que 2018 foi um ano positivo para a indústria eólica, que, beneficiando-se de um horizonte político favorável pós-COP21, atingiu 51,3 GW de novas instalações, tendo o Brasil como líder em capacidade eólica na América do Sul. O mesmo relatório prevê ainda que mais de 300 GW serão instalados até 2023.

O horizonte promissor para as energias renováveis no mercado global e tamanhas vantagens frente a outros tipos de fontes energéticas se mostram condições mais que suficientes para que a Engenharia se dedique ao desenvolvimento dessa indústria. O primeiro passo nessa parceria é a identificação de tecnologias ou processos envolvidos que possam ser aprimorados. Uma ampla pesquisa dentro desse tema mostrou que um problema recorrente na indústria eólica é a fratura de rolamentos das pás de aerogeradores e, portanto, um objeto de estudo pertinente nesse contexto é a vida em fadiga desses rolamentos.

1.2

Aerogeradores

Para melhor compreensão do trabalho, será feita uma breve descrição dos principais conceitos utilizados na indústria de energia eólica. A figura 1.1 mostra os principais componentes de uma turbina eólica de eixo horizontal (*HAWT*).

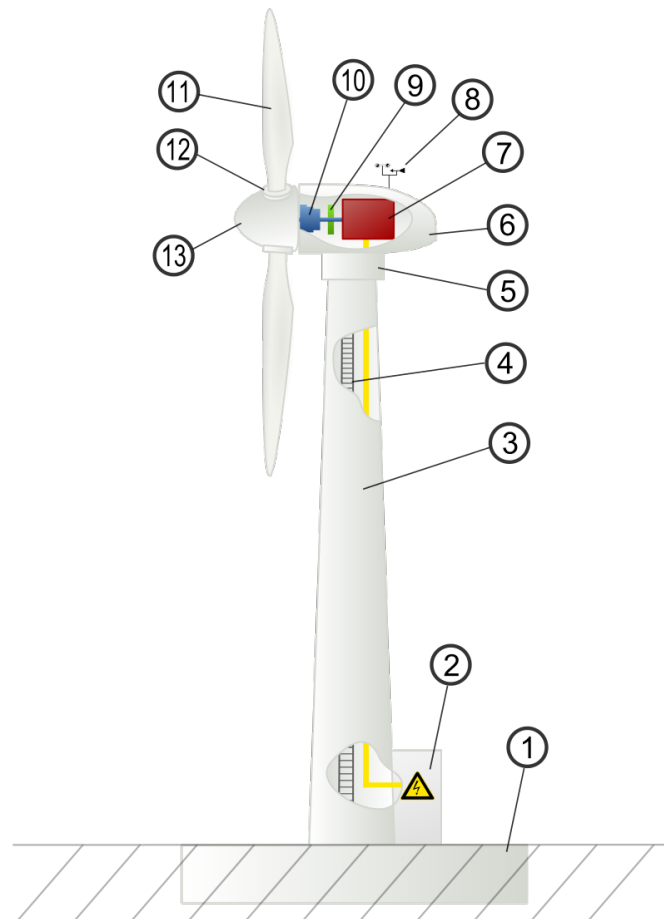


Figura 1.1: Principais componentes de uma turbina eólica de eixo horizontal.

1. Fundação: estrutura civil que serve de base para o aerogerador.
2. Conexão com a rede elétrica: interliga todos os aerogeradores à central de comando e à central de distribuição de energia elétrica.
3. Torre: é a estrutura responsável por fornecer a sustentação e posicionamento do rotor e nacela.
4. Escadaria de acesso para manutenção.
5. Sistema de *yaw*: controla a orientação do nariz do aerogerador.

6. Nacele: componente no topo da torre do aerogerador, em que estão abrigados vários outros.
7. Gerador: instalado no interior da nacele, converte a energia mecânica de rotação das pás em energia elétrica.
8. Anemômetro: instrumento meteorológico localizado na parte superior e externa da nacele, com a função de medir a velocidade instantânea do vento local.
9. Freio: sistema responsável por parar a rotação proveniente no rotor, quando necessário.
10. Caixa de transmissão: caixa de engrenagens responsável por aumentar a rotação proveniente no rotor.
11. Pás: perfis aerodinâmicos geralmente feitos de material leve e resistente.
12. Sistema de *pitch*: controla o ângulo entre a velocidade efetiva e o plano do rotor.
13. Cubo do rotor: também chamado de *hub* e nariz, é a estrutura na qual as pás são fixadas. Junto a elas, compõe o rotor do aerogerador.

Tomando-se um corte transversal de um perfil de uma pá, como mostrado na Figura 1.2, pode-se evidenciar a posição de atuação dos vetores velocidade incidente do vento, velocidade tangencial e velocidade efetiva, o plano do rotor e a corda do perfil. Estes elementos estão descritos a seguir.

- ▷ Corda: segmento que liga a borda de ataque a borda de escoamento;
- ▷ Plano do rotor: plano de rotação das pás;
- ▷ ângulo de ataque (α): ângulo entre a corda do perfil e a direção efetiva do vento;
- ▷ ângulo de torção (ϑ): ângulo entre a corda do perfil e o plano do rotor;
- ▷ ângulo de pitch (β): ângulo entre a velocidade efetiva e o plano do rotor ($\beta = \alpha + \vartheta$);
- ▷ velocidade de incidência do vento (V): velocidade na qual o vento ataca o perfil;
- ▷ velocidade tangencial (u): velocidade tangencial em cada raio r da pá; e

- ▷ velocidade efetiva (C): composição vetorial das velocidades tangencial e de incidência.

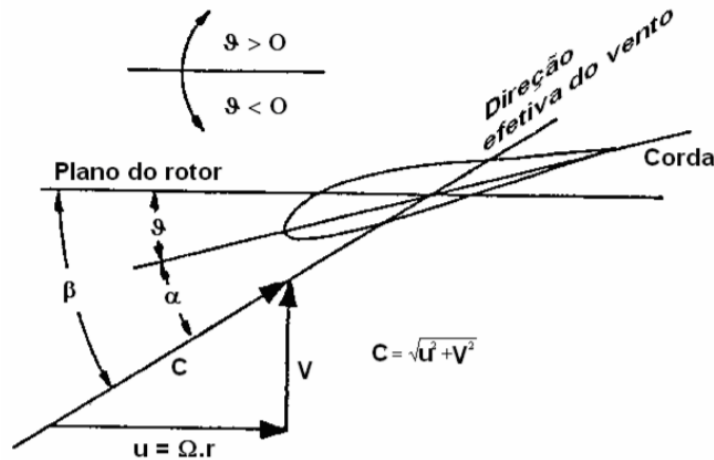


Figura 1.2: Principais elementos de uma pá [1].

1.3

Objetivos gerais

O objetivo deste Projeto de Conclusão de Curso é estudar a vida em fadiga de rolamentos de pás de aerogeradores utilizados na indústria de energia eólica. Ao final do trabalho, espera-se:

- ▷ obter um modelo teórico para análise de vida em fadiga do rolamento;
- ▷ quantificar a resistência à fadiga do ponto crítico do rolamento estudado, incluindo o efeito de todos os detalhes que afetam localmente o início do trincamento por fadiga;
- ▷ medir a história das tensões nele geradas pela carga real, através de técnicas de extensimetria e incluir os efeitos de concentração de tensão devidos à geometria do entalhe;
- ▷ quantificar o dano à fadiga acumulado pelos diversos eventos do carregamento.

2

Análise da vida em fadiga

Fadiga é o tipo de falha mecânica causada primariamente pela aplicação repetida de cargas que variam ao longo do tempo, cuja principal característica é o trincamento paulatino da peça. Chama-se de trincamento ao processo gradual e estável de iniciação e/ou de propagação de uma trinca por fadiga, o qual pode levar a peça ao fraturamento, ou à sua separação em duas ou mais partes [2].

O conjunto de técnicas de cálculo necessárias para modelar e prever o dano causado por cargas reais de serviço é chamado de rotina de dimensionamento à fadiga [2]. Este tipo de rotina é utilizado em projetos, avaliações da vida residual ou da integridade, e em análises de falhas dos mais diversos tipos de estruturas.

Esta rotina é dividida em duas fases. A primeira estuda a iniciação da trinca (modelada pela análise das tensões causadas por todas as solicitações que possam contribuir para iniciar as trincas por fadiga) e, a segunda, a sua propagação (modelada pelos conceitos da Mecânica da Fratura). Nesse trabalho, estamos interessados em estimar apenas a vida à iniciação da trinca e, por isso, focaremos nesta primeira fase da rotina, com a utilização do método SN.

2.1

Introdução: Método SN

Carlos & Meggiolaro [2] explicam que, na fase de iniciação da trinca, as gamas de tensão $\Delta\sigma$ macroscopicamente elásticas que atuam no ponto crítico da peça induzem o movimento cíclico de discordâncias em uma escala microscópica por meio da formação de bandas de deslizamento progressivas, que geram intrusões e extrusões superficiais. Quando uma dessas intrusões passa a concentrar as deformações subseqüentes, gera-se uma microtrinca, que se propaga por alguns grãos do material numa direção paralela à da máxima tensão cisalhante. A microtrinca vira uma trinca quando troca de direção e começa a se propagar num plano perpendicular à máxima tensão normal, para minimizar a dissipação de energia por atrito nas suas faces. Essa mudança de direção separa os processos de iniciação e propagação da trinca, como ilustrado na Figura 2.1.

A modelagem de iniciação da trinca descrita a seguir é baseada no método SN e, portanto, supõe que:

- ▷ o material é contínuo, homogêneo, isotrópico, linear e elástico no ponto crítico da peça;
- ▷ a tensão macroscópica máxima nesse ponto é menor que a resistência ao escoamento cíclico do material.



Figura 2.1: Esquema típico do processo de trincamento por fadiga no ponto crítico de uma peça metálica sob gamas de tensão $\Delta\sigma$ baixas, macroscopicamente elásticas [2].

Apesar de suas limitações, quando aplicável, o método é barato, confiável e simples, já que utiliza uma análise linear de tensões, que preserva o princípio de superposição. Dessa forma, é o método mais utilizado na prática, havendo muita experiência acumulada com o seu uso.

A partir da rotina de dimensionamento SN, pretende-se quantificar:

- ▷ a resistência à fadiga do ponto crítico, incluindo o efeito de todos os detalhes que afetam localmente o início do trincamento por fadiga;
- ▷ a história das tensões nele geradas pela carga real, incluindo os efeitos de concentração de tensão devidos à geometria do entalhe; e
- ▷ o dano à fadiga acumulado pelos diversos eventos do carregamento.

2.2

Primeira etapa: Quantificar a resistência à fadiga

Para quantificar a resistência à fadiga do ponto crítico de um componente, o método SN supõe que o início do trincamento no ponto crítico de qualquer peça pode ser reproduzido testando corpos de prova (CPs) que tenham a mesma resistência (ou seja, sejam feitos do mesmo material e com os mesmos detalhes locais) daquele ponto, e que sejam sujeitos à mesma história de tensões que o solicita em serviço [2]. Não sendo possível fabricar CPs que incluam todos detalhes do ponto crítico do componente, pode-se utilizar pequenos CPs padronizados simples do mesmo material, que sejam mais fáceis de projetar, e incluir posteriormente os efeitos de todos os detalhes que possam influenciar localmente a vida à fadiga do seu ponto crítico por meio de estimativas obtidas por métodos empíricos.

Os CPs SN padronizados têm superfície polida e livre de entalhes e de tensões residuais propositas. Desta forma, os pontos das curvas SN obtidas testando estes CPs reproduzem a resistência à fadiga do material e não a da peça ou da estrutura, já que eliminam ou pelo menos minimizam a influência dos detalhes que podem afetar a iniciação da trinca.

A curva obtida por um teste SN é descrita pela equação de Wöhler:

$$NS_F^B = C \Rightarrow S_F(N) = \left(\frac{C}{N} \right)^{1/B} \quad (2-1)$$

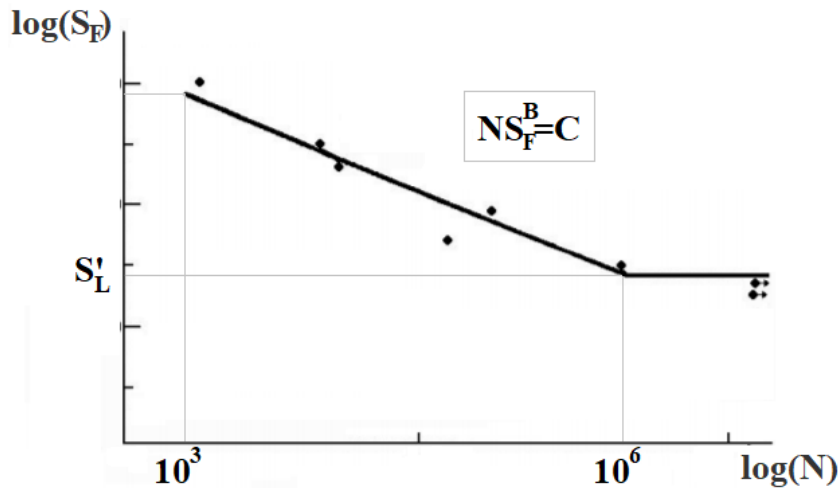


Figura 2.2: Diagrama esquemático de uma curva SN, também chamada de curva Wöhler.

Esta relação é obtida ajustando uma reta aos pontos experimentais plotados num gráfico log-log. Nela, B e C são constantes do material, que

podem ser chamadas de expoente e de coeficiente de Wöhler, e $S_F(N)$, medida em MPa , é a resistência à fadiga do material, propriedade associada a uma vida finita de N ciclos de carregamento.

A partir dos testes realizados por Wöhler, foi possível ainda identificar a existência de um limite de resistência à fadiga S'_L a partir de uma vida longa N_L . Este limite significa que as tensões de amplitudes menores que $\sigma_a = \Delta\sigma/2 < S'_L(N_L)$ não causam qualquer dano nos CPs, que poderiam ter assim vida infinita à fadiga. O limite de fadiga dos aços em geral ocorre em vidas entre $10^6 < N_L < 10^7$ ciclos [2]. Sendo o limite de fadiga do material S'_L , damos a notação S_L ao limite de fadiga da peça.

Alguns autores que não recomendam o uso do limite de fadiga, mas reconhecem que a influência da vida na resistência à fadiga $S_F(N)$ diminui quando N é muito grande, propõem uma curva bi-linear em log-log (com inclinação menor após alguma vida longa N_L). Por exemplo, Haibach [6] propôs que, para vidas $N > N_L$ (na qual o limite de fadiga era originalmente definido), a curva SN passe a ter a inclinação 2B-1 e seja dada por:

$$NS_F^{2B-1} = C(S_L)^{B-1} \quad (2-2)$$

2.2.1

Estimativas da resistência à fadiga de CPs de aços em vidas finitas

Na ausência de resultados experimentais confiáveis, Juvinall [7] propõe que se estime a resistência à fadiga de CPs padronizados de aço usando:

$$\begin{cases} NS_F^B = C, & \text{se } 10^3 < N < 10^6 \\ S_F = S'_L, & \text{se } N > 10^6 \end{cases} \quad (2-3)$$

onde:

$$\begin{cases} S_F(10^3) = 0,9S_R \\ S'_L(10^6) = \begin{cases} 0,5S_R, & \text{se } S_R \leq 1400MPa \\ 700MPa, & \text{se } S_R > 1400MPa \end{cases} \end{cases} \quad (2-4)$$

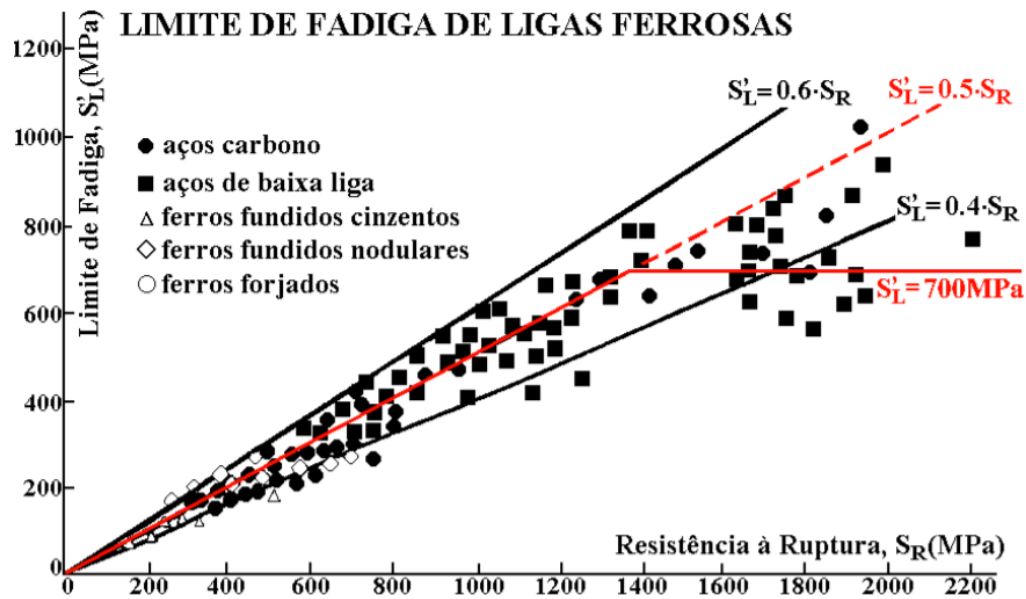


Figura 2.3: Limites de fadiga medidos em várias ligas ferrosas, segundo Dowling [3].

Castro & Meggiolaro [2], apesar de concordarem com as estimativas de S'_L para $N = 10^6$ (vide figura 2.5), afirmam que a estimativa $S_F(10^3) = 0,9S_R$, proposta por Juvinall para aços é, em geral, insegura e incoerente. Isso porque, em mais de 80% das 7270 ligas metálicas analisadas em seu banco de dados, $\sigma = 0,9S_R > S_E$, o que indica escoamento do CP nas vidas de 1000 ciclos, e invalida a linearidade assumida no método SN.

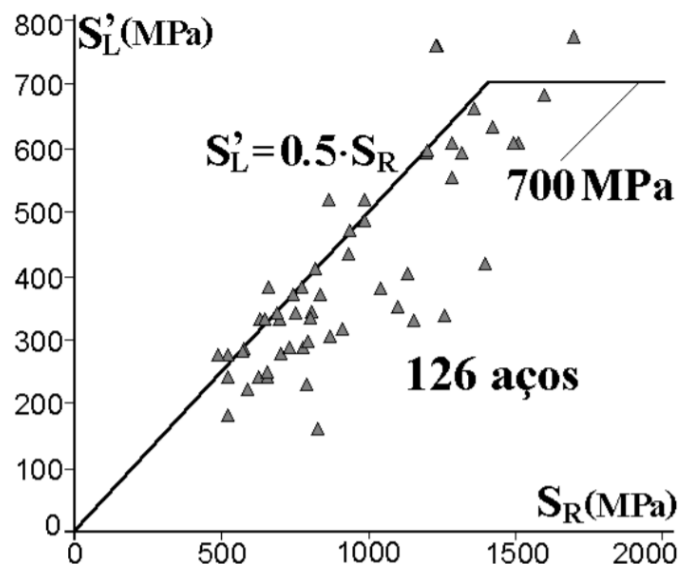


Figura 2.4: Limites de fadiga de 126 aços coletados na literatura por Castro & Meggiolaro [2].

Fazendo uso de um banco de dados de 724 aços sob testes SN de tração-compressão, Castro & Meggiolaro propõem, portanto, na ausência de resultados experimentais específicos, a seguinte estimativa de resistência à fadiga de CPs padronizados de aço:

$$\begin{cases} NS_F^B = C, & \text{se } 10^3 < N < 10^6 \\ S_F = S'_L, & \text{se } N > 10^6 \end{cases} \quad (2-5)$$

onde:

$$\begin{cases} S_F(10^3) = \begin{cases} 0,76S_R, & \text{se } S_R \leq 1400\text{MPa} \\ 0,67S_R, & \text{se } S_R > 1400\text{MPa} \end{cases} \\ S'_L(10^6) = \begin{cases} 0,5S_R, & \text{se } S_R \leq 1400\text{MPa} \\ 700\text{MPa}, & \text{se } S_R > 1400\text{MPa} \end{cases} \end{cases} \quad (2-6)$$

Na ausência de resultados experimentais específicos, pode-se ainda estimar a resistência à ruptura S_R (em MPa) dos aços a partir da sua dureza Brinell HB (medida em kg/mm²) [8], ou de sua dureza Rockwell C HRC [9], *i.e.*:

$$S_R = 3,4 \text{ HB} \quad (2-7)$$

onde:

$$\text{HB} \approx 10 \text{ HRC} \quad (2-8)$$

É importante ressaltar que estimar propriedades mecânicas sempre acrescenta incertezas no dimensionamento, de forma que é aconselhável, sempre que possível, adquiri-las por meio de experimentos com o material estudado. Entretanto, muitas vezes isso não é possível, já que a maioria dos testes para quantificar propriedades mecânicas é total ou parcialmente destrutivo para a peça, tornando esse procedimento extremamente oneroso ao projetista.

2.2.2

Efeito dos fatores modificadores da resistência à fadiga do material

A concentração de tensões induzida por entalhes (como furos, ombros ou rasgos) e as macrotensões residuais (que afetam o estado de tensões macroscópicas em torno do ponto crítico) podem e devem ser consideradas na análise de tensões e, por isso, não são tratadas como detalhes modificadores da resistência à fadiga. Mas os detalhes que atuam numa dimensão pequena, da ordem do tamanho de grão do material, não são modeláveis pela análise de tensões usada no método SN (linear, elástica, isotrópica e homogênea). Portanto, os seus efeitos têm que ser calibrados empiricamente, e são em geral quantificados por uma série de fatores modificadores da resistência à fadiga do material [2].

Na ausência de resultados experimentais específicos e confiáveis, estima-

se o limite de fadiga S_L das peças de aço por [10]:

$$S_L(10^6) = \begin{cases} k_a k_b \cdot 0,5 S_R, & \text{se } S_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ k_a k_b \cdot 700 \text{ MPa}, & \text{se } S_R > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2-9)$$

E a resistência à fadiga S_F das peças de aço por [2]:

$$S_F(10^3) = \begin{cases} k_\theta \cdot 0,76 S_R, & \text{se } S_R \leq 1400 \text{ MPa} \\ k_\theta \cdot 0,67 S_R, & \text{se } S_R > 1400 \text{ MPa} \end{cases} \quad (2-10)$$

onde k_a , k_b e k_θ são respectivamente os fatores de acabamento superficial, de tamanho e de temperatura.

Fator de acabamento superficial

O fator k_a quantifica o efeito do acabamento superficial (cuja dimensão característica α é pequena em relação a da anisotropia do material) no limite de fadiga e foi estudado por Mischke [5] por meio de testes com CPs padrão e com CPs que diferiam do padrão apenas pelo acabamento superficial. Os resultados encontrados por Mischke são resumidos na Tabela 2.1:

Tabela 2.1: Fator de acabamento superficial para os aços, segundo Mitschke [5].

Acabamento superficial do ponto crítico	Fator utilizado
Polido	$k_a = 1$
Retificado	$k_a = 1,58 S_R^{-0,086}$
Laminado a frio ou usinado	$k_a = 4,45 S_R^{-0,265}$
Laminado a quente	$k_a = 56,1 S_R^{-0,719}$
Forjado	$k_a = 271 S_R^{-0,995}$

Fator de tamanho

O fator k_b quantifica o efeito do tamanho da peça no seu limite de fadiga e é obtido por meio de testes com CPs padrão e com CPs que diferem do padrão apenas pelo seu diâmetro d . Para CPs ou peças (cuja menor dimensão é d) que trabalhem sob flexão rotativa, Castro & Meggiolaro [2] propõem um ajuste do tipo degrau:

$$k_b = \begin{cases} 1, & \text{se } d < 8 \text{ mm} \\ 0,9, & \text{se } d \geq 8 \text{ mm} \end{cases} \quad (2-11)$$

Fator de temperatura

O fator k_θ quantifica a variação do limite de fadiga da peça S_L com a sua temperatura de trabalho Θ_t , quando os efeitos de fluência podem ser desprezados. Entre $20^\circ\text{C} < \Theta < 540^\circ\text{C}$, o fator pode ser ajustado pelo polinômio [5]:

$$k_\theta = 0,988 + 6,52 \cdot 10^{-4} \Theta - 3,42 \cdot 10^{-6} \Theta^2 + 5,63 \cdot 10^{-9} \Theta^3 - 6,25 \cdot 10^{-12} \Theta^4 \quad (2-12)$$

2.3

Segunda etapa: Análise de tensões

A análise SN das tensões que atuam no ponto crítico é feita num volume fisicamente pequeno, mas grande em relação à dimensão característica da anisotropia intrínseca da microestrutura do material. Assim, como o comportamento é macroscopicamente elástico, as tensões reais de serviço podem ser diretamente calculadas pela lei de Hooke (Equação 2-13) a partir das deformações medidas no campo, por exemplo, usando extensômetros de resistência elétrica, ou seja:

$$\begin{cases} \varepsilon_x = \frac{\sigma_x}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_y + \sigma_z) \\ \varepsilon_y = \frac{\sigma_y}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_x + \sigma_z) \\ \varepsilon_z = \frac{\sigma_z}{E} - \frac{\nu}{E}(\sigma_x + \sigma_y) \\ \gamma_{xy} = \frac{\tau_{xy}}{G} \\ \gamma_{xz} = \frac{\tau_{xz}}{G} \\ \gamma_{yz} = \frac{\tau_{yz}}{G} \end{cases} \Rightarrow \begin{cases} \sigma_x = \frac{E}{1-\nu-2\nu^2}[(1-\nu)\varepsilon_x + \nu(\varepsilon_y + \varepsilon_z)] \\ \sigma_y = \frac{E}{1-\nu-2\nu^2}[(1-\nu)\varepsilon_y + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_z)] \\ \sigma_z = \frac{E}{1-\nu-2\nu^2}[(1-\nu)\varepsilon_z + \nu(\varepsilon_x + \varepsilon_y)] \\ \tau_{xy} = G\gamma_{xy} \\ \tau_{xz} = G\gamma_{xz} \\ \tau_{yz} = G\gamma_{yz} \end{cases} \quad (2-13)$$

A maioria das falhas por fadiga começa num ponto da superfície livre da peça (onde $\sigma_z = \tau_{xz} = \tau_{yz} = 0$), onde as tensões principais σ_1 e σ_2 , causadas pelas tensões σ_x , σ_y e τ_{xy} que lá atuam, são dadas por:

$$\sigma_{1,2} = \frac{\sigma_x + \sigma_y}{2} \pm \sqrt{\left[\frac{\sigma_x - \sigma_y}{2}\right]^2 + \tau_{xy}^2} \quad (2-14)$$

As tensões são calculadas a partir da geometria e da carga e, para descrevê-las, são usadas seis componentes de tensão: a componente alternada σ_a , a média σ_m , a máxima σ_{max} , a mínima σ_{min} , a gama $\Delta\sigma$ e a razão $R = \sigma_{min}/\sigma_{max}$, que se relacionam por:

$$\sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} = \frac{\sigma_{max}(1-R)}{2} = \frac{\sigma_{min}(1-R)}{2R} \quad (2-15)$$

$$\Delta\sigma = 2\sigma_a = \sigma_{max} - \sigma_{min} = \sigma_{max}(1 - R) = \sigma_{min}R(1 - R) \quad (2-16)$$

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} = \sigma_{max} - \sigma_a = \frac{\Delta\sigma}{2} \frac{(1 + R)}{(1 - R)} \quad (2-17)$$

$$\sigma_{max} = \sigma_{min} + \Delta\sigma = \sigma_m + \sigma_a = \frac{\sigma_{min}}{R} = \frac{\Delta\sigma}{(1 - R)} \quad (2-18)$$

$$\sigma_{min} = \sigma_{max} - \Delta\sigma = \sigma_m - \sigma_a = \sigma_{max}R = \frac{R\Delta\sigma}{(1 - R)} \quad (2-19)$$

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} = 1 - \frac{\Delta\sigma}{\sigma_{max}} = 1 - \frac{2\sigma_a}{\sigma_m + \sigma_a} \quad (2-20)$$

2.3.1

Fator de concentração de tensão

Já que as trincas são geradas pelas maiores gamas das tensões no ponto crítico, a análise de tensões em fadiga também deve considerar o efeito dos entalhes, definidos como sendo as mudanças bruscas de geometria que concentram as tensões nominais no entorno de suas pontas. Assim, deve-se incluir na análise de tensões os efeitos de todos os entalhes cujas dimensões sejam grandes em relação ao parâmetro que caracteriza a anisotropia intrínseca do material [2].

O princípio de Saint-Venant sinaliza que as fórmulas básicas da análise de tensões só valem longe dos pontos de aplicação da carga e das variações bruscas da seção (entalhes). Assim, a tensão máxima σ_{max} que atua na raiz de um entalhe pode ser relacionada com a tensão nominal σ_n que lá agiria se o entalhe não afetasse o campo de tensões ao seu entorno pelo fator de concentração de tensão (linear elástico) K_t , definido por:

$$K_t = \frac{\sigma_{max}}{\sigma_n} \quad (2-21)$$

Os efeitos de K_t só são significativos em torno do raio ρ do entalhe e, por isso, os entalhes em geral não são críticos no dimensionamento de peças à fadiga. O que quantifica o efeito real do entalhe na vida à fadiga é o fator de concentração de tensão à fadiga: razão entre os limites de fadiga da peça entalhada e do CP padrão, *i.e.*:

$$K_f = \frac{S_L}{S'_L} \quad (2-22)$$

A partir do fator de concentração de tensão K_t e da sensibilidade ao entalhe $0 \leq q \leq 1$, pode-se estimar o valor do fator de concentração de tensão à fadiga K_f como:

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (2-23)$$

onde a sensibilidade ao entalhe q é função do raio do entalhe ρ e da dimensão

α :

$$q = \frac{1}{1 + \alpha/\rho} \quad (2-24)$$

e a dimensão α depende do material e pode ser estimada para aços por:

$$\alpha = \begin{cases} 0,185 \cdot (700/S_R) , & \text{se } S_R < 700\text{MPa} \\ 0,025 \cdot (2000/S_R)^{1,9} , & \text{se } S_R \geq 700\text{MPa} \end{cases} \quad (2-25)$$

Dessa forma, para o cálculo das tensões em fadiga, deve-se multiplicar pelos seus K_f 's todas as componentes nominais das tensões médias e alternadas induzidas pelos vários esforços, e depois combiná-las, utilizando, por exemplo, os critérios de Mises ou por Tresca, e adotando o princípio de superposição (já que o método SN é linear elástico). Quando se trabalha com as medições obtidas por extensômetros instalados localmente nos pontos críticos, por outro lado, o que se obtém é a tensão que age de fato e, portanto, já se considera o fator de concentração de tensão correspondente.

2.3.2

Tensão de Mises ou Tresca

Como as trincas são geradas pela movimentação de discordâncias, as tensões que as induzem devem ser combinadas por Tresca ou Mises:

$$\sigma_{Tresca} = \sigma_I - \sigma_{III} \quad (2-26)$$

$$\sigma_{Mises} = \frac{(\sigma_I - \sigma_{II})^2 + (\sigma_I - \sigma_{III})^2 + (\sigma_{II} - \sigma_{III})^2}{2} \quad (2-27)$$

$$\sigma_{Mises} = \sqrt{\frac{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2)}{2}} \quad (2-28)$$

onde $\sigma_I > \sigma_{II} > \sigma_{III}$ são as tensões principais.

2.3.3

Modelagem do efeito das tensões médias

O trincamento por fadiga depende de dois parâmetros: da gama $\Delta\sigma$ e do máximo da carga σ_{max} . No método SN, é comum quantificar esta dupla dependência por meio das componentes alternada σ_a e média σ_m . A influência de cada uma destas componentes é quantificada por curvas típicas, que denotam o lugar geométrico das combinações $\sigma_a\sigma_m$ que causam o mesmo dano à peça. Estas curvas são utilizadas como complemento à curva de Wöhler, que é obtida em geral com $\sigma_m = 0$ [2].

As regras tradicionais usadas para ajustar dados $\sigma_a\sigma_m$ experimentais quando $\sigma_m > 0$ são:

Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_R} = 1 \quad (2-29)$$

Gerber:

$$\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \left(\frac{\sigma_m}{S_R} \right)^2 = 1 \quad (2-30)$$

Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_F(N)} + \frac{\sigma_m}{S_E} = 1 \quad (2-31)$$

Como todos os pontos de uma curva $\sigma_a \sigma_m$ têm a mesma vida à fadiga, pode-se calcular por Goodman a tensão totalmente alternada σ_{aeq} que causaria na peça o mesmo dano que a combinação de tensões alternada e média σ_a, σ_m .

$$\sigma_{aeq} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_R}} \quad (2-32)$$

Assim, calcula-se a vida correspondente à cada carga $\sigma_{a_i}, \sigma_{m_i}$ usando a curva de Wöhler das cargas com $\sigma_m = 0$, através da equação:

$$N_i = C(\sigma_{aeq_i})^{-B} \quad (2-33)$$

2.4

Terceira etapa: Análise do Dano à Fadiga

O conceito de dano pode ser associado a qualquer perda parcial da funcionalidade de uma peça ou equipamento e é descrito por uma variável numérica $0 \leq D \leq 1$. Uma forma bastante conveniente para definir dano em fadiga é associá-lo à vida ou ao número de ciclos que uma peça resiste. Cada um dos carregamentos $\sigma_{a_i}, \sigma_{m_i}$ causa um dano D_i , que gasta parte da vida de uma peça. Assim, o dano causado por cada evento de carga pode ser quantificado por:

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (2-34)$$

onde n_i é o número de ciclos em que o i -ésimo evento atuou na peça, e N_i o número de ciclos que a peça duraria se apenas aquele evento nela atuasse. Assim, assumindo independência entre os vários eventos da carga, a regra de Palmgren-Miner prevê a falha quando a soma dos danos atingir o dano crítico $D = 1$:

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = 1 \quad (2-35)$$

2.4.1

Método rainflow

Nas cargas complexas, o dano por fadiga pode ser causado por cada uma das variações da sua amplitude, quantificadas pela sequência $\sigma_{max(i)}, \sigma_{max(i+1)}, \sigma_{max(i+2)}, \dots$ dos seus picos e vales, ou então por uma tabela de três colunas $n_i, \sigma_{a_i}, \sigma_{m_i}$ contendo o número de ciclos n_i durante os quais

atuaram as componentes σ_{a_i} e média σ_{m_i} de cada i -ésimo evento da carga. O método rainflow, proposto por Matsuishi e Endo [11] [12], é a maneira ótima de contar todos os eventos da carga e se baseia nas seguintes regras:

1. Numerar sequencialmente todos os picos e vales do carregamento;
2. Iniciar a contagem em sequência de cada pico e de cada vale, e pará-la ao encontrar:
 - a) um pico maior ou igual (ou um vale menor ou igual) do que o ponto inicial;
 - b) uma contagem iniciada anteriormente; ou
 - c) acabar a história do carregamento
3. Contar 1/2 ciclo entre o vale (ou pico) inicial e o maior (menor) pico (vale) encontrado na contagem e associá-lo às componentes alternada e média da tensão dadas por:

$$\sigma_{a_i} = \frac{|\sigma_{max} - \sigma_{min}|_i}{2}$$

$$\sigma_{m_i} = \left[\frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \right]_i \quad (2-36)$$

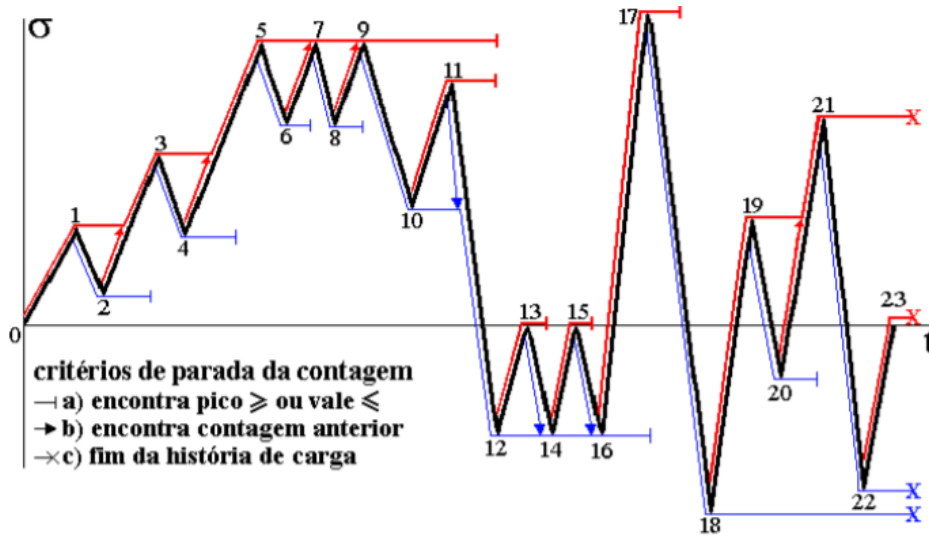


Figura 2.5: Exemplo de contagem rainflow [2].

3

Desenvolvimento do trabalho

Como visto no capítulo 1, o objetivo deste Projeto de Conclusão de Curso é estudar a vida em fadiga de rolamentos de pás de aerogeradores utilizados na indústria de energia eólica. Para isso, no capítulo 2, foi realizada uma breve revisão bibliográfica de conceitos da Mecânica considerados importantes para o completo entendimento e desenvolvimento da proposta.

Neste capítulo, é abordado o desenvolvimento do método para estimar a vida em fadiga do componente. São discutidas as formas de desenvolvimento deste trabalho, os instrumentos utilizados e os procedimentos experimentais envolvidos.

3.1

Descrição do componente e de suas condições de serviço

A peça analisada é um rolamento radial de duas carreiras de esferas. Esse rolamento atua na conexão entre a pá e o *hub* de um aerogerador em operação no Brasil, permitindo a alteração do ângulo de *pitch* da pá, que mantém sua velocidade de rotação e a potência gerada dentro dos limites de operação. A Figura 3.1 mostra um arranjo típico de rolamento de *pitch*, em que o anel interno e o anel externo estão conectados à pá e ao hub, respectivamente.

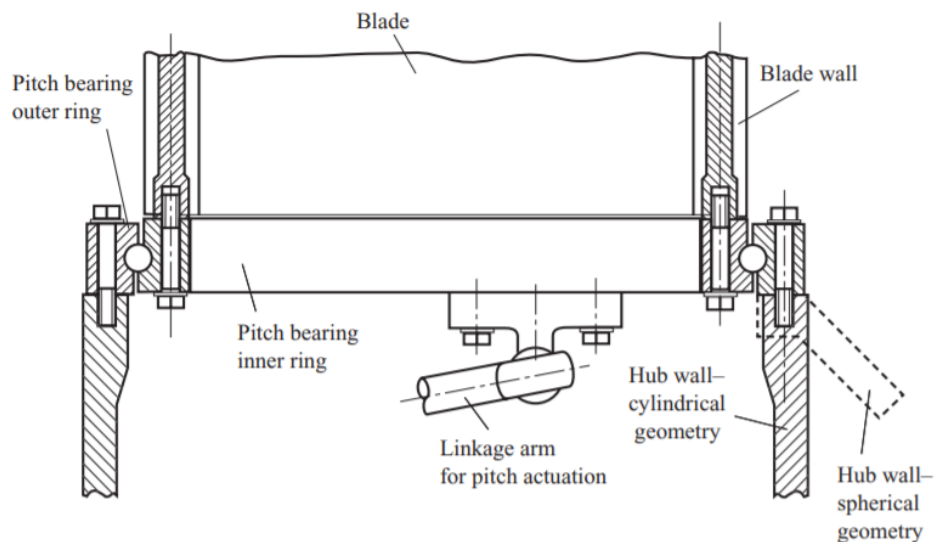


Figura 3.1: Arranjo típico de *pitch bearing* de uma carreira simples de esferas em aerogerador [4].

O fabricante do rolamento em questão forneceu algumas de suas características técnicas, listadas na Tabela 3.1:

Material	liga de aço 42CrMo4 (AISI 4140)
Tratamento térmico	temperado e revenido
Dureza das pistas	59 ± 4 HRc

Tabela 3.1: Especificações técnicas fornecidas pelo fabricante.

Sem posse dos desenhos de projeto do fabricante do rolamento, a geometria estudada foi adquirida com medições de um espécime que saiu de operação após trincar sob apenas 3 anos de cargas normais de operação. A geometria utilizada foi validada com a construção de um desenho em Solidworks (Figuras 3.3, 3.4 e 3.5) e comparação do peso obtido no software com aquele disponível na placa de especificações do rolamento trincado. O erro encontrado foi menor que 1%.



Figura 3.2: Imagens do rolamento trincado, que saiu de operação e serviu de base para as medidas de geometria utilizadas.

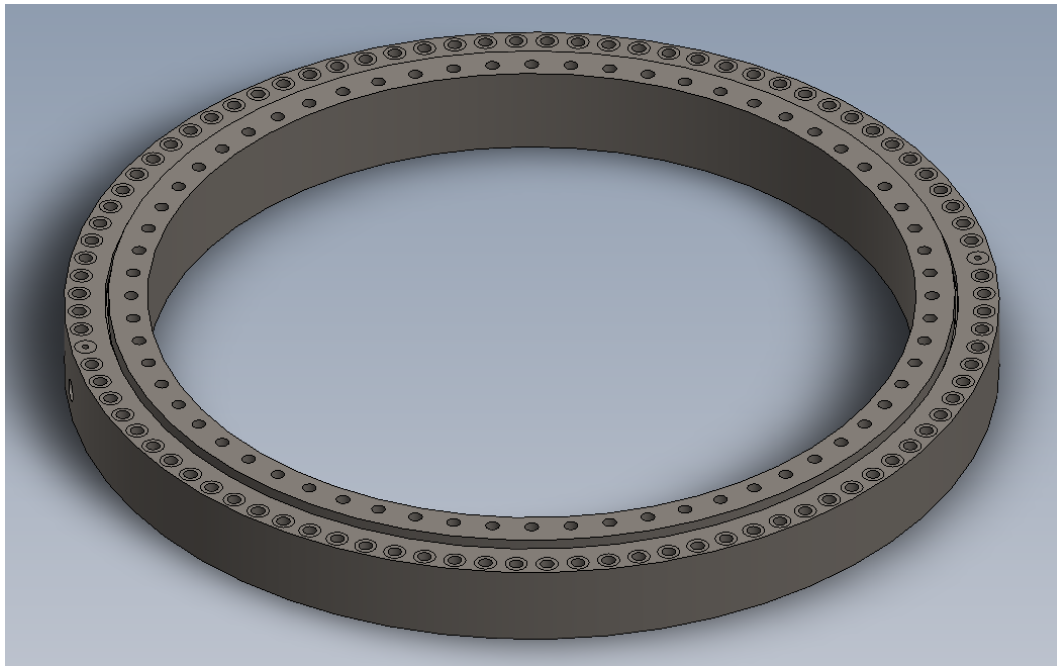


Figura 3.3: Desenho em SolidWorks desenvolvido através das medidas obtidas.

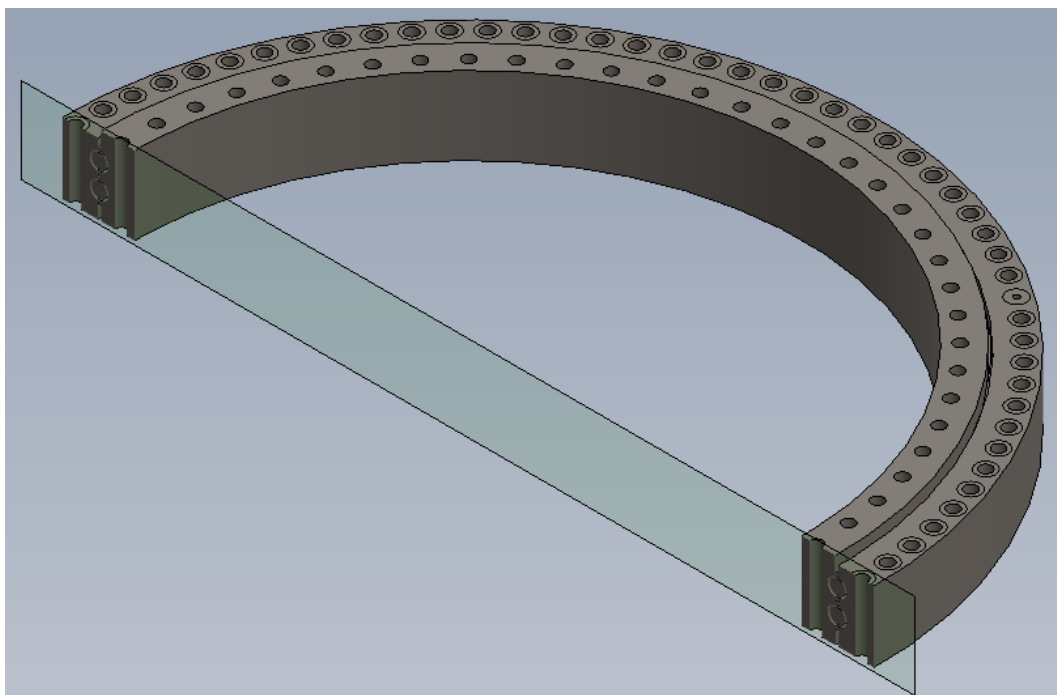


Figura 3.4: Seção do desenho do rolamento modelado em SolidWorks.

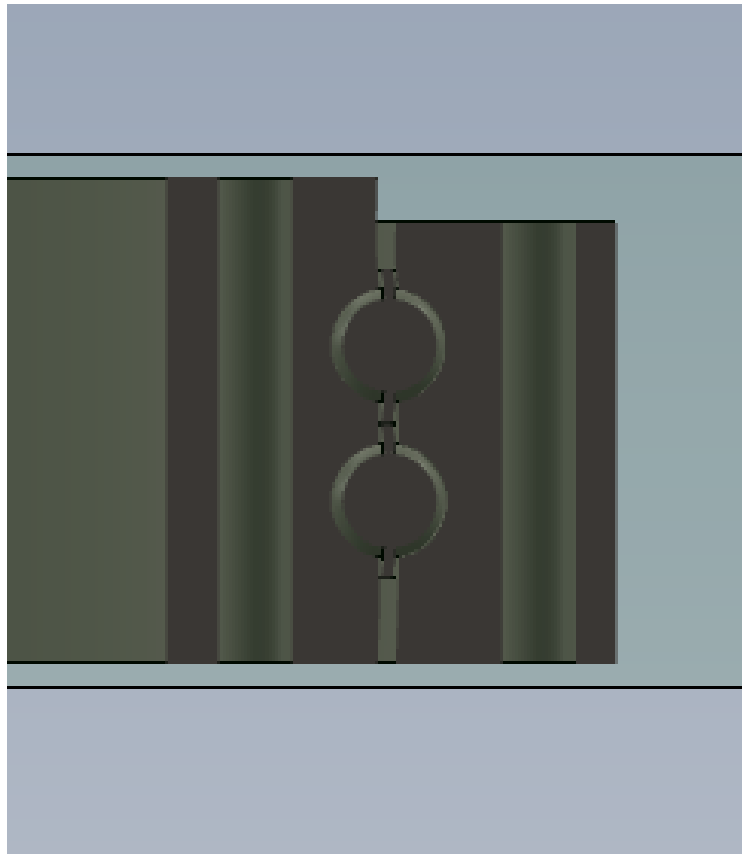


Figura 3.5: Detalhe das pistas externa e interna do rolamento modelado

3.2

Aquisição do histórico de tensões

Como as cargas de operação do rolamento estudado, apesar de uniaxiais, são extremamente complexas, o histórico de tensões foi medido, e não modelado. Para isso, foi utilizada a técnica experimental de extensimetria, numa campanha de medição que se iniciou em 05/08/2019 e teve um mês de duração.

A extensimetria é uma técnica que utiliza circuitos elétricos com células de carga para obter informações e monitorar as deformações e tensões às quais um corpo está submetido. Os sensores utilizados (*strain gages*) possuem filamentos cuja resistência elétrica é proporcional à deformação aplicada. Assim, a deformação no componente provoca uma variação de resistência elétrica [Ω] do extensômetro e, conseqüentemente, uma variação de tensão [V] no circuito.

Então, um sinal elétrico (análogo) é transmitido pelo extensômetro por cabos elétricos até um amplificador de sinais e enviado para um conversor A/D, que transforma o sinal analógico em digital, podendo assim ser interpretado e manipulado por um microcomputador (*datalogger*). Usando um *software* específico, esse microcomputador manipula os sinais de tensão [V], transformando-

os em medidas de deformação $[mm/mm]$ e realiza a comunicação entre o sistema e o usuário.

No caso estudado, a instrumentação foi realizada em um rolamento em operação por empresa qualificada, seguindo as seguintes etapas:

- desengraxamento da superfície, utilizando acetona ou produtos próprios para a extensometria;
- abrasão da superfície, removendo substâncias aderentes como tintas e coberturas galvanizadas, além de fornecer uma rugosidade adequada para o processo;
- demarcação de linhas de referência para orientação dos *strain gages*;
- condicionamento químico, onde é retirado qualquer vestígio de óxido e sujeiras;
- colagem do extensômetro, seguindo o procedimento específico para o tipo de adesivo aplicado.

O rolamento estudado foi instrumentado com 10 extensômetros uniaxiais, instalados conforme a Figura 3.6.

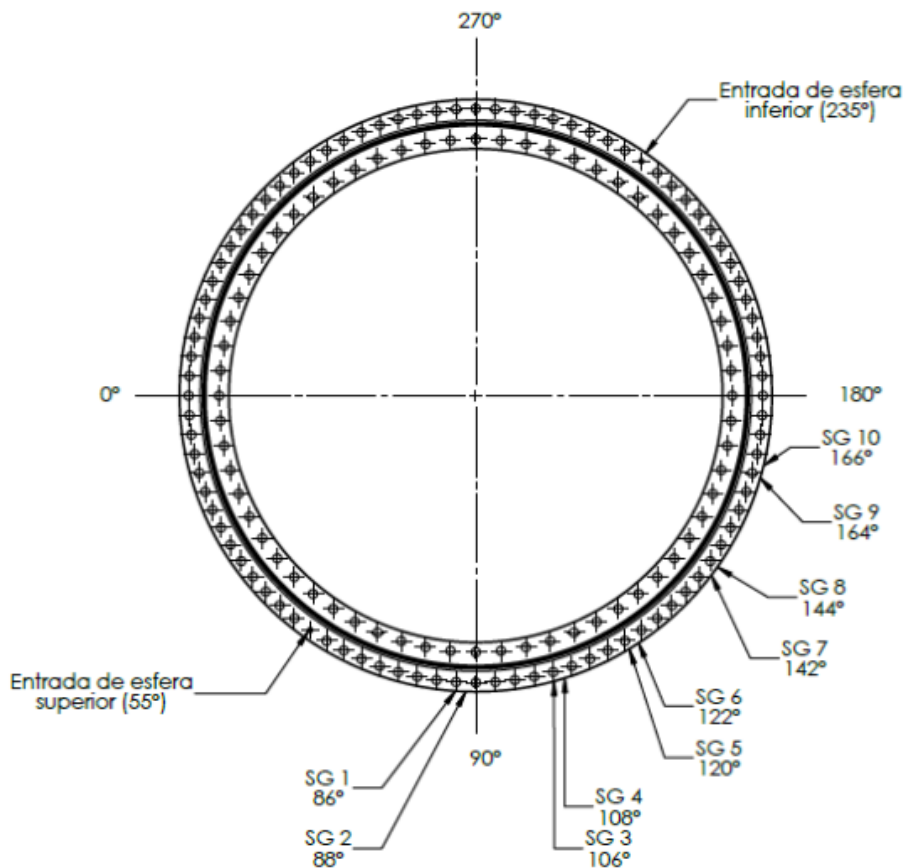


Figura 3.6: Posições em que foram instalados os extensômetros no rolamento estudado. Imagem concedida pela empresa responsável pela instrumentação.

A Figura 3.6 mostra a vista superior do rolamento quando a pá faz um ângulo de 90° com o solo, em *pitch* 0° . Assim, o ângulo identificado como 0° indica a posição da nacele, enquanto o ângulo 180° indica a posição do nariz do aerogerador. As posições de instrumentação foram assim definidas porque a maior parte das trincas identificadas nos aerogeradores desse parque ocorreram entre os ângulos 90° e 180° do rolamento.

Além disso, os extensômetros foram posicionados na pista externa, ortogonalmente à direção de propagação da trinca, para que pudessem medir a deformação na direção da tensão máxima σ_{max} . Essa tensão é causada tanto pelo carregamento do vento, quanto pelo peso da própria pá.

A frequência de aquisição de dados da campanha foi de 20 Hz e os dados foram disponibilizados em nuvem. De posse do histórico de deformações de cada ponto analisado, pôde-se aplicar a Lei de Hooke, descrita na Equação 2-13, para se obter o histórico de tensões associado a cada ponto instrumentado. Como o carregamento é, por hipótese, uniaxial, a Lei de Hooke se reduz a $\sigma = E\varepsilon$ e as tensões não precisam ser combinadas pelos critérios de Mises ou Tresca.

3.3

Cálculo do fator de concentração de fadiga

Utilizando-se de uma modelagem do rolamento por meio do método dos elementos finitos, feita por uma empresa independente, foi encontrado um fator de concentração de tensões $K_t = 5,12$ entre o ponto crítico (região de menor seção resistente da superfície interna de um furo de fixação) e o extensômetro mais solicitado. Estimando, conservadoramente, uma sensibilidade ao entalhe de $q = 1$, o fator de concentração à fadiga no ponto crítico é dado então por $K_f = K_t = 5,12$. Após multiplicar o histórico de tensões obtido no extensômetro mais solicitado por esse fator, foi possível obter o histórico de tensões no ponto crítico, que será utilizado na contagem *rainflow* para a análise de dano.

3.4

Contagem Rainflow

Por meio da função *rainflow* do MATLAB, que se baseia na ASTM Standard E 1049 [12], pôde-se obter a gama de tensão $\Delta\sigma_i$ e a tensão média σ_{m_i} de cada $1/2$ ciclo (entre vale e pico) do histórico de tensões avaliado. Fazendo $\sigma_{a_i} = \Delta\sigma_i/2$ e usando Goodman (Equação 2-29), obtém-se a tensão alternada equivalente σ_{aeq_i} de cada meio ciclo, que causaria na peça o mesmo dano que a combinação de tensões σ_{a_i} e σ_{m_i} .

Para calcular o número de ciclos N associado à cada tensão totalmente alternada $\sigma_{a_{eq}}$, faz-se necessário primeiro definir a curva SN da peça analisada.

3.5

Obtenção da curva SN

Na ausência de resultados experimentais específicos, a curva SN do material foi obtida a partir das estimativas descritas no Capítulo 2. O procedimento é detalhadamente explicado a seguir.

De posse da dureza Rockwell C do material (Tabela 3.1), estima-se sua dureza Brinell usando a Equação 2-8. Sua resistência à ruptura S_R é então calculada pela Equação 2-7. Assim, utilizando o valor conservativo de 55 HRc para a dureza, obtém-se:

$$S_R = 1870 \text{ MPa} \quad (3-1)$$

Utilizando a Equação 2-6, estima-se a resistência à fadiga de um CP padronizado do aço AISI 4140 estudado, como:

$$\begin{cases} S'_L(10^6) = 700 \text{ MPa} \\ S_F(10^3) = 0,67S_R = 1253 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3-2)$$

Essa resistência à fadiga é modificada pelos efeitos descritos na Seção 2.2.2. Sabendo que o ponto crítico é polido, tem-se pela Tabela 2.1 que o fator de acabamento superficial é $k_a = 1$. Por sua vez, sabendo que a menor dimensão da peça é superior à 8 mm, tem-se pela Equação 2-11 o fator de tamanho $k_b = 0,9$. Por último, com uma temperatura de trabalho de $\Theta_t \approx 40^\circ\text{C}$, o fator de temperatura $k_\theta = 1,009$ é obtido usando a Equação 2-12.

Assim, estima-se a resistência à fadiga da peça por meio das Equações 2-10 e 2-9, obtendo:

$$\begin{cases} S_L(10^6) = k_a k_b \cdot 700 = 1 \cdot 0,9 \cdot 700 = 630 \text{ MPa} \\ S_F(10^3) = k_\theta \cdot 0,67S_R = 1,009 \cdot 0,67 \cdot 1870 = 1264 \text{ MPa} \end{cases} \quad (3-3)$$

De posse de S_L e S_F , podemos obter o expoente B e a constante C da curva SN a partir de equações derivadas diretamente da Equação 2-1, *i.e.*:

$$B = \frac{\log \frac{N_L}{N_F}}{\log \frac{S_F}{S_L}} = 9,9191 \quad (3-4)$$

$$C = N_F S_F^B = 5,8474 \cdot 10^{33} \quad (3-5)$$

Assim, utilizando a aproximação de Haibach (Equação 2-2) para $N > N_L$, obtém-se a curva SN da peça:

$$S_F = \begin{cases} CN^{-B} , & \text{se } N < 10^6 \\ CN^{2B-1} , & \text{se } N \geq 10^6 \end{cases} \quad (3-6)$$

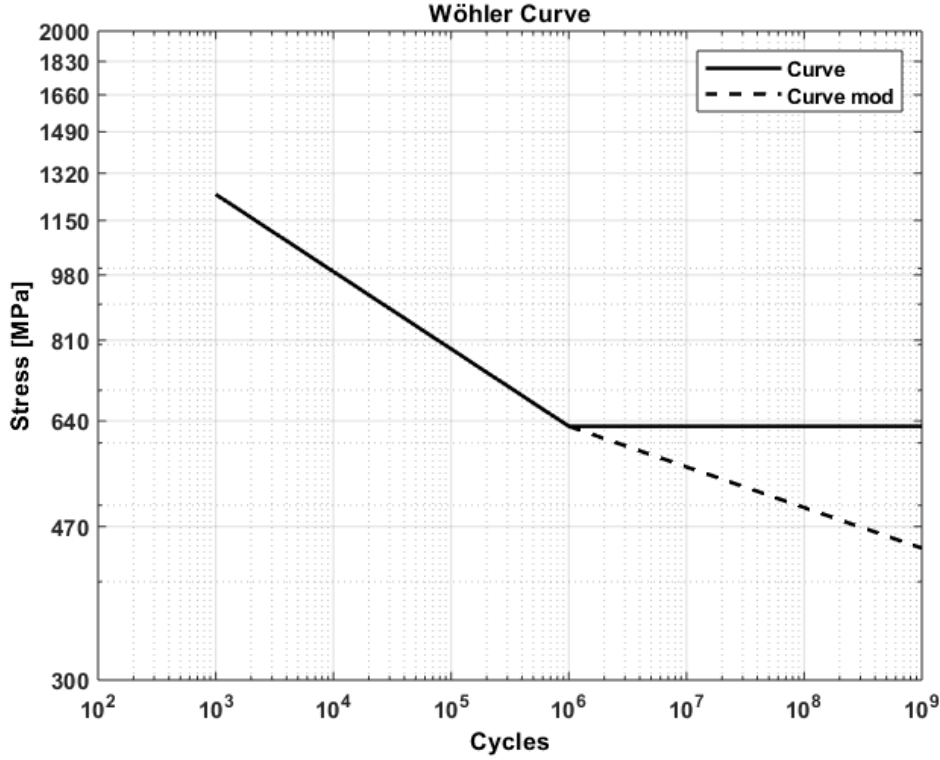


Figura 3.7: Curva SN do material em escala log-log, obtida por meio de estimativas a partir de sua dureza.

3.6

Análise do dano

De posse da curva SN da peça e da contagem *rainflow* obtida a partir do histórico de tensões no ponto crítico, pode-se obter, para cada evento i , o número de ciclos N_i que a peça duraria se apenas aquele evento nela atuasse, utilizando as Equações SN 2-1 e 2-2, ou seja:

$$N_i = \begin{cases} C\sigma_{eq_i}^{-B} , & \text{se } \sigma_{eq_i} < S_F \\ C\sigma_{eq_i}^{-B+1} , & \text{se } \sigma_{eq_i} \geq S_F \end{cases} \quad (3-7)$$

Calcula-se então o dano causado pelo histórico completo de tensões fazendo o somatório dos danos D_i associados a cada evento i , calculados a partir da Equação 2-34.

4

Resultados e Conclusões

Os primeiros resultados encontrados no desenvolvimento desse projeto foram as medições da geometria do rolamento adquiridas *in loco* e os resultados da modelagem de elementos finitos, desenvolvida por empresa independente. A divulgação desses resultados, entretanto, não poderá ser realizada por questões de confidencialidade solicitadas pelos donos do empreendimento eólico.

Os resultados encontrados na estimativa das propriedades relativas ao material do rolamento estão resumidos na Tabela 4.

Tabela 4.1: Resumo dos principais resultados encontrados nas estimativas de propriedades mecânicas.

Extensômetro mais solicitado	SG8
Fator de concentração à fadiga	$K_f = 5, 12$
Módulo de elasticidade à tração	$E = 201 \text{ GPa}$
Limite de resistência à ruptura	$S_R = 1870 \text{ MPa}$
Limite de resistência ao escoamento	$S_E = 1712 \text{ MPa}$
Resistência à fadiga associada a 1000 ciclos	$S_F(10^3) = 1264 \text{ MPa}$
Limite de resistência à fadiga, associado a 10^6 ciclos	$S_L(10^6) = 630 \text{ MPa}$
Expoente da curva de Wohler	$B = 9, 9191$
Constante da curva de Wohler	$C = 5, 5474 \cdot 10^{33}$

Para um aço AISI 4140 temperado e revenido, endurecido até 55 HRc, os valores encontrados para as propriedades mecânicas listadas são coerentes. Vale ressaltar que esse aço tem composição 0,8% a 1,1% de Cr e 0,15% a 0,25% Mo, que confere alta resistência com tenacidade muito alta em durezas de até 320 HB [2].

A série temporal de tensões obtidas na campanha de um mês para o ponto crítico da peça (já multiplicada pelo K_f obtido pelo MEF) contém mais de 42 milhões de dados e pode ser vista na Figura 4.1.

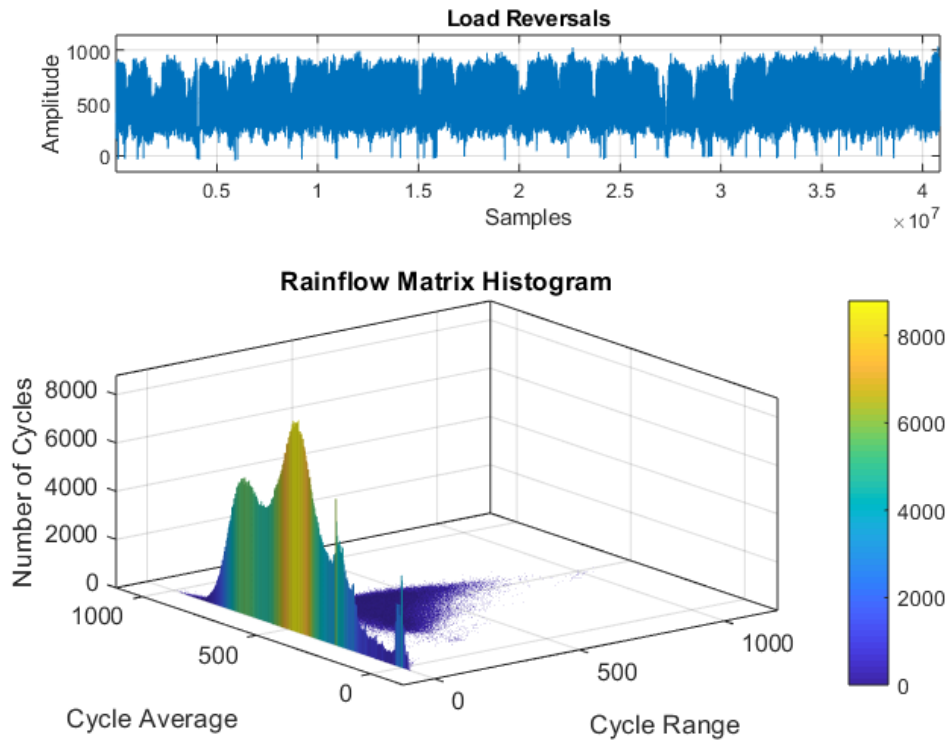


Figura 4.1: Resultado da função *rainflow* do MATLAB para o histórico de tensões no ponto crítico.

A Figura 4.1 mostra o resultado gráfico da função *rainflow* do MATLAB e é dividida em duas partes. O primeiro gráfico mostra o histórico de tensões filtrado para evidenciar apenas os carregamentos reversíveis, utilizados para a contagem *rainflow*. Já o segundo, mostra um histograma 2D com a distribuição de frequência de cada par $\sigma_m, \Delta\sigma$.

Pode-se inferir que a tensão macroscópica máxima ($\sigma_{max} = 1033$ MPa) no ponto crítico não ultrapassa a resistência ao escoamento ($S_E = 1712$ MPa) do material. Portanto, as tensões que agem sobre o ponto crítico da peça são macroscopicamente elásticas, o que valida a aplicação do método SN (Seção 2.1) e a utilização da Lei de Hooke (Equação 2-13).

Do histograma apresentado na Figura 4.1, pode-se perceber que a maior parte das tensões que agem no ponto crítico tem a gama $\Delta\sigma$ próxima de zero. Isso parece estar de acordo com as conclusões apresentadas em outros estudos realizados a partir de medições induzidas pelo carregamento do vento, a exemplo de [13]. No estudo mencionado, que analisa a vida em fadiga da estrutura de uma torre de aerogerador, conclui-se que apenas 5% do carregamento analisado é superior ao limite de resistência à fadiga do material e realmente induz algum dano de fadiga (supõe-se a existência do limite de

resistência à fadiga do material, constante após 10^6 ciclos). Isso nos encoraja a utilizar a aproximação de Haibach para vidas longas, com o perigo de pecar, pelo menos, para o lado da segurança.

A análise de vida em fadiga resultou em um dano total $D = 5,4619 \cdot 10^{-5}$ para a série temporal analisada. Assim, se supuséssemos que o carregamento analisado é representativo atemporal das condições de operação, poderíamos estimar uma vida de 1525 anos para o rolamento estudado ou um dano de apenas $D = 0,0131$ para 20 anos de operação do aerogerador. Entretanto, essa suposição está longe de ser verdadeira e é, de fato, extremamente perigosa de ser realizada. Isso porque a distribuição anual das velocidades de vento não é similar à distribuição do mês de agosto e nem mesmo a distribuição anual é representativa da distribuição de 20 anos.

Além disso, as contribuições de eventos de parada de emergência da máquina não podem ser negligenciadas, especialmente quando estão relacionadas à ultrapassagem do limite de velocidade de vento permitido para operação (nesses casos, a máquina sofre parada de emergência e retorna sob condições ainda altas de carregamento, o que resultaria num $\Delta\sigma$ bem significativo, com potencial para alta contribuição de dano). De fato, Loraux e Brühwiler [13] identificaram que os 5% do carregamento analisado que contribuíam para dano à fadiga estavam relacionados principalmente a esse tipo de evento, que não é bem representado em campanhas de medição tão curtas como a aqui realizada.

Dessa forma, a principal conclusão que se pode obter desse estudo é que o dano associado ao carregamento analisado, correspondente ao mês de agosto de 2019, é de $D = 5,4619 \cdot 10^{-5}$ para o ponto crítico. A extrapolação desse dano para o dano correspondente a pelo menos 20 anos do aerogerador necessitaria fortemente de uma campanha de medição mais longa. Na indústria eólica, só se considera uma série representativa do vento local se pelo menos 1 ano de dados é coletado (mas nenhum projeto eólico pode participar de Leilões, por exemplo, se não houver 3 anos de dados que justifiquem seu potencial eólico).

Vale ressaltar ainda que contribuições de concentração de tensões introduzidas por fatores externos, que não podem ser mensurados pelo modelo de elementos finitos (como pontos de alta oxidação próximos ao ponto crítico) não estão bem representadas no modelo estudado. Para melhor representá-las, o espécime pelo qual foi adquirida a geometria da peça foi levado à laboratório para análise fractográfica por MEV e EDS (além de análise química por espectroscopia de emissão óptica e ensaios mecânicos de tração e dureza, para verificação das propriedades utilizadas). Entretanto, até a data de entrega deste Projeto, os resultados destas análises ainda não haviam sido entregues pelo laboratório.

Para o desenvolvimento de trabalhos futuros nesse tema, sugere-se:

1. a realização de inspeção detalhada de todos os rolamentos em que foram identificadas trincas desde o início da operação do parque, para que o modelo desenvolvido se aproxime ainda mais da realidade;
2. a análise metalúrgica de uma falha similar, com análise química por espectroscopia de emissão ótica, ensaios mecânicos de tração e dureza e, principalmente, análise fractográfica por MEV e EDS;
3. uma campanha de medição prolongada, para aquisição de séries temporais que possam ser extrapoladas;
4. que seja estabelecida uma correlação entre as medições de deformação e séries temporais de velocidade e turbulência do vento;
5. a utilização de dados de sistema *SCADA*¹ para identificação de eventos de parada de emergência e análise de seu dano.

¹Sistema de controle de supervisão de turbinas e aquisição de dados (SCADA).

Referências Bibliográficas

- [1] T. M. M.; MOURA A. P. FILGUEIRAS, A. R.; BRANCO. *Modelagem do Rotor de Turbina Eólica para utilização em fluxo de carga*. SNPTEE: Seminário Nacional de Produção e Transmissão de Energia Elétrica, 2007.
- [2] CASTRO JTP; MEGGIOLARO MA. *Fadiga - Técnicas E Práticas De Dimensionamento Estrutural Sob Cargas Reais De Serviço: Iniciação De Trincas*. CreateSpace Independent Publishing Platform, 2009.
- [3] N.E. DOWLING. *Mechanical Behavior of Materials: Engineering Methods for Deformation, Fracture, and Fatigue*. Pearson Prentice Hall, 2007.
- [4] A; SHARPE D; BOSSANYI E." "JENKINS, N.; BURTON. *"Wind Energy Handbook"*. John Wiley and Sons Ltd, United Kingdom, 2001.
- [5] R.G. SHIGLEY, J.E.; BUDYNAS. *Mechanical Engineering Design*. McGraw-Hill series in mechanical engineering. McGraw-Hill, 2011.
- [6] HAIBACH E. *Modified Linear damage accumulation hypothesis accounting for a decreasing fatigue strength during increasing fatigue damage*. LBF TM Nr. 50. Darmstadt, Alemanha, 1970.
- [7] R.C. JUVINALL. *Stress, strain, and strength*. 1967.
- [8] R.B. HEYWOOD. *Designing against fatigue of metals*. Reinhold, 1962.
- [9] ASM International Handbook Committee. *ASM Handbook: Mechanical testing and evaluation*. ASM International, 2000.
- [10] R.C. JUVINALL. *Fundamentals of Machine Component Design*. John Wiley and Sons Canada, Limited, 1983.
- [11] MATSUISHI M.; ENDO T. *Fatigue of metals subject to varying stresses*. *Japan Society of Mechanical Engineers*, 1968.
- [12] ASTM E 1049. *Practices for cycle counting in fatigue analysis*. ASTM Standards, 1985.
- [13] LORAUX C; BRÜHWILER E. *The use of long term monitoring data for the extension of the service duration of existing wind turbine support structures*. *Journal of Physics: Conference Series* 753 - IOP Publishing, 2016.