

**ANÁLISE DE FIABILIDADE EM CAIXA DE ENGRENAGENS
DE AEROGERADOR, POR MEIO DO DETALHAMENTO DAS
NORMAS AGMA.**

Matheus Henrique da Silva

Tese apresentada à
Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança

Para obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial

Dezembro 2021



ANÁLISE DE FIABILIDADE EM CAIXA DE ENGRENAGENS DE AEROGERADOR, POR MEIO DO DETALHAMENTO DAS NORMAS AGMA.

**Matheus Henrique da Silva
A41612**

Tese apresentada à
**Escola Superior de Tecnologia e Gestão
Instituto Politécnico de Bragança**

Para obtenção do grau de Mestre em
Engenharia Industrial

No âmbito da Dupla Diplomação com a
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Este trabalho foi efetuado sob orientação de:
Professor Doutor Carlos Alberto Rodrigues Andrade (IPB)
E coorientação de:
Professor Doutor David Lira Nuñez (UTFPR)

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, gostaria de agradecer as instituições de ensino Instituto Politécnico de Bragança (IPB) e a Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), que a partir de um excelente programa de dupla diplomação me possibilitaram além de desenvolver este trabalho, a alcançar experiências únicas para a vida, como acadêmico, futuro profissional de engenharia e como pessoa.

Agradeço ao meu coorientador David Lira Nuñez pela sua inteira disposição ao repassar conhecimento em prol do sucesso do orientando e das instituições, durante toda a minha graduação sempre foi um exemplo de profissional. Ao meu orientador Carlos Alberto Rodrigues Andrade por aceitar esse desafio e me direcionar da melhor maneira durante a execução deste trabalho.

Aos meus pais, Marinalva O. da Silva e Agnaldo C. Nesi, quem me instrui desde os primeiros passos, a todo momento foram o meu alicerce de apoio e a minha fonte de inspiração, eu amo vocês, essa conquista também é sua. A minha irmã Sara M. da Silva e meu irmão Leonardo K. Nesi, que como irmãos mais novos, sempre foram exemplos de sucesso para mim. A minha família de maneira geral, pessoas que são fundamentais em minha vida.

Além de todos meus amigos que sempre estiveram comigo durante esta jornada. Em especial a Lucas H. Pissaia e Pedro A. M. Ferrer, com quem pude residir nesse um ano em Portugal, amigos com quem aprendi muito, além disso, foram origem de apoio sempre que necessário. E a Kalena Kostiuk, você foi fonte de inspiração na minha caminhada acadêmica, sempre me motivou a estudar e a desenvolver um bom trabalho em busca do meu sucesso.

Obrigado a todos, o seu apoio foi fundamental para que eu pudesse concluir esse objetivo tão importante!

RESUMO

Engrenagens são elementos essenciais na engenharia mecânica, usadas em máquinas para transmissão de potência, como nas caixas de engrenagens de aerogeradores. Do mesmo modo, a geração de energia de maneira renovável, a partir de fonte eólica, tem se tornado essencial ao redor do mundo. Apesar da engrenagem ser um elemento mecânico amplamente utilizado, há pouca informação atualizada e disponível sobre seu equacionamento no Sistema Internacional para o cálculo à fadiga, tanto para análise de tensão ao contato e consequente avaliação da resistência a picada na superfície do dente da engrenagem, quanto para análise da tensão à flexão, e assim, a avaliação da resistência à fratura na região do cordão raiz do dente. O presente trabalho detalha a norma ANSI/AGMA 2101-D04 (2016) e, a partir desta, desenvolve algoritmos matemáticos que facilitam o processo de análise de fadiga em engrenagens de dentes retos, proporcionando a fácil observação das etapas a serem seguidas para se obter a tensão de contato e de flexão, tal como os fatores de segurança dessas duas abordagens. Além disso, complementa a dita norma com informações de literaturas consolidadas de Projeto de Máquinas, proporcionando um material didático e intuitivo que possa auxiliar no projeto de engrenagens. Para compreensão dos algoritmos matemáticos que clarificam a norma citada, e levando em consideração que o sistema de transmissão tem grande influência na confiabilidade do aerogerador, foi desenvolvido um estudo de caso com a análise de fadiga em um par de engrenagens, em que, devido ao difícil acesso aos parques eólicos, foi proposto uma cadeia cinemática para compor a caixa de engrenagens de uma turbina eólica de 2,5 MW de potência. Pôde-se inferir que os algoritmos em conjunto com os materiais acrescentados ao conteúdo da norma, facilitaram e enriqueceram a análise de fadiga. Ademais, pode-se concluir que a norma ANSI/AGMA 2101-D04 (2016) é muito completa e eficaz no que se trata de cálculos de fadiga em engrenagens, com o seu auxílio foi possível validar o dimensionamento da cadeia cinemática proposta para compor o aerogerador da fabricante *Nordex*, dimensionamento que resulta numa dureza *Brinell* necessária e que pode ser obtida com tratamentos térmicos segundo a norma ANSI/AGMA 2004-C08. Com a norma ANSI/AGMA 9005-F16, pode-se obter as características do lubrificante e o método de lubrificação que garantem o funcionamento eficiente da caixa de engrenagens. Duas conclusões sobre o fator de distribuição de carga K_H utilizado pela norma são as seguintes, primeiramente pede-se que a engrenagem satisfaça a relação $\frac{b}{D_p} \leq 2$, o que não acontece no dimensionamento proposto, porém, se diminuíssemos a largura de face b , a fim de satisfazer a relação, seria necessário apenas um aumento de dureza *Brinell* para realizar essa otimização. Também para esse fator é considerado o coroamento nos dentes da engrenagem, característica que diminui a tensão de contato, porém o coroamento envolve altos custos com maquinabilidade, portanto deve ser analisado com cuidado pelos projetistas. Um ponto interessante é que para alguns fatores, a norma não propõe recomendações, como para o fator de sobrecarga K_O , e o fator de tamanho K_S , o que nem sempre é viável pois demanda de experiência do projetista, em contrapartida, isso se torna um ponto positivo quando o projetista tem certa experiência, dando autonomia para o profissional fazer escolhas a partir da sua aplicação específica.

Palavras-chave: ANSI/AGMA 2101-D04; Engrenagens de dentes retos; Caixa de engrenagens; Análise de fadiga; Aerogerador; Energia eólica.

ABSTRACT

Gears are essential elements in mechanical engineering, used in machines for power transmission such as wind turbine gearboxes. Likewise, renewable energy generation from wind sources has become essential around the world. Although the gear is a widely used mechanical element, there is little up-to-date information available on its equation in the International System for fatigue calculation, both for the analysis of contact stress and the consequent evaluation of the pitting resistance on the gear tooth surface, as well as for analysis of bending stress, and thus, an assessment of fracture toughness in the region of the root fillet of the tooth. This work details the ANSI / AGMA 2101-D04 (2016) standard and, based on it, develops mathematical algorithms that facilitate the fatigue analysis process in spur gears, providing easy observation of the steps to be followed to obtain the contact stress and bending stress, as well as the safety factors of these two approaches. In addition, it complements said standard with information from consolidated literature on Machine Design, providing educational and intuitive material that can assist in gear design. To understand the mathematical algorithms that uncomplicate the aforementioned standard and taking into account that the transmission system has a great influence on the reliability of the wind turbine, a case study was developed with an analysis of fatigue in a pair of gears, in which, due to difficult access to wind farms, a kinematic chain was proposed to compose the gearbox of a 2.5 MW wind turbine. It could be inferred that the algorithms together with the materials provided to the content of the standard facilitate and enrich a fatigue analysis. Furthermore, it can be concluded that the ANSI/AGMA 2101-D04 (2016) standard is very complete and effective when it comes to fatigue calculations in gears, with its help it was possible to validate the dimensioning of the proposed kinematic chain to compose the wind turbine from Nordex manufacturer, dimensioning that results in a necessary Brinell hardness and that can be obtained with heat treatments according to the ANSI/AGMA 2004-C08 standard. With the ANSI/AGMA 9005-F16 standard, you can obtain the lubricant characteristics and lubrication method that ensure efficient operation of the gearbox. Two conclusions about the load distribution factor K_H used by the standard are as follows, firstly, the gear is asked to satisfy the ratio $\frac{b}{D_p} \leq 2$, which does not happen in the proposed design, however, if we were to reduce the face width b , in order to satisfy the ratio, only one Brinell hardness increase would be needed to perform this optimization. Also, for this factor, crowning on the gear teeth is considered, a characteristic that reduces the contact stress, but crowning involves high machinability costs, therefore, it must be carefully analyzed by the designers. An interesting point is that for some factors, the standard does not propose recommendations, such as for the overload factor K_O , and the size factor K_S , which is not always feasible as it demands experience from the designer, on the other hand, this becomes a positive point when the designer has some experience, giving autonomy to the professional to make choices based on their specific application.

Keywords: ANSI/AGMA 2101-D04; Spur gears; Gearbox; Fatigue analysis; Wind turbine; Wind energy.

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 - Geração de energia eólica onshore no Cenário de Desenvolvimento Sustentável [2].	17
Figura 2.2 - Gráfico de Produção de Energia Elétrica a Partir de Fontes Renováveis (Portugal) [23].	17
Figura 2.3 - Funcionamento de um aerogerador esquema geral [24].	19
Figura 2.4 - Curva de potência genérica de aerogeradores [26].	20
Figura 2.5 - Parque eólico <i>onshore</i> Bornes – Macedo de Cavalheiros (Portugal) [17].	21
Figura 2.6 - Parque eólico offshore Wikinger (Alemanha) [28].	21
Figura 2.7 - Turbina Eólica de Veio Horizontal (HAWT) e seus principais componentes [8].	22
Figura 2.8 - Nacele de um aerogerador [8].	23
Figura 2.9 - Trem de força [31].	24
Figura 2.10 - Engrenagem de dentes retos (a), engrenagem helicoidal (b) e engrenagem helicoidal dupla (c). Adaptado de [33].	25
Figura 2.11 - Configuração de montagem de engrenagens planetárias (a) e paralelas (b). Adaptado de [37].	27
Figura 2.12 - Caixa de engrenagens planetária, primeiro e segundo estágios planetários, terceiro paralelo [38].	27
Figura 2.13 - Custos de falha esperados e nível crítico para cada conjunto de uma turbina eólica [11].	29
Figura 2.14 - Fator de espessura, KB [45].	34
Figura 2.15 - Fator geométrico de resistência a picada para ângulo de pressão 20° [45].	35
Figura 2.16 - Fator geométrico para engrenagem de dentes retos com ângulo de pressão 20° [34].	36
Figura 2.17 - Fator Dinâmico, KV [19].	38
Figura 2.18 – Coeficiente de elasticidade padronizado para alguns materiais [33].	42
Figura 2.19 - Fator de proporção de dureza, ZW [19].	43
Figura 2.20 - Fator de proporção de dureza, ZW (pinhões de superfície endurecida) [19].	44
Figura 2.21 - Dentes com coroamento [14].	46
Figura 2.22 - Fator de proporção do pinhão, KHpf [19].	46
Figura 2.23 - Avaliação de S e S1 [33].	47
Figura 2.24 - Fator de alinhamento de malha, KHma [19].	48

Figura 2.25 - Número de tensão de contato admissível para engrenagens de aço endurecido, σ_{HP} [19].	49
Figura 2.26 - Número de tensão de flexão admissível para engrenagens de aço endurecido, σ_{FP} [19].	50
Figura 2.27 - Fator de ciclo de tensão de resistência a picada, ZN [33].	52
Figura 2.28 - Fator de ciclo de tensão de resistência à flexão, YN [33].	52
Figura 2.29 – Valores do fator de forma Y de Lewis [33].	54
Figura 2.30 - Fatores de seleção de materiais. Adaptado [21].	56
Figura 2.31 - Fluxograma do processamento de aço [21].	57
Figura 2.32 - Dureza mínima aproximada do núcleo dos dentes da engrenagem cementada [21].	60
Figura 2.33 - Dureza superficial mínima aproximada - aços nitretados [21].	61
Figura 2.34 - Variações no padrão de endurecimento obtidas em dentes de engrenagem com chama ou endurecimento por indução [19].	62
Figura 2.35 - Dureza superficial por teor de carbono para microestrutura de martensita de 99% [21].	62
Figura 2.36 - Grau de viscosidade para temperaturas de operação do óleo, para óleos com um índice de viscosidade de 240, para engrenagens de dentes retos e helicoidais [20].	67
Figura 3.1 – Algoritmo para análise de resistência ao contato e à flexão.	72
Figura 3.2 - Algoritmo para cálculo da tensão de contato, parte 1.	73
Figura 3.3 - Algoritmo para cálculo da tensão de contato, parte 2.	74
Figura 3.4- Algoritmo para cálculo da tensão de flexão, parte 1.	76
Figura 3.5 – Algoritmo para cálculo da tensão de flexão, parte 2.	77
Figura 3.6 – Algoritmo para cálculo do fator de segurança ao contato AGMA.	78
Figura 3.7 – Algoritmo para cálculo do fator de segurança à flexão AGMA.	79
Figura 4.1 – Esquema (a), projeto (b), estágio planetário seguido por dois estágios paralelos [61] [58].	83
Figura 4.2 - Componentes engrenagens planetárias [59].	84
Figura 4.3 - Cadeia cinemática em estudo [18].	87
Figura 4.4 - Endurecimento do flanco, face e raiz, dente a dente [21].	94

LISTA DE TABELAS

Tabela 2-1 - Produção de Energia Eléctrica a Partir de Fontes Renováveis (Portugal) [23]. ..	18
Tabela 2-2 - FMEA de uma engrenagem presente em caixa de engrenagens [11].	30
Tabela 2-3 - Aplicação da engrenagem para encontrar o número do nível de precisão. Adaptado [45].	38
Tabela 2-4 - Fator de sobrecarga sugerido. Adaptado [45].	39
Tabela 2-5 - Condição para máquina acionada. Adaptado [45].	40
Tabela 2-6 - Condição para fonte de alimentação. Adaptado [45].	40
Tabela 2-7 - Constantes empíricas; A, B e C [19].	48
Tabela 2-8 - Número de tensão de contato admissível, σ_{HP} , para engrenagens de aço [19].	49
Tabela 2-9 - Número de tensão de flexão admissível, σ_{FP} , para engrenagens de aço [19]. ...	50
Tabela 2-10 - Vida nominal para diferentes aplicações de engrenagens. Adaptado [45].	51
Tabela 2-11 - Fator de confiabilidade YZ . Adaptado [19].	53
Tabela 2-12 - Fator de confiabilidade: falha por fadiga do material. Adaptado [34].	53
Tabela 2-13 - Fator de tamanho segundo o módulo, adaptado [45].	54
Tabela 2-14 - Guia de classificação de lubrificantes [20].	65
Tabela 2-15 - Exemplos de operação para unidades motriz (unidade de acionamento) [20]. ..	66
Tabela 2-16 - Exemplos de modos de operação de unidades acionadas - engrenagens industriais [20].	66
Tabela 3-1 - Ficha de dados Nordex N90/2500 [16].	71
Tabela 4-1 - Parâmetros das engrenagens.	85
Tabela 4-2 - Rotação e binário de cada engrenagem da cadeia cinemática.	86
Tabela 4-3 – Dados do par de engrenagens em análise.	87
Tabela 4-4 - Dados das engrenagens do terceiro estágio de redução.	89
Tabela 4-5 - Tensão ao contato AGMA.	90
Tabela 4-6 - Tensão de flexão AGMA.	91
Tabela 4-7 – Fator de segurança ao contato AGMA.	93
Tabela 4-8 - Fator de segurança à flexão AGMA.	93
Tabela 4-9 - Propriedades do lubrificante.	96

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

IEA	Agência Internacional de Energia (do inglês - <i>International Energy Agency</i>)
IRENA	Agência Internacional de Energias Renováveis (do inglês – <i>International Renewable Energy Agency</i>)
ANSI	Instituto Americano de Normas Nacionais (do inglês – <i>American National Standards Institute</i>)
AGMA	Associação Americana de fabricantes de Engrenagens (do inglês – <i>American Gear Manufacturers Association</i>)
SDS	Cenário de Desenvolvimento Sustentável (do inglês - <i>Sustainable Development Scenario</i>)
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
AWEA	Associação Americana de Energia Eólica (do inglês – <i>American Wind Energy Association</i>)
HAWT	Turbinas eólicas de eixo horizontal (do inglês - <i>Horizontal Axis Wind Turbines</i>)
FEA	Análise por Elementos Finitos (do inglês - <i>Finite Element Analysis</i>)
HB	Dureza <i>Brinell</i> (do inglês - <i>Brinell Hardness</i>)
FMEA	Análise de Modos de Falha e seus Efeitos (do inglês – <i>Failure Mode and Effect Analysis</i>)

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVOS	15
1.1.1	Objetivo Geral	15
1.1.2	Objetivos Específicos	15
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	16
2.1	GERADOR EÓLICO	16
2.1.1	Importância da Geração de Energia por Fonte Eólica.....	16
2.1.2	Funcionamento de um Aerogerador	18
2.1.3	Principais Componentes de um Aerogerador.....	21
2.2	MÉTODO DE CÁLCULO ANALÍTICO DE ENGRENAGENS (AGMA)	30
2.2.1	Critério de Capacidade dos Dentes	31
2.2.2	Fórmulas de Classificação Fundamental	32
2.2.3	Fatores Geométricos, ZI e YJ	35
2.2.4	Carga Tangencial Transmitida, Ft	37
2.2.5	Fator Dinâmico, KV	37
2.2.6	Fator de Sobrecarga, KO	39
2.2.7	Fatores de Segurança, SH e SF	40
2.2.8	Coeficiente Elástico, ZE	41
2.2.9	Fator de Condição de Superfície, ZR	42
2.2.10	Fator de Dureza, ZW	42
2.2.11	Fator de Distribuição de Carga, KH	44
2.2.12	Números de resistência a tensão admissível, σ_{HP} e σ_{FP}	48
2.2.13	Fatores do ciclo de tensão, ZN e YN	51
2.2.14	Fator de Confiabilidade, YZ	53
2.2.15	Fator de Temperatura, $Y\theta$	53
2.2.16	Fator de Tamanho, KS	54
2.3	MATERIAL E TRATAMENTO TÉRMICO	55
2.3.1	Materiais	55
2.3.2	Obtenção do Material	56
2.3.3	Processamento do aço e Propriedades mecânicas	57
2.3.4	Maquinabilidade do Aço	59
2.3.5	Tratamentos Térmicos de uma engrenagem.....	59
2.3.6	Inspeção e Certificação da engrenagem	63
2.4	LUBRIFICAÇÃO DE ENGRENAGENS	63
2.4.1	Classificação de Lubrificantes.....	64
2.4.2	Seleção do Lubrificante	66
2.4.3	Seleção do Método de Lubrificação	68
3.	MATERIAIS E MÉTODOS.....	70
3.1	MÉTODO DE CÁLCULO DA TENSÃO DE CONTATO AGMA (σ_H)	72
3.2	MÉTODO DE CÁLCULO PARA TENSÃO DE FLEXÃO AGMA (σ_F).....	75
3.3	FATOR DE SEGURANÇA AGMA AO CONTATO (SH)	77
3.4	FATOR DE SEGURANÇA AGMA À FLEXÃO (SF)	79
3.5	ESCOLHA DO MATERIAL E TRATAMENTO TÉRMICO	80
3.6	ESCOLHA DO LUBRIFICANTE	81

4.	CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO	82
4.1	PARÂMETROS E DIMENSIONAMENTO DA CADEIA CINEMÁTICA	82
4.1.1	Disposição da Caixa de Engrenagem	83
4.1.2	Parâmetros de Entrada e Dimensionamento das Engrenagens.....	84
4.1.3	Razão de ampliação, Binário e Potência	85
4.1.4	Engrenagem Escolhida para Análise	86
4.2	ANÁLISE ANALÍTICA COM A NORMA ANSI/AGMA 2101-D04 (2016)	87
4.2.1	Cálculo da Tensão de Contato AGMA (σ_H).....	88
4.2.2	Cálculo da Tensão de Flexão AGMA (σ_F).....	90
4.2.3	Cálculo do Fator de Segurança AGMA ao contato (SH)	92
4.2.4	Cálculo do Fator de Segurança AGMA à Flexão (SF)	93
4.3	MATERIAL, TRATAMENTO TÉRMICO E DUREZA	94
4.4	LUBRIFICANTE E MÉTODO DE LUBRIFICAÇÃO	95
5.	CONCLUSÃO	97
	REFERÊNCIAS.....	100

1. INTRODUÇÃO

As vantagens ambientais da energia renovável, incluindo menores emissões de carbono e redução da poluição do ar, são conhecidas há décadas. Seus inúmeros benefícios socioeconômicos como, economia na fatura elétrica, independência energética e menor impacto climático, por exemplo, só se tornaram aparentes nas últimas décadas, à medida que a implantação de tecnologias de energia renovável se tornou mais difundida. Energia eólica, solar e hidrelétrica produzem pouca ou nenhuma poluição do ar, outras tecnologias de energia renovável, como biomassa e geotérmica, emitem poluentes atmosféricos, mas a taxas muito mais baixas do que a maioria dos combustíveis convencionais [1].

Segundo a *International Energy Agency* (IEA), as energias renováveis, incluindo solar, eólica, hídrica, biocombustíveis e outras, estão no centro da transição para um sistema de energia menos intensivo em carbono e mais sustentável [2]. A IEA também informa que as fontes renováveis tiveram 26% de participação na geração de energia mundial em 2018.

De acordo com a *International Renewable Energy Agency* (IRENA) a poluição do ar se tornou uma questão extremamente importante em muitos países em desenvolvimento. Ações para reduzir o impacto das mudanças climáticas são críticas. Nesse contexto, o Acordo de Paris estabelece como meta limitar o aumento da temperatura média global abaixo de 2 °C, acima dos níveis pré-industriais, e tentar limitar o aumento a 1,5 °C. Implícito nesses objetivos está a necessidade de uma transição para um setor de energia de baixo carbono. A energia renovável, juntamente com ganhos de eficiência energética, pode fornecer 90% das reduções de emissões de CO₂ necessárias até 2050 [1].

A energia eólica é uma das tecnologias de energia renovável de crescimento mais rápido, seu uso está aumentando em todo o mundo. A capacidade instalada global de geração eólica aumentou quase 75 vezes nas últimas duas décadas, saltando de 7,5 GigaWatt (GW) em 1997 para cerca de 564 GW em 2018, de acordo com os dados mais recentes da IRENA. A produção de eletricidade eólica duplicou entre 2009 e 2013, sendo que em 2016 a energia eólica representou 16% da eletricidade gerada por energias renováveis [1].

Para validar o crescimento das energias renováveis em todo o mundo, com ênfase na produção de energia a partir de parques eólicos, três países de suma importância para a economia mundial lideram a geração de energia a partir dos ventos. A China em primeiro lugar, líder com uma capacidade instalada de 221 GW, seguido por Estados Unidos com 96,4 GW em terceiro lugar a Alemanha com 59,6 GW, este sendo o maior produtor de energia eólica da

Europa. Seguem essa lista outras importantes nações como Índia, Espanha, Reino Unido, França e o Brasil que ocupa a oitava posição [3]. Portugal é o décimo oitavo país em relação a potência instalada para geração de energia eólica, porém, quando se trata de potência instalada per capita, ocupa a sétima colocação [4]. De acordo com a *Wind Europe*, a Europa instalou 11,7 GW de energia eólica em 2018, destes, a Alemanha liderou com 29% desta capacidade num total de pouco menos de 3,4 GW, sendo 2,4 GW em terra e pouco menos de 1 GW no mar [5].

De maneira resumida, o aerogerador é um dispositivo rotativo composto por pás, ligadas a um veio vertical ou horizontal, por sua vez ligado a caixa de engrenagens (uma minoria de aerogeradores não necessitam de caixas de engrenagens para ampliação de rotação, como é o caso das turbinas eólicas desenvolvidas pela companhia alemã Enercon [6]), a caixa de engrenagens entrega ao gerador um veio trabalhando em rotação suficiente para a geração de energia elétrica [7], [8]. Dados mostram que a taxa de falha do sistema de transmissão da engrenagem da turbina eólica é relativamente alta, comparado com a falha de outros componentes. Portanto, é necessário estudar profundamente os elementos de transmissão, tanto como método de previsão de vida e de confiabilidade do projeto [9].

O trem de força é um componente central das turbinas eólicas, que tem uma grande influência na confiabilidade do aerogerador. Alguns estudos mostram que devido às complexidades dos procedimentos de reparo e manutenção, o sistema de transmissão normalmente apresenta alto tempo de inatividade, o que aumenta o custo das operações do parque eólico, com o agravante de que a caixa de engrenagens é o segundo conjunto principal crítico em turbinas, atrás apenas da estrutura do aerogerador [10]. Outros estudos enfatizaram que as falhas em rolamentos é a causa mais frequente, mostrando que 70% das falhas nas caixas de engrenagens ocorrem nos rolamentos, seguidos por 26% de falhas de engrenagem e 4% de outras falhas [11].

Nesse sentido, a investigação do presente trabalho envolve a análise de engrenagens usadas nas caixa de engrenagens de um aerogerador, que é o conjunto preponderante e as avarias nele causam tempos de parada e custos elevados [12]. Para tal, o presente trabalho vai seguir a configuração predominante do grupo de transmissão, para uma potência de entrada de cerca de 2,5 MW, por meio de três estágios de ampliação, um planetário e dois estágios paralelos [13].

Com isso, o presente estudo está focado na análise de fadiga em engrenagem, visando a importância de estudos científicos atualizados sobre este elemento mecânico, como nos trabalhos de Nunez (2020) [14] e Lisle, *et al.* (2017) [15], levando em consideração que um dos

elementos de transmissão mais usados e que ainda proporciona a inclusão de novas tecnologias na Engenharia Mecânica é a engrenagem de aço [14].

A turbina eólica do fabricante *Nordex* modelo 90/2500 de 2,5 MW de potência [16], foi selecionada para este estudo, pelo fato de que existem 24 torres deste modelo de aerogerador em funcionamento no parque eólico de Bornes, em Macedo de Calaveiros, Portugal [17]. Os dados de entrada desta análise como potência, razão de ampliação necessária para a geração de energia, velocidade rotação das pás e tipo das engrenagens que compõe a caixa de engrenagens, são retirados do catálogo do modelo de aerogerador escolhido. Devido ao difícil acesso a caixas de engrenagens reais utilizadas em aerogeradores, será proposta uma cadeia cinemática baseada nas engrenagens do trabalho de Guanjin Li, *et al.* (2018) [18], em razão da similaridade dos aerogeradores em estudo. Abordagem similar ao elaborado no trabalho de Guanjin Li *et al.* (2018) [18] e Sousa (2017) [13].

A partir dessas informações, será desenvolvida uma análise analítica com a norma ANSI/AGMA 2101-D04:2016, versão em unidades métricas [19] para avaliação das engrenagens que compões a caixa de engrenagens proposta. Dessa maneira, investigando a resistência a picada e a flexão nos dentes das engrenagens, cálculos que possibilitam o estudo dos fatores influenciadores da fadiga segundo a norma citada. Como também, será realizado um estudo sucinto sobre lubrificantes e métodos de lubrificação para engrenagens com auxílio da norma ANSI/AGMA 9005-F16 [20], e sobre materiais e tratamentos térmicos para engrenagens a partir da norma ANSI/AGMA 2004-C08 [21].

1.1 OBJETIVOS

1.1.1 Objetivo Geral

O objetivo geral deste estudo é a análise a fadiga em um par de engrenagens de dentes retos, presente na caixa de engrenagens de um gerador de energia eólico, com auxílio da norma ANSI/AGMA 2101-D04:2016, com intuito de avaliar seu dimensionamento.

Com isso, produzir mais um material que possa auxiliar no projeto de engrenagem e nos seus cálculos analíticos de análise à fadiga. Dessa maneira, entregando ao público acadêmico e aos profissionais da indústria, uma proposta que ajude na tomada de decisões da fase de projeto e/ou para a manutenção, para possíveis melhorias.

1.1.2 Objetivos Específicos

- Levantamento da importância de geradores elétricos eólicos no mundo;
- Detalhamento das principais partes de um gerador eólico;
- Investigar a ocorrência e os agravantes da falha de engrenagens em caixas de engrenagens de aerogeradores;
- Explorar artigos científicos atuais que abordam o conteúdo de análise de fadiga em engrenagens, preferencialmente a partir da norma ANSI/AGMA;
- Propor o dimensionamento de uma cadeia cinemática, para compor a caixa de engrenagem presente no aerogerador do modelo *Nodex* N90/2500, empregado no parque eólico Bornes em Macedo de Cavaleiros;
- Produzir algoritmos matemáticos para análise em engrenagens de dentes retos com a norma ANSI/AGMA 2101-D04:2016;
- Desenvolver uma análise analítica a partir da norma ANSI/AGMA para cálculo de fadiga em engrenagem de dentes retos;
- Realizar um estudo quanto a lubrificação, material e tratamento térmico das engrenagens, exigidos para a caixa de engrenagens proposta.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 GERADOR EÓLICO

2.1.1 Importância da Geração de Energia por Fonte Eólica

Os geradores eólicos têm grande relevância na produção de energia pois são classificados como fonte renovável, devido ao seu “combustível”, o vento. As energias renováveis denominam-se assim por permitirem a produção de energia limpa, sem emissões de poluentes para a atmosfera, a partir de recursos naturais que a natureza sistematicamente repõe ou, por outras palavras, não se extinguem [22].

As energias renováveis têm um compromisso importante com a diminuição da poluição gerada por outras fontes de eletricidade, e cada vez mais este problema tem ganho ênfase, com diversos encontros mundiais entre governos e instituições. Por isso, uma grande motivação dessas energias é a de responder a estes problemas, aproveitando recursos até agora desaproveitados e potenciá-los, desempenhando assim um papel muito importante no controle dos problemas ambientais associados ao efeito de estufa, entre outros [22].

De acordo com a IEA em 2019, a geração de eletricidade renovável cresceu 6%, com as tecnologias eólica e solar fotovoltaica juntas respondendo por 64% desse aumento. Embora a participação das energias renováveis na geração de eletricidade global tenha atingido quase 27% em 2019, a energia renovável como um todo ainda precisa se expandir significativamente para atender à participação do SDS (Cenário de Desenvolvimento Sustentável) de quase metade da geração até 2030 [2]. Isso exige que a taxa de adições anuais de capacidade acelere, similar ao representado na Figura 2.1 como exemplo para geração eólica.

Conforme dito, existe um crescimento evidente da energia eólica, porém, ainda é necessário investimentos e melhorias nessa tecnologia de geração de energia, em 2019 a geração de eletricidade eólica *onshore* aumentou cerca de 12%. As adições de capacidade começaram a crescer novamente em 22% após estagnar durante 2016 e 2018. No entanto, são necessários mais esforços: as adições anuais de capacidade eólica *onshore* precisam aumentar muito mais rapidamente até 2030 para entrar no caminho com a SDS [2] (Figura 2.1).

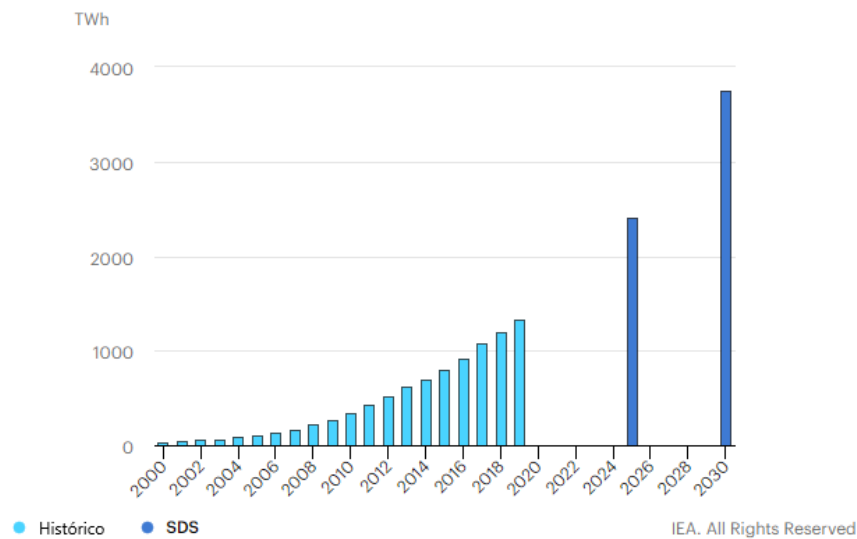


Figura 2.1 - Geração de energia eólica *onshore* no Cenário de Desenvolvimento Sustentável [2].

Em Portugal a geração de energia de forma eólica tem papel fundamental no abastecimento do país, segundo a Direção Geral de Energia e Geologia (DGE) [23], atualmente, esta tecnologia é responsável pela produção de 12 TWh/ano. Na Figura 2.2, produzida a partir dos dados da Tabela 2-1, percebe-se que a produção dos parques eólicos ocupava em 2019 (último ano de análise pela DGE), a primeira posição na geração de energia como fonte renovável no país, ocupando esta posição desde meados de 2016.

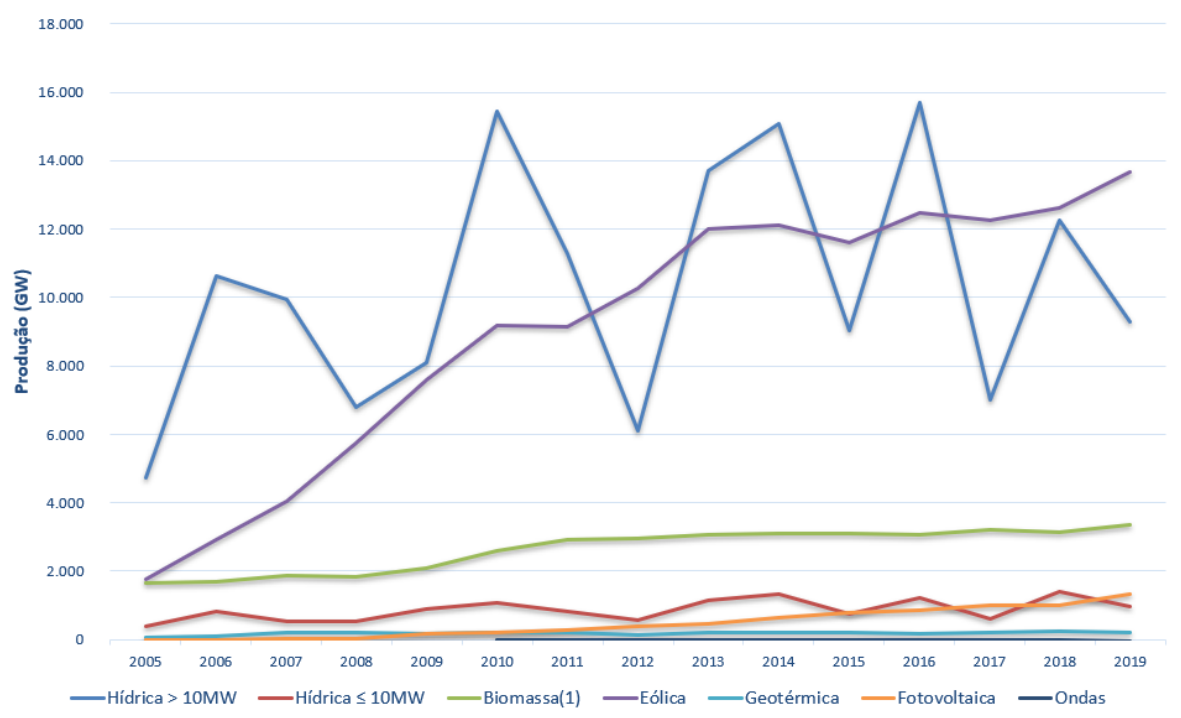


Figura 2.2 - Gráfico de Produção de Energia Elétrica a Partir de Fontes Renováveis (Portugal) [23].

Com as informações disponíveis no site DGEG, apresentados na tabela a seguir, alguns dados são importantes de serem observados, considerando o último ano em análise, 2019, as fontes renováveis foram responsáveis pela geração de 54,2% (28.830 GWh) da energia elétrica produzida no país (53.154 GWh), contando com cerca de 47,4% da produção renovável desempenhada por aerogeradores.

Tabela 2-1 - Produção de Energia Elétrica a Partir de Fontes Renováveis (Portugal) [23].

	Produção de Energia Elétrica a Partir de Fontes Renováveis Portugal							Unidade: GWh	PRODUÇÃO TOTAL
	Hídrica > 10MW	Hídrica ≤ 10MW	Biomassa ⁽¹⁾	Eólica	Geotérmica	Fotovoltaica	Ondas	Total Renováveis	
	2005	4.737	381	1.651	1.773	71	3		
2006	10.633	834	1.704	2.926	85	5		16.187	49.041
2007	9.927	522	1.882	4.037	201	24		16.593	47.253
2008	6.781	517	1.852	5.757	192	41		15.140	45.969
2009	8.108	901	2.087	7.577	184	160		19.017	50.207
2010	15.459	1.088	2.614	9.182	197	215	0,03	28.755	54.093
2011	11.294	820	2.923	9.162	210	282	0,01	24.691	52.465
2012	6.093	567	2.951	10.260	146	393	0,01	20.410	46.614
2013	13.701	1.167	3.051	12.015	197	479	0,00	30.610	51.673
2014	15.071	1.341	*3.097	12.111	205	627	0,03	*32.453	52.802
2015	9.048	752	3.104	11.608	204	799	0,03	25.515	*52.424
2016	15.689	1.227	3.070	12.474	172	871	0,05	33.503	*60.334
2017	7.009	623	3.220	12.248	217	993	0,01	24.310	*59.434
2018	12.240	1.388	3.156	12.617	230	*1.006	0,01	*30.637	*59.640
2019	9.289	953	3.363	13.667	215	1.342	0,00	28.830	53.154

(1) - inclui resíduos vegetais/florestais, licores sulfúricos, biogás e resíduos sólidos urbanos (parte renovável).

* valor atualizado 15/10/2020.

2.1.2 Funcionamento de um Aerogerador

Segundo a norma ANSI/AGMA/AWEA 6006/A03, todos os sistemas de conversão de energia eólica têm um rotor que consiste em uma ou mais pás que convertem a energia eólica em binário no veio. A natureza da aerodinâmica limita a velocidade do rotor a níveis abaixo do exigido pelos geradores padrão. A diferença de velocidade frequentemente requer uma caixa de engrenagens de aumento de velocidade para operar a turbina economicamente [8].

Resumidamente um aerogerador é um dispositivo rotativo, com eixo vertical ou horizontal, que extrai a energia através do vento, no qual a energia mecânica resultante é convertida em eletricidade. Ou seja, os aerogeradores são compostos por pás que giram com a energia cinética do vento, fazendo girar o veio principal que é ligado a caixa de velocidades,

essa entrega ao gerador um veio trabalhando em rotação suficiente para a geração de energia elétrica [7], visível na Figura 2.3.



Figura 2.3 - Funcionamento de um aerogerador esquema geral [24].

A produção de energia de um aerogerador é o fator econômico mais importante, incertezas na determinação da velocidade do vento e da curva de potência da turbina contribuem para erros na previsão de geração de energia e levam a riscos financeiros elevados. A estimativa de produção é realizada anualmente, visto que depende do comportamento do vento e este apresenta variações sazonais [25].

A determinação de energia gerada é feita pelo cruzamento da estatística de velocidade do vento no local, com a curva de potência do aerogerador, conforme a Figura 2.4, que demonstra a relação da potência gerada com a velocidade do vento, ou seja, a curva de potência. Por exemplo, se a velocidade do vento apresenta média de 7 m/s em 13,6% do tempo, e nessa velocidade de vento o aerogerador produz uma potência de 400 kW, portanto a turbina produzirá 400 kW durante 13,6% do tempo [25].

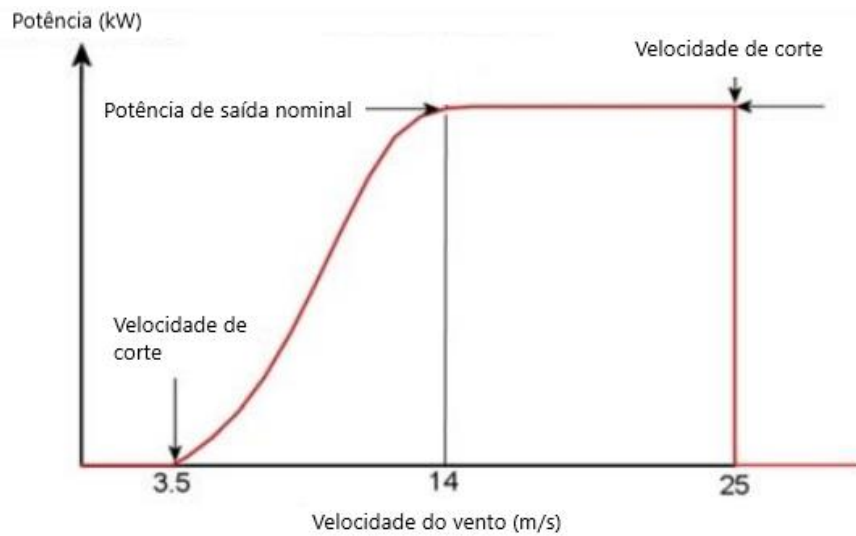


Figura 2.4 - Curva de potência genérica de aerogeradores [26].

Importante entender que a relação da velocidade do vento e a potência do vento é cúbica, ou seja, dobrando a velocidade do vento a potência aumenta oito vezes. Isto significa que pequenas mudanças na velocidade do vento podem significar diferenças de produção significativas [26], [27].

A energia que o vento transfere por segundo para o rotor é designada por potência do vento. A velocidade do vento é um parâmetro medido pelo anemómetro e importante para determinar a quantidade de energia que uma turbina eólica converte em energia elétrica [7]. Conforme a expressão para a potência do vento na Equação 1 [26], [25].

$$P_V = \frac{1}{2} \rho A v^3 \rightarrow P_V = \frac{1}{2} \rho \left(\frac{\pi D^2}{4} \right) v^3 \quad (1)$$

Onde, P_V é a potência do vento medida em Watt, ρ é a densidade do ar e A é a área do rotor, no qual o diâmetro D influencia diretamente com a potência extraída do vento, v corresponde à velocidade do vento, medida pelo anemómetro em m/s [27].

Como apresentado na Figura 2.4, a produção de energia acontece a partir de 3,5 m/s, depois a 25 m/s é realizada a paragem de segurança do aerogerador, com o acionamento do freio. Na janela entre os valores de velocidade referidos, são utilizadas estratégias de controlo do rotor para maior incidência de vento nas pás [7], [26].

Os parques eólicos podem ser instalados *onshore* (Figura 2.5), aqueles em terra, possuem a vantagem da facilidade de deslocamento de equipas de manutenção por via terrestre, contrariamente aos parques marítimos, *offshore* (Figura 2.6), instalados em alto-mar. Neste

caso, uma vantagem é a condição vento, que devido à falta de obstáculos circula de uma forma mais homogênea [22].



Figura 2.5 - Parque eólico *onshore* Bornaes – Macedo de Cavalheiros (Portugal) [17].



Figura 2.6 - Parque eólico *offshore* Wikingen (Alemanha) [28].

2.1.3 Principais Componentes de um Aerogerador

Como já citado, os aerogeradores podem conter o veio de rotação na vertical ou horizontal, neste trabalho será comentado somente sobre os que atuam com veio na horizontal. Atualmente estão sendo empregado aerogeradores com geradores síncronos, que podem não conter caixa de velocidades [7], portanto será citado os que utilizam caixa de engrenagens.

Turbina Eólica de Veio Horizontal (HAWT - do inglês *Horizontal Axis Wind Turbines*) são os tipos de turbinas mais comuns, de acionamento por forças de sustentação e aplicadas na maior parte dos parques de produção de energia elétrica [28].

Uma HAWT típica é mostrada na Figura 2.7. O veio do rotor gira horizontalmente, no topo de uma torre. Esses modelos de aerogeradores são os mais comuns, neles a caixa de engrenagens e o gerador ficam localizados na parte superior da torre. As vantagens das HAWT's, em relação aos aerogeradores de eixo vertical, são as cargas de fadiga mais baixas e a capacidade de utilizar a geometria aprimorada da lâmina para reduzir ainda mais as cargas e os custos [8].

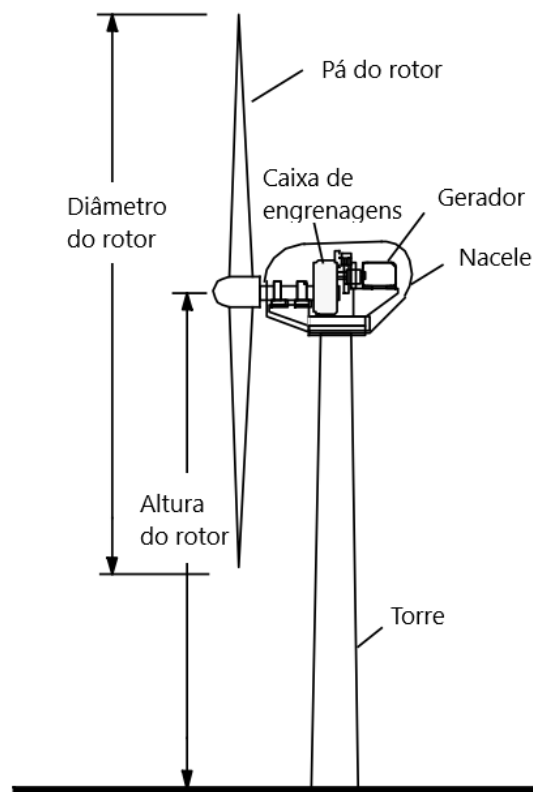


Figura 2.7 - Turbina Eólica de Veio Horizontal (HAWT) e seu principais componentes [8].

2.1.3.1 Rotor e pás do rotor

De maneira geral, o rotor é o elemento de fixação das pás, que são constituídas de materiais compostos, responsáveis por transformar a energia cinética do vento em movimento de rotação para acionamento do gerador [7]. Normalmente, é constituído por três pás (mais de 90% das instalações). São incorporados no rotor mecanismos de controle de potência e de direcionamento para alinhamento das pás com a direção do vento [22].

2.1.3.2 Nacele

Visível na Figura 2.8, a nacela fica no topo da torre do aerogerador e nela é ligada o rotor. Dentro da nacela estão abrigados a caixa de engrenagens, o gerador e outros componentes, em

alguns casos abriga também um transformador. Existem ainda sensores incorporados na nacele, no exterior, nomeadamente, um anemómetro medindo a velocidade e direção do vento, servindo como dado de entrada para o sistema de controlo. A informação do vento é usada para o sistema de orientação direcional [22].

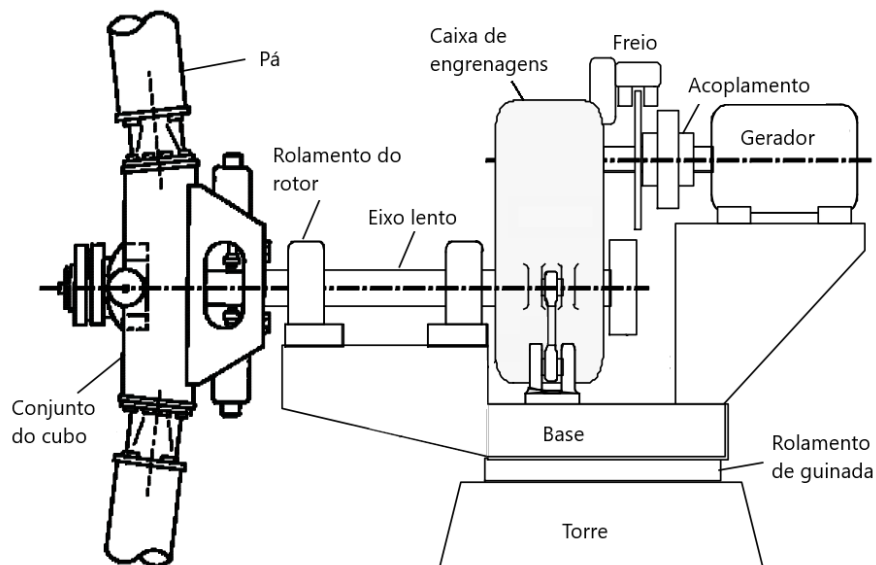


Figura 2.8 - Nacele de um aerogerador [8].

2.1.3.3 Sistema de Guinada (*Yaw System*)

Uma HAWT normalmente requer que a turbina seja capaz de girar ou guinar em torno do eixo da torre. Esta ação de guinada permite que o eixo do rotor se alinhe à direção predominante do vento. Esses modelos de aerogerador têm guinada passiva ou ativa. As turbinas de guinada passiva são orientadas diretamente pela força do vento atuando nas pás ou nacele. As turbinas de guinada ativas possuem um sistema eletromecânico, mecânico ou hidráulico, que é controlado por um sensor de direção para orientar a nacele [8].

2.1.3.4 Torre

A torre de uma turbina eólica de eixo horizontal, fornece o suporte sobre o qual os componentes eletromecânicos como, rotor e nacele da turbina, sejam mantidos na posição correta para capturar a maior potencial eólico. Para as turbinas eólicas *onshore* e *offshore*, a torre deve elevar o rotor de modo que suas lâminas estejam livres do solo e livres de obstáculos [28]. A torre está sujeita a grandes esforços e tem que ser cuidadosamente dimensionada, dado o seu tempo de vida útil ser elevado, em média, 20 anos [22].

2.1.3.5 Gerador

O gerador providencia um meio de conversão da energia mecânica vinda do rotor da turbina eólica em energia elétrica, para posteriormente abastecer cargas ou ser ligada diretamente à rede [29]. Pode ser do tipo síncrono (velocidade de rotação igual a frequência de alimentação) ou assíncrono (velocidade de rotação diferente da frequência de alimentação) [30]. A conversão é efetuada através de um gerador, os mais comuns são geradores síncronos (alternador) ou assíncronos (de indução). Se a velocidade do veio no gerador se mantiver constante (através do controle adequado da caixa de engrenagens), o gerador de indução é a opção mais viável e econômica [22].

2.1.3.6 Trem de Força (*Drive train*)

Os principais componentes do trem de força consistem em um rotor, veio principal, caixa de engrenagens, freio, gerador e outros elementos como rolamentos, por exemplo (Figura 2.12). O rotor se conecta ao veio principal, que transfere o binário para a caixa de engrenagens, essa entrega o veio do gerador em rotações adequadas para produção de energia elétrica [31].

O trem de força da turbina eólica é um sistema de transmissão de engrenagem de vários estágios, que contém os sistemas de transmissão de engrenagem planetária e paralela. Recentemente, a maioria dos pesquisadores investigou intensamente os problemas de dinâmica desses sistemas, desde pares de engrenagens até transmissões de engrenagens de vários estágios [32]. O trem de força é um componente central das turbinas eólicas, que tem uma grande influência na confiabilidade. Devido às complexidades dos procedimentos de reparo e manutenção, o sistema de transmissão normalmente apresenta alto tempo de inatividade, o que aumenta o custo das operações do parque eólico [10].

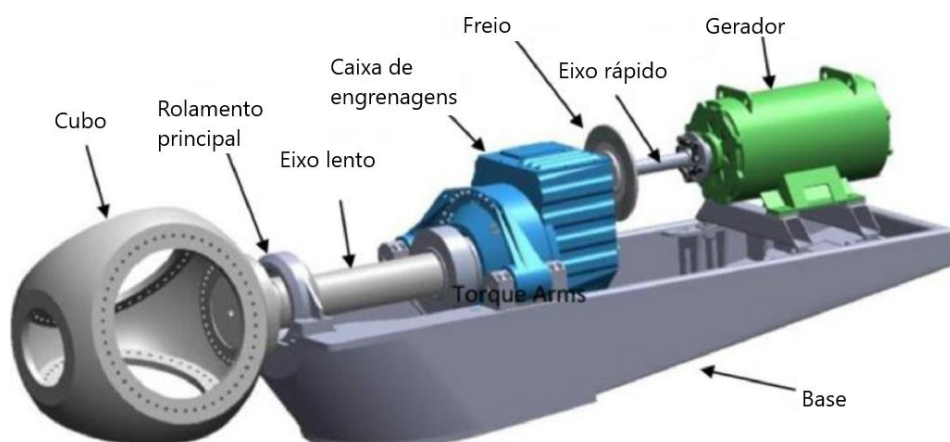


Figura 2.9 - Trem de força [31].

2.1.3.7 Caixa de Engrenagens (*Gearbox*)

De acordo a norma ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03, uma caixa de engrenagens de turbina eólica, aumenta a velocidade relativamente lenta do rotor para a velocidade do gerador. Devem ser projetadas para maximizar a eficiência enquanto minimizam o nível de som. Devido ao grande número de turbinas eólicas e à acessibilidade limitada para manutenção, a confiabilidade e a facilidade de manutenção são considerações importantes. O ambiente operacional requer caixas de engrenagens resistentes a temperaturas extremas, contaminação e corrosão [8]. A sua função é adequar a velocidade de rotação das pás do rotor à velocidade de rotação do gerador [29]. Ou seja, consiste em adaptar a baixa velocidade do rotor, geralmente entre 20 a 150 rpm, à velocidade do gerador, que está no intervalo de 1200 a 1800 rpm [22].

As engrenagens são os elementos usados na transferência de binário de um veio para outro. As condições sob as quais operam em caixas de engrenagens de aerogeradores, diferem de maneira significativa de muitas outras aplicações, é necessário investigar com algum detalhe essas condições e a resposta das engrenagens para que funcionassem conforme desejado [26].

Existem inúmeras aplicações para engrenagens em turbinas eólicas. O mais relevante deles é provavelmente a caixa de engrenagens do trem de força [26]. Há três tipos de engrenagens são comumente usados em caixas de engrenagens de turbinas eólicas, conforme a Figura 2.10: dente reto (a), helicoidal simples (b) e helicoidal duplo (c). Dependendo da aplicação, o comprador pode querer especificar o tipo de engrenagem [8]. Segundo Manwell *et al.* (2010) [26] as engrenagens em muitas caixas de engrenagens de turbinas eólicas são do tipo dente reto, mas engrenagens helicoidais também são encontradas.

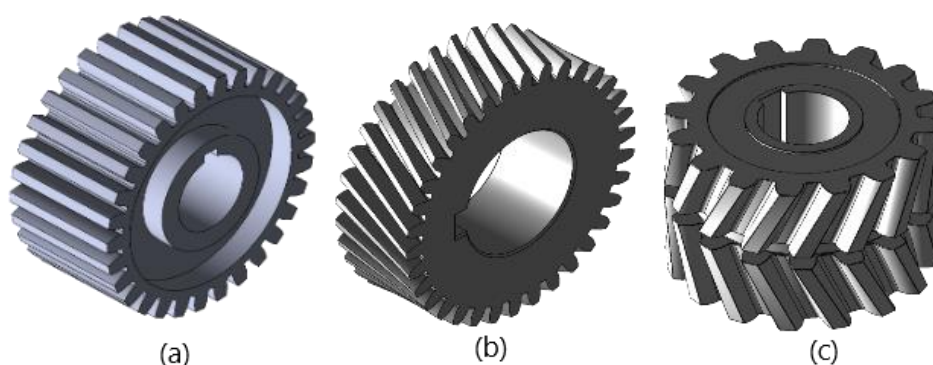


Figura 2.10 - Engrenagem de dentes retos (a), engrenagem helicoidal (b) e engrenagem helicoidal dupla (c). Adaptado de [33].

As engrenagens helicoidais têm dentes em hélice em relação ao eixo de rotação [33], podem ser utilizadas nas mesmas aplicações que as engrenagens de dentes retos, porém

emitindo menos ruído, devido ao engrenamento de forma gradativa dos dentes [34]. Apesar disso, é importante ressaltar, que as engrenagens de dentes retos são as mais comuns e mais utilizadas industrialmente, entretanto como já citado, as engrenagens com dentes helicoidais entram na zona de engrenamento progressivamente e, portanto, como têm uma ação mais suave e tendem a ser mais silenciosos [13].

As engrenagens podem ser feitas de uma ampla variedade de materiais, mas o material mais comum em turbinas eólicas é o aço, pela alta resistência e dureza superficial nos dentes de engrenagem, a dureza é frequentemente obtida por cementação ou outras formas de tratamento térmico [26]. Quando projetadas e fabricadas adequadamente, as engrenagens operam de maneira suave e silenciosa e têm capacidade de carga adequada para transmitir a potência necessária para a vida útil do projeto [8]. Quanto aos principais modos de falha considerados numa engrenagem de transmissão, a fratura no cordão raiz e a picada na superfície de contato do dente são os mais frequentes e críticos, e é por esses motivos que todos os estudos desse elemento de transmissão focam-se nessas características geométricas. Assim, uma forma prática de diminuir a tensão do cordão raiz é aumentando o número de dentes, e para diminuir a tensão de contato é garantindo a qualidade do processo de fabricação, oferecendo padrão no passo e forma geométrica de dentes, e no seu acabamento superficial [35].

No trabalho de Wei *et al.* (2019) é analisada a tensão ao contato num dente de engrenagem com tratamento térmico por cementação, de uma turbina eólica. Nesse artigo, constatou-se que o ponto mais crítico de contato é o flanco do dente que coincide com o diâmetro primitivo. Para dito estudo foi usado o software ABAQUS para uma Análise de Elementos Finitos (FEA – do inglês *Finite Element Analysis*) e um dos resultados foi a comprovação que com um tratamento térmico aumenta a sua vida útil a picada. A cementação usada para esse estudo possuía uma espessura de 2,2 mm, onde na superfície constatou-se uma dureza Brinell (HB - do inglês *Brinell hardness*) de 620. Também afirma-se que é na camada de 1,5 mm de profundidade que normalmente inicia-se a fratura do dente quando submetido a mais de 10^7 ciclos [36].

Consoante o tipo de aplicação a que se destinam, as engrenagens podem ser combinadas de diferentes maneiras, dando origem a diferentes configurações. Em aerogeradores as combinações mais usadas são a configuração planetária e a paralela, com a possibilidade de caixas de engrenagens híbridas com essas duas configurações [29], visível na Figura 2.11.

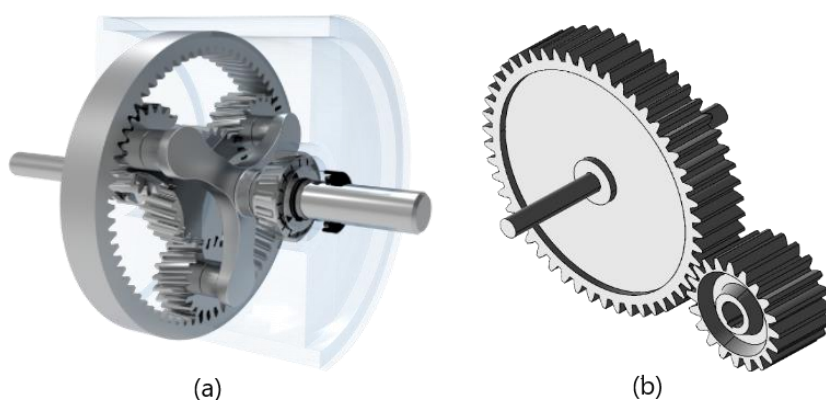


Figura 2.11 - Configuração de montagem de engrenagens planetárias (a) e paralelas (b). Adaptado de [37].

Normalmente utilizam-se caixas de engrenagens planetárias em aplicações nas turbinas eólicas, pois estas possuem algumas vantagens comparativamente às caixas de engrenagens de configuração paralela, entre elas a dimensão e o peso. As caixas de engrenagens planetárias são compostas por uma engrenagem central e várias engrenagens à sua volta, usualmente três. A seguir, pode-se observar uma caixa de engrenagens com dois estágios planetários e um paralelo.



Figura 2.12 - Caixa de engrenagens planetária, primeiro e segundo estágios planetários, terceiro paralelo [38].

A caixa de engrenagens é um dos componentes mais pesados e caros em uma turbina eólica, normalmente são projetadas e fornecidas por um fabricante diferente daquele que está realmente construindo a turbina eólica [26]. Os fabricantes de caixas de engrenagens mais representativos do mercado mundial são: *China High Speed Transmission*, *Gamesa Energy Transmission*, *Moventas*, *Winergy* e *ZF Friedrichshafen* [39]. Tendo uma visão geral, para uma

potência de entrada de cerca de 2 MW, a configuração do grupo de transmissão predominante desses fabricantes é um planetário seguido de dois estágios paralelos, mesma configuração adotada para o desenvolvimento deste trabalho. Como exemplo a caixa de engrenagens de 2 MW da fabricante *ZF Friedrichshafen*, possui essa configuração, um estágio planetário seguido por dois paralelos [13].

As avarias em caixas de engrenagens têm atormentado a moderna indústria de energia eólica desde seu período de crescimento inicial na década de 1980. Muitos desses problemas resultam da falta de compreensão, tanto por parte dos fabricantes de caixas de engrenagens quanto dos fabricantes de turbinas eólicas, quanto a gravidade do ambiente operacional da turbina. Recentemente, uma melhor compreensão das características únicas de carga das turbinas eólicas permitiu o desenvolvimento de caixas de engrenagens de turbinas eólicas mais confiáveis [8].

Dados mostram que a taxa de falha do sistema de transmissão da engrenagem da turbina eólica é relativamente alta. Comparado com a falha de outros componentes, seu tempo de inatividade é o mais longo e o custo de manutenção é alto, o que afeta seriamente os benefícios econômicos da energia eólica. Portanto, é necessário estudar os métodos de previsão de vida e confiabilidade dos elementos mecânicos que compõe o trem de força, de acordo com suas características de estrutura e operação, para melhorar a confiabilidade e segurança da operação para turbinas eólicas, e para reduzir os custos de operação e manutenção [9].

De acordo com Spinato et al. [40] as caixas de engrenagens ficam em segundo lugar em tempo de inatividade e falha, devido ao seu tamanho e conexão robusta com outros componentes, dificultando o acesso, reparação ou substituição. Shafiee e Dinmohammadi [41] e Kahrobaee e Asgarpoor [42] usando indicadores CPN (número de prioridade de custo), também mostram que a caixa de engrenagens é o segundo conjunto principal crítico em turbinas eólicas. A Figura 2.13 ilustra os custos esperados de falha e o nível crítico para cada conjunto de uma turbina eólica [11]. Com os tempos de parada em caso de falha, custos com manutenção e recorrência de falha, sendo alguns dos pontos que quantificam o quanto esse conjunto é crítico para o aerogerador.

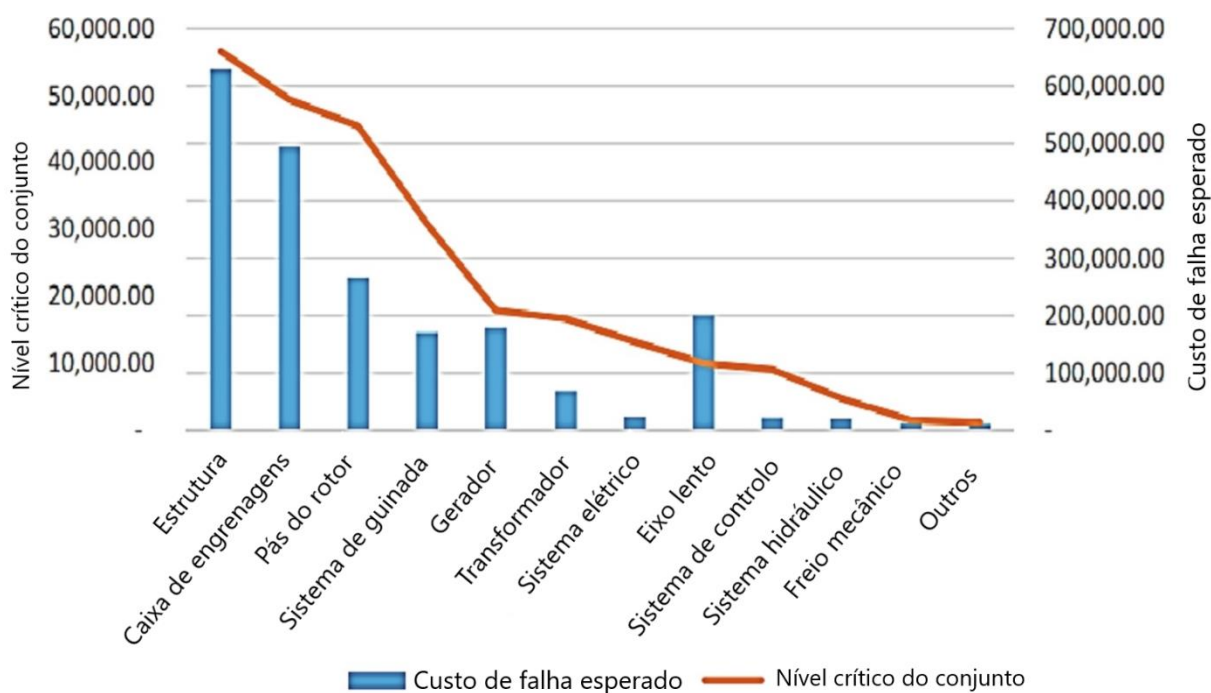


Figura 2.13 - Custos de falha esperados e nível crítico para cada conjunto de uma turbina eólica [11].

Outros estudos enfatizaram as falhas da caixa de engrenagens de turbinas eólicas no nível do componente, descobrindo que a falha do rolamento é a causa mais frequente [43], [44]. Especialmente, Sheng [44] analisou 289 incidentes de falha de caixa de engrenagens com 257 registros de danos verificáveis. O principal resultado do estudo mostra que 70% das falhas nas caixas de engrenagens ocorrem nos rolamentos seguidos por 26% de falhas de engrenagem e 4% de outras falhas.

Para a falha da engrenagem por fadiga, dois principais modos de dano foram identificados em alguns padrões internacionais, que são fadiga de flexão no cordão raiz do dente e fadiga de contato com a superfície do dente. Sob condições de trabalho, a vida de fadiga de contato dos dentes normalmente pode ser menor do que a vida de fadiga de flexão. A tensão de contato no dente leva a uma diminuição na precisão da transmissão e a um aumento na vibração e ruído, e a falha por tensão de contato da superfície do dente é geralmente o início e a causa da fratura por fadiga do dente. Portanto, a fadiga de contato não é apenas o principal modo de falha das engrenagens da turbina eólica, mas também a principal causa de outras falhas por fadiga [9].

O FMEA (*Failure Mode and Effect Analysis*) tem sido amplamente utilizado em diferentes indústrias, o trabalho de U. Bhardwaj *et al.* (2019) [11] produziu um FMEA no nível da subconjunto, em vez de no nível do componente, uma vez que todos os componentes no subconjunto são semelhantes e exibem modos de falha idênticos. Ainda nesse trabalho é

assumido que as caixas de engrenagens das turbinas eólicas *offshore* e *onshore* têm exatamente os mesmos modos de falha. A Tabela 2-2 apresenta o FMEA do subconjunto engrenagem apenas, para consulta de mais detalhes desse FMEA, está disponível na referência citada.

Tabela 2-2 - FMEA de uma engrenagem presente em caixa de engrenagens [11].

Subconjunto	Modo de falha	Causa da falha	Efeito
Engrenagem	Falha nos dentes da engrenagem	Picada Desgaste abrasivo Fadiga de flexão Corrosão por atrito Adesão severa (desgaste) Deformação plástica Cisalhamento do dente Fadiga por contato	Parada de transmissão de energia
		Deslizamento dos dentes da engrenagem	Desalinhamento Fadiga por flexão

Deve-se salientar que a maior parte dos problemas associados às caixas de engrenagens surgem da lubrificação deficiente, uma vez que as caixas de engrenagens são puramente mecânicas e necessitam de uma excelente lubrificação. Então as causas principais de avarias neste componente estão normalmente associadas à falta de lubrificação, a falhas nos rolamentos, ao desgaste de materiais e à quebra dos dentes da engrenagem, seja por flexão ou contato [29].

2.2 MÉTODO DE CÁLCULO ANALÍTICO DE ENGRENAGENS (AGMA)

Na análise de uma engrenagem segundo Lisle *et al.* (2017), embora se destaque o *software* ANSYS na precisão de resultados, essa análise leva em consideração apenas cenários de projetos limitados quando comparados a engrenagens em funcionamentos reais, que sim são consideradas nas normas AGMA. Sendo assim, nesse estudo a modelagem analítica da norma AGMA é mais simples na sua representação de um cenário real e mais fácil de ser adotada na análise à flexão e/ou contato de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos. Além disso, o autor comenta que a Associação Americana de Fabricantes de Engrenagens AGMA 2101-D04 apresenta um métodos analítico de análise de tensão em engrenagem com base empírica mais predominante para estabelecer contato no flanco e tensão de flexão na raiz do dente de engrenagens retas e helicoidais [15].

Nesta seção é feito o detalhamento da norma ANSI/AGMA 2104-D04:2016, Fatores de Classificação Fundamentais e Métodos de Cálculo para Engrenagens de Dentes Retos e

Helicoidais, dos seus fatores de classificação fundamentais e métodos de cálculo para dentes retos [19]. Nesse sentido, entende-se que todo o material contido nesse capítulo é usando dita norma como referencial bibliográfico, fato pelo qual não há necessidade de citações constantes ao longo das próximas páginas deste trabalho. Em caso de utilização de outras referências, essas serão citados.

2.2.1 Critério de Capacidade dos Dentes

2.2.1.1 Avaliação da relação de resistência a picada e resistência a flexão

Existem duas diferenças principais entre a resistência a picada e resistência à flexão no dente da engrenagem. A picada considera para sua análise a função das tensões de contato Hertzianas (compressivas) entre dois cilindros, e é proporcional à raiz quadrada da carga dentária aplicada. A resistência à flexão é medida em termos da tensão de flexão (à tração) em uma viga em balanço, com origem na equação de Lewis, e é diretamente proporcional a essa mesma carga.

2.2.1.2 Resistência à picada

A picada nos dentes da engrenagem é considerada um fenômeno de fadiga. A picada inicial e a picada progressiva são ilustradas e discutidas em ANSI/AGMA 1010-E95.

O objetivo da fórmula de resistência a picada é determinar uma classificação de carga na qual a picada progressiva dos dentes não ocorre durante sua vida útil. As classificações de resistência a picada são baseadas nas fórmulas desenvolvidas por Hertz que foram aplicadas para pressão de contato entre duas superfícies curvas, modificadas e atualizadas pela AGMA para o efeito de compartilhamento de carga entre dentes adjacentes.

2.2.1.3 Tensão de Flexão

A resistência à flexão dos dentes da engrenagem, é um fenômeno de fadiga relacionado à resistência à fratura no filete do cordão raiz do dente em engrenagens externas, e na seção crítica em engrenagens internas. Rachaduras e fissuras típicas são ilustradas em ANSI/AGMA 1010-E95.

O objetivo da fórmula de classificação de resistência AGMA é determinar a carga que pode ser transmitida durante a vida útil da transmissão sem causar fraturas no filete da raiz do

dente. A resistência a flexão é baseada na fórmula desenvolvida por Lewis, modificada e atualizada pela AGMA para o efeito de compartilhamento de carga entre dentes.

Ocasionalmente, o desgaste, a fadiga da superfície ou a deformação plástica podem limitar a resistência à flexão devido às concentrações de tensão em torno de grandes cavidades com cantos afiados ou degraus de desgaste na superfície do dente.

2.2.2 Fórmulas de Classificação Fundamental

2.2.2.1 Resistência a Picada

Para o cálculo da tensão ao contato deve ser usada a Equação 2.

$$\sigma_H = Z_E \sqrt{F_t K_o K_V K_S \frac{K_H}{D_P} \frac{Z_R}{b Z_I}} \quad (2)$$

σ_H é a tensão de contato, N/mm²;

Z_E é o coeficiente de elasticidade, [N/mm²]^{0,5} (capítulo 2.2.8);

F_t é a carga tangencial, N (capítulo 2.2.4);

K_o é o fator de sobrecarga (capítulo 2.2.6);

K_V é o fator dinâmico (capítulo 2.2.5);

K_S é o fator de tamanho (capítulo 2.2.16);

K_H é o fator de distribuição de carga (capítulo 2.2.11);

Z_R é o fator de condição de superfície para picada (capítulo 2.2.9);

b é a largura da face, mm;

Z_I é o fator geométrico para resistência a picada (capítulo 2.2.3.1);

D_P é o diâmetro primitivo do pinhão, mm:

$$D_P = \frac{2a}{(u \pm 1)} \quad (3);$$

$(u + 1)$ para engrenagens com dentes externos;

$(u - 1)$ para engrenagens com dentes internos.

Onde a é a distância do centro de rotação, mm. E u é a relação de transmissão (nunca menor que 1,0), em alguns casos chamada de “i”. Ou o diâmetro primitivo pode ser calculado de maneira simplificada para engrenagens de dentes retos como:

$$D_P = m \cdot N \quad (4)$$

Onde m é o módulo métrico, N é o número de dentes do pinhão (P) ou coroa (G).

2.2.2.1.1 Tensão de contato permitida

A relação entre a tensão de contato calculado e tensão de contato permitida é:

$$\sigma_H \leq \frac{\sigma_{HP}}{S_H} \frac{Z_N}{Y_\theta} \frac{Z_W}{Y_Z} \quad (5)$$

σ_{HP} é o número de resistência ao contato permitida, N/mm² (capítulo 2.2.12);

Z_N é o fator do ciclo de tensão para resistência a picada (capítulo 2.2.13);

Z_W é o fator de proporção de dureza para resistência a picada (capítulo 2.2.10);

S_H é o fator de segurança para a resistência ao contato (capítulo 2.2.7);

Y_θ é o fator de temperatura (capítulo 2.2.15);

Y_Z é o fator de confiabilidade (capítulo 2.2.14).

2.2.2.2 Tensão de Flexão

Para o cálculo da tensão de flexão deve ser usada a Equação 6.

$$\sigma_F = F_t K_o K_V K_S \frac{1}{b m_t} \frac{K_H K_B}{Y_J} \quad (6)$$

σ_F é a tensão de flexão, N/mm²;

K_B é o fator de espessura (capítulo 2.2.2.2.2);

Y_J é o fator de geometria para tensão à flexão (capítulo 2.2.3.2);

m_t é o passo transversal do diâmetro, mm;

m_t é m_n (módulo métrico normal) para engrenagens de dentes retos;

$$m_n = \frac{D_P}{N} \quad (7)$$

2.2.2.2.1 Tensão de flexão permitida

A relação entre o número de tensão de flexão calculado e o número de tensão de flexão permitido é:

$$\sigma_F \leq \frac{\sigma_{FP} Y_N}{S_F Y_\theta Y_Z} \quad (8)$$

σ_{FP} é número de resistência à flexão permitida, N/mm² (capítulo 2.2.12);

Y_N é o fator do ciclo de tensão para a resistência à flexão (capítulo 2.2.13);

S_F é o fator de segurança para tensão de flexão (capítulo 2.2.7).

2.2.2.2.2 Fator de espessura, K_B

Quando a espessura da borda não é suficiente para fornecer um suporte total ao cordão raiz do dente, o local de falha por fadiga à flexão pode ser na borda da engrenagem, e não no filete do cordão raiz. O fator de espessura de borda, K_B , não é suficientemente conservador para componentes com tensão na borda, entalhes ou rasgos de chaveta.

O K_B ajusta o valor do cálculo para a tensão à flexão nas engrenagens com borda estreita. Para tal, deve ser encontrada primeiro a relação de espessura da borda abaixo do cordão raiz do dente, m_B , conforme Equação 9.

$$m_B = \frac{t_R}{h_t} \quad (9)$$

t_R é a espessura da borda da engrenagem abaixo da raiz do dente, mm;

h_t é a altura total do dente, mm.

Um método de se encontrar a altura do dente da engrenagem, considerando um dente de profundidade completa e ângulo de pressão 20° , é com a Equação 10 [33], lembrando que o “m” é o módulo métrico normal:

$$h_t = m + 1,25m \quad (10)$$

Considerando o furo da engrenagem (diâmetro do veio aonde será montada a engrenagem), o diâmetro da raiz dos dentes e a chaveta (nos casos em que seja utilizada), pode-se obter o valor de t_R . Dependendo do valor obtido, se for maior ou igual a 1,2 o fator de borda sempre será 1,0. Se o valor obtido for menor do que 1,2 deve ser usada a equação contida na Figura 2.14.

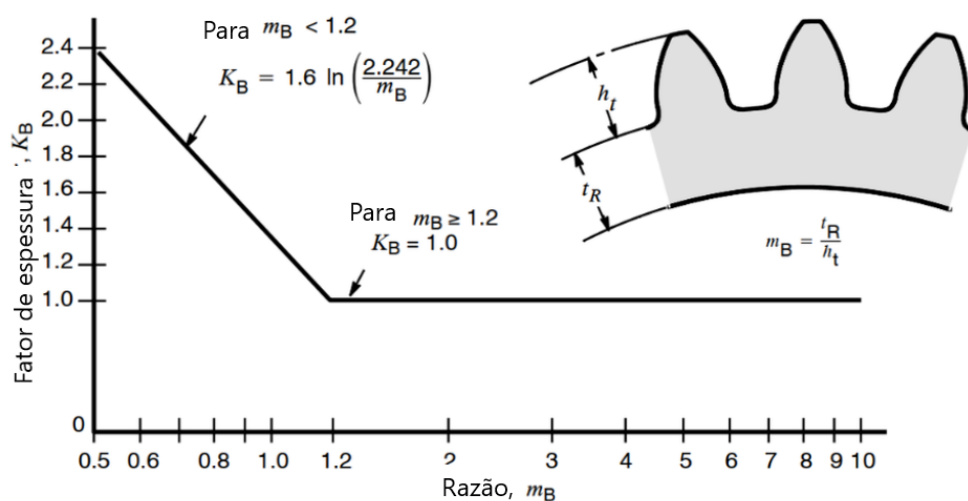


Figura 2.14 - Fator de espessura, K_B [45].

2.2.3 Fatores Geométricos, Z_I e Y_J

2.2.3.1 Fator geométrico de resistência a picada, Z_I

O fator de geometria, Z_I , avalia os raios de curvatura dos perfis de dente em contato com base na geometria do dente. Esses raios são usados para avaliar a tensão de contato de Hertz no flanco do dente. Segundo Mott (2013) o fator geométrico para resistência à picada pode ser obtido da Equação 11 [45].

$$Z_I = C_c C_x \quad (11)$$

C_c é o fator de curvatura na linha primitiva;

C_x é o fator para ajuste da altura específica do LPSTC (ponto extremo inferior de contato de um dente, abaixo da linha primitiva).

Assim, Z_I pode ser obtido usando as Equações 12, 13, 14, 15, 16 e 17.

$$C_c = \frac{\cos\theta \cdot \text{sen}\theta}{2} \frac{i}{i+1} \quad (12); \quad C_x = \frac{(C_1 - C_3 + C_4)(C_2 + C_3 - C_4)}{C_1 C_2} \quad (13)$$

$$C_1 = \frac{(N_p \text{sen}\theta)}{2} \quad (14); \quad C_2 = C_1 \cdot i \quad (15); \quad C_3 = \pi \cos\theta \quad (16)$$

$$C_4 = 0,5 \left[\sqrt{(N_p + 2)^2 - (N_p \cdot \cos\theta)^2} - \sqrt{N_p^2 - (N_p \cdot \cos\theta)^2} \right] \quad (17)$$

Com N_p é o número de dentes do pinhão e θ o ângulo de pressão.

Também pode ser encontrado o fator geométrico de resistência a picada no gráfico da Figura 2.15. Para este fator deve ser considerada a relação de transmissão (“u” ou “i”).

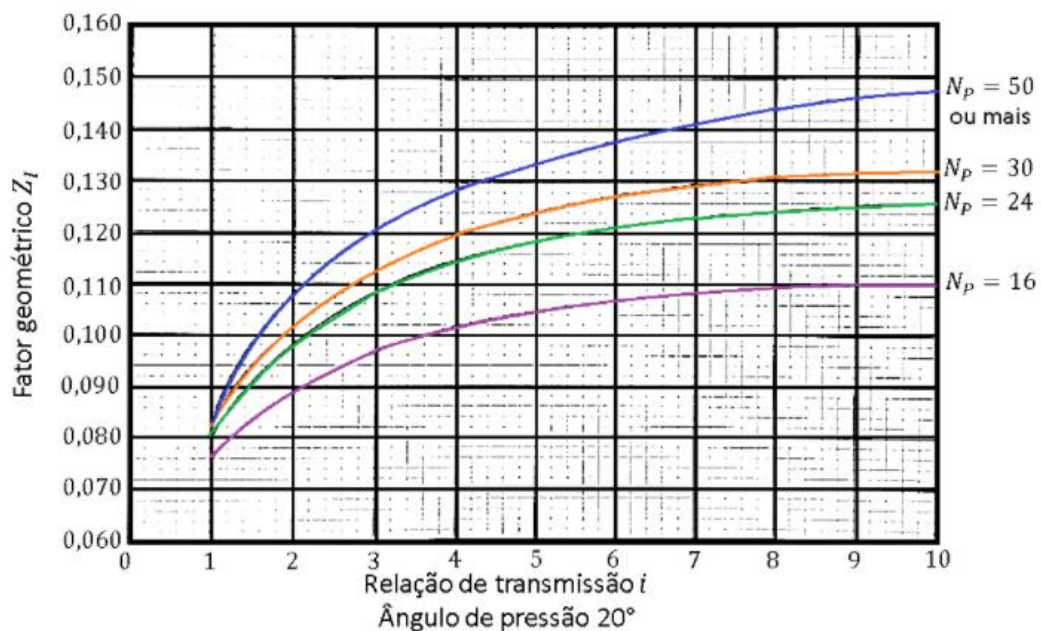


Figura 2.15 - Fator geométrico de resistência a picada para ângulo de pressão 20° [45].

2.2.3.2 Fator geométrico de resistência a flexão, Y_f

O fator de geometria, Y_f , avalia a forma do dente, a posição em que a carga mais prejudicial é aplicada. Os componentes tangenciais (flexão) e radial (compressivo) da carga do dente estão incluídos. O fator de geometria avalia o raio do cordão raiz da envolta do dente, e leva em consideração o fator de forma de Lewis modificado e a sua distribuição da carga. O fator de geometria é determinado pela norma AGMA 908-B89 confirmada em 2015, além disso, estudos recentes como de Alonso *et al.* [46] também confirmam a aplicabilidade da norma AGMA para encontrar o fator geométrico.

O fator de geometria, Y_f , é um valor sem dimensão, e leva em consideração os efeitos de: forma do dente, posição crítica de carga e concentração de tensão. Nesse fator de geometria estão incluídas as cargas no dente tanto no componente tangencial como no componente radial. Esta análise se aplica apenas a engrenagens externas. Uma forma rápida de encontrar o Y_f é usando a Figura 2.16. O gráfico deve ser usado apenas para engrenagem de dentes retos com ângulo de pressão igual a 20° com profundidade total [33], [45], [47].

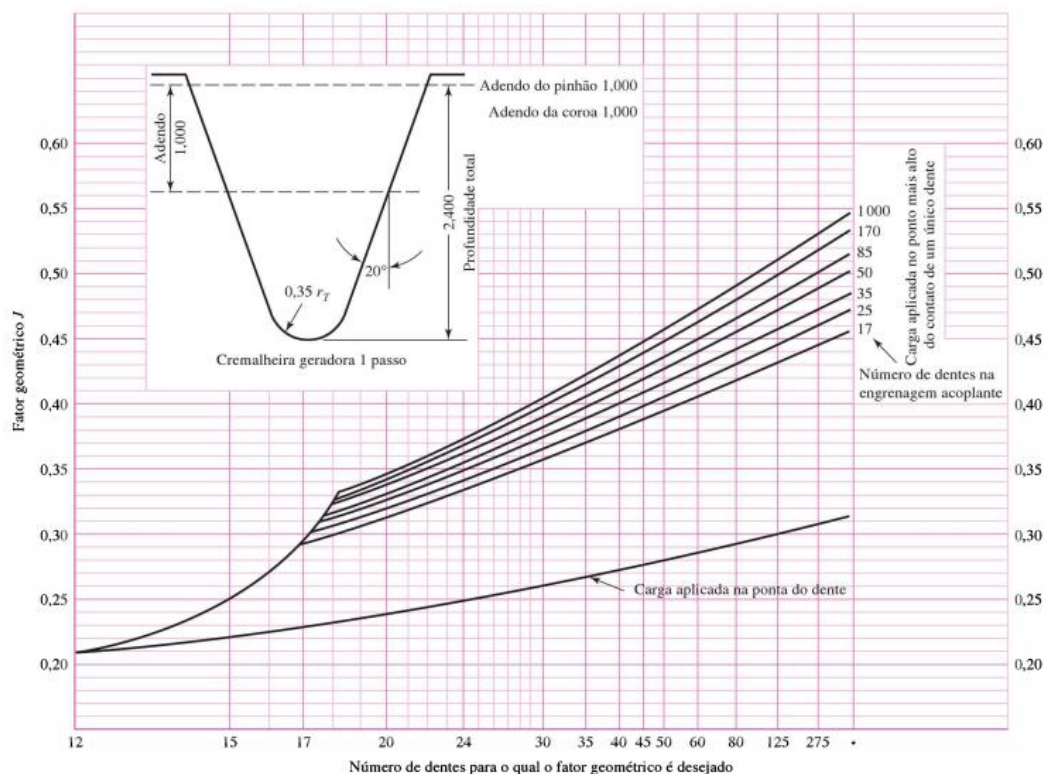


Figura 2.16 - Fator geométrico para engrenagem de dentes retos com ângulo de pressão 20° [34].

Recomenda-se que os fatores de geometria, sejam determinados pela AGMA 908-B89. Essa norma inclui tabelas para algumas formas comuns de dentes e o método analítico.

2.2.4 Carga Tangencial Transmitida, F_t

Na maioria das aplicações de engrenagem, o binário não é constante. Portanto, a carga tangencial transmitida irá variar. Para obter os valores da carga tangencial operacional, o projetista deve usar os valores de potência e velocidade com que o dispositivo acionado irá atuar. F_t representa a carga do dente devido ao aparelho acionado. O fator de sobrecarga, K_O e o fator dinâmico, K_V estão incluídos nas fórmulas de classificação para contabilizar as cargas em excesso de peso. Se a classificação for calculada com base na carga uniforme, a carga tangencial transmitida é:

$$F_t = \frac{1000P}{v_t} = \frac{2000T}{D_p} = \frac{6 \times 10^4 P}{\pi \omega_1 D_p} \quad (18)$$

P é a potência transmitida, W;

T é o binário transmitido do pinhão, Nm;

ω_1 é a velocidade do pinhão, rpm;

D_p é o diâmetro primitivo, mm;

v_t é a velocidade da linha de passo no diâmetro de passo operacional, m/s.

$$v_t = \frac{\pi \omega_1 D_p}{60000} \quad (19)$$

2.2.5 Fator Dinâmico, K_V

O fator dinâmico, K_V , é responsável pelas cargas dos dentes da engrenagem geradas internamente, que são induzidas pela ação de engrenamento gradual dos dentes da engrenagem. Mesmo que o binário e a velocidade de entrada sejam constantes, pode haver vibração significativa das massas da engrenagem e, portanto, forças dinâmicas dos dentes. Essas forças resultam das acelerações relativas entre as engrenagens à medida que vibram em resposta a uma excitação conhecida como “erro de transmissão”. O erro de transmissão é definido como, o afastamento do movimento angular relativo uniforme do par de engrenagens. É influenciado por todos os desvios da forma ideal do dente da engrenagem e espaçamento ideal.

O fator dinâmico relaciona a carga total do dente, incluindo os efeitos dinâmicos internos, à carga tangencial do dente transmitida.

$$K_V = \frac{F_d + F_t}{F_t} \quad (20)$$

2.2.5.1 Aproximação do fator dinâmico, K_V

A norma ANSI/AGMA/AWEA 6006 -A03, indica que o fator dinâmico, K_V , afeta significativamente a classificação da caixa de engrenagens. Um valor mínimo de $K_V = 1,05$ deve ser usado [8]. A Figura 2.17 mostra os fatores dinâmicos que podem ser usados na ausência de conhecimento específico das cargas dinâmicas. As curvas da figura e as equações fornecidas são baseadas em dados empíricos e não levam em consideração a ressonância.

A escolha das curvas A_V igual a 6 até A_V igual a 12 e abaixo de 6, ou seja, engrenagem muito precisa, deve ser baseada no erro de transmissão. O número do nível de precisão de transmissão, A_V , pode ser estimado como o grau de precisão apropriado, para o passo esperado e desvios de perfil de acordo com ANSI/AGMA 2015-1-A01.

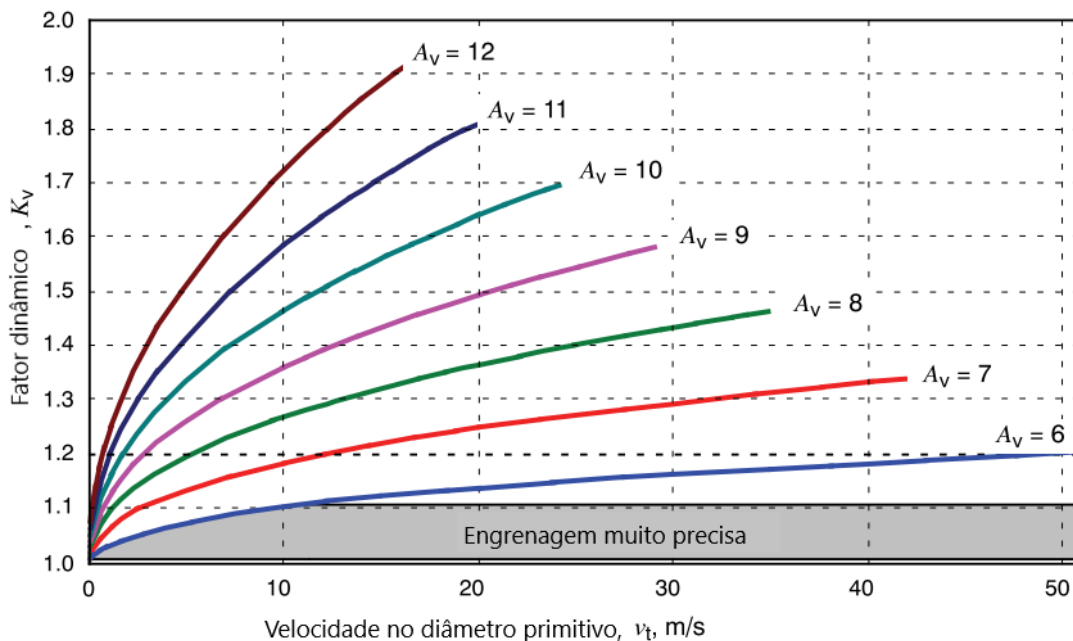


Figura 2.17 - Fator Dinâmico, K_V [19].

Tabela 2-3 - Aplicação da engrenagem para encontrar o número do nível de precisão. Adaptado [45].

Aplicação	A_V	Aplicação	A_V
Acionador de tambor de misturador de cimento	A11	Furadeira de baixa potência	A9
Forno de cimento	A11	Máquina de lavar roupas, máquina têxtil	A8
Acionadores de fresa de aço	A11	Pressa de impressão	A7
Colheitadeiras, selecionador de milho	A10	Mecanismo de computador	A6
Guindaste, bomba centrífuga	A10	Transmissão de automóveis	A6
Pressa de esmagamento	A10	Acionador de antena de radar	A5
Esteira de mineração	A10	Acionador de propulsor marítimo	A5
Máquina de fabricação de papel	A9	Acionador de motor de avião	A4
Mecanismo do medidos de gás	A9	Giroscópio	A2

Mott (2013), apresenta alguns equipamentos na Tabela 2-3, que auxilia na rápida seleção do número de nível de precisão A_V , segundo a aplicação de operação [45].

Quando a engrenagem é fabricada usando controles de processo que fornecem precisões de dente que correspondem a "engrenagem muito precisa", ou onde as técnicas de projeto e fabricação garantem um erro de transmissão baixo que é equivalente a esta precisão, podem ser usados valores de K_V entre 1,02 e 1,11. Para usar esses valores, a engrenagem deve ser mantida em alinhamento preciso e lubrificada de forma adequada. Quando as cargas dinâmicas conhecidas (por análise ou experiência) são adicionadas à carga nominal transmitida, o fator dinâmico pode ser unitário.

Para cálculo de K_V a norma ANSI/AGMA 2101-D04 deve ser consultada, possibilita a estimativa de A_V para análise do fator dinâmico.

2.2.6 Fator de Sobrecarga, K_O

O fator de sobrecarga destina-se a permitir todas as cargas aplicadas externamente em excesso da carga tangencial nominal, F_t . Fatores de sobrecarga só podem ser estabelecidos após uma experiência de campo considerável ser adquirida. Para um fator de sobrecarga unitário, este método de classificação inclui a capacidade de sustentar um número limitado de até 200% dos ciclos de sobrecarga momentâneos (normalmente menos de quatro partidas em 8 horas, com um pico não excedendo a duração de um segundo).

Na determinação do fator de sobrecarga, deve-se considerar o fato de que motores e equipamentos acionados, desenvolvem binários de pico momentâneos maiores do que os nominais do motor ou equipamento acionado. Existem muitas fontes possíveis de sobrecarga como vibrações, binários de aceleração, sobre velocidade, variações na operação do sistema e mudanças nas condições de carga do processo, por exemplo.

Para determinar o fator de sobrecarga, num cenário que não há experiência a campo do projetista, pode ser usada a Tabela 2-4 recomendadas por Mott (2013).

Tabela 2-4 - Fator de sobrecarga sugerido. Adaptado [45].

Fonte de alimentação	Tipo de máquina acionada			
	Uniforme	Choque leve	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,50	1,75
Choque leve	1,20	1,40	1,75	2,25
Choque moderado	1,30	1,70	2,00	2,75

Para encontrar o fator de sobrecarga sugerido, devem ser cruzados os valores das colunas tipo de máquina acionada, com a linha de fonte de alimentação, nas Tabelas 2-5 e 2-6.

Tabela 2-5 - Condição para máquina acionada. Adaptado [45].

Máquina acionada	
Uniforme	Geradores contínuos, rebobinadores de papel e filme.
Choque leve	Bombas e ventiladores centrífugos de baixa velocidade, misturadores, transportadores sob carregamento uniforme e, bombas de deslocamento positivo, processamento de tiras metálicas.
Choque moderado	Bombas centrífugas de alta velocidade, bomba e compressor alternativo, transportador de carga pesada, betoneira, máquina têxtil, moedor de carne, serras, elevadores de caçamba, escada rolante, elevador de carga, guincho, enrolador de cabo.
Choque pesado	Triturador de rocha, acionadores de prensas, perfuradoras, máquinas puncionadeiras, pulverizador, moinho, moinho martelo, peneira vibratória, tambor rotativo, viradores de vagão, transportador de tora, guilhotina, grua e guindaste, alimentadores alternativos, escavadeiras, compactadores, extrusoras de plástico.

Tabela 2-6 - Condição para fonte de alimentação. Adaptado [45].

Fonte de alimentação	
Uniforme	Motor elétrico, turbina a gás com velocidade constante.
Choque leve	Turbina hidráulicas, impulsor de velocidade variável.
Choque moderado	Motor de combustão multi cilindros.

2.2.7 Fatores de Segurança, S_H e S_F

Quando K_O (fator de sobrecarga) e Y_Z (fator de confiabilidade) são usados para a aplicação de classificações, um fator de segurança adicional deve ser considerado para permitir considerações de risco econômico e de segurança, juntamente com outros aspectos não quantificáveis do projeto e aplicação específicos (variações na fabricação, análise etc.).

Um fator de segurança se destina a contabilizar incertezas ou variações estatísticas em: análise de projeto, características do material e tolerâncias de fabricação. O fator de segurança também deve considerar o risco para a segurança humana e as consequências econômicas de uma falha. Quanto maiores as incertezas ou consequências dessas considerações, maior deve ser o fator de segurança. Conforme as práticas de projeto se tornam mais abrangentes, alguns fatores de influência foram removidos da área desconhecida do “fator de segurança” e introduzidos como partes previsíveis do método de projeto.

Para o fator de segurança AGMA ao contato e também a flexão, recomenda-se que esse valor esteja no intervalo de 1 a 1,5 [45]. A Equação 21, encontrada realocando os termos da

Equação 5, serve para encontrar o fator de segurança que garante uma resistência a picada de projeto.

$$s_H = \frac{\sigma_{HP} Z_N Z_W}{\sigma_H Y_\theta Y_Z} \quad (21)$$

s_H é o fator de segurança AGMA ao contato;

σ_{HP} é o número de resistência ao contato permitido AGMA, N/mm²;

σ_H é a tensão de contato AGMA, N/mm²;

Z_N é o fator de ciclo de tensão para resistência a picada;

Z_W é o fator de dureza para resistência a picada;

Y_θ é o fator de temperatura;

Y_Z é o fator de confiabilidade.

$$s_F = \frac{\sigma_{FP} Y_N}{\sigma_F Y_\theta Y_Z} \quad (22)$$

s_F é o fator de segurança AGMA para flexão;

σ_{FP} é o número de resistência à flexão permitida AGMA, N/mm²;

σ_F é a tensão à flexão AGMA, N/mm²;

Y_N é o fator de ciclo para resistência à flexão.

2.2.8 Coeficiente Elástico, Z_E

O coeficiente elástico é definido pela seguinte Equação 23:

$$Z_E = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\left(\frac{1 - \nu_P^2}{E_P} \right) + \left(\frac{1 - \nu_G^2}{E_G} \right) \right]}} \quad (23)$$

Z_E é o coeficiente elástico, [N/mm²]^{0,5};

ν_P e ν_G são o coeficiente de Poisson para pinhão e engrenagem, respectivamente;

E_P e E_G são o módulo de elasticidade para o pinhão e coroa, respectivamente, N/mm².

Por exemplo, Z_E é igual a 190 [N/mm²]^{0,5}, para um pinhão de aço e engrenagem com $\nu = 0,3$ e $E = 2,05 \times 10^5$ N/mm² para ambos os membros.

Para Budynas *et al.* (2011) o coeficiente de elasticidade pode ser obtido usando a Figura 2.18 [33].

Material do pinhão	Módulo de elasticidade do pinhão E_p , psi (MPa)*	Material da coroa e módulo de elasticidade E_c , lbf/in ² (MPa)*					
		Aço 30×10^6 (2×10^5)	Ferro maleável 25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Ferro nodular 24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	Ferro fundido 22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	Bronze alumínio $17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	Bronze estanho 16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)
Aço	30×10^6 (2×10^5)	2300 (191)	2180 (181)	2160 (179)	2100 (174)	1950 (162)	1900 (158)
Ferro maleável	25×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2180 (181)	2090 (174)	2070 (172)	2020 (168)	1900 (158)	1850 (154)
Ferro nodular	24×10^6 ($1,7 \times 10^5$)	2160 (179)	2070 (172)	2050 (170)	2000 (166)	1880 (156)	1830 (152)
Ferro fundido	22×10^6 ($1,5 \times 10^5$)	2100 (174)	2020 (168)	2000 (166)	1960 (163)	1850 (154)	1800 (149)
Bronze alumínio	$17,5 \times 10^6$ ($1,2 \times 10^5$)	1950 (162)	1900 (158)	1880 (156)	1850 (154)	1750 (145)	1700 (141)
Bronze estanho	16×10^6 ($1,1 \times 10^5$)	1900 (158)	1850 (154)	1830 (152)	1800 (149)	1700 (141)	1650 (137)

Razão de Poisson = 0,30.
*Quando valores mais exatos do módulo de elasticidade são obtidos com testes de contato de rolos, eles podem ser utilizados.

Figura 2.18 – Coeficiente de elasticidade padronizado para alguns materiais [33].

2.2.9 Fator de Condição de Superfície, Z_R

O fator de condição de superfície, Z_R , usado apenas na fórmula de resistência a picada, depende do acabamento da superfície, lapidação, retífica, e jateamento por granalha. Também da tensão residual e dois efeitos da plasticidade (endurecimento por trabalho). Fatores de condição de superfície padrão para dentes de engrenagem ainda não foram estabelecidos para casos em que há um efeito prejudicial de acabamento de superfície. Nesses casos, algum fator de acabamento de superfície maior que a unidade deve ser usada. O fator de condição de superfície pode ser considerado como unidade, desde que a condição de superfície apropriada seja alcançada.

2.2.10 Fator de Dureza, Z_W

O fator de proporção de dureza, Z_W , depende da relação de transmissão, do acabamento superficial do pinhão e da dureza na superfície do pinhão e engrenagem. O valor de Z_W para a engrenagem é definido em 1,0 ou conforme descrito em 2.2.10.1 ou 2.2.10.2.

2.2.10.1 Engrenagens endurecidas por completo (*Through hardening*)

Quando o pinhão é substancialmente mais duro que a engrenagem, o efeito de endurecimento aumenta a capacidade da engrenagem. Os valores típicos de Z_W são mostrados na Figura 2.19. Os valores da figura podem ser calculados da seguinte forma:

$$Z_W = 1.0 + A(i - 1.0) \quad (24); \quad A = 0.00898 \left[\frac{H_{BP}}{H_{BG}} \right] - 0.00829 \quad (25)$$

H_{BG} (B2) é a dureza Brinell da engrenagem e H_{BP} (B1) é a dureza Brinell do pinhão.

A Equação 25 é válida para o intervalo: $1,2 \leq \frac{H_{BP}}{H_{BG}} \leq 1,7$. Para: $\frac{H_{B1}}{H_{B2}} < 1,2$, $A = 0,0$; $\frac{H_{B1}}{H_{B2}} > 1,7$, $A = 0,00698$

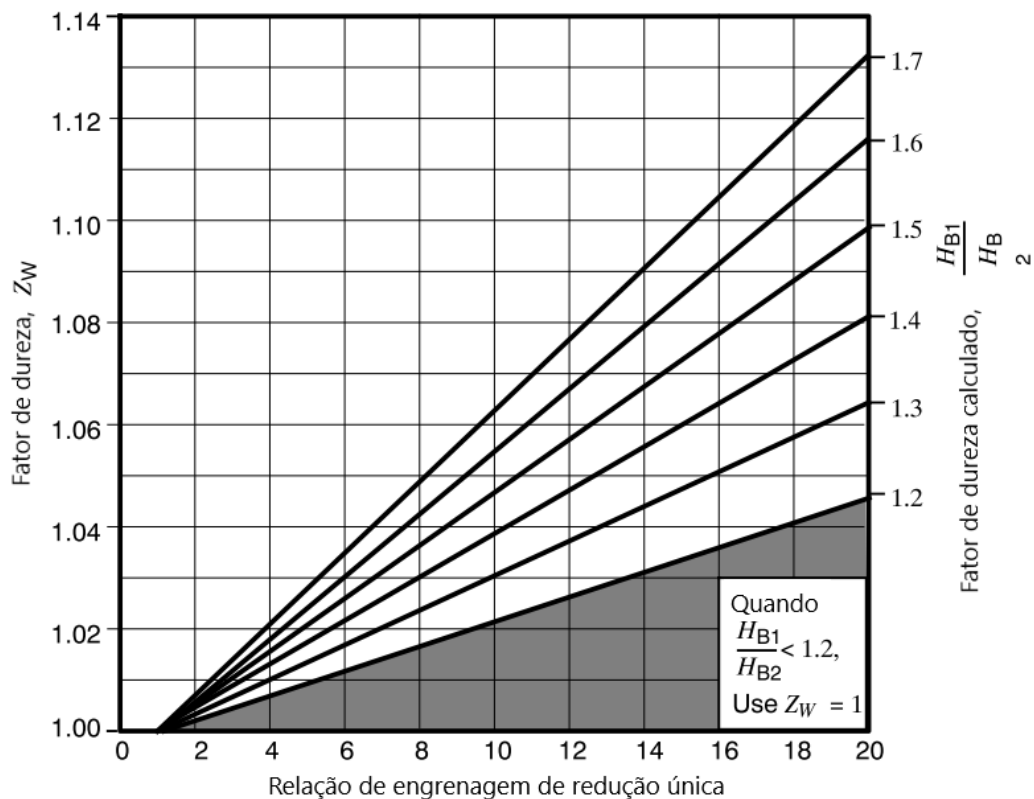


Figura 2.19 - Fator de proporção de dureza, Z_W [19].

2.2.10.2 Engrenagens com superfície endurecida

Quando pinhões de superfície endurecida (48 HRC ou mais duros) são operados com engrenagens endurecidas (180 a 400 HB), um efeito de endurecimento é obtido. O fator Z_W varia com o acabamento da superfície do pinhão, R_{z1} e a dureza da engrenagem correspondente.

Os valores típicos são mostrados na Figura 2.20 ou podem ser calculados.

$$Z_W = 1.0 + B(450 - H_{B2}) \quad (26); \quad B = 0.00075(e)^{-0.448(R_{z1})} \quad (27)$$

Onde e é a base de logaritmos naturais, número de Euler 2.71828. R_{z1} é o acabamento de superfície de pinhão.

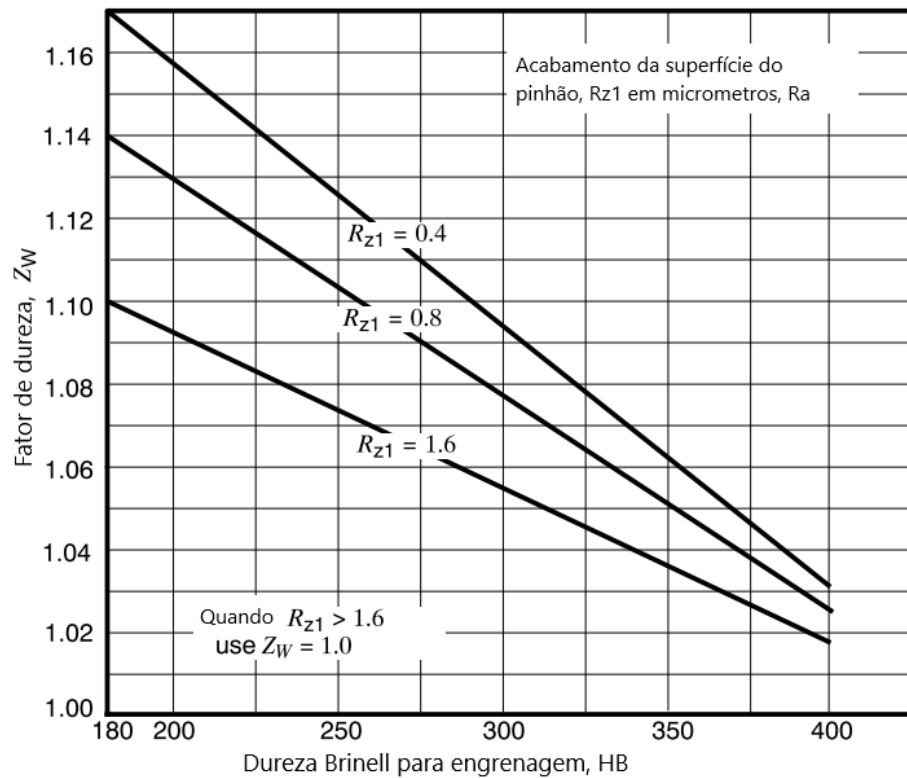


Figura 2.20 - Fator de proporção de dureza, Z_W (pinhões de superfície endurecida) [19].

2.2.11 Fator de Distribuição de Carga, K_H

O fator de distribuição de carga modifica as equações de classificação para refletir a distribuição não uniforme da carga ao longo das linhas de contato (flanco no diâmetro primitivo). A quantidade de não uniformidade da distribuição de carga é causada e depende das seguintes influências:

Variação de fabricação de engrenagens:

- Alinhamento, perfil, espaçamento e batimento do pinhão e da engrenagem;
- Coroamento e alívio final do dente.

Variações de montagem de engrenagens instaladas:

- Alinhamento dos eixos de rotação dos cilindros do pinhão e da engrenagem influenciados pela precisão do alojamento e concentricidade dos rolamentos.

Deflexões devido a cargas aplicadas:

- Deflexões elásticas dos dentes do pinhão e da engrenagem;
- Deflexões elásticas dos corpos do pinhão e da engrenagem;

- Deflexões elásticas de veios, mancais, mancais e fundações que sustentam os elementos de engrenagem;
- Deslocamentos do pinhão ou engrenagem por folga nos mancais.

Distorções devido a efeitos térmicos e centrífugos:

- Expansão térmica e distorção das engrenagens devido aos gradientes de temperatura;
- Gradientes de temperatura na carcaça causando veios não paralelos;
- Distorção centrífuga das engrenagens devido às altas velocidades.

O fator de distribuição de carga é responsável pela distribuição não uniforme da carga ao longo da largura da face da engrenagem. A magnitude do fator de distribuição de carga é definida como a intensidade de carga de pico dividida pela intensidade de carga média em toda a largura da face. Este fator pode ser determinado empiricamente ou analiticamente. Aqui será utilizado um método empírico apenas.

O método empírico requer uma quantidade mínima de informações. Este método é recomendado para projetos de engrenagens relativamente rígidas que atendam aos seguintes requisitos:

- Relação entre largura da face líquida e diâmetro primitivo do pinhão, $\frac{b}{D_P} \leq 2,0$;
- Os elementos da engrenagem são montados entre rolamentos (não suspensas);
- Largura de face até 1020 mm;
- Contato em toda a largura da face do dente mais estreito quando carregado.

Atenção: se $\frac{b}{D_P} > 2,4 - 0,29K$, o valor de K_H determinado empírico pode não ser suficientemente conservador. Projetos fora das faixas $\frac{b}{D_P}$, requerem consideração especial.

Para projetos de engrenagens relativamente rígidas com engrenagens montadas entre rolamentos (não suspensas) e relativamente livres de deflexões causadas externamente, o seguinte método da Equação 28 aproximado pode ser usado:

$$K_H = 1.0 + K_{Hmc}(K_{Hpf}K_{Hpm} + K_{Hma}K_{He}) \quad (28)$$

K_{Hmc} é fator de formato da face do dente;

K_{Hpf} é o fator de proporção do pinhão;

K_{Hpm} é o fator de carga de flexão;

K_{Hma} o fator de alinhamento;

K_{He} é o fator de correção do alinhamento do engrenamento.

O fator de formato da face do dente, K_{Hmc} , modifica a intensidade da carga de pico quando o coroamento (visível na Figura 2.21) ou modificação do avanço é aplicada.

K_{Hmc} é 1,0 para engrenagem sem coroamento e 0,8 para engrenagens com dentes coroados ou correção no desvio.

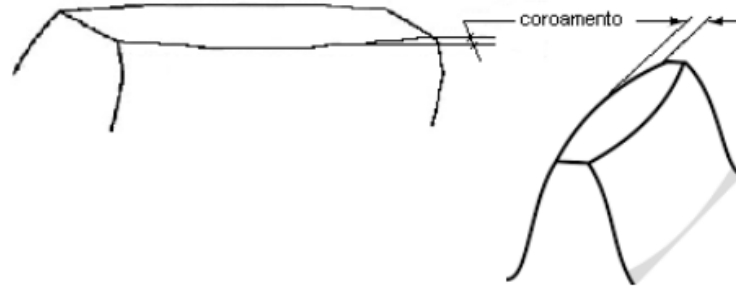


Figura 2.21 - Dentes com coroamento [14].

O fator de proporção do pinhão, K_{Hpf} , é responsável pelas deflexões devido à carga. As deflexões são normalmente mais altas para larguras de faces largas ou razões $\frac{b}{D_P}$ mais altas.

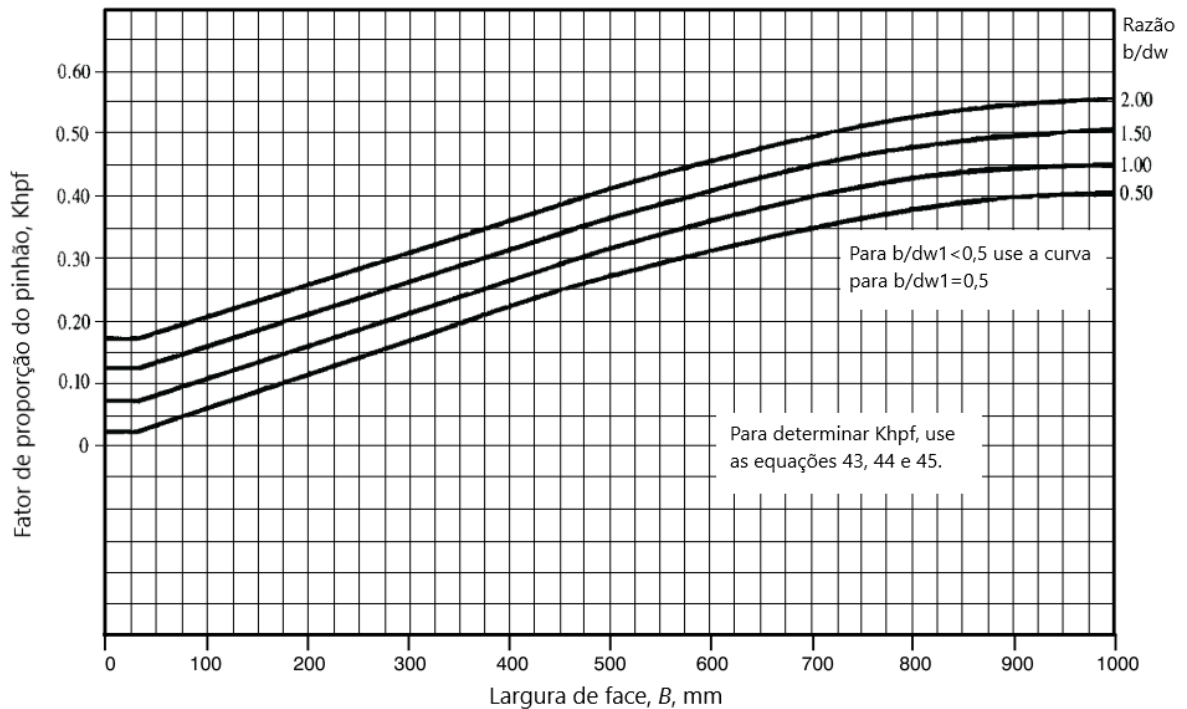


Figura 2.22 - Fator de proporção do pinhão, K_{Hpf} [19].

Os valores para K_{Hpf} conforme mostrado na Figura 2.22 podem ser determinados pelas seguintes equações:

$$\text{Quando } b \leq 25 \text{ (mm): } K_{Hpf} = \frac{b}{10D_P} - 0.025 \quad (29)$$

$$\text{Quando } 25 < b \leq 432 \text{ (mm): } K_{Hpf} = \frac{b}{10D_P} - 0.0375 + 0.000492b \quad (30)$$

Quando $432 < b \leq 1020$ (mm):

$$K_{Hpf} = \frac{b}{10D_p} - 0.1109 + 0.000\,815b - 0.000\,000\,353\,b^2 \quad (31)$$

Para valores de $\frac{b}{10D_p}$ menores que 0,05, use 0,05 para este valor nas equações.

O modificador de proporção do pinhão, K_{Hpm} , altera o K_{Hpf} , com base na localização do pinhão em relação à linha central do rolamento. K_{Hpm} é 1,0 para pinhões montados com $\left(\frac{S_1}{S}\right) < 0,175$ e 1,1 para pinhões montados com $\left(\frac{S_1}{S}\right) \geq 0,175$.

S_1 é o deslocamento do pinhão, isto é, a distância da linha de centro do vão de rolamento à face média do pinhão. S é a amplitude do rolamento, ou seja, a distância entre as linhas de centro do rolamento, Figura 2.23.

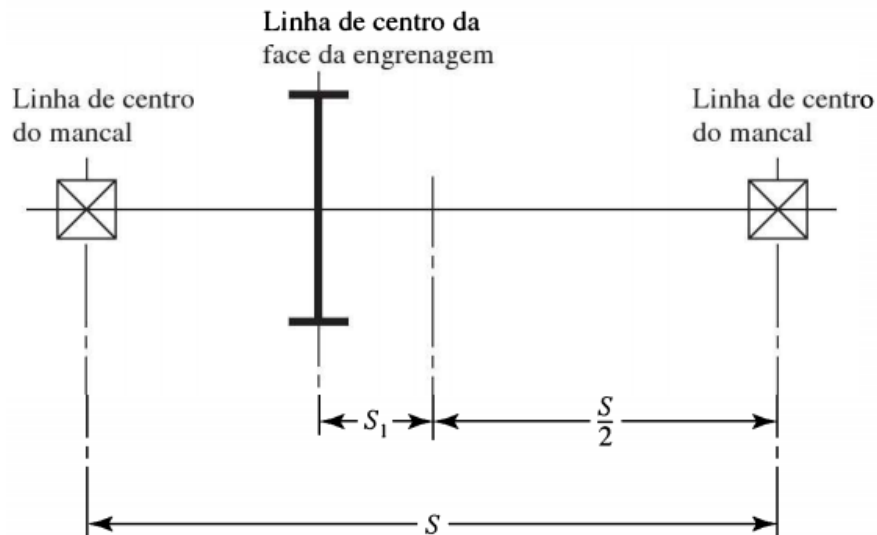


Figura 2.23 - Avaliação de S e S_1 [33].

O fator de alinhamento, K_{Hma} , é responsável pelo desalinhamento dos veios de rotação dos elementos de engrenagem. As quatro curvas da Figura 2.24 fornecem valores representativos para K_{Hma} com base na precisão dos efeitos de engrenagem e desalinhamento que podem ser esperados para as quatro classes de engrenagem mostradas. Os valores para as quatro curvas da figura são definidos da seguinte forma:

$$K_{Hma} = A + B(b) + C(b)^2 \quad (32)$$

Na Tabela 2-7 pode-se obter os valores de A, B e C.

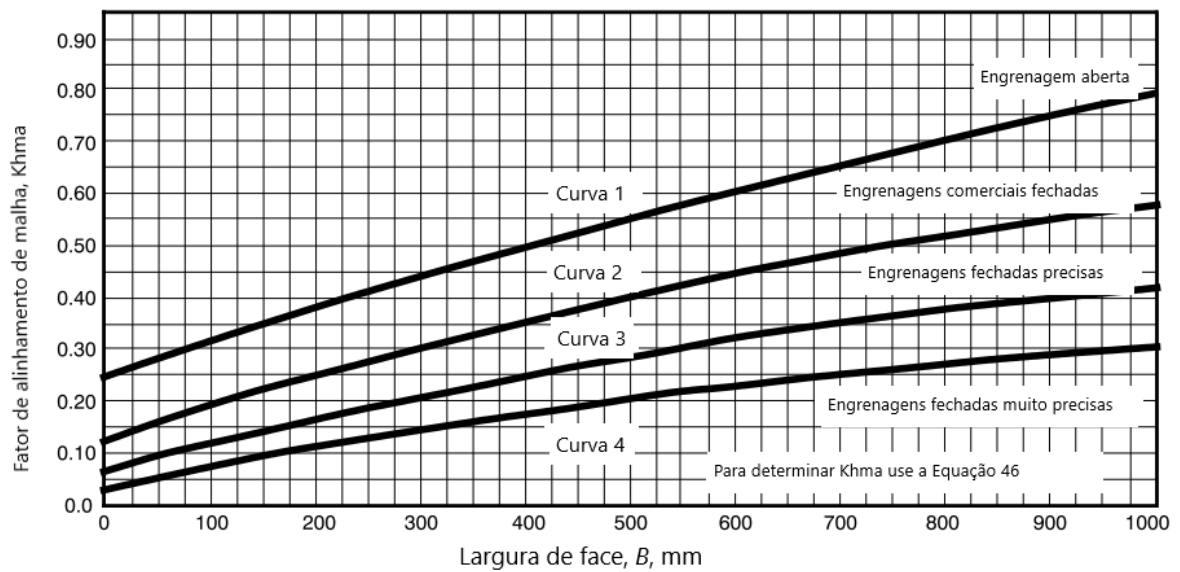


Figura 2.24 - Fator de alinhamento de malha, K_{Hma} [19].

Tabela 2-7 - Constantes empíricas; A, B e C [19].

Curve	A	B	C
Curva 1 Engrenagem aberta	$2,47 \times 10^{-1}$	$0,657 \times 10^{-3}$	$-1,186 \times 10^{-7}$
Curva 2 Engrenagem fechada ind./comercial	$1,27 \times 10^{-1}$	$0,662 \times 10^{-3}$	$-1,690 \times 10^{-7}$
Curva 3 Engrenagem fechada de precisão	$0,675 \times 10^{-1}$	$0,504 \times 10^{-3}$	$-1,440 \times 10^{-7}$
Curva 4 Engrenagem fechada de alta precisão	$0,380 \times 10^{-1}$	$0,402 \times 10^{-3}$	$-1,270 \times 10^{-7}$

O fator de correção de alinhamento do engrenamento é usado quando as técnicas de fabricação ou montagem melhoram o alinhamento efetivo do engrenamento. Os seguintes valores são sugeridos para o fator de correção de alinhamento do engrenamento, K_{He} é 0,80 quando a engrenagem é ajustada na montagem e a compatibilidade da engrenagem é melhorada por lapidação. K_{He} é 1,0 para todas as outras condições. Quando as engrenagens são lapidadas e as montagens são ajustadas, o valor sugerido de K_{He} é 0,80.

2.2.12 Números de resistência a tensão admissível, σ_{HP} e σ_{FP}

Os números de tensão permitidos são designados como σ_{HP} e σ_{FP} , para resistência a picada e resistência à flexão, respectivamente. Os números de tensão permitidos para materiais de engrenagens variam com itens como composição do material, limpeza, tensão residual, microestrutura, qualidade, tratamento térmico e práticas de processamento. Os números de tensão de contato permitidos neste padrão (Tabelas 2-8 e 2-9) são determinados ou estimados

a partir de testes de laboratório e experiências de campo acumuladas. Eles são baseados no fator de sobrecarga da unidade, 10 milhões de ciclos de tensão, carregamento unidirecional e 99% de confiabilidade.

As engrenagens endurecidas especificadas acima de 400 HB podem variar amplamente na força de resistência. O uso bem-sucedido de peças endurecidas acima de 400 HB depende do desenvolvimento experimental de uma técnica satisfatória para tratamento térmico que desenvolverá alta dureza e alta resistência à fadiga.

Tabela 2-8 - Número de tensão de contato admissível, σ_{HP} , para engrenagens de aço [19].

Material	Tratamento Térmico	Dureza superficial mínima ¹	Tensão de contato admissível, σ_{HP} N/mm ²		
			Classe 1	Classe 2	Classe 3
Aço ²	Endurecidos ³	Figura 2.28	Figura 2.28	Figura 2.28	-
	Chama ou indução	50 HCR	1170	1310	-
		54 HCR	1205	1345	-
	Caburizado	-	1240	1550	1895
	Nitretado (aço endurecido)	83,5 HR15N	1035	1125	1205
84,5 HR15N		1070	1160	1240	
2,5% cromo (sem alumínio)	Nitretado	87,5 HR15N	1070	1185	1305
Nitralloy 135M	Nitretado	90,0 HR15N	1170	1260	1345
Nitralloy N	Nitretado	90,0 HR15N	1185	1300	1415
2,5% cromo (sem alumínio)	Nitretado	90,0 HR15N	1215	1350	1490

- 1) A dureza deve ser equivalente à do início do perfil ativo no centro da largura da face;
- 2) O aço selecionado deve ser compatível com o processo de tratamento térmico selecionado e dureza;
- 3) Esses materiais devem ser recozidos ou normalizados, no mínimo.

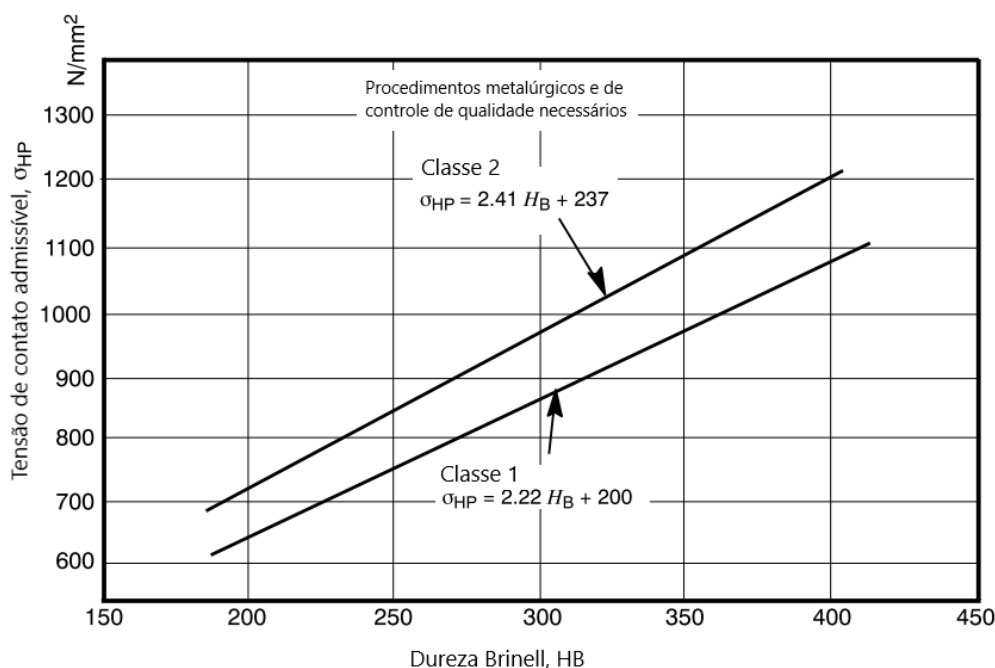


Figura 2.25 - Número de tensão de contato admissível para engrenagens de aço endurecido, σ_{HP} [19].

Tabela 2-9 - Número de tensão de flexão admissível, σ_{FP} , para engrenagens de aço [19].

Material	Tratamento Térmico	Dureza superficial mínima ¹	Tensão de contato admissível, σ_{HP} N/mm ²		
			Classe 1	Classe 2	Classe 3
Aço ²	Endurecidos ³	Figura 2.29	Figura 2.29	Figura 2.29	-
	Chama ou indução, padrão A ³	-	310	380	-
	Chama ou indução, padrão B ³	-	150	150	-
	Carburizado	-	380	450 ou 485 ⁴	515
	Nitretado ⁵	83,5 HR15N	-	-	-
Nitralloy 135M, Nitralloy 135N, e 2,5% cromo (sem alumínio)	Nitretado ⁵	87,5 HR15N	-	-	-

Notas:

- 1) A dureza deve ser equivalente ao diâmetro da raiz no centro do espaço do dente e largura da face;
- 2) O aço selecionado deve ser compatível com o processo de tratamento térmico selecionado e dureza;
- 3) Consulte a Figura 2.30 para obter os padrões de dureza do tipo A e do tipo B;
- 4) Se a bainita e as microfissuras forem limitadas a níveis de Grau 3, 485 N/mm² pode ser usado;
- 5) A capacidade de sobrecarga das engrenagens nitretadas é baixa. Uma vez que a forma da curva S-N efetiva é plana, a sensibilidade ao choque deve ser investigada antes de prosseguir com o projeto.

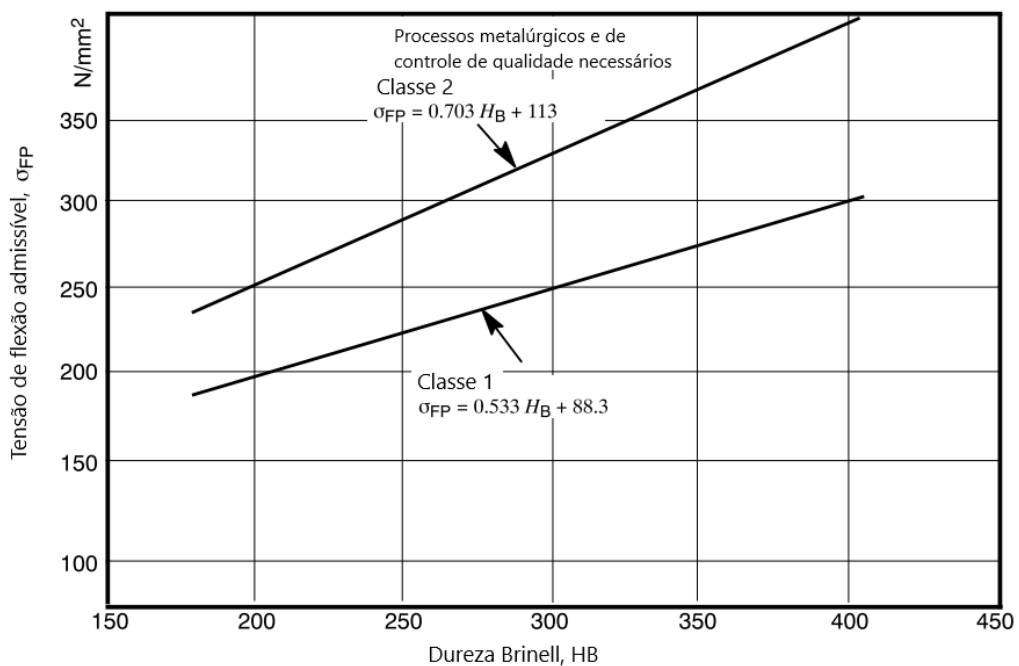


Figura 2.26 - Número de tensão de flexão admissível para engrenagens de aço endurecido, σ_{FP} [19].

Segundo a norma ANSI/AGMA 2101-D04 (2016), para determinar a profundidade do endurecimento no dente, depende do módulo usado, quanto maior módulo maior profundidade de endurecimento, podendo variar de 1,2 até 5,2 mm de profundidade, aproximadamente.

2.2.13 Fatores do ciclo de tensão, Z_N e Y_N

Os fatores do ciclo de tensão, Z_N e Y_N , ajustam os números de tensão permitidos para o número necessário de ciclos de operação. O fator do ciclo de tensão é responsável pelas características, tensão (S) número de ciclos (N) S-N, do material da engrenagem, bem como pelo aumento gradual da tensão do dente, que pode ocorrer devido ao desgaste do dente, resultando em efeitos dinâmicos aumentados e nas distribuições de carga variáveis que podem ocorrer durante a vida útil do projeto da engrenagem.

Ao avaliar as engrenagens, é importante saber quantos ciclos de tensão as engrenagens individuais experimentarão durante a vida útil pretendida do equipamento. Algumas máquinas funcionam vinte e quatro horas por dia e operam por vinte ou mais anos. Outras máquinas possuem engrenagens que possuem um ciclo de tensão equivalente a algumas horas.

$$n_L = 60L\omega q \quad (33)$$

Onde n_L é o número de ciclos de tensão (chamado também de “N”), L é a vida (horas), ω é a rotação (rpm) e q é o número de contatos por revolução.

A vida nominal a ser considerada no projeto da engrenagem depende da experiência do engenheiro projetista e dos dados indicados pelo fabricante, também da qualidade e confiabilidade do material utilizado fabricação. Para auxiliar na definição de vida nominal Mott (2013) [45], apresenta uma lista com algumas horas a serem consideradas para o projeto.

Tabela 2-10 - Vida nominal para diferentes aplicações de engrenagens. Adaptado [45].

Aplicação	Vida em horas
Motor de avião	1000-4000
Máquina agrícola	3000-6000
Elevadores, ventiladores industriais, transmissões de diversos usos	8000-15000
Motor elétrico, soprador industrial, máquinas industriais em geral	20000-30000
Bombas e compressores	40000-60000
Equipamento crítico de funcionamento contínuo (24)	100000-200000

2.2.13.1 Fatores do ciclo de tensão para engrenagens de aço

No momento, não há dados suficientes para fornecer curvas precisas do ciclo de tensão para todos os tipos de engrenagens e aplicações de engrenagens. A experiência, no entanto, sugere curvas de ciclo de tensão para resistência a picada e resistência à flexão de engrenagens de aço, conforme mostrado nas Figuras 2.27 e 2.28. As zonas sombreadas nas figuras representam a influência de itens como velocidade da linha de passo, limpeza do material, ductilidade e tenacidade à fratura. A parte superior é para aplicações gerais. A parte inferior é

normalmente usada para serviços críticos onde a picada e o desgaste dos dentes devem ser mínimos e baixos níveis de vibração são necessários.

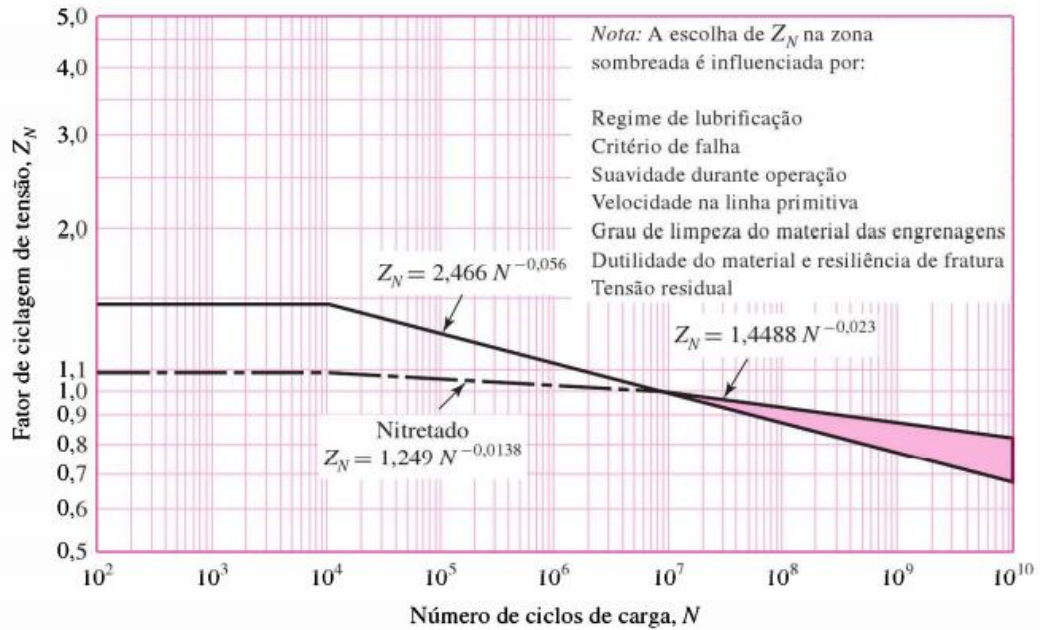


Figura 2.27 - Fator de ciclo de tensão de resistência a picada, Z_N [33].

Para tal, pode ser usada a Equação 34, obtida com 99% de confiabilidade, que é a parte superior da região sombreada na Figura 2.28.

$$Z_N = 1,4488n_L^{-0,023} \quad (34)$$

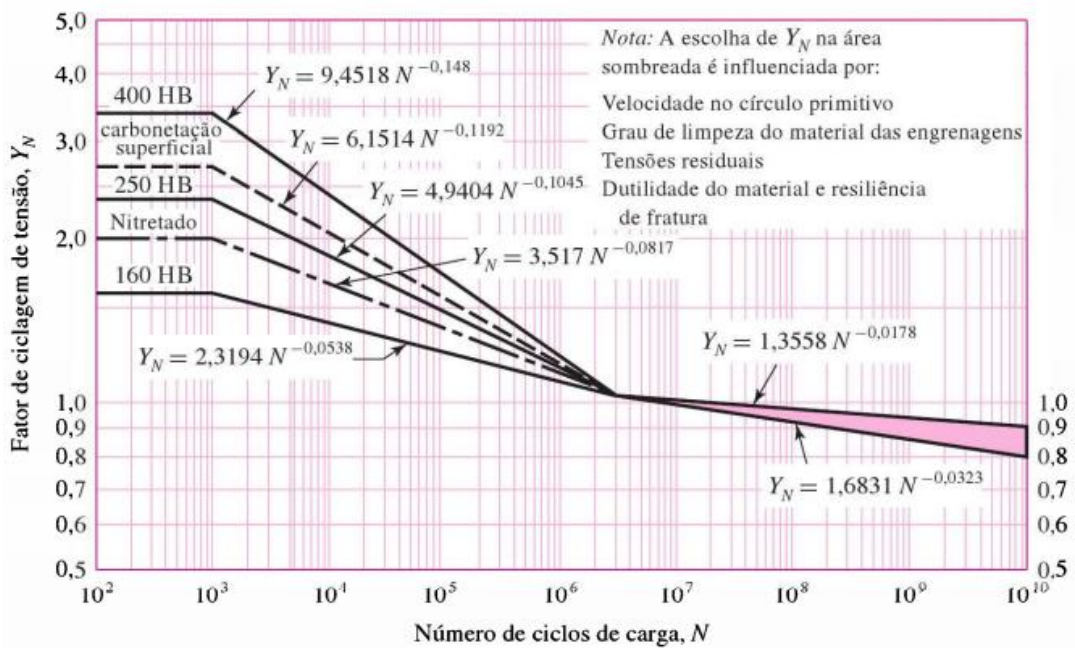


Figura 2.28 - Fator de ciclo de tensão de resistência à flexão, Y_N [33].

Budynas *et al.* (2011) recomenda para projetos de engrenagens a Equação 35 [33].

$$Y_N = 1,3558n_L^{-0,0178} \quad (35)$$

2.2.14 Fator de Confiabilidade, Y_Z

Os fatores de confiabilidade são responsáveis pelo efeito da distribuição estatística normal de falhas encontradas nos testes de materiais. A Tabela 2-11 contém fatores de confiabilidade que podem ser usados para modificar essas tensões permitidas para alterar essa probabilidade. Esses números são baseados em dados desenvolvidos para falha de flexão e picada, pela Marinha dos Estados Unidos. Outros valores podem ser usados se dados específicos estiverem disponíveis.

Tabela 2-11 - Fator de confiabilidade Y_Z . Adaptado [19].

Requisitos de aplicação	Y_Z ¹⁾
Menos de uma falha em 10000	1,50
Menos de uma falha em 1000	1,25
Menos de uma falha em 100	1,00
Menos de uma falha em 10	0,85 ²⁾
Menos de uma falha em 2	0,7 ²⁾³⁾

Nota: as vezes, a quebra por flexão, no dente, são consideradas um risco maior do que por picada. Nesses casos, um valor maior de Y_Z é selecionado para flexão;

Para Budynas *et al.* (2011) o fator de confiabilidade também pode ser obtido conforme apresentado na Tabela 2-12 e na Equação 36.

$$Y_Z = \begin{cases} 0,658 - 0,0759 \ln(1 - R) & 0,5 < R < 0,99 \\ 0,50 - 0,109 \ln(1 - R) & 0,99 < R < 0,9999 \end{cases} \quad (36)$$

Tabela 2-12 - Fator de confiabilidade: falha por fadiga do material. Adaptado [34].

Confiabilidade (R)	Y_Z
0,9999	1,50
0,999	1,25
0,99	1,00
0,90	0,85
0,50	0,70

2.2.15 Fator de Temperatura, Y_θ

O fator de temperatura é geralmente considerado como 1,0 quando as engrenagens ou a temperaturas do óleo operam não excedendo 120°C. Quando as temperaturas de operação resultam em abaixo de 0,0°C, cuidado especial deve ser dado. Ao operar na temperatura do óleo ou da engrenagem acima de 120°C, Y_θ recebe um valor maior que 1,0 para permitir o efeito da temperatura na película de óleo e nas propriedades do material. Na análise envolvendo a temperatura de trabalho, deve-se considerar a perda de dureza e consequente resistência a picada, de alguns materiais quando operando a temperaturas acima de 150 °C.

2.2.16 Fator de Tamanho, K_S

O fator de tamanho reflete a não uniformidade das propriedades do material. Depende principalmente de aspectos como: tamanho do dente; diâmetro das peças; razão do tamanho do dente e do diâmetro da peça; largura da face; área de tensão padrão; razão entre a profundidade do endurecimento da superfície e o tamanho do dente; endurecimento e tratamento térmico de materiais.

Budynas *et al.* (2011) propõem que para encontrar o fator de tamanho K_S pode ser adotado o recíproco do fator de tamanho K_b usado na equação de Lewis [33]. Assim, dependendo da largura da face podem ser usadas a Equação 37 ou 38:

$$\text{Se (b) for de 2,79 a 51 mm: } K_S = \frac{1}{1,1833(bm\sqrt{Y})^{-0,0535}} \quad (37)$$

$$\text{Se (b) for de 52 a 254 mm: } K_S = \frac{1}{1,4098(bm\sqrt{Y})^{-0,0785}} \quad (38)$$

Para encontrar a constante Y que é o fator de forma de Lewis, para engrenagens de aço e ângulo de pressão ou contato de 20°, devem ser usados os valores contidos na Figura 2.29.

Número de dentes	Y	Número de dentes	Y
12	0,245	28	0,353
13	0,261	30	0,359
14	0,277	34	0,371
15	0,290	38	0,384
16	0,296	43	0,397
17	0,303	50	0,409
18	0,309	60	0,422
19	0,314	75	0,435
20	0,322	100	0,447
21	0,328	150	0,460
22	0,331	300	0,472
24	0,337	400	0,480
26	0,346	Cremalheira	0,485

Figura 2.29 – Valores do fator de forma Y de Lewis [33].

Tabela 2-13 - Fator de tamanho segundo o módulo, adaptado [45].

Módulo	K_S
≤ 5	1,00
6	1,05
8	1,15
12	1,25
20	1,40
>20	1,50

Segundo Mott (2013), também pode ser considerado o fator de tamanho em função do módulo usado, conforme apresentado na Tabela 2-13 [45]. O fator de tamanho pode ser considerado como um para a maioria das engrenagens, desde que uma escolha adequada do aço seja feita para o tamanho da peça, seu tratamento térmico e processo de endurecimento.

2.3 MATERIAL E TRATAMENTO TÉRMICO

Nesta seção é feita análise de materiais e tratamentos térmicos para engrenagens embasado na norma ANSI AGMA 2004-C08, Materiais de Engrenagens, Tratamento Térmico e Manual de Processamento [21]. Nesse sentido, não há necessidade de citações constantes ao longo deste capítulo. Em caso de utilização de outros referencias, esses serão citados.

2.3.1 Materiais

Muitos fatores devem ser considerados ao selecionar o material da engrenagem, conforme mostrado na Figura 2.30. Dada a magnitude da carga à qual o grupo de transmissão é submetido em turbinas eólicas desta escala, uma seleção cuidadosa dos materiais da engrenagem é necessária, especialmente no que diz respeito à coroa (*ring gear*) do estágio planetário [13]. Além disso, segundo Manwell *et al.* (2010) as engrenagens podem ser feitas de uma ampla variedade de materiais, mas o material mais comum em turbinas eólicas é o aço. Alta resistência e dureza superficial em dentes de engrenagem de aço são frequentemente obtidas por cementação ou outras formas de tratamento térmico [26]. Dito isso, as teorias aqui abordadas ficarão restringidas aos aços, sem necessidade de citação de outros materiais como ferro fundido, por exemplo.

A seleção de material específico para produção de engrenagens, é frequentemente determinada por fatores de custo e disponibilidade, como ligas padrão da indústria e tempo de aquisição. Por exemplo, aço carbono padrão e classes de aço SAE de liga como 1020, 8620, 4320, 4820, 9310, 4140, 4150 e 4340 estão disponíveis nos centros de serviços e siderúrgicas.

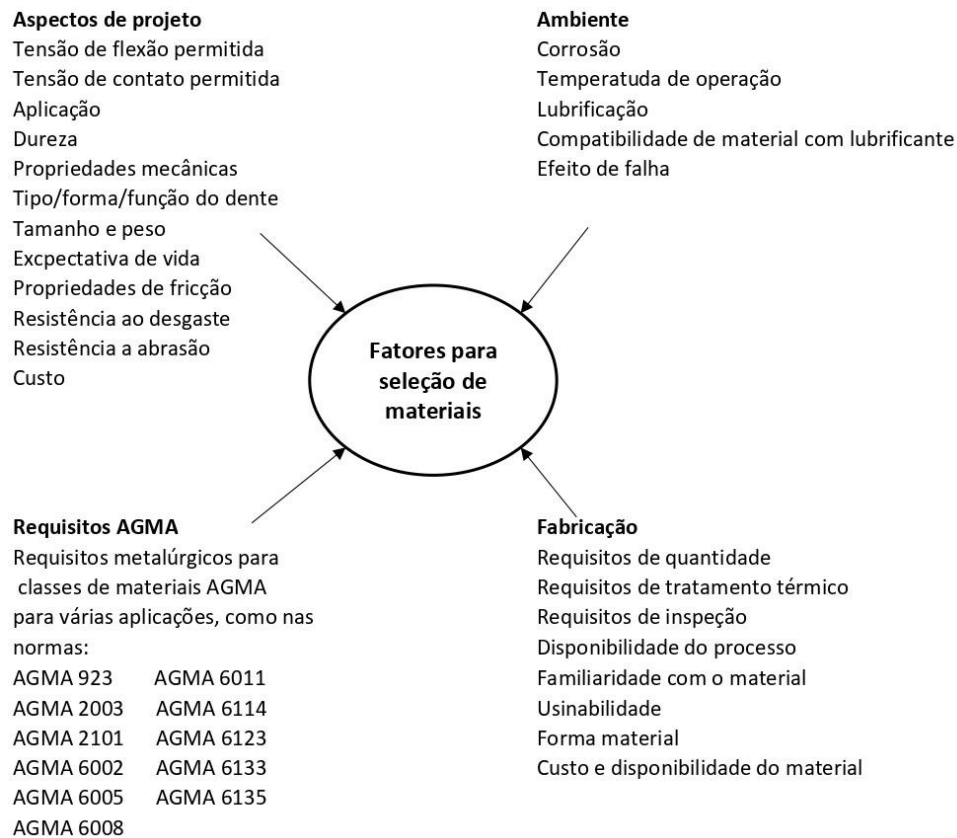


Figura 2.30 - Fatores de seleção de materiais. Adaptado [21].

2.3.2 Obtenção do Material

A seleção do material básico é fundamental para o processo de fabricação de engrenagens. A seleção do método de produção do molde de engrenagem para a maioria das aplicações é principalmente uma questão de economia, com a qualidade se tornando cada vez mais importante à medida que as cargas dos dentes, os custos de tempo de inatividade e as considerações de segurança aumentam. O projetista de engrenagens se depara com inúmeras opções, cada uma com suas próprias vantagens e limitações. A escolha envolve a exploração de vantagens de um processo específico para produzir o componente de menor custo que atenda aos requisitos de desempenho.

Industrialmente são utilizados alguns métodos de fabricação para obtenção do molde de engrenagens, aqui serão apresentados alguns. Primeiramente os aços forjados, termo genérico aplicado a aços carbono e liga que são trabalhados mecanicamente para obter formas para aplicações específicas. Existem também os processos de fundição, esses abrangem uma ampla gama de ligas, tolerâncias de acabamento, tamanhos e quantidades de produção. A fundição de

metal permite ao projetista produzir formas de engenharia exclusivas que seriam difíceis ou impossíveis de usinar a partir de uma peça bruta.

Por fim, a metalurgia do pó é um processo que se adapta bem à produção de grandes volumes de pequenos componentes. As peças prensadas e sinterizadas são adequadas para engrenagens de qualidade moderadamente alta. O processo de metalurgia do pó fornece controle dimensional preciso sobre grandes execuções de produção e pode produzir características e formas difíceis de obter por outros métodos. Portanto, o processo pode reduzir custos eliminando operações de usinagem. No entanto, devido aos altos custos de ferramentas, altos volumes de produção podem ser necessários para obter economias significativas.

2.3.3 Processamento do aço e Propriedades mecânicas

Um fluxograma para o processamento do aço para engrenagens é mostrado na Figura 2.31. Observação: as etapas de inspeção foram omitidas para simplificar o diagrama, a inspeção deve ser realizada após cada processo.

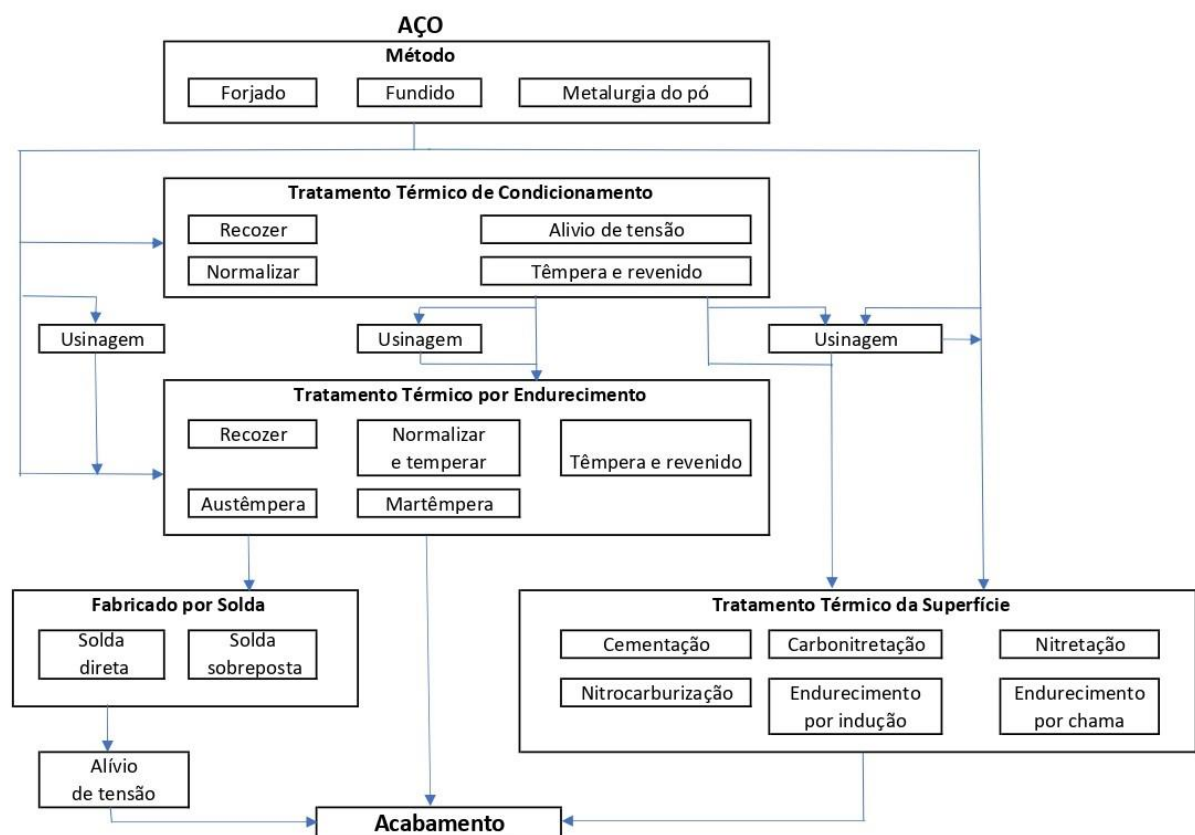


Figura 2.31 - Fluxograma do processamento de aço [21].

2.3.3.1 Classes de aço e tratamentos térmicos

O projeto específico da engrenagem normalmente ditará o tipo de aço necessário em função do tratamento térmico subsequente, como por endurecimento ou endurecimento somente na superfície. O tratamento térmico é um processo de aquecimento e resfriamento usado para atingir as propriedades desejadas nos materiais das engrenagens. Engrenagens de aço podem ser endurecidas ou endurecidas na superfície, quando a classificação da engrenagem ou os requisitos de serviço garantem maior dureza e resistência para maior resistência à fadiga ou resistência ao desgaste. Os tratamentos térmicos comuns para aços são citados a seguir.

1. Tratamentos preliminares (realizados antes do tratamento principal):
 - a. Recozimento;
 - b. Normalizar e temperar;
 - c. Têmpera e revenido;
 - d. Alívio de tensão.
2. Tratamentos principais:
 - a. Por endurecimento (recozer, normalizar, normalizar e revenir, têmpera e revenido, austêmpera, martemper);
 - b. Endurecimento da superfície (endurecimento por chama, endurecimento por indução), seguido de revenido;
 - c. Endurecimento da superfície (cementação, carbonitreção), seguido de revenido;
 - d. Endurecimento da superfície (nitreção, nitrocarboneteção).
3. Tratamentos pós-processo:
 - a. Recozimento;
 - b. Alívio de tensão.

Dentro desses modos de tratamentos, são divididos em endurecimento do aço (*through hardening*), tratamento térmico projetado para afetar todo o volume de um componente. Endurecimento da superfície (*case hardening*), que aumenta a dureza da superfície do metal infundindo elementos na superfície dos materiais, formando uma camada fina de liga mais dura, o endurecimento da superfície contempla os tratamentos de cementação, carbonitreção, nitreção e nitrocarboneteção. Ainda, o endurecimento da superfície de aço aumenta a dureza

da superfície enquanto o núcleo permanece relativamente macio, neste caso tem-se o endurecimento por indução e o endurecimento por chama.

2.3.4 Maquinabilidade do Aço

Vários fatores influenciam a maquinabilidade (usinabilidade) dos materiais e, por sua vez, afetam a economia e a viabilidade de fabricação. Esses fatores devem ser considerados no estágio de projeto, particularmente quando níveis de alta resistência está sendo especificados. A composição química e a microestrutura do aço têm grande influência na maquinabilidade. Em geral, à medida que aumenta a concentração de carbono, manganês e ligas, a maquinabilidade do aço é reduzida. O teor de carbono acima de 0,30% diminui a maquinabilidade devido ao aumento da dureza do aço.

2.3.5 Tratamentos Térmicos de uma engrenagem

2.3.5.1 Endurecimento de aço

Engrenagens de aço endurecido, são aquecidas a uma temperatura exigida e resfriadas no forno, resfriadas ao ar, gás ou líquido. O endurecimento pode ser realizado antes ou depois dos dentes da engrenagem serem formados. O endurecimento não significa dureza igual em todas as seções da peça, a temperabilidade (quão profundamente a liga pode ser endurecida na têmpera) deve ser considerada.

Os três métodos principais de tratamento térmico por endurecimento de aço de engrenagens, em ordem crescente de dureza para um determinado aço, são:

1. Recozimento, que consiste no aquecimento do aço ou de outras ligas ferrosas a 800-900 °C e resfriamento no forno;
2. Normalização (ou normalização e revenimento), aquecimento do aço ou outras ligas ferrosas a 870-980 °C e resfriar em ar parado ou circulado. Aços de liga são geralmente revenidos a 540-680 °C após a normalização para obter dureza uniforme, estabilidade dimensional e maquinabilidade aprimorada;
3. Têmpera e revenimento: a têmpera é o resfriamento rápido do aço a partir de uma temperatura elevada adequada de 800-870 °C. O resfriamento rápido faz com que a engrenagem se torne mais dura e mais forte pela formação de martensita. A

engrenagem é então temperada a uma temperatura específica, geralmente abaixo de 690 °C, para atingir as propriedades mecânicas desejadas.

2.3.5.2 Cementação de aço

A cementação pode ser realizada por cementação a gás, a vácuo ou a plasma, segundo a norma AGMA. A cementação a gás consiste em aquecer e manter o aço até normalmente 900-980 °C em uma atmosfera controlada, o que faz com que o carbono adicional se difunda no aço (geralmente 0,60-1,10% de carbono na superfície). Os processos de cementação a vácuo e cementação a plasma são realizados em fornos a vácuo.

Algumas especificações para engrenagens cementadas são que para obter o desempenho esperado da engrenagem, a aplicação da engrenagem e as condições de carga devem ser consideradas para determinar a dureza e a profundidade de endurecimento necessárias na peça acabada. Os procedimentos de fabricação devem ser considerados para determinar a profundidade de dureza necessária que garantirá o atendimento aos requisitos da peça acabada.

A dureza e a profundidade de endurecimento na superfície são especificadas para produzir resistência adequada às tensões de flexão e de contato. A dureza da superfície é um dos muitos fatores metalúrgicos que afetam o número de tensão de contato permitido e o número de tensão de flexão permitido. O endurecimento deve ser profundo o suficiente para que haja resistência adequada (dureza) para evitar rachaduras no local da subsuperfície, onde ocorrerá a tensão de cisalhamento máxima do carregamento de contato. A profundidade do endurecimento deve ser grande o suficiente e a dureza do núcleo alta o suficiente para resistir ao esmagamento por cargas de contato. A dureza mínima aproximada do núcleo do dente que pode ser obtida em alguns tipos de cementação, típicos de aço usando têmpera, é mostrada na Figura 2.32.

Classe	Dureza HRC mínima			
	3 Módulo e menor	4-5 Módulo	6-7 Módulo	8-13 Módulo
9310	34	33	31	28
4820	36	35	33	27
8822	34	32	30	25
4320	33	30	27	23
8620	28	26	24	18
4620	25	22	18	-
18CrNiMo7-8	35	34	32	30

Figura 2.32 - Dureza mínima aproximada do núcleo dos dentes da engrenagem cementada [21].

2.3.5.3 Nitruração de aço

O endurecimento convencional de engrenagens por nitruração a gás, envolve o aquecimento a uma temperatura de 510-570 °C, mantendo a temperatura em uma atmosfera com amônia (dissociação de 10 a 30%). Sob essas condições, os átomos de nitrogênio se difundem na superfície para formar nitretos de ferro duro e nitretos de liga.

A dureza da superfície é limitada pela concentração de elementos formadores de nitreto duro na liga e pela dureza do núcleo da engrenagem. A menor dureza do núcleo resulta em uma microestrutura que causa uma menor dureza superficial nitretada, uma vez que limita a capacidade de formar alta concentração de nitretos metálicos duros. A dureza da superfície também aumentará com o aumento da profundidade da camada de nitreto. A dureza superficial mínima aproximada que pode ser obtida no aço nitretado é mostrada na Figura 2.33.

Tipo do aço	Dureza superficial mínima	
	HR15N	HRC ²⁾
4140	85	48
4150	85	48
4340	84	46
Nitralloy (contains Al)	90	60
2-1/2 percent chrome (EN40B and EN40C, 31CrMoV9) ³⁾	89	58

Figura 2.33 - Dureza superficial mínima aproximada - aços nitretados [21].

- 1) Dados baseados na dureza do núcleo mínima de 269 HBW.
- 2) Convertido para HRC de HR15N.
- 3) Análises britânicas e alemãs, respectivamente.

2.3.5.4 Endurecimento por indução

O endurecimento por indução é um processo de tratamento térmico de superfície que aquece metais ferrosos acima da temperatura de transformação por meio de um campo eletromagnético que induz correntes elétricas no material. A peça de trabalho aquecida é então rapidamente resfriada com polímero ou soluções de água para produzir uma estrutura endurecida na região aquecida. A seguir, pode ser observada a variação nos processos para obter endurecimento nos dentes da engrenagem, quando aplicados endurecimento por chama ou indução, com endurecimento somente no flanco (dente a dente), e endurecimento de flanco e raiz (dente a dente).

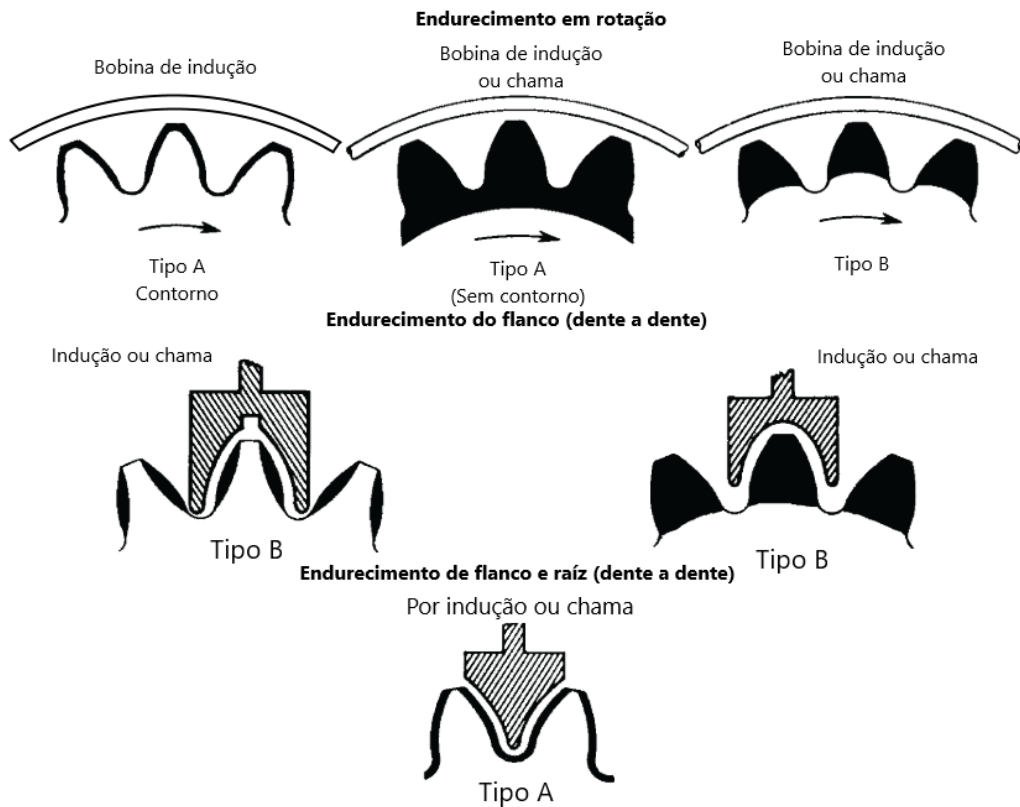


Figura 2.34 - Variações no padrão de endurecimento obtidas em dentes de engrenagem com chama ou endurecimento por indução [19].

O tipo A indica que os flancos e raízes são endurecidos, padrão de contorno ou sem contorno. O tipo B indica apenas o endurecimento dos flancos não chegando até o diâmetro raiz.

A dureza superficial máxima atingível é uma função do teor de carbono (Figura 2.35), mas a dureza pode ser menor como resultado do tratamento térmico preliminar, teor de liga, profundidade de endurecimento, tempo de aquecimento, massa e considerações de têmpera.

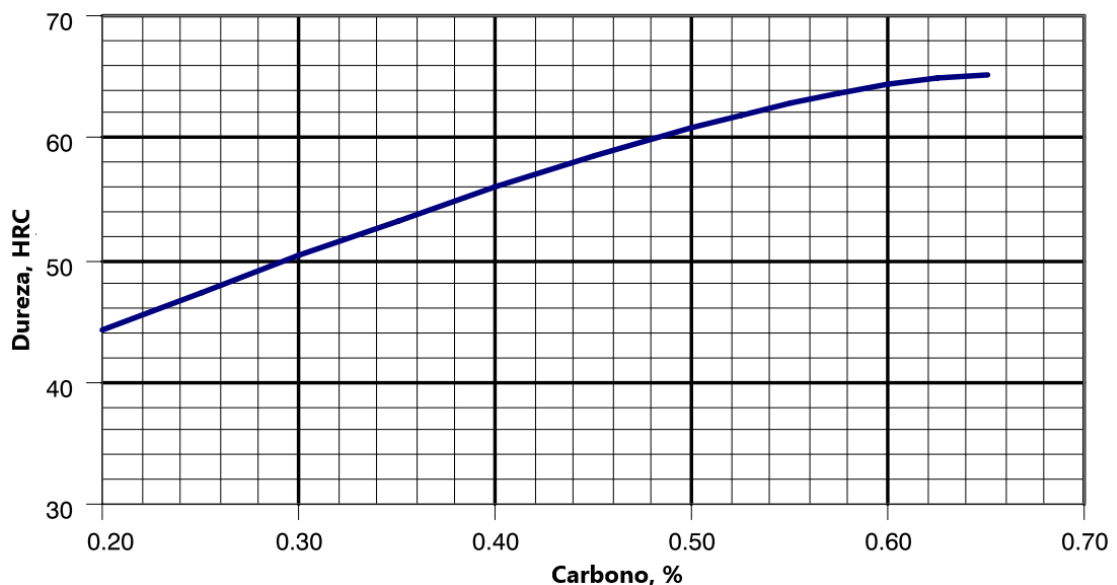


Figura 2.35 - Dureza superficial por teor de carbono para microestrutura de martensita de 99% [21].

2.3.5.5 Endurecimento por chama

O endurecimento por chama é um processo de tratamento térmico de superfície que aquece metais ferrosos acima da temperatura de transformação superior usando o impacto direto de uma chama de alta temperatura. A peça de trabalho aquecida é então resfriada rapidamente com água, óleo ou uma solução de polímero de temperatura e concentração apropriadas para produzir uma estrutura martensítica endurecida na região aquecida.

Os métodos de endurecimento por chama incluem dente por dente e endurecimento por rotação. O endurecimento por chama dente a dente geralmente endurece apenas os flancos. O processo de endurecimento por chama giratório endurece os dentes em toda a seção transversal do dente até abaixo das raízes, reduzindo a ductilidade do núcleo dos dentes e aumentando a distorção. Consulte a Figura 2.34 acima para obter as variações desses processos e os padrões de endurecimento resultantes.

2.3.6 Inspeção e Certificação da engrenagem

Após a obtenção do material da engrenagem e realização de tratamentos térmicos, existem os processos de pós-tratamento térmico, realizados para remoção de material em incrementos muito pequenos, também para corrigir pequenas distorções na forma do flanco do dente e para melhorar o acabamento da superfície, por exemplo. A classificação do material pode ser referida por um ou mais dos seguintes termos: grau, classe, classificação, designação. A certificação de que um produto atende a uma classificação especificada depende de uma ou mais das seguintes características: dureza, composição química, temperabilidade, limpeza, tratamento térmico, propriedades mecânicas, microestrutura e defeitos de superfície.

Neste caso a característica de interesse é a dureza final obtida, portanto o número de testes de dureza deve ser suficiente para garantir que a dureza do componente assegure as propriedades uniformes para a fabricação e serviço. A engrenagem pode ser testada usando testadores de dureza do tipo *Rockwell* e *Brinell*.

2.4 LUBRIFICAÇÃO DE ENGRENAGENS

Nesta seção é feito o detalhamento embasado na norma ANSI/AGMA 9005-F16:2016, Lubrificação de Engrenagens Industriais [20]. Nesse sentido, não há necessidade de citações

constantes ao longo deste capítulo. Em caso de utilização de outros referencias, esses serão citados.

Um lubrificante é usado em aplicações de engrenagens para controlar o atrito, minimizar o desgaste entre as superfícies de contato, remover detritos e calor da área de contato. O lubrificante deve ter viscosidade suficiente para separar as superfícies de contato e ter aditivos apropriados para minimizar a degradação térmica e oxidativa, além disso, fornecer proteção contra desgaste, abrasão, corrosão, formação de espuma e ainda contribuir com lubricidade e demulsibilidade (capacidade do óleo em se separar da água). Conforme publicação na bem conceituada revista *Windpower Engineering and Development*, uma maneira de melhorar a eficiência da turbina eólica é com o lubrificante adequado da caixa de engrenagens [48].

A lubrificação é uma das questões mais delicadas no funcionamento de uma engrenagem. Sabe-se que no processo de engrenamento podem ocorrer grandes cargas térmicas e de pressão sobre os dentes em contato, podendo até mesmo fazer com que sobreaqueçam e, conseqüentemente, a ocorrer quebra do mecanismo. Assim, através de diversos métodos de lubrificação é possível formar um filme lubrificante que separa as superfícies evitando a junção metal com metal. Isso obviamente contribuirá para uma diminuição do coeficiente de atrito entre as superfícies em contato. Além disso, existe um efeito térmico associado ao contato dos dentes durante o engrenamento, a película lubrificante é imprescindível na medida em que proporciona a evacuação do calor gerado. Com isso, evita-se a ruína de materiais do par de engrenagens de operação, em altas temperaturas [13].

2.4.1 Classificação de Lubrificantes

Para os fins da norma AGMA, os lubrificantes são considerados em uma das três classes distintas: inibidos, anti-espuma ou compostos (este último é geralmente usado em engrenagens sem-fim, não será comentado). Cada classe tem seu próprio conjunto de requisitos e se destina a fornecer o desempenho correto para cada aplicação.

Antes disso, é importante ressaltar que os óleos sintéticos têm uma reputação de desempenho aprimorado em relação aos óleos convencionais à base de minerais. Por exemplo, os sintéticos têm um ponto de fluidez mais baixo do que os óleos minerais, o que permite que a caixa de engrenagens opere com mais eficiência em temperaturas ambientes mais frias. O óleo sintético também tem um índice de viscosidade mais alto, ou seja, sua viscosidade muda menos com a temperatura em comparação com a do óleo mineral [49].

2.4.1.1 Inibidos (R&O)

Estes são comumente referidos como lubrificantes inibidos por ferrugem e oxidação. Eles são normalmente formulados com petróleo altamente refinado ou fluido de base sintética e contêm aditivos que aumentam a estabilidade à oxidação, fornecem proteção contra corrosão e suprimem a espuma. Sua estabilidade de oxidação superior normalmente os diferencia de outros tipos de óleo de engrenagem, no entanto, sua capacidade de carga pode ser menor do que outras classes de lubrificantes. Esses lubrificantes são geralmente associados a aplicações de alta velocidade e carga mais leve.

2.4.1.2 Anti-espuma (AS)

Os lubrificantes anti-espuma eram anteriormente conhecidos como lubrificantes de extrema pressão, EP. Além de proteção contra corrosão e oxidação, esses lubrificantes contêm aditivos que fornecem proteção contra abrasão. Esses lubrificantes são normalmente formulados com fluidos de base mineral ou sintética. Eles foram desenvolvidos para proteger sistemas com engrenagens que operam com cargas elevadas e condições severas de impacto ou reversão. Altas cargas contínuas e sobrecargas momentâneas aumentam a pressão de contato do dente da engrenagem e a temperatura da superfície. Se a espessura do filme lubrificante for insuficiente para suportar as cargas aplicadas, os aditivos adicionais são necessários para resistir ao contato metal com metal.

2.4.1.3 Análise da Classificação do Lubrificante

As Tabelas a seguir fornecem uma orientação para auxiliar na escolha da classificação do lubrificante a ser usado em uma determinada aplicação, entre aqueles citados anteriormente, inibidos e anti-espuma. Recomendações do fabricante devem ser seguidas, porém, na ausência de tais informações, a Figura 2.36 e as Tabelas 2-14 2-15 e 2-16 fornecem diretrizes para a seleção de lubrificantes com base na temperatura de operação, velocidades e modo de operação.

Tabela 2-14 - Guia de classificação de lubrificantes [20].

Operação da unidade motriz	Operação da unidade acionada			
	Uniforme	Choque leve	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	RO	RO ou AS	AS	AS
Choque leve	RO ou AS	RO ou AS	AS	AS
Choque moderado	AS	AS	AS	AS
Choque pesado	AS	AS	AS	AS

Tabela 2-15 - Exemplos de operação para unidades motriz (unidade de acionamento) [20].

Operação	Unidade motriz
Uniforme	Motor elétrico, turbina a vapor ou a gás operando uniformemente, isto é, binários de partida baixos e pouco frequentes.
Choque leve	Turbina a vapor ou gás, motor hidráulico ou elétrico com binários de partida altos e frequentes.
Choque moderado	Motor de combustão multicilíndrico
Choque pesado	Motor de combustão monocilíndrico.

Tabela 2-16 - Exemplos de modos de operação de unidades acionadas - engrenagens industriais [20].

Operação	Unidade acionada
Uniforme	Geradores de energia, transportadores alimentados uniformemente ou alimentadores de sapatas, elevadores leves, máquinas de embalagem, acionadores de alimentação de máquinas-ferramentas, ventiladores, centrífugas leves, bombas rotativas, agitadores e misturadores para fluidos leves ou substâncias de densidade uniforme, cortadores, prensas, punções, unidades rotativas, unidades de acionamento.
Choque leve	Transportadores alimentados intermitentemente ou alimentadores de sapatas, acionamento principal de máquinas-ferramentas, elevadores pesados, unidades rotativas de guindastes, sistemas de ventiladores industriais e de mineração, centrífugas pesadas, bombas rotativas, agitadores e misturadores para fluidos viscosos ou substâncias de densidade variável, bombas de pistão multicilindros, bombas de alimentação, extrusoras em geral, calandras, fornos rotativos, laminadores.
Choque moderado	Extrusoras de borracha, misturadores de operação intermitente para borracha e materiais sintéticos, moinhos de bolas leves, máquinas para trabalhar madeira, moinhos de florescimento, unidades de elevação, bombas de pistão de cilindro único.
Choque pesado	Escavadeiras, rodas de caçamba e acionamentos de corrente, acionamentos de tela, pás de dragagem, amassadores de borracha, trituradores de pedra e minério, máquinas de mineração, bombas de alimentação pesadas, instalações de perfuração rotativa, prensas de tijolos, tambores de descascamento, máquinas de descasque, laminadores de correia fria, prensas de briquete, moinhos de borda.

2.4.2 Seleção do Lubrificante





A seleção apropriada do lubrificante depende da combinação de suas propriedades com a aplicação particular. Uma análise detalhada da lubrificação elastohidrodinâmica (EHD) do sistema de engrenagens é a avaliação mais desejável e completa dos requisitos de lubrificação de engrenagens, mas isso nem sempre é prático devido à quantidade de informações necessárias. Para obter mais informações sobre essa abordagem, consulte AGMA 925-A03.

As recomendações de lubrificantes do fabricante da engrenagem devem ser seguidas. No entanto, na ausência de tal recomendação e quando informações detalhadas sobre a geometria da engrenagem e carga não estiverem disponíveis, é recomendado que o usuário siga a Figura

2.36 a seguir. Essa figura fornece estimativas, a partir do índice de viscosidade 240, do grau de viscosidade apropriado com base na velocidade de operação e temperatura de operação do óleo. Outros índices de viscosidade podem ser encontrados nos anexos da norma ANSI/AGMA 9005-F16:2016.

Operação Temp °C	Velocidade no diâmetro primitivo m/s							
	1.0 – 2.5	2.5	5.0	10.0	15.0	20.0	25.0	30.0
10	46	46						
15	68	46	32					
20	68	68	32	32				
25	100	68	32	32				
30	100	68	32	32	32			
35	150	68	68	46	32	32		
40	150	100	68	46	32	32	32	
45	220	100	100	68	46	32	32	
50	220	100	100	68	46	46	46	32
55	320	150	150	68	68	46	46	32
60	320	150	150	100	68	68	46	46
65	460	220	150	100	100	68	68	46
70	460	320	220	150	100	68	68	46
75	680	320	220	150	100	100	68	68
80	680	460	220	150	100	100	100	68
85	1000	460	320	220	150	100	100	68
90	1000	680	320	220	150	150	100	100
95	1000	680	460	320	150	150	150	100
100	1500	1000	460	320	220	150	150	100

NOTAS:

- 1)  Consulte os fornecedores de engrenagens, rolamentos e lubrificantes se um grau de viscosidade inferior a 68 ou superior a 680 for indicado.
- 2)  Revise a partida a frio prevista, temperaturas de pico e de operação, serviço de manutenção e faixa de cargas ao considerar esses graus de viscosidade.
- 3)  Selecione o grau de viscosidade mais apropriado para a faixa de temperatura operacional de óleo a granel estabilizada prevista.
- 4)  Temperatura de operação do óleo estabilizada de linha de base e requisitos de lubrificação do rolamento.

2) Esta tabela assume que o lubrificante retém suas características de viscosidade ao longo do intervalo de troca de óleo esperado. Consulte o fornecedor do lubrificante se isso não se aplicar.

3) Determine a velocidade no diâmetro primitivo de todos os conjuntos de engrenagens. Selecione o grau de viscosidade para o conjunto de engrenagens crítico, levando em consideração as condições de inicialização a frio.

4) Para velocidades no diâmetro primitivo maiores que 30 m/s, consulte ANSI / AGMA 6011.

Figura 2.36 - Grau de viscosidade para temperaturas de operação do óleo, para óleos com um índice de viscosidade de 240, para engrenagens de dentes retos e helicoidais [20].

O engenheiro projetista deve identificar o tipo de engrenagem e as características de desempenho da caixa de engrenagens para selecionar o lubrificante correto, deve estar preparado para identificar os materiais dos componentes do sistema, como: engrenagens, rolamentos e selos de vedação, por exemplo. Também as condições de operação, como: temperatura ambiente, temperatura de operação do lubrificante e velocidades linear. Ainda as circunstâncias especiais críticas, como se terá inicialização em baixa temperatura.

A seleção adequada de um lubrificante de engrenagem é essencial para alcançar a vida útil máxima em uma determinada aplicação. Segundo Europe *et al.* (2012), a fim de atender às necessidades dos estágios de engrenagens planetárias, é comum o uso de lubrificantes do tipo

ISO VG 320, para caixa de engrenagens de empregadas em turbinas eólicas [50]. Sousa (2017) no seu trabalho de projeto de caixa de engrenagem para aerogerador de 2 MW de potência, escolhe um lubrificante do tipo ISO VG 320, com índice de viscosidade de 152 e viscosidade cinemática a 40 °C de 325 mm²/s [13]. O tipo de lubrificante citado pelos autores é equivalente ao antigo grau AGMA 6, pode ser consultado na norma ANSI/AGMA 9005-F16:2016.

Lubrificantes com VI de 240, como os normalmente encontrados apenas em lubrificantes de engrenagens à base de PAG (polialquileno de glicol), são geralmente adequados para as variações mais extremas de inicialização e temperaturas de cárter de operação.

2.4.3 Seleção do Método de Lubrificação

Sousa (2017), a partir da bibliografia utilizada de Henriot (1968), que a lubrificação por banho de óleo e a lubrificação injetada são os métodos de lubrificação mais comuns para caixas de engrenagens. A escolha deve estar intimamente ligada à aplicação da caixa de engrenagens. No caso de caixas de engrenagens de baixa velocidade e alto binário, como as de turbinas eólicas, onde a carga térmica associada a altas tensões nos flancos dos dentes é alta, a lubrificação por banho de óleo pode ser insuficiente, sendo direcionado ao método de injeção. Neste método de lubrificação com óleo, o óleo é injetado com pressão nas proximidades do início da zona de engrenamento da engrenagem; então, é “empurrado” para a zona de contato pela ação do movimento da engrenagem [51]. A direção do jato de óleo deve permitir a impregnação de ambos os flancos, garantindo abundância de óleo na zona de contato resultante e, desta forma, evitando a falta de acesso ao óleo na formação do filme lubrificante [13].

A seguir são apresentados dois métodos utilizados industrialmente para engrenagens fechadas, segunda a norma ANSI/AGMA. São diretamente aplicáveis a engrenagens que operam a ou abaixo de 4500 revoluções por minuto, ou uma velocidade linear, de não mais que 35 metros por segundo, ou ambos.

2.4.3.1 Caixas de engrenagens fechadas com borrifo

Este é o método mais simples de lubrificar caixas de engrenagens fechadas. Um ou mais dos elementos rotativos podem entrar em contato com o lubrificante e distribuí-lo dentro do alojamento. Os sistemas de borrifo são geralmente limitados a velocidades linear abaixo de 15 m/s, uma vez que o lubrificante pode ser lançado em velocidades mais altas. No entanto, com

a incorporação de recursos de projeto apropriados, os sistemas de borrifo têm sido usados com sucesso em caixas de engrenagens sem-fim operando com velocidades lineares de até 25 m/s.

O nível de óleo estático deve ser verificado por meio de testes para garantir que todos os componentes estejam adequadamente lubrificados. Quando o nível de lubrificante estático é tal que todos os componentes rotativos entram em contato com o lubrificante, a chance de falta de lubrificação na inicialização é reduzida. Nesse caso, as engrenagens e rolamentos são lubrificados por sua posição em relação ao nível de lubrificante na caixa de engrenagens. No entanto, o nível elevado de lubrificante pode aumentar a agitação e o atrito do fluido, resultando em temperatura operacional elevada e eficiência reduzida. Deve-se consultar o fabricante da caixa de engrenagens ao alterar o nível de lubrificante.

2.4.3.2 Caixas de engrenagens fechadas com bomba de circulação

Engrenagens e rolamentos podem ser lubrificados pelo mesmo sistema de bomba circulante para fornecer lubrificação contínua. O óleo volta para um reservatório e então pode recircular pelo sistema. Este sistema também pode consistir em um reservatório com capacidade adequada de lubrificante, controles de temperatura e pressão, e empregar filtragem de óleo adequada. Ligar a bomba de lubrificante vários minutos antes de a caixa de engrenagens iniciar irá garantir que as engrenagens e rolamentos sejam lubrificados corretamente.

Bombas de óleo lubrificante acionadas por veio podem ser usadas para garantir o fornecimento de óleo aos mancais durante a desaceleração em caso de falha de energia. Deve-se levar em consideração as limitações de viscosidade máxima de bombeamento ao selecionar um lubrificante adequado. Exceder a viscosidade nominal máxima da bomba pode resultar em falta de lubrificante e sobrecarga do motor elétrico da bomba, se assim equipado.

3. MATERIAIS E MÉTODOS

O levantamento bibliográfico necessário para o desenvolvimento do trabalho foi feito com base em livros como: Elementos de Máquinas de *Shigley* [33] e Elementos de Máquinas em Projetos Mecânicos [45]. Artigos científicos, norma AGMA e, teses, nacionais e internacionais, da área de projetos mecânicos. Deles vêm todas as fórmulas que serão implementadas nas próximas seções.

Neste estudo de caso, a fim de realizar uma análise de fadiga em caixas de engrenagens presentes em aerogeradores, o parque eólico escolhido foi o de Bornes em Macedo dos Cavalheiros, dada importância de que, segundo a empresa *Iberwind*, é o maior da região de Bragança em número de aerogeradores e em produção de energia, contendo 29 turbinas eólicas, sendo 24 delas do fabricante alemão *Nordex*, aerogerador do modelo N90/2500 [17]. Logo, este foi o modelo de aerogerador tomado como base para entrada de dados deste trabalho.

Com o modelo de aerogerador definido, agora utilizando a página *Wind Turbine Models* [16], arquivo online que contém os mais diversos modelos de turbinas eólicas e seus dados, foram retiradas as informações iniciais necessárias para este estudo, como potência da turbina, razão de ampliação necessária para a geração de energia, velocidade rotação das pás e tipo das engrenagens que compõe a caixa de engrenagens (Tabela 3-1).

Levando em conta que o foco deste trabalho é a análise de um dimensionamento cinemático com cálculos analíticos a partir das normas ANSI/AGMA, e não a prática do dimensionamento de engrenagens, além disso, considerando que o repositório *Wind Turbine Models*, não fornece informações sobre o dimensionamento das engrenagens presentes da caixa de engrenagens da turbina N90/2500, apenas especifica que são engrenagens de dentes retos, contendo um estágio de ampliação planetário. Será usado o dimensionamento dos pinhões e coroas do trabalho de Guanjin Li *et al.* (2018) [18], para desenvolvimento dessa análise de esforços em engrenagens. Dado a relevância da revista *Journal of Vibration Engineering and Technologies* [52] em que foi publicado e da atualidade do trabalho, além disso, sabendo que a potência da turbina estudada é semelhante a desta presente análise, ou seja, a caixa de engrenagens apresentada pelos autores, tende a ser semelhante àquela necessária para a turbina *Nordex* N90/2500. Porém, no caso deste trabalho as engrenagens serão consideradas com dentes retos, em conformidade com o modelo de aerogerador escolhido anteriormente, não helicoidais como no trabalho de Guanjin Li *et al.*, (2017).

Tabela 3-1 - Ficha de dados Nordex N90/2500 [16].

Aerogerador Nordex N90/2500 – Ficha de dados	
Potência	
Potência nominal	2,5 MW
Velocidade do vento de entrada	3,0 m/s
Velocidade nominal do vento	13,5 m/s
Velocidade de corte do vento	25,0 m/s
Rotor	
Diâmetro	90 m
Área varrida	6.362,0 m ²
Número de pás	3
Velocidade máxima do rotor	18,1 rpm
Velocidade da ponta	85 m/s
Densidade de potência 1	393,0 W/m ²
Densidade de potência 2	2,5 m ² /kW
Caixa de Engrenagens	
Modelo	Planetária/Engrenagens de dentes retos
Estágios	3,0
Razão	1:77
Gerador	
Tipo	Alimentado duplamente assíncrono
Rotação máxima	1.300 rpm
Frequência da rede	50.0 Hz

Com esses dados, para a modelagem analítica da tensão à flexão e ao contato de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos (*spur gear*), é usada a última versão da norma AGMA, especificamente a direcionada para uso de unidades no sistema internacional, ANSI/AGMA 2101-D04:2016.

Na análise de resistência ao contato e à flexão em engrenagens de dentes retos, o algoritmo geral da Figura 3.1 direciona a sequência de operações a serem desenvolvidas para se obter, por fim, os fatores de segurança para a engrenagem em estudo. Primeiramente deve-se realizar os cálculos da tensão de contato (σ_H) ou da tensão de flexão (σ_F) AGMA, independente da ordem pois um não depende do outro. Esses processos de cálculos estão ilustrados nos algoritmos das Figuras 3.2 e 3.3 para o cálculo da tensão de contato, e nas Figuras 3.4 e 3.5 para tensão de flexão. Com esses dados σ_H e σ_F , é possível de se encontrar o fator de segurança para a tensão de contato (S_H) e o fator de segurança para tensão de flexão (S_F). A sequência de cálculos desses fatores está exposta nas Figuras 3.6 e 3.7, respectivamente para o fator de contato e de flexão.

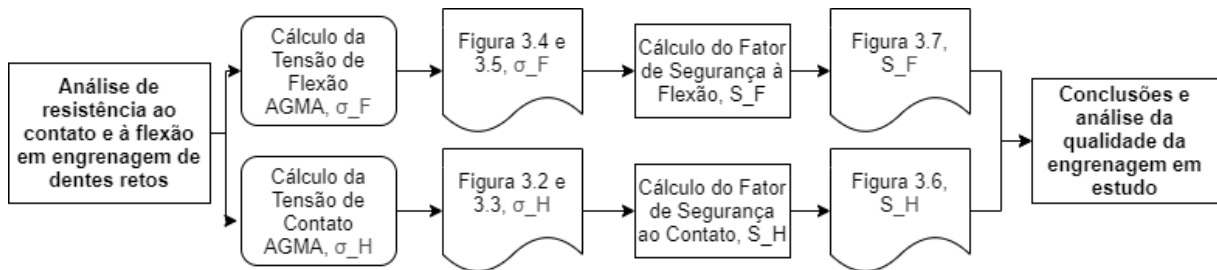


Figura 3.1 – Algoritmo para análise de resistência ao contato e à flexão.

3.1 MÉTODO DE CÁLCULO DA TENSÃO DE CONTATO AGMA (σ_H)

Para o cálculo da tensão de contato AGMA (σ_H), as Figuras 3.2 e 3.3 auxiliam na visualização das variáveis e mostram como encontrá-las, para preencher a Equação 2 e obter o resultado. Variáveis que podem ser calculadas em qualquer sequência, visto que são independentes umas das outras.

Para fins de explicação do algoritmo, iniciando com o coeficiente de elasticidade Z_E , a partir da Figura 2.18 pode-se obter os módulos de elasticidade (E_P e E_G), ainda, dependendo do material da engrenagem e do pinhão tem-se os valores dos coeficientes de Poisson (ν_P e ν_G). Com esses dados utilizando a Equação 23 pode-se calcular o Z_E .

Tomando um segundo exemplo, o cálculo do fator geométrico Z_I , este representado na Figura 3.3. Neste caso tem-se duas opções, primeiro a partir da relação de transmissão (i), de forma visual se obtém o fator Z_I da Figura 2.15, ou, com as Equações 12 (C_C) e 13 (C_X) consegue-se preencher a Equação 11 e encontrar o fator geométrico Z_I .

Contudo, seguindo o procedimento mostrado nas Figuras 3.2 e 3.3, é possível obter o valor da tensão de contato AGMA.

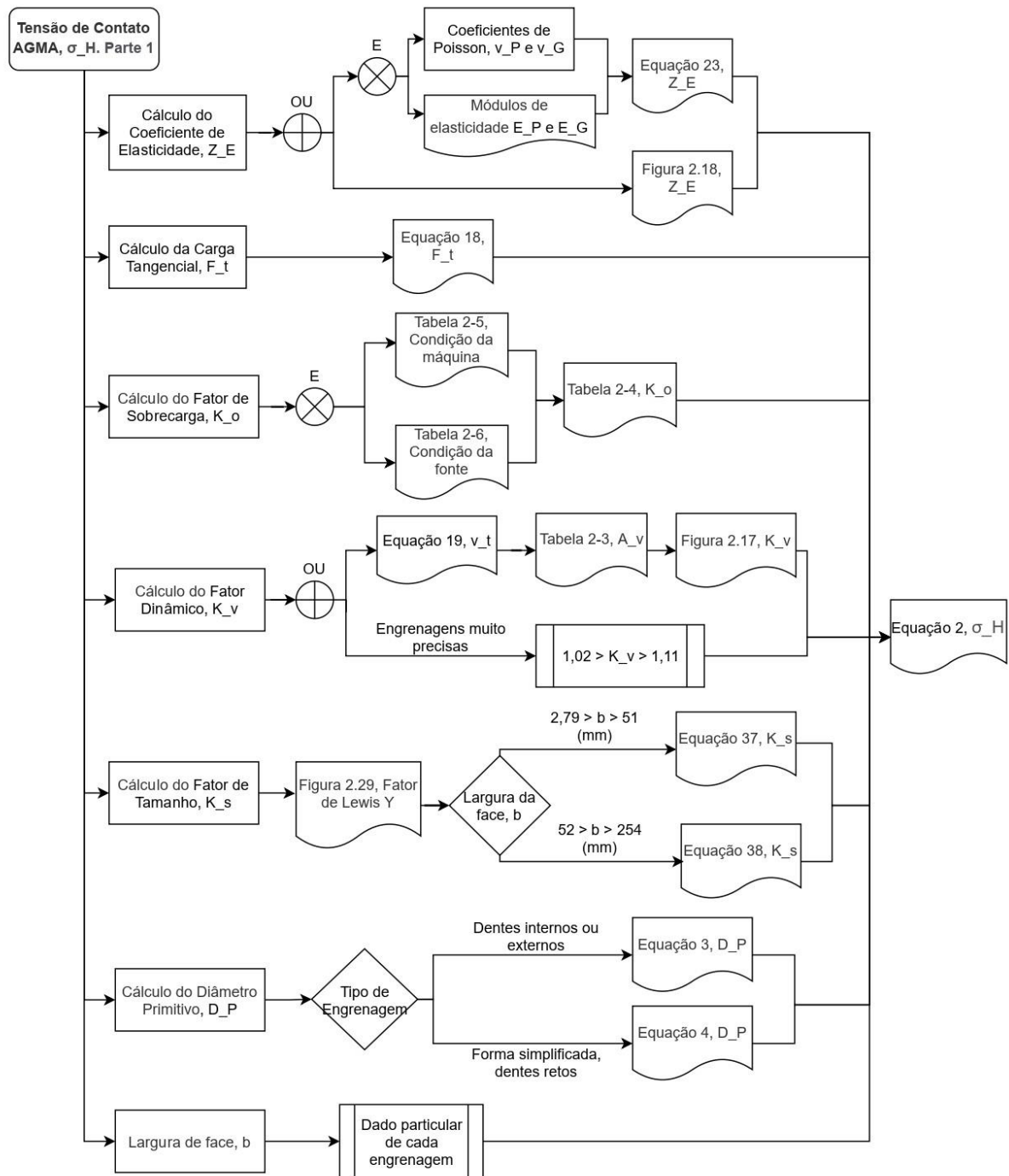


Figura 3.2 - Algoritmo para cálculo da tensão de contato, parte 1.

3.2 MÉTODO DE CÁLCULO PARA TENSÃO DE FLEXÃO AGMA (σ_F)

Para o cálculo da tensão de flexão AGMA (σ_H), neste caso, as Figuras 3.4 e 3.5 contêm algoritmos para fácil visualização do procedimento de operações, para preencher a Equação 6 e obter a tensão de flexão. Variáveis que podem ser calculadas em qualquer sequência, visto que são independentes umas das outras. Lembrando que algumas variáveis utilizadas para encontrar a tensão de contato serão novamente necessárias para encontrar a tensão de flexão, ou seja, não é necessário calcular novamente.

Neste caso, exemplificando com o procedimento de cálculo para o fator de tamanho K_S , disponível na Figura 3.4. Com o dado do número de dentes da engrenagem, na Figura 2.29 consegue-se obter o valor do fator de forma de Lewis (Y), a partir deste fator dependendo da largura da face (b) da engrenagem, utiliza-se a Equação 37 ou 38 para o cálculo do fator K_S .

Agora, com o auxílio da Figura 3.5, para o cálculo do fator de distribuição de carga K_H , necessita que se encontre alguns fatores (K_{Hmc} , K_{Hpf} , K_{Hpm} , K_{Hma} , K_{He}) para preencher a Equação 28. Para encontrar esses cinco valores, exemplificando com o fator de alinhamento de engrenamento (K_{Hma}), pode-se a partir da Tabela 2-7 obter os fatores A, B e C, que preenchem a Equação 32 para cálculo de K_{Hma} . De outra maneira, com a largura de face (b), visualmente na Figura 2.24 está visível fator de alinhamento.

Contudo, seguindo o procedimento mostrado nas Figuras 3.4 e 3.5, é possível obter o valor da tensão de flexão AGMA.

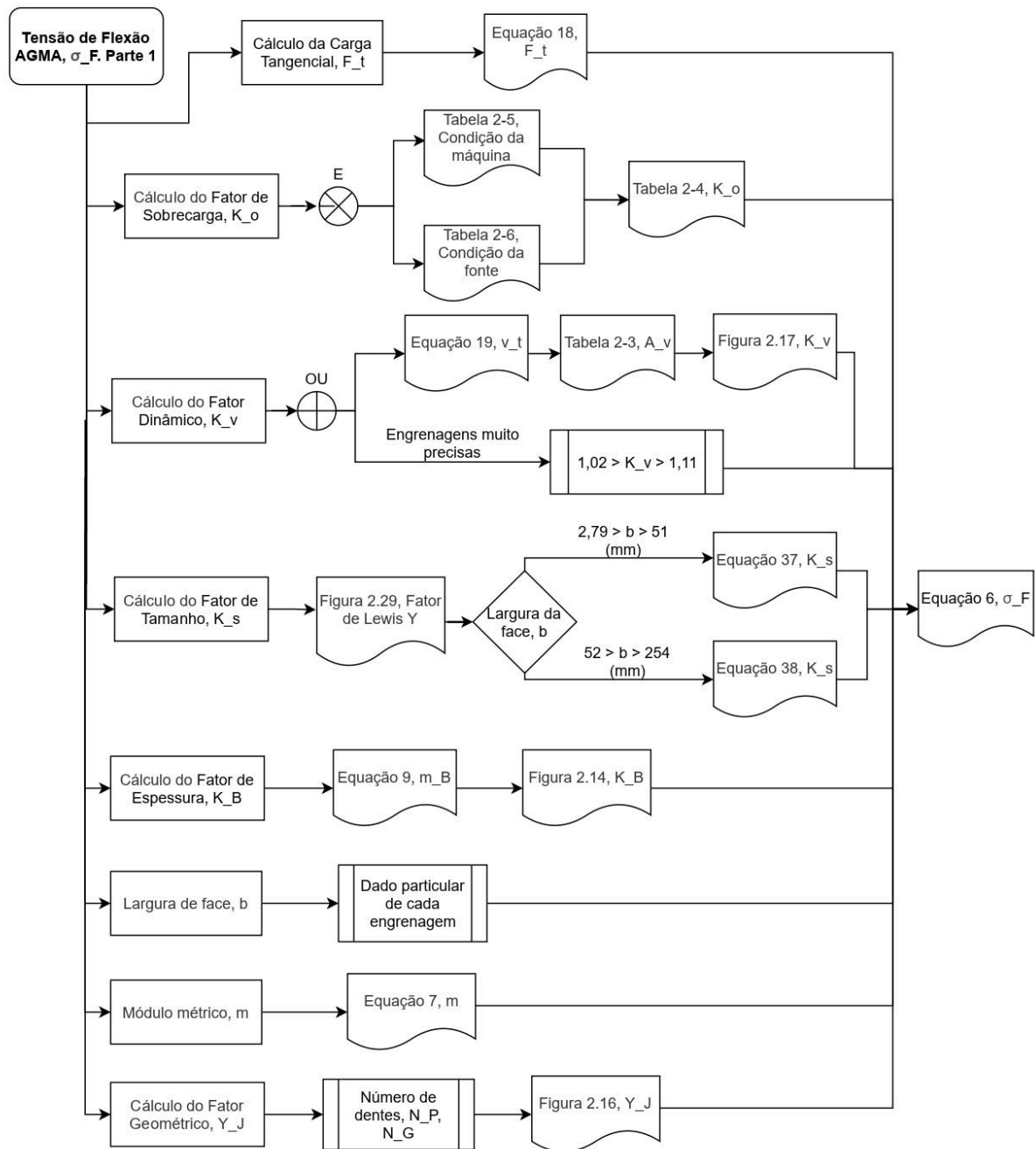


Figura 3.4- Algoritmo para cálculo da tensão de flexão, parte 1.

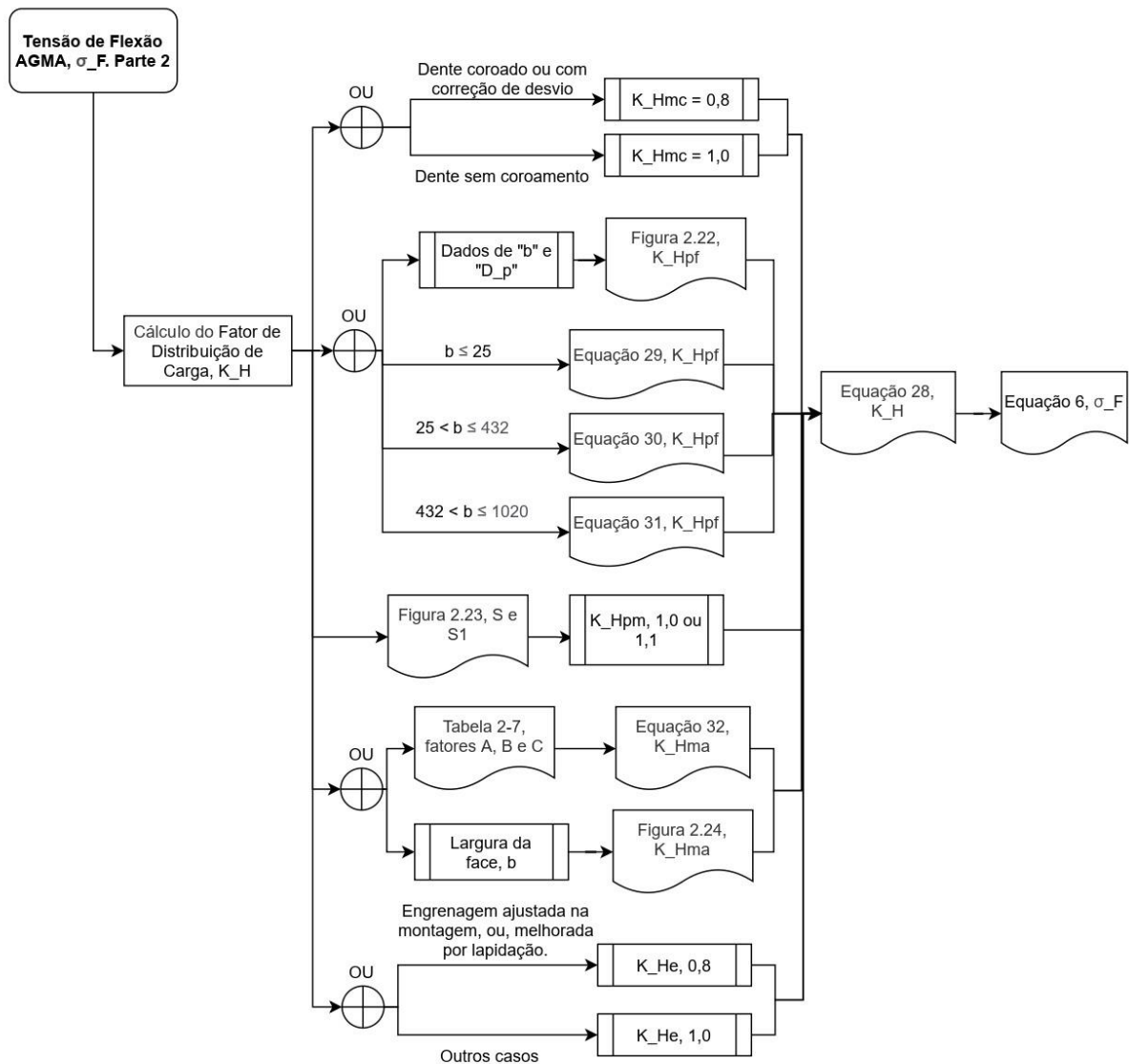


Figura 3.5 – Algoritmo para cálculo da tensão de flexão, parte 2.

3.3 FATOR DE SEGURANÇA AGMA AO CONTATO (S_H)

Com o cálculo da tensão de contato AGMA (σ_H), tem-se a possibilidade de encontrar o fator de segurança ao contato (S_H). Além do valor da tensão de contato, é necessário o cálculo outras variáveis que estão visíveis na Figura 3.6, tanto como, a sequência de análises ou cálculos para encontrar tais fatores.

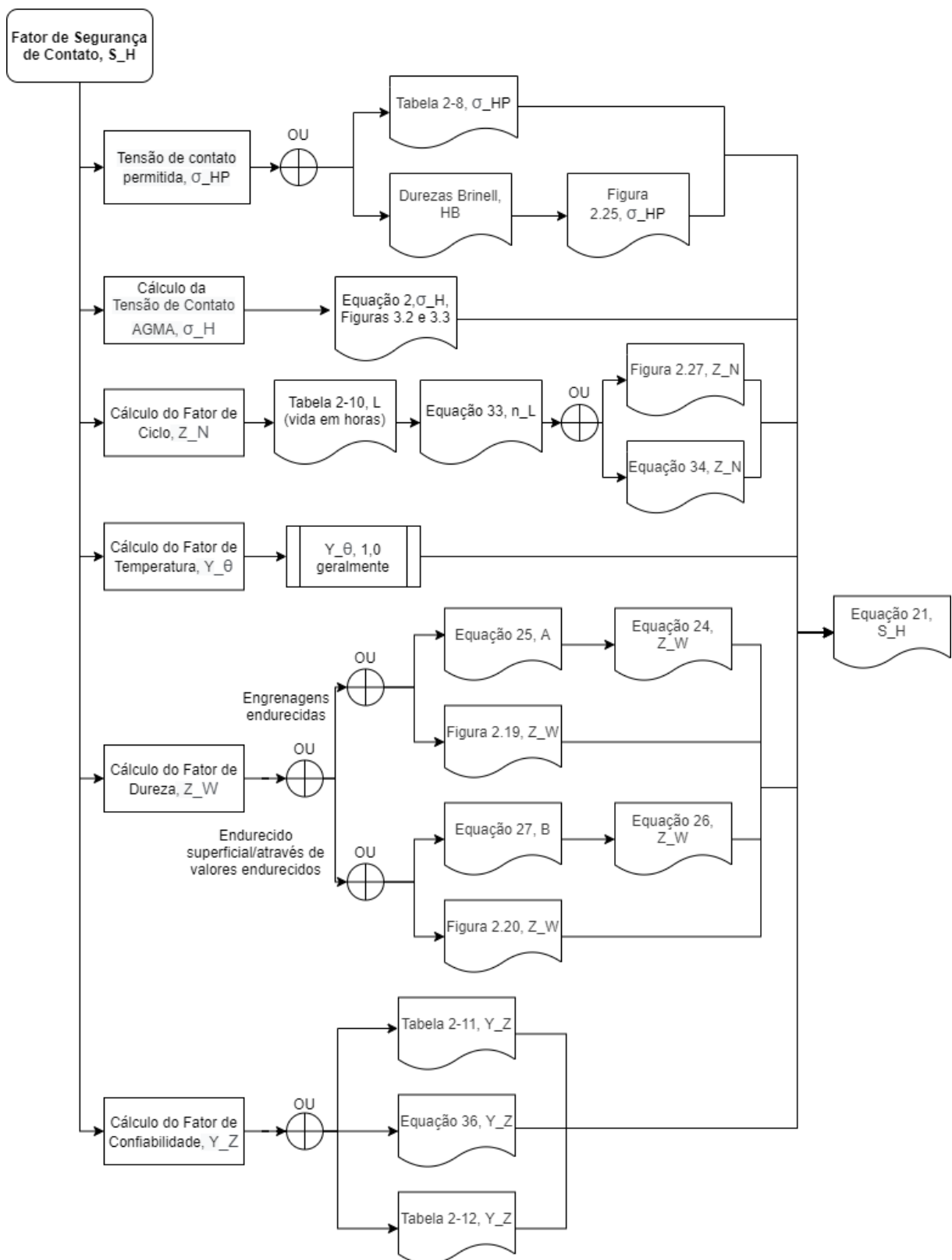


Figura 3.6 – Algoritmo para cálculo do fator de segurança ao contato AGMA.

3.4 FATOR DE SEGURANÇA AGMA À FLEXÃO (S_F)

Com o cálculo da tensão de flexão AGMA (σ_F), tem-se a possibilidade de encontrar o fator de segurança à flexão (S_F), está disponível na Figura 3.7 o algoritmo matemático para calculá-lo. Os fatores de temperatura (Y_θ) e de confiabilidade (Y_Z) são os mesmos calculados anteriormente para o fator de segurança ao contato.

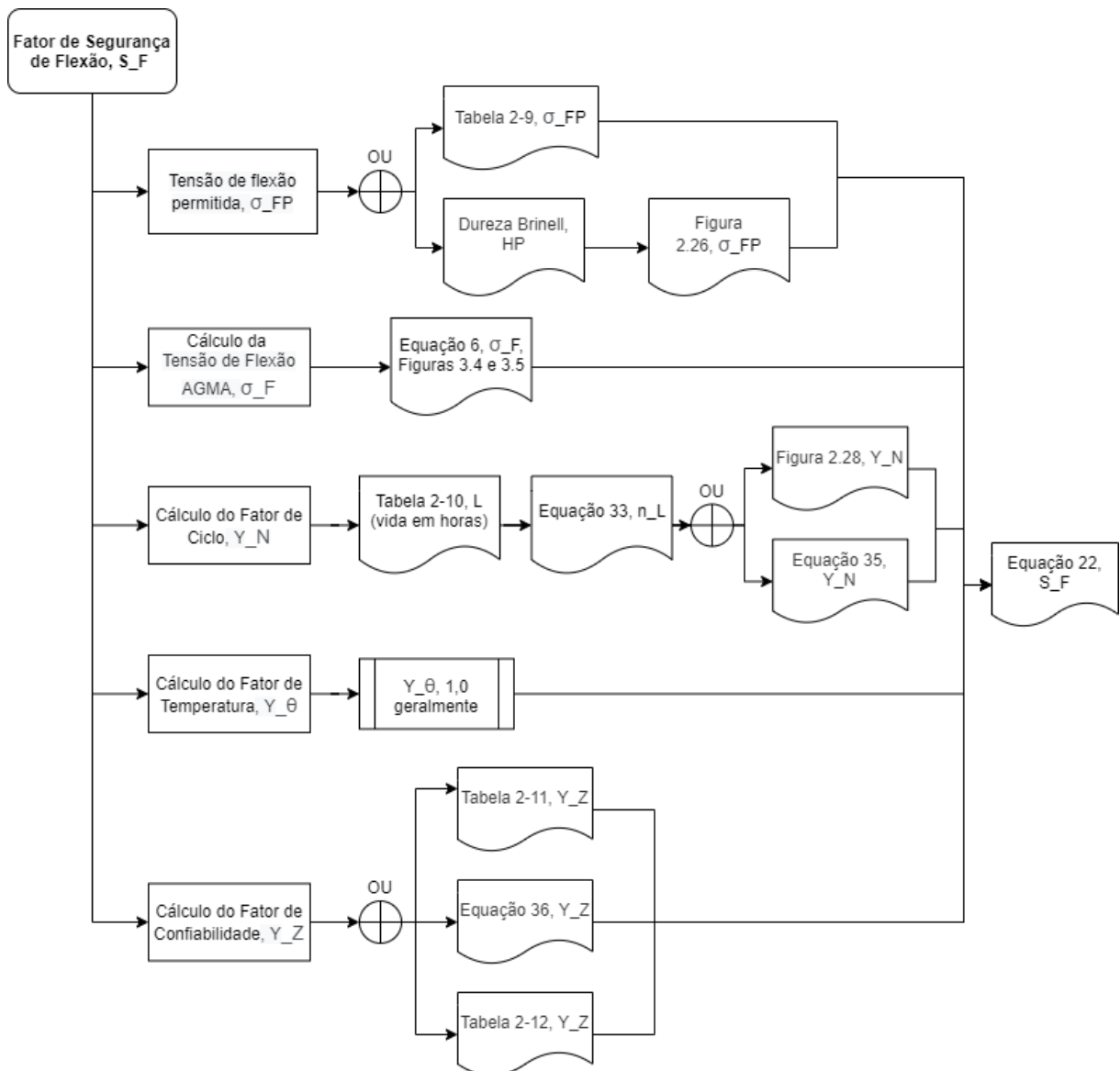


Figura 3.7 – Algoritmo para cálculo do fator de segurança à flexão AGMA.

3.5 ESCOLHA DO MATERIAL E TRATAMENTO TÉRMICO

No processo de escolha do material de uma engrenagem muitos fatores devem ser considerados, dada a magnitude da carga à qual o grupo de transmissão é submetido em turbinas eólicas, como visto anteriormente na Figura 2.30. Ou seja, uma seleção cuidadosa dos materiais da engrenagem é necessária.

A seleção de material específico para produção de engrenagens, é frequentemente determinada por fatores de custo e disponibilidade, como ligas padrão da indústria e tempo de aquisição. O projetista de engrenagens se depara com inúmeras opções, cada uma com suas próprias vantagens e limitações. A escolha envolve a exploração de vantagens de um processo específico para produzir o componente de menor custo que atenda aos requisitos de desempenho. Dito isso, a escolha de material geralmente fica com o aço carbono padrão e as classes de aço SAE de liga como 1020, 8620, 4320, 4820, 9310, 4140, 4150 e 4340, que estão disponíveis de maneira facilitada nos centros de serviços e siderúrgicas.

A seleção do método de produção do molde da engrenagem para a maioria das aplicações é principalmente uma questão de economia, com a qualidade se tornando cada vez mais importante à medida que as cargas dos dentes, os custos de tempo de inatividade e as considerações de segurança aumentam. Existem três métodos comuns, o forjamento, a fundição e a metalurgia do pó, para posterior fabricação de engrenagens.

O fluxograma da Figura 2.31 representa de maneira simples o processo para obtenção do aço para engrenagens. O aço deve passar por um tratamento térmico de condicionamento, posteriormente deve ser feita a escolha do tipo de tratamento térmico entre, endurecimento do aço, que se refere a um tratamento térmico projetado para afetar todo o volume de um componente e não apenas a superfície e região próxima à superfície. E endurecimento na superfície, que aumenta a dureza do metal infundindo elementos na superfície dos materiais, formando uma camada fina de liga mais dura, o endurecimento da superfície contempla alguns tipos de tratamentos térmicos. Importante ressaltar que o endurecimento da superfície de aço, aumenta a dureza da superfície enquanto o núcleo permanece relativamente macio, para este caso tem-se o endurecimento por indução e o endurecimento por chama. Após esses procedimentos, deve-se realizar o acabamento.

Para se obter engrenagens com altas durezas, como é necessário em caixas de engrenagens, os tratamentos térmicos normalmente são por cementação ou nitretação. Também, o endurecimento por indução para se obter uma dureza na superfície do dente e uniformemente

por uma pequena profundidade do material, mantendo o núcleo macio para que a engrenagem produzida não seja frágil. Ainda, endurecendo a face do dente, o flanco e o cordão raiz (visível na Figura 2.34). Por fim, durante o procedimento de inspeção da engrenagem finalizada com determinado material e tratamento térmico, devem ser realizados testes de dureza para conferir o parâmetro desejado, a engrenagem pode ser avaliada usando testadores de dureza do tipo Rockwell ou Brinell, por exemplo.

3.6 ESCOLHA DO LUBRIFICANTE

O lubrificante é usado em aplicações de engrenagens para controlar o atrito, minimizar o desgaste entre as superfícies de contato, remover detritos e calor da área de contato. A escolha do lubrificante passa pela classificação dos lubrificantes, nesse caso, inibidos ou anti-espuma, duas opções podem ser produzidas a base sintética, essa possui algumas vantagens em relação aos lubrificantes a base mineral. Este primeiro indicado para cargas leves e altas rotações, o segundo para cargas elevadas e de extrema pressão.

Para essa escolha, a Tabela 2.14 mostra indicações de qual classificação de lubrificante utilizar em determinadas aplicações. A partir da Tabela 2.15 que fornece exemplos de aplicações de operação de unidade motriz, e a Tabela 2.16, que da mesma maneira fornece informações de operação, neste caso sobre a unidade acionada. Com o cruzamento desses dados na Tabela 2.14 se obtém a classificação indicada.

A seleção apropriada do lubrificante depende da combinação de suas propriedades com a aplicação particular. As recomendações de lubrificantes do fabricante da engrenagem devem ser seguidas. No entanto, na ausência de tal recomendação e quando informações detalhadas sobre a geometria da engrenagem e carga não estiverem disponíveis, é recomendado que o usuário siga a Figura 2.36 (fornece estimativas, a partir do índice de viscosidade 240) e as Tabelas 2-14, 2-15 e 2-16, que fornecerão diretrizes para a seleção de lubrificantes com base na temperatura de operação, velocidades e modo de operação.

Para a seleção do método de lubrificação, a norma AGMA apresenta o método de caixas de engrenagens fechadas com borrião, este é o método mais simples de lubrificar caixas de engrenagens fechadas. Um ou mais dos elementos rotativos podem entrar em contato com o lubrificante e distribuí-lo dentro do alojamento. Também com caixas de engrenagens fechadas com bomba de circulação, onde as engrenagens e rolamentos podem ser lubrificados pelo mesmo sistema de bomba circulante para fornecer lubrificação contínua.

4. CONCEPÇÃO E DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

4.1 PARÂMETROS E DIMENSIONAMENTO DA CADEIA CINEMÁTICA

Conforme mencionado no Capítulo 3, as informações do aerogerador *Nordex N90/2500* que fornece os dados de entrada desse estudo, estão disponíveis no *website Wind Turbine Models* [16] (Tabela 3-1). Constam informações como potência, tipo da caixa de engrenagens, que nesse caso é planetária com engrenagens de dentes retos, também a relação de ampliação (1:77) e que possui três estágios de ampliação de rotação. Outras informações como peso e ruído, por exemplo, não serão levadas em conta. Como apenas esses dados sobre a caixa de engrenagens não são suficientes para uma análise de fadiga, o trabalho de Guanjin Li (2018) [18] serve como base de dados para o dimensionamento das engrenagens.

Esta seção tem o propósito de definir a estrutura da cadeia cinemática, propor e explicar a escolha da configuração e parâmetros da caixa de engrenagens. A pesquisa para esse fim, é baseada em referências como os trabalhos de Joana, (2017) [13] e Guanjin Li, (2018) [18], que desenvolveram projetos embasados nos cálculos de dimensionamento com o *software KISSsoft*, também validados pelas literaturas de projeto em elemento de máquinas (Budynas *et al.*, 2014 [53]; Mott, 2013 [45]; Juvinal *et al.*, 2020 [47]) ou pela norma ANSI/AGMA 2101 D-04 (2016) [19]. Também em trabalhos como de Jing Wei *et al.*, (2020), [54], Amir Nejad *et al.*, (2014) [55] e Wenbin Dong *et al.*, (2013) [56], publicados na renomada revista *International Journal of Fatigue* [57], que tratam de cálculos de fadiga em engrenagens presentes em trens de força de turbinas eólicas.

Num projeto e seleção de uma caixa de engrenagens há muitas questões a serem consideradas [26], incluindo: tipo básico (veio paralelo ou planetário); caixa de engrenagens e rolamentos do veio principal separados ou uma caixa de engrenagens integrada; relação de ampliação; número de estágios; peso e custos; cargas submetidas; lubrificação; efeitos da operação intermitente; ruído.

Neste trabalho a abordagem não inclui o projeto completo da caixa de engrenagens, apenas será feito o a escolha de um dimensionamento cinemático existente, envolvendo as engrenagens do sistema de transmissão. Além disso, uma breve análise de lubrificação, dos materiais e tratamentos térmicos para engrenagens.

4.1.1 Disposição da Caixa de Engrenagem

Em concordância com os dados do aerogerador em estudo (*Nordex N90/2500*), a caixa de engrenagens possui três estágios de ampliação de rotação, sendo algum destes três estágios com configuração planetária. Porém, como não é feita a especificação de quantos são planetários e quantos são com disposição paralela, para fins de estudo, foi feita a escolha por um primeiro estágio planetário, seguido por dois paralelos, visível na Figura 4.1.

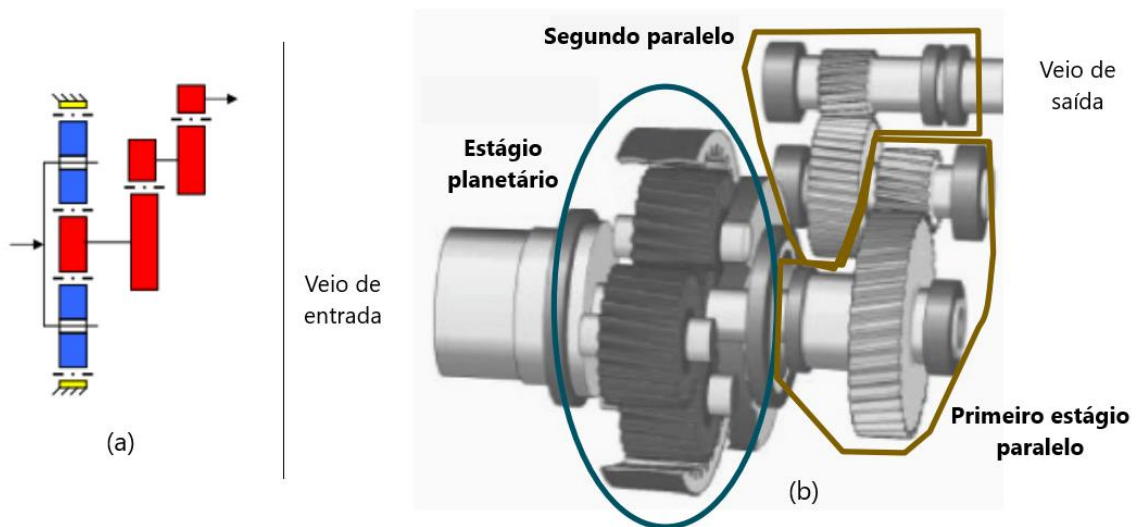


Figura 4.1 – Esquema (a), projeto (b), estágio planetário seguido por dois estágios paralelos [61] [58].

Nessa configuração de caixa de engrenagens a engrenagem anular é fixa, como na Figura 4.2, o veio de entrada (veio lento) é fixado ao portador planetário, este movimenta os três planetas, que por sua vez ampliam o movimento para a engrenagem solar (sol). A coroa do segundo estágio de ampliação, visível no projeto da Figura 4.1, primeiro estágio paralelo, está no mesmo veio da engrenagem solar, e entrega ao pinhão rotações ainda mais elevadas, o mesmo processo ocorre para o terceiro estágio de ampliação, segundo estágio paralelo.

Desta maneira possibilitando o veio de saída alcançar elevadas rotações por minuto. Portanto, com base nesse esquema de ampliação, é possível atingir a razão de ampliação desejada de 1:77 vezes, partindo do rotor com 18,1 rpm até a rotação de 1.300,0 rpm, necessária para geração de energia no modelo de gerador utilizado pela *Nordex* nestas turbinas no parque eólico Bornes.

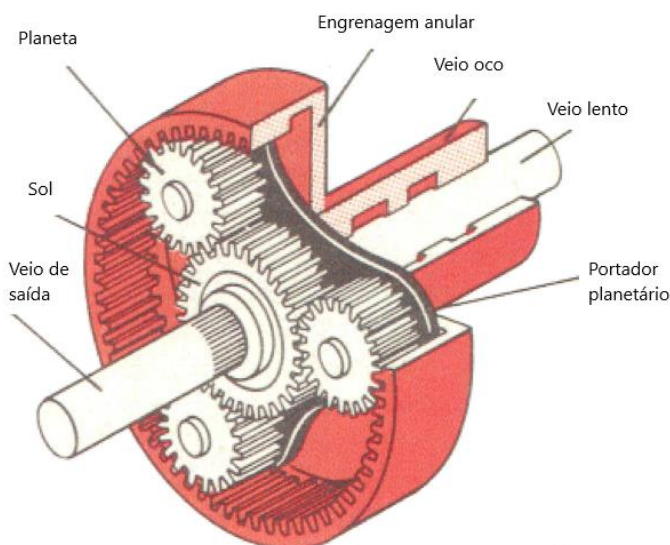


Figura 4.2 - Componentes engrenagens planetárias [59].

Escolha de configuração, baseada no trabalho de H. Dinner (sem data especificada), o autor comenta que a maioria das instalações de turbinas eólicas são equipadas com caixas de engrenagens semelhantes, são típicas as caixas de engrenagens de três estágios com engrenagens de dentes retos, planetária de um estágio com dois estágios paralelos e caixa de engrenagens planetárias de dois estágios com um estágio paralelo [59]. Também no artigo de Guanjin *et al.* (2017), que escolhe essa disposição com um primeiro estágio planetário seguido por dois paralelos, para o projeto de uma caixa de engrenagens de 1,5 MW de potência, esse mesmo estudo que serve como base de dados para o dimensionamento das engrenagens do presente trabalho. E no relatório de Jan Ukonsaari *et al.* (2016) onde os autores afirmam que um projeto típico de caixa de engrenagens para uma máquina de 2 MW tem um estágio planetário e dois estágios paralelos [58], importante ressaltar que a potência da máquina citada é próxima a do aerogerador em análise na presente pesquisa.

4.1.2 Parâmetros de Entrada e Dimensionamento das Engrenagens

Como citado anteriormente e exposto na Tabela 3-1 o aerogerador em estudo é da fabricante alemã *Nordex*, com potência de 2,5 MW, rotação de entrada máxima do rotor de 18,1 rpm e necessários 1300 rpm para funcionamento do gerador, além disso, é equipado com caixa de engrenagens planetária com engrenagens de dentes retos, com razão de ampliação de 1:77.

Para desenvolvimento dessa análise, será usado o dimensionamento dos pinhões e coroas do trabalho de Guanjin Li *et al.*, (2017) [18], disponível na Tabela 4-1. Porém, neste trabalho

as engrenagens serão consideradas com dentes retos, em conformidade com o modelo de aerogerador escolhido anteriormente, não helicoidais como na análise de Guanjin Li *et al.*, (2017).

Para encontrar o diâmetro primitivo, usa-se a Equação 4 ($D_p = m \cdot N$). A largura da face das engrenagens encontra-se, multiplicando o módulo com valores de 6 a 16, a literatura recomenda multiplicar pela constante 12. Além disso, para determinar a largura da face adequada ao engrenamento, a mesma pode ser dividida com o diâmetro primitivo e esse produto deve ser um valor maior-igual a 0,5 e menor a 2,0.

Tabela 4-1 - Parâmetros das engrenagens.

Estágio	Elemento	Nº de dentes	Razão de transmissão	Módulo (mm)	Diâmetro primitivo (mm)	Largura da face “b” (mm)
1º (planetário)	Sol	26	6,23	22	572	435
	Planeta	55			484	
	Anelar	136			2992	
2º (paralelo)	Coroa	92	4,38	14	1327,8	767,27
	Pinhão	21			303,1	
3º (paralelo)	Coroa	63	3,71	10	649,5	412,4
	Pinhão	17			175,3	

Fazendo os cálculos, percebe-se que a largura de face escolhida pelos autores ultrapassa o recomendado citado acima, discussão guardada para a conclusão desse trabalho.

4.1.3 Razão de ampliação, Binário e Potência

Do catálogo do aerogerador *Nordex N90/2500* em estudo a rotação máxima do rotor da turbina eólica é dada como 18,1 rpm. Com essa informação, os dados da Tabela 4-1 e as seguintes Equações 39 e 40, pode-se obter as rotações de cada engrenagem, representadas na Tabela 4-2. A seguinte relação pode ser usada para o estágio planetário:

$$\omega_s = \left(1 + \frac{Z_r}{Z_s}\right) \omega_c \quad (39)$$

ω_s é a rotação (rpm) da engrenagem solar (*sun*);

ω_c é a rotação (rpm) do portador planetário (*carrier*);

Z_r é o número de dentes da engrenagem anular (*ring*);

Z_s é o número de dentes da engrenagem solar (*sun*).

Para os dois estágios paralelos a relação de ampliação é:

$$\omega_P = \left(\frac{Z_G}{Z_P}\right) \omega_G \quad (40)$$

ω_P é a rotação (rpm) do pinhão;

ω_G é a rotação (rpm) da coroa (*gear*);

Z_P é o número de dentes do pinhão;

Z_G é o número de dentes da coroa (*gear*).

Tabela 4-2 - Rotação e binário de cada engrenagem da cadeia cinemática.

Estágio	Elemento	Rotação “ ω ” (rpm)	Binário (N-m)
1° (planetário)	Sol	112,7	211.845,61
	Planeta	18,1	1.319.060,77
	Anelar	-	-
2° (paralelo)	Coroa	112,7	211.845,61
	Pinhão	493,73	48.356,39
3° (paralelo)	Coroa	493,73	48.356,39
	Pinhão	1829,72	13.048,44

Destes valores de rotação pode-se confirmar as razões de transmissão disponíveis na Tabela 4-1, tanto como comprovar que o dimensionamento das engrenagens alcançara as rotações necessárias para o gerador.

4.1.4 Engrenagem Escolhida para Análise

Dentro de uma análise de fadiga num conjunto pinhão/corua, a literatura mostra que a engrenagem a ser investigada é o pinhão, visto que esse terá muito mais contato por dente do que a corua durante o período de trabalho entre os dois, diferença dada pelo tamanho e número de dentes, ou seja, pela relação de transmissão.

Com isso, embasado nos dados da Tabela 4-2, pode-se notar que as maiores rotações por minutos ficam no pinhão de saída do terceiro estágio, resultado esperado, se tratando de uma caixa de engrenagens com fins de ampliação de rotação. Comparando com as rotações dos outros dois estágios, o pinhão de saída para o gerador de energia tem rotações por minuto muito maiores do que do pinhão do segundo estágio, quase 4 vezes maior. Ainda, em relação a engrenagem solar do sistema planetário, a diferença é de aproximadamente 16 vezes. Portanto, o pinhão do terceiro estágio será a engrenagem avaliada na análise de fadiga neste trabalho.

De acordo com a engrenagem selecionada (pinhão do terceiro estágio de ampliação, elemento número 4 da Figura 4.3. Engrenado com a corua elemento número 3), são apresentados na Tabela 4-3 com informações usuais para os cálculos de fadiga.

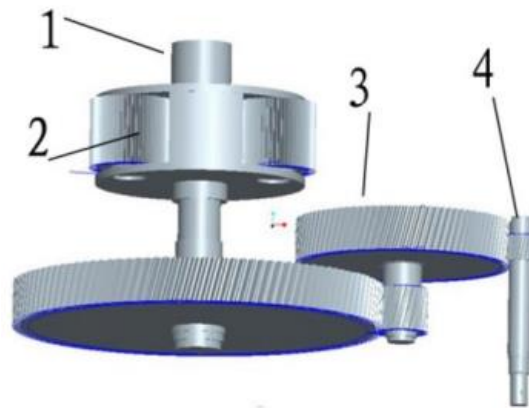


Figura 4.3 - Cadeia cinemática em estudo [18].

Tabela 4-3 – Dados do par de engrenagens em análise.

Grandeza	Símbolo	Valor	Unidade
Pinhão			
Número de dentes	N_P	17	-
Diâmetro primitivo	D_{PP}	175,3	mm
Módulo métrico	m	10	mm
Largura de face	b	412,4	mm
Rotação	ω_P	1829,72	rpm
Coroa			
Número de dentes	N_G	63	-
Diâmetro primitivo	D_{PG}	649,5	mm
Módulo métrico	m	10	mm
Largura de face	b	412,4	mm
Rotação	ω_G	493,73	rpm

4.2 ANÁLISE ANALÍTICA COM A NORMA ANSI/AGMA 2101-D04 (2016)

Para os cálculos analíticos toda a teoria contida na fundamentação teórica será envolvida, os cálculos seguirão os algoritmos matemáticos apresentados no Capítulo 3, especificamente das Figuras 3.1 até a Figura 3.7. Os algoritmos apresentam mais de uma forma de encontrar o resultado de determinado coeficiente, com o uso de equações ou tabelas por exemplo, porém, neste capítulo a solução será somente por um dos caminhos de acordo com a preferência do autor, a fim de otimizar os cálculos.

Iniciando com a Figura 3.1 para entendimento do caminho a ser percorrido para análise de fadiga completa. As Figuras 3.2 e 3.3 apresentam os passos a serem desenvolvidos para o cálculo da tensão de contato, de maneira semelhante as Figuras 3.4 e 3.5 apresentam o algoritmo matemático para o cálculo da tensão de flexão. Obtidos esses resultados, as Figuras 3.6 e 3.7 representam os algoritmos matemáticos, respectivamente, para cálculo dos fatores de segurança de contato e de flexão.

4.2.1 Cálculo da Tensão de Contato AGMA (σ_H)

O cálculo da tensão de contato AGMA segue o algoritmo matemático das Figuras 3.2 e 3.3, produzidos para facilitar a análise com a norma AGMA, indicando os fatores a serem calculados para chegar ao resultado da tensão de contato (σ_H). Iniciando o desenvolvimento analítico com o cálculo do coeficiente de elasticidade Z_E , seguindo a ordem da Figura 3.2, primeira parte da análise de contato.

O material das engrenagens geralmente são ligas de aço, no Capítulo 4.3 será explicada a escolha, tanto como os tratamentos térmicos recomendados. Do aço tem-se o coeficiente de Poisson de 0,29 e o módulo de elasticidade de 206 GPa, com a Equação 23 encontra-se $Z_E = 189,20 \text{ (N/mm}^2\text{)}^{0,5}$. Com a Equação 18, foi encontrada a carga tangencial $F_t = 148.858,91 \text{ N}$, contando com a rotação do pinhão $\omega_P = 1.829,72 \text{ rpm}$, seu diâmetro primitivo $D_P = 175,3 \text{ mm}$ e a potência do aerogerador de 2,5 MW (sem levar em consideração a eficiência da turbina).

O fator de sobrecarga K_o pode ser analisado com as condições da máquina e da fonte de acionamento, respectivamente nas Tabelas 2-5 e 2-6. Para essa análise foi considerada fonte de alimentação como turbina hidráulica, sendo a aplicação mais próxima de uma turbina eólica, das recomendações dadas por Mott *et al.* (2013) [45], e a máquina acionada como gerador contínuo. Portanto, na Tabela 2-4 encontra-se o $K_o = 1,20$.

Para o fator dinâmico K_V , levando em conta essa aplicação de caixa de engrenagem empregada em turbina eólica, considera-se que as engrenagens se enquadrem como "engrenagem muito precisa", aquelas fabricadas usando controles de processo que fornecem precisões de dente ou onde as técnicas de projeto e fabricação garantem um erro de transmissão baixo que é equivalente a esta precisão. Portanto $K_V = 1,05$, valor que está dentro da recomendação para esses casos e ao mesmo tempo é o valor mínimo indicado para engrenagens em geral. Para o fator de tamanho K_s como as Equações 37 e 38 servem apenas para largura de face menor do que 254 mm, então foi utilizada a Tabela 2-13 para encontrar $K_s = 1,20$. O diâmetro primitivo é calculado de maneira facilitada com a Equação 4, e a largura de face "b" é um dado particular de cada engrenagem.

Continuando o cálculo dos coeficientes na Figura 3.3, segunda parte da análise de contato. A abordagem no Capítulo 2.2.11 do fator de distribuição de carga K_H apresenta que pode ser calculado com a Equação 28, essa equação necessita do cálculo de cinco fatores, são eles: K_{Hmc} , K_{Hpf} , K_{Hpm} , K_{Hma} e K_{He} , que são encontrados a partir de equações, figuras e

tabelas presentes no capítulo citado acima. Nessa análise de engrenagem de dentes retos, foi levado em consideração que possuem dentes coroados, então o fator de formato da face do dente tem valor $K_{Hmc} = 0,8$. A partir da largura de face pode-se escolher a Equação 30 para calcular o fator de proporção do pinhão, com dado do diâmetro primitivo, tem-se $K_{Hpf} = 0,4$. Como o pinhão está montado deslocado em relação ao centro dos mancais, conclui-se que o fator de carga de deflexão é $K_{Hpm} = 1,1$. Considerando que as engrenagens usadas são fechadas e de alta precisão, o que possibilita o uso da curva 4 para análise da Tabela 2-7, com isso, o uso das constantes A, B e C na Equação 32 resulta no fator de alinhamento $K_{Hma} = 0,18$. Tendo em mente que para essa aplicação as engrenagens são lapidadas e as montagens são ajustadas, é utilizado o valor sugerido pela AGMA no fator de ajuste de alinhamento $K_{He} = 0,80$, contudo substituindo na Equação 28, encontra-se $K_H = 1,47$.

O fator de condição superficial Z_R recomendado pela norma é 1,0, desde que a condição de superfície seja apropriada. Por fim, o cálculo do fator geométrico Z_I pode ser visto na Figura 2.15, tomando a relação de transmissão “i” e o número de dentes do pinhão (N_P). Porém, para obter um valor mais preciso, com as Equações 12 e 13, pode-se obter os valores de C_C e C_x , destes na Equação 11, encontra-se $Z_I = 0,102$.

Contudo, com a Equação 2 calcula-se o valor de interesse, a tensão de contato AGMA, $\sigma_H = 1268,78 \text{ MPa}$. Os dados do problema em análise e os resultados obtidos para tensão de contato, estão visíveis e organizados nas Tabelas 4-4 e 4-5 respectivamente.

Tabela 4-4 - Dados das engrenagens do terceiro estágio de redução.

Equipamento: turbina eólica e gerador elétrico			
Grandeza	Simb.	Valor	Unid.
Potência da turbina	P	2,5	MW
Módulo	m	10	
Rotação de entrada	ω_{in}	18,1	rpm
Número de dentes do pinhão	N_P	17	
Relação de transmissão	i	3,71	
Rotação do pinhão	ω_P	1.829,72	rpm
Número de dentes da coroa	N_G	63	
Diâmetro primitivo do pinhão	D_{PP}	175,3	mm
Binário do pinhão	T_P	13.048,44	N-m
Diâmetro primitivo do coroa	D_{PG}	649,5	mm
Binário da coroa	T_G	48.356,39	N-m
Velocidade na linha primitiva	v_t	16,79	m/s
Largura de face	b	412,4	mm
Ângulo de pressão	θ	20	°

Tabela 4-5 - Tensão ao contato AGMA.

Fatores para cálculo da tensão ao Contato AGMA			
Grandeza	Simb.	Valor	Unid.
Módulo de elasticidade (pinhão)	E_P	206	GPa
Proporção de Poisson (pinhão)	ν_p	0,29	
Módulo de elasticidade (coroa)	E_G	206	GPa
Proporção de Poisson (engrenagem)	ν_g	0,29	
Coefficiente de elasticidade	Z_E	189,20	$(N/mm^2)^{0,5}$
Carga tangencial	F_t	148.858,91	N
Fator de sobrecarga	K_o	1,20	
Fator dinâmico	K_V	1,05	
Fator de forma de Lewis	Y	0,303	
Fator de tamanho	K_S	1,20	
Fator de formato face do dente	K_{Hmc}	0,8	
Fator de proporção do pinhão	K_{Hpf}	0,4	
Fator de carga de flexão	K_{Hpm}	1,1	
Fator de alinhamento	K_{hma}	0,18	
Constantes para o fator de alinhamento	A	0,0380	
	B	$0,402 \times 10^{-3}$	
	C	$-1,270 \times 10^{-7}$	
Fator de ajustes de montagem	K_{he}	0,8	
Fator de distribuição de carga	K_H	1,47	
Fator de condição superficial	Z_R	1,0	
Seno ângulo de pressão 20	$\text{sen}(\theta)$	0,3420	
Cosseno ângulo de pressão 20	$\text{cos}(\theta)$	0,9396	
Fator de curvatura da linha primitiva	C_c	0,127	
Fator de ajuste da altura específica 1	C_1	2,907	
Fator de ajuste da altura específica 2	C_2	10,771	
Fator de ajuste da altura específica 3	C_3	2,952	
Fator de ajuste da altura específica 4	C_4	2,236	
Fator para ajuste da altura específica do LPSTC	C_x	0,804	
Fator geométrico a picada	Z_I	0,102	
Tensão de Contato AGMA	σ_H	1268,78	MPa

4.2.2 Cálculo da Tensão de Flexão AGMA (σ_F)

De maneira semelhante ao desenvolvido no cálculo da tensão de contato (Capítulo 4.2.1), o cálculo da tensão de flexão AGMA segue o algoritmo matemático das Figuras 3.4 e 3.5, criados pelo autor para facilitar a análise com a norma, indicando os fatores a serem calculados para chegar ao resultado da tensão de flexão (σ_F).

Nesta análise de tensão de flexão, alguns fatores foram calculados anteriormente para a tensão de contato, são eles: carga tangencial F_t , fator de sobrecarga K_o , fator dinâmico K_V , fator de tamanho K_S e fator de distribuição de carga K_H .

Na Figura 3.4, dos fatores ainda não calculados, começando com o fator de espessura K_B . Precisa-se encontrar a relação m_B , de espessura da borda abaixo do cordão raiz do dente, composta pelas medidas t_R e h_t (esse segundo é dado na Equação 10), o artigo base do dimensionamento das engrenagens não traz informações do diâmetro dos veios, portanto será considerado $t_R = 27 \text{ mm}$, valor mínimo necessário para que $m_B \geq 1,2$, com isso, na Figura 2.14, está visível $K_B = 1,0$, sabendo que essa engrenagem não possui rasgo de chaveta.

O módulo métrico, $m = 10$, foi calculado com a Equação 7, a partir do número de dentes e diâmetro primitivo. A largura de face (b) está representada na Tabela 4-4, e foi dada pelo artigo base. Por fim, o fator geométrico $Y_j = 0,29$, foi encontrado na Figura 2.16 baseado no número de dentes das duas engrenagens envolvidas.

Contudo, com a Equação 6, é possível realizar o cálculo da a tensão de flexão AGMA, $\sigma_F = 276,49 \text{ MPa}$. Esse valor e os resultados obtidos para os fatores do cálculo de flexão estão disponíveis na Tabela 4-6.

Tabela 4-6 - Tensão de flexão AGMA.

Fatores para cálculo da tensão de Flexão AGMA			
Grandeza	Simb.	Valor	Unid.
Carga tangencial	F_t	148.858,91	N
Fator de sobrecarga	K_o	1,20	
Fator dinâmico	K_V	1,05	
Fator de forma de Lewis	Y	0,303	
Fator de tamanho	K_S	1,20	
Fator de formato face do dente	K_{Hmc}	0,8	
Fator de proporção do pinhão	K_{Hpf}	0,4	
Fator de carga de flexão	K_{Hpm}	1,1	
Fator de alinhamento	K_{hma}	0,18	
Constantes para o fator de alinhamento	A	0,0380	
	B	$0,402 \times 10^{-3}$	
	C	$-1,270 \times 10^{-7}$	
Fator de ajustes de montagem	K_{he}	0,8	
Fator de distribuição de carga	K_H	1,47	
Espessura abaixo da raiz do dente	t_r	38,04	mm
Altura do dente	h_t	22,5	mm
Relação da espessura da borda	m_B	1,69	
Fator de espessura	K_B	1,0	
Fator geométrico a picada	Y_j	0,29	
Tensão de Flexão AGMA	σ_F	276,49	MPa

4.2.3 Cálculo do Fator de Segurança AGMA ao contato (S_H)

Para o cálculo do fator de segurança AGMA ao contato, deve-se seguir o algoritmo matemático da Figura 3.6, criado pelo autor para facilitar a análise com a norma, indicando os fatores a serem calculados para chegar no resultado do fator de segurança (S_H), procedimento similar ao feito anteriormente para os cálculos das tensões de contato e flexão.

A norma AGMA recomenda que o fator de segurança ao contato esteja entre 1,0 e 1,5, neste caso, será então considerando $S_H = 1,0$. Dessa maneira, com um procedimento diferente do padrão exposto na Figura 3.6, para que seja possível encontrar a dureza necessária para este par de engrenagens, sem a necessidade de utilizar aquela sugerida pelos autores Guanjin LI *et al.* (2018) [18] de 614 HB. E assim conseguir relacionar a dureza exigida para as engrenagens com o conteúdo de materiais e tratamentos térmicos tratados no Capítulo 2.3.

Para esta abordagem com $S_H = 1,0$, na Equação 21 deve ser isolado o termo σ_{HP} (tensão de contato permitida). Dos fatores necessários para este cálculo, já foi obtida a tensão de contato $\sigma_H = 1268,78 \text{ MPa}$. O fator de ciclo de tensão Z_N é obtido inicialmente com o cálculo de “N” a partir da Equação 33, tomando a vida em horas $L = 30.000$, seguindo a recomendação de Mott (2013) para máquinas industriais em geral, e a rotação do pinhão (ω_P), tem-se $N = 3,3 \times 10^9$. Com esse valor na Equação 34 da Figura 2.27 obtém-se $Z_N = 0,875$.

Conforme exposto no Capítulo 2.2.10.2 para engrenagens com endurecimento superficial, considerando $R_{z1} > 1,6$ (rugosidade superficial da engrenagem), pela Figura 2.20, tem-se o fator de dureza $Z_W = 1,0$. Para o fator de temperatura Y_θ , como o conjunto de engrenagens opera sem exceder os 120°C , tem valor unitário. Com uma confiabilidade de 0,99 dada pela norma AGMA, a partir da Tabela 2-12, o fator de confiabilidade é $Y_Z = 1,0$.

Com isso, é possível calcular a tensão de contato permitida com a Equação 21, $\sigma_{HP} = 1.449,72 \text{ MPa}$, apresentada a seguir com os outros fatores na Tabela 4-7. Por fim, com as equações da Figura 2.25, considerando a engrenagem de classe 1, pode-se calcular a dureza Brinell necessária (562,94 HB) para que o par de engrenagens esteja de acordo com o fator de segurança unitário proposto.

Tabela 4-7 – Fator de segurança ao contato AGMA.

Fatores para cálculo do fator de segurança ao contato AGMA			
Grandeza	Simb.	Valor	Unid.
Tensão de contato permitida	σ_{HP}	1.449,72	MPa
Tensão de contato	σ_H	1268,78	MPa
Fator de ciclo de tensão	Z_N	0,875	
Fator de dureza	Z_W	1,0	
Fator de temperatura	Y_θ	1,0	
Fator de confiabilidade	Y_Z	1,0	
Fator de segurança ao Contato	S_H	1,0	
Dureza Brinell		562,94	HB

4.2.4 Cálculo do Fator de Segurança AGMA à Flexão (S_F)

Para o cálculo da tensão de flexão AGMA deve-se seguir o algoritmo matemático da Figura 3.7, criado pelo autor para facilitar a análise com a norma, indicando os fatores a serem calculados para chegar no resultado do fator de segurança (S_F).

Os fatores de temperatura ($Y_\theta = 1,0$), de confiabilidade ($Y_Z = 1,0$), a dureza Brinell (562,94 HB) e a tensão de flexão AGMA ($\sigma_F = 276,49 \text{ MPa}$) já foram calculados anteriormente. A tensão de flexão permitida é encontrada com a Figura 2.26, considerando a engrenagem de classe 1 e a dureza Brinell calculada no tópico anterior, $\sigma_{FP} = 388,35 \text{ MPa}$. O fator de ciclo de tensão Y_N , com o cálculo de “N”, considerando a vida em horas $L = 30.000$ e a rotação do pinhão, tem-se $N = 3,26 \times 10^9$, com esse valor na Equação 35 da Figura 2.28 obtém-se $Y_N = 0,92$.

Com esses dados utilizando a Equação 22, é possível calcular o de segurança $S_F = 1,29$, apresentado na Tabela 4-8 a seguir, com os demais fatores.

Tabela 4-8 - Fator de segurança à flexão AGMA.

Fatores para cálculo do fator de segurança à flexão AGMA			
Grandeza	Simb.	Valor	Unid.
Tensão de contato permitida	σ_{FP}	388,35	MPa
Tensão de contato	σ_F	276,49	MPa
Fator de ciclo de tensão	Y_N	0,92	
Fator de temperatura	Y_θ	1,0	
Fator de confiabilidade	Y_Z	1,0	
Fator de segurança à Flexão	S_F	1,29	

4.3 MATERIAL, TRATAMENTO TÉRMICO E DUREZA

Em relação ao material do par de engrenagens, seguindo o usual em caixa de engrenagens de aerogeradores, são fabricadas em ligas aço. A obtenção do material pode ser dada por forjamento, em vista de que os moldes em aço forjado possuem maior resistência em relação aos outros métodos. Depois disso, deve passar por um tratamento térmico de condicionamento como prevê a norma AGMA, como um recozimento ou normalização.

Para alcançar a dureza desejada, conforme os cálculos anteriores, o tratamento térmico deve ser de endurecimento na superfície, para que o conjunto de engrenagens desenvolva dureza na superfície e por alguma profundidade, tanto no flanco, como raiz e face do dente, mantendo ainda o seu núcleo ainda macio, como fica visível na Figura 4.4. Com algumas opções para este caso em que se necessita de uma dureza Brinell de 563 HB.

Endurecimento de flanco e raiz (dente a dente)

Por indução ou chama

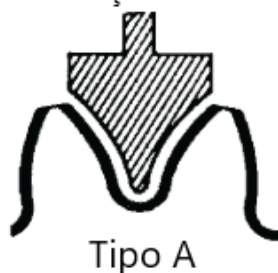


Figura 4.4 - Endurecimento do flanco, face e raiz, dente a dente [21].

Como o endurecimento por cementação ou nitretação, tratamentos térmicos que dão a possibilidade de atingir altas durezas superficiais, tanto como endurecimento por chama ou indução, nestes dois últimos a liga precisa ter um teor de carbono acima de 0,4% para atingir os 563 HB de dureza.

Após os procedimentos de tratamento térmico e acabamento, o número de testes de dureza realizados deve ser suficiente para garantir a dureza do componente, em vista da importância de que as engrenagens cumpram com a vida útil esperada.

Por motivo de comparação de resultados, o material das engrenagens em estudo, dado pelo autor do artigo base, é o aço 20CrMnTi com cementação e têmpera no processo de fabricação, com dureza HRC 56-58 [18], equivalente a uma dureza Brinell de aproximadamente 614 HB.

4.4 LUBRIFICANTE E MÉTODO DE LUBRIFICAÇÃO

Em uma caixa de engrenagens é vantajoso operar em temperaturas tão baixas quanto possível para que a integridade dos componentes não seja comprometida, assim, mais uma vez, os óleos sintéticos mostram-se a melhor opção, pois permitem o funcionamento das engrenagens em temperaturas mais baixas do que as obtidas com óleos de base mineral. As baixas temperaturas de operação garantem maior vida útil da engrenagem e do rolamento devido ao aumento da espessura do filme. Também fornece uma estimativa de vida útil mais alta para o lubrificante, diminuindo o efeito de oxidação, que é extremamente importante devido à longa vida esperada para o sistema de conversão da turbina eólica [13].

Para análise da classificação do óleo lubrificante, a partir da Tabela 2-16, a unidade acionada neste estudo é um gerador de energia, o que resulta em modo de operação uniforme. Na Tabela 2-15, como unidade motriz, considera-se a turbina a vapor, pelo fato de que a norma AGMA não especificou para uma turbina eólica, nesse caso o modo de operação é considerado leve. Com essas duas informações da Tabela 2-14 é possível observar que a norma deixa a critério do engenheiro a utilização do óleo inibido ou anti-espuma. Portanto, em conformidade com o exposto anteriormente, levando em conta as qualidades desse tipo de lubrificante, a escolha para essa caixa de engrenagens deve ser um óleo sintético anti-espuma.

Sabendo que o índice de viscosidade é um número empírico adimensional que ilustra a variação da viscosidade em função da temperatura, em outras palavras, quanto maior o índice de viscosidade, mais estável é o comportamento do fluido. Isso é uma característica muito desejável, inclusive em fluidos de usinagem, que trabalham sob condições extremas de temperatura [60][61]. O uso de um óleo de engrenagem com um IV maior que 120 pode ser desejável em aplicações onde as temperaturas ambientes de inicialização são muito mais baixas do que o ambiente operacional normal ou quando as temperaturas ambientes variam amplamente [20]. Também que o alto índice de viscosidade é o que torna os produtos sintéticos adequados para uma variedade maior de temperaturas ambiente, o que elimina a necessidade de trocas periódicas de óleo [61]. Além disso, segundo o abordado no Capítulo 2.4.2, de acordo com as escolhas de índices de lubrificação dos autores citados, é feita a indicação de índice de viscosidade de 240, para lubrificação da caixa de engrenagens do aerogerador em estudo. Segunda a norma ANSI/AGMA os lubrificantes com VI de 240, são normalmente encontrados em lubrificantes de engrenagens à base de PAG (polialquileno de glicol), que são considerados

lubrificantes de alto desempenho e fornecem um alto índice de viscosidade e estabilidade hidrolítica.

Com isso, vem a escolha do grau de viscosidade cinemática a 40 °C de 320 mm²/s, entrando em concordância com o indicado, óleos do tipo ISO VG 320 (equivalente ao antigo grau AGMA 6) para caixas de engrenagens. Além do mais, conforme a Figura 2.36, para o índice de viscosidade de 240, considerando a velocidade linear de aproximadamente 15 m/s, também uma temperatura de operação de 65 °C, resulta num grau de viscosidade de 100. Conforme a Tabela 4-9 a seguir.

Tabela 4-9 - Propriedades do lubrificante.

Propriedade	Valor	Unid.
Índice de viscosidade	240	
Viscosidade cinemática 40 °C	320	mm ² /s
Grau de viscosidade	100	mm ² /s

Para a seleção do método de lubrificação, a norma AGMA apresenta o método de caixas de engrenagens fechadas com borribo, e caixas de engrenagens fechadas com bomba de circulação. Porém, num contexto mais usual, no caso de caixas de engrenagens de baixa velocidade e alto binário, como as de turbinas eólicas, onde a carga térmica associada a altas tensões nos flancos dos dentes é alta, a lubrificação por banho de óleo geralmente é insuficiente, se fazendo necessária a lubrificação por óleo injetado.

5. CONCLUSÃO

Este trabalho fez um detalhamento da norma ANSI/AGMA 2101-D04 (2016), com um estudo de caso de uma turbina eólica de 2,5 MW fabricado pela empresa *Nordex*, modelo N90/2500, empregada em 24 torres no parque eólico de Bornes, em Macedo de Cavaleiros em Portugal, contendo uma caixa de engrenagens de transmissão híbrida, com um estágio de ampliação planetário, seguido por dois paralelos. Com foco principal em analisar a caixa de engrenagens desse aerogerador, em razão da ausência de dados sobre esse equipamento, foi utilizado o artigo de Guanjin Li *et al.* (2018) [18], como base de dados para dimensionamento das engrenagens, dessa maneira, empregando a cadeia cinemática de uma turbina eólica de 1,5 MW ao aerogerador em estudo anteriormente citado. Viabilizando a realização dos cálculos de tensão de contato e de flexão, tanto como dos fatores de segurança para as engrenagens propostas, possibilitando uma análise crítica dos fatores influenciadores na vida das engrenagens. Também, possibilitando a avaliação do dimensionamento dessa caixa de engrenagens para este modelo de aerogerador.

A modelagem analítica usando a norma ANSI/AGMA 2101-D04 (2016) para o Sistema Internacional (métrico), apresenta-se como a mais rápida e fácil de ser usada para cálculos de fadiga, de tensão à flexão e ao contato, além de ser mais divulgada nas pesquisas científicas, e ainda, a aquisição da norma tem um valor mais baixo para fins acadêmicos, e mesmo se adquirida comercialmente, é em montante relevante mais barata do que a norma ISO.

Quanto ao desenvolvimento e resultados obtidos com os cálculos analíticos, a partir do cálculo da tensão de contato, encontra-se $\sigma_H = 1268,76 \text{ MPa}$, propondo um fator de segurança ao contato $S_H = 1,0$, como recomendado pela norma. Com isso, pode-se calcular a dureza *Brinell* necessária para as engrenagens, de 562,94 HB, dureza semelhante àquela recomendada pelos autores Guanjin Li *et al.* (2018) [18] no seu projeto. No cálculo da tensão de flexão, encontra-se $\sigma_F = 276,49 \text{ MPa}$, desta tensão foi obtido um fator de segurança a flexão $S_F = 1,3$. Valores que ficam dentro das recomendações da norma, dessa maneira validando por meio da norma ANSI/AGMA 2101-D04 (2016) a cadeia cinemática escolhida para o aerogerador proposto.

Segundo o exposto anteriormente, em relação a materiais e tratamentos térmicos para engrenagens, aquelas fabricadas em aço a partir de fundição, que passem por um tratamento térmico de condicionamento, posteriormente por um tratamento térmico superficial por indução ou chama preferencialmente, para que a engrenagem desenvolva dureza superficial até uma

determinada profundidade e mantenha seu núcleo macio. Também, por cementação ou nitretação, essas engrenagens conseguem atingir durezas *Brinell* nessa faixa necessária e até superiores.

Dada importância da lubrificação para o funcionamento correto de caixas de engrenagens para que atinjam sua expectativa de vida, a recomendação do autor, em concordância com as orientações da AGMA, é a utilização de um lubrificante sintético com índice de viscosidade de 240, viscosidade cinemática a 40 °C de aproximadamente 320 mm²/s e grau de viscosidade de 100 mm²/s.

Alguns detalhes pontuais sobre o dimensionamento de engrenagens a partir desta norma. Primeiramente, para o fator de distribuição de carga, a norma AGMA sugere seu cálculo analítico para casos em que $\frac{b}{D_p} \leq 2$, o que não acontece no dimensionamento proposto por Guanjin Li *et al.* (2018) [18], porém, se a recomendação fosse seguida, a largura de face do dente da engrenagem deveria ser de 350 mm, o que resultaria num aumento de tensão e conseqüentemente num aumento necessário de dureza *Brinell* da engrenagem para 601,54 HB, valor alcançável a partir dos tratamentos térmicos comentados acima.

Ainda, dentro do fator de distribuição de carga, é considerado o efeito do coroamento nos dentes, que é um alívio na ponta do dente da engrenagem, o que proporciona um engrenamento mais leve e diminui a tensão de contato, mas se esse alívio não for calculado pode influenciar negativamente no aumento da tensão. O problema aqui são os custos de maquinabilidade com o coroamento, ao aumentar a dureza do material, se diminui a maquinabilidade. Portanto essa análise, diminuição de tensão versus custos, deve ser considerada pelo projetista.

Um ponto negativo é que para alguns fatores envolvidos nos cálculos de fadiga, a norma AGMA não propõe recomendações, deixando a análise por responsabilidade do projetista, o que nem sempre é viável pois demanda de experiência. Por exemplo, para definir o fator de sobrecarga K_o por falta de informação na norma, neste trabalho foram disponibilizadas tabelas com recomendações de Mott (2013) [45]. Também para o fator de tamanho K_s , onde Budynas *et al.* (2011) e Mott (2013) apresentam sugestões práticas para seu cálculo, e a norma não traz nenhum dado. Em outros casos, a norma devidamente sugere caminhos para se definir os fatores, como o gráfico com curvas de A_V para se definir K_V , por exemplo, porém novamente deixa de fazer sugestões quanto ao valor de A_V , que precisou ser complementado com tabelas de Mott (2013).

Com isso, outra contribuição importante deste trabalho é o detalhamento da norma AGMA 2101-D04 com a inclusão de tabelas, figuras e gráficos de outras literaturas, enriquecendo a análise com a norma, dessa maneira, aperfeiçoando os pontos negativos comentados anteriormente. Baseado nisso, foram produzidos algoritmos matemáticos, disponibilizados em forma de imagens, que apresentam todas as etapas a serem seguidas para uma análise completa de fadiga em engrenagens de dentes retos, proporcionando assim um roteiro, didático e intuitivo, para modelagem analítica de engrenagens cilíndrica de dentes retos. Isto possibilitará que futuros trabalhos possam desenvolver análises de fadiga de maneira computacional, em códigos de linguagem de programação, como o *Python* por exemplo, facilitando ainda mais esse tipo de estudo, tanto na indústria por projetistas, como no meio acadêmico.

Finalmente, pretende-se em futuros trabalhos automatizar a norma AGMA 2101-D04 (2016), possivelmente em Python, levando o presente algoritmo matemático para um algoritmo de programação, preferencialmente desenvolvido com uma interface de fácil interação com o utilizador. Futuros trabalhos podem incluir a esta análise informações sobre o comportamento do aço em relação à fadiga. Também um histograma de carga, possivelmente também de vibração, dos componentes da caixa de engrenagens, principalmente das engrenagens, que apresente de maneira clara as cargas a qual o grupo de transmissão é submetido.

Além disso, pretende-se com a publicação deste trabalho, convidar outros investigadores para analisar os dados deste trabalho no *software* ANSYS ou similares.

REFERÊNCIAS

- [1] “IRENA – International Renewable Energy Agency,” 2021. <https://www.irena.org/> (accessed Jun. 17, 2021).
- [2] “IEA – International Energy Agency,” 2021. <https://www.iea.org/> (accessed Apr. 30, 2021).
- [3] “Power Technology,” 2021. <https://www.power-technology.com/features/wind-energy-by-country/> (accessed Jun. 17, 2021).
- [4] “Wind power by country - Wikipedia,” 2021. https://en.wikipedia.org/wiki/Wind_power_by_country (accessed Jul. 14, 2021).
- [5] “WindEurope - the voice of the wind energy industry,” 2021. <https://windeurope.org/> (accessed Jun. 17, 2021).
- [6] “Enercon Energy,” 2021. <https://www.enercon.de/en/home/> (accessed May 03, 2021).
- [7] R. F. N. Delgado, “Estudo de Viabilidade Técnico-Económica de um Parque Eólico em Regime de Mercado,” 2019.
- [8] ANSI/AGMA/AWEA 6006-A03., “Standard for Design and Specifications of Gearboxes for Wind Turbines.,” 2016. <https://app.luminpdf.com/viewer/604645c27f0a360012b0fd50> (accessed Apr. 30, 2021).
- [9] Y. Yan, “Load characteristic analysis and fatigue reliability prediction of wind turbine gear transmission system,” *Int. J. Fatigue*, vol. 130, p. 105259, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2019.105259.
- [10] Z. Li, B. Wen, Z. Peng, X. Dong, and Y. Qu, “Dynamic modeling and analysis of wind turbine drivetrain considering the effects of non-torque loads,” *Appl. Math. Model.*, vol. 83, pp. 146–168, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.apm.2020.02.018.
- [11] U. Bhardwaj, A. P. Teixeira, and C. G. Soares, “Reliability prediction of an offshore wind turbine gearbox,” *Renew. Energy*, vol. 141, pp. 693–706, Oct. 2019, doi: 10.1016/j.renene.2019.03.136.

- [12] R. F. M. Brandão, “Turbinas eólicas - Manutenção,” 2011. <https://parc.ipp.pt/index.php/neutroaterra/article/view/362/96> (accessed Apr. 30, 2021).
- [13] J. M. Sousa, “Design of a 2.0 MW wind turbine planetary gearbox,” 2017.
- [14] D. L. Nunez, “Análise da resistência à flexão e ao crateramento de uma engrenagem cilíndrica de dentes retos: avaliação da eficácia da norma ANSI/AGMA 2101-D04,” *Authorea Prepr.*, Jul. 2020, doi: 10.22541/au.159360638.80293992/v2.
- [15] T. J. Lisle, B. A. Shaw, and R. C. Frazer, “External spur gear root bending stress: A comparison of ISO 6336:2006, AGMA 2101-D04, ANSYS finite element analysis and strain gauge techniques,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 111, pp. 1–9, May 2017, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2017.01.006.
- [16] “Wind turbine models,,” 2021. <https://en.wind-turbine-models.com/> (accessed Jun. 14, 2021).
- [17] “Iberwind - Iberwind - Natural Efficiency,” 2021. <https://www.iberwind.pt/> (accessed May 03, 2021).
- [18] G. Li, W. Liu, and X. Su, “The Sun and Planetary Gear Design of a 1.5-MW Wind Turbine,” *J. Vib. Eng. Technol.*, vol. 6, no. 6, pp. 495–501, Dec. 2018, doi: 10.1007/s42417-018-0066-8.
- [19] ANSI/AGMA 2101-D04, “Fundamental Rating Factors and Calculation Methods for Involute Spur and Helical Gear Teeth,,” 2016.
- [20] ANSI/AGMA 9005-F16, “Industrial Gear Lubrication,,” 2016.
- [21] ANSI/AGMA 2004-C08, “Gear Materials, Heat Treatment and Processing Manual.”
- [22] I. de S. A. da Fonseca, “Manutenção de Sistemas de Geração de Energia Renovável Eólica através de Redes IP,” p. 229, 2010.
- [23] “Direção Geral de Energia e Geologia,,” 2021. <https://www.dgeg.gov.pt/pt/> (accessed Apr. 30, 2021).
- [24] “Portal Energias Renováveis,,” 2021. <https://www.portal-energia.com/> (accessed May 03, 2021).

- [25] R. dos Santos Custódio, *Energia eólica para produção de energia elétrica*. Eletrobrás, 2009.
- [26] J. F. Manwell, J. G. McGowan, and A. L. Rogers, *Wind energy explained: theory, design and application*. John Wiley & Sons, 2010.
- [27] H.-J. Wagner, “Introduction to wind energy systems,” 2015.
- [28] H. F. Correia, “Análise do desempenho aerodinâmico do perfil das pás de uma hélice de um aerogerador.,” *J. Chem. Inf. Model.*, vol. 21, no. 1, pp. 1–9, 2020.
- [29] E. D. C. Nova, “Detecção De Avarias Na Caixa De Engrenagens De Aerogeradores,” 2014.
- [30] “CGN Energia,” 2021. <http://atlanticenergias.com.br/conheca-as-partes-do-aerogerador/> (accessed Jul. 06, 2021).
- [31] J. Tan, C. Zhu, C. Song, and X. Xu, “Study on the dynamic modeling and natural characteristics of wind turbine drivetrain considering electromagnetic stiffness,” *Mech. Mach. Theory*, vol. 134, pp. 541–561, Apr. 2019, doi: 10.1016/j.mechmachtheory.2019.01.015.
- [32] Z. Li, B. Wen, K. Wei, W. Yang, Z. Peng, and W. Zhang, “Flexible dynamic modeling and analysis of drive train for Offshore Floating Wind Turbine,” *Renew. Energy*, vol. 145, pp. 1292–1305, Jan. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.06.116.
- [33] R. G. Budynas and N. J. Keith, “Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica.” p. 1073, 2011, [Online]. Available: <http://mechfamilyhu.net/download/uploads/mech145022803743.pdf>.
- [34] C. R. S. Vitorino, “Modelagem Dinâmica de Caixa Multiplicadora de Velocidades de Aerogeradores,” *Univ. Brasília*, p. 76, 2012.
- [35] J. Zhan, M. Fard, and R. Jazar, “A quasi-static FEM for estimating gear load capacity,” *Meas. J. Int. Meas. Confed.*, vol. 75, pp. 40–49, Aug. 2015, doi: 10.1016/j.measurement.2015.07.036.
- [36] P. Wei, H. Zhou, H. Liu, C. Zhu, W. Wang, and G. Deng, “Modeling of contact fatigue damage behavior of a wind turbine carburized gear considering its mechanical properties and microstructure gradients,” *Int. J. Mech. Sci.*, vol. 156, pp. 283–296, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.ijmecsci.2019.04.004.

- [37] “GrabCAD: Design Community, CAD Library, 3D Printing Software,” 2021. <https://grabcad.com/> (accessed May 11, 2021).
- [38] “Planetary Gearbox – David Brown Santasalo,” 2021. <https://dbsantasalo.com/products/quatro-gearing/> (accessed May 10, 2021).
- [39] “TechNavio. Global wind turbine gearbox market 2016-2020. Statistical review,” 2021. <https://www.technavio.com/> (accessed Jun. 18, 2021).
- [40] F. Spinato, P. J. Tavner, G. J. W. Van Bussel, and E. Koutoulakos, “Reliability of wind turbine subassemblies,” *IET Renew. Power Gener.*, vol. 3, no. 4, pp. 387–401, 2009, doi: 10.1049/iet-rpg.2008.0060.
- [41] M. Shafiee and F. Dinmohammadi, “An FMEA-based risk assessment approach for wind turbine systems,” *Energies*, vol. 7, no. 2, pp. 619–642, 2014, doi: 10.3390/en7020619.
- [42] S. Kahrobaee and S. Asgarpour, “Risk-based failure mode and effect analysis for wind turbines (RB-FMEA),” 2011, doi: 10.1109/NAPS.2011.6025116.
- [43] Y. Zhou, Y. Liu, Q. Zhao, and H. Li, “Fault feature extraction from wind turbine gearbox based on non-Gaussian intensity,” *Dongli Gongcheng Xuebao/Journal Chinese Soc. Power Eng.*, vol. 33, no. 11, pp. 865–870, Nov. 2013.
- [44] S. Sheng, “Gearbox Reliability Database: Yesterday, Today, and Tomorrow (Presentation),” National Renewable Energy Lab.(NREL), Golden, CO (United States), 2014.
- [45] R. L. Mott, *Machine elements in mechanical design*. Pearson Higher Ed, 2013.
- [46] N. F. Alonso, R. Jos, and P. F. Fern, “Determination of the bending strength geometry factor J for the calculation of stress in parallel-axis gears as a function of the reference correction and slope angle of the gear tooth,” *Int. J. Mech. Eng. Autom.*, vol. 3, no. 1, pp. 27–33, 2016.
- [47] R. C. Juvinall and K. M. Marshek, *Fundamentals of Machine component design*. John Wiley & Sons, 2020.
- [48] “Windpower News, Wind Energy, Windpower Construction, Wind Turbines,” 2021. <https://www.windpowerengineering.com/> (accessed Jul. 23, 2021).

- [49] “How to maintain wind-turbine gearbox & oil health,” 2019. <https://www.windpowerengineering.com/how-to-maintain-wind-turbine-gearbox-oil-health/> (accessed Jul. 23, 2021).
- [50] F. Europe, S. Gmbh, W. Bock, and H. Heinemann, “Lubricants for Wind Turbines Gear Oils-Demands and Characteristics,” 2012.
- [51] G. Henriot, *Traité théorique et pratique des engrenages: Theory and technology*, vol. 1. Dunod, 1968.
- [52] “Journal of Vibration Engineering & Technologies | Home.” <https://www.springer.com/journal/42417> (accessed Jul. 09, 2021).
- [53] R. Gordon and K. Nisbett, “Shigly’s Mechanical Engineering Design.” The McGraw-Hill Companies, 2014.
- [54] J. Wei, R. Niu, Q. Dong, and S. Zhang, “Fretting-slipping fatigue failure mode in planetary gear system,” *Int. J. Fatigue*, vol. 136, p. 105632, Jul. 2020, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2020.105632.
- [55] A. R. Nejad, Z. Gao, and T. Moan, “On long-term fatigue damage and reliability analysis of gears under wind loads in offshore wind turbine drivetrains,” *Int. J. Fatigue*, vol. 61, pp. 116–128, Apr. 2014, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2013.11.023.
- [56] W. Dong, Y. Xing, T. Moan, and Z. Gao, “Time domain-based gear contact fatigue analysis of a wind turbine drivetrain under dynamic conditions,” *Int. J. Fatigue*, vol. 48, pp. 133–146, Mar. 2013, doi: 10.1016/j.ijfatigue.2012.10.011.
- [57] “International Journal of Fatigue - Journal - Elsevier.” <https://www.journals.elsevier.com/international-journal-of-fatigue> (accessed Jul. 09, 2021).
- [58] A. JAN UKONSAARI, VATTENFALL, R&D AND NIKLAS BENNSTEDT, “Wind Turbine Gearboxes - Maintenance effect on present and future Gearboxes for wind turbines,” 2016.
- [59] “Gearing analysis for wind turbine, seen as a process - KISSsoft AG.” <https://www.yumpu.com/en/document/read/23853801/gearing-analysis-for-wind-turbine-seen-as-a-process-kisssoft-ag> (accessed Jun. 25, 2021).

- [60] “Índice de viscosidade (VI),” 2019. <https://biolub.com.br/blog/indice-de-viscosidade/> (accessed Jul. 23, 2021).
- [61] “Óleo para engrenagem, como avaliar,” 2018. <https://biolub.com.br/blog/oleo-para-engrenagem-como-escolher/> (accessed Jul. 23, 2021).