

Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Engenharia Aeroespacial

**Análise de fadiga de uma pá de turbina eólica submetida a um carregamento simplificado de Davenport utilizando a ferramenta computacional ANSYS**

Autor: Lidiane Laís Silva Santos

Orientador: Dra. Maura Angelica Milfont Shzu

Brasília, DF

2022



Lidiane Laís Silva Santos

**Análise de fadiga de uma pá de turbina eólica submetida a um carregamento simplificado de Davenport utilizando a ferramenta computacional ANSYS**

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia Aeroespacial) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Aeroespacial).

Universidade de Brasília - UnB

Faculdade UnB Gama - FGA

Orientador: Dra. Maura Angelica Milfont Shzu

Brasília, DF

2022

---

Lidiane Laís Silva Santos

Análise de fadiga de uma pá de turbina eólica submetida a um carregamento simplificado de Davenport utilizando a ferramenta computacional ANSYS/ Lidiane Laís Silva Santos. – Brasília, DF, 2022-

73 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Dra. Maura Angelica Milfont Shzu

Trabalho de Conclusão de Curso – Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA , 2022.

1. Fadiga. 2. MEF. I. Dra. Maura Angelica Milfont Shzu. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade UnB Gama. IV. Análise de fadiga de uma pá de turbina eólica submetida a um carregamento simplificado de Davenport utilizando a ferramenta computacional ANSYS

CDU 02:141:005.6

---

Lidiane Laís Silva Santos

# **Análise de fadiga de uma pá de turbina eólica submetida a um carregamento simplificado de Davenport utilizando a ferramenta computacional ANSYS**

Monografia submetida ao curso de graduação em (Engenharia Aeroespacial) da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em (Engenharia Aeroespacial).

Trabalho aprovado. Brasília, DF, 18 de dezembro de 2020:

---

**Dra. Maura Angelica Milfont Shzu**  
Orientador

---

**Dra. Suzana Moreira Ávila**  
Convidada 1

---

**Dra. Graciela Nora Doz de Carvalho**  
Convidada 2

Brasília, DF  
2022

**A Deus, toda honra e glória para sempre."Porque dele e por ele, e para ele,  
são todas as coisas."Romanos 11:36.**

*Dedico este trabalho aos meus pais que sempre me incentivaram a estudar,  
pois o conhecimento é um bem que nunca poderá nos ser tirado.*

# Agradecimentos

A Deus que até aqui me ajudou.

Agradeço a meus pais Iremar e Cristina e meus irmãos por todo incentivo à minha jornada acadêmica. Ao meu marido José, por todo apoio durante esse processo.

Agradeço a Mila Fernanda Esper pelo auxílio nas análises numéricas.

# Resumo

A maior parte dos elementos mecânicos estão submetidos a carregamentos variáveis ou cíclicos de forma que ao longo de sua vida algumas fibras sofrem efeitos decorrentes de flexões cíclicas. Mesmo que não ultrapasse o limite de escoamento, a variação da natureza dos esforços pode provocar falhas catastróficas. O presente trabalho faz uso de conceitos e metodologias para a análise da vida em fadiga em uma pá de turbina eólica do modelo VERNE 555 submetida a um carregamento de vento de Davenport. Para validação do procedimento de análise, utilizou-se a ferramenta *Fatigue tool* do ANSYS *Workbench* para análise numérica de uma viga engastada com uma extremidade livre submetida a um carregamento dinâmico e seus resultados foram confrontados com os obtidos em procedimento analítico. A boa concordância entre eles marca um importante passo para o avanço de análises em elementos mais complexos.

**Palavras-chaves:** Fadiga, Viga engastada-livre, Pá Eólica, Davenport.

# Abstract

Most modified elements are included in variable or cyclical loads so that throughout their lives they suffered side effects of cyclic bends. Even the young limit is not exceeded, varying of load can cause catastrophic failures. In this work concepts and methodologies for an analysis of fatigue life in a wind turbine blade of the model VERNE 555 subjected to a load of Davenport are taken into account. For validation of the analysis procedure, the Fatigue Tool from ANSYS Workbench was used for numerical analysis of a cantilever beam subjected to a dynamic load on its end point, than, the results were compared with those obtained in an analytical procedure. The good agreement between them marks is an important step towards the reference advance in more complex elements.

**Key-words:** Fatigue, Cantilever-beam, Wind Turbine Blade, Davenport Load.



# Lista de ilustrações

Figura 1 – Avião do modelo Comet I. Fonte: (FAA, 2020). . . . .	19
Figura 2 – Janelas do Comet recuperadas do mar mostram onde ocorreu a origem da falha. Fonte: (FAA, 2020). . . . .	19
Figura 3 – Acidente com a aeronave da Aloha Airlines em 28 de abril de 1988. Fonte: (FAA, 2020). . . . .	20
Figura 4 – Acidente com a nacele do aerogerador em Taikoyama. Fonte: (LIU, 2016). . . . .	20
Figura 5 – Turbina eólica de eixo horizontal. Fonte: (BRITO, 2008). . . . .	23
Figura 6 – Vista do interior da nacele de uma turbina eólica. Fonte: (BRITO, 2008). . . . .	24
Figura 7 – Pá de um aerogerador com variados perfis aerodinâmicos. Fonte: (HANSEN, 2008). . . . .	24
Figura 8 – (a) Torre tubular; (b) torre treliçada; (c) torre estaiada. Fonte: (MANWELL J. G. MCGOWAN, 2009). . . . .	25
Figura 9 – Carregamento causado pelo efeito gravitacional (Adaptado). Fonte: (HANSEN, 2008). . . . .	26
Figura 10 – Carregamento causado pelo efeito da inércia (Adaptado). Fonte: (HANSEN, 2008). . . . .	27
Figura 11 – Carregamento causado pelo efeito da inércia (Adaptado). Fonte: (HANSEN, 2008). . . . .	27
Figura 12 – Carregamento aerodinâmico. Fonte: (HANSEN, 2008). . . . .	28
Figura 13 – Carregamento aerodinâmico. Fonte: (HANSEN, 2008). . . . .	29
Figura 14 – Processo de falha por fadiga (Adaptado). Fonte: (CALLISTER, 2014). . . . .	29
Figura 15 – Falha por fadiga (Adaptado). Fonte: (CALLISTER, 2014). . . . .	30
Figura 16 – Telhado tipo <i>Pagoda Roof</i> (Adaptado). Fonte: (VIBRATIONDATA, 2012). . . . .	33
Figura 17 – (A) Sinal no tempo. (B) Método <i>Rainflow</i> . Fonte: (PASSOS, 2016). . . . .	33
Figura 18 – Fadiga no domínio do tempo. Fonte: (PASSOS, 2016) [Adaptado de (BISHOP, 2000)]. . . . .	34
Figura 19 – Modelo básico de curva S-N. Onde $S_a$ é a tensão de amplitude. Fonte: (PASSOS, 2016), (Adaptado). . . . .	35
Figura 20 – Curva S-N para materiais com limite de fadiga e materiais sem limite de fadiga. Fonte: (NORTON, 2013) . . . . .	35
Figura 21 – Fatores de segurança da curva S-N. Fonte: (DOWLING, 2012)(Adaptado). . . . .	37

Figura 22 – Tensões cíclicas: (a) alternada, (b) repetida e (c) pulsante. Fonte: (NORTON, 2013) . . . . .	38
Figura 23 – Curvas S-N a vários níveis de tensão média para uma liga de alumínio submetida a carregamento axial. $\sigma_{ar}$ é a amplitude de tensão quando a tensão média é zero. Fonte: (DOWLING, 2012). . . . .	40
Figura 24 – Curvas de falha para tensões pulsantes. Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	40
Figura 25 – Carga de vento segundo o espectro de Davenport para z=36,0m. Fonte: (RIOS, 2016). . . . .	42
Figura 26 – Análise de decisões <i>Fatigue Tool</i> (Adaptado). Fonte: (ANSYS.INC., 2006) . . . . .	44
Figura 27 – Árvore de decisões do módulo <i>Fatigue Tool</i> . O visto representa capacidades do módulo. Fonte: (ANSYS.INC., 2006). . . . .	44
Figura 28 – Método de Goodman. Fonte: (ANSYS.INC., 2006). . . . .	45
Figura 29 – Método de Sodeberg. Fonte: (ANSYS.INC., 2006). . . . .	45
Figura 30 – Método de Gerber. Fonte: (ANSYS.INC., 2006). . . . .	46
Figura 31 – Correção de tensão multiaxial. Fonte: (ANSYS.INC., 2006). . . . .	46
Figura 32 – Viga em análise. Fonte: O Autor. . . . .	48
Figura 33 – Região de fadiga de alto ciclo. Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	49
Figura 34 – Fórmulas para áreas sob tensão (95%). Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	50
Figura 35 – Elemento <i>Solid186</i> . Fonte: (ANSYS, 2018b). . . . .	53
Figura 36 – Detalhe da malha. Fonte: O Autor. . . . .	54
Figura 37 – Curva S-N. . . . .	54
Figura 38 – Turbina eólica Enersud VERNE 555. Fonte: (MORAIS, 2017). . . . .	55
Figura 39 – Pá Enersud VERNE 555. Fonte: (MORAIS, 2017). . . . .	55
Figura 40 – Esquema da pá eólica (a) sem reforço; (b) com reforço. Fonte: O autor. . . . .	56
Figura 41 – Malha da pá sem reforço. Fonte: O Autor. . . . .	57
Figura 42 – Elemento <i>Shell181</i> . Fonte: (ANSYS, 2018a). . . . .	57
Figura 43 – Elemento <i>Solid185</i> . Fonte: (ANSYS, 2018a). . . . .	58
Figura 44 – (a) Malha da pá com reforço. (b) Vista ampliada. O Autor. . . . .	58
Figura 45 – Local de aplicação da carga (Adaptado). Fonte: Hansen (2008). . . . .	59
Figura 46 – Carregamento de Davenport. . . . .	59
Figura 47 – Curvas S-N do Alumínio e do compósito Epóxy/fibra de vidro E. . . . .	60
Figura 48 – (a) Tensão de Von-Mises; (b) Vida em fadiga; (c) Fator de segurança. . . . .	61
Figura 49 – Distribuição de tensões nos modelos de pá. . . . .	63
Figura 50 – Comparações dos resultados para (a) análise sem correção da tensão média e (b) análise com o método de correção de Goodman. . . . .	64
Figura 51 – Matriz Rainflow para a pá sem reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e ciclos; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada. . . . .	66

Figura 52 – Matriz Rainflow para a pá com reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e ciclos; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada. . . . .	67
Figura 53 – Matriz de dano para a pá sem reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e dano; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada. . . . .	68
Figura 54 – Matriz de dano para a pá sem reforço.(a) Relação entre tensão média, tensão alternada e dano; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada. . . . .	69

# Lista de tabelas

Tabela 1 – Propriedades do Aço ASTM A36. Fonte: (MARQUES, 2017) . . . . .	48
Tabela 2 – Fatores de correção para carregamento. Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	50
Tabela 3 – Condições para análise de fator de correção de tamanho. Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	51
Tabela 4 – Coeficientes de fatores de superfície considerando análise com dados em MPa. Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	51
Tabela 5 – Fatores de confiabilidade para desvio padrão de 8%. Fonte: (NORTON, 2013). . . . .	52
Tabela 6 – Parâmetros da Curva S-N. . . . .	54
Tabela 7 – Propriedades mecânicas dos materiais da pá. Fonte: (P.QIAO, 2004) e Biblioteca do ANSYS. . . . .	56
Tabela 8 – Comparação das análises. . . . .	62
Tabela 9 – Resultados das análises utilizando os dois modelos de pás. . . . .	63
Tabela 10 – Comparação das análises com correção e sem correção da tensão média para a pá sem reforço. . . . .	65
Tabela 11 – Comparação das análises com correção e sem correção da tensão média para a pá com reforço. . . . .	65

# Lista de abreviaturas e siglas

MEF	Método dos Elementos Finitos
FAC	Fadiga de Alto Ciclo
FRF	Função Resposta em Frequência
GDL	Graus de Liberdade
LCF	<i>Low Cycle Fatigue</i>
HCF	<i>High Cycle Fatigue</i>
IEC	<i>International Electrotechnical Commission</i>
NBR	Norma Brasileira
TEEV	Turbina Eólica de Eixo Vertical
TEEH	Turbina Eólica de Eixo Horizontal

# Lista de símbolos

$D_i$	Dano acumulado de Palmgren-Miner
$n_i$	Número de ciclos atuantes na estrutura
$N_i$	Número de ciclos que o material aguentaria
$\sigma_i$	Amplitude de tensão
$\Sigma_i$	Somatório
$D$	Dano acumulado para vários níveis de tensão
$S'_e$	Limite de fadiga
$S'_f$	Resistência à fadiga
$S_e$	Limite de fadiga corrigido
$S_f$	Resistência à fadiga corrigida
$S_{ut}$	Tensão última
$S_m$	Resistência do material
$S_y$	Limite de escoamento
$S(N)$	Resistência à fadiga em função do número de ciclos
$N$	Número de ciclos
$a$ e $A$	Constante da relação de Basquin
$b$ e $B$	Coefficiente da relação de Basquin
$N_f$	Número de ciclos até a falha
$CS_f$	Coefficiente de segurança de fadiga
$X_S$	Fator de segurança para tensão
$X_N$	Fator de segurança para vida
$S_n$	Resistência à fadiga corrigida
$\sigma'$	Tensão de von Mises

$S_a$	Tensão de amplitude
$I$	Momento de inércia da seção transversal
$t$	Tempo
$m$	Massa
$\Delta\sigma$	Intervalo de tensão
$\sigma_a$	Amplitude de tensão
$\hat{\sigma}_a$	Nível de tensão
$\widehat{N}$	Número de ciclos para determinado nível de tensão
$\hat{\sigma}_{a1}$	Nível de tensão para a falha
$\widehat{N}_{f2}$	Número de ciclos para a falha
$\sigma_m$	Tensão média
$\sigma_{max}$	Tensão máxima
$\sigma_{min}$	Tensão mínima
$R$	Razão de tensão
$A_{mp}$	Razão de amplitude de tensão
$k_i$	Fator de correção para o $i$ -ésimo efeito
$d_{equiv}$	Diâmetro equivalente para fator de tamanho
$A_{95}$	Valor tabelado para área sob tensão 95%
$d$	Diâmetro
$T$	Temperatura
$C_{carreg}$	Fator de correção de carregamento
$C_{tam}$	Fator de correção de tamanho
$C_{sup}$	Fator de correção de superfície
$C_{conf}$	Fator de correção de confiabilidade
$\sigma_{nom}$	Tensão nominal
$V(z, t)$	Função da carga resultante do vento

$V_0$	Velocidade básica do vento
$\bar{V}_p$	Velocidade de projeto
$\bar{V}_z$	Velocidade em função da altura
$S_1$ e $S_3$	Coefficientes do tipo de terreno e utilização de estrutura
$b_1$ e $p$	Parâmetros do vento
$\sigma_v^2$	Densidade espectral
$f$	Frequência
$S^v(f)$	Densidade espectral da componente longitudinal da turbulência
$u_*$	Velocidade de fricção
$z_0$	Comprimento de rugosidade
$X_1$	Frequência adimensional
$k$	Constante para cálculo da velocidade de fricção
$T_{orque}$	Torque
$\theta_{cone}$	Ângulo de cone
$F_c$	Força centrífuga
$r$	raio
$\omega$	Velocidade angular
$M_{flap}$	Momento fletor
$M_{tilt}$	Momento de inclinação do rotor
$p_N$	Força normal
$R_T$	Raio total
$f_{escala}$	Fator de escala
$P_{med}$	Pontos medidos
FS	Fator de segurança



# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>18</b>
1.1	Contextualização	18
1.2	Justificativa	19
1.3	Objetivo Geral	21
1.3.1	Objetivos Específicos	21
1.4	Metodologia	22
1.5	Organização do Trabalho	22
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>23</b>
2.1	Turbinas Eólicas	23
2.1.1	Funcionamento	23
2.1.2	Principais Componentes	23
2.1.2.1	Nacele	23
2.1.2.2	Pá	24
2.1.2.3	Torre	25
2.1.2.4	Gerador, Transmissão e Caixa Multiplicadora	25
2.1.3	Carregamento em Pás de Aerogeradores	25
2.2	O Fenômeno da Fadiga	29
2.3	Filosofias de Projeto	31
2.4	Fadiga no domínio do tempo	32
2.4.1	Curva S-N	34
2.4.2	Fator de segurança na curva S-N	37
2.5	Carregamento dinâmico	38
2.5.1	Efeitos da tensão média	39
2.5.2	Cargas de Vento	41
2.6	Análise de fadiga no <i>software</i> comercial ANSYS	43
2.6.1	Tipos de Carregamento Cíclico no ANSYS	45
2.6.2	Correção da Tensão Média	45
2.6.3	Correção de Tensão Multiaxial	46
2.6.4	Modificadores de Fadiga	46
2.6.4.1	Vida infinita	46
2.6.4.2	Fator de resistência à fadiga	47
2.6.4.3	Fator de escala para o carregamento	47
2.6.5	Dano e Fator de Segurança	47
<b>3</b>	<b>PROCEDIMENTO PARA ANÁLISE DE FADIGA</b>	<b>48</b>

<b>3.1</b>	<b>Viga engastada-livre</b> . . . . .	<b>48</b>
3.1.1	Objeto de Estudo . . . . .	48
3.1.2	Procedimento analítico aplicado à viga . . . . .	48
3.1.2.1	Fator de carregamento . . . . .	50
3.1.2.2	Fator de superfície . . . . .	51
3.1.2.3	Fator de temperatura . . . . .	52
3.1.2.4	Fator de confiabilidade . . . . .	52
3.1.3	Simulação numérica - Modelagem . . . . .	53
3.1.4	Análise de fadiga do modelo de viga engastada-livre . . . . .	54
<b>3.2</b>	<b>Pá do aerogerador VERNE 555</b> . . . . .	<b>55</b>
3.2.1	Objeto de estudo . . . . .	55
3.2.2	Simulação numérica - Modelagem . . . . .	56
3.2.3	Análise de fadiga do modelo de pá eólica VERNE 555 . . . . .	59
<b>4</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> . . . . .	<b>61</b>
<b>4.1</b>	<b>Modelo de viga engastada-livre</b> . . . . .	<b>61</b>
<b>4.2</b>	<b>Modelo da pá VERNE 555</b> . . . . .	<b>62</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÕES</b> . . . . .	<b>70</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b> . . . . .	<b>72</b>

# 1 Introdução

## 1.1 Contextualização

A análise de falhas por cargas estáticas ou quase-estáticas está sempre relacionada com as propriedades do material na sua capacidade de resistir a esforços. De maneira geral, quando uma estrutura de material dúctil rompe por esse tipo de carregamento, é possível observar deformações que avançam de forma progressiva com o aumento da carga. De certa forma, a zona plástica do material é responsável por dar os indícios do colapso da estrutura.

No entanto, grande parte dos componentes estruturais estão sujeitos a carregamentos dinâmicos que podem provocar falhas por fadiga. Tais carregamentos podem ser de natureza alternada, pulsantes, variada, aleatória, etc. Para fadiga de alta ciclagem, a falha apresenta muito pouca deformação plástica, sendo considerada uma fratura do tipo frágil, que age silenciosamente, sem nenhum aviso prévio e sem a violação dos limites de escoamento do material.

Com o intuito de buscar soluções para problemas de engenharia, no decorrer dos anos, inúmeros estudiosos desenvolveram análises na área da fadiga a fim de proporcionar métodos para combater esse tipo de falha. Entre esses estudiosos está o engenheiro alemão Wöhler responsável pela criação da curva que relaciona a tensão com o número de ciclos, a curva S-N, para determinação da vida em fadiga do componente.

Existem diversas metodologias e elas são a base para a automação das análises. Seu curso começa pelo conhecimento das propriedades do material e da característica das solicitações, passa pela modelagem numérica que pode ser feita através dos Elementos Finitos, MEF, e pela avaliação do tempo de vida útil do componente. Neste contexto, o pacote computacional ANSYS, atualmente, disponibiliza em sua plataforma o módulo de análise de fadiga, o *Fatigue Tool*, e oferece, nesse campo, a possibilidade de otimizar o processo de análise numérica da estrutura.

A análise de fadiga computacional de uma pá de turbina eólica do modelo VERNE 555 é realizada tomando como validação primeiramente, uma viga engastada-livre de aço ASTM-36. Tomou-se esta estrutura pelo seu caráter simplificado, sendo possível confrontar seus resultados com os obtidos analiticamente. As simulações computacionais são reproduzidas no software de elementos finitos *Static Structural – Mechanical* do ANSYS *Student Workbench*.

## 1.2 Justificativa

No decorrer da história muitos foram os casos de acidentes ocasionados por falhas mecânicas relacionadas à fadiga. Um famoso caso é o do Comet I (Figura 1), que iniciou suas operações em janeiro de 1952. O avião comercial possuía a cabine pressurizada, pois necessitava voar a uma altitude maior para evitar turbulências e tempestades. Depois de vários acidentes com a frota, investigações foram realizadas e foi constatado que as falhas ocorreram por fadiga, devido a cargas de trabalho nos processos de pressurização e despressurização na aeronave (WANHILL, 2002). A Figura 2 apresenta a parte da aeronave Comet onde mostra o local da falha por fadiga, que iniciou-se nos cantos das janelas na parte superior da aeronave (FAA, 2020).



Figura 1 – Avião do modelo Comet I. Fonte: (FAA, 2020).

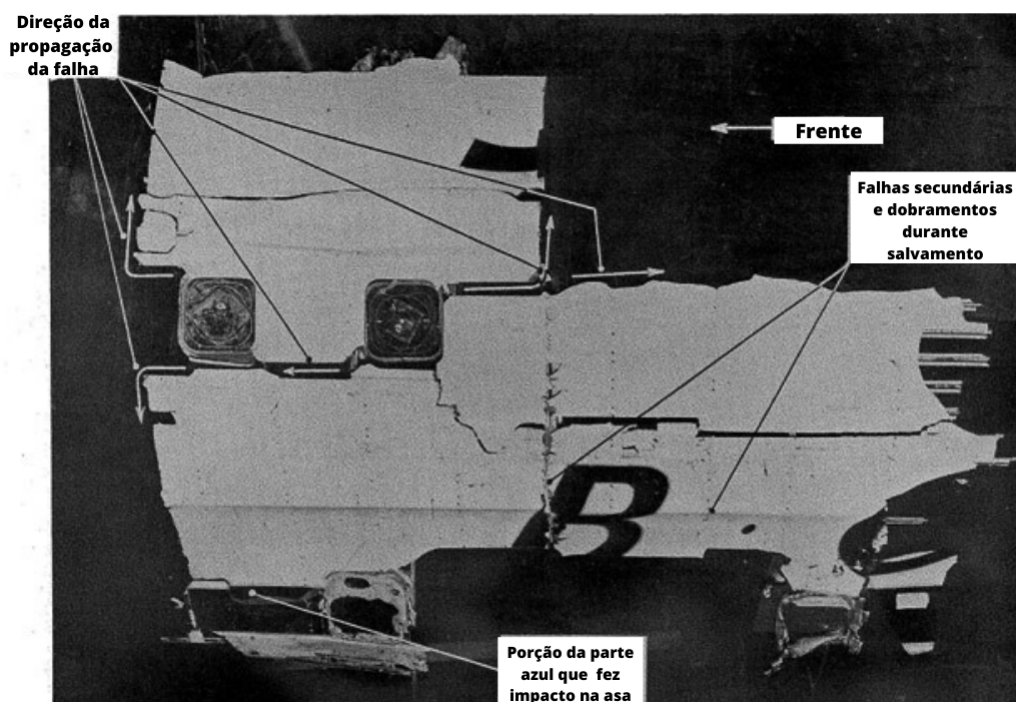


Figura 2 – Janelas do Comet recuperadas do mar mostram onde ocorreu a origem da falha. Fonte: (FAA, 2020).

Outro caso conhecido de falha estrutural provocada por fadiga foi o Boeing 737

da Aloha Airlines. A aeronave estava com quase 19 anos de uso e após uma decolagem, assim que o avião alcançou a altura de cruzeiro, subitamente, o teto da primeira classe foi arrancado (WANHILL, 2002). A falha ocorreu nas juntas longitudinais do revestimento da fuselagem, Figura 3, (FAA, 2020).



Figura 3 – Acidente com a aeronave da Aloha Airlines em 28 de abril de 1988. Fonte: (FAA, 2020).

No que se refere ao projeto de uma turbina eólica, a análise de fadiga é um parâmetro muito importante a ser considerado, visto que as turbinas eólicas devem ser construídas para funcionarem por uma vida útil mínima de 20 anos (HANSEN, 2008).

Um caso de falha por fadiga envolvendo turbina eólica ocorreu em março de 2013, quando uma das naceles de um aerogerador localizado no parque eólico de Taikoyama, no Japão, entrou em colapso com 12 anos de operação (Figura 4). A falha ocorreu devido a fadiga nos parafusos de alta tensão (LIU, 2016).



Figura 4 – Acidente com a nacele do aerogerador em Taikoyama. Fonte: (LIU, 2016).

De acordo com MANWELL e MCGOWAN (2009), a estimativa de vida em fadiga de um componente de uma turbina eólica requer três parâmetros de análise: propriedades de vida em fadiga do material da pá; modelo ou teoria para determinar o dano e a vida útil do componente partindo do carregamento ao qual está submetido e das propriedades do material; e um método para caracterização do carregamento incorrido pelo componente durante a vida útil da turbina.

As propriedades de vida em fadiga de um material são definidas a partir das curvas de tensão-vida (curva S-N) obtidas por meio de ensaios com corpos de prova submetidos a cargas senoidais, onde o número de ciclos e as cargas são registradas.

O carregamento que contribui para fadiga de uma turbina eólica origina-se de uma variedade de fontes, tais como, cargas constantes de vento fortes; cargas periódicas de cisalhamento do vento; cargas estocásticas de turbulência; cargas transitórias de eventos, como rajadas, partidas e paradas; cargas induzidas por ressonância da vibração da estrutura, etc. Essas fontes de carregamento estão intimamente interligadas com as condições de operação da turbina eólica (MANWELL J. G. MCGOWAN, 2009).

Estimar o carregamento em turbinas eólicas requer a utilização de ferramentas como códigos aeroelásticos utilizando campos de ventos realistas que incluem as turbulências ou medindo em uma própria turbina. Com essas informações em mãos, torna-se possível a análise de fadiga por meio dos métodos descritos na literatura (HANSEN, 2008).

De acordo com DOWLING (2012), a falha por fadiga ocorre devido a cargas cíclicas que, mesmo com tensões bem abaixo do limite de resistência do material, provocam um dano na microestrutura, que se desenvolve até se tornar um dano macroscópico.

Compreender como ocorre o mecanismo de fadiga é fundamental para levar em consideração as condições que afetam a vida em fadiga de um componente, tais como geometria e microestrutura do material, processos de fabricação (tensões residuais, acabamento superficial, tratamentos superficiais, defeitos, etc.), número de ciclos de carga, bem como fatores ambientais (temperatura, corrosão, etc.), (SCHIJVE, 2009; TAKAHASHI, 2014).

## 1.3 Objetivo Geral

Este trabalho visa a experimentação da ferramenta numérica de análise de fadiga do pacote computacional ANSYS *Student 2022 R2/ Fatigue tool module* e sua aplicação na análise de uma pá de turbina eólica de pequeno porte do modelo VERNE 555 submetida a uma carga de vento de Davenport.

### 1.3.1 Objetivos Específicos

Apresentar os fundamentos teóricos que regem o problema e a aplicação proposta.

Validar o procedimento de análise a partir do uso do módulo de fadiga do ANSYS por meio de comparação de resultados obtidos analiticamente e computacionalmente a partir de uma estrutura de caráter elementar.

Modelar uma pá de turbina eólica VERNE 555 na ferramenta computacional ANSYS.

Analisar a vida em fadiga de uma pá de turbina eólica submetida a uma carga de vento.

Discutir e analisar os resultados obtidos.

## 1.4 Metodologia

Inicialmente, para a experimentação do procedimento de análise de fadiga através da ferramenta *Fatigue tool* do ANSYS, toma-se uma viga engastada-livre de seção retangular. A análise de sua vida útil à fadiga é comparada com os resultados obtidos através do procedimento analítico. A formulação teórica aqui é apresentada seguindo os passos de análise. De acordo com a literatura, fez-se uso dos métodos de ajuste da resistência à fadiga por meio de fatores de correção, utilizado em projetos para vida em fadiga.

Uma vez formada a compreensão de todo o processo de análise, aqui será modelada a pá eólica modelo VERNE 555 em duas situações: com reforço e sem reforço. Para a modelagem da carcaça externa será utilizado elementos de casca de 4 nós, cada um com 6 graus de liberdade. O reforço será discretizado em elementos sólidos de 8 nós, cada um com 3 graus de liberdade. Os resultados serão avaliados e discutidos levando-se em consideração toda a fundamentação que embasa o tipo de análise.

## 1.5 Organização do Trabalho

A estrutura deste trabalho apresenta os seguintes capítulos:

- O Capítulo 1 apresenta uma breve introdução a respeito do conteúdo que será abordado neste trabalho, bem como o objetivo geral e objetivos específicos e metodologia utilizada.
- O Capítulo 2 traz o referencial teórico, onde são explorados os temas tratados nas análises deste trabalho. Além de abordar o tema da fadiga e os seus parâmetros de uma forma geral.
- O Capítulo 3 apresenta o processo de validação computacional da análise da vida em fadiga, confrontando os resultados analíticos com os resultados numéricos. Aborda também a análise numérica de fadiga em uma pá de turbina eólica de pequeno porte utilizando as ferramentas do módulo de fadiga do *software* comercial ANSYS *Workbench*.
- No Capítulo 4 são feitas as conclusões e considerações finais sobre os resultados obtidos.

## 2 Fundamentação teórica

### 2.1 Turbinas Eólicas

#### 2.1.1 Funcionamento

As turbinas eólicas são caracterizadas por dois principais grupos: Turbinas Eólicas de Eixo Vertical (TEEV) e Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal (TEEH). Turbinas do modelo TEEH são as mais comuns e possuem, em sua maioria, 3 pás, como apresentado na Figura 5, porém existem modelos que apresentam duas ou até mesmo uma pá em sua composição.



Figura 5 – Turbina eólica de eixo horizontal. Fonte: (BRITO, 2008).

Os rotores de eixo horizontal são movidos por forças de sustentação e possuem mecanismos que permitem que o disco varrido pelas pás esteja sempre perpendicular ao vento (BRITO, 2008).

#### 2.1.2 Principais Componentes

##### 2.1.2.1 Nacele

A nacele fica na parte superior da torre. Consiste na carcaça que envolve os componentes como o gerador e o sistema de controle, medição do vento e motores para a rotação do sistema (BRITO, 2008).



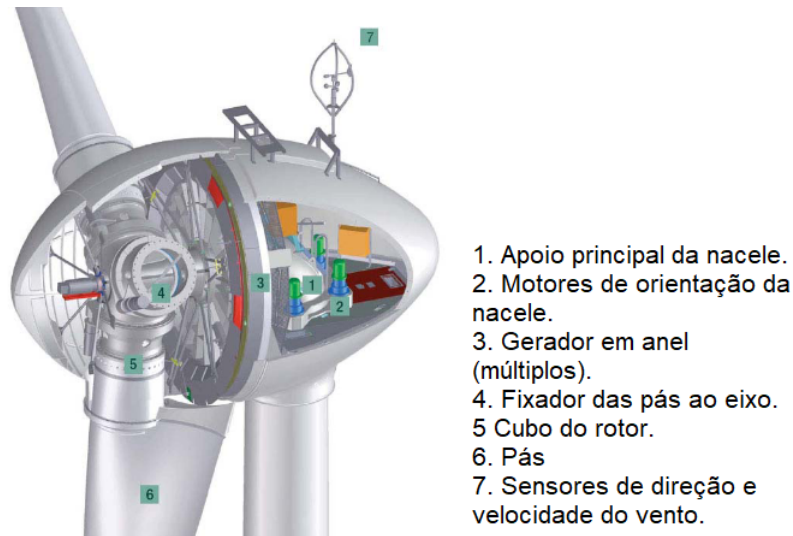


Figura 6 – Vista do interior da nacela de uma turbina eólica. Fonte: (BRITO, 2008).

#### 2.1.2.2 Pá

As pás eólicas são perfis aerodinâmicos responsáveis por converter parte da energia cinética dos ventos em energia mecânica (BRITO, 2008). Esse componente, devido à sua funcionalidade, precisa ser suficientemente forte e apresentar alta rigidez e alta resistência à fadiga (HANSEN, 2008).

Pás de aerogeradores, normalmente, não possuem o mesmo perfil aerodinâmico ao longo de sua estrutura, como é possível observar na Figura 7. Para o seu projeto, é importante considerar perfis que privilegiem o desempenho aerodinâmico e a redução de pontos de concentração de tensões que podem ser locais de surgimento de trincas, e como consequência, ocasionar a falha do componente.

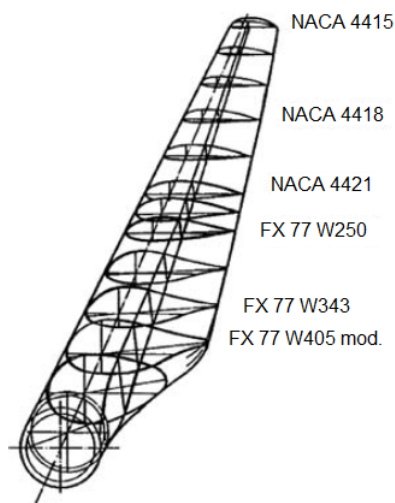


Figura 7 – Pá de um aerogerador com variados perfis aerodinâmicos. Fonte: (HANSEN, 2008).

### 2.1.2.3 Torre

As torres são responsáveis pela sustentação e posicionamento do rotor a uma altura adequada para o seu funcionamento (BRITO, 2008). HANSEN (2008) afirma que a altura da torre é um importante fator pois, a velocidade do vento aumenta com a altura acima do solo. As torres normalmente são tão altas quanto o diâmetro do rotor, contudo, para turbinas de pequeno porte, a torre pode ser mais alta.

As torres de turbinas eólicas de eixo horizontal podem ser treliçadas, tubulares ou estaiadas (Figura 8).

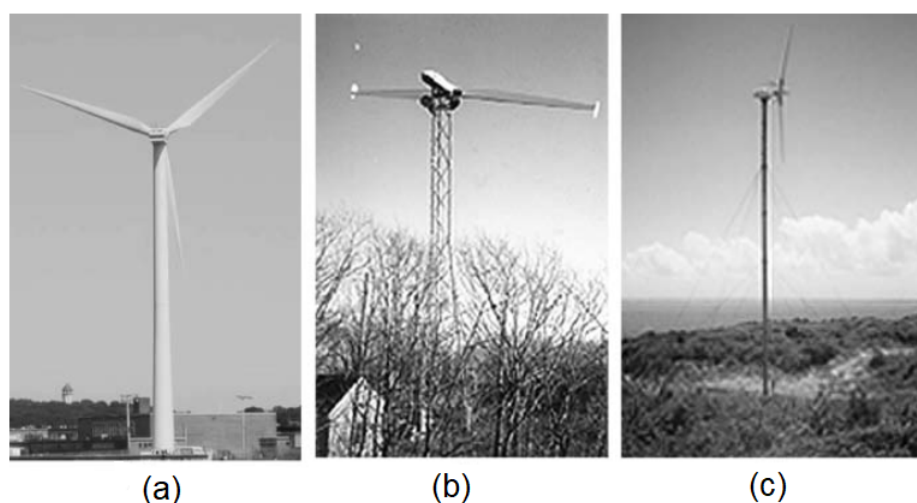


Figura 8 – (a) Torre tubular; (b) torre treliçada; (c) torre estaiada. Fonte: (MANWELL J. G. MCGOWAN, 2009).

### 2.1.2.4 Gerador, Transmissão e Caixa Multiplicadora

Os geradores são responsáveis pela conversão da energia mecânica de rotação em energia elétrica. Já a função da transmissão e da caixa multiplicadora é transmitir a energia mecânica do eixo do rotor até a carga (BRITO, 2008).

### 2.1.3 Carregamento em Pás de Aero geradores

Rotores de eixo horizontal estão sujeitos a cargas cíclicas devido à rotação e turbulência do vento, por esse motivo a fadiga é um aspecto crítico do projeto da pá (DOWLING, 2012). Sabe-se que a pá é o componente mais importante do rotor, pois é responsável por converter a força do vento no torque necessário para gerar energia útil, assim, é fundamental a análise da resistência estrutural no projeto de uma turbina para garantir uma boa durabilidade (MANWELL J. G. MCGOWAN, 2009).

De acordo com HANSEN (2008), existem três importantes fontes de carregamentos em uma turbina eólica. São elas:

- Carregamento gravitacional;
- Carregamento inercial; e
- Carregamento aerodinâmico.

O carregamento gravitacional ocorre devido à influência do campo gravitacional da terra que é responsável por um carregamento senoidal nas pás com uma frequência correspondente à rotação do rotor. Conforme ilustrado na Figura 9, quando a pá está rotacionando para baixo, o bordo de fuga na raiz da pá é submetido a um esforço de tração enquanto que o bordo de ataque é submetido a uma tensão de compressão. Quando a pá está rotacionando para cima, o bordo de fuga na raiz da pá está sendo submetido a um esforço de compressão e o bordo de ataque na raiz da pá é submetido a um esforço de tração (HANSEN, 2008).

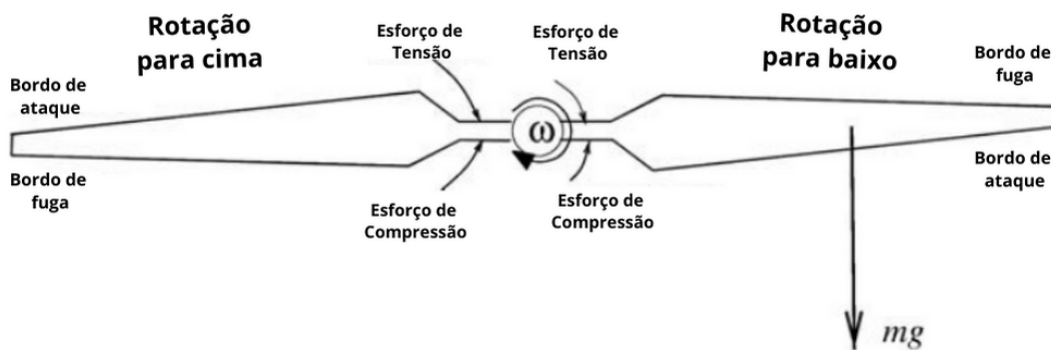


Figura 9 – Carregamento causado pelo efeito gravitacional (Adaptado). Fonte: (HANSEN, 2008).

Em turbinas de grande porte, a análise do carregamento gravitacional é fundamental para a análise de fadiga devido ao peso e tamanho das pás (HANSEN, 2008).

O segundo tipo de fonte de carregamento em turbinas eólicas se refere ao inercial. Um exemplo desse tipo de carregamento se refere ao processo de aceleração e desaceleração na turbina. As Figuras 10 e 11 ilustram o efeito dos carregamentos inerciais em uma pá de turbina eólica.

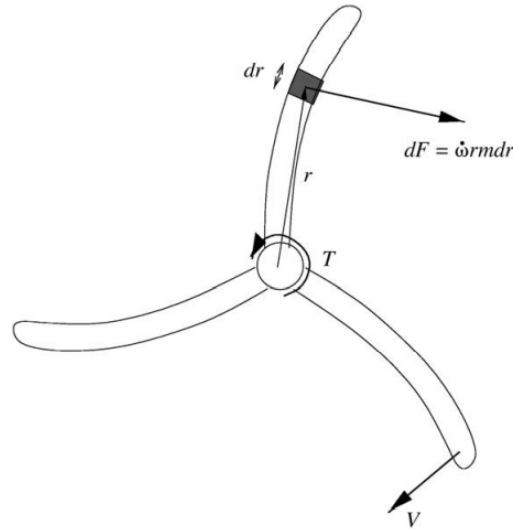


Figura 10 – Carregamento causado pelo efeito da inércia (Adaptado). Fonte: (HANSEN, 2008).

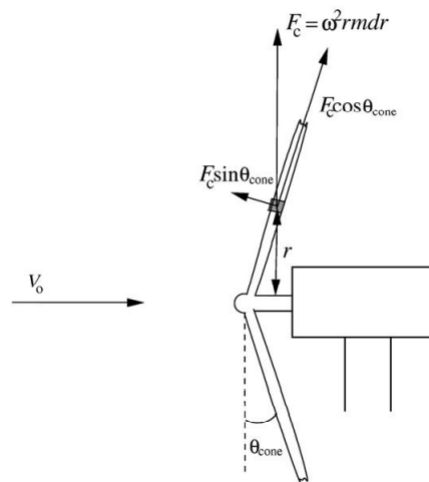


Figura 11 – Carregamento causado pelo efeito da inércia (Adaptado). Fonte: (HANSEN, 2008).

Na Figura 10, uma pequena seção da pá sentirá a força  $dF = \dot{\omega}rmdr$ , na direção da rotação devido ao torque de frenagem aplicado no eixo do rotor. Em que  $m$  é a massa por unidade de comprimento da pá,  $r$  é o raio do eixo de rotação até a seção e  $dr$  é o tamanho infinitesimal da seção da pá. O termo  $\dot{\omega} = d\omega/dt$  pode ser encontrado na relação do momento de inércia  $I$  e o torque  $T_{orque}$  do rotor. Como mostrado na equação a seguir:

$$I\left(\frac{d\omega}{dt}\right) = T_{orque} \quad (2.1)$$

A Figura 11 traz o carregamento inercial decorrente da força centrífuga nas pás. Ocorre quando há inclinação das pás em um ângulo de cone  $\theta_{cone}$  a fim de reduzir o

momento de flexão *flapwise*. A força centrífuga  $F_c = \omega^2 r m dr$  age na parte incremental da pá a um raio  $r$  em relação ao eixo de rotação, onde  $\omega$  é a velocidade angular do rotor e  $m$  é a massa da parte incremental da pá.

Outra fonte de carregamento em turbinas eólicas é o que se refere às cargas aerodinâmicas (Figura 12), causadas pelo fluxo de ar que passa pela estrutura. HANSEN (2008) afirma que o campo do fluxo de ar é caracterizado pelo cisalhamento, e a velocidade do vento aumenta conforme a altura acima do solo. Esse cisalhamento apresenta uma variação senoidal da velocidade do vento que opera na pá com a frequência correspondente à rotação do rotor.

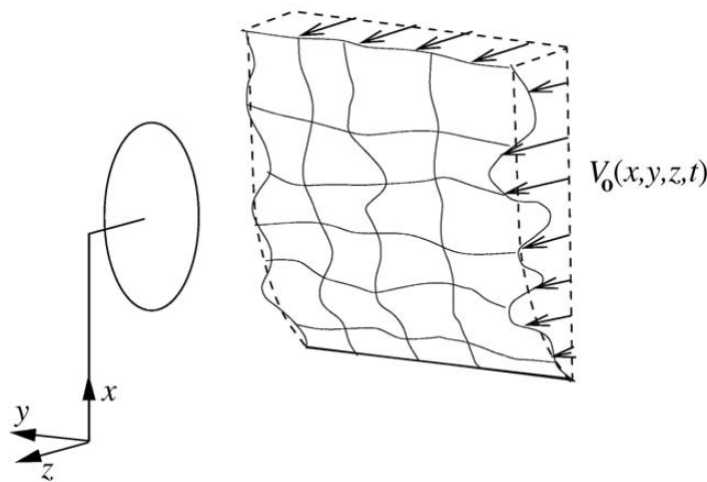


Figura 12 – Carregamento aerodinâmico. Fonte: (HANSEN, 2008).

O fluxo que passa pelas pás induz uma força denominada empuxo causada pelo salto na pressão sobre o rotor. Assim, a carga possui componentes normal ao fluxo e tangencial no sentido de rotação. Essa componente tangencial é responsável por fornecer o torque necessário para que o rotor gire. As forças normais tendem a defletir as pás na direção do fluxo do vento, gerando um momento fletor  $M_{flap}$  ilustrado na Figura 13 é definido conforme a Equação 2.2.

$$M_{flap}(r_{pos}) = \int_{r_{pos}}^{R_T} r p_N(r) dr \quad (2.2)$$

Onde  $p_N$  é a força normal por unidade de comprimento,  $r$  é o raio local,  $R_T$  é o raio total do rotor e  $dr$  é a parte incremental da pá.

Conforme a Figura 13, o momento de inclinação do rotor  $M_{tilt}$  tende a inclinar a nacela sobre a torre.

É fundamental compreender o mecanismo de cargas atuantes em uma turbina eólica para garantir um bom projeto e a funcionalidade pela vida útil mínima de 20 anos. Existem normas internacionais como a IEC 61400 da Comissão Eletrotécnica Internacional

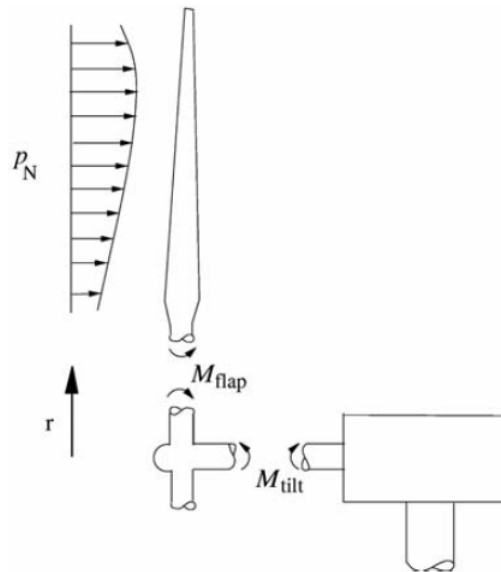


Figura 13 – Carregamento aerodinâmico. Fonte: (HANSEN, 2008).

(*International Electrotechnical Commission - IEC*). que tratam dos assuntos referentes à segurança na operação de turbinas eólicas (LEMOS, 2012).

## 2.2 O Fenômeno da Fadiga

O fenômeno de fadiga se caracteriza por um processo de desenvolvimento de dano local desencadeado por tensões cíclicas. Uma fratura por fadiga ocorre quando pequenas rachaduras surgem e se desenvolvem até que ocorra a falha completa da estrutura (DOWLING, 2012). CALLISTER (2014) apresenta o processo para que haja uma falha ocasionada por fadiga (Figura 14). Assim, cargas alternadas abaixo do limite de escoamento do material podem provocar alterações na microestrutura do componente, o que acaba ocasionando o surgimento de trincas. Estas se desenvolvem até que haja a ruptura final da estrutura.

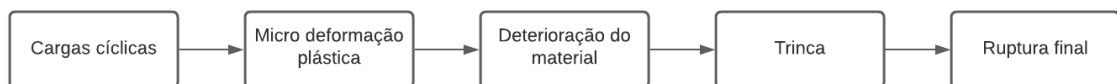


Figura 14 – Processo de falha por fadiga (Adaptado). Fonte: (CALLISTER, 2014).

As falhas por fadiga são reconhecidas pela observação do tipo de fratura que ocorre, como ilustrado na Figura 15. A iniciação da trinca, também conhecida como nucleação, é considerada quando a trinca possui aproximadamente 1mm de comprimento. Em seguida, a fadiga se propaga pela estrutura em formato de “marcas de praia”, que evidenciam a influência das cargas alternadas na deformação do material. Em um determinado momento,

a estrutura atinge uma pequena espessura, o que ocasiona a falha abrupta ou catastrófica (CALLISTER, 2014).

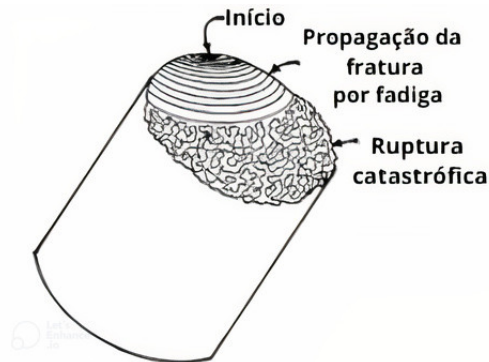


Figura 15 – Falha por fadiga (Adaptado). Fonte: (CALLISTER, 2014).

Os danos por fadiga são objetos de grande preocupação na engenharia, sendo investidos grande parte dos recursos na indústria para prevenção dessas falhas (DOWLING, 2012).

Um dos precursores na análise de fadiga foi o engenheiro alemão W. A. J. Albert que por volta de 1828, observou falhas devido a cargas repetidas em correntes de guindastes de ferro. Desde então estudiosos começaram a se interessar pelo tema. Mas o termo fadiga foi utilizado pela primeira vez em 1839 por Poncelet, na França (DOWLING, 2012).

Na década de 1850, o engenheiro alemão August Wöhler iniciou seus estudos de falha por fadiga através de experimentos com aplicação de carregamentos alternados em eixos até a falha. Os resultados de sua pesquisa apresentaram as falhas relacionadas ao número de ciclos de tensão variando no tempo, além de uma tensão limite de resistência à fadiga para os aços. Essas análises ficaram registradas em um diagrama S-N, também conhecido como curva de Wöhler, e se tornou um método bastante utilizado para análise de cargas dinâmicas em componentes estruturais (DOWLING, 2012; NORTON, 2013).

Mais à frente, em 1886, o estudioso Bauschinger propôs um "limite elástico natural" cíclico, onde não ocorreria falha por fadiga. No século XX os estudos a respeito de fadiga ganharam mais força e inúmeros trabalhos começaram a surgir abordando o tema. Dentre eles estão Ewing e Humfrey que apontaram linhas de deslizamento que provocariam trincas; Basquin em 1910 desenvolveu a famosa lei exponencial para testes de fadiga. Griffith desenvolveu, em 1921, um critério de falha que relaciona a fadiga ao crescimento de trinca. Goodman e Sod, nos anos 30 determinaram a influência das tensões médias na fadiga e Neuber publicou a equação sobre concentração de tensão em entalhes (NORTON, 2013).

Em meados de 1953, Peterson abordou sobre fatores de concentração de tensão considerando entalhes. Em 1955, Coffin e Manson publicaram de forma independente, a

lei de fadiga de baixo-ciclo. Nos anos 60, Paris publicou a lei da mecânica da fratura com crescimento de trincas na fadiga (NORTON, 2013).

Na década de 60 começaram a surgir programas computacionais de elementos finitos (MEF) que facilitariam a análise de fadiga, proporcionando rapidez e precisão dos cálculos das análises do comportamento mecânico dos componentes (GONÇALVES, 2017).

Determinar a vida em fadiga em estruturas mais complexas não é uma tarefa fácil, por esse motivo torna-se importante a utilização de ferramentas em MEF para estimar quando o componente pode vir a falhar. FILHO (2011) apresenta em seu trabalho uma análise em uma pá de pequeno porte do modelo VERNE 555 utilizando ensaios experimentais para análise dos parâmetros de fadiga.

VIEIRA (2015) apresenta uma análise numérica de fadiga em pás de turbinas eólicas utilizando configurações com e sem extensão no comprimento da pá, observando o comportamento da tensão e deformação via método dos elementos finitos. As obras de HANSEN (2008) e MANWELL e MCGOWAN (2009), trazem informações a respeito da importância de se considerar a análise de fadiga em projetos de aerogeradores, visto que são estruturas que estão submetidas a carregamentos de natureza cíclica que podem ocasionar esse tipo de falha. Apesar de haver muitas informações a respeito de fadiga em pás de aerogeradores de grande porte, no que se refere a pás de turbinas de pequeno porte, ainda existe uma certa carência (FILHO, 2011).

## 2.3 Filosofias de Projeto

O conhecimento da vida em fadiga de uma estrutura é de suma importância para a indústria, prevenindo falhas e consequentemente, evitando que ocorram acidentes. Antes de tudo, é necessário apresentar algumas expressões básicas da análise de fadiga que classificam e direcionam o entendimento do comportamento dos elementos estruturais expostos à cargas que devido sua característica cíclica, podem ameaçar sua integridade estrutural. São elas:

- Vida Infinita - as tensões atuantes são consideradas abaixo da tensão limite de fadiga. Isso significa que o componente possui uma vida tão longa com relação a fadiga que não vai falhar por esse fenômeno (NORTON, 2013).
- Vida Segura (*Safe-life*) – A estrutura é projetada para ter uma vida mínima, ou seja, vai falhar por fadiga em um determinado número de ciclos, sendo dividido ainda em fadiga de baixo e alto ciclo, o que vai depender do número de ciclos até a nucleação da trinca ou falha total do componente. Quando a vida útil é atingida,



torna-se necessária a troca do componente, mesmo que não ocorra sinais de fadiga (MEGSON, 2007).

- Falha segura (*Fail-safe*)– há possibilidade de ocorrência de trincas de fadiga, porém, sem levar ao colapso as estruturas antes destas fissuras serem detectadas e reparadas. Megson (2007) relata que em geral, na indústria aeroespacial, é mais fácil projetar uma estrutura *Fail-safe* do que *Safe-life*, visto que na primeira, os componentes devem ser mais leves para serem mais eficientes no seu propósito.
- Projeto Tolerante ao Dano - leva em consideração a existência de uma trinca, o projeto da estrutura é executado para que esta trinca não cresça, o que é possível por meio de inspeções periódicas, evitando assim a falha do componente (SCHIJVE, 2009).

Voltando ao caso das aeronaves Comet mencionado na sessão anterior, projetos aeronáuticos enquadrados nas condições *Safe-life* eram predominantes antes dos acidentes ocorridos na era dessas aeronaves. Após esses fatos, a ameaça da antecipação na previsão do surgimento de falhas estruturais perante limitações das análises de fadiga deu espaço para projetos na condição *Fail-safe* que preveem um cronograma de inspeções viabilizando assim, o emprego de estruturas leves e eficientes (WANHILL, 2002).

Ensaio dinâmico são aplicados para obtenção de dados relacionados à fadiga, podendo estimar os limites de tensão e o tempo de exposição que a estrutura pode ser submetida. Esse tempo está associado à vida em fadiga, onde cargas variantes no tempo atuam sob a estrutura (TAKAHASHI, 2014).

## 2.4 Fadiga no domínio do tempo

PASSOS (2016) diz que o objetivo da análise dinâmica no domínio do tempo é a busca da resposta da estrutura instante a instante. Para se calcular a vida em fadiga, o histórico de tensões em função do tempo é o ponto de partida para a compreensão desse fenômeno.

Os carregamentos de amplitude constante permitem determinar com facilidade o número de ciclos. No entanto, nos carregamentos com amplitudes irregulares não é tão simples de se realizar essa análise. Nos últimos anos, foram propostos muitos métodos para realizar a contagem de ciclos em carregamentos irregulares no tempo, até que surgiu um consenso de que o melhor método a ser empregado para carregamentos de natureza aleatória é o processo de contagem de ciclos denominado *Rainflow*, no qual é realizada a análise de um histórico de carregamento ao longo do tempo (DOWLING, 2012). Esse método é assim chamado devido à analogia de gotas de chuva caindo através de um telhado do tipo “*Pagoda Roof*” (Figura 16) e foi desenvolvido pelos pesquisadores M. Matsuishi

e T. Endo em 1968. A Figura 17 apresenta um exemplo do método *Rainflow* (BISHOP, 2000; PASSOS, 2016).



Figura 16 – Telhado tipo *Pagoda Roof* (Adaptado). Fonte: (VIBRATIONDATA, 2012).

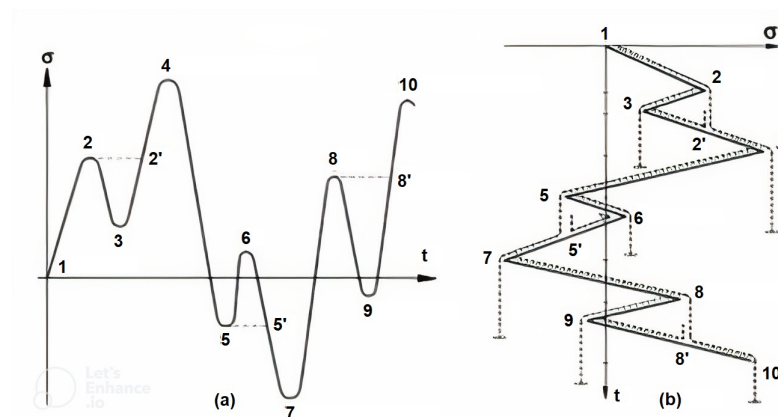


Figura 17 – (A) Sinal no tempo. (B) Método *Rainflow*. Fonte: (PASSOS, 2016).

A contagem de ciclos pelo método *Rainflow* permite a construção de um histograma de tensões que, juntamente com a regra de Palmgren-Miner, é utilizado para determinar a vida em fadiga de componentes estruturais de acordo com os dados recolhidos do histograma de tensões, levando em consideração as tensões abaixo do limite de fadiga da curva S-N. A Figura 18 apresenta as etapas do processo de análise da vida em fadiga de uma estrutura no domínio do tempo (SCHIJVE, 2009; PASSOS, 2016).

O processo de Palmgren-Miner, também conhecido como regra linear de acúmulo de dano, nos diz que o dano que uma peça sofreu sob ação de uma tensão cíclica é pro-

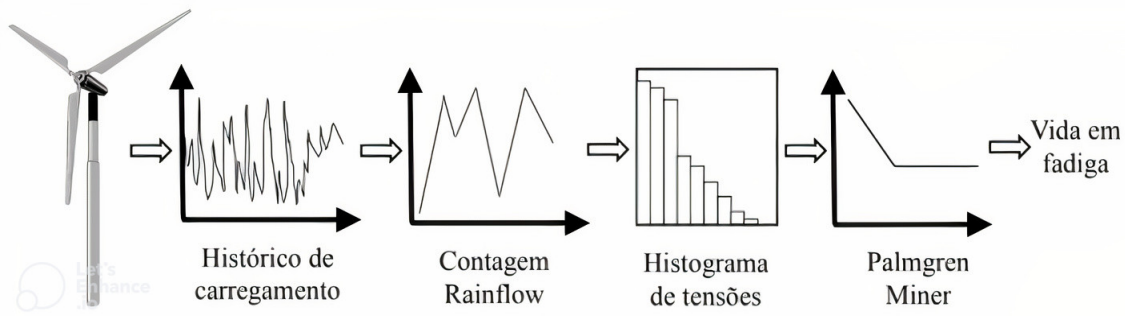


Figura 18 – Fadiga no domínio do tempo. Fonte: (PASSOS, 2016) [Adaptado de (BISHOP, 2000)].

porcional ao número de ciclos que a estrutura foi submetida à amplitude do carregamento específico (ROSA, 2002).

Essa regra é expressa como

$$D_i = \frac{n_i}{N_i} \quad (2.3)$$

Onde  $n_i$  é o número de ciclos atuantes e  $N_i$  é o número de ciclos que o material aguentaria quando submetido a uma tensão de amplitude  $\sigma_i$  (ROSA, 2002).

Logo, para vários níveis de tensão, o dano acumulado  $D$  será

$$D = \sum_i D_i. \quad (2.4)$$

### 2.4.1 Curva S-N

Em 1870, August Wöhler publicou suas descobertas a respeito de falha por fadiga, nas quais identificava o número de ciclos pelas tensões variando no tempo e um limite de resistência à fadiga dos aços. Essas análises ficaram conhecidas como curva S-N e é o método conhecido mais utilizado para a abordagem de tensão e busca a determinação de um limite de fadiga para o material (NORTON, 2013).

A Figura 19 mostra o modelo padrão da curva S-N para materiais que apresentam limite de resistência a fadiga. Para que não haja falha do material, as tensões cíclicas precisam estar abaixo do nível da curva. A tensão de amplitude  $S_a$  está associada graficamente com o número de ciclos que levará a falha por fadiga  $N_f$  (NORTON, 2013; DOWLING, 2012).

O número de ciclos muda rapidamente com os níveis de tensão, por esse motivo torna-se mais viável apresentação da curva S-N em escala logarítmica, como apresentado na Figura 19 (DOWLING, 2012).

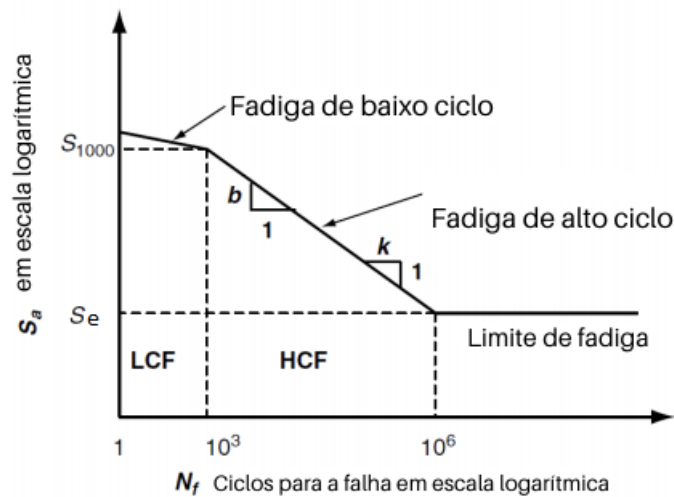


Figura 19 – Modelo básico de curva S-N. Onde  $S_a$  é a tensão de amplitude. Fonte: (PAS-SOS, 2016), (Adaptado).

Observa-se que o limite de tensão vai caindo conforme aumenta o número de ciclos, até que haja um ponto de inflexão da curva. Esse ponto é chamado limite de fadiga  $S_e$  que encontra-se no intervalo de cerca de  $10^6$  e  $10^7$  ciclos e nos diz que abaixo desse ponto o material não irá falhar por fadiga em condições normais. É importante salientar que nem todos os materiais possuem essa inflexão, como pode ser observado na Figura 20. Nesses casos, para tensões inferiores a esse intervalo de ciclos, define-se a resistência à fadiga  $S_f$  para qualquer  $N$  (NORTON, 2013; DOWLING, 2012).

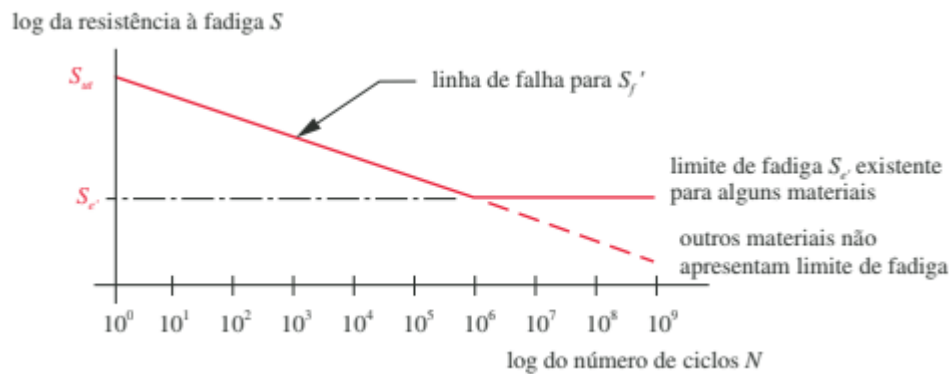


Figura 20 – Curva S-N para materiais com limite de fadiga e materiais sem limite de fadiga. Fonte: (NORTON, 2013)

A região que se concentra abaixo da curva inferior a  $10^3$  é chamada de região de fadiga de baixo ciclo, onde as tensões para que haja a falha do componente são mais altas. A região após  $10^3$  ciclos é denominada região de fadiga de alto ciclo, onde as tensões para que ocorra a falha por fadiga são menores. Para os aços, o limite de fadiga em  $10^3$  é definido da seguinte forma (NORTON, 2013; DOWLING, 2012):

$$S_e = 0,5S_{ut} \quad (2.5)$$

Para  $S_{ut} \leq 1400$

Onde  $S_{ut}$  é a tensão última do material.

Observa-se pelo gráfico da Figura 20 que, se o material possui um limite de fadiga ( $S_e$ ), então um  $S'_e$  corrigido é plotado em  $10^6$  ciclos. Uma linha horizontal é continuada definindo a vida infinita do material. Se o material não apresenta um limite de fadiga, então  $S'_f$  corrigido é plotado no número de ciclos relacionado a esse limite e em seguida, uma linha reta é traçada continuando a curva (NORTON, 2013).

Na Curva S-N,  $S_m$  é o valor da resistência do material a  $10^3$  ciclos, e pode ser definido da seguinte forma de acordo com dados de testes, para flexão, (NORTON, 2013):

$$S_m = 0,9S_{ut} \quad (2.6)$$

A equação da reta da curva S-N é definida como

$$S(N) = aN^b \quad (2.7)$$

Onde  $S(N)$  é a resistência à fadiga correspondente a um número de ciclos  $N$  qualquer e os coeficientes  $a$  e  $b$  são constantes que dependem de condições de contorno (DOWLING, 2012).

Para  $S(N) = S_m$  em  $N = 10^3$  ciclos e  $S(N) = S_e$  em  $N = 10^6$  ciclos, que é a região de fadiga de alto ciclo, substitui-se as condições de contorno na Equação 2.7, então:

$$b = \frac{1}{z} \log \left( \frac{S_m}{S_e} \right) \quad (2.8)$$

onde  $z = \log N_1 - \log N_2$ .

Chegamos à seguinte equação:

$$\log(a) = \log S_m - 3b \quad (2.9)$$

A partir dessas equações é possível encontrar o número de ciclos para a faixa de alta ciclagem:

$$N = \log \left( \frac{S_m}{a} \right)^{\left( \frac{1}{b} \right)} \quad (2.10)$$

### 2.4.2 Fator de segurança na curva S-N

Os fatores de segurança de fadiga podem ser expressos através da curva S-N utilizando como parametro a tensão ou a vida em fadiga. Leva-se em consideração um nível de tensão ( $\hat{\sigma}_a$ ) e um determinado número de ciclos para um determinado tempo de serviço ( $\hat{N}$ ), relacionados com o nível de tensão e ciclos para a falha ( $\sigma_{a1}$  e  $N_{f2}$ , respectivamente). Conforme ilustrado na Figura 21, essa combinação deve estar abaixo da curva S-N para que o coeficiente de segurança seja aceitável (DOWLING, 2012).

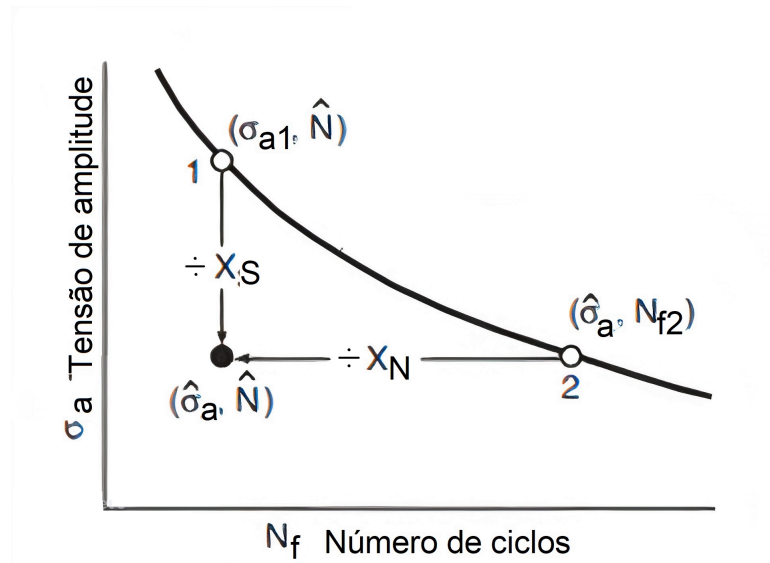


Figura 21 – Fatores de segurança da curva S-N. Fonte: (DOWLING, 2012)(Adaptado).

Os fatores de segurança na fadiga podem ser encontrados a partir das Equações 2.11 e 2.12 para tensão e para vida em fadiga, respectivamente.

$$X_S = \frac{\sigma_{a1}}{\hat{\sigma}_a} \quad (2.11)$$

$$X_N = \frac{N_{f2}}{\hat{N}} \quad (2.12)$$

De acordo com DOWLING (2012), um fator de segurança em tensão corresponde a um particular fator de segurança em vida e esses fatores podem ser relacionados a partir da Equação 2.13, onde  $B = b$  é o coeficiente da curva S-N do material, apresentado na Equação 2.7.

$$X_S = \frac{A\hat{N}^B}{AN_{f2}^B} = \left(\frac{1}{X_N}\right)^B = X_N^{-B} \rightarrow X_N = X_S^{-1/B} \quad (2.13)$$

## 2.5 Carregamento dinâmico

A análise da influência dos carregamentos em uma estrutura é fundamental para o projeto de engenharia. Dentre os tipos de carregamento dinâmico conhecidos estão as cargas cíclicas, que consistem em cargas que variam ao longo do tempo e que podem apresentar amplitude constante ou variável. As cargas cíclicas são as principais responsáveis pela falha por fadiga (AZEVEDO, 2016). A exemplo, encontram-se as cargas de vibração e de trabalho.

Carregamentos provenientes de vibrações são cargas cíclicas que possuem frequências relativamente altas e surgem do ambiente ou a partir de efeitos secundários na função de um componente estrutural, como por exemplo, os efeitos da turbulência de fluidos. As cargas de trabalho mudam com o tempo e ocorrem devido à funcionalidade do componente (DOWLING, 2012).

Durante um carregamento cíclico, as tensões nos elementos podem variar entre um valor máximo e mínimo durante um número de ciclos. Essas tensões, chamadas flutuantes, devem receber devida atenção, pois podem ocasionar falhas catastróficas sem que a estrutura tenha atingido o limite de resistência à tração à deformação do material, isso porque as tensões operam em valores menores que esses limites (AZEVEDO, 2016).

Os carregamentos cíclicos proporcionam funções tensão-tempo (ou deformação-tempo) definidas de acordo com sua amplitude em decorrência do tempo, sendo caracterizadas como alternadas, repetidas e pulsantes, como ilustrado na Figura 22:

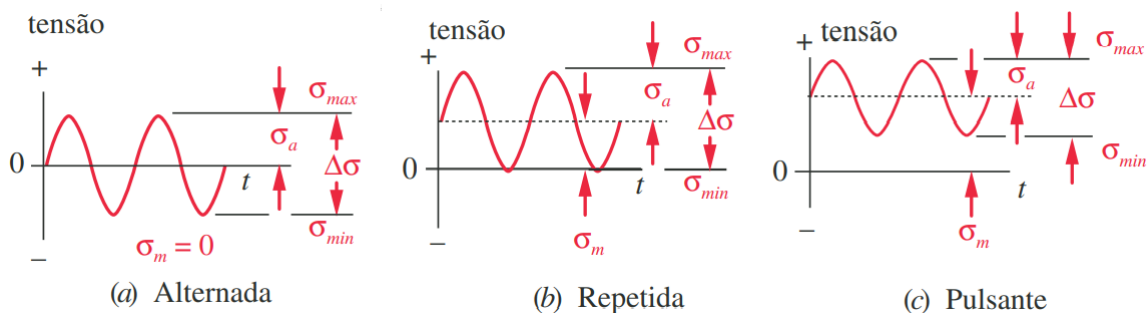


Figura 22 – Tensões cíclicas: (a) alternada, (b) repetida e (c) pulsante. Fonte: (NORTON, 2013)

Para o caso da tensão alternada, o valor da tensão média é zero (Figura 22a). Quando a tensão é de natureza repetida (Figura 22b), a função possui valor médio igual à componente alternada. Para o caso da tensão pulsante (Figura 22c) todas as componentes de tensão tem valores diferentes de zero (NORTON, 2013).

O comportamento de uma carga que varia no tempo pode assumir diferentes formas. Em máquinas rotativas, as tensões costumam apresentar amplitudes consistentes ao longo do tempo, onde repetem-se com alguma frequência. Já em equipamentos de serviço,

as tensões sofrem alterações em amplitude e frequência, podendo até assumir natureza aleatória. Em um ambiente não corrosivo, é possível analisar que o formato da onda da carga não tem efeito significativo na falha por fadiga, sendo assim, normalmente a tensão é descrita com um formato senoidal ou dente de serra (NORTON, 2013).

As cargas podem provocar tensões de tração, compressão ou podem ter efeitos combinados.

O intervalo de tensões é dado por:

$$\Delta\sigma = \sigma_{max} - \sigma_{min} \quad (2.14)$$

A amplitude da variação de tensão é dada por:

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (2.15)$$

A tensão média é dada por:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (2.16)$$

As razões de tensão e de amplitude são dadas por:

$$R = \frac{\sigma_{min}}{\sigma_{max}} \quad (2.17)$$

$$A_{mp} = \frac{\sigma_a}{\sigma_m} \quad (2.18)$$

Para tensão alternada (Figura 22a),  $R = -1$  e  $A_{mp} = \infty$ . Para tensão repetida (Figura 22b),  $R = 0$  e  $A_{mp} = 1$ .

É importante salientar que quando as tensões médias são diferentes de zero, tensões de tração são prejudiciais, ou seja, são as que podem provocar falha por fadiga, diferentemente das tensões de compressão (AZEVEDO, 2016).

### 2.5.1 Efeitos da tensão média

Carregamentos que produzem tensões repetidas ou pulsantes, possuem tensões médias não nulas. Essas tensões devem ser levadas em consideração na análise de vida em fadiga, no que se refere ao coeficiente de segurança, pois a tensão média tem efeitos significativos na vida em fadiga do componente (NORTON, 2013).

De acordo com DOWLING (2012), tensões médias positivas, ou de tração, proporcionam vidas em fadiga mais curtas que para carregamentos com tensões médias iguais a



zero. O autor também acrescenta que, tensões médias de compressão proporcionam maior tempo de vida, como é possível observar na Figura 23, que apresenta diversas curvas S-N para diferentes níveis de tensão média.

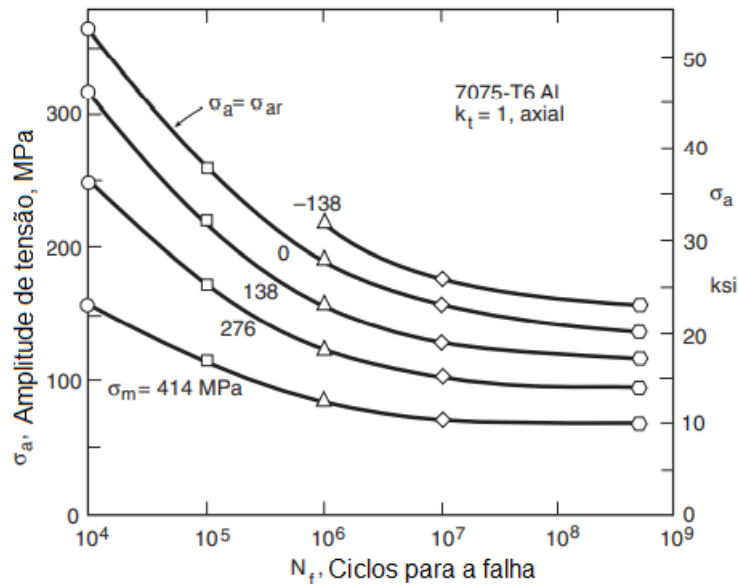


Figura 23 – Curvas S-N a vários níveis de tensão média para uma liga de alumínio submetida a carregamento axial.  $\sigma_{ar}$  é a amplitude de tensão quando a tensão média é zero. Fonte: (DOWLING, 2012).

Sendo assim, para carregamentos irregulares que, conseqüentemente, apresentam vários níveis de tensão média, torna-se necessário a utilização de métodos de ajuste de tensões para considerar o efeito das mesmas na vida em fadiga do componente. Os métodos mais conhecidos são a curva de Goodman modificada, a parábola de Gerber e a curva de Soderberg, onde  $S_y$  representa a tensão de escoamento (Figura 24), (NORTON, 2013).



Figura 24 – Curvas de falha para tensões pulsantes. Fonte: (NORTON, 2013).

Essas curvas de falha são definidas através das seguintes equações:

- Parábola de Gerber:

$$\sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m^2}{S_{ut}^2} \right) \quad (2.19)$$

- Curva de Goodman modificada:

$$\sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}} \right) \quad (2.20)$$

- Curva de Soderberg:

$$\sigma_a = S_e \left( 1 - \frac{\sigma_m}{S_y} \right) \quad (2.21)$$

Esses métodos são utilizados para analisar casos em que as tensões médias não sejam zero. A curva de Goodman modificada é um critério de falha conservador, porém é o mais utilizado por possuir um erro tal que proporciona segurança extra nas estimativas (DOWLING, 2012).

## 2.5.2 Cargas de Vento

A análise dinâmica para cargas de vento leva em consideração a velocidade média do vento e os efeitos de diversas rajadas de diferentes tamanhos e intensidades. A Equação 2.22 apresenta a carga resultante do vento, onde a segunda parcela representa os efeitos de rajadas (RIOS, 2016).

$$V(z, t) = \bar{V}(z) + v(z, t) \quad (2.22)$$

A velocidade básica do vento  $V_0$  é definida, segundo a Norma NBR 6123 como sendo a “velocidade de uma rajada de 3 s, excedida em média uma vez em 50 anos, a 10 m acima do terreno, em campo aberto e plano”. A partir da velocidade básica, são definidas as velocidades de projeto  $\bar{V}_p$  e a velocidade em função da altura  $\bar{V}_z$ , definidas pelas Equações 2.23 e 2.24, respectivamente, onde  $S_1$  e  $S_3$  são coeficientes que dependem do tipo de terreno e da utilização da estrutura. Os parâmetros  $b'$  e  $p$  são definidos segundo a NBR 6123 (ABNT, 1988).

$$\bar{V}_p = 0,69V_0S_1S_3 \quad (2.23)$$

$$\bar{V}_z = b'\bar{V}_p \left( \frac{z}{10} \right)^p \quad (2.24)$$

A parcela flutuante da velocidade do vento é definida por rajadas com diferentes dimensões e frequências. Uma forma de analisar esse carregamento consiste no espectro de potência do vento, apresentado por BLESSMANN (1998) apud RIOS (2016) como a distribuição de energia contida em um fenômeno aleatório para diversas frequências. HOLMES (2007) apresenta essa forma de distribuição de turbulência em frequência como a densidade espectral ou ‘espectro’ e é definido como a contribuição da parcela que se

refere a cada frequência para a variância da série, como mostrado na Equação 2.25. Essa função está relacionada a quão lenta ou rapidamente a magnitude da velocidade do vento varia com o tempo (HOLMES, 2007).

$$\sigma_v^2 = \int_0^\infty S^v(f) df \quad (2.25)$$

Existem muitos espectros utilizados para a análise estrutural, definidos por meio de velocidades de ventos em diversas alturas e tipos de terrenos. Dentre esses espectros, destaca-se o definido por Davenport, descrito pela Equação 2.26. Onde  $f$  é a frequência em Hz;  $S^v(f)$  é a densidade espectral da componente longitudinal da turbulência na frequência  $f$ .

$$\frac{f S^v(f)}{u_*^2} = 4 \frac{X_1^2}{(1 + X_1^2)^{\frac{3}{4}}} \quad (2.26)$$

O parâmetro  $X_1$  é a frequência adimensional, e é definido pela expressão:

$$X_1 = \frac{1200f}{V_0} \quad (2.27)$$

E  $u_*$  é a velocidade de fricção, definida pela Equação 2.28, onde  $k$  tem o valor igual a 0,4 e representa a constante de Kármán;  $z_0$  é o comprimento de rugosidade definido na Norma NBR 6123 (1988) e  $V_0$  é a velocidade média do vento a 10 m acima do nível do terreno.

$$u_* = \frac{kV_0}{\ln\left(\frac{10}{z_0}\right)} \quad (2.28)$$

A Figura 25 apresenta um carregamento de vento para o espectro de potência de Davenport que relaciona o tempo com a carga de vento para uma altura  $z=36\text{m}$ .

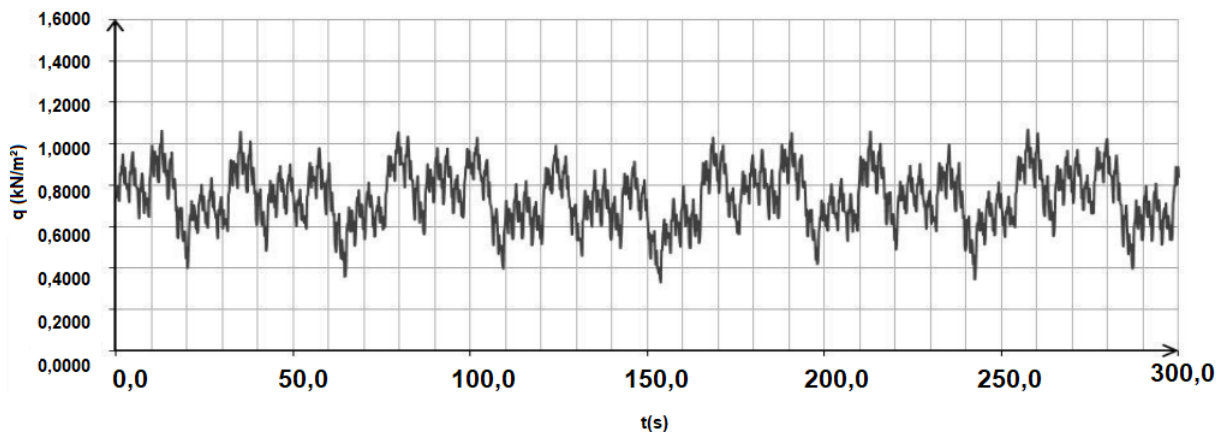


Figura 25 – Carga de vento segundo o espectro de Davenport para  $z=36,0\text{m}$ . Fonte: (RIOS, 2016).

## 2.6 Análise de fadiga no *software* comercial ANSYS

Para se determinar a vida em fadiga de um componente, deve-se ter os dados de tensão, histórico de carga cíclica a qual o componente está submetido e propriedades do material à fadiga. Os programas de elementos finitos são ferramentas importantes para a obtenção dos parâmetros de análise de resistência estrutural. Nesta linha, o ANSYS é um dos pacotes computacionais mais difundidos nas indústrias aeroespaciais e automotivas, oferecendo um módulo de análise de fadiga.

O processo de verificação da vida em fadiga pode ser descrito de forma breve, como se segue:

- Modelagem e análise numérica da estrutura;
- Obtenção do histórico da resposta;
- Definição das propriedades de fadiga do material.
- Análise e interpretação do tempo de vida útil por fadiga.

A filosofia de projeto estabelece que o componente estrutural deve ser projetado de acordo com a curva S-N do material, ou seja, baseado no limite de fadiga e com um coeficiente de segurança para que o material permaneça no regime elástico, com o intuito de evitar que ocorra o surgimento de uma trinca (NORTON, 2013).

A vida em fadiga de uma estrutura pode ser analisada por meio da deformação-vida, tensão-vida e mecânica da fratura. O módulo de análise de fadiga do ANSYS aborda os dois primeiros métodos (ANSYS.INC., 2006).

De acordo com BROWELL e HANCQ (2006), a abordagem de deformação (*Strain life*) é mais utilizada para fadiga de baixo ciclo (*Low cycle fatigue - LCF*), já a abordagem de tensão (*Stress life*) é mais utilizada para fadiga de alto ciclo (*High cycle fatigue - HCF*). No módulo *Fatigue Tool* torna-se necessário dados de entrada dos quais os resultados dependem para a análise da vida em fadiga. São eles:

- Tipo de análise de fadiga
- Tipo de carregamento
- Efeitos da tensão média
- Fator de modificação de fadiga
- Correção de tensão multiaxial

A Figura 26 a seguir, apresenta as decisões para análise de fadiga através do módulo *Fatigue Tool* do ANSYS.

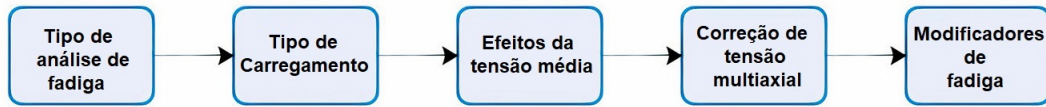


Figura 26 – Análise de decisões *Fatigue Tool* (Adaptado). Fonte: (ANSYS.INC., 2006)

O módulo de fadiga do ANSYS apresenta dois métodos para análise. O primeiro tipo chamado *Strain life* é analisado por meio da vida-deformação e leva em conta parâmetros relacionados às propriedades do material. O segundo método, que será abordado neste trabalho, chamado *Stress life*, se baseia no modelo empírico da curva S-N modificado por meio de fatores de análise (ANSYS.INC., 2006).

A Figura 27 mostra os parâmetros disponíveis no módulo de fadiga no ANSYS *Workbench* baseado no método de análise *Stress Life*.

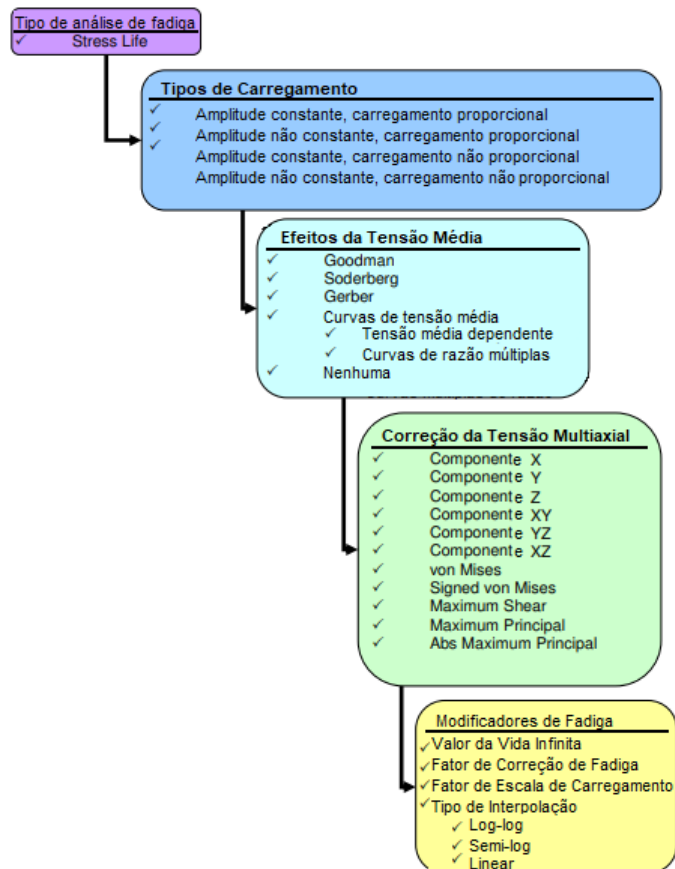


Figura 27 – Árvore de decisões do módulo *Fatigue Tool*. O visto representa capacidades do módulo. Fonte: (ANSYS.INC., 2006).

### 2.6.1 Tipos de Carregamento Cíclico no ANSYS

O módulo do ANSYS só realiza a análise de fadiga em carregamentos de amplitude constante e carga proporcional; amplitude constante e carga não proporcional; e amplitude não constante e carga proporcional. A amplitude do carregamento está relacionada ao seu comportamento, se possui o formato senoidal ou se é variável ao longo do tempo. No que se refere à proporcionalidade, se a variação no carregamento não provoca mudanças no eixo principal de tensão, então ele é um carregamento proporcional, caso contrário os ciclos não podem ser contados facilmente, logo é considerado um carregamento não proporcional (ANSYS.INC., 2006).

### 2.6.2 Correção da Tensão Média

Após determinar o tipo de análise e o carregamento, determina-se o método para correção da tensão média para carregamentos que não forem totalmente reversos, ou seja, que não possuam tensão média igual a zero. O módulo de análise de fadiga do ANSYS apresenta os métodos de Goodman, Soderberg e Gerber, apresentados nas Figuras 28, 29 e 30 a seguir.

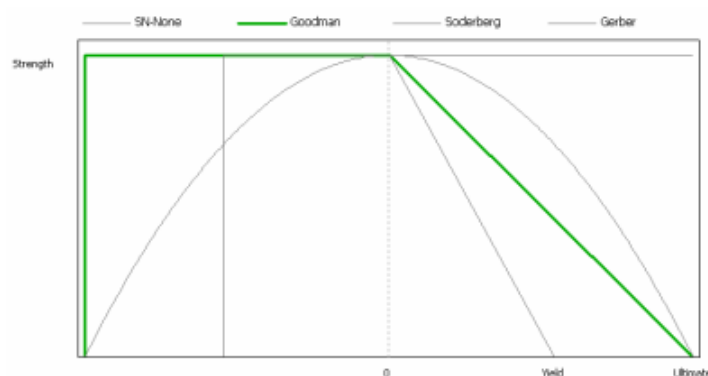


Figura 28 – Método de Goodman. Fonte: (ANSYS.INC., 2006).

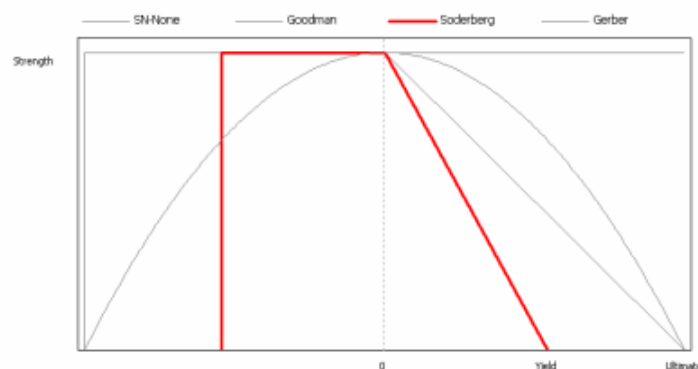


Figura 29 – Método de Soderberg. Fonte: (ANSYS.INC., 2006).

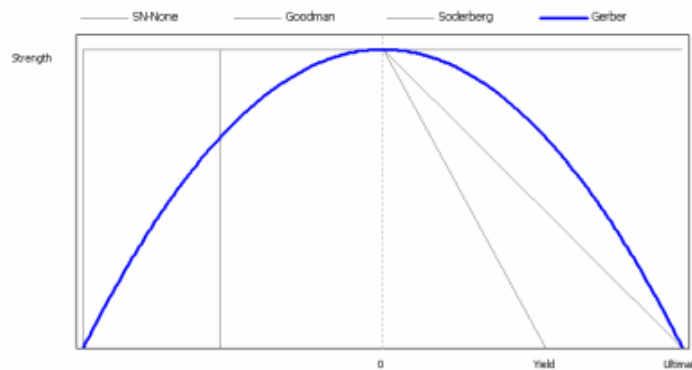


Figura 30 – Método de Gerber. Fonte: (ANSYS.INC., 2006).

### 2.6.3 Correção de Tensão Multiaxial

Na análise de elementos finitos, os resultados de fadiga são geralmente multiaxiais. Os parâmetros de Von-Mises, cisalhamento máximo, tensão principal máxima, entre outras opções disponíveis na ferramenta *Stress Component* do módulo *Fatigue tool* podem ser utilizadas para comparar com a análise uniaxial (Figura 31).

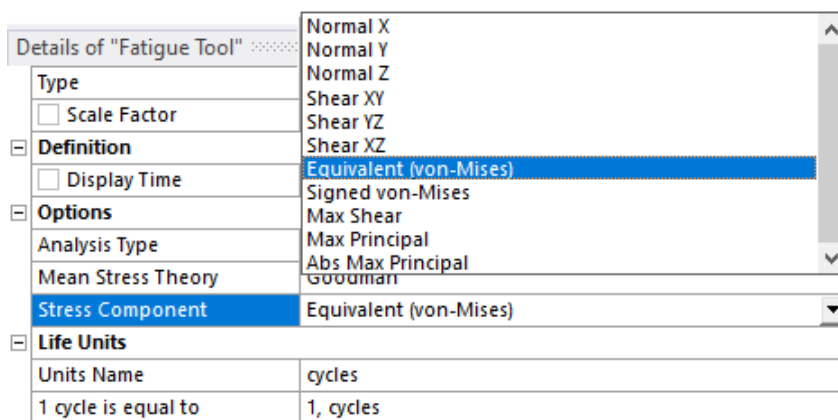


Figura 31 – Correção de tensão multiaxial. Fonte: (ANSYS.INC., 2006).

### 2.6.4 Modificadores de Fadiga

#### 2.6.4.1 Vida infinita

Para análise de fadiga com amplitude de carregamento variável, é possível definir o valor usado para a vida infinita. Para ajudar a controlar possíveis análises incorretas de danos à estrutura devido a ciclos com tensões alternadas muito pequenas, o usuário pode definir o valor de vida infinita que será usado se a tensão alternada estiver além do limite da curva S-N do material (ANSYS.INC., 2006).

#### 2.6.4.2 Fator de resistência à fadiga

É o conjunto de fatores de modificação de tensão devido às condições de serviço. O fator de resistência à fadiga é aplicado apenas à tensão alternada e não afeta na tensão média e seu valor não pode ser maior que 1 (ANSYS.INC., 2006).

#### 2.6.4.3 Fator de escala para o carregamento

O fator de escala é responsável por dimensionar as tensões alternadas e médias por um valor específico parametrizado para facilitar no processo de análise do modelo (ANSYS.INC., 2006).

### 2.6.5 Dano e Fator de Segurança

Após aplicação dos parâmetros para análise do modelo, espera-se obter como resultado a vida em fadiga, o dano e o fator de segurança.

O fator de segurança está relacionado a falha que o componente poderá sofrer por fadiga em uma determinada vida. O ANSYS calcula em cada nó o fator de segurança a partir da seguinte Equação 2.29, (ANSYS.INC., 2020):

$$\frac{1}{FS} = \frac{S_{alternada}}{S_{equivalente}} + \frac{S_{média}}{S_{última}} \quad (2.29)$$

O dano é encontrado a partir da relação da vida útil do projeto com a vida útil disponível. Os resultados apresentados pelo ANSYS mostram que um dano maior que 1 indica que a peça irá falhar antes de atingir a vida útil (ANSYS.INC., 2020).

Neste trabalho, destaca-se como objetivo primário a execução do procedimento da análise de fadiga utilizando a ferramenta computacional ANSYS *Student 2022 R2/ Fatigue tool module* para a posterior avaliação de uma pá de turbina eólica. Para isto, são extraídos parâmetros importantes da análise de fadiga em uma viga retangular engastada-livre de aço ASTM-36. Tomou-se esta estrutura pelo seu caráter simplificado, sendo possível confrontar seus resultados com os obtidos analiticamente. As simulações dinâmicas computacionais para a obtenção das respostas são reproduzidos no software de Elementos Finitos *Static Structural – Mechanical* do ANSYS.



# 3 Procedimento para Análise de Fadiga

## 3.1 Viga engastada-livre

### 3.1.1 Objeto de Estudo

Inicialmente a ferramenta numérica de estudo de fadiga no ANSYS foi utilizada para a análise de uma viga de Aço ASTM A36 engastada em uma extremidade e livre na outra, com 0,5m de comprimento e seção transversal de 0,002m x 0,1m, como mostra a Figura 32. As propriedades do aço estão mencionadas na Tabela 1.

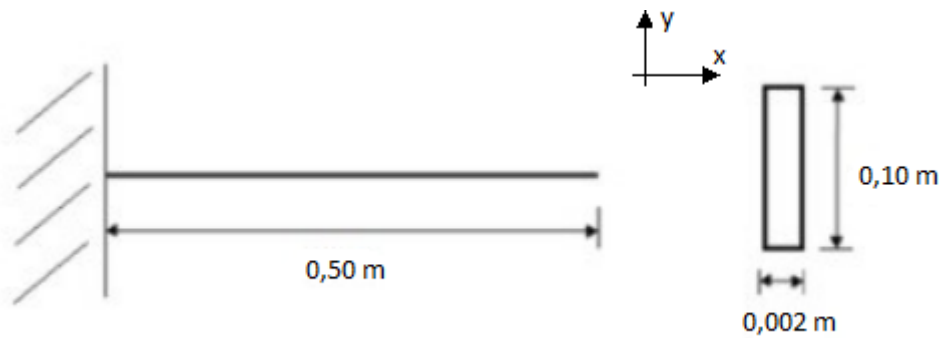


Figura 32 – Viga em análise. Fonte: O Autor.

Tensão de escoamento	250 Mpa
Tensão de ruptura	460 Mpa
Módulo de elasticidade	2,0E+5 Mpa
Coefficiente de Poisson	0,3
Densidade	7850 kg/m <sup>3</sup>

Tabela 1 – Propriedades do Aço ASTM A36. Fonte: (MARQUES, 2017)

### 3.1.2 Procedimento analítico aplicado à viga

Para análise das propriedades de fadiga do material foi considerado um carregamento simples harmônico cossenoidal de 1 Hz de frequência, abaixo do limite de escoamento do material de magnitude de -1000N na direção  $y$  na extremidade livre da viga. A partir das reações na restrição da extremidade engastada, temos uma reação no engaste de  $R_1 = 1000N$  e o momento fletor será  $M = 500Nm$ .

A tensão nominal de flexão será

$$\sigma_{nom} = \frac{M_z(h/2)}{I_z} = \frac{(500)(0,05)}{1,67 \times 10^{-7}} = 149,7MPa. \quad (3.1)$$

Onde  $M_z$  é o momento fletor em torno de  $z$ ,  $h/2$  metade da altura da seção e  $I_z$  é o momento de inércia em torno de  $z$ .

A região de interesse na análise, é a região de alto ciclo, que abrange de  $10^3$  a  $10^6$  ciclos (Figura 33), onde considera-se apenas deformações elásticas no regime linear do material (NORTON, 2013; DOWLING, 2012).

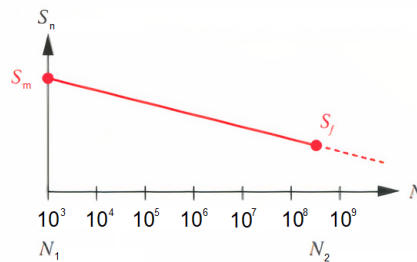


Figura 33 – Região de fadiga de alto ciclo. Fonte: (NORTON, 2013).

Aplicando as Equações 2.5 e 2.6 na região de alta ciclagem e considerando que o aço em questão possui uma tensão de ruptura de  $S_{ut} = 460 MPa$ , encontramos o seguintes valores para os limites da curva S-N:

$$S_e = 0,5S_{ut} = 0,5(460) = 230 MPa \quad (3.2)$$

$$S_m = 0,9S_{ut} = 0,9(460) = 414 MPa \quad (3.3)$$

A resistência a fadiga  $S_f$  e o limite de fadiga do material  $S_e$  são obtidos através de ensaios com corpos de prova, mas podem também ser estimados. Para um componente, devido a diversos fatores relacionados a condições de serviço, esses limites são corrigidos e tornam-se menores. Os novos valores corrigidos são determinados da seguinte forma, (NORTON, 2013):

$$S'_f = k_1 k_2 k_3 k_4 \dots k_i S_f \quad (3.4)$$

$$S'_e = k_1 k_2 k_3 k_4 \dots k_i S_e \quad (3.5)$$

onde  $k_i$  é o fator de correção para o  $i$ -ésimo efeito e  $S_f$  e  $S_e$  são, respectivamente, a resistência à fadiga e o limite de fadiga corrigidos.

A fim de realizar uma análise da vida em fadiga de uma viga engastada-livre, foi levado em consideração um modelo onde são aplicados fatores hipotéticos para cálculo da estimativa do limite de resistência à fadiga do componente submetido a uma carga cíclica. Os fatores de correção são descritos a seguir.

### 3.1.2.1 Fator de carregamento

Devido ao fato de que as análises da vida em fadiga são feitas a partir de ensaios de flexão rotativa, deve-se aplicar um fator de redução da resistência para ensaios de carregamento normal. Assim, os valores de correção para solicitação são definidos segundo Norton (2013), na Tabela 2.

Solicitação	Fator de correção $C_{carreg}$
Flexão	1
Normal	0,70
Torção pura	1

Tabela 2 – Fatores de correção para carregamento. Fonte: (NORTON, 2013).

Para fins de análise da viga em balanço, consideramos um fator de correção do carregamento  $C_{carreg} = 1$  devido ser um carregamento de flexão.

#### Fator de tamanho

Se o componente a ser analisado possui dimensão maior que a de um corpo de prova (aproximadamente 8mm de diâmetro), os efeitos do tamanho da peça diminuem o limite de resistência à fadiga, tornando-se necessária a aplicação de um fator de correção de tamanho (NORTON, 2013).

Para seções que não são circulares, é necessário calcular um diâmetro equivalente  $d_{eq}$  como mostrado a seguir:

$$d_{equiv} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (3.6)$$

Onde  $A_{95}$  é um valor tabelado segundo o formato da seção transversal ilustrado na Figura 34.

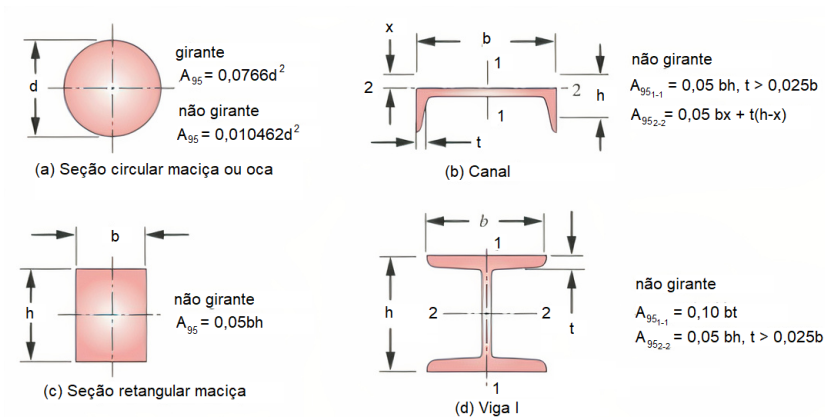


Figura 34 – Fórmulas para áreas sob tensão (95%). Fonte: (NORTON, 2013).

Assim, são estabelecidas as seguintes condições para o fator de correção de tamanho da peça ( $C_{tam}$ ) em comparação a um componente estrutural são ilustradas na Tabela 3, (NORTON, 2013).

Condição	Fator de correção de tamanho $C_{tam}$
$d \leq 0,008m$	1
$8 \text{ mm} < d < 250 \text{ mm}$	$1,189d^{-0,097}$

Tabela 3 – Condições para análise de fator de correção de tamanho. Fonte: (NORTON, 2013).

A viga é maior que um corpo de prova e levando em consideração a geometria retangular da viga, o diâmetro equivalente é encontrado a partir do coeficiente  $A_{95} = 1 \times 10^{-5}m$ , e será portanto, aplicando a Equação 3.6,  $d_{eq} = 11,14mm$ . Assim, como  $d_{eq} > 8mm$  o fator de tamanho para esta análise será calculado da seguinte forma:

$$C_{tam} = 1,189d_{eq}^{-0,097} = 0,94 \quad (3.7)$$

### 3.1.2.2 Fator de superfície

Normalmente, o corpo de prova padrão tem acabamento polido para evitar que imperfeições atuem como intensificadores de tensão. Para componentes, existem fatores que diminuem o limite de resistência à fadiga e não podem ser ignorados na análise (NORTON, 2013).

A Equação 3.8 relaciona o fator de superfície com a tensão de ruptura do material:

$$C_{superf} = A(S_{ut})^b \quad (3.8)$$

onde, se  $C_{superf} > 1,0$  deve-se utilizar  $C_{superf} = 1,0$ .

Os valores de A e b são tabelados a partir do tipo acabamento utilizado. A Tabela 4 ilustra esses dados.

Acabamento Superficial	A	b
Retificado	1,58	-0,085
Estirado ou usinado a frio	4,51	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Tabela 4 – Coeficientes de fatores de superfície considerando análise com dados em MPa. Fonte: (NORTON, 2013).

O fator de acabamento superficial é encontrado utilizando os coeficientes  $A$  e  $b$  da Tabela 4. Vamos considerar a viga de aço como sendo um componente usinado ou estirado a frio, assim, os valores de  $A$  e  $b$  serão 4,51 e  $-0,26$ , respectivamente. A partir desses valores, estimamos o fator de superfície como sendo:

$$C_{sup} = 4,51S_{ut}^{-0,265} = 0,89 \quad (3.9)$$

### 3.1.2.3 Fator de temperatura

Ensaio básicos de fadiga são realizados a temperaturas ambiente. Isso se deve ao fato de que a tenacidade do material diminui em baixas temperaturas e aumenta quando submetido a temperaturas elevadas (NORTON, 2013).

Ensaio realizados com aços permitiram as seguintes relações para estimar um fator de temperatura para análise de vida em fadiga, (NORTON, 2013):

Para  $T \leq 450^{\circ}C$  então  $C_{temp} = 1$ ;

Para  $450^{\circ}C < T \leq 550^{\circ}C$  então  $C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 50)$ .

O fator de carregamento devido a temperatura será estimado considerando o tratamento para aço, o fator de temperatura será  $C_{temp} = 1$ .

### 3.1.2.4 Fator de confiabilidade

Para análise de confiabilidade, estima-se que para aços, o desvio-padrão da resistência raramente excede 8%. A Tabela 5 mostra valores de confiabilidade para um desvio-padrão de 8% (NORTON, 2013).

Confiabilidade (%)	$C_{conf}$
50	1,000
90	0,897
95	0,868
99	0,814
99,9	0,753
99,99	0,702
99,999	0,659
99,9999	0,620

Tabela 5 – Fatores de confiabilidade para desvio padrão de 8%. Fonte: (NORTON, 2013).

Para análise vamos assumir uma confiabilidade 99,9999%. Sendo assim, o fator de confiabilidade segundo a Tabela 5 será  $C_{conf} = 0,62$ .

Aplicando as devidas condições, o limite de fadiga corrigido é definido como, (NORTON, 2013):

$$S'_e = C_{carreg}C_{tam}C_{temp}C_{sup}C_{conf}S_e \quad (3.10)$$

Substituindo estes valores na Equação 3.10 para limite de fadiga corrigido e considerando  $S_e = 230MPa$ , temos

$$S'_e = (1)(0,94)(0,89)(0,62)(1)S_e = 119,3MPa \quad (3.11)$$

Assim, a partir das equações do capítulo 2, encontramos os valores para os coeficientes  $b = -0,1801$  e  $a = 1436,48$  da Equação 2.7, chegando à expressão que determina a vida em fadiga para cada nível de tensão na região de alta ciclagem:

$$S_n = 1436,48N^{-0,1801} \quad (3.12)$$

O coeficiente de segurança ( $CS$ ) pode ser encontrado a partir da Equação 2.11 para tensão, considerando a relação entre limite de resistência à fadiga corrigido ( $S'_e$ ) e a tensão de von mises ( $\sigma'$ ):

$$CS = \frac{S'_e}{\sigma'} = \frac{119,3}{149,7} = 0,79 \quad (3.13)$$

### 3.1.3 Simulação numérica - Modelagem

A modelagem numérico computacional da viga foi construída com 12500 elementos sólidos hexaédricos de 2mm do tipo *Solid186* (Figura 35). Este elemento possui 20 nós com três graus de liberdade cada nó e suporta plasticidade, hiperelasticidade, fluência, enrijecimento por tensão, alta deflexão e grande capacidade de deformação (ANSYS, 2018b).

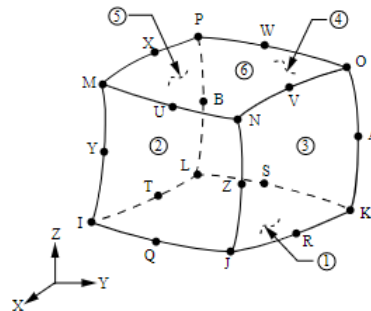


Figura 35 – Elemento *Solid186*. Fonte: (ANSYS, 2018b).

A Figura 36 apresenta a malha formulada no *software* para a viga engastada.

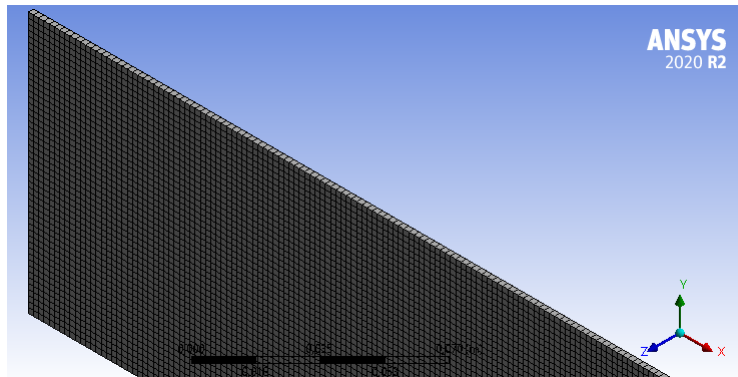


Figura 36 – Detalhe da malha. Fonte: O Autor.

### 3.1.4 Análise de fadiga do modelo de viga engastada-livre

Para a análise computacional, os dados da curva S-N foram adicionados às propriedades do material no *software* comercial levando em consideração o limite de fadiga corrigido ( $S_e$ ) conforme calculado na Equação 3.12 para região de alta ciclagem, compreendida entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos, conforme ilustrado na Tabela 6. A curva S-N gerada pelo *software* para a análise é apresentada na Figura 37 para o aço ASTM A36.

Ciclos	Tensão Alternada (MPa)
1000	414
1.210,5	400
2.540,7	350
5.979,7	300
16.456	250
56.808	200
280.630	150
1000000	119,3

Tabela 6 – Parâmetros da Curva S-N.

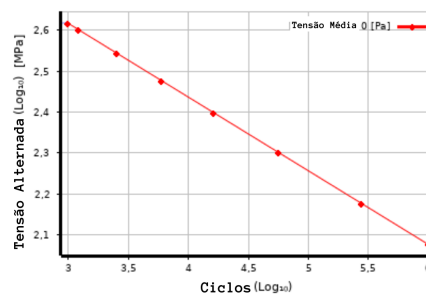


Figura 37 – Curva S-N.

O método baseado na tensão (*Stress life*) foi escolhido para a análise, em seguida determinado o carregamento como *fully-reversed* pois trata-se de um carregamento com amplitude constante e totalmente reverso, ou seja, com tensão média igual a zero ( $R=-1$ ), por esse motivo, não foi necessário aplicar um método de correção para a tensão média, nem aplicar a contagem de ciclos *Rainflow*. A análise foi projetada para uma vida infinita a partir de  $10^5$  ciclos.

## 3.2 Pá do aerogerador VERNE 555

### 3.2.1 Objeto de estudo

A pá do aerogerador tratada neste estudo, apresenta a geometria de um modelo VERNE 555 (Figura 38) desenvolvido pela empresa Enersud - Soluções Energéticas Ltda. Os parâmetros para implementar a pá no software comercial ANSYS *Workbench* foram extraídos do trabalho realizado por Morais (2017). A Figura 39 mostra a pá estudada por Morais (2017).



Figura 38 – Turbina eólica Enersud VERNE 555. Fonte: (MORAIS, 2017).



Figura 39 – Pá Enersud VERNE 555. Fonte: (MORAIS, 2017).



Conforme informações do fabricante, a pá é composta por um compósito com matriz de poliéster reforçado com fibra de vidro do tipo E. Foram analisados dois modelos neste trabalho, a fim de analisar o comportamento dos parâmetros de fadiga para duas hipóteses da pá eólica. O primeiro tratou-se a pá como uma estrutura oca e o segundo modelo abordou a pá com um reforço interno de alumínio.

As propriedades mecânicas dos materiais utilizados nesta análise são mostrados na Tabela 7.

Material	Compósito Epoxy e Fibra de Vidro E	Alumínio
Módulo de Elasticidade	24,8 GPa	71,4 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3	0,33
Densidade	2050 kg/m <sup>-3</sup>	2770 kg/m <sup>-3</sup>
Limite de resistência à Tração	455 MPa	310 MPa

Tabela 7 – Propriedades mecânicas dos materiais da pá. Fonte: (P.QIAO, 2004) e Biblioteca do ANSYS.

### 3.2.2 Simulação numérica - Modelagem

Os perfis geométricos da pá foram exportados do ANSYS APDL (formato .igs) para o ANSYS *Workbench Static Structural*. Em seguida os perfis foram interligados e extrudados para formulação da pá com 2,536 m de comprimento.

Foram realizadas análises no modelo de pá eólica em duas configurações distintas, a primeira sem reforço (Figura 40a) e a segunda com um reforço de alumínio (Figura 40b).

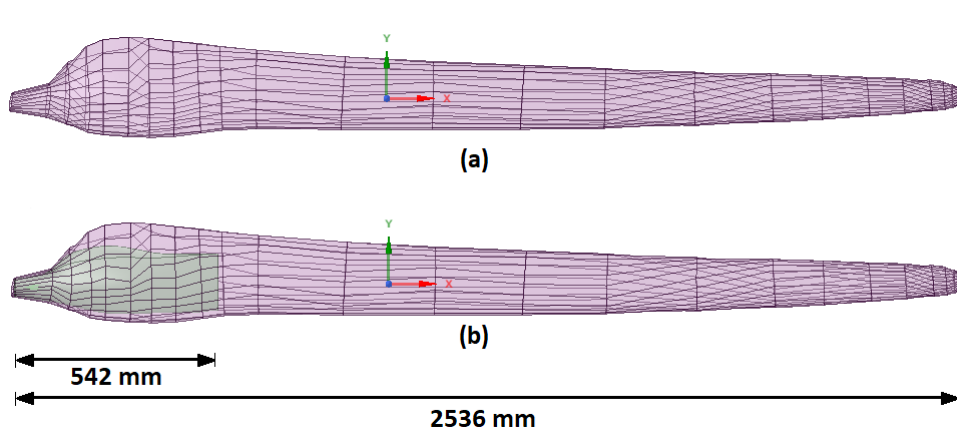


Figura 40 – Esquema da pá eólica (a) sem reforço; (b) com reforço. Fonte: O autor.

As pás eólicas são geralmente ocas em sua fabricação e feitas de materiais leves e resistentes para assim se obter um melhor desempenho (VIEIRA, 2015). A carcaça externa da pá, em ambos os modelos, foi discretizada em elementos de casca *Shell181* com 5mm de espessura. A malha de discretização possui 11192 nós e 11369 elementos (Figura 41).

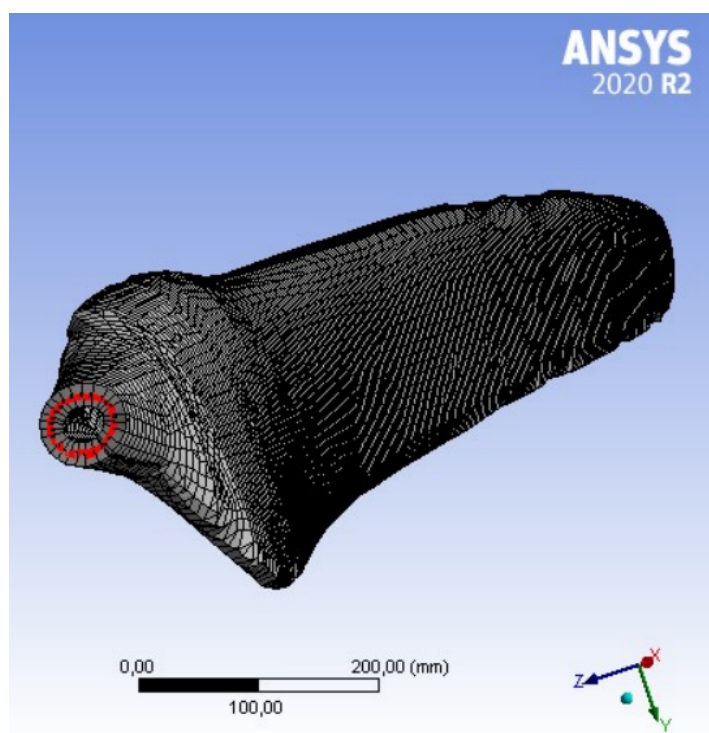


Figura 41 – Malha da pá sem reforço. Fonte: O Autor.

O elemento *Shell181* (Figura 42) é adequado para analisar estruturas de casca finas. Possui quatro nós e seis graus de liberdade em cada nó (translações nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  e rotações em torno dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ ). A precisão em sua modelagem de cascas é governada pela teoria de deformação por cisalhamento de primeira ordem (conhecida como teoria de casca de Mindlin-Reissner). Sua cinemática permite deformações finitas da membrana, ou seja, o seu alongamento (ANSYS, 2018a).

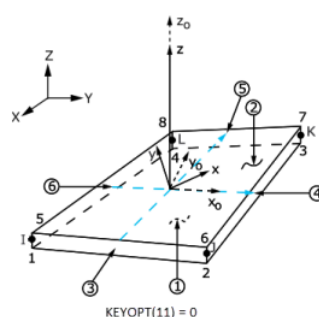


Figura 42 – Elemento *Shell181*. Fonte: (ANSYS, 2018a).

O reforço aplicado na pá foi modelado como elemento sólido *Solid185* (Figura 43), que possui oito nós com três graus de liberdade em cada nó (translações nas direções nodais x, y e z) e consiste em um elemento para modelagem de estruturas sólidas. Esse elemento possui plasticidade, hiperelasticidade, enrijecimento por tensão, fluência, grande deflexão e grande capacidade de deformação (ANSYS, 2018a).

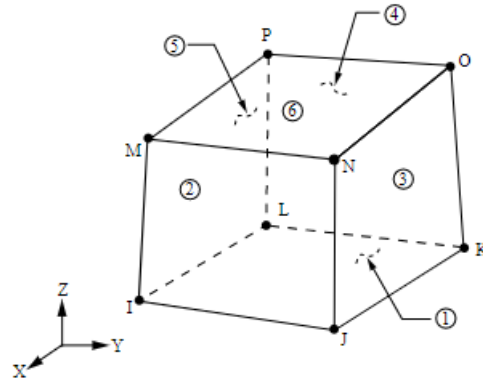


Figura 43 – Elemento *Solid185*. Fonte: (ANSYS, 2018a).

No elemento de reforço, a malha se constituiu de 3240 elementos sólidos enquanto que a estrutura externa foi discretizada com 11369 elementos de casca (Figura 44).

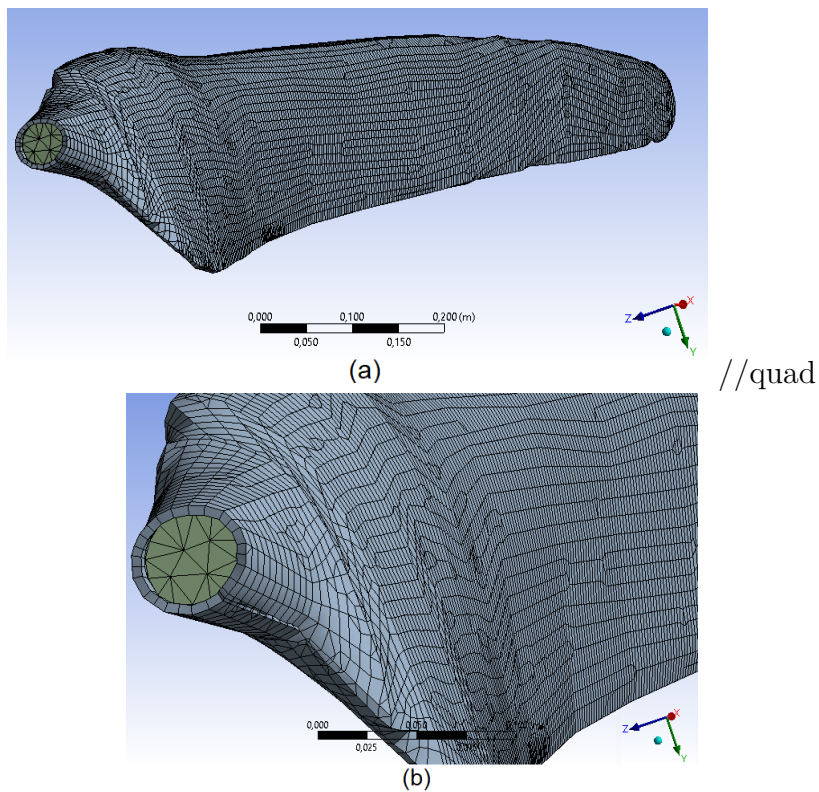


Figura 44 – (a) Malha da pá com reforço. (b) Vista ampliada. O Autor.

### 3.2.3 Análise de fadiga do modelo de pá eólica VERNE 555

Para análise de fadiga, levou-se em consideração um carregamento devido às forças aerodinâmicas, como mencionado no Capítulo 2. A fim de simplificar a aplicação do carregamento, foi considerada uma carga pontual variando no tempo na direção transversal a um terço da ponta da extremidade livre da pá. Essa simplificação se deve ao fato das forças do vento apresentarem um formato aproximadamente semelhante a uma distribuição triangular como ilustrado na Figura 45.

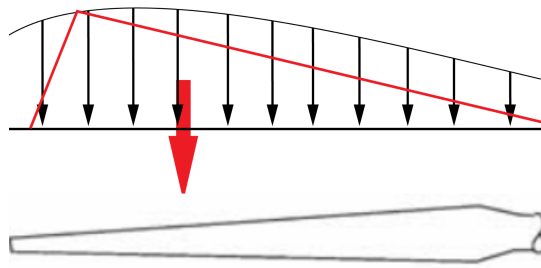


Figura 45 – Local de aplicação da carga (Adaptado). Fonte: Hansen (2008).

Definiu-se a análise *Stress life* com o intuito de utilizar-se dos parâmetros da curva S-N dos materiais. No módulo de fadiga do ANSYS *Student 2022 R2*, usa-se um fator de carregamento unitário. Em seguida é aplicado o carregamento de Davenport (Figura 46) para uma altura de aproximadamente 60 m, e foi utilizado o parâmetro de carga *History Data*. Para carregamentos dessa natureza o método de contagem de ciclos *rainflow* é utilizado durante a análise no *software ANSYS Student 2022 R2/ Fatigue tool module*.

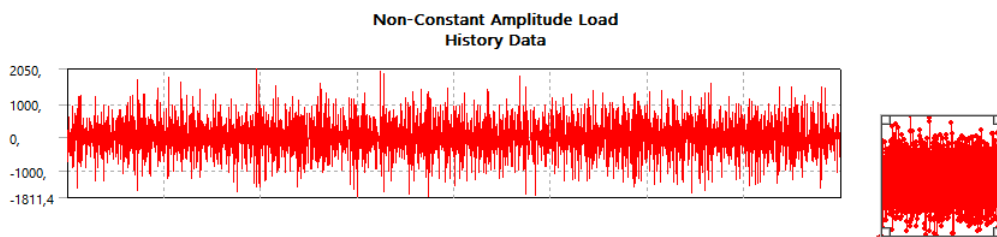


Figura 46 – Carregamento de Davenport.

A carga considerada varia num intervalo de tempo de aproximadamente 35 segundos, discretizadas em 2048 pontos. Desta forma, de acordo com Browell e Hancq (2005) tornou-se necessário a aplicação de um fator de escala de  $f_{escala}$  conforme a Equação 3.14.

$$\left(\frac{1FEM}{Carga}\right) \times \left(\frac{Carga}{P_{med}}\right) = \left(\frac{1FEM}{P_{med}}\right) = f_{escala} \quad (3.14)$$

Onde  $1FEM$  é uma unidade de carregamento em elementos finitos,  $Carga$  é a carga aplicada na análise estrutural,  $P_{med}$  é a quantidade de pontos medidos no carregamento.

Substituindo os valores na Equação 3.14 temos:

$$\left(\frac{1}{1kN}\right) \times \left(\frac{1kN}{2048}\right) = \left(\frac{1}{2048}\right) = 0,0005 \quad (3.15)$$

Foi aplicada a teoria de Goodman para correção da tensão média por ser um método mais conservador. Ainda foi definido o método de correção multiaxial como *Signed Von-mises*, pois de acordo com Browell e Hancq (2005), a teoria de Goodman trata as tensões positivas e negativas distintamente. A curva S-N do compósito Epoxy-vidro é definida pela Equação 3.16 de acordo com que Qiao et. al. (2004) apresenta em seu trabalho.

$$\frac{\sigma_a}{\sigma_u} = 0.934 - 0.0815 \log(N) \quad (3.16)$$

A Figura 47 apresenta as curvas S-N do compósito Epóxy/Fibra de Vidro E e do Alumínio utilizado no reforço da pá. Para fins de simplificação nas análises, foi considerado um material equivalente isotrópico com as mesmas propriedades físicas do compósito Epóxy/Vidro E.

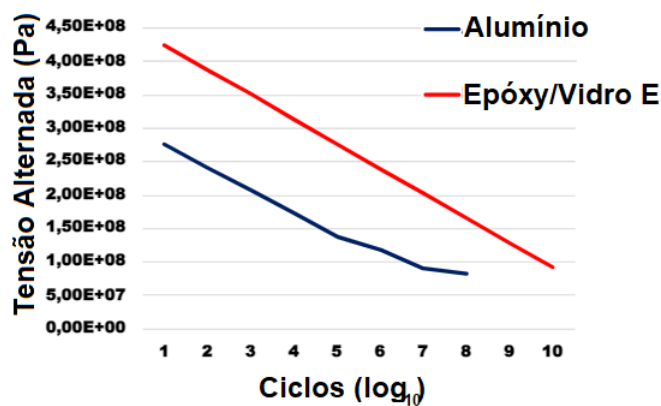


Figura 47 – Curvas S-N do Alumínio e do compósito Epóxy/fibra de vidro E.

Quando o carregamento é de amplitude variável, podem existir ciclos com tensões alternadas muito pequenas e podem prever o dano incorretamente se tiver um alto número desses ciclos. A análise foi conduzida com uma vida infinita de  $10^9$  ciclos. Esta opção define qual vida será usada se o carregamento tiver amplitude de tensão menor que a curva S-N do material (GONÇALVES, 2017).

## 4 Resultados e Discussões

### 4.1 Modelo de viga engastada-livre

A tensão equivalente de Von Mises é encontrada a partir da análise dinâmica, pela qual foi possível identificar as regiões de maior solicitação da estrutura. Na análise da vida, foi observado pouco mais de 18 mil ciclos justamente nos pontos de maior solicitação. Esse número de ciclos está dentro do âmbito de abordagem de projeto para Fadiga de Alto Ciclo (FAC). As Figuras 48 (a), (b) e (c) apresentam a distribuição de Von-Mises, a quantificação da vida útil e o fator de segurança que as regiões apresentam, respectivamente, obtidas pelas simulações no *Fatigue tool*.

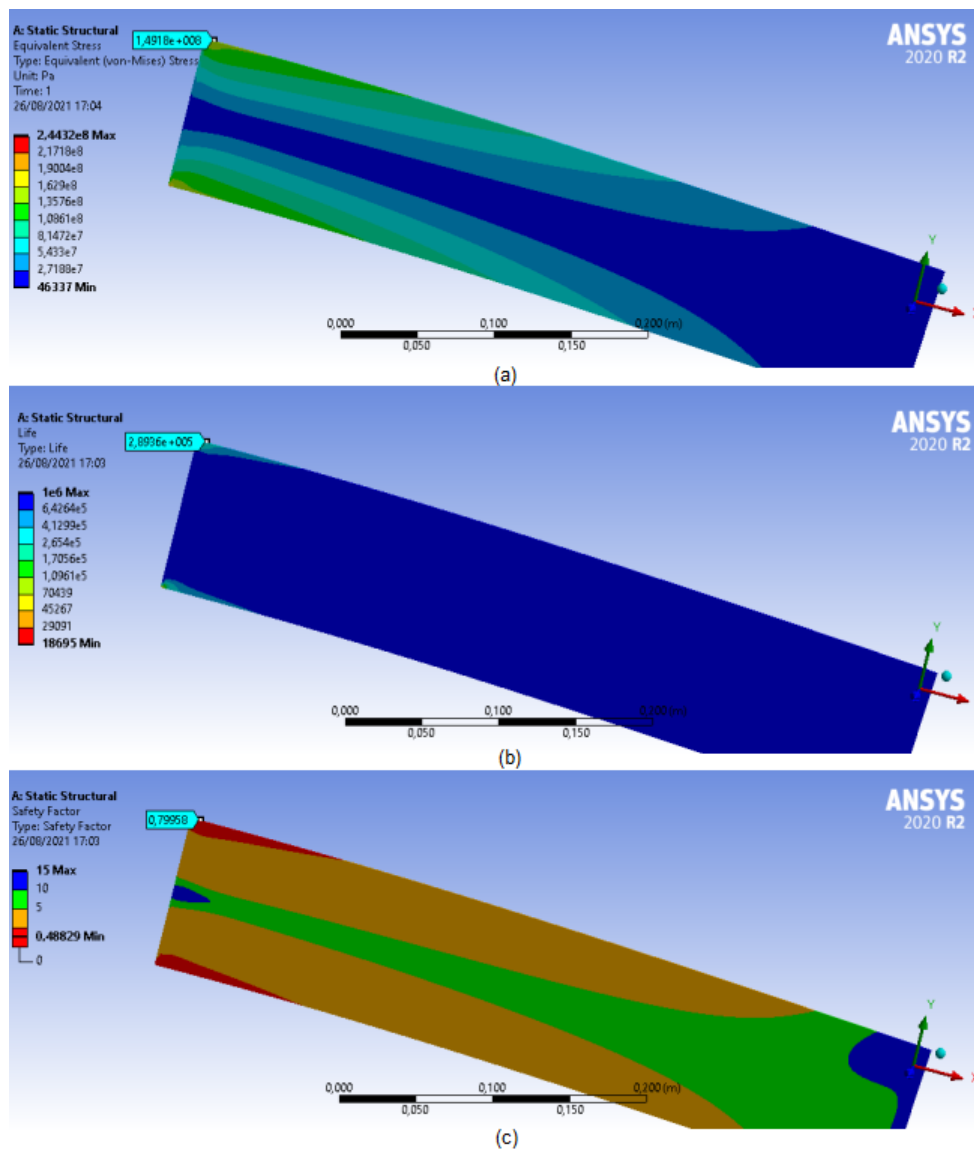


Figura 48 – (a) Tensão de Von-Mises; (b) Vida em fadiga; (c) Fator de segurança.

Como observado na Figura 48(c), as regiões com o coeficiente de segurança acima de 1 apresentam vida infinita. Os menores valores de coeficiente de segurança estão relacionados às regiões onde a viga apresentará maior chance de falhas, no caso, na região de maior concentração de tensão.

O método utilizado para a análise de vida em fadiga de alto ciclo, ou seja, de  $10^3$  a  $10^6$  ciclos, é aceitável para o projeto, visto que a vida mínima analisada está dentro do limite FAC da curva S-N.

No modelo de viga analisado, a região de investigação se concentrou próxima ao engaste por ser um ponto local de maior concentração de tensão. Devido a utilização de elementos finitos sólidos, observa-se pontos de alta concentração de tensão que podem ser desprezados. Para a viga, o valor de análise foi tomado num ponto de aproximadamente 0,006m afastado do engaste. As devidas comparações dos resultados numérico e analítico são apresentadas na tabela a seguir.

Parâmetro	Analítico	Numérico	Erro (%)
Tensão de Von Mises	149,70 Mpa	149,18 Mpa	0,34
Vida em Fadiga	283.760 Ciclos	289.360 Ciclos	1,97
Dano	3561,8	3462,1	2,79
Fator de Segurança	0,7969	0,7996	0,34

Tabela 8 – Comparação das análises.

De acordo com essa análise inicial, é possível ter uma compreensão do processo de análise de fadiga em uma estrutura simples utilizando as funcionalidades do módulo de fadiga do *software* comercial apresentado. Após essa experimentação, é possível seguir com a análise do modelo de interesse deste trabalho, a pá eólica do modelo VERNE 555.

## 4.2 Modelo da pá VERNE 555

Na pá tomou-se no primeiro instante o ponto de valor máximo de tensão. Os resultados foram condizentes com a expectativa como demonstra as duas primeiras colunas de resultados da Tabela 9 onde são apresentados os parâmetros avaliados para os modelos da pá com e sem reforço. É importante considerar a vida esperada para o projeto da estrutura, dessa forma, a análise foi conduzida com *Design Life* de  $10^4$ ,  $10^5$  e  $10^6$  ciclos, onde a vida esperada é relacionada com a vida calculada, assim foi possível obter o dano e o fator de segurança, FS, para cada caso específico de acordo com a vida da pá.

Tabela 9 – Resultados das análises utilizando os dois modelos de pás.

Modelo/ Parâmetro	Sem reforço	Com reforço	Sem reforço (0,03 m)	Com reforço (0,03 m)
Vida (Ciclos)	$7,37 \times 10^4$	$1,33 \times 10^6$	$1,25 \times 10^6$	$1,33 \times 10^6$
Dano (Para $10^4$ ciclos)	0,14	0,007	0,008	0,007
Dano (Para $10^5$ ciclos)	1,36	0,075	0,08	0,075
Dano (Para $10^6$ ciclos)	13,57	0,75	0,78	0,75
FS (Para $10^4$ ciclos)	1,17	3,11	2,02	11,25
FS (Para $10^5$ ciclos)	0,97	2,36	1,71	9,39
FS (Para $10^6$ ciclos)	0,69	1,72	1,23	6,68

Como é possível observar, a pá com o reforço em seu interior não apresentará falha por fadiga devido ao fato de apresentar dano menor que 1 e fator de segurança maior que 1. A pá sem reforço apresenta um curto tempo de vida. Ressalta-se, no entanto, o registro de uma grande concentração de tensão que se repete para a pá assim como ocorreu na viga (Figura 49).

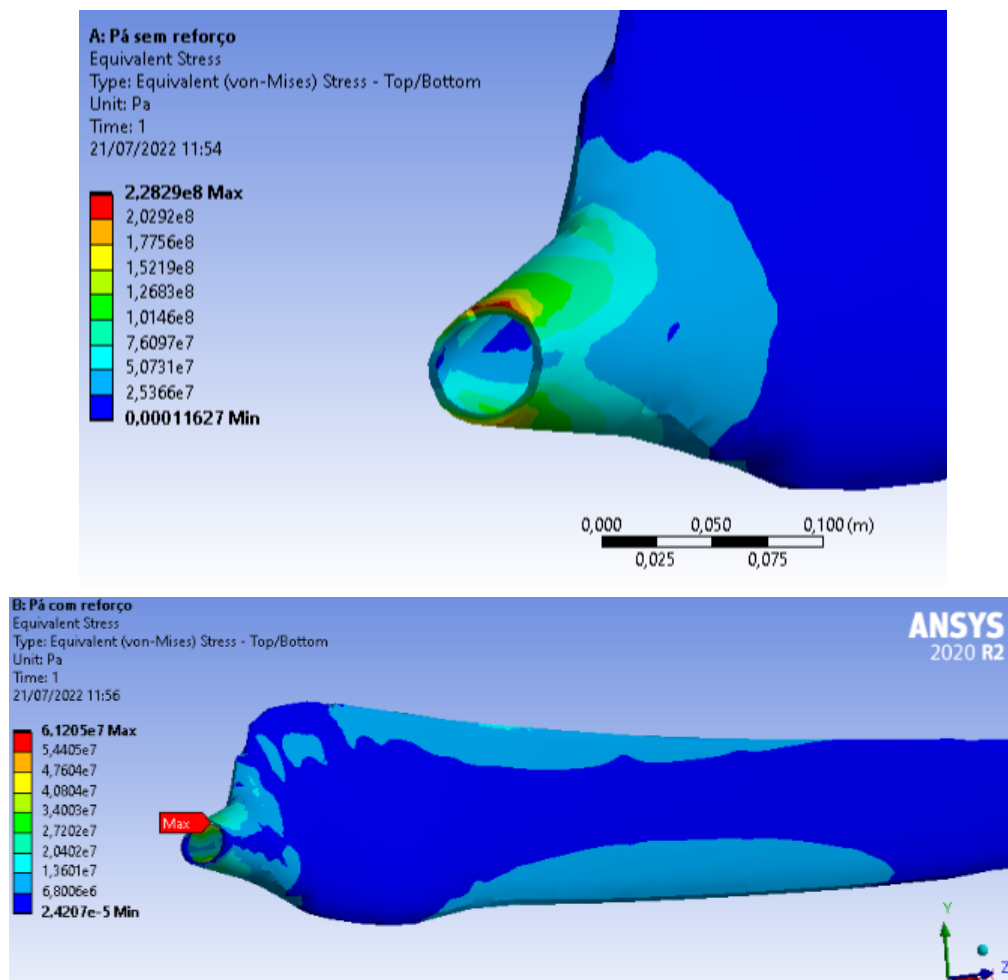


Figura 49 – Distribuição de tensões nos modelos de pá.

É comum, na prática, considerar artifícios para aliviar as tensões nestes pontos



mais críticos, uma vez que o engaste perfeito é uma representação ideal e fictícia que corrobora para um acréscimo do fator de segurança previsto no dimensionamento de elementos estruturais. Além disso, a teoria de Saint-venant pede que seja ignorada as concentrações de tensão e pontos de cargas ativas ou reativas, recomendando-se a análise em regiões um pouco mais afastadas delas. Desta forma, admitiu-se um afastamento na mesma proporção do que se considerou para a viga, de 0,03 m, no entanto recomenda-se um estudo futuro a respeito de uma proposição que leve em consideração a geometria da peça, bem como aspectos fundamentados na teoria.

Considerou-se na análise, os efeitos da tensão média na determinação da vida em fadiga. Para este processo, realizou-se as mesmas análises utilizadas anteriormente, só que dessa vez sem considerar nenhuma correção para a tensão média. A Figura 50 apresenta uma diferença entre os resultados para a vida na pá sem reforço.

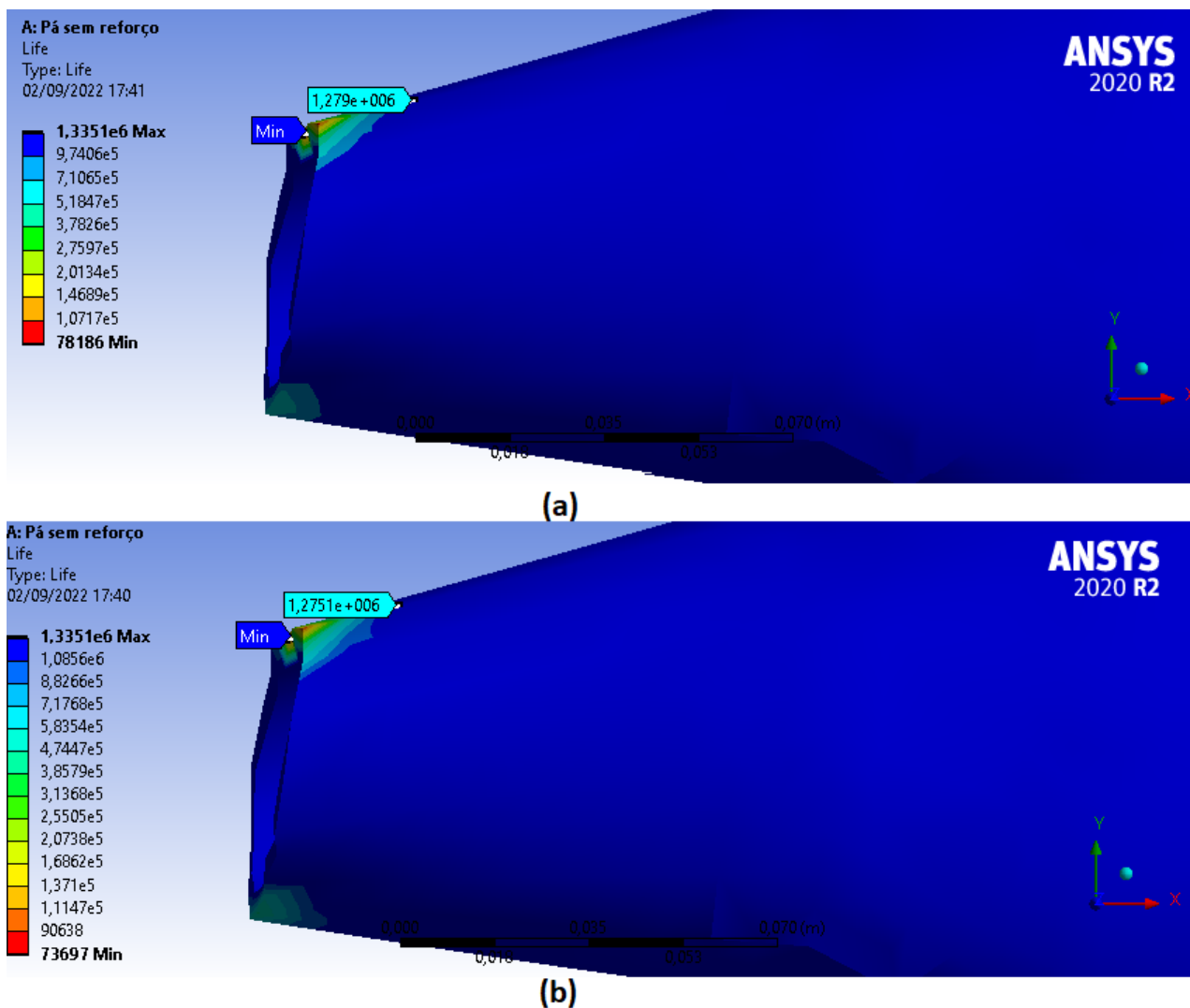


Figura 50 – Comparações dos resultados para (a) análise sem correção da tensão média e (b) análise com o método de correção de Goodman.

A Tabela 10 traz os valores respectivos para a pá sem reforço, onde a análise sem a

correção da tensão média apresentou, como resultado, um valor superior de ciclos, fatores de segurança maiores para as vidas esperadas e danos menores se comparados com as análises considerando a correção para a tensão média de Goodman.

Tabela 10 – Comparação das análises com correção e sem correção da tensão média para a pá sem reforço.

<b>Pá sem reforço/ Parâmetro</b>	<b>Sem correção</b>	<b>Goodman</b>	<b>Sem correção (0,03m)</b>	<b>Goodman (0,03m)</b>
<b>Vida (Ciclos)</b>	$7,810 \times 10^4$	$7,370 \times 10^4$	$1,280 \times 10^6$	$1,270 \times 10^6$
<b>Dano (Para <math>10^4</math> ciclos)</b>	0,128	0,140	$7,814 \times 10^{-3}$	$7,848 \times 10^{-3}$
<b>Dano (Para <math>10^5</math> ciclos)</b>	1,279	1,357	$7,815 \times 10^{-2}$	$7,825 \times 10^{-2}$
<b>Dano (Para <math>10^6</math> ciclos)</b>	12,79	13,57	0,781	0,790
<b>FS (Para <math>10^4</math> ciclos)</b>	1,171	1,166	2,053	2,038
<b>FS (Para <math>10^5</math> ciclos)</b>	0,978	0,973	1,715	1,706
<b>FS (Para <math>10^6</math> ciclos)</b>	0,695	0,691	1,217	1,212

A pá com reforço não apresentou variação nos resultados referentes à vida e dano, pois considerando o método de Goodman, a pá já apresentava vida infinita. Os resultados foram visíveis na análise numérica apenas para o fator de segurança, que, sem considerar nenhuma correção de tensão média, apresentou valores maiores se comparado com a análise anterior (Tabela 11).

Tabela 11 – Comparação das análises com correção e sem correção da tensão média para a pá com reforço.

<b>Pá com reforço/ Parâmetro</b>	<b>Sem correção</b>	<b>Goodman</b>	<b>Sem correção (0,03m)</b>	<b>Goodman (0,03m)</b>
<b>FS (Para <math>10^4</math> ciclos)</b>	3,150	3,110	11,34	11,25
<b>FS (Para <math>10^5</math> ciclos)</b>	2,378	2,358	9,472	9,423
<b>FS (Para <math>10^6</math> ciclos)</b>	1,730	1,721	6,722	6,679

A matriz *rainflow* calculada pelo ANSYS mostra a contagem de ciclos para o carregamento adicionado à análise. Essa análise só é possível para carregamentos com histórico de dados. A Figura 51a mostra a matriz em 3D para o carregamento de Davenport utilizado na análise, onde a tensão média, a tensão alternada e o número de ciclos estão relacionados. As tensões médias e alternadas são divididas em "compartimentos". O eixo Z corresponde ao número de contagem de ciclos para um determinado compartimento. A variação das cores dos compartimentos demonstra os níveis de contagem de ciclos. Dessa forma, é possível ter uma noção do comportamento do histórico do carregamento.

O gráfico da Figura 51b apresenta a matriz *rainflow* para o caso da pá sem reforço, onde é possível perceber que a tensão média máxima é 206,8MPa e a tensão média mínima é -234MPa, enquanto que a tensão alternada máxima apresenta o valor de 220,4MPa.

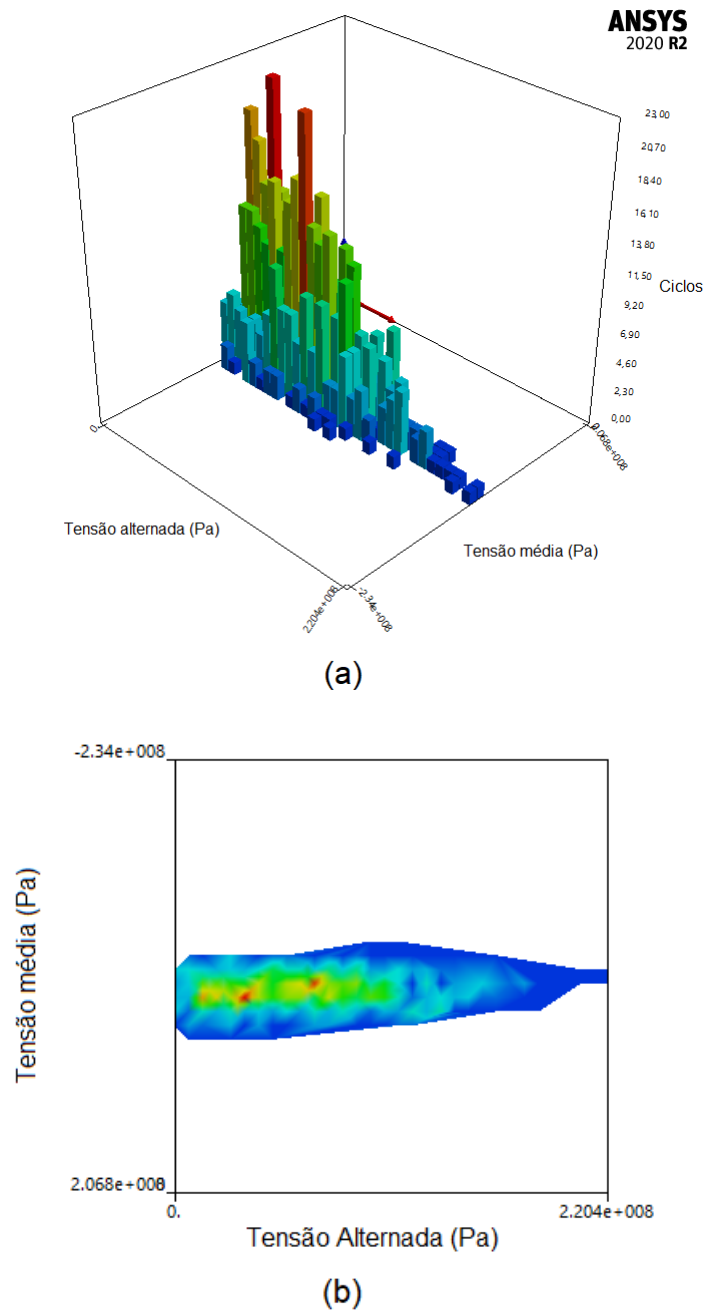


Figura 51 – Matriz Rainflow para a pá sem reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e ciclos; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada.

A Figura 52(a) e (b) apresentam os diagramas *Rainflow* 3D e 2D, respectivamente, para o caso da pá com reforço. É possível observar que, a tensão média mínima é  $-62,7$  MPa e a máxima é  $55,4$  MPa, enquanto que a maior tensão alternada apresenta o valor de  $59,1$  MPa.

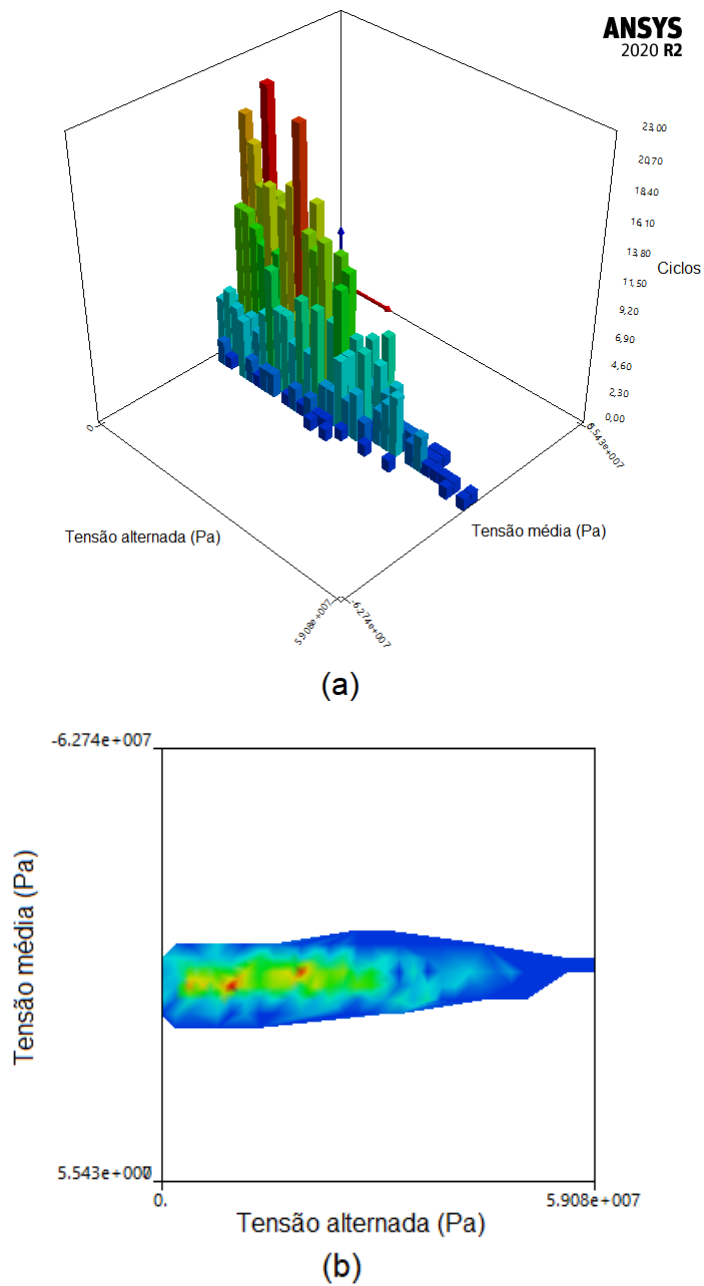


Figura 52 – Matriz Rainflow para a pá com reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e ciclos; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada.

A Figura 53(a) e (b) apresentam os gráficos 3D e 2D, respectivamente, do dano na configuração da pá sem reforço. É possível observar que a maior porcentagem de dano encontra-se na maior amplitude de tensão.

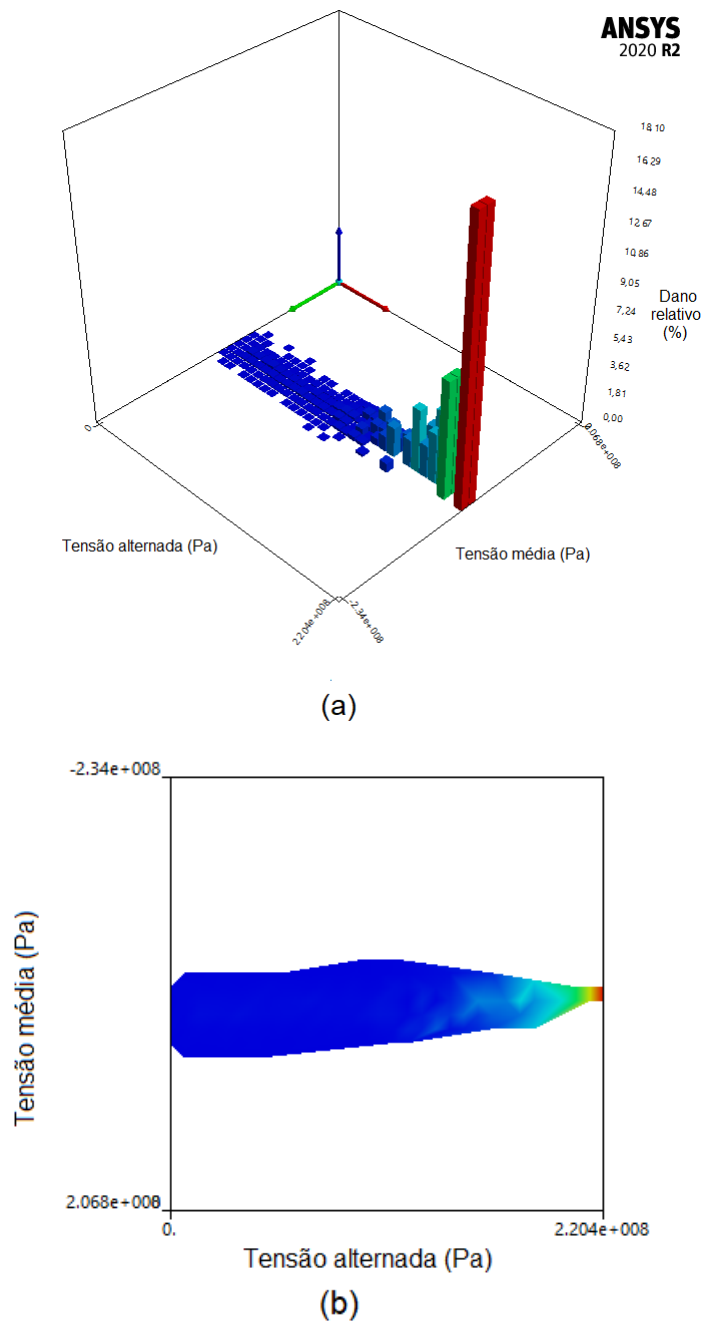


Figura 53 – Matriz de dano para a pá sem reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e dano; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada.

A Figura 54(a) e (b) apresentam os gráficos 3D e 2D, respectivamente, do dano relativo na configuração da pá com reforço. É possível observar que o dano relativo é muito menor se comparado com a pá sem reforço e que a maior concentração de dano encontra-se a amplitudes menores de tensão.

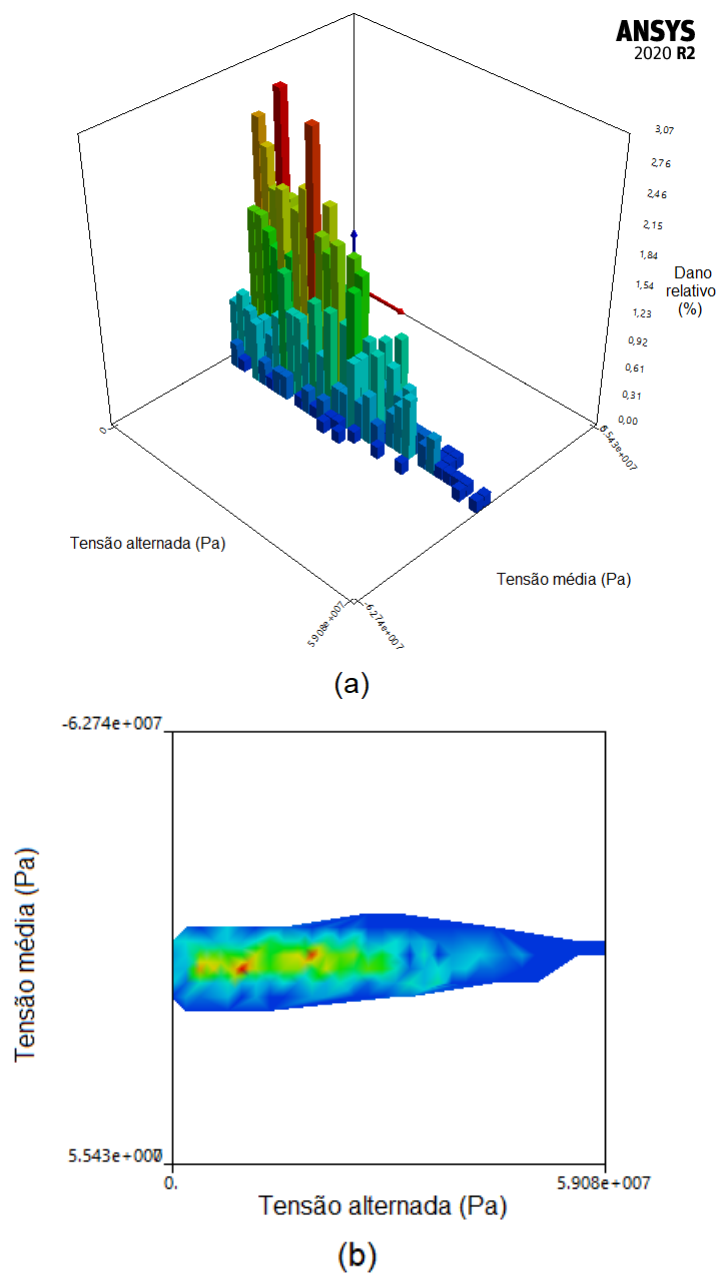


Figura 54 – Matriz de dano para a pá sem reforço. (a) Relação entre tensão média, tensão alternada e dano; (b) Relação entre tensão média e tensão alternada.

## 5 Conclusões

Este trabalho desenvolveu-se a partir de análises pré-estabelecidas no Trabalho de Conclusão de Curso 1. Aqui observou-se a aplicação das ferramentas do ANSYS na análise de fadiga em um componente aerodinâmico definido como uma pá de turbina eólica do modelo VERNE 555.

O intuito de utilizar uma estrutura de caráter elementar como a viga, submetida a um carregamento simplificado, permitiu transcorrer as análises de fadiga de maneira analítica, para confrontar seus resultados com os obtidos computacionalmente no módulo de fadiga do ANSYS. Assim, as análises concordaram entre si, com um erro relativamente baixo, o que permitiu atingir o seu propósito.

O processo de análise da pá eólica do modelo VERNE 555 foi possível após a compreensão das funcionalidades do *software*, abrindo assim espaço para futuramente explorar mais aspectos relacionados à fadiga de componentes estruturais e até mesmo estruturas por completo.

Através da análise de fadiga computacional na pá do aerogerador, foi possível observar a influência da tensão média diferente de zero na vida em fadiga. De acordo com as análises, o carregamento que possui tensões médias positivas de tração, as mesmas contribuem negativamente para a vida do componente, visto que, quando não é utilizado nenhuma correção de tensão média os valores de vida indicados na análise são maiores que quando utilizado a teoria de Goodman. É importante levar em consideração esse fator, pois a maioria dos carregamentos na vida real são caracterizados como irregulares, e portanto, apresentam tensões médias variadas.

Outro aspecto a se considerar nas análises realizadas, se refere à estrutura da pá em suas duas configurações. A pá com reforço apresentou resultados mais vantajosos no ponto de vista de vida em fadiga. Desse modo, visando atingir a vida útil de 20 anos de uma turbina eólica, considera-se averiguar a viabilidade de se utilizar um reforço interno como possibilidade para prolongar o tempo de serviço de uma pá eólica.

Considerando as análises apresentadas neste trabalho, é possível realizar um projeto para fadiga de alto ciclo (FAC) utilizando carregamentos com amplitudes não constantes, onde a tensão média é diferente de zero.

O objetivo deste trabalho foi entender como funciona o mecanismo de análise da vida em fadiga em uma estrutura através da utilização do módulo de fadiga disponível no *software* comercial ANSYS *Workbench*. A experimentação inicial com o modelo simplificado de uma viga prismática permitiu entender todo o processo de análise da vida em

fadiga, desde a modelagem estrutural.

O intuito de entender o mecanismo de fadiga é buscar meios de evitar que falhas por esse fator aconteçam em peças sob efeito de cargas dinâmicas. Deve-se enfatizar que a utilização de ferramentas computacionais para resolução de problemas de engenharia é de grande valia pois permite resultados precisos e rápidos, diminuindo o tempo de análise.



# Referências

ABNT. *NBR 6123: Forças devidas ao vento em edificações*. Rio de Janeiro: [s.n.], 1988. Citado na página 41.

ANSYS. *SHELL181 Element Description*. 2018. Disponível em: <[https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans\\_help\\_v182/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_SHELL181.html](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SHELL181.html)>. Citado 3 vezes nas páginas 9, 57 e 58.

ANSYS. *SOLID186 Element Description*. 2018. Disponível em: <[https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans\\_help\\_v182/ans\\_elem/Hlp\\_E\\_SOLID186.html](https://www.mm.bme.hu/~gyebro/files/ans_help_v182/ans_elem/Hlp_E_SOLID186.html)>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 53.

ANSYS.INC. *Mechanical Application 2020 R2. Mechanical User's Guide*. [S.l.: s.n.], 2020. Citado na página 47.

ANSYS.INC., B. *Calculating and Displaying Fatigue Results*. [S.l.: s.n.], 2006. Citado 6 vezes nas páginas 9, 43, 44, 45, 46 e 47.

AZEVEDO, D. *Tipos de carregamentos*. Mogi das Cruzes, Brasil, 2016. 28 p. Citado 2 vezes nas páginas 38 e 39.

BISHOP, F. N. *Finite Element Based Fatigue Calculations*. Nafems Publication: [s.n.], 2000. Citado 3 vezes nas páginas 8, 33 e 34.

BRITO, S. de S. *Energia eólica: Princípios e tecnologias*. Centro de Referência para Energia Solar e Eólica., p. 51, 2008. Citado 4 vezes nas páginas 8, 23, 24 e 25.

CALLISTER, W. D. *Fundamentos da Ciência e Engenharia de Materiais*. Rio de Janeiro, Brasil: [s.n.], 2014. Citado 3 vezes nas páginas 8, 29 e 30.

DOWLING, N. E. *Mechanical Behavior of Materials, Engineering Methods for Deformation, Fracture*. England: [s.n.], 2012. Citado 14 vezes nas páginas 8, 9, 25, 29, 30, 32, 34, 35, 36, 37, 38, 40, 41 e 49.

FAA. Accident overview. history of flights. Federal Aviation Administration., 2020. Citado 3 vezes nas páginas 8, 19 e 20.

FILHO, J. G. A. C. *Análise de fadiga em pás de aerogeradores de pequeno porte*. Porto Alegre, Brasil, p. 136, 2011. Citado na página 31.

GONÇALVES, R. A. de M. M. *Contribuição na avaliação da vida útil de eixo virabrequim sob fadiga multiaxial*. 2017. Citado 2 vezes nas páginas 31 e 60.

HANSEN, M. O. L. *Aerodynamics of wind turbines*. EUA: [s.n.], 2008. Citado 8 vezes nas páginas 8, 20, 21, 24, 26, 27, 28 e 29.

HOLMES, J. *Wind Loading of Structures. 2 ed.* New York, EUA: Taylor and Francis ed.: [s.n.], 2007. Citado na página 42.

LEMOES, D. F. A. *Aspectos técnicos da energia eólica*. Centro de Tecnologia do Gás e Energias Renováveis -CTGÁS -ER. Natal, Brasil, p. 54, 2012. Citado na página 29.

- LIU, T. I. Y. *Fatigue Failure Accident of Wind Turbine Tower in Taikoyama Wind Farm*. Universidade de Tokyo, Tokyo, Japão., p. 9, 2016. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 20.
- MANWELL J. G. MCGOWAN, A. L. R. J. F. *Wind Eenergy Explained. Theory, design and application*. USA: [s.n.], 2009. Citado 3 vezes nas páginas 8, 21 e 25.
- MARQUES, J. M. E. Uma comparação entre metodologias para cálculo da vida em fadiga no domínio do tempo e da frequência com aplicação na simulação dinâmica de implementos rodoviários. Porto Alegre, Brazil, p. 167, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 48.
- MEGSON, T. H. G. *Aircraft Structures for engineering students*. England: [s.n.], 2007. Citado na página 32.
- MORAIS, A. A. de. Análise numérico-experimental da pá eólica do aerogerador modelo verne 555. Brasília, Brasil, p. 149, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 55.
- NORTON, R. L. *Projeto de máquinas: uma abordagem integrada [tradução: Konstantinos Dimitriou Stavropoulos ... et al.]*. Porto Alegre, Brasil, 2013. 1055 p. Citado 16 vezes nas páginas 8, 9, 11, 30, 31, 34, 35, 36, 38, 39, 40, 43, 49, 50, 51 e 52.
- PASSOS, J. P. dos. Estimacão da vida em fadiga através de análise dinâmica global-local no domínio da frequência. Porto Alegre, Brazil, p. 96, 2016. Citado 4 vezes nas páginas 8, 33, 34 e 35.
- P.QIAO, M. Y. Fatigue life prediction of pultruded e-glass/polyurethane composites. Akron, USA, p. 23, 2004. Citado 2 vezes nas páginas 11 e 56.
- RIOS, M. P. Efeito de amortecedores no comportamento dinâmico de edifícios altos sob cargas de vento. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro-PUC-Rio. Rio de Janeiro, p. 23, 2016. Citado 3 vezes nas páginas 9, 41 e 42.
- ROSA, E. da. *Análise de Resistência Mecânica (Mecânica da Fratura e Fadiga)*. Santa Catarina, Brasil, 2002. Citado na página 34.
- SCHIJVE, J. *Fatigue of Structures and Materials*. Amsterdam/North-East Polder, The Netherlands: [s.n.], 2009. Citado 3 vezes nas páginas 21, 32 e 33.
- TAKAHASHI, B. X. Metodologia moderna para análise de fadiga baseada em elementos finitos de componentes sujeitos à fadiga uni e multiaxial. 2014. Disponível em: <[https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3151/tde-19032015-173219/publico/Dissertacao\\_Bruno\\_Ximenes.pdf](https://www.teses.usp.br/teses/disponiveis/3/3151/tde-19032015-173219/publico/Dissertacao_Bruno_Ximenes.pdf)>. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 32.
- VIBRATIONDATA. *Rainflow Fatigue Cycle Counting*. 2012. Url<https://vibrationdata.wordpress.com/2012/10/31/rainflow-fatigue-cycle-counting/>. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 33.
- VIEIRA, T. A. A. Fadiga em pás de turbinas eólicas. estudo de aplicação de extensões. Departamento de Engenharia Mecânica Faculdade de Engenharia da Universidade de Porto. Porto., p. 80, 2015. Citado na página 57.
- WANHILL, R. Milestone case histories in aircraft structural integrity. National Aerospace Laboratory NLR, p. 25, 2002. Citado 3 vezes nas páginas 19, 20 e 32.