

Universidade Federal do Rio de Janeiro

Projeto de uma Turbina Eólica de Eixo Horizontal

Matheus do Nascimento Müller

Projeto de Graduação apresentado ao Curso de Engenharia Mecânica da Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Flávio de Marco Filho

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2015



UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO

Departamento de Engenharia Mecânica

DEM/POLI/UFRJ



Projeto de uma Turbina Eólica de Eixo Horizontal

Matheus do Nascimento Müller

PROJETO FINAL SUBMETIDO AO CORPO DOCENTE DO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA ESCOLA POLITÉCNICA DA UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO DE JANEIRO COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO

Aprovado por:

Prof. Flávio de Marco Filho; D. Sc. (Orientador)

Prof. Sylvio José Ribeiro de Oliveira; Dr. Ing.

Prof. José Stockler Canabrava Filho; PhD

RIO DE JANEIRO, RJ - BRASIL

AGOSTO DE 2015

Müller, Matheus do Nascimento
Projeto de uma Turbina Eólica de Eixo
Horizontal/ Matheus do Nascimento Müller – Rio de
Janeiro: UFRJ/ Escola Politécnica, 2015.
IX, 93p.:il.; 29,7 cm
Orientador: Flávio de Marco Filho, D. Sc.
Projeto de Graduação – UFRJ/ Escola
Politécnica/ Curso de Engenharia Mecânica, 2015.
Referências Bibliográficas: p. 74-75
1. Aerogerador. 2. Turbina Eólica. 3.
Protótipo. 4.Geração de Energia. 5. Energia Eólica.
I. Filho, Flávio de Marco. II.Universidade
Federal do Rio de Janeiro, Escola Politécnica, Curso
de Engenharia Mecânica. III. Projeto de uma
Turbina Eólica de Eixo Horizontal

AGRADECIMENTOS

Eu gostaria de agradecer primeiramente aos meus pais, Wanda Nascimento Müller e Heitor Francisco Müller, por terem me apoiado e me dado todo o suporte que precisei durante toda a faculdade, sempre me incentivando a melhorar e alcançar melhores resultados.

Ao meu orientador Flávio de Marco Filho, gostaria de agradecer por todas as vezes que me estimulou a buscar mais informações e ampliar o meu conhecimento, estando sempre disponível para tirar dúvidas.

Por último, gostaria de agradecer aos meus amigos, tanto os que me acompanharam durante a faculdade quanto os amigos da época de colégio, que caminharam comigo nessa jornada e foram essenciais para o sucesso alcançado.

Resumo do Projeto de Graduação apresentado à Escola Politécnica/UFRJ como parte dos requisitos necessários para a obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

PROJETO DE UMA TURBINA EÓLICA DE EIXO HORIZONTAL

Matheus do Nascimento Müller

Agosto/2015

Orientador: Flávio de Marco Filho. D. Sc.

Curso: Engenharia Mecânica

No momento atual, pode ser observado uma preocupação cada vez maior com o meio ambiente, e consequentemente, com as fontes de energia sendo utilizadas no mundo, principalmente no que diz respeito ao uso de combustíveis fósseis, por serem tão nocivos ao planeta. Além disso, são recursos não-renováveis, pois levaram milhões de anos para se formar. Sendo assim, há uma importante busca por novos recursos que levem a geração de energia limpa a partir de fontes renováveis, como por exemplo o vento, uma fonte inesgotável. Tem-se então na energia eólica uma excelente alternativa para substituir a matriz energética mundial a longo prazo. Com o objetivo de aprofundar os conhecimentos nessa área, este trabalho realiza o desenvolvimento de um projeto de uma turbina eólica de eixo horizontal, onde serão abordados os principais componentes mecânicos.

Palavras-chave: Turbina eólica, eixo horizontal, aerogerador, energia eólica, geração de energia, fontes alternativas

Abstract of Undergraduate Project presented to POLI/UFRJ as a partial fulfillment of the requirements for the degree of Engineer.

DESIGN OF A HORIZONTAL AXIS WIND TURBINE

Matheus do Nascimento Müller

August/2015

Advisor: Flávio de Marco Filho

Course: Mechanical Engineering

At the present moment, it can be observed an increasing concern for the environment and, consequently for the sources of energy being used in the world, especially in regard to the use of fossil fuels, for being so harmful to the planet. In addition, they are non-renewable resources, for they took millions of years to form. Thus, there is an important search for new resources that lead to the generation of clean energy from renewable sources, such as the wind, an inexhaustible source. So we have the wind as a great alternative to replace the world energy matrix in the long term. In order to deepen the knowledge in this area, this work performs the development of a project of a horizontal axis wind turbine, where the main mechanical components will be addressed.

Key words: Wind turbine, horizontal axis, wind power, power generation, alternative sources

Índice

1. Introdução	1
1.1.Motivação e Objetivo	1
1.2.Aenergia Eólica	1
1.3.A História da Energia Eólica	2
1.4.A Energia Eólica no Brasil	3
1.5.A Energia Eólica no Mundo	7
1.6.Vantagens e Desvantagens	9
1.7.Turbinas Eólicas	11
1.8.Componentes de uma Turbina Eólica de Eixo Horizontal	15
2. Projeto da Turbina	17
2.1.Dados Iniciais	17
2.2.Estimativa da Potência.....	17
2.3.Seleção do Perfil do Aerofólio	25
2.4.Pás do Rotor	31
2.5.Hub	36
2.6.Multiplicador de Velocidade	37
2.7.Eixos do Multiplicador de Velocidade	46
2.8.Chavetas	55
2.9.Rolamentos	58
2.10 Freio.....	60
2.11 Gerador Elétrico	61
2.12 Nacelle	62
2.13 Acoplamentos	63
2.14 Chassi	64
2.15 Torre de Sustentação	65
2.16 Sistema de Guinada	69
3. Conclusão	71
4. Referências	72
5. Anexos.....	74
5.1.Anexo I – Componentes Comerciais	74
5.2.Anexo II – Tabelas e Gráficos	80
5.3.Anexo III – Desenhos Técnicos.....	84

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Moinho de Vento	2
Figura 1.2 – Potencial Eólico Brasileiro por Região	5
Figura 1.3 – Maiores centros de geração de energia eólica do país	6
Figura 1.4 – Investimentos em produção de energia eólica no país, por região.....	6
Figura 1.5 – Potencial instalado em 2011.....	8
Figura 1.6 – Evolução do potencial de energia eólica instalada no mundo e sua projeção até o ano de 2010	9
Figura 1.7 – Aerogeradores de Eixo Horizontal.....	11
Figura 1.8 – Esquema de um aerogerador de eixo horizontal “upwind”	12
Figura 1.9 – Esquema de um aerogerador de eixo horizontal “downwind”	12
Figura 1.10 – Turbina Eólica de Eixo Vertical do tipo Daerrieus.....	13
Figura 1.11 – Turbina Eólica de Eixo Vertical do tipo Savonius.....	14
Figura 1.12 – Turbina Eólica de Eixo Vertical do tipo Daerrieus-Savonius	14
Figura 1.13 – Esquema de uma turbina eólica e seus principais componentes	15
Figura 2.1 – Passagem de vento em um cilindro imaginário de área de seção transversal A [4].....	18
Figura 2.2 – Perfil do vento ao atravessar pelas pás da turbina	19
Figura 2.3 – Distribuição de C_p em função de $\frac{v_3}{v_1}$ [4]	21
Figura 2.4 - Distribuição de C_p em função de λ para diversos tipos de rotores [3]	22
Figura 2.5 - Representação das áreas úteis para o cálculo da Solidez.....	23
Figura 2.6 - Gráfico da Solidez em função do TSR [11].....	24
Figura 2.7 - Ilustração da seção transversal da pá do rotor	25
Figura 2.8 - Representação das forças e velocidades atuantes em uma seção transversal de uma pá do rotor	26
Figura 2.9 - Tabela para seleção de perfil de aerofólio [18].....	27
Figura 2.10 - Gráfico Coeficiente de Sustentação x Ângulo de Ataque [20].....	28
Figura 2.11 - Gráfico Coeficiente de Arrasto x Coeficiente de Sustentação [20]	39

Figura 2.12 - Pá do Rotor	32
Figura 2.13 - Esquema do Multiplicador de Velocidade.....	36
Figura 2.14 – Cúpula frontal para cobrir o Hub	37
Figura 2.15 – Esquema do Multiplicador de Velocidade	38
Figura 2.16 - Multiplicador de Velocidade	45
Figura 2.17 - Simulação de esforços atuantes no primeiro eixo, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante	47
Figura 2.18 - Simulação de esforços atuantes no segundo eixo, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante	50
Figura 2.19 - Simulação de esforços atuantes no terceiro eixo, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante	52
Figura 2.20 - Simulação de esforços atuantes no eixo do rotor, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante	54
Figura 2.21 - Tabela de dimensões e tolerâncias para chavetas padronizadas	56
Figura 2.22 - Chaveta para os Eixos do Multiplicador de Velocidade.....	58
Figura 2.23 - Rolamento SKF Explorer 6204-Z.....	59
Figura 2.24 - Mancal SKF SE 507-606	60
Figura 2.25 – Freio Roba-quick tipo 5/520.201.0	61
Figura 2.26 – Gerador Elétrico WEG – W22 Premium	62
Figura 2.27 – Nacelle.....	63
Figura 2.28 - Acoplamento Mayr ROBA-ES tipo 940.022 tamanho 28	63
Figura 2.29 – Chassi	64
Figura 2.30 - Coeficiente de arrasto para um cilindro de superfície regular em função do número de Reynolds [1]	67
Figura 2.31 - Representação dos comprimentos relevantes ao dimensionamento do sistema de Guinada.....	69
Figura 2.32 – Leme de Orientação	70
Figura 5.1 - Especificações dos Rolamentos para os Eixos do Multiplicador de Velocidade (SKF 6204-Z)	73
Figura 5.2 - Especificações dos Mancais do Eixo do Rotor (SKF SE 507-606).....	73

Figura 5.3 - Especificações dos Rolamentos para os Mancais do Eixo do Rotor (SKF 1207 EKTN9)	74
Figura 5.4 - Especificações do Rolamento inferior do Sistema de Guinada (SKF 32310 TN9) ...	74
Figura 5.5 - Especificações do Rolamento superior do Sistema de Guinada (SKF 33016/Q)	75
Figura 5.6 - Especificações do Freio Eletromagnético (Mayr Robaquick 520.201.0 size 5)	75
Figura 5.7 - Especificações do Motor (WEG W22 Premium).....	76
Figura 5.8 - Especificações da Vedação da Caixa do Multiplicador(SKF CRW1 R).....	77
Figura 5.9 - Especificações dos Vedadores da Nacelle e da Capa do Hub (SKF HM4 R)	77
Figura 5.10 - Especificação do Acoplamento (Mayr Roba-ES 940.022.0 tamanho 28)	78

Lista de Tabelas e Gráficos

Tabela 2.1 - Resumo de resultados referentes ao primeiro estágio do Multiplicador de Velocidades	44
Tabela 2.2 - Resumo de resultados referentes ao segundo estágio do Multiplicador de Velocidades	44
Tabela 5.1 - Fator de Forma J da AGMA para ângulo de pressão 20° [7].....	79
Tabela 5.2 - Fator de Acabamento Superficial – K_a [7].....	79
Tabela 5.3 - Fator de Tamanho e Dimensão – K_b [7].....	80
Tabela 5.4 - Fator de Confiabilidade – K_c [7]	80
Tabela 5.5 - Fator de Sobrecarga – K_o [7][15]	80
Tabela 5.6 – Fator de Distribuição de Carga no Dente - K_M [7][15].....	80
Tabela 5.7 - Fator de Vida - C_L [7][15]	81
Tabela 5.8 - Fator de Confiabilidade - C_R [7][15]	81
Gráfico 5.1 - Carta para tomada de Sensitividade ao Entalhe - q [7].....	81
Gráfico 5.2 – Carta para tomada de Fator Teórico de Concentração de Tensão - K_t [7] 82	
Gráfico 5.3 - Carta para tomada de espessura da parede da Caixa de Engrenagens [8]..	82
Tabela 5.9 – Tabela padronizada de Anéis de Retenção – Norma ANSI.....	83
Tabela 5.10 - Tabela padronizada para dimensões de tubos de aço – Norma ANSI.....	84

1. Introdução

1.1. Motivação e objetivo

Considerando o cenário atual, onde há uma busca cada vez maior por fontes de energia alternativas, torna-se extremamente importante o estudo da energia eólica, que vem participando cada vez mais da matriz energética mundial, por se tratar de uma fonte de energia limpa e renovável. Apesar do seu alto custo de instalação, no longo prazo torna-se uma ótima alternativa devido às vantagens citadas e uma ótima opção para complementar as fontes energéticas já instaladas anteriormente.

Tem-se hoje em dia uma preocupação cada vez maior com a sustentabilidade, buscando suprir as necessidades atuais dos seres humanos, sem comprometer o futuro das próximas gerações. Sendo assim, a energia eólica torna-se uma excelente alternativa em relação a outras fontes de energia que utilizam combustíveis fósseis, justamente por ser abundante e inesgotável e não emitir gases poluentes para a atmosfera.

Com base nessas ideias, escolhi fazer o projeto de um protótipo de uma turbina eólica de eixo horizontal, tendo como objetivo principal aprofundar os conhecimentos acerca da energia eólica e do desenvolvimento de aerogeradores. Nesse projeto será abordado primeiramente um estudo aerodinâmico, para então desenvolver o projeto dos componentes mecânicos.

1.2. A Energia Eólica

A energia eólica é definida como aquela que é produzida a partir da força dos ventos, sendo abundante, renovável, limpa e está disponível em diversas regiões ao redor do mundo. Esta energia é produzida através de aerogeradores, de modo que a força do vento é captada por hélices conectadas a uma turbina, que por sua vez aciona um gerador elétrico. A quantidade de energia gerada é função de fatores como a densidade do ar, a área varrida pela rotação das pás e da velocidade do vento.

A avaliação técnica do potencial eólico demanda um estudo detalhado do comportamento dos ventos. Para auxiliar na determinação do potencial eólico de uma região, são necessários dados relativos à intensidade da velocidade e à direção do vento. De modo a obter esses dados, é preciso também realizar uma análise dos fatores que tem influência sobre o regime de ventos na localidade do empreendimento. Dentre estes fatores, tem-se o relevo, a rugosidade do solo, entre outros obstáculos distribuídos ao longo da região.

Para se poder considerar tecnicamente aproveitável, é necessário que a densidade da energia eólica seja maior ou igual a 500 W/m^2 (a uma altura de 50 metros), o que necessita de uma velocidade mínima do vento de 7 a 8 m/s (GRUBB; MEYER, 1993). Na altura de 50 metros, o vento possui velocidade média maior ou igual a 7 m/s em apenas 13% da superfície da Terra, de acordo com a Organização Mundial de

Meteorologia. Porém, esta proporção pode variar de acordo com as regiões, alcançando 32% na Europa Ocidental.

1.3. A História da Energia Eólica



Figura 1.1 – Moinho de Vento

Acredita-se que os primeiros a utilizar a força dos ventos tenham sido os egípcios. Por volta do ano 2800 AC, eles começaram a utilizar velas para auxiliar a força dos remos dos escravos. Ocasionalmente, as velas auxiliavam o trabalho da força animal em trabalhos como bombeamento de água e moagem de grãos.

Por volta do ano 700 DC, os persas começaram a construir moinhos de vento verticais elevados ou panemones, para utilizar como força nas mós, na moagem de grãos.

Algumas outras civilizações do oriente médio, especialmente os muçulmanos, continuaram o legado deixado pelos persas e construíram seus próprios moinhos de vento. Após o retorno das Cruzadas, imaginou-se que eles haviam levado suas ideias sobre moinhos de vento e seus desenhos para a Europa. Entretanto, foram provavelmente os holandeses que desenvolveram o moinho de vento horizontal com hélices, tão famosos nos campos holandeses e ingleses.

Eventualmente, a força do vento e da água se tornaram logo a fonte primária da energia mecânica inglesa em tempos medievais. Neste período, os holandeses aproveitaram a força do vento para realizar moagem de grãos, bombeamento de água e operações de serraria.

Foi apenas no início do século XX que a geração de eletricidade através do vento começou a ser feita, com algumas das primeiras realizações creditadas aos dinamarqueses.

Por volta de 1930, em torno de uma dúzia de empresas norte-americanas produziam essas “condutores de vento”, dos quais vendiam a maior parte para fazendeiros. Normalmente, esses aparatos tinham a capacidade de fornecer até 1000 Watts de corrente contínua quando o vento estava soprando.

Vários países da Europa construíram grandes geradores de vento. Durante a década de 50 e 60, os franceses fizeram desenhos avançados de unidades de 100 kW até 300 kW. Os alemães construíram geradores de vento para fornecer força adicional para sua linha de utilidades, porém essas máquinas experimentais ocasionalmente foram descartadas devido à forte competição dos geradores de fluido fóssil.

Hoje em dia, pode-se observar a reaparição do interesse por este tipo de energia, por causa da “onda” de sustentabilidade existente no mundo, principalmente pelo fato de ser uma energia renovável e limpa.

1.4. A Energia Eólica no Brasil

No início do século XXI, o Brasil passou por uma grande seca, que diminuiu o nível das águas em barragens hidrelétricas do país, o que causou uma grave escassez de energia. Essa crise, que arrasou a economia nacional e como consequência necessitou de um racionamento de energia, ratificou a necessidade do país em diversificar urgentemente suas fontes energéticas.

O Brasil tem à disposição a energia hidrelétrica para mais de 75% de sua produção energética total, porém as autoridades tem feito incentivo às energias eólica e de biomassa como formas de alternativas primárias. Em 2011, de acordo com dados preliminares do Balanço Energético Nacional de 2012, segundo pesquisa realizada pela Empresa de Pesquisa Energética (EPE), foi ampliada para 88,8% a participação de fontes renováveis na matriz elétrica nacional, em virtude do aumento da geração eólica e às condições hidrológicas favoráveis.

Em 1992, foi instalada a primeira turbina eólica no Brasil, em Fernando de Noronha. Dez anos mais tarde, foi criado pelo governo o Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica (Proinfa), como forma de incentivo ao uso de fontes renováveis alternativas, como biomassa, eólica e pequenas centrais hidrelétricas (PCHs). Em 2009, em um movimento para diversificar a sua matriz energética, o Brasil fez o seu primeiro leilão de energia eólica.

Após a criação do Proinfa, a produção de energia eólica nacional passou de 22 MW (em 2003) para 602 MW (em 2009), e aproximadamente 1000 MW (em 2011), o suficiente para prover a necessidade energética de uma cidade de 400 mil residências.

Ao final de 2013, o país atingiu a marca de 4400 MW. Porém, o país ainda está longe de atingir seu potencial eólico, calculado como algo em torno de 140 GW, em estudo publicado pelo Centro de Pesquisas de Energia Elétrica da Eletrobrás.

O Brasil apresenta maior potencial de energia eólica no período de junho a dezembro, o que coincide com o período de menor intensidade de chuvas. Sendo assim, os meses em que se tem menos chuvas é justamente quando se tem mais ventos. Desta maneira, o vento se torna uma perfeita fonte complementar à energia hídrica, a maior fonte energética nacional. Durante estes meses, as bacias hidrográficas poderiam ser preservadas, fechando ou minimizando o uso das hidrelétricas. Devido à isso, essa fonte energética é ótima em casos de baixa pluviosidade e contra a distribuição geográfica dos recursos hídricos disponíveis no Brasil.

Tem-se as regiões nordeste e sul do Brasil como maiores concentradores de parques eólicos do país. Apesar disso, a maior parte do território nacional apresenta potencial para gerar energia eólica. A imagem abaixo apresenta um mapa com o potencial eólico brasileiro por região:

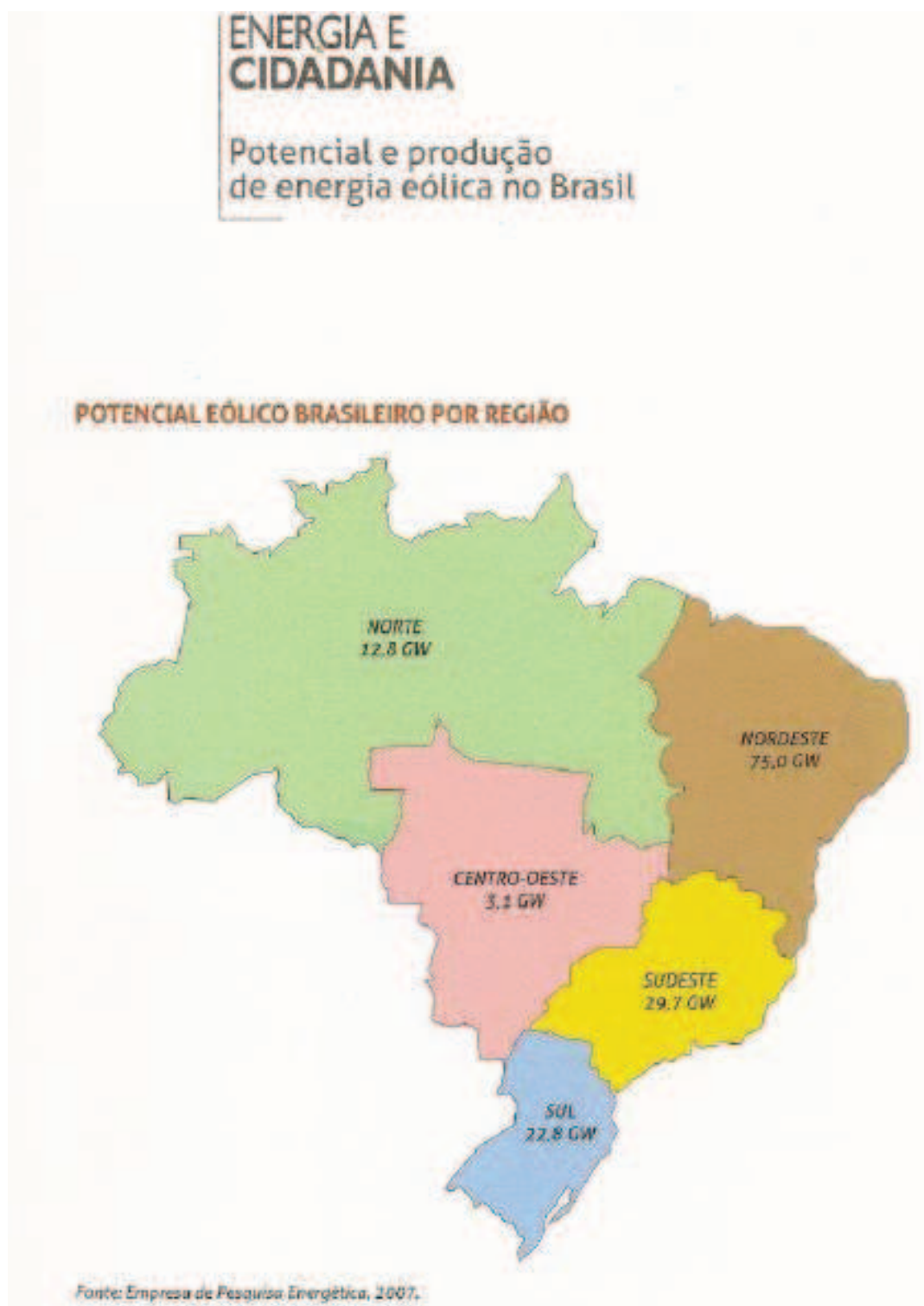


Figura 1.2 – Potencial Eólico Brasileiro por Região

Conforme dados de 2009, os trinta e seis parques e fazendas eólicas do país se encontram nas Regiões Nordeste (em 5 estados), Sul (3 estados) e Sudeste (1 estado). A figura abaixo lista os seis maiores centros de geração de energia eólica do país:

Nome	Capacidade instalada (MW)	Estado
Parque eólico de Osório	150	Rio Grande do Sul
Usina de Energia Eólica de Praia Formosa	104	Ceará
Parque eólico Alegria	51	Rio Grande do Norte
Parque Eólico de Rio do Fogo	49	Rio Grande do Norte
Parque eólico Eco Energy	25	Ceará
Parque eólico de Paracuru	23	Ceará

Figura 1.3 – Maiores centros de geração de energia eólica do país



Figura 1.4 – Investimentos em produção de energia eólica no país, por região

Segundo dados da Agência Nacional de Energia Elétrica (Aneel), em maio de 2012 o Brasil alcançou a marca de 1 GWh pela primeira vez através da energia dos ventos, e sua capacidade instalada vem passando por crescimento nos últimos anos. Hoje em dia, as turbinas eólicas brasileiras possuem a capacidade de 1,073 GWh, apresentando potencial para prover energia elétrica suficiente para uma cidade de 1,5 milhão de habitantes, e corresponde atualmente a 1% da produção energética brasileira total.

Ao investir no aumento da geração de energia eólica, pode-se dizer que o país hoje faz parte de um foco internacional para estabelecer a energia dos ventos como uma

fonte primária. Tendo uma capacidade de aproximadamente metade do total instalado na América Latina, o Brasil corresponde apenas a 0,38% da capacidade mundial.

Ao desenvolver este tipo de energia, o país se aproxima de seus objetivos estratégicos de reduzir as emissões de gases estufa, criando empregos e aumentando sua segurança energética.

1.5. A Energia Eólica no Mundo

O custo elevado da geração de energia, aliado às vantagens de uma fonte energética renovável e abundantemente disponível, como a energia eólica, tem feito com que vários países estabeleçam incentivos para regulamentar e conduzir investimentos financeiros de modo a estimular a produção de energia eólica.

De acordo com as duas últimas pesquisas da Associação Mundial de Energia Eólica (WWEA), existe um crescimento na utilização de energia eólica no planeta. As pesquisas, que consideraram os anos de 2010 e a primeira metade de 2011, mostram que, no total, oitenta e seis países já estão utilizando essa fonte renovável para a geração de energia elétrica. Tem-se como destaque a China, que hoje é o país com maior capacidade instalada, tendo adicionado à sua matriz energética 18.928 MW em um ano.

Até o ano de 2005, tinha-se a Alemanha como líder do ranking dos países em geração de energia a partir de fonte eólica. Porém, ela foi ultrapassada pelos Estados Unidos em 2008. A partir de 2010, a China passou a tomar essa posição no ranking. Já em 2011, a capacidade total instalada no país era maior que 62.000 MW. Em comparação ao total instalado até 2010 (44.000 MW), houve um crescimento de 41%.

Se juntar o total de aerogeradores que haviam sido estabelecidos até o final de 2010, pode-se considerar que o mundo tem uma capacidade total de gerar 430 Terawatts-hora (TWh), o que é mais do que suficiente para atender a demanda de eletricidade do Reino Unido, que é a 6ª maior economia mundial. Para melhor entender a magnitude da expansão da energia eólica no planeta, tinha-se em 2007 uma capacidade de 59 GW, em 2008 aproximadamente 120 GW, e em 2009 cerca de 158 GW. Esse crescimento na produção desse tipo de energia se deve a fatores variados, como por exemplo a necessidade dos países de dispor de uma fonte energética segura, e também pode ser citado o fato de que o investimento para sua instalação está se reduzindo, além de ser livre de emissão de gases poluentes e causar menor impacto ao meio ambiente.

Já existem hoje certos países onde a energia elétrica produzida através do vento corresponde a uma boa parcela da produção total. Na Alemanha essa parcela é de 6%, em Portugal e Espanha é de 8%, e na Dinamarca ela chega a 23%, segundo dados de setembro de 2007. Porém, ao redor do mundo, a energia eólica ainda não ultrapassava nem 1% da matriz energética total.

Atualmente, o setor de energia eólica nos EUA tem passado por uma desaceleração devido aparentemente ao término de programas de incentivo, enquanto na China o crescimento está sendo sufocado por uma insuficiência no acesso aos grids de conexão. Já na Itália e na Alemanha, devido às dificuldades em relação aos grids de conexão de energia e aos cortes de tarifa, tem havido uma diminuição na atratividade no curto prazo. Na Índia, com o término de um benefício fiscal importante, a evolução do setor eólico deve ser afetada negativamente. Felizmente, em alguns países como Chile e México, houve o anúncio de novas metas de produção de energia limpa, e foi reafirmado o suporte do governo através de incentivo. Entretanto, mesmo com a desaceleração nos grandes países nesse setor, a capacidade eólica no planeta aumentará significativamente nas décadas seguintes e se tornará parte essencial da matriz energética renovável de vários países.

Lugar	País	Potência [MW]
1	China	91,412
2	Estados Unidos	61,091
3	Alemanha	34,250
4	Espanha	22,959 [41]
5	Índia	20,150
6	Reino Unido	10,531
7	Itália	8,552
8	França	8,254
9	Canadá	7,803
10	Dinamarca	4,772
11	Portugal	4,724
12	Suécia	4,470
13	Brasil	3,461
14	Polónia	3,390
15	Austrália	3,239
16	Turquia	2,959
17	Países Baixos	2,693
18	Japão	2,661
19	Romênia	2,600
20	Irlanda	2,037
21	México	1,917
22	Grécia	1,865
–	União Europeia	121,474
	Mundial	318,105

Figura 1.5 – Potencial instalado ao final de 2013 [2]

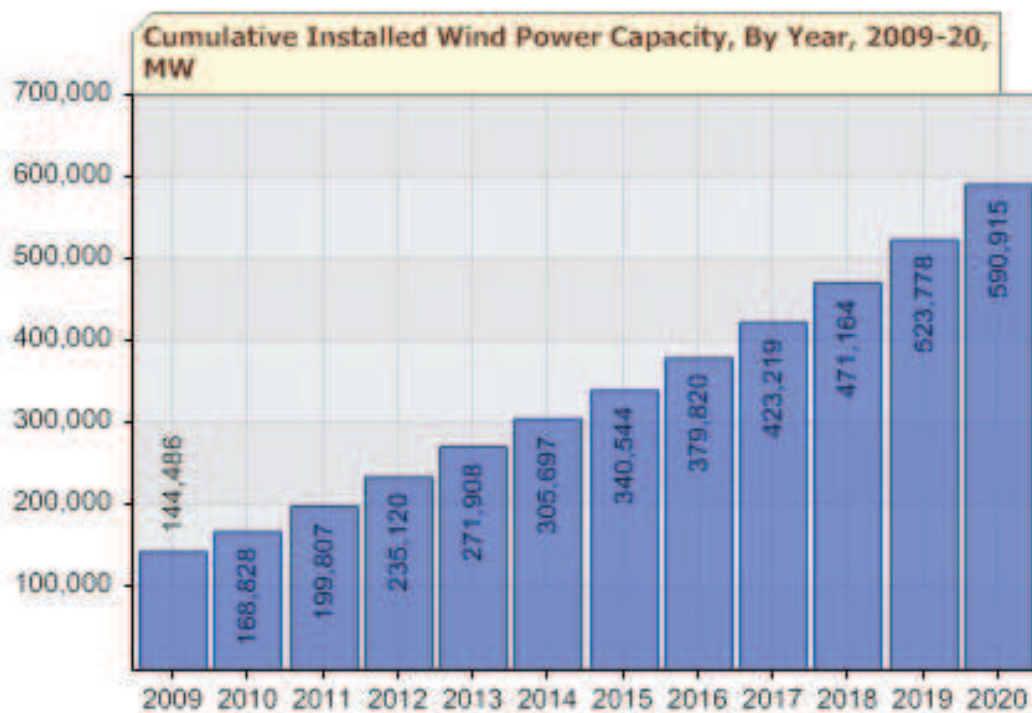


Figura 1.6 - Evolução do potencial de energia eólica instalada no mundo e sua projeção até o ano de 2020

1.6. Vantagens e Desvantagens

Conforme retirado do artigo “Vantagens e desvantagens da energia eólica” [5]

As principais vantagens da energia eólica

Vantagens para a sociedade em geral:

- Não emite gases poluentes nem gera resíduos;
- Diminui a emissão de gases de efeito de estufa (GEE).

Vantagens para as comunidades onde se inserem os Parques Eólicos:

- Os parques eólicos são compatíveis com outros usos e utilizações do terreno como a agricultura e a criação de gado;
- Criação de emprego;
- Geração de investimento em zonas desfavorecidas;
- Benefícios financeiros (proprietários e zonas camarárias).

Vantagens para o estado:

- Reduz a elevada dependência energética do exterior, nomeadamente a dependência em combustíveis fósseis;
- Poupança devido à menor aquisição de direitos de emissão de CO₂ por cumprir o protocolo de Quioto e diretivas comunitárias e menores penalizações por não cumprir;
- Possível contribuição de cota de GEE para outros sectores da actividade económica;
- É uma das fontes mais baratas de energia podendo competir em termos de rentabilidade com as fontes de energia tradicionais.

Vantagens para os promotores:

- Os aerogeradores não necessitam de abastecimento de combustível e requerem escassa manutenção, uma vez que só se procede à sua revisão em cada seis meses;
- Excelente rentabilidade do investimento. Em menos de seis meses, o aerogerador recupera a energia gasta com o seu fabrico, instalação e manutenção.

Principais desvantagens da energia eólica

- A intermitência, ou seja, nem sempre o vento sopra quando a eletricidade é necessária, tornando difícil a integração da sua produção no programa de exploração;
- Pode ser ultrapassado com as pilhas de combustível (H₂) ou com a técnica da bombagem hidroelétrica.
- Provoca um impacto visual considerável, principalmente para os moradores em redor, a instalação dos parques eólicos gera uma grande modificação da paisagem;
- Impacto sobre as aves do local: principalmente pelo choque destas nas pás, efeitos desconhecidos sobre a modificação de seus comportamentos habituais de migração;
- Impacto sonoro: o som do vento bate nas pás produzindo um ruído constante (43dB(A)). As habitações mais próximas deverão estar, no mínimo, a 200m de distância.

1.7. Turbinas Eólicas

1.7.1. Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal



Figura 1.7 – Aerogeradores de Eixo Horizontal

As turbinas eólicas de eixo horizontal são baseadas nos conceitos de operação dos moinhos de vento. Elas constituem-se por turbinas contendo normalmente entre uma a três pás, porém também existem algumas multipás (com mais de três), as quais possuem perfil aerodinâmico.

O que se tem com maior frequência são os rotores de três pás, e isso se deve ao fato de que apresentam uma boa relação entre coeficiente de potência, custo de instalação e velocidade de rotação, e pode-se citar também uma melhor aparência em relação aos de duas pás. A vantagem das turbinas com duas pás é que apresentam maior eficiência, porém possuem maior instabilidade e tem maior propensão a apresentar turbulências, o que carrega um maior risco à sua estrutura. Já os de três pás tem maior estabilidade, o que diminui o custo de instalação e torna possível construir turbinas eólicas de mais de 100 m de altura, e capacidade para gerar até 5 megawatts (MW). Eles atingem seus maiores valores de geração energética com ventos fortes, e podem apresentar eficiência acima de 45%.

Já os rotores multipás apresentam melhor utilização para bombear água de poços artesianos, porém nada impossibilita seu uso para produzir energia elétrica. Esse tipo de rotor tem uma maior eficiência quando movimentados por ventos fracos, alcançando até 30% de eficiência, e são impulsionados tanto por força de arrasto quando força de sustentação.

As turbinas eólicas de eixo horizontal são mais amplamente usadas do que as de eixo vertical, pois elas apresentam maior rendimento aerodinâmico e ficam menos vulneráveis aos esforços mecânicos, o que compensa pelo seu custo mais elevado.

Os aerogeradores de eixo horizontal podem ser divididos em duas categorias:

- Frontais (“upwind”): o vento sopra pela parte frontal. As pás são rígidas e o rotor é orientado segundo a direção do vento através de um dispositivo motor.

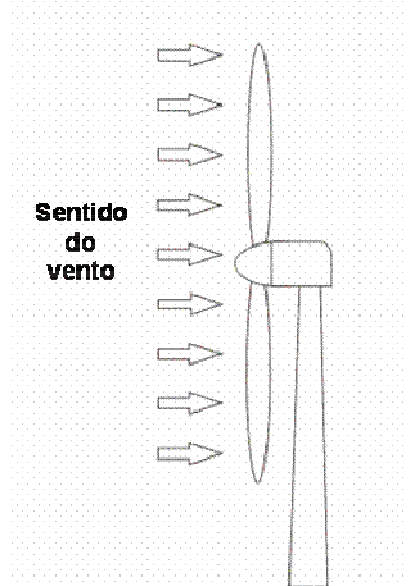


Figura 1.8 – Esquema de um aerogerador de eixo horizontal “upwind”

- Retaguarda (“downwind”): o vento sopra pela retaguarda das pás. O rotor é flexível e auto-orientável.

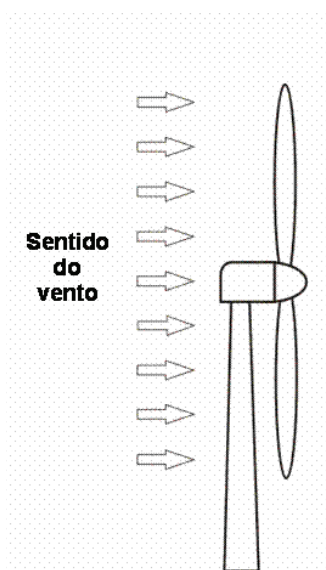


Figura 1.9 - Esquema de um aerogerador de eixo horizontal “downwind”

A maneira mais usada é pondo-se a turbina no topo do aerogerador, por apresentar resultados melhores para potências altas e ser a maneira mais simples, além de trazer uma estabilidade melhor e necessitar de esforços de manobra menores. As pás do rotor precisam sempre estar orientadas de acordo com a direção do vento.

1.7.2. Turbinas Eólicas de Eixo Vertical

Os aerogeradores de eixo vertical apresentam o eixo de rotação perpendicular ao terreno.

O principal motivo da sua utilização é por apresentarem um comportamento melhor na presença de ventos turbulentos e níveis de ruído menores em relação aos aerogeradores de eixo horizontal. A sua utilização é mais adequada para áreas urbanas e semi-urbanas.

Além disso, os aerogeradores de eixo vertical podem ainda ser separados em dois tipos:

- Darrieus: São aerogeradores que apresentam um perfil aerodinâmico desenhado semelhante às asas de aviões, o que ajuda a dar sustentação para movimentação e produção energética.



Figura 1.10 - Turbina Eólica de Eixo Vertical do tipo Darrieus

- Savonius: Possuem como força principal a força de arrasto. Sendo assim, a pressão do ar é o principal responsável pelo giro da turbina. É o tipo de aerogerador menos eficiente para produção de energia elétrica.



Figura 1.11 - Turbina Eólica de Eixo Vertical do tipo Savonius

- Darrieus-Savonius: Este tipo é um aerogerador híbrido comportando os sistemas Darrieus e Savonius acoplados ao mesmo eixo.



Figura 1.12 - Turbina Eólica de Eixo Vertical do tipo Darrieus-Savonius

Os aerogeradores de eixo vertical apresentam algumas desvantagens como:

- Apresentam problemas estruturais a longo prazo, em caso de pás fabricadas com alumínio, por razão de esforços por fadiga;
- A altura das torres é menor, o que diminui o aproveitamento de velocidades mais altas do vento;
- Apresentam um desempenho menor em relação aos de eixo horizontal;
- Possuem um modelamento aerodinâmico mais complicado, o que dificulta o desenho.

1.8. Componentes de uma Turbina Eólica de Eixo Horizontal

A imagem a seguir mostra os componentes de um aerogerador de eixo horizontal padrão:

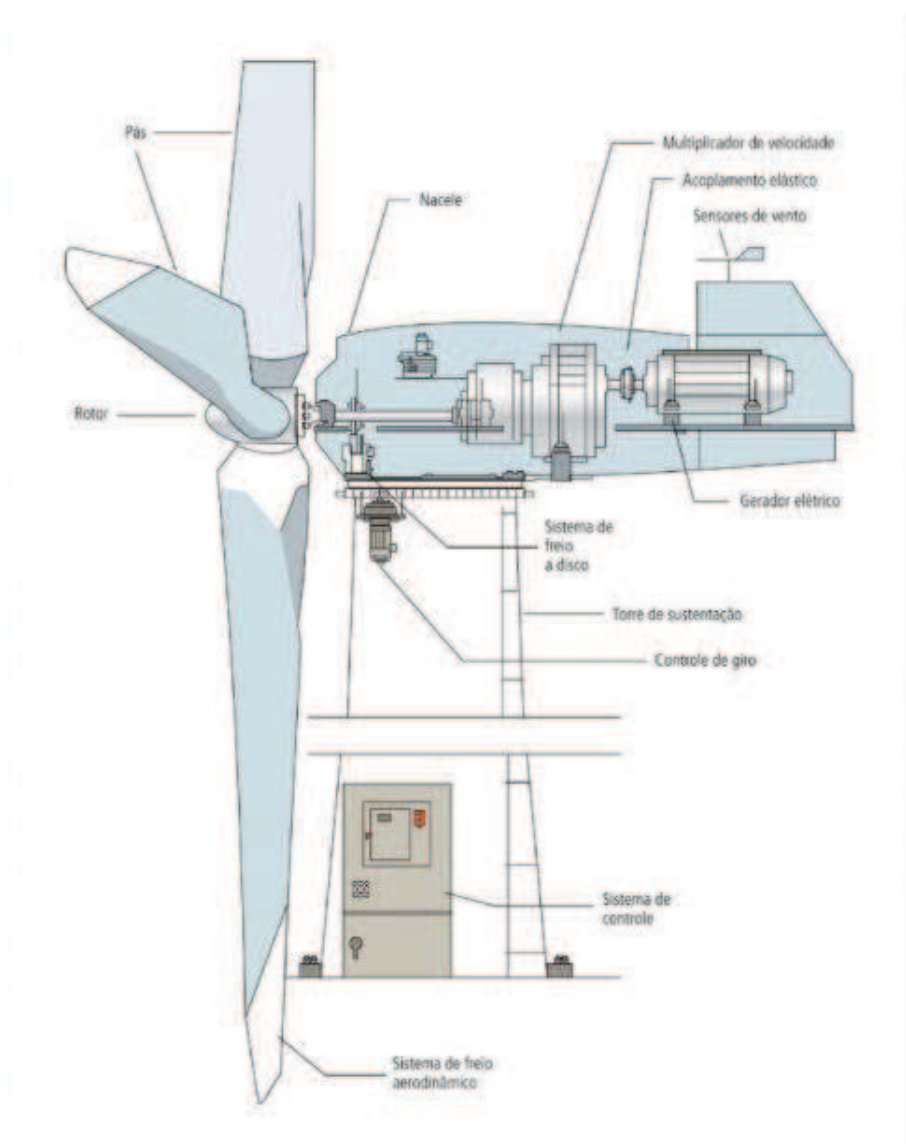


Figura 1.13 – Esquema de uma turbina eólica mostrando seus principais componentes

Descrição dos componentes mais relevantes de um aerogerador:

- Pás do Rotor: Recebem a energia do vento e a transformam em energia rotacional no eixo conectado ao rotor.
- Eixo: Realiza a transferência da energia rotacional para o gerador elétrico.
- Nacelle: Estrutura onde os componentes ficam abrigados
- Multiplicador de Velocidade: Aumenta a velocidade de rotação do eixo entre o hub do rotor e o gerador elétrico.
- Freio: Interrompe a rotação do eixo em caso de sobrecarga de energia ou de falha no sistema.
- Gerador elétrico: Gera eletricidade por meio de eletromagnetismo utilizando a energia de rotação.
- Torre de Sustentação: Responsável por manter o conjunto rotor e nacelle na altura determinada pelo projeto, além de sustentar seu peso.

No caso desse projeto, por se tratar de um aerogerador mais simples, com sistema de guinada passivo, que utiliza um leme de orientação (que tem a função de alinhar a turbina eólica ao vento), não serão utilizados componentes como controle de giro e sensores de vento.

2. Projeto dos Componentes Principais

2.1. Dados Iniciais

Preliminarmente, deve-se estabelecer os parâmetros iniciais necessários para o desenvolvimento do projeto de uma turbina eólica de eixo horizontal. Em conversa com o orientador, considerando que se trata de um aerogerador de pequeno porte, foram definidos os seguintes dados de entrada:

- Velocidade de Projeto = 8 m/s
- Diâmetro do Rotor: 3 m
- Altura da Torre: 10 m
- Número de Pás: 3

Os componentes principais do aerogerador, que serão abordados ao longo deste projeto são os seguintes:

- Pás do Rotor
- Hub do Rotor
- Multiplicador de Velocidade
- Eixos do Multiplicador de Velocidade
- Chavetas
- Rolamentos para os eixos
- Freio
- Gerador Elétrico
- Nacelle
- Acoplamentos
- Chassi
- Torre de Sustentação
- Sistema de Guinada

2.2. Estimativa da Potência

Primeiramente, pode-se formular a energia cinética de uma massa de ar em movimento da seguinte maneira:

$$E_c = \frac{m \cdot v^2}{2}$$

Onde:

- E_c é a energia cinética do vento;
- m é a massa de ar;
- v é a velocidade de movimento do ar.

A partir da equação da energia, pode-se deduzir a equação da potência disponível no vento, utilizando para tal o seguinte procedimento:

Escrevendo a massa em função da densidade do ar ρ e de seu volume V , tem-se:

$$E_c = \frac{\rho \cdot V \cdot v^2}{2}$$

Além disso, considerando que essa massa de ar atravessa um cilindro imaginário, pode-se escrever o volume V em função da área da seção transversal A deste cilindro e uma distância x :

$$E_c = \frac{\rho \cdot A \cdot x \cdot v^2}{2}$$

Pode-se visualizar melhor esta situação na figura abaixo [4]:

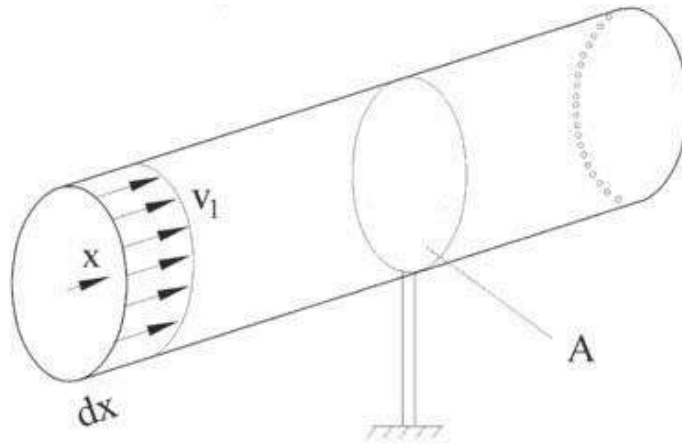


Figura 2.1 – Fluxo de ar através de uma área de seção transversal A [4]

Sendo a potência a derivada da energia em relação ao tempo:

$$P = \frac{dE_c}{dt}$$

Fica-se com:

$$P = \frac{\rho \cdot A \cdot v^2}{2} \cdot \frac{dx}{dt}$$

Sendo $\frac{dx}{dt}$ igual a velocidade, chegamos à equação final para a potência disponível no vento através de uma área de seção transversal A :

$$P = \frac{\rho \cdot A \cdot v^3}{2}$$

Coeficiente de Potência - Cp

A energia cinética do vento é, então, transformada em energia mecânica através da rotação das pás, reduzindo então a velocidade de deslocamento da massa de ar que atravessa as pás. Entretanto, sabe-se que não é possível aproveitar toda a potência disponível pelo vento. Para isso, é introduzido um índice que representa a porcentagem da potência do vento que pode ser aproveitada, denominado coeficiente de potência “Cp”. Sendo assim, ele é a fração da potência eólica que é extraída pelas pás do rotor.

Para que se possa determinar o valor máximo de Cp, o físico alemão Albert Betz considerou um sistema possuindo um conjunto de pás em um tubo, sendo a velocidade do vento não perturbado (antes de chegar às pás) v_1 , durante a passagem pelas pás v_2 e após passar pelas pás v_3 , onde $v_1 > v_2 > v_3$.

Sabendo-se que a quantidade de ar que entra no sistema é a mesma que sai, ou seja, a vazão mássica se mantém, temos pela Lei de Continuidade:

$$\rho_1 A_1 v_1 = \rho_2 A_2 v_2 = \rho_3 A_3 v_3$$

Como a velocidade de saída é menor do que a velocidade de entrada, tem-se um aumento da área da seção de passagem do vento, como na figura abaixo:

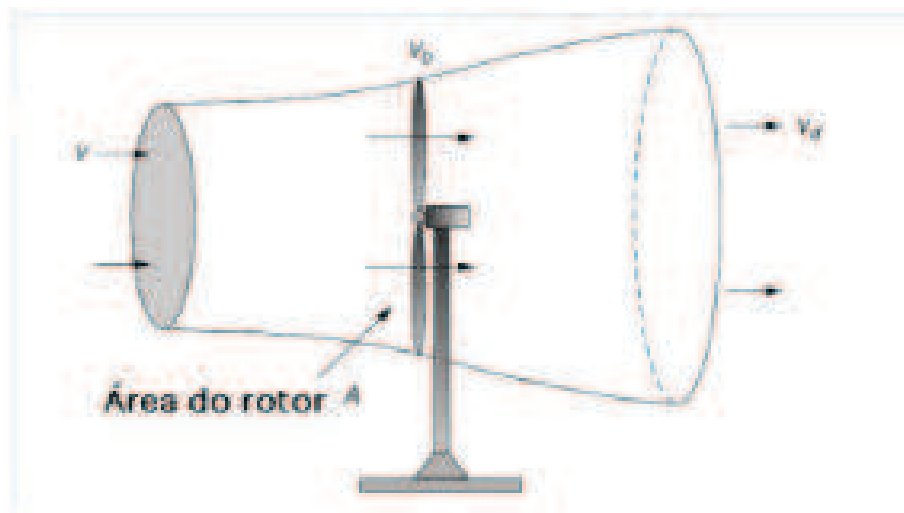


Figura 2.2 – Perfil do vento ao atravessar pelas pás da turbina

Além disso, pode-se considerar a densidade do ar constante, pois a redução de pressão é bem pequena. Sendo assim, a energia extraída pelo aerogerador é igual à diferença de energia cinética entre a entrada e a saída do sistema.

$$E_{extraída} = \frac{1}{2} m(v_1^2 - v_3^2)$$

Sendo assim, tem-se que a potência extraída pelas pás é:

$$P_{extraída} = \frac{1}{2} \dot{m} (v_1^2 - v_3^2)$$

Entretanto, deve-se atentar para dois casos específicos onde a potência extraída se tornaria nula:

- Caso em que a velocidade não varia ($v_1 = v_3$), pois zeraria o valor da equação entre parênteses;
- Caso em que $v_3 = 0$, pois isso significa que o fluxo de ar é nulo, ou seja, a potência também seria nula.

Tendo em vista estas considerações, para se extrair o máximo de potência, deve-se ter um valor de velocidade entre v_1 e v_3 . Pode-se então, calcular o valor da potência se o valor de v_2 for conhecido. A vazão mássica é calculada por:

$$\dot{m} = \rho A v_2$$

Segundo o teorema de Rankine-Froude, a velocidade v_2 deve ser a média aritmética entre v_1 e v_3 :

$$v_2 = \frac{v_1 + v_3}{2}$$

Utilizando as duas últimas equações acima e substituindo-as na equação da potência extraída, tem-se:

$$P_{extraída} = \frac{1}{2} \rho A v_1^3 \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \frac{v_3}{v_1} \right] \left[1 - \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right] \right\}$$

Como já se sabe, a potência total disponível no vento é dada por:

$$P_{disponível} = \frac{1}{2} \rho A v_1^3$$

Sendo o C_p a fração da potência disponível que pode ser extraída, tem-se que:

$$C_p = \left\{ \frac{1}{2} \left[1 + \frac{v_3}{v_1} \right] \left[1 - \left(\frac{v_3}{v_1} \right)^2 \right] \right\}$$

A partir do gráfico abaixo [4], que mostra C_p em função de $\frac{v_3}{v_1}$, pode-se verificar o valor máximo de C_p , que é 16/27, ou 0,59, quando $\frac{v_3}{v_1}$ é igual a $\frac{1}{3}$.

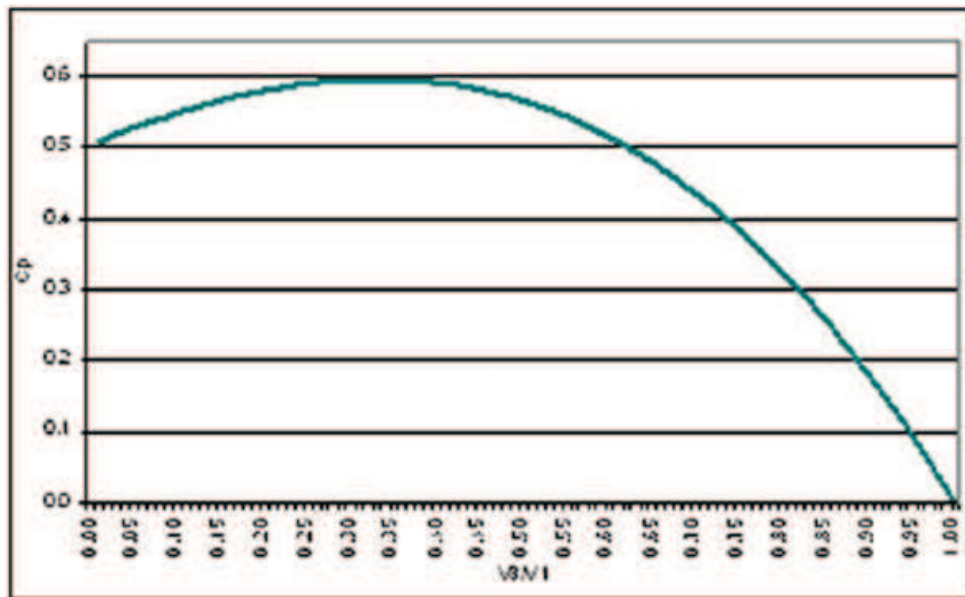


Figura 2.3 – Distribuição de C_p em função de $\frac{v_3}{v_1}$ [4]

“Tip-SpeedRatio” – TSR (λ)

Para determinar o valor de C_p a ser usado neste projeto, precisa-se primeiro definir o “Tip-SpeedRatio”, ou TSR (λ). TSR define-se como a razão entre a velocidade tangencial da ponta da pá e a velocidade do vento (U), ou seja:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U}$$

Onde:

- λ é o “Tip-SpeedRatio”;
- ω é a velocidade angular das pás do rotor [rad/s];
- R é o raio do rotor [m];
- U é a velocidade do vento [m/s].

Quanto maior for o TSR, maior será o nível de ruído e mais altas serão as forças centrífugas, logo as pás precisarão apresentar maior resistência para resistir aos esforços. Além disso, o TSR tem relação com a eficiência, e apresenta um valor ótimo que depende do projeto da turbina.

A partir da figura abaixo [3], pode-se determinar o valor de C_p em função de λ :

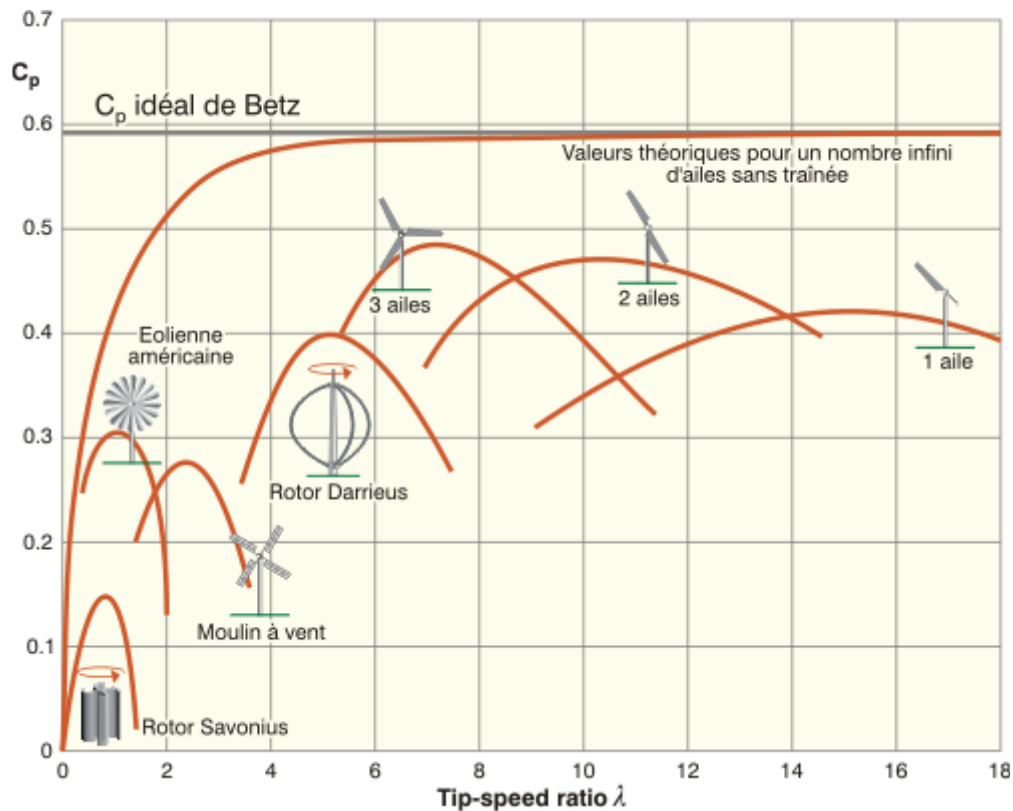


Figura 2.4 – Distribuição de C_p em função de λ para diversos tipos de rotores [3]

Solidez do Rotor - σ

A Solidez do rotor (σ) é definida como a razão entre a área total das pás e do rotor da turbina e a área “varrida” pelas pás, ou seja:

$$\sigma = \frac{n \cdot A_p}{\pi R^2}$$

Onde:

- σ é a solidez do rotor;
- n é o número de pás;
- A_p é a área da superfície pás e do rotor [m^2];
- R é o raio do rotor [m].

Pode-se visualizar a ideia de Solidez melhor na figura abaixo, onde a área da superfície das pás e do rotor seria a área em azul e a área total seria a área do círculo maior, que é aquela percorrida pelas pás.

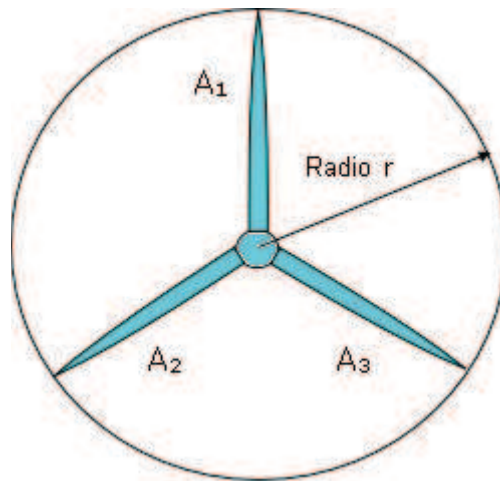


Figura 2.5 - Representação das áreas úteis para o cálculo da Solidez

Onde A_p seria a área em azul mais o círculo pequeno no centro e a área total seria a área do círculo percorrido pelas pás.

Sendo assim, quanto maior for a área das pás e do rotor, ou menor for a área varrida pelas pás, maior será a solidez da turbina. E, para o inverso (menor área das pás e rotor, ou maior a área varrida), menor será a solidez da turbina.

As turbinas de alta solidez apresentam alto coeficiente de potência a baixas velocidades de rotação, e o C_p tende a cair conforme aumenta o Tip-SpeedRatio, devido a um efeito chamado de “efeito cascata”: quando o fluxo de ar que atinge uma pá acaba interferindo na pá adjacente. Enquanto que com as turbinas de baixa solidez ocorre o efeito contrário: o rendimento máximo é alcançado a valores de TSR altos, ou seja, quando a velocidade de rotação é várias vezes maior que a velocidade do vento.

A partir da seleção do perfil da pá, que será mostrado mais abaixo, tem-se os valores de solidez e do TSR tabelados:

$$\sigma = 8,9\%$$

$$\lambda = 5,5$$

No gráfico abaixo [11], pode-se analisar a relação entre a Solidez e o TSR:

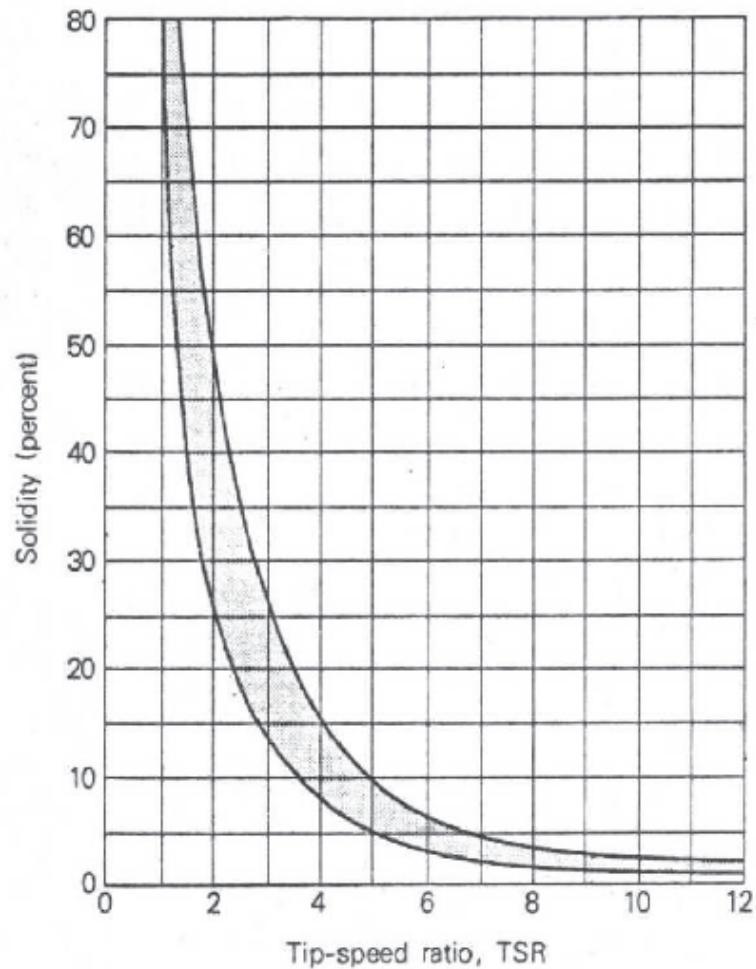


Figura 2.6 – Gráfico da Solidez em função do TSR [11]

Com o gráfico, foi possível verificar que os valores de solidez e do TSR estão compatíveis.

Agora que tem-se o valor do TSR, podemos voltar no gráfico da figura 2.4, e tirar o valor de C_p para uma turbina de 3 pás, que neste caso será:

$$C_p = 0,4$$

Sendo assim, a potência disponível no vento, que já foi definida anteriormente, será:

$$P_{disponível} = 2216,708W$$

Tem-se então que a estimativa da potência aproveitada pelo rotor será:

$$P_{rotor} = P_{disponível} \cdot C_p$$

$$P_{rotor} = 886,68W$$

2.3. Seleção do Perfil do Aerofólio

Com o valor de λ encontrado, pode-se agora calcular o valor da velocidade angular das pás do rotor, dado que se conhece os valores da velocidade do vento e o raio das pás.

Aplicando então a equação:

$$\lambda = \frac{\omega \cdot R}{U}$$

Onde:

- $\lambda = 5,5$
- $R = 1,5m$
- $U = 8m/s$

Temos:

$$\omega = 29,33rad/s$$

Na figura abaixo, pode ser visto um corte transversal feito na pá do rotor:

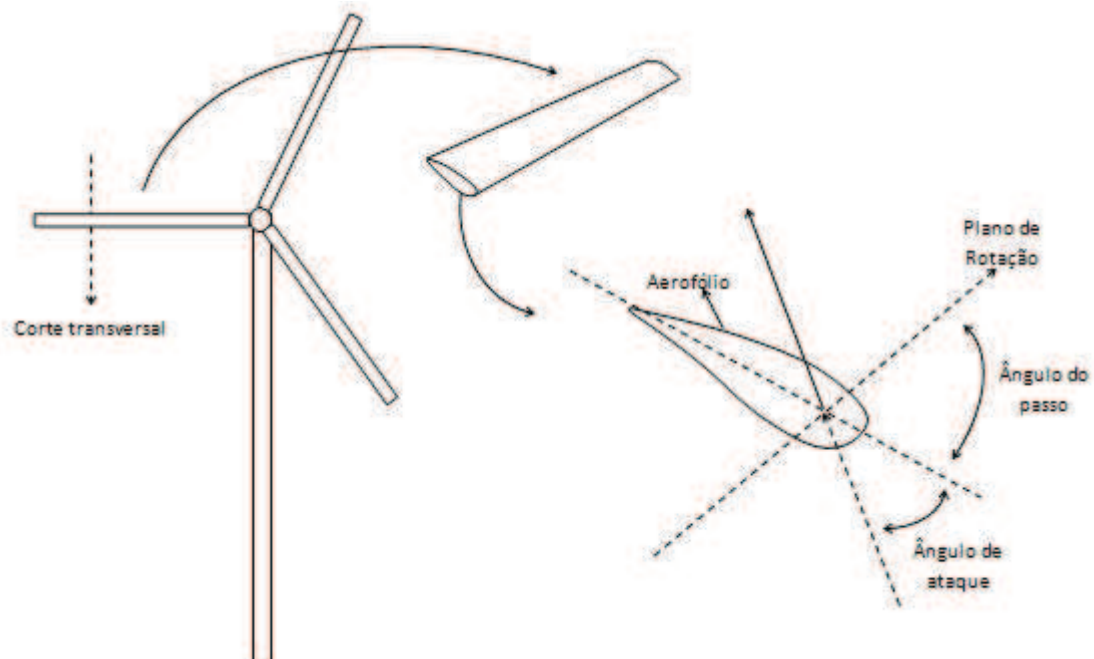


Figura 2.7 – Ilustração da seção transversal da pá do rotor

A partir disso, pode-se agora visualizar uma representação das forças de arrasto e sustentação e velocidades atuantes em uma seção de uma pá do rotor:

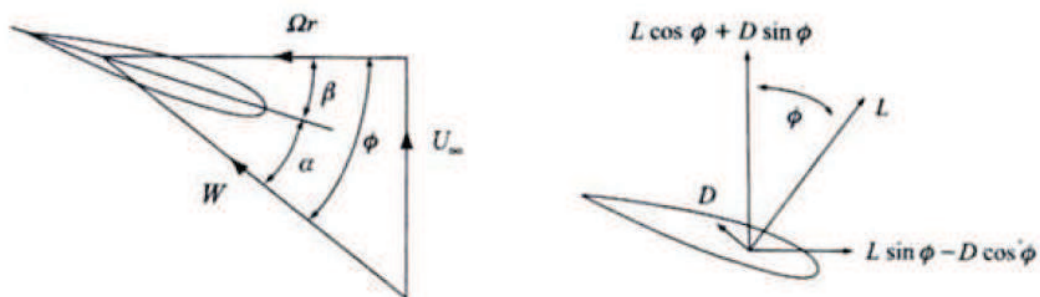


Figura 2.8 – Representação das forças e velocidades atuantes em uma seção transversal de uma pá do rotor

Onde:

- U = Velocidade do vento [m/s];
- W = Velocidade resultante na pá [m/s];
- ωr = Velocidade linear da pá [m/s];
- ϕ = Ângulo de escoamento [$^{\circ}$];
- α = Ângulo de ataque [$^{\circ}$];
- β = Ângulo de passo [$^{\circ}$];
- L = Força de sustentação [N];
- D = Força de arrasto [N].

Logo, a velocidade resultante na pá pode ser calculada por:

$$W = \sqrt{U^2 + (\omega r)^2}$$

$$W = 44,7 \text{ m/s}$$

Pela figura 2.8, pode-se perceber que o ângulo de escoamento é calculado por:

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{U}{\omega r} \right)$$

$$\phi = 10,3^{\circ}$$

Visando que a turbina apresente um bom desempenho, é de grande importância que se escolha um perfil de pá adequado ao projeto, visto que as forças de arrasto e sustentação dependem de sua geometria. Por isso, foi utilizado o critério de seleção de

um modelo já existente para rotores de 3 pás. Sendo assim, foi consultada a tabela abaixo [18], para verificar qual modelo seria o mais apropriado:

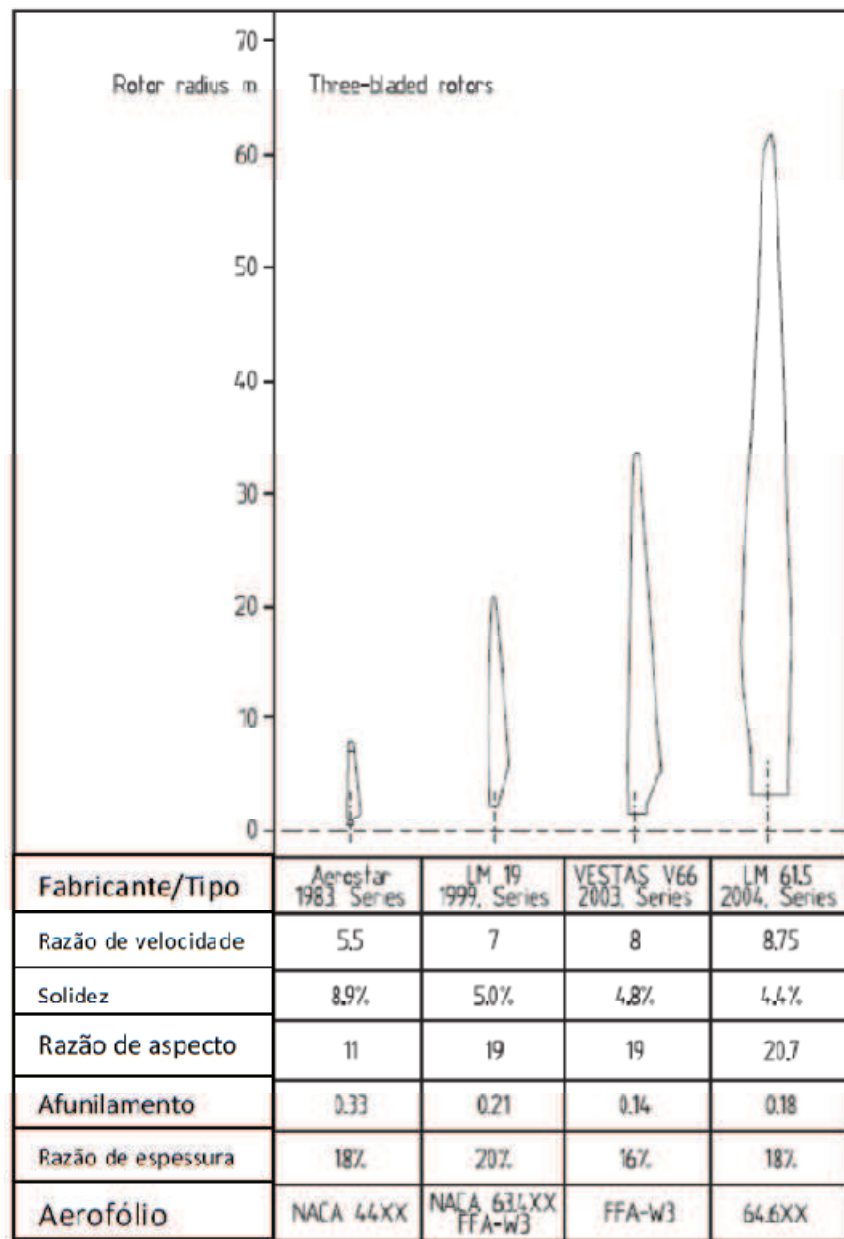


Figura 2.9 – Tabela para seleção de perfil de aerofólio [18]

Tendo em vista o raio do rotor, que vale 1,5m, conclui-se que o aerofólio recomendado seria do primeiro tipo, ou seja, um NACA 44xx. Para este projeto, será selecionado o perfil NACA 4415. Esta escolha se deve ao diâmetro da viga que passará no interior da pá (conforme será explicado na seção 2.4). Sendo assim, o perfil precisa ter dimensão suficiente para comportar essa viga, que terá seu dimensionamento mostrado mais a frente também na seção 2.4.

Sendo assim, foram consultados os gráficos abaixo, obtidos na bibliografia *Theory of Wing Sections* [20]:

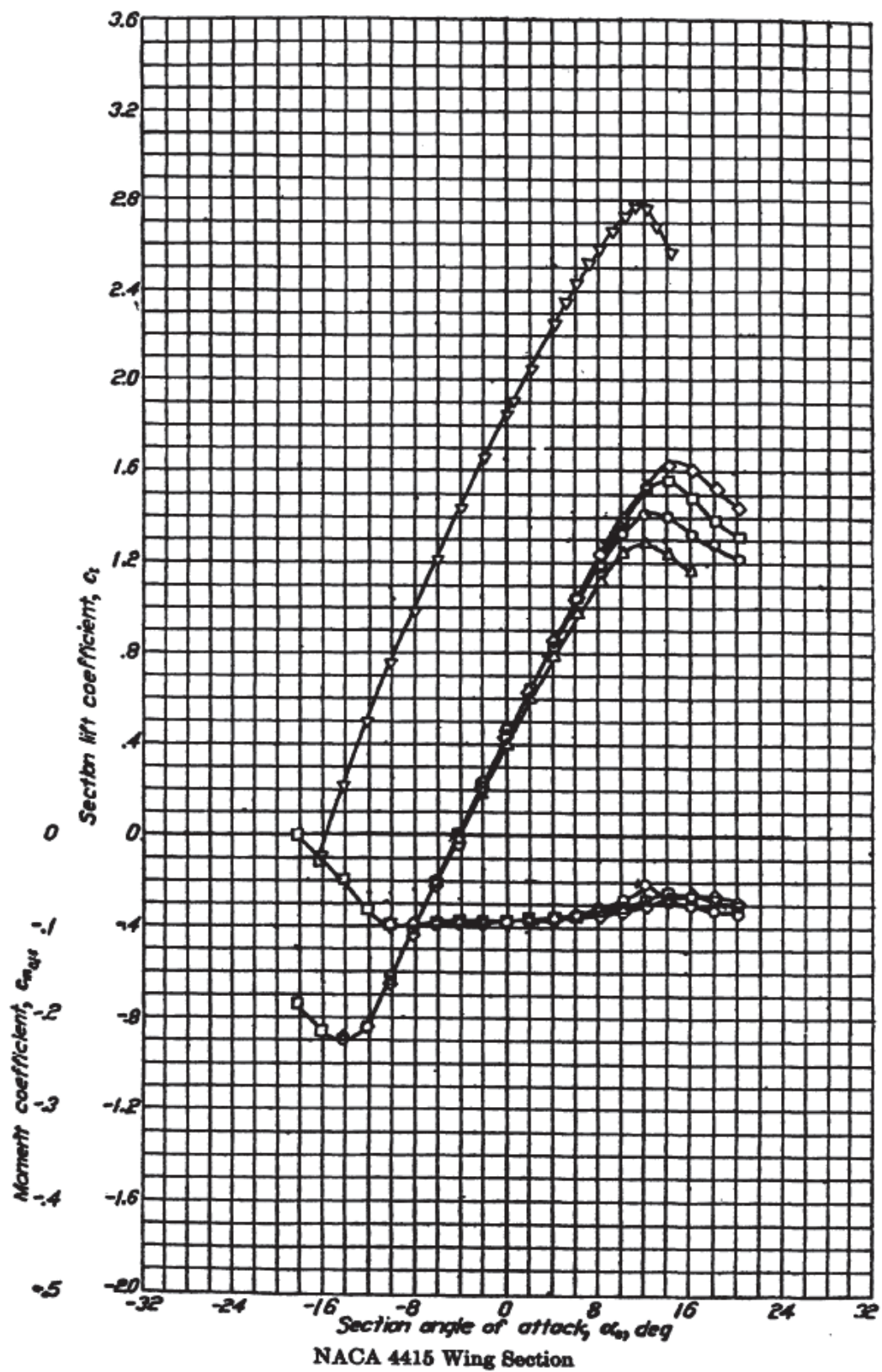


Figura 2.10 – Gráfico Coeficiente de Sustentação x Ângulo de Ataque [20]

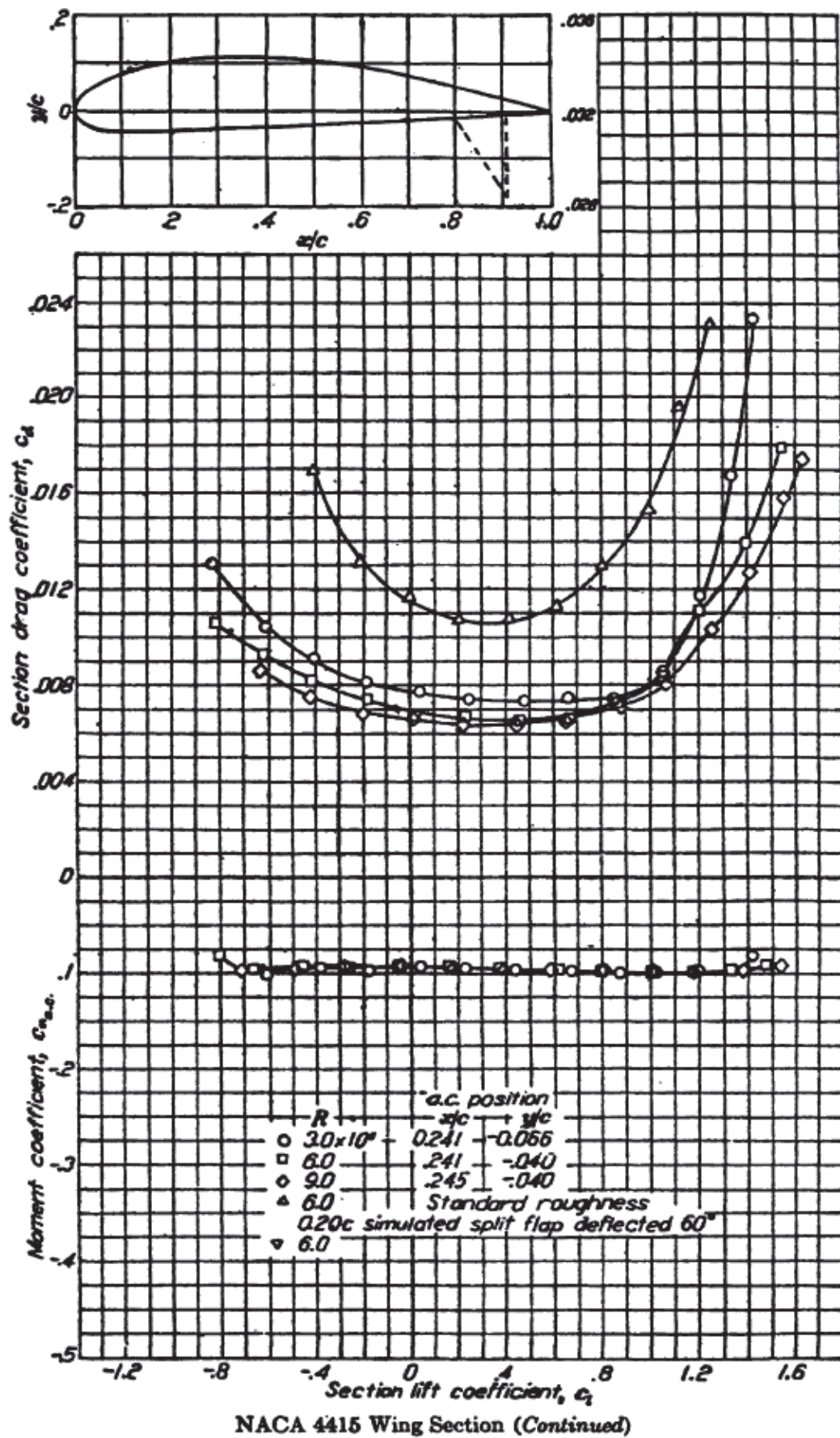


Figura 2.11 – Gráfico Coeficiente de Arrasto x Coeficiente de Sustentação [20]

Após analisar ambos os gráficos, buscando obter um alto coeficiente de sustentação e um baixo coeficiente de arrasto, foi selecionado o ângulo de ataque:

$$\alpha = 7^\circ$$

Logo, o ângulo de passo é:

$$\beta = \phi - \alpha$$

$$\beta = 3,3^\circ$$

Dessa maneira, ficamos com os seguintes coeficientes de sustentação (C_l) e arrasto (C_d):

$$C_l = 1$$

$$C_d = 0,075$$

Considerando que o diâmetro do bosso seja 1/5 do diâmetro total do rotor, podemos calcular o tamanho de corda da seção transversal do aerofólio, que é dado pela seguinte equação:

$$c = \sigma \cdot \pi \cdot \frac{R^2}{z \cdot l}$$

Onde:

- c = Corda da pá do rotor [m]
- σ = Solidez do rotor
- R = Raio do rotor [m]
- z = Número de pás
- l = Comprimento da pá [m] = Raio do rotor [m] – Raio do bosso [m] = $1,5m - 0,3m = 1,2m$

Logo:

$$c = 0,175m$$

Neste caso, ir-se-á considerar que o perfil aerodinâmico da pá é constante ao longo de todo o raio do rotor. Sendo assim, podemos calcular o torque gerado pelo rotor, através da teoria de Glaubert:

$$T = \frac{1}{4} \rho \cdot W^2 \cdot n_p \cdot c \cdot (C_l \cdot \sin\phi - C_d \cdot \cos\phi)(R^2 - R_b^2)$$

Onde:

- T = Torque do rotor [N.m]
- ρ = Massa específica do ar [Kg/m³]
- W = Velocidade relativa [m/s]

- n_p = Número de pás do rotor
- c = Corda da pá do rotor [m]
- C_l = Coeficiente de sustentação
- C_d = Coeficiente de arrasto
- R = Raio do rotor [m]
- R_b = Raio do boss [m]

Logo:

$$T = 36,434Nm$$

Além disso, a força axial exercida pelo rotor pode ser calculada por:

$$F_x = \frac{1}{2} \rho \cdot W^2 \cdot n_p \cdot c \cdot (C_l \cdot \cos\phi - C_d \cdot \sin\phi)(R - R_b)$$

Logo:

$$F_x = 748,249N$$

Com o torque calculado, pode-se calcular a potência no eixo da turbina, através da seguinte equação:

$$Pot_{eixo} = T \cdot \omega$$

Logo:

$$Pot_{eixo} = 1069W$$

2.4. Pás do Rotor

A carenagem das pás será feita de fibra de vidro, por ter alta durabilidade e resistência mecânica, e, além disso, facilidade de laminação. Outra importante característica da fibra de vidro é possuir alta resistência à corrosão, o que é essencial para as condições do ambiente de trabalho. A pá terá preenchimento feito com espuma rígida de poliuretano. O perfil da pá será constante ao longo de toda sua extensão.

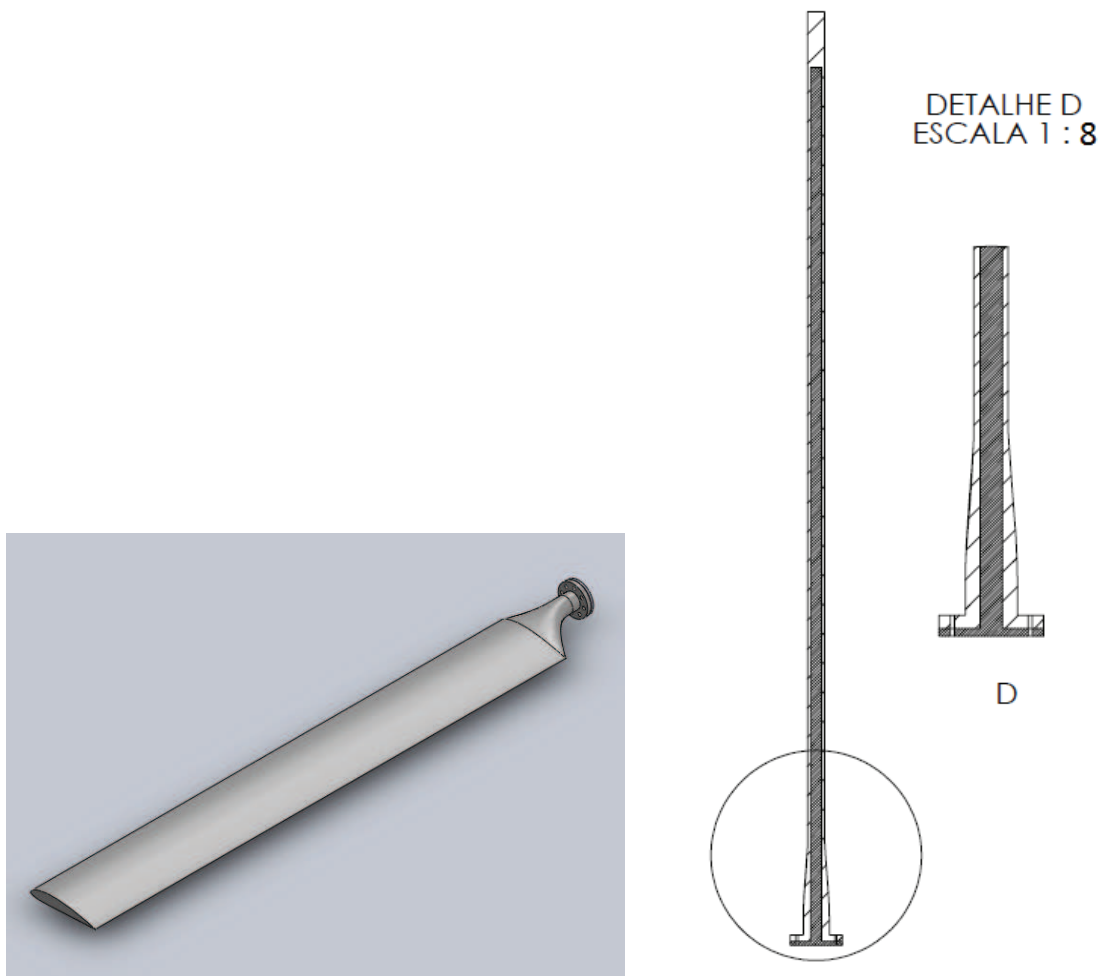


Figura 2.12 – Pá do Rotor e vista de corte com detalhe

Esta pá será maciça, porém com um furo de seção circular que atravessará quase toda sua extensão, de maneira que este furo será preenchido por uma viga, para aumentar a resistência das pás às cargas aerodinâmicas. A fixação da viga será realizada por meio de flange, da mesma maneira que a fixação deste conjunto sobre o hub. O dimensionamento da viga será mostrado mais à frente.

Para o material da viga, foi escolhido o aço AISI 3150 temperado e revenido a 538°C. Visando a simplificação do cálculo, não iremos considerar a resistência da carenagem da pá.

Dados sobre a viga:

Tensão de Escoamento - σ_e :

$$\sigma_e = 91 \frac{kgf}{mm^2} = 892,405 MPa$$

Tensão de Ruptura - σ_r :

$$\sigma_r = 106 \frac{kgf}{mm^2} = 1,04 \cdot 10^3 MPa$$

Comprimento - L_{viga} :

$$L_{viga} = 1,28m$$

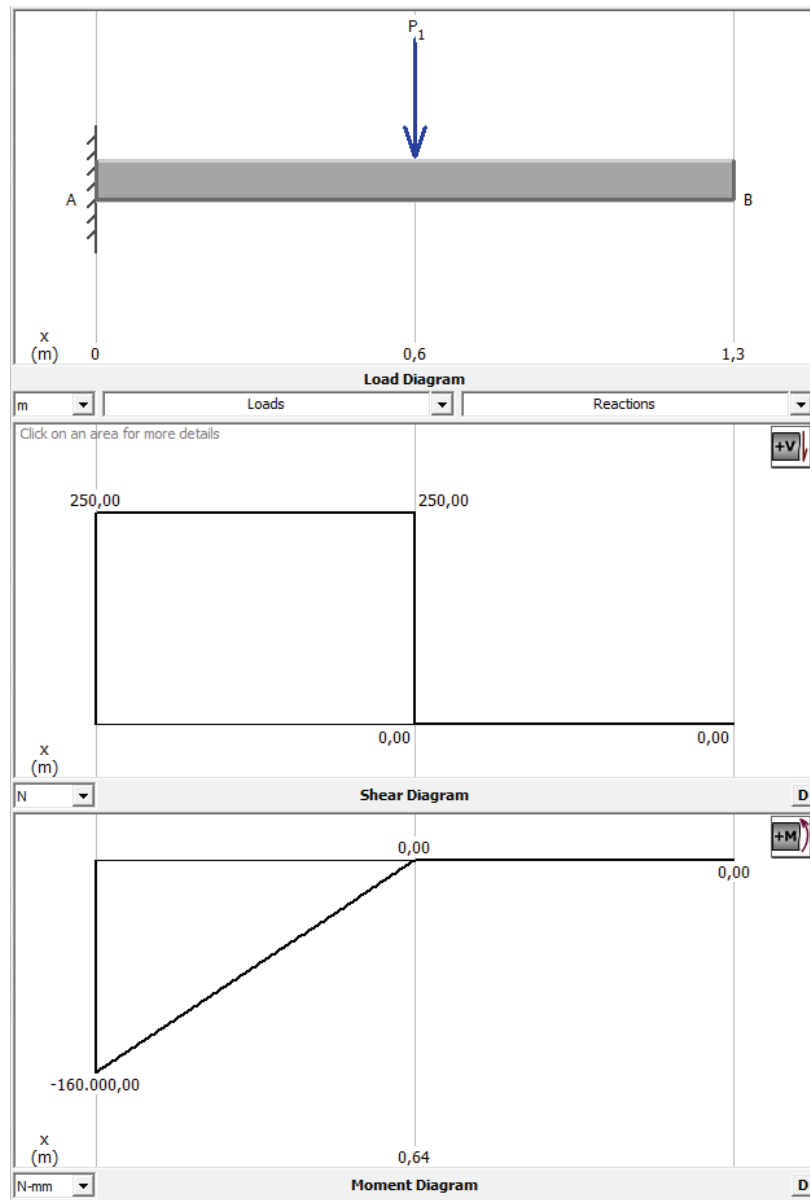
Força Normal na Estrutura - F_N :

$$F_N = \frac{748,249}{3} = 249,416N$$

Força Tangencial na Estrutura - F_T :

$$F_T = \frac{T}{3L} = 16,193N$$

Para elaborar os diagramas de momento fletor e força cortante na viga, foi utilizado o software MDSolids 4.1. Será considerada que ela está engastada em uma das extremidades e que a força normal F_N está atuando de forma concentrada no centro da viga.



Para estabelecer o diâmetro da viga, foi realizado um processo análogo ao que será visto mais para frente no dimensionamento dos eixos do multiplicador (seção 2.6). Por isso, aqui serão mostrados apenas os resultados para os diâmetros mínimos encontrados através dos critérios estático e dinâmico:

Critério Estático do Método de Energia de Distorção:

$$d = 11,32mm$$

Critério Dinâmico de Soderberg:

$$d = 19,47mm$$

Sendo assim, foi definido um diâmetro para a viga de 20mm.

$$d = 20mm$$

Nesta pá, percebe-se que existe a ação de três tipos de carregamentos: a força aerodinâmica normal, a força aerodinâmica tangencial e o peso próprio.

Tensão Normal devido à Força Normal - σ_{z1} :

$$\sigma_{z1} = F_N \cdot L \cdot \frac{\frac{h}{2}}{I_y} = 162,041MPa$$

Tensão Normal devido à Força Tangencial - σ_{z2} :

$$\sigma_{z2} = F_T \cdot L \cdot \frac{\frac{b}{2}}{I_x} = 7,019MPa$$

Peso próprio da viga - w :

$$w = 0,55kgf/m$$

Tensão Normal devido ao Peso Próprio - σ_{z3} :

$$\sigma_{z3} = F_N \cdot L^2 \cdot \frac{\frac{b}{2}}{I_x} = 108,027MPa$$

Tensão Cisalhante devido à Força Normal - τ_{zx} :

$$\tau_{zx} = \frac{F_N}{b \cdot h} = 0,415MPa$$

Tensão Cisalhante devido à Força Tangencial - τ_{zy} :

$$\tau_{zy} = \frac{F_T}{b \cdot h} = 0,027MPa$$

Tensão Cisalhante devido ao Peso Próprio - τ_{zy2} :

$$\tau_{zy2} = w \cdot \frac{L}{b \cdot h} = 0,012MPa$$

A partir da Teoria de Von Mises, temos que:

$$\sigma_{VM} = \sqrt{\sigma_z^2 + 3\tau_z^2}$$

Onde:

- σ_{VM} = Tensão de Von Mises
- $\sigma_z = \sigma_{z1} + \sigma_{z2} + \sigma_{z3}$
- $\tau_z = \tau_{zx} + \tau_{zy2} + \tau_{zy3}$

Logo:

$$\sigma_{VM} = 277,089MPa$$

Fator de Segurança - FS :

$$FS = \frac{\sigma_e}{\sigma_{VM}} = 3,221$$

2.5. Hub

O Hub é a peça que tem como função conectar as pás do rotor ao eixo de baixa rotação. O material utilizado para a sua construção será o aço AISI 1035.

Cada pá será fixada ao hub através de uma ligação flangeada, juntamente com a viga em seu interior, utilizando, para isso, oito parafusos em cada conexão.

Este Hub será construído através de fundição em caixa de madeira, e após serão usinados, recebendo um furo que atravessa o centro do cilindro central (por onde passará o eixo do rotor, juntamente com um rasgo de chaveta para fixar o eixo), e os furos nos cilindros externos para fixação das pás com parafusos através de ligação flangeada.

O Hub possui um diâmetro de $300mm$ e as imagens abaixo mostram a sua geometria:

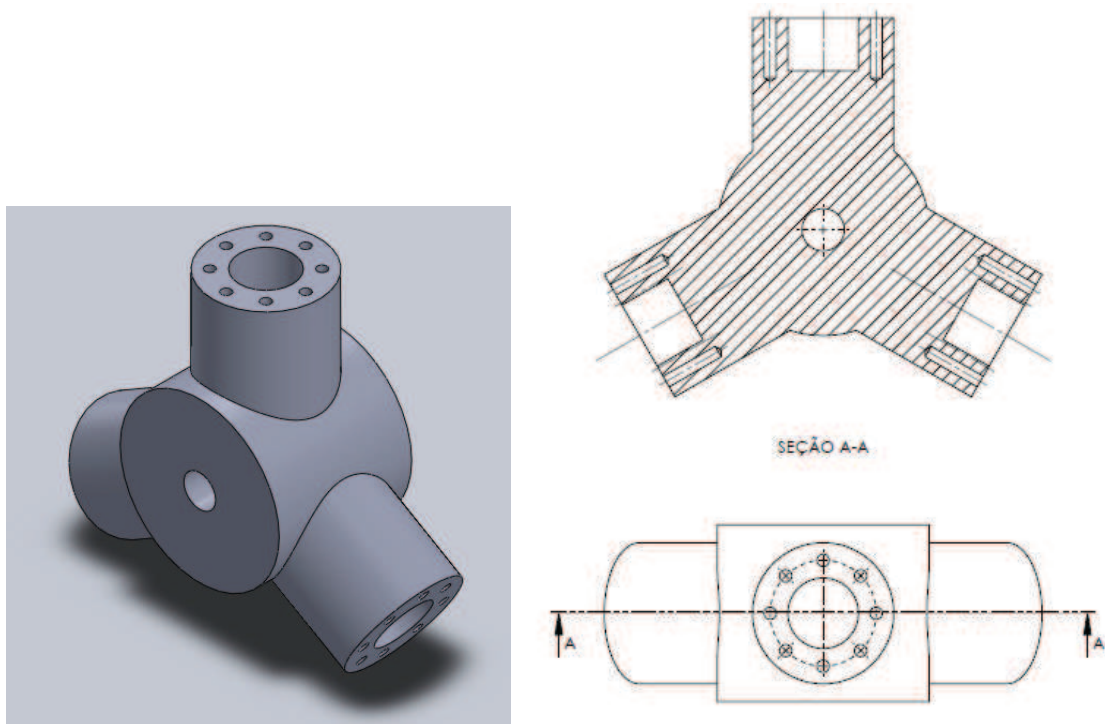


Figura 2.13 – Hub

Para que as pás, após a sua fixação, estejam com o ângulo de ataque correto, será utilizado o seguinte procedimento: o posicionamento dos furos no flange do hub deverá ser feito com uma defasagem de 7° em relação aos furos no flange da pá. Tendo em vista que o furo de referência no flange da pá está posicionado com uma angulação de -7° em relação à uma linha horizontal que atravessa o centro do flange, o furo de referência no flange do hub deverá ser posicionado com uma angulação de 0° em relação à essa mesma linha. Os demais furos estarão igualmente distribuídos ao longo do flange.

Além disso, será construída uma cúpula para cobrir o hub, que será acoplada à sua face frontal, com o objetivo de melhorar a sua aerodinâmica.

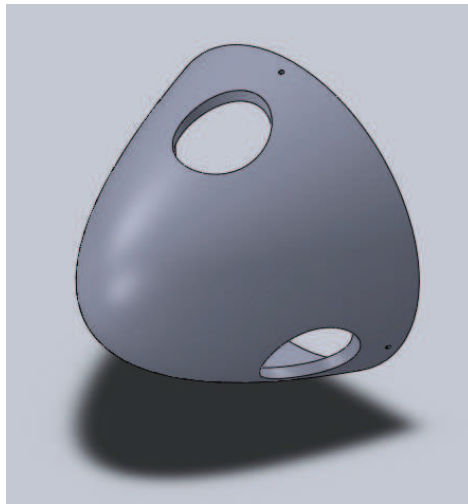


Figura 2.14 – Cúpula frontal para cobrir o Hub

2.6. Multiplicador de Velocidade

A fim de fazer os cálculos necessários para o variador de velocidade, deve-se ter em mente que o objetivo é obter uma frequência no eixo de alta rotação próxima àquela que daria maior eficiência ao gerador elétrico, ou seja, obter uma frequência próxima a 1800rpm. Sendo assim, será utilizado um variador de velocidade de dois estágios, ambos com a mesma razão de transmissão, para que sejam usados pares de engrenagens iguais, visando facilitar a fabricação dos mesmos.

A potência utilizada como referência no eixo de baixa rotação será 1069W, que foi aquela calculada a partir do torque no rotor. Entretanto, estima-se que a potência real seja menor do que esta, devido às perdas aerodinâmicas que não foram consideradas no projeto.

Pode-se ver na figura abaixo, um esquema do multiplicador de velocidade e o próprio :

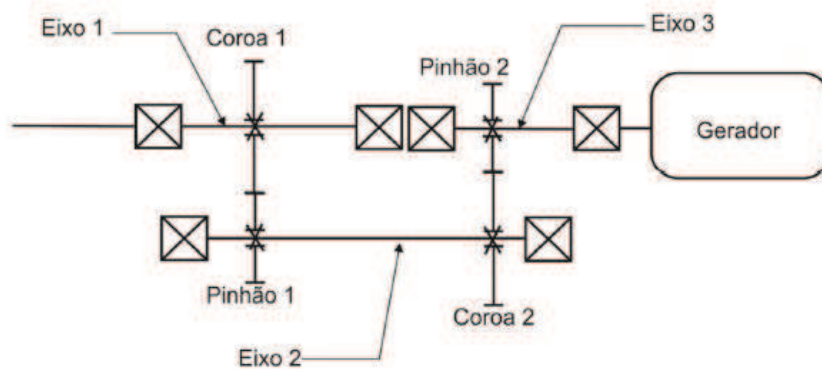


Figura 2.15 – Esquema do Multiplicador de Velocidade

2.6.1. Cálculo do primeiro estágio

Primeiramente, deve-se estabelecer a razão de transmissão ideal entre as engrenagens, sabendo que a velocidade angular do eixo de baixa rotação é 29,33rad/s:

$$\omega = 29,33 \text{ rad/s}$$

$$\omega = \frac{2\pi \cdot f}{60}$$

$$f_c = 280,113 \text{ rpm}$$

A frequência de saída desejada é:

$$f_e = 1755 \text{ rpm}$$

Logo, a razão de transmissão ideal para cada estágio será:

$$i = \sqrt{\frac{f_e}{f_c}} = 2,5031$$

Porém, caso esta razão de transmissão fosse utilizada, não seria possível obter um número de dentes inteiro. Então, iremos escolher a razão de transmissão de 2,5:1 em cada estágio.

Temos então:

$$i = 2,5$$

Foi definido então o número de dentes do pinhão e da coroa:

$$Z_p = 20$$

$$Z_c = 50$$

Módulo escolhido:

$$m = 2mm$$

Este módulo foi escolhido visando aumentar o tamanho das engrenagens, aumentando sua resistência aos esforços e seus coeficientes de segurança (após uma primeira tentativa utilizando módulo igual a um), e também devido ao comprimento mínimo calculado para as chavetas (que anteriormente, com módulo igual a um, não iriam caber nos espaços dos eixos destinados ao encaixe das engrenagens).

Para o material das engrenagens, foi escolhido o aço AISI 3250 temperado e revenido a 538°C, e elas serão cilíndricas de dentes retos. Este material foi escolhido por ter um bom limite de escoamento e de ruptura. Com o objetivo de melhorar o acabamento superficial das engrenagens, corrigir erros de formato, espaçamento superficial dos dentes, minimizar as tensões entre eles, eliminar os barulhos de transmissão e aumentar, definitivamente, a sua capacidade de trabalho, as engrenagens passarão pelo processo de retificação. Temos as seguintes propriedades:

Tensão de Escoamento - S_y :

$$S_y = 102 \frac{kgf}{mm^2} = 1000MPa$$

Tensão de Ruptura - S_{ut} :

$$S_{ut} = 116 \frac{kgf}{mm^2} = 1138MPa$$

Dureza Brinell - HB :

$$HB = 340$$

Para realizar o dimensionamento, serão utilizados três critérios: critério AGMA, critério de falha por fadiga e critério de desgaste superficial.

Critério AGMA

Considerando que a recomendação que é o coeficiente de segurança esteja entre 3 e 5 (inclusive), foi definido que:

$$CS = 4$$

Tensão admissível - σ_{adm} :

$$\sigma_{adm} = \frac{S_y}{CS} = \frac{1138}{4} = 250,07MPa$$

Diâmetros primitivos - dp_p e dp_c :

$$dp_p = z_p \cdot m = 40mm$$

$$dp_c = z_c \cdot m = 100mm$$

Passo - p :

$$p = \frac{\pi \cdot dp}{z} = 6,283mm$$

Frequência de giro do pinhão - f_p :

$$f_p = f_c \cdot i = 700,282rpm$$

Velocidade tangencial na circunferência do diâmetro primitivo: ($v_p = v_c$)

$$v = \omega_p \cdot \frac{dp}{2} = \frac{2\pi \cdot f_p}{60} \cdot \frac{dp}{2} = 0,733m/s$$

Força tangencial: ($F_p = F_c$)

$$W_t = \frac{P}{v} = 1458N$$

Fator dinâmico para engrenagens retificadas - K_v :

$$K_v = \sqrt{\frac{78}{78 + \sqrt{200v}}} = 0,906$$

Considerando a recomendação da AGMA que a dimensão da largura da face seja de três a cinco vezes o tamanho do passo:

$$3p \leq F \leq 5p$$

$$18,849mm \leq F \leq 31,415mm$$

Largura da face escolhida - F :

$$F = 30mm$$

Fator de forma AGMA, de acordo com a tabela 5.1, para ângulo de pressão $\theta = 20^\circ$, através de interpolações - J :

$$J = 0,4105$$

Tensão AGMA - σ_{AGMA} :

$$\sigma_{AGMA} = \frac{W_t}{K_v \cdot F \cdot m \cdot J} = 65,367MPa$$

Fator de Segurança - FS :

$$FS = \frac{S_y}{\sigma_{AGMA}} = 15,303$$

Cr terio de Falha por Fadiga

Conforme a tabela 5.2, tem-se que para acabamento retificado:

$$a = 1,58$$

$$b = -0,085$$

Fator de acabamento superficial - K_a [Tabela 5.2]:

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 0,869$$

Fator de dimensão - K_b [Tabela 5.3]:

Conforme a tabela, para valores de módulo $1 \leq m \leq 2$:

$$K_b = 1$$

Fator de Confiabilidade - K_c [Tabela 5.4]:

Foi considerada uma confiabilidade de 90%. De acordo com a tabela 5.4, tem-se:

$$K_c = 0,897$$

Fator de Temperatura:

Considerando temperaturas abaixo de 350  - K_d : [15]

$$K_d = 1$$

Fator de Concentra o de Tensões - K_e : [15]

O mesmo já está incluído no fator de forma J , logo será um.

$$K_e = 1$$

Fator para efeitos diversos - K_f :

$$K_f = \frac{2}{1 + \frac{700}{S_{ut}}} = 1,333$$

Cálculo de S_e' :

Se $S_{ut} > 1400MPa$, $S_e' = 700MPa$

Se não, $S_e' = \frac{S_{ut}}{2}$

Como $S_{ut} < 1400MPa$:

$$S'_e = \frac{S_{ut}}{2} = 568,786MPa$$

Limite de resistência à fadiga - S_e :

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e = 590,969MPa$$

Fator de Correção de Sobrecarga - K_0 [Tabela 5.5]:

Considerando força motriz uniforme e máquina movida uniforme, de acordo com a tabela, temos:

$$K_0 = 1$$

Fator de distribuição de carga ao longo do dente - K_M [Tabela 5.6]:

Para largura de dente $F < 50mm$, de acordo com a tabela:

$$K_M = 1,3$$

Fator de Segurança Estático - CS_{est} :

$$CS_{est} = \frac{S_y}{\sigma_{AGMA} \cdot K_0 \cdot K_M} = 11,771$$

Fator de Segurança Dinâmico - CS_{din} :

$$CS_{din} = \frac{2 \cdot S_e \cdot S_{ut}}{(S_e + S_{ut}) \cdot \sigma_{AGMA} \cdot K_0 \cdot K_M} = 9,154$$

Critério de Desgaste Superficial

Coeficiente de Poison - ν :

$$\nu_c = 0,3$$

$$\nu_p = 0,3$$

Módulo de Elasticidade - E :

$$E_p = 200GPa$$

$$E_c = 200GPa$$

Coeficiente Elástico - C_p :

$$C_p = \sqrt{\frac{1}{\pi \left[\frac{(1-\nu_p^2)}{E_p} + \frac{(1-\nu_c^2)}{E_c} \right]}} = 187,027 MPa^{1/2}$$

Ângulo de Pressão - θ :

$$\theta = 20^\circ$$

Coeficiente Geométrico - I :

$$I = \frac{\cos(\theta) \cdot \sin(\theta)}{2} \cdot \frac{i}{i+1} = 0,115$$

Tensão de Hertz para o Desgaste Superficial - σ_H :

$$\sigma_H = C_p \cdot \sqrt{\frac{W_t}{K_v \cdot F \cdot dp \cdot I}} = 639,419 MPa$$

Resistência ao Desgaste Superficial para vida de até 10^8 ciclos - S_c :

$$S_c = (2,76 \cdot HB - 70) MPa = 868,4 MPa$$

Fator de relação de durezas, para engrenagens de dentes retos, conforme recomendação [15] - C_H :

$$C_H = 1$$

Fator de temperatura, para temperatura menor que $120^\circ C$, conforme recomendação [15] - C_T :

$$C_T = 1$$

Fator de confiabilidade, para confiabilidade até 99% - C_R [Tabela 5.8]:

$$C_R = 0,8$$

Fator de Correção para a Vida da Engrenagem, para vida maior ou igual a 10^8 ciclos - C_L [Tabela 5.7]:

$$C_L = 1$$

Logo:

$$S_H = S_c \cdot \frac{C_L \cdot C_H}{C_T \cdot C_R} = 1085 MPa$$

Fator de Segurança para Desgaste Superficial - CS_{sup} :

$$CS_{sup} = \frac{S_H}{\sigma_H} = 1,698$$

Um resumo dos resultados pode ser visto na tabela abaixo:

Material	Aço AISI 3250 Temperado e Revenido a 538°C
Módulo	2mm
Razão de Transmissão	2,5
Diâmetro Primitivo do Pinhão	40mm
Diâmetro Primitivo da Coroa	100mm
Largura da Face	30mm
Fator de Segurança Estático	11,356
Fator de Segurança Dinâmico	9,154
Fator de Segurança para Desgaste Superficial	1,698

Tabela 2.1 – Resumo de resultados referentes ao primeiro estágio do Multiplicador de Velocidades

2.6.2. Cálculo do Segundo Estágio

Para os cálculos referentes ao segundo estágio, foi realizado um procedimento análogo ao do primeiro estágio, só que dessa vez a frequência de giro da coroa é igual ao valor da frequência de giro do pinhão do estágio anterior, visto que ambas estão acopladas ao eixo 2. Foi mantido o mesmo material para as engrenagens, visando obter melhores valores para os fatores de segurança.

Um resumo dos resultados pode ser visto na tabela abaixo:

Material	Aço AISI 3250 Temperado e Revenido a 538°C
Módulo	2mm
Razão de Transmissão	2,5
Diâmetro Primitivo do Pinhão	40mm
Diâmetro Primitivo da Coroa	100mm
Largura da Face	30mm
Fator de Segurança Estático	28
Fator de Segurança Dinâmico	21,773
Fator de Segurança para Desgaste Superficial	2,618

Tabela 2.2 – Resumo de resultados referentes ao segundo estágio do Multiplicador de Velocidades

Analisando os resultados, pôde-se perceber que ao comparar o fator de segurança à falha por fadiga com o quadrado do fator de segurança para desgaste

superficial, como sugere [7], concluímos que o risco maior está associado ao desgaste superficial. Porém, ainda assim pode-se afirmar que o fator de segurança é suficiente para atender ao projeto.

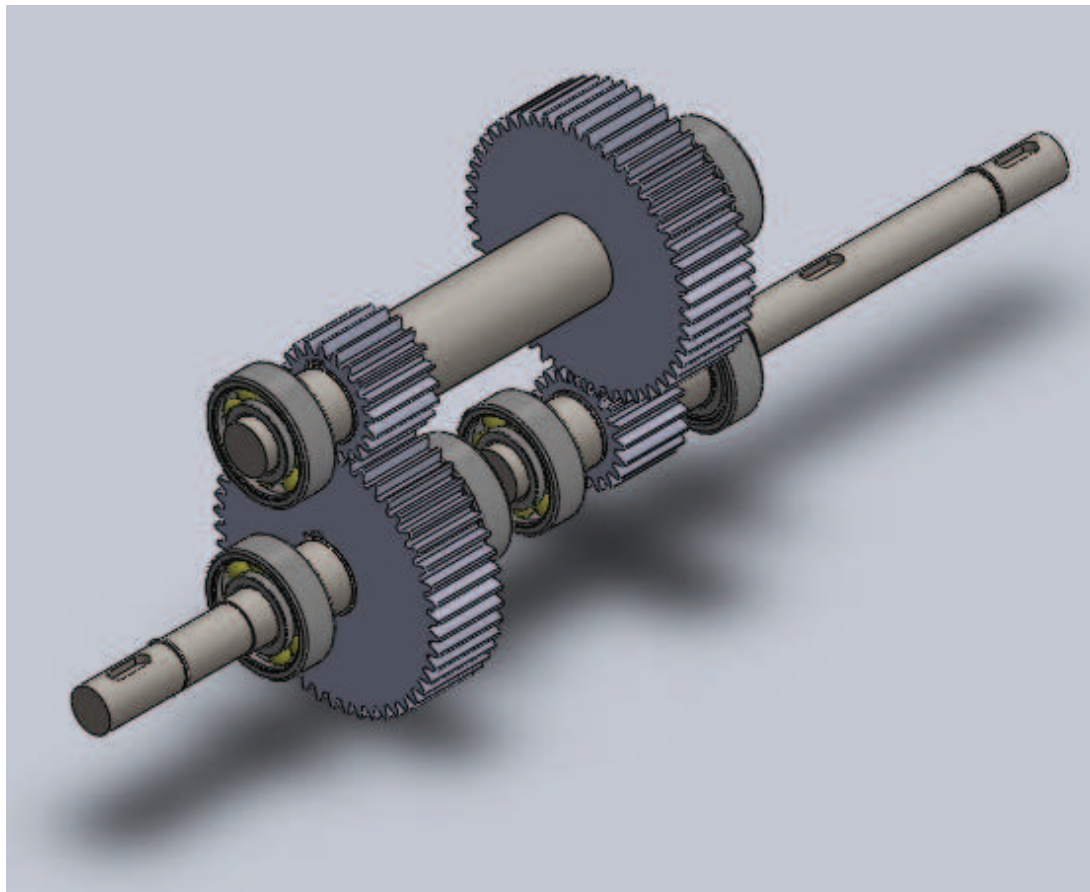


Figura 2.16 - Multiplicador de Velocidade

2.7. Eixos do Multiplicador de Velocidade

Agora que já foram feitos os cálculos para as engrenagens, podemos finalmente calcular os esforços em cada um dos três eixos pertencentes ao multiplicador de velocidade, traçar seus diagramas de momentos e forças cortantes e dimensioná-los.

Para auxiliar na criação dos diagramas de momentos e forças cortantes, será utilizado o software MDSolids 4.0.

Para calcular o diâmetro dos eixos, serão utilizados dois critérios, o Critério Estático do Método da Energia de Distorção e o Critério Dinâmico de Soderberg. Aquele que obter o resultado mais conservador será o utilizado.

O material escolhido para os eixos será o UNS 1020 estirado a frio.

Tensão de resistência ao escoamento - S_y :

$$S_y = 390MPa$$

Tensão de resistência à tração - S_{ut} :

$$S_{ut} = 470MPa$$

Dureza Brinell - HB :

$$HB = 188$$

2.7.1. Eixo de Entrada

O primeiro eixo, representado pelo eixo 1 do esquema [figura 2.13], está sujeito à carga advinda das forças de contato entre as engrenagens presentes no primeiro estágio do multiplicador de velocidades.

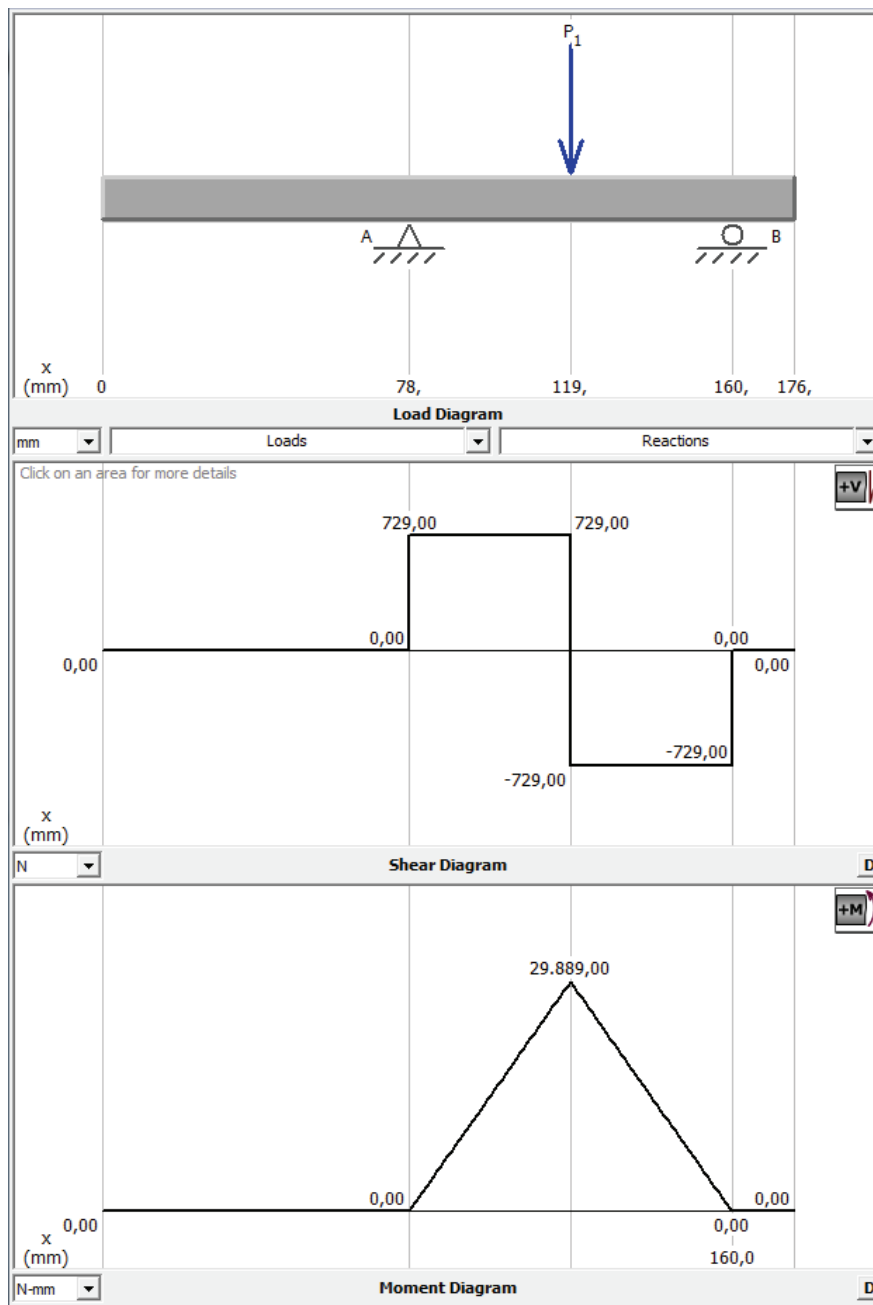


Figura 2.17 – Simulação de esforços atuantes no primeiro eixo, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante

Onde:

- P_1 = Força de Contato entre o primeiro par de engrenagens

Reação nos Mancais:

$$R_1 = 729N$$

$$R_2 = -729N$$

Através da análise dos diagramas de momento fletor e força cortante, temos que a seção crítica é a seção no ponto da força de contato entre o primeiro par de engrenagens.

$$M_{max} = 29,889Nm$$

Critério Estático do Método de Energia de Distorção

Considerando um Coeficiente de Segurança $CS = 2$:

$$d = \left(\frac{32 \cdot CS}{\pi \cdot S_y} \cdot \sqrt{M_{max}^2 + 0,75 \cdot T^2} \right)^{1/3} = 18,898mm$$

Critério Dinâmico de Soderberg

Fator de acabamento Superficial – K_a [Tabela 5.2]:

Conforme a tabela, temos que para superfície usinada:

$$a = 4,51$$

$$b = -0,265$$

$$K_a = a \cdot S_{ut}^b = 0,883$$

Fator de dimensão - K_b :

Conforme recomendação [7], para diâmetros $2,79mm \leq d \leq 51mm$:

$$K_b = 1,24 \cdot d^{-0,107}$$

Neste caso, como ainda não conhecemos o diâmetro do eixo, será utilizado o diâmetro mínimo calculado pelo critério estático ($d = 19mm$).

$$K_b = 0,935$$

Fator de confiabilidade - K_c [Tabela 5.4]:

Conforme tabela, para confiabilidade de 99%:

$$K_c = 0,814$$

Fator de temperatura - K_d :

Conforme a recomendação [15], para temperaturas menores que 350°C:

$$K_d = 1$$

Fator de concentração de tensões - K_e :

$$K_e = \frac{1}{1 + q(K_t - 1)}$$

Onde:

- q = sensibilidade ao entalhe [Gráfico 5.1]
- K_t = fator de concentração de tensões auxiliar [Gráfico 5.2]

A sensibilidade ao entalhe q e o fator de concentração de tensões K_t podem ser obtidos a partir do Gráfico 5.1 e Gráfico 5.2, presentes no anexo I.

Estimando $r/d = 0,1$ e $D/d = 1,2$:

$$K_e = 0,62$$

Fator ambiental - K_f :

$$K_f = 1$$

Limite de Enduração - S'_e :

Como $S_{ut} < 1400MPa$:

$$S'_e = 235MPa$$

Limite de Resistência à Fadiga - S_e :

$$S_e = K_a \cdot K_b \cdot K_c \cdot K_d \cdot K_e \cdot K_f \cdot S'_e = 97,91MPa$$

Logo, o diâmetro mínimo é:

$$d = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot CS}{\pi} \cdot \sqrt{\left(\frac{M_{max}}{S_e}\right)^2 + \left(\frac{T}{S_y}\right)^2}} = 25,278mm$$

Temos então que pelo critério de Soderberg temos um diâmetro mínimo mais conservador. O eixo de entrada será dimensionado com um diâmetro de 26mm.

Seguindo as razões r/d e D/d estimadas, ficou estabelecido $d = 22mm$ e $r = 2,5mm$.

2.7.2. Eixo Intermediário

O segundo eixo, representado pelo eixo 2 do esquema [figura 2.13] está sujeito às forças de contato entre o primeiro par de engrenagens e às forças de contato entre o segundo par de engrenagens.

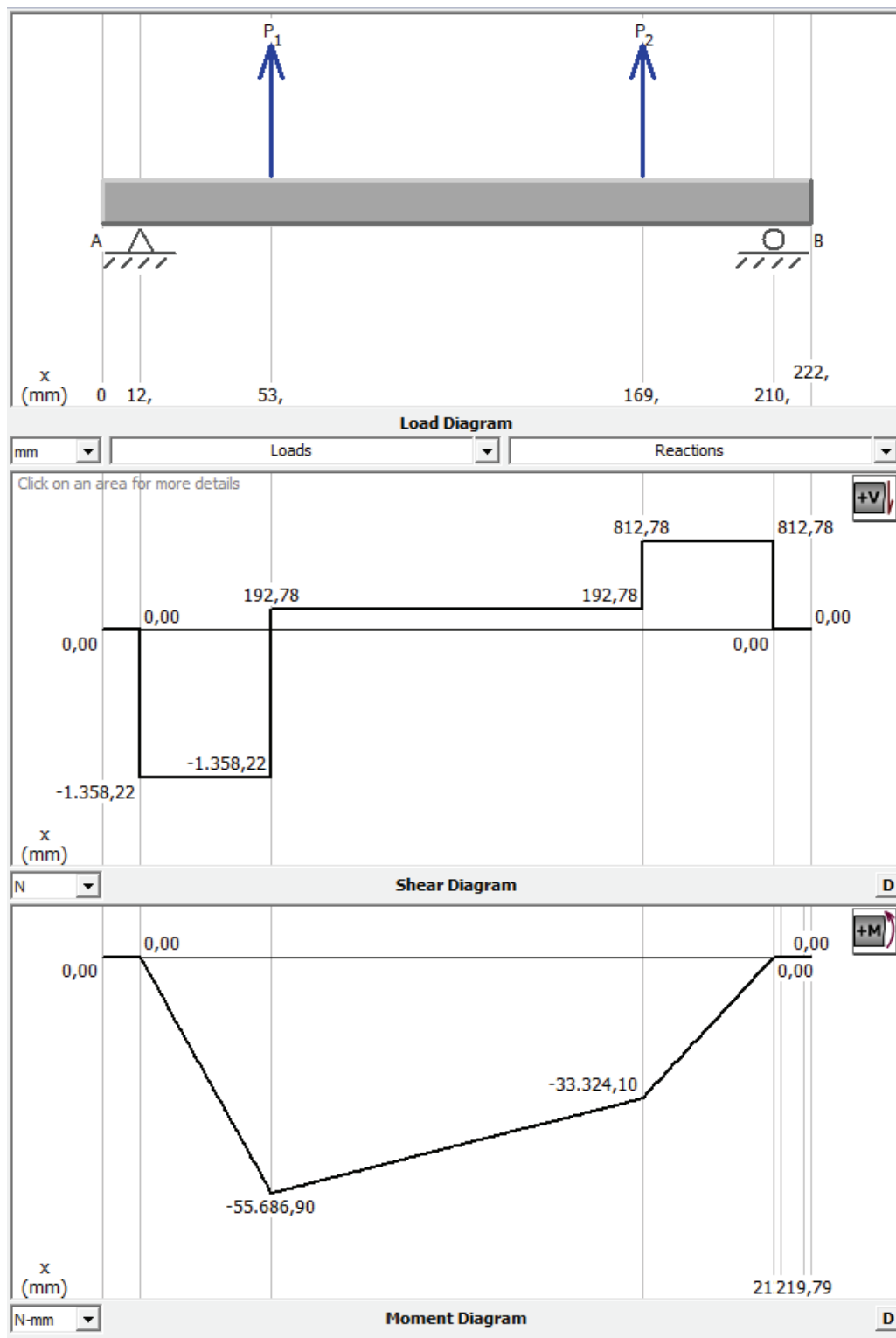


Figura 2.18 – Simulação de esforços atuantes no segundo eixo, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante

Onde:

- P_1 = Força de Contato entre o primeiro par de engrenagens
- P_2 = Força de Contato entre o segundo par de engrenagens

Reação nos Mancais:

$$R1 = -1358,22N$$

$$R2 = 812,78N$$

Através da análise dos diagramas de momento fletor e força cortante, tem-se que a seção crítica é a seção no ponto da força de contato entre o primeiro par de engrenagens.

$$M_{max} = -55,687Nm$$

Realizando o procedimento análogo para encontrar o diâmetro mínimo do primeiro eixo, foram encontrados os seguintes valores:

Critério Estático do Método de Energia de Distorção

$$d = 14,791mm$$

Critério Dinâmico de Soderberg

$$d = 24,324mm$$

Visando escolher um diâmetro conservador e por questões geométricas, o eixo intermediário será dimensionado com um diâmetro de 26mm.

2.7.3. Eixo de Saída:

O terceiro eixo, representado pelo eixo 3 do esquema [figura 2.13] está sujeito apenas às forças de contato entre o segundo par de engrenagens.

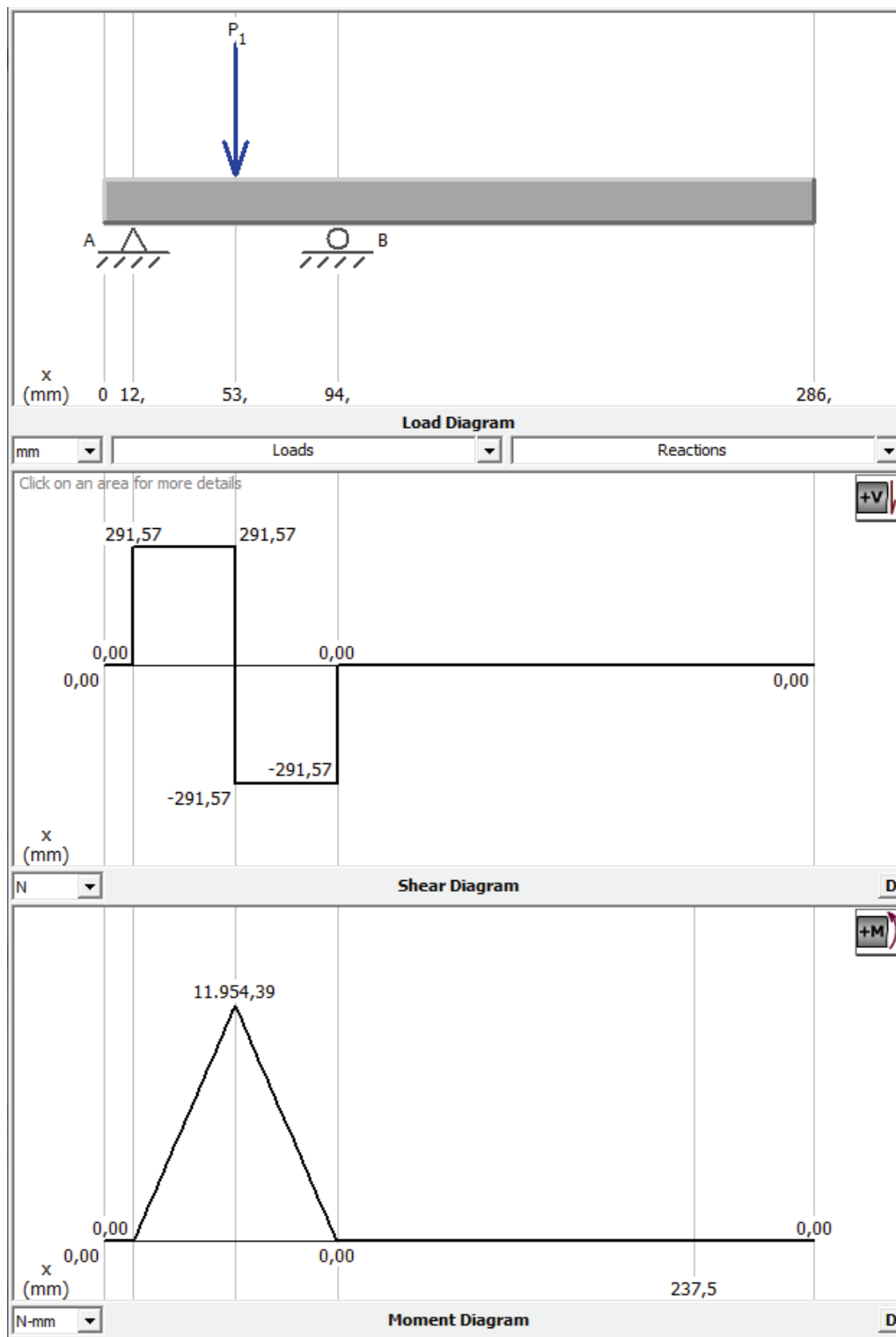


Figura 2.19 – Simulação de esforços atuantes no terceiro eixo, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante

Onde:

- P_1 = Força de Contato entre o segundo par de engrenagens

Reação nos Mancais:

$$R1 = 291,57N$$

$$R2 = -291,57N$$

Através da análise dos diagramas de momento fletor e força cortante, temos que a seção crítica é a seção no ponto da força de contato entre o segundo par de engrenagens.

$$M_{max} = 11,954Nm$$

Realizando o procedimento análogo para encontrar o diâmetro mínimo do primeiro eixo, foram encontrados os seguintes valores:

Critério Estático do Método de Energia de Distorção

$$d = 13,517mm$$

Critério Dinâmico de Soderberg

$$d = 23,67mm$$

Visando escolher um diâmetro conservador e por questões geométricas, o eixo de saída será dimensionado com um diâmetro de 26mm.

2.7.4. Eixo do Rotor

O eixo do rotor tem a função de transmitir o movimento giratório do rotor ao multiplicador de velocidades, conectando-se ao eixo de entrada através de um acoplamento. Ele está sujeito ao peso das pás, do hub e às cargas aerodinâmicas. Para a simulação dos esforços nos eixos, a carga aerodinâmica será desconsiderada, visto que seria praticamente irrelevante. Foi estimado que cada pá tem um peso de 200N, enquanto o hub tem um peso de 100N.

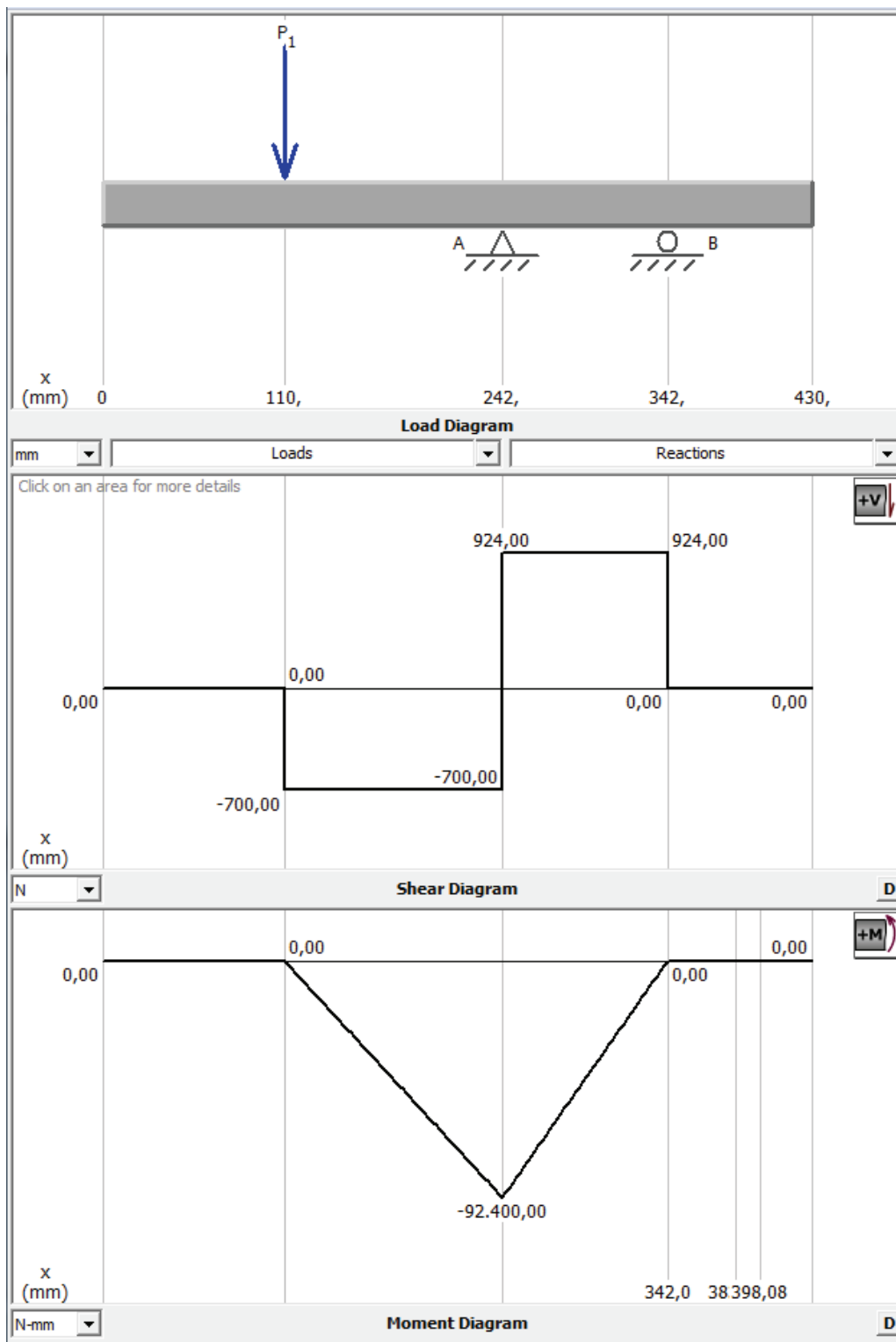


Figura 2.20 – Simulação de esforços atuantes no eixo do rotor, diagrama de momento fletor e diagrama de força cortante

Onde:

- P_1 = Peso do conjunto do rotor

Reação nos Mancais:

$$R1 = 1624N$$

$$R2 = 924N$$

Através da análise dos diagramas de momento fletor e força cortante, temos que a seção crítica é a seção no ponto do apoio A.

$$M_{max} = -92,4Nm$$

Realizando o procedimento análogo para encontrar o diâmetro mínimo do primeiro eixo, foram encontrados os seguintes valores:

Critério Estático do Método de Energia de Distorção

$$d = 15,304mm$$

Critério Dinâmico de Soderberg

$$d = 27,907mm$$

Visando escolher um diâmetro conservador e por questões geométricas, o eixo dorotor será dimensionado com um diâmetro de 30mm.

2.8. Chavetas

As chavetas são elementos mecânicos fabricados em aço com forma, em geral, retangular ou semicircular. Elas se interpõem numa cavidade de um eixo e de uma peça, tendo por finalidade fixar acessórios ao eixo de transmissão.

É altamente recomendado o uso de aços de baixo carbono, pois assim elas poderiam falhar antes de outros componentes mecânicos de maior importância, servindo então como fusível mecânico. O material escolhido para as chavetas foi o aço UNS G10200 estirado a frio.

As quatro chavetas para os eixos do multiplicador de velocidades terão dimensões iguais, de modo a facilitar os cálculos, e será dimensionada com base naquela que sofre o maior esforço, que é a chaveta onde será fixada a coroa do eixo de entrada.

Tensão de Escoamento - S_y :

$$S_y = 455MPa$$

Tensão de Ruptura - S_{ut} :

$$S_{ut} = 420MPa$$

Para dimensionar a chaveta, será utilizada a tabela a seguir, contendo as padronizações de chavetas planas:

Dimensões e tolerâncias para rasgos de chaveta (mm)															
Eixo		Chaveta	Rasgos de chaveta												
Diâmetro <i>d</i> acima de até		Seção <i>b x h</i>	Nomi- nal	Largura					Profundidade				Raio <i>r</i> Máx. Mín.		
				Afastamentos											
				ajuste c/ folga no Eixo H9		ajuste normal no Eixo N9		ajuste c/ interferên- cia no eixo no cubo P9	Eixo <i>t</i> ₁		Cubo <i>t</i> ₂				
				Cubo D10	Cubo JS9		Nom.	Afasta- mentos	Nom.	Afasta- mentos					
6	8	2 x 2	2	+ 0,025	+ 0,060	— 0,004	+ 0,012	— 0,006	1,2		1		0,16	0,08	
8	10	3 x 3	3	0	+ 0,020	— 0,029	— 0,013	— 0,031	1,8	+ 0,1	1,4	+ 0,1	0,16	0,08	
10	12	4 x 4	4	+ 0,030	+ 0,078	0	+ 0,015	— 0,012	2,5	0	1,8	0	0,16	0,08	
12	17	5 x 5	5	0	+ 0,030	— 0,030	— 0,015	— 0,042	3,0		2,3		0,25	0,16	
17	22	6 x 6	6						3,5		2,8		0,25	0,16	
22	30	8 x 7	8	+ 0,036	+ 0,098	0	+ 0,018	— 0,015	4,0		3,3		0,25	0,16	
30	38	10 x 8	10	0	+ 0,010	— 0,036	— 0,018	— 0,051	5,0		3,3		0,40	0,25	
38	44	12 x 8	12						5,0		3,3		0,40	0,25	
44	50	14 x 9	14	+ 0,043	+ 0,120	0	+ 0,021	— 0,018	5,5		3,8		0,40	0,25	
50	58	16 x 10	16	0	+ 0,050	— 0,043	— 0,022	— 0,061	6,0		4,3		0,40	0,25	
58	65	18 x 11	18						7,0	+ 0,2 n	4,4	+ 0,2 n	0,40	0,25	

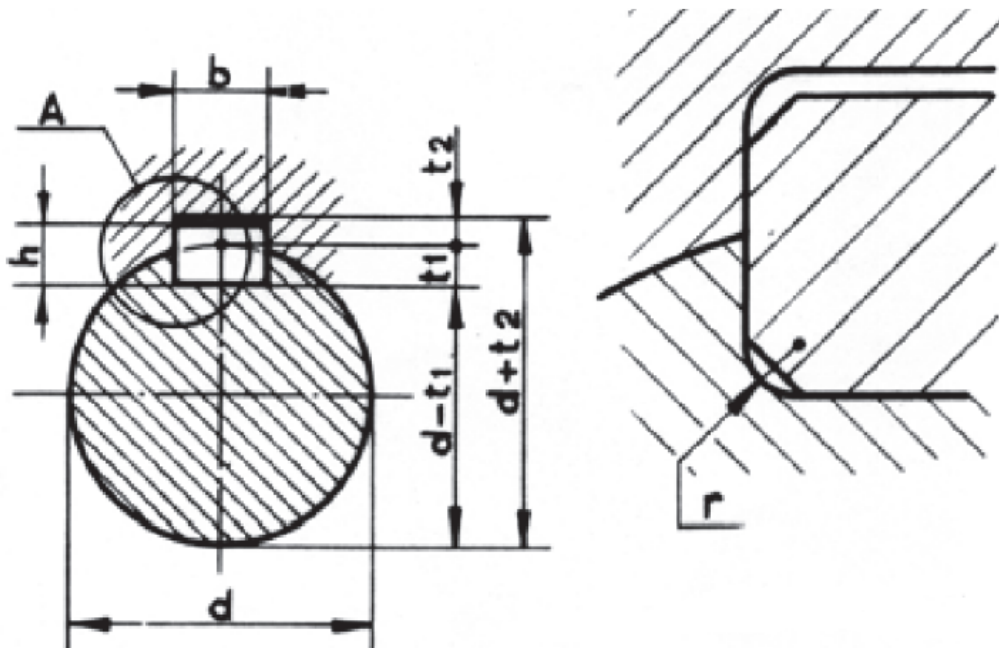


Figura 2.21 – Tabela de dimensões e tolerâncias para chavetas padronizadas

De acordo com a tabela, para eixos de diâmetro $22 \leq d \leq 30$, deve-se ter uma chaveta com as seguintes dimensões:

Largura - b :

$$b = 8mm$$

Altura - h :

$$h = 7mm$$

Profundidade da chaveta no eixo - t :

$$t = 4mm$$

Deve-se agora dimensionar o comprimento da chaveta.

Força sobre a chaveta - F_c :

$$F_c = \frac{T}{d/2} = 2803,5N$$

Considerando um coeficiente de segurança $n = 2$, conforme recomendação [7], o comprimento mínimo da chaveta pode ser estimado por:

$$l_{min} = \frac{2 \cdot F_c \cdot n}{t \cdot S_y} = 7,89mm$$

Contando com o fato que temos um coeficiente de segurança $n = 2$, o comprimento para a chaveta escolhido será $l = 8mm$.

Analisando as tensões na chaveta:

Tensão de compressão - σ :

$$\sigma = \frac{4T}{d \cdot t \cdot l} = 175,163MPa$$

Tensão cisalhante - τ :

$$\tau = \frac{2T}{d \cdot b \cdot l} = 43,79MPa$$

Fator de Segurança à Compressão - FS_{comp} :

$$FS_{comp} = \frac{S_y}{\sigma} = 2,59$$

Pela teoria da energia de distorção, a resistência ao cisalhamento é:

$$S_{sy} = 0,577 \cdot S_y = 262,535MPa$$

Fator de Segurança ao Cisalhamento - FS_{cis} :

$$FS_{cis} = \frac{0,577 \cdot S_y}{\tau} = 5,99$$

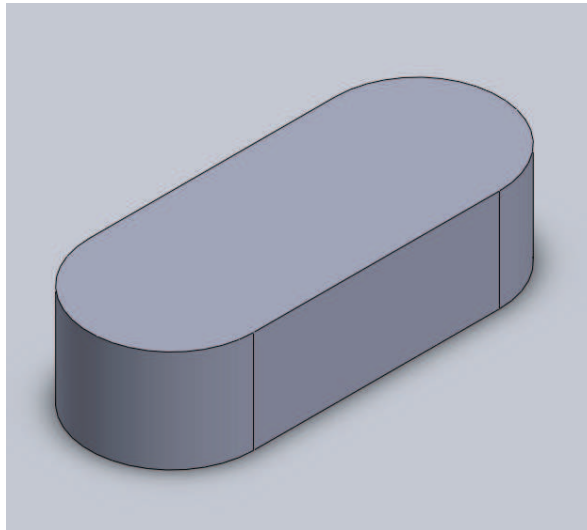


Figura 2.22 – Chaveta para os Eixos do Multiplicador de Velocidade

2.9. Rolamentos

Para a seleção dos rolamentos e das caixas de rolamentos, foram utilizados os catálogos da fabricante SKF. Sua escolha foi definida com base nos critérios de cargas dinâmica e estática do próprio fabricante. Foi considerado um tempo de vida de 20 anos.

- Eixos do Multiplicador de Velocidades

Para os eixos do multiplicador de velocidades foram selecionados os mesmos rolamentos, visto que possuem o mesmo diâmetro, de acordo com o apoio que sofre o maior esforço mecânico, que é o apoio A do eixo intermediário (previamente calculado com o software MDSolids na seção 2.6). Optou-se por rolamentos rígidos de uma carreira de esferas.

O critério para a carga dinâmica equivalente P é:

$$P = F_r \quad \text{se} \quad \frac{F_a}{F_r} \leq e$$

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad \text{se} \quad \frac{F_a}{F_r} \geq e$$

Onde X , Y e e são constantes encontradas no catálogo SKF.

Carga estática equivalente para o rolamento rígido de uma carreira de esferas:

$$P_0 = 0,6F_r + 0,5F_a$$

Vida Nominal:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p$$

Onde L_{10} é a vida nominal, medida em milhões de revoluções, C é a capacidade de carga dinâmica e p é uma constante, sendo esta igual a 3, por se tratar de um rolamento de esferas.

Realizando os cálculos:

$$F_r = 1358,22N$$

$$L_{10} = 3025,2204 \text{ milhões de rotações}$$

$$C = P \cdot L_{10}^{1/p} = 11kN$$

Foi selecionado, então, o rolamento SKF Explorer 6204-Z, com especificações disponíveis no Anexo I.

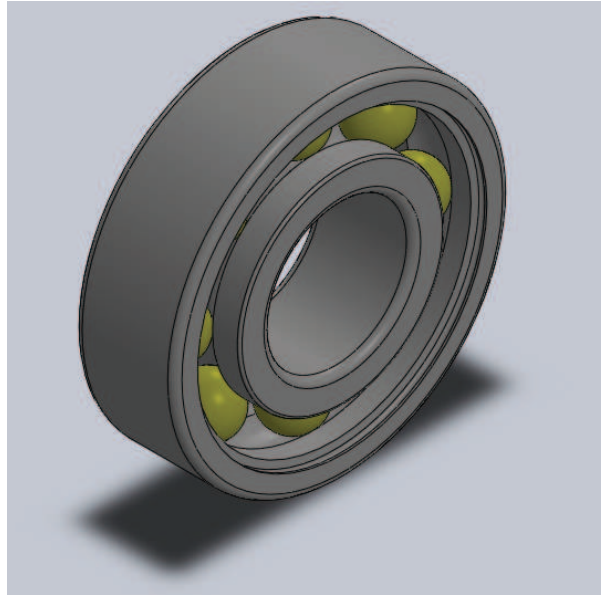


Figura 2.23 – Rolamento SKF Explorer 6204-Z

- Eixo do Rotor

Seguindo o mesmo procedimento anterior, os rolamentos serão selecionados com base no apoio que recebe o maior esforço, que no caso é o apoio A. Optou-se por rolamentos rígidos de duas carreiras de esferas com mancal, visto que suportam maiores cargas.

$$F_r = 1624N$$

$$L_{10} = 3025,2204 \text{ milhões de rotações}$$

$$C = P \cdot L_{10}^{1/p} = 13,15kN$$

Sendo assim, foi escolhido o rolamento SKF 1207 EKTN9. Para este modelo de rolamento, foi selecionado o mancal SKF SE 507-606, de acordo com as recomendações do fabricante, com especificações disponíveis no Anexo I.

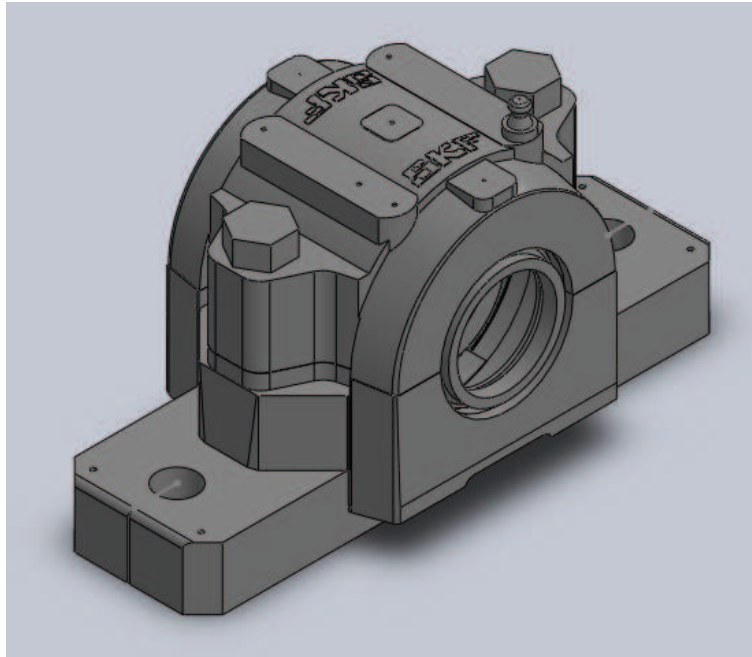


Figura 2.24 – Mancal SKF SE 507-606

2.10. Freio

O freio será responsável por interromper a turbina em caso de a velocidade de rotação do eixo alcançar valores maiores que a velocidade de projeto, ou seja, no caso em que a velocidade do vento estiver muito alta, ou se houver a necessidade de realizar a manutenção da turbina. Ele será acoplado ao eixo de alta rotação, devido ao fato de que neste eixo seria necessário um menor torque para interromper a rotação.

Para a seleção do freio, foi utilizado o catálogo do fabricante Mayr, com base no diâmetro e no torque atuante no eixo de saída:

$$d_3 = 26mm$$

$$T_3 = \frac{T_1}{i^2} = \frac{36,4465}{2,5^2} = 5,8315N \cdot m$$

O freio selecionado foi o modelo Roba-quick tipo 5/520.201.0, por ser indicado para torques de até $45Nm$, garantindo um bom coeficiente de segurança, e para diâmetros de eixo de $15mm$ a $35mm$. Suas especificações estão no Anexo I.

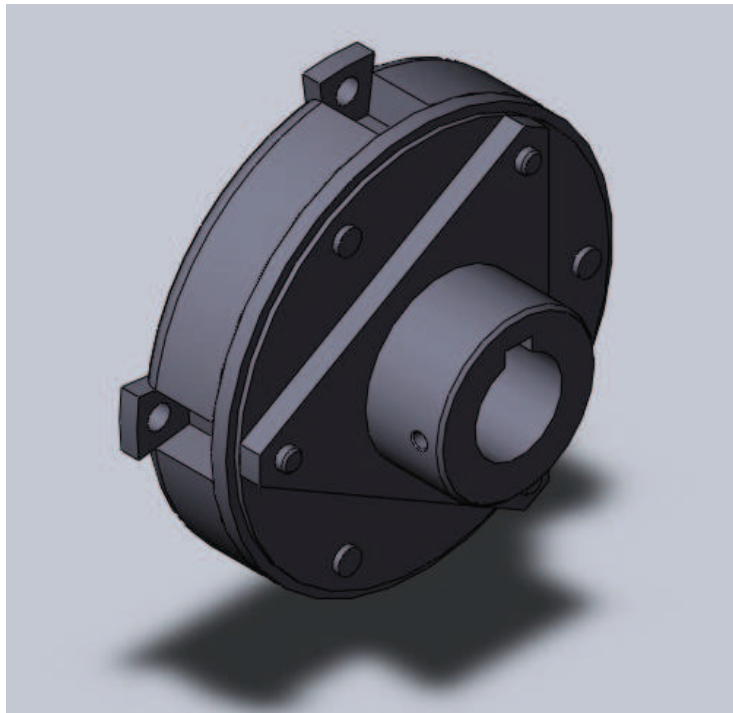


Figura 2.25 – Freio Roba-quick tipo 5/520.201.0

Fator de Segurança - FS :

$$FS = \frac{45}{5,8315} = 7,72$$

Este modelo é um freio eletromagnético e seu princípio de funcionamento se dá através da aplicação de uma voltagem de corrente contínua na bobina magnética de freio, o que gera um campo eletromagnético, que atrai o disco de freio, interrompendo a rotação do eixo.

2.11. Gerador Elétrico

O gerador elétrico é o dispositivo utilizado para converter energia mecânica em energia elétrica.

Para fazer a seleção do gerador, foi utilizado o catálogo do fabricante WEG, visando obter um gerador com potência nominal que fosse compatível com a potência mecânica nominal da turbina eólica. Além disso, buscou-se obter uma rotação nominal

compatível com a obtida na do eixo de alta rotação. O modelo selecionado foi o WEG – W22 IR 3 Premium, com potência 1,1kW, de 4 polos e tensão nominal 220/380V.

Além disso, será utilizado um conector elétrico rotativo, posicionado no interior da torre, para impedir que os fios se enrolem devido ao giro da turbina.

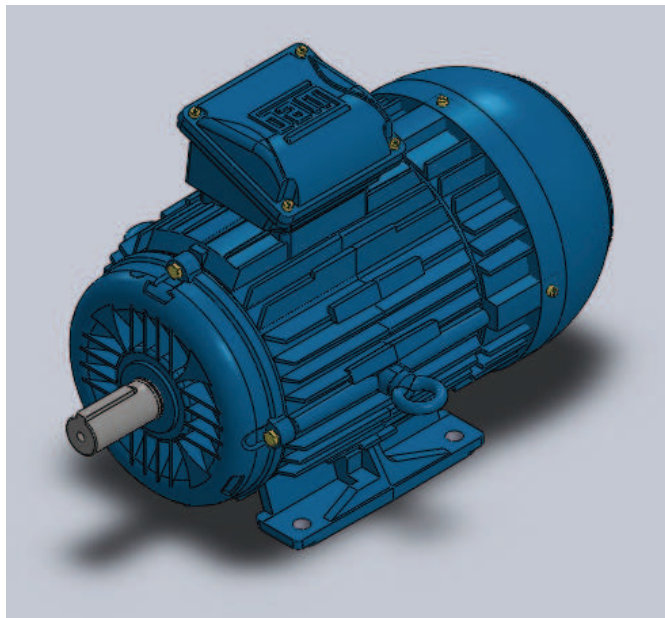


Figura 2.26 – Gerador Elétrico WEG – W22 Premium

No Anexo I, encontra-se a folha de dados com as especificações do gerador.

2.12. Nacelle

A nacelle é o compartimento que serve como estrutura de proteção ao conjunto que contém todo o mecanismo do gerador, ou seja, o multiplicador de velocidades, freio e gerador elétrico.

O objetivo ao projetar a nacelle foi obter uma geometria que minimizasse a formação de vórtices, obtendo um formato que permitisse um melhor escoamento de ar ao seu redor.

A nacelle será fabricada em fibra de vidro e será constituída de duas peças. As partes inferior e superior possuirão um ressalto com furos, através dos quais ambas as partes serão fixadas com parafusos e porcas. Além disso, na peça inferior, será fixado o chassi com todos os componentes contidos no mecanismo do gerador, através de parafusos. Na parte posterior da nacelle, será fixado um leme que tem como função alinhar o gerador à direção do fluxo de ar.

A geometria da nacelle pode ser vista na imagem abaixo:

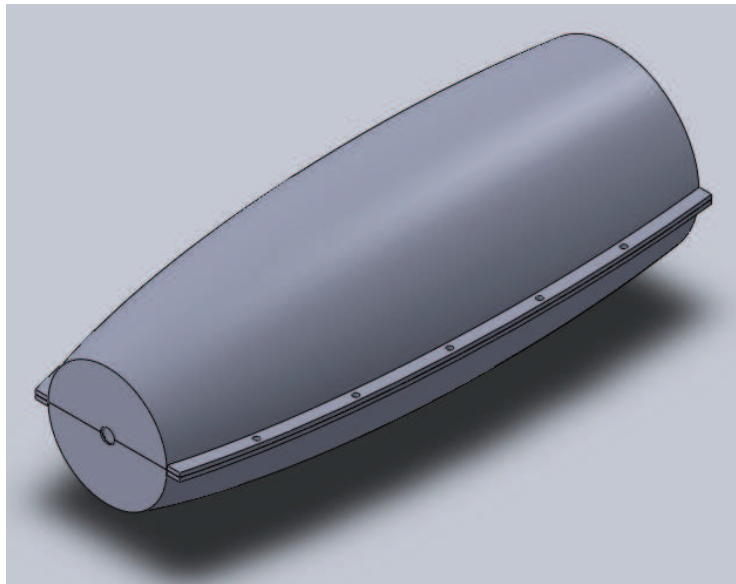


Figura 2.27 - Nacelle

2.13. Acoplamentos

Os acoplamentos são a conexão entre dois sistemas, mediante o que se transfere energia de um para o outro, que no caso, serão os eixos pertencentes ao multiplicador de velocidades. Eles tem como função conectar e transmitir energia de um eixo de direcionamento para um eixo acionado. Neste projeto, os acoplamentos serão selecionados através do catálogo da fabricante Mayr. O modelo selecionado foi o Mayr ROBA-ES tipo 940.022 tamanho 28.

A geometria do acoplamento pode ser visualizada abaixo:

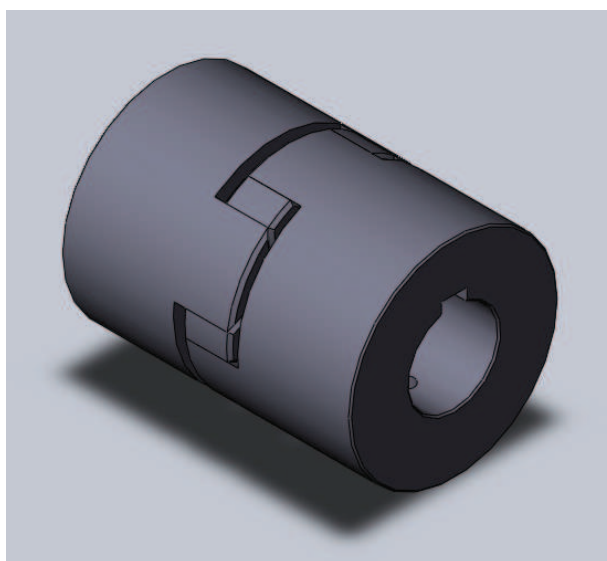


Figura 2.28 – Acoplamento Mayr ROBA-ES tipo 940.022 tamanho 28

2.14. Chassi

O chassi é a estrutura que serve de base para todos os componentes presentes no mecanismo do gerador. Isso inclui os eixos e engrenagens do multiplicador de velocidades, o freio, o gerador elétrico e o leme de orientação. Além de suportar os componentes, o chassi serve também para fixá-los à torre.

Ele será fabricado a partir de vigas de perfil retangular que serão soldadas. Além disso, serão soldadas chapas de aço nos pontos onde serão fixados os componentes, de forma a reforçar a estrutura e fornecer a superfície necessária para a fixação dos mesmos. Também serão soldados três tubos abaixo das chapas que receberão a caixa do multiplicador de velocidade, para se ter um melhor reforço na estrutura nessa região.

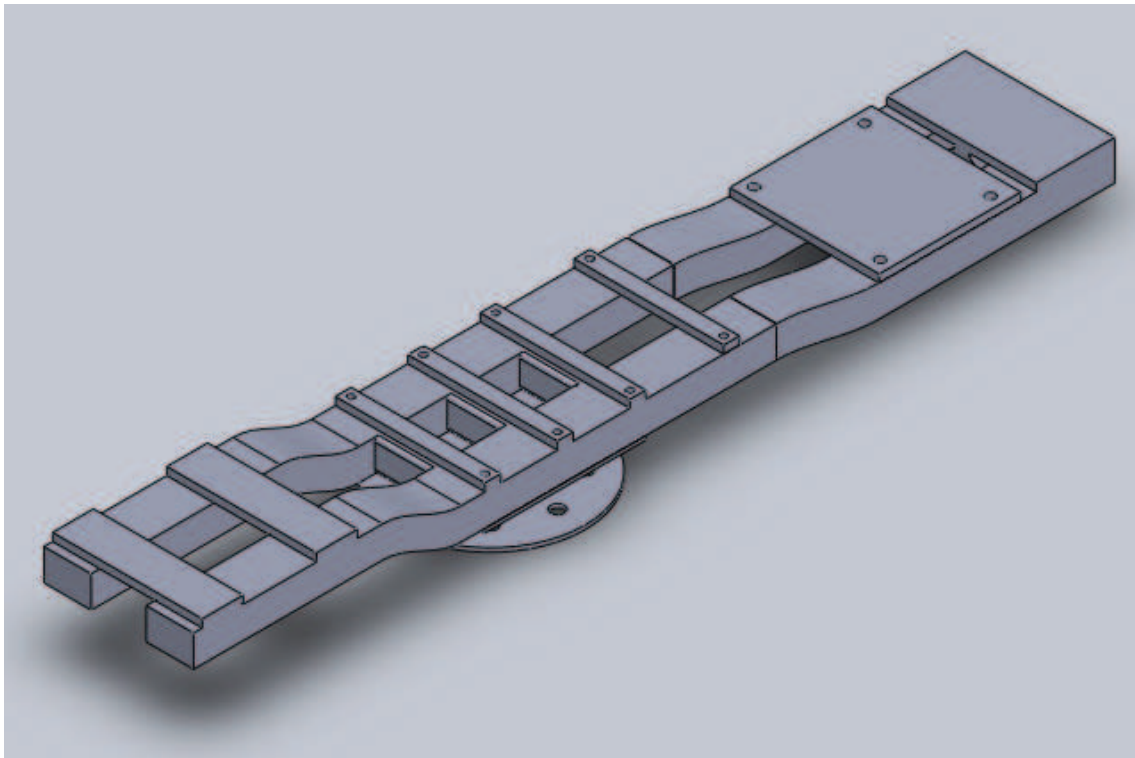


Figura 2.29 - Chassi

2.15. Torre de Sustentação

A torre tem a função de sustentar toda a turbina em uma altura na qual o escoamento do vento seja laminar, tendo em vista que o escoamento se apresenta como turbulento na região próxima ao solo, devido às irregularidades do terreno. A altura da torre foi obtida como um dado de projeto, já que para este cálculo é necessário um levantamento estatístico da movimentação das massas de ar na região e um estudo para se determinar a rugosidade superficial do local em que a turbina será instalada. Devido ao comprimento relativamente grande da torre, ela foi dividida em quatro seções, uma

menor contendo os rolamentos para possibilitar o sistema de guinada, e o restante dividido em três grandes seções.

O material escolhido foi o aço UNS 1020 estirado à frio, cujas especificações são:

Limite de resistência ao escoamento - S_y :

$$S_y = 390MPa$$

Módulo de elasticidade - E :

$$E = 201GPa$$

O perfil da torre será feito em tubo padrão ANSI de 5" schedule 40 (tabela 4.10) e a sua base será fixada no terreno por meio de chumbadores em um bloco de concreto. Segue abaixo os dados da torre:

Altura da torre - L :

$$L = 10m$$

Diâmetro externo do perfil - D_e :

$$D_e = 141,30mm$$

Espessura da parede - t :

$$t = 6,553mm$$

Massa específica linear:

$$q = 14,473kg/m$$

Para fazer o dimensionamento da torre, será realizada uma análise de segurança quanto à flambagem e ao escoamento.

Fazendo-se alguns cálculos preliminares:

Diâmetro interno da torre - D_i :

$$D_i = D_e - 2t = 128,194mm$$

Área da seção transversal - A_s :

$$A_s = \frac{\pi}{4} \cdot (D_e^2 - D_i^2) = 2774,017mm^2$$

Momento de inércia de área:

$$I = \frac{\pi}{64} \cdot (D_e^4 - D_i^4) = 6310783,595 \text{ mm}^4$$

Peso da torre:

$$W_{torre} = q \cdot L \cdot g = 1419,801 \text{ N}$$

Área da seção transversal ao fluxo:

$$A_t = L \cdot D_e = 1,413 \text{ m}^2$$

2.15.1. Verificação da Segurança da Torre quanto à Flambagem

Com o objetivo de determinar a carga crítica de flambagem, foi utilizado um modelo de barra engastada em uma das extremidades, enquanto sua extremidade livre estaria sob ação de uma força axial. Serão verificados os fatores de segurança quanto ao peso próprio e quanto às forças externas.

Carga crítica de flambagem pela atuação do peso próprio da Torre - P_{crit} : [10]

$$P_{crit} = \frac{7,83 \cdot E \cdot I}{L^3} = 9932,1 \text{ N}$$

Fator de Segurança à flambagem devido ao peso próprio:

$$FS_{pp} = \frac{P_{crit}}{W_{torre}} = 6,995$$

Carga crítica de flambagem devido às forças externas - P_{crit} : [10]

$$P_{crit} = \frac{\pi^2 \cdot E \cdot I}{4 \cdot L^2} = 31298,18 \text{ N}$$

Considerando que a massa estimada do conjunto nacelle e pás seja de aproximadamente 200kg, temos:

Fator de Segurança à flambagem devido às forças externas:

$$FS = \frac{P_{crit}}{M \cdot g} = 15,95$$

2.15.2. Verificação da Segurança da Torre quanto ao Escoamento

Calculando-se a força de arrasto devido ao vento que incide sobre a torre:

$$F_D = \frac{C_D \cdot \rho \cdot A_t \cdot U^2}{2}$$

O coeficiente de arrasto C_D para escoamento em superfícies cilíndricas pode ser determinado a partir do gráfico abaixo:

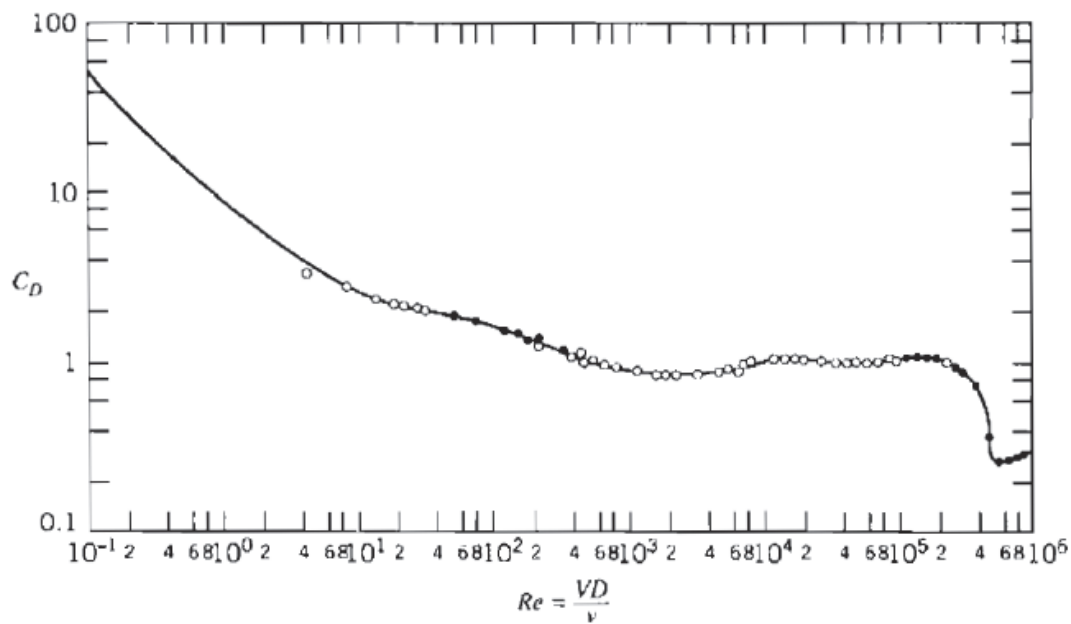


Figura 2.30 - Coeficiente de arrasto para um cilindro de superfície regular em função do número de Reynolds [1]

O número de Reynolds do escoamento atuando sobre a Torre foi calculado considerando uma velocidade do vento máxima de $U_{max} = 25m/s$. Aqui, o perfil de velocidades do vento ao longo da torre será desconsiderado.

$$Re = \frac{\rho \cdot U_{max} \cdot D_e}{\mu_{ar}} = 2,42 \cdot 10^5$$

Sendo assim, a partir do gráfico, temos que o coeficiente de arrasto C_D é:

$$C_D = 0,98$$

Então a força de arrasto F_D será:

$$F_D = 530,095N$$

Definindo-se como seção crítica o ponto de engaste na base da torre e considerando-se uma força idealizada que atua de forma igualmente distribuída ao longo da torre, obtém-se o momento fletor M_D devido à força de arrasto atuante na seção crítica:

$$M_D = \frac{F_D \cdot L}{2} = 2650,47 Nm$$

Momento fletor M_N devido à força normal para $U_{max} = 25 m/s$:

$$M_N = F_N \cdot L = 2494,16 Nm$$

Tensão devido à flexão - σ_F :

$$\sigma_F = \frac{(M_D + M_N) \cdot D_e}{2 \cdot I} = 57,6 MPa$$

Tensão de compressão - σ_C :

$$\sigma_C = \frac{Peso\ total}{A_{seção}} = 0,216 MPa$$

Tensão de cisalhamento no engaste - τ :

$$\tau = \frac{F_D + F_N}{A_{seção}} = 0,05 MPa$$

Tensão de Von Mises - $\sigma_{Von\ Mises}$:

$$\sigma_{Von\ Mises} = \sqrt{\sigma^2 + 3\tau^2} = 57,81 MPa$$

Temos, então, o coeficiente de segurança em relação ao escoamento:

$$FS_{escoamento} = \frac{Sy}{\sigma_{Von\ Mises}} = 6,75$$

2.16. Sistema de Guinada

O Sistema de Guinada, também conhecido como Sistema Yaw, é o componente responsável pela orientação do rotor da turbina eólica em direção ao vento.

Neste projeto, será utilizado um sistema de guinada passivo, por se tratar de uma turbina de pequeno porte, não necessitando assim de um motor para fazer o controle do alinhamento da turbina. Sendo assim, utiliza-se um leme de orientação para realizar esta tarefa, além de rolamentos na base da nacelle.

Para realizar o dimensionamento da cauda e da haste, foram seguidas as recomendações do fabricante de turbinas eólicas “WindyNation” [12].

Segundo estudos realizados pelo fabricante, os dois fatores mais importantes são o comprimento da haste (medido do centro dos rolamentos da base da nacelle até 1/3 da corda da cauda) e a área da cauda.

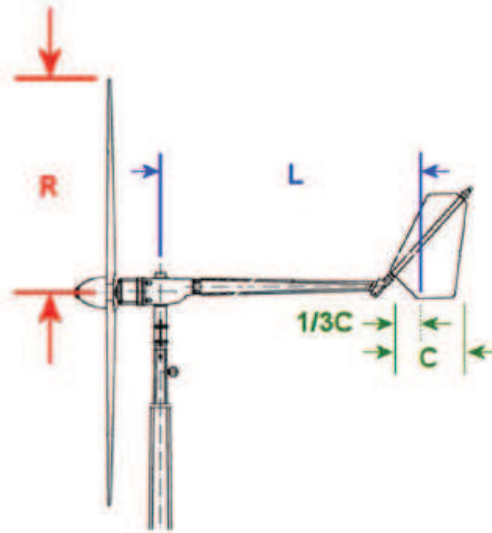


Figura 2.31 – Representação dos comprimentos relevantes ao dimensionamento do sistema de Guinada

A recomendação é que a área da superfície da cauda esteja entre 5 e 10% da área varrida pelas pás.

Temos que a área varrida pelas pás é:

$$\text{Área varrida} = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = 7,07m^2$$

Logo, deveremos ter uma área entre $0,353m^2$ e $0,707m^2$.

Para o dimensionamento do comprimento da haste, recomenda-se que a distância entre o centro dos rolamentos da base da nacelle e 1/3 da corda da cauda seja aproximadamente 60% do diâmetro do rotor.

$$L_{haste} = 0,6 \cdot D_{rotor} = 1,8m$$

A haste será feita com tubo de liga de alumínio, por se tratar de um material de baixo peso específico e apresentar resistência suficiente para o projeto.

Para os rolamentos na base da nacelle, foram selecionados dois modelos de rolamentos cônicos da fabricante SKF: SKF 32310 TN9 e SKF 33016 Q90.



Figura 2.32 – Leme de Orientação

3. Conclusão

Nesse trabalho, foi possível cumprir o objetivo de projetar uma turbina eólica de eixo horizontal.

Tendo sido realizado desde um estudo aerodinâmico para estimar a potência do vento e aquela que seria aproveitada pela turbina, passando pelo projeto, dimensionamento e seleção de todos os componentes mecânicos, e finalmente realizando os desenhos através de software para geração de geometrias tridimensionais, para então, por fim, elaborar os desenhos técnicos, foi possível fazer uma abordagem completa de todo o processo do projeto de uma turbina eólica de eixo horizontal.

A partir deste trabalho, pôde-se ter um melhor entendimento de como funciona um projeto de engenharia e de todas as dificuldades que o mesmo envolve. Sendo assim, foi de grande importância para enriquecer o meu conhecimento como engenheiro, tanto no que se refere ao dimensionamento de componentes mecânicos, quanto em relação aos desenhos técnicos de engenharia.

Finalmente, esse trabalho obteve resultados satisfatórios, com coeficientes de segurança aceitáveis (na sua maioria, bons), e resultados coerentes com aquilo que já se esperava a partir do conhecimento teórico abordado no projeto.

4. Referências

- [1] FOX, R.W., MCDONALD, A.T., PRITCHARD, P.J., “Introdução a Mecânica dos Fluidos”. LTC, Sexta Edição.
- [2] Energia Eólica, <http://www.wikipedia.org/>, Acesso em Fevereiro de 2015.
- [3] Le rendement des éoliennes, <http://www.energieplus-lesite.be/index.php?id=16657>, Acesso em Março de 2015.
- [4] Energia e Potência Extraída do Vento, http://www.cresesb.cepel.br/index.php?section=com_content&cid=221, Acesso em Março de 2015.
- [5] Vantagens e Desvantagens da Energia Eólica, <http://www.portal-energia.com/vantagens-desvantagens-da-energia-eolica/>, Acesso em Março de 2015
- [6] Energia Eólica, http://www.aneel.gov.br/aplicacoes/atlas/energia_eolica/6_2.htm, Acesso em Fevereiro de 2015.
- [7] SHIGLEY, J.E., MISCHKE, C.R., BUDYNAS, R.G., “Projeto de Engenharia Mecânica”. 7ª ed., 2005.
- [8] RESHETOV, D.N., “Atlas de construção de máquinas volumes I, II e III”. 1979.
- [9] FÉODOSIEV, V., "Resistência dos Materiais". Editora Livraria Lopes da Silva, Porto, 1980.
- [10] KHENAS, S., DUNNETT, S., PIGGOTT, H., “Small Wind Systems for Rural Energy Services”. 1ª edição, Michigan, EUA, 2010.
- [11] RAJPUT, R.K., “Non-conventional Energy Sources and Utilization”. 1ª edição, India, 2012.
- [12] WindyNation, www.windynation.com/, Acesso em Abril de 2015.
- [13] MANWELL, J.F., MCGOWAN, J.G., ROGERS, L.A., et. al., "WIND ENERGY EXPLAINED theory design and application". 2a edição, WILLEY, 2009
- [14] AMARANTE, O.A.C., BROWER, M., ZACK, J., SÁ, A.L., "Atlas do Potencial Eólico Brasileiro". Brasília, 2001.
- [15] DE MARCO, FLÁVIO F, “Projeto Preliminar de Aerogeradores”. Tese de Mestrado, UFRJ, Rio de Janeiro, 1989.
- [16] SKF, www.skf.com/br/, Acesso em Abril de 2015.
- [17] TONG, W., “Wind Power Generation and Wind turbine Design”. 1ª edição,

WITpress, Southampton, Boston, EUA, 2002.

[18] HAU, E., “Wind Turbines – Fundamentals, Technologies, Application, Economics”. 2ª edição, Reino Unido, 2005.

[19] Mayr, www.mayr.com/br/, Acesso em Maio de 2015

[20] ABBOT, I.H., DOENHOFF, A.E.V., “Theory of Wing Sections”. 1ª edição, Dover, New York, EUA, 1959.

[21] HANSEN, M.O. L., “Aerodynamics of Wind Turbines”. 2ª edição, Earthscan, Londres, Inglaterra, 2008.

[22] CRANDALL, S.H., ARCHER, R.R., COOK, N.H., DAHL, N.C., LARDNER, T.J., MCCLINTOCK, F.A., RABINOWICKZ, E., REICHENBACH, G.S., "An Introduction to the Mechanics of Solids". 2ª edição, McGRAW-HILL BOOK COMPANY, Singapore, 1978.

5. Anexos

5.1. Anexo I – Componentes Comerciais

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	B	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
20	47	14	13,5	6,55	32000	20000	6204-Z *

Calculation factors
 k_r 0,025
 f_0 13

Figura 5.1 – Especificações dos Rolamentos para os Eixos do Multiplicador de Velocidade (SKF 6204-Z)

Shaft	Appropriate bearings (basic designation)			Designation
	Self-aligning ball bearings			Housing
d _a	mm			
30	1207 K	2207 K	22207 K	SE 507-606

Order designations
Housing only SE 507-606

Seals
TSN 507 L TSN 507 A 2 x TSN 507 S 2 x TSN 507 ND

End cover
ASHH 507-606

Appropriate SKF bearings and accessories

Bearing	Adapter sleeve	Locating rings
1207 EKTN9	H 207	2 x FRB 8.5/72
2207 EKTN9	H 307	2 x FRB 5.5/72
22207 EK	H 307	2 x FRB 5.5/72
C 2207 KTN9	H 307 E	2 x FRB 5.5/72

Cap bolts
Size [mm] M 10x50
Rec. tightening torque [Nm] 50

Max permissible load
F_{120°} 90
F_{150°} 30
F_{180°} 25

Appropriate attachment bolts
Size [mm] 12
Rec. tightening torque [Nm] 80

Dowel dimensions
Diameter (max) 5
Centre distance J₆ 172
Centre distance J₇ 19

Breaking loads, housing [kN]
P_B* 140
P_{55°}* 190
P_{90°}* 115
P_{120°}* 85
P_{150°}* 80
P_{180°}* 95
P₂ 60

The limit for P_B* applies only when the housing is not supported over its entire base area

Grease quantities [kg]
Initial fill 0,05
Regreasing 0,01

Figura 5.2 – Especificações dos Mancais do Eixo do Rotor (SKF SE 507-606)

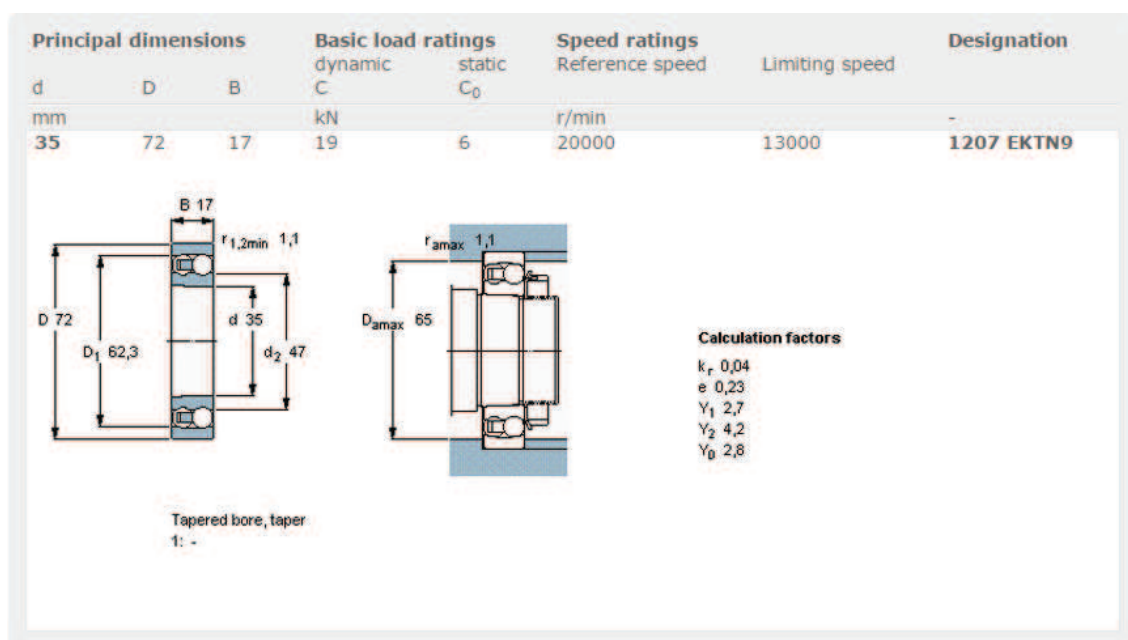


Figura 5.3 – Especificações dos Rolamentos para os Mancais do Eixo do Rotor (SKF 1207 EKTN9)

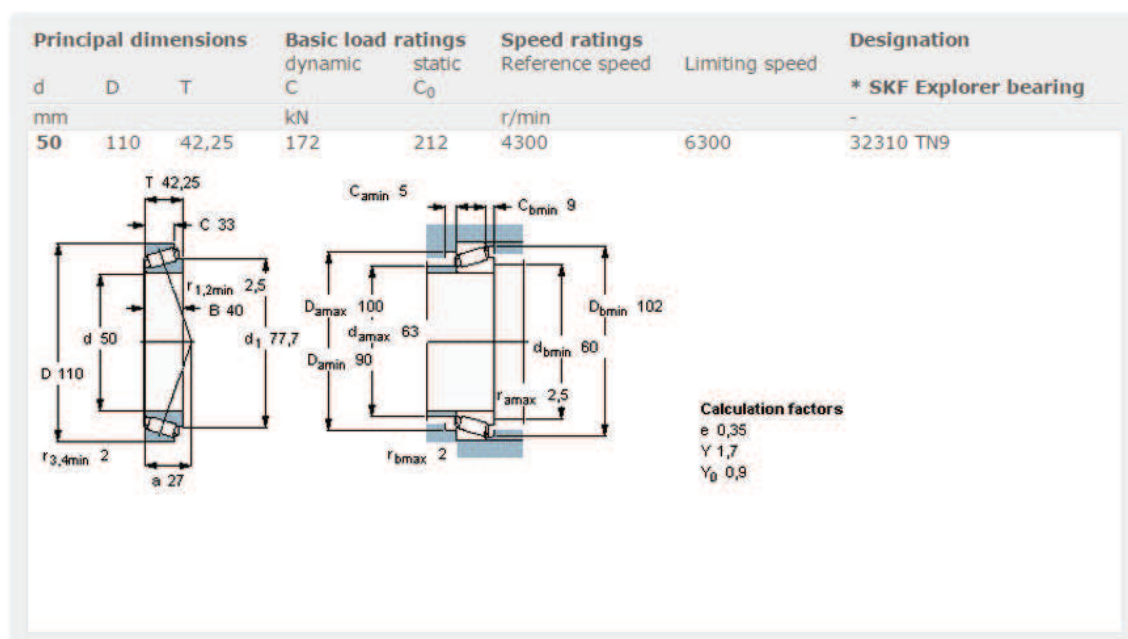


Figura 5.4 – Especificações do Rolamento inferior do Sistema de Guinada (SKF 32310 TN9)

Principal dimensions			Basic load ratings		Speed ratings		Designation
d	D	T	dynamic C	static C ₀	Reference speed	Limiting speed	* SKF Explorer bearing
mm			kN		r/min		-
80	125	36	168	285	3600	5000	33016/Q

Calculation factors
 e 0,28
 Y 2,1
 Y_0 1,1

Figura 5.5 – Especificações do Rolamento superior do Sistema de Guinada (SKF 33016/Q)

Technical Data				Size				
				3	4	5	6	7
Nominal torque ¹⁾	Type 520.20_0	M ₂	[Nm]	8,5	17	45	80	160
Electrical power		P ₂₀	[W]	13	20	31	47	71
Maximum speed		n _{max}	[rpm]	8600	7000	6100	5800	4500
Weight	without accessories	m	[kg]	0,38	0,55	1,25	1,88	3,5
	with flange hub	m	[kg]	0,42	0,86	1,40	2,35	7,5
Mass moment of inertia	Armature disk	I _{arm}	[10 ⁻⁴ kgm ²]	0,76	1,92	6,86	17,56	52,86
	Flange hub ²⁾ + Armature disk	I _{sum}	[10 ⁻⁴ kgm ²]	1,02	2,75	8,63	24,66	70,63

1) Please observe run-in regulations or minimum speed (see page 4).
2) With max. bore

Standard voltages 24 VDC; 104 VDC.
Permitted voltage tolerances acc. IEC 38 +/-10 %.

Bores				Size				
				3	4	5	6	7
Ød ₁ ³⁾	Preferred bores		[mm]	17; 20	20; 25	25; 30	30; 40	40; 50
	min.		[mm]	9	13	15	20	23
	max.		[mm]	20	30	35 ³⁾	45	60

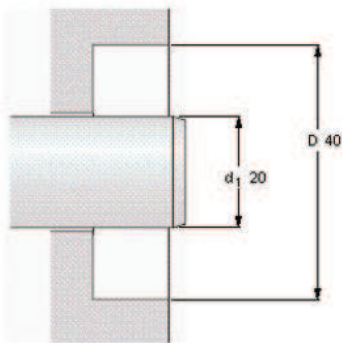
3) Up to Ø 32 keyway acc. DIN 6885/1, above Ø 32 keyway acc. DIN 6885/3

Figura 5.6 – Especificações do Freio Eletromagnético (Mayr Robaquick 520.201.0 tamanho 5)

<

Figura 5.7 – Especificações do Motor (WEG W22 Premium)

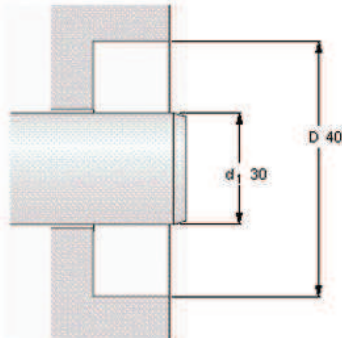
Dimensões principais			Modelo	Material do retentor	Designação	número de estoque americano
Eixo	Furo	Largura nominal da vedação				
d_1		b				
mm			-	-	-	-
20	40	7	CRW1	R	20X40X7 CRW1 R	7940

Permissible operating temperature [°C / °F] <table style="width: 100%;"> <tr> <td>min.</td><td>max.</td></tr> <tr> <td>-40 / -40</td><td>100 / 212</td></tr> <tr> <td></td><td>short periods</td></tr> <tr> <td></td><td>120 / 248</td></tr> </table> Pressure differential [MPa / psi] 0,07 / 10,15 See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"	min.	max.	-40 / -40	100 / 212		short periods		120 / 248	Rotational speed [r/min] 17189 at circumferential speed [m/s / ft/s] 18 / 59,04
min.	max.								
-40 / -40	100 / 212								
	short periods								
	120 / 248								

Figura 5.8 – Especificações da Vedação da Caixa do Multiplicador de Velocidade (SKF CRW1 R)

Principal dimensions			Design	Lip material	Designation	US stock number
Shaft	Bore	Nominal seal width				
d_1		b				
mm			-	-	-	-
30	40	4	HM4	R	30X40X4 HM4 R	11597

Permissible operating temperature [°C / °F] <table style="width: 100%;"> <tr> <td>min</td><td>max</td></tr> <tr> <td>-40 / -40</td><td>100 / 212</td></tr> <tr> <td></td><td>short periods</td></tr> <tr> <td></td><td>120 / 248</td></tr> </table> Pressure differential [MPa / psi] - / - See also "Permissible speeds" and "Chemical and thermal resistance"	min	max	-40 / -40	100 / 212		short periods		120 / 248	Rotational speed [r/min] - at circumferential speed [m/s / ft/s] - / -
min	max								
-40 / -40	100 / 212								
	short periods								
	120 / 248								

Figura 5.9 – Especificações dos Vedadores da Nacelle e da Capa do Hub (SKF HM4 R)

ROBA®-ES with keyways Type 940._22._

Sizes 14 to 65

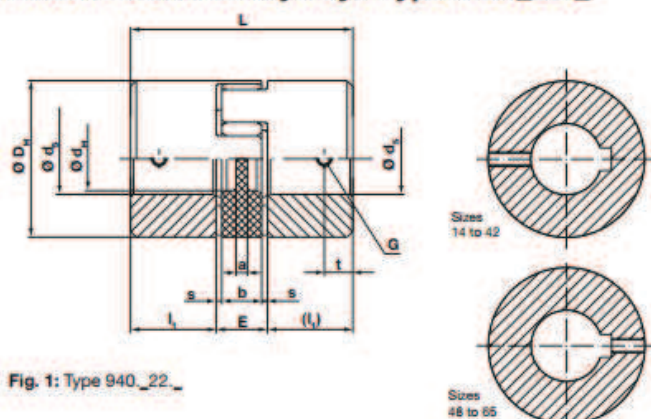


Fig. 1: Type 940._22._

ROBA®-ES couplings are delivered as un-bored hub design (further processing to be carried out customer-side) or with a finish bore and keyway JS9 (DIN 6885/1). An adjusting screw is located in the hub for axial securement, which is offset by 180° to the keyway (for Sizes 14 to 42, see Fig. right).

Up to Size 38, the hubs are made of aluminium. From Size 42, they are made of steel.

Conventional bores can be delivered from stock.

Technical Data and Bores				Size ¹⁾								
				14	19	24	28	38	42	48	55	65
Minimum hub bore ²⁾	d _{s min}	[mm]	6	6	8	10	12	14	20	20	38	
Maximum hub bore ²⁾	d _{s max}	[mm]	15	24	28	38	45	55	60	70	80	
Maximum speed	n _{max}	[rpm]	19000	14000	10600	8500	7100	6000	5600	5000	4600	
Mass moments of inertia	per hub and max. bore	J	[10 ⁻⁶ kgm ²]	2,8	20,4	50,8	200,3	400,6	2246	3786	8546	16043
Weight			[kg]	0,020	0,066	0,132	0,253	0,455	1,85	2,52	4,14	5,96

Dimensions	Size ²⁾								
	14	19	24	28	38	42	48	55	65
a	2	4	4	5	5	5	5	9	8
b	10	12	14	15	18	20	21	22	26
D _H	30	40	55	65	80	95	105	120	135
d _H	10,5	18	27	30	38	46	51	60	68
E	13	16	18	20	24	26	28	30	35
G	M4	M5	M5	M6	M8	M8	M8	M10	M10
L	35	66	78	90	114	126	140	160	185
l ₁	11	25	30	35	45	50	56	65	75
s	1,5	2,0	2,0	2,5	3,0	3,0	3,5	4,0	4,5
t	5	10	10	15	15	20	25	20	20

1) Further Sizes and Types available on request.

2) Recommended fit connection H7/k6.

We reserve the right to make dimensional and constructional alterations.

Figura 5.10 – Especificação do Acoplamento (Mayr Roba-ES 940.022.0 tamanho 28)

5.2. Anexo II – Tabelas e Gráficos

Número de dentes	Número de dentes da engrenagem associada							
	1	17	25	35	50	85	300	1000
18	0.244 86	0.324 04	0.332 14	0.338 40	0.344 04	0.350 50	0.355 94	0.361 12
19	0.247 94	0.330 29	0.338 78	0.345 37	0.351 34	0.358 22	0.364 05	0.369 63
20	0.250 72	0.336 00	0.344 85	0.351 76	0.358 04	0.365 32	0.371 51	0.377 49
21	0.253 23	0.341 24	0.350 44	0.357 64	0.364 22	0.371 86	0.378 41	0.384 75
22	0.255 52	0.346 07	0.355 59	0.363 06	0.369 92	0.377 92	0.384 79	0.391 48
24	0.259 51	0.354 68	0.364 77	0.372 75	0.380 12	0.388 77	0.396 26	0.403 60
26	0.262 89	0.362 11	0.372 72	0.381 15	0.388 97	0.398 21	0.406 25	0.414 18
28	0.265 80	0.368 60	0.379 67	0.388 51	0.396 73	0.406 50	0.415 04	0.423 51
30	0.268 31	0.374 62	0.385 80	0.395 00	0.403 59	0.413 83	0.422 83	0.431 79
34	0.272 47	0.383 94	0.396 71	0.405 94	0.415 17	0.426 24	0.436 04	0.445 86
38	0.275 75	0.391 70	0.404 46	0.414 80	0.424 56	0.436 33	0.446 80	0.457 35
45	0.280 13	0.402 23	0.415 79	0.426 85	0.437 35	0.450 10	0.461 52	0.473 10
50	0.282 52	0.408 08	0.422 08	0.435 55	0.444 48	0.457 78	0.469 75	0.481 93
60	0.286 13	0.417 02	0.431 73	0.443 83	0.455 42	0.469 60	0.482 43	0.495 57
75	0.289 79	0.426 20	0.441 63	0.454 40	0.466 68	0.481 79	0.495 54	0.509 70
100	0.293 53	0.435 61	0.451 80	0.465 27	0.478 27	0.494 37	0.509 09	0.524 35
150	0.297 38	0.445 30	0.462 26	0.476 45	0.490 23	0.507 36	0.523 12	0.539 54
300	0.301 41	0.455 26	0.473 04	0.487 98	0.502 56	0.520 78	0.537 65	0.555 33
cremalheira	0.305 71	0.465 54	0.484 15	0.499 88	0.515 29	0.534 67	0.552 72	0.571 73

Tabela 5.1 – Fator de Forma J da AGMA para ângulo de pressão 20° [7]

ACABAMENTO SUPERFICIAL	Fator a		Expoente b
	[KPSI]	[MPa]	
Retificado	1.34	1.58	-0.085
Usinado ou Laminado a frio	2.70	4.51	-0.265
Laminado a quente	14.4	57.7	-0.718
Forjado	39.9	272	-0.995

Tabela 5.2 – Fator de Acabamento Superficial – K_a [7]

Módulo m	Fator k_b	Módulo m	Fator k_b
1 to 2	1.000	11	0.843
2.25	0.984	12	0.836
2.5	0.974	14	0.824
2.75	0.965	16	0.813
3	0.956	18	0.804
3.5	0.942	20	0.796
4	0.930	22	0.788
4.5	0.920	25	0.779
5	0.910	28	0.770
5.5	0.902	32	0.760
6	0.894	36	0.752
7	0.881	40	0.744
8	0.870	45	0.736
9	0.860	50	0.728
10	0.851		

Tabela 5.3 – Fator de Tamanho e Dimensão – K_b [7]

Confiabilidade R	0,50	0,90	0,95	0,99	0,999	0,9999
Fator k_c	1,000	0,897	0,868	0,814	0,753	0,702

Tabela 5.4 – Fator de Confiabilidade – K_c [7]

Fonte de potência	Máquinas acionadas		
	Uniforme	Choque moderado	Choque pesado
Uniforme	1,00	1,25	1,75
Choque leve	1,25	1,50	2,00
Choque médio	1,50	1,75	2,25

Tabela 5.5 – Fator de Sobrecarga – K_o [7][15]

Características do apoio	Largura do denteado (mm)			
	0 a 50	150	225	400 ou mais
Montagens precisas, pequenas folgas nos mancais, deflexão mínima, engrenagens de precisão	1,3	1,4	1,5	1,8
Montagens menos rígidas, engrenagens menos precisas, contato em toda a largura do denteado	1,6	1,7	1,8	2,2
Montagem e precisão tais que o contato não ocorre em toda a largura do denteado	acima de 2.2			

Tabela 5.6 – Fator de Distribuição de Carga no Dente - K_M [7][15]

ciclos de vida	fator de vida C_L
10^4	1,5
10^5	1,3
10^6	1,1
10^8 ou mais	1,0

Tabela 5.7 – Fator de Vida - C_L [7][15]

confiabilidade R	fator de confiabilidade C_R
até 0,99	0,80
0,99 a 0,999	1,00
0,999 ou mais	1,25 ou mais

Tabela 5.8 – Fator de Confiabilidade - C_R [7][15]

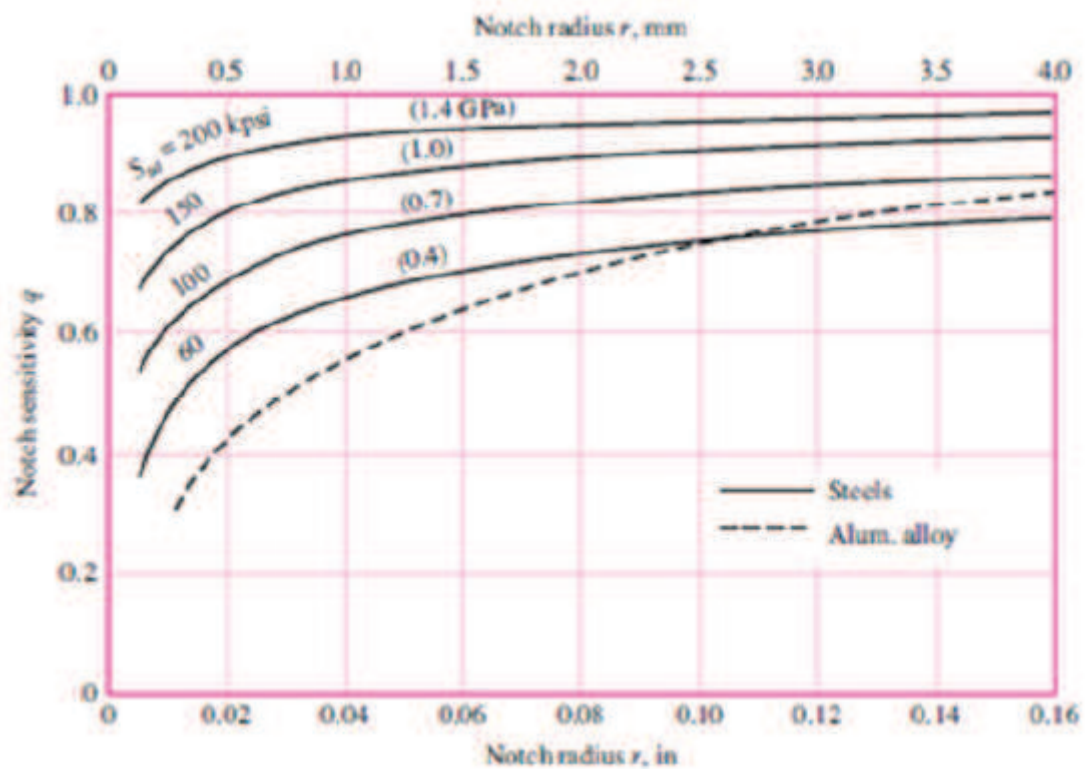


Gráfico 5.1 – Carta para tomada de Sensitividade ao Entalhe - q [7]

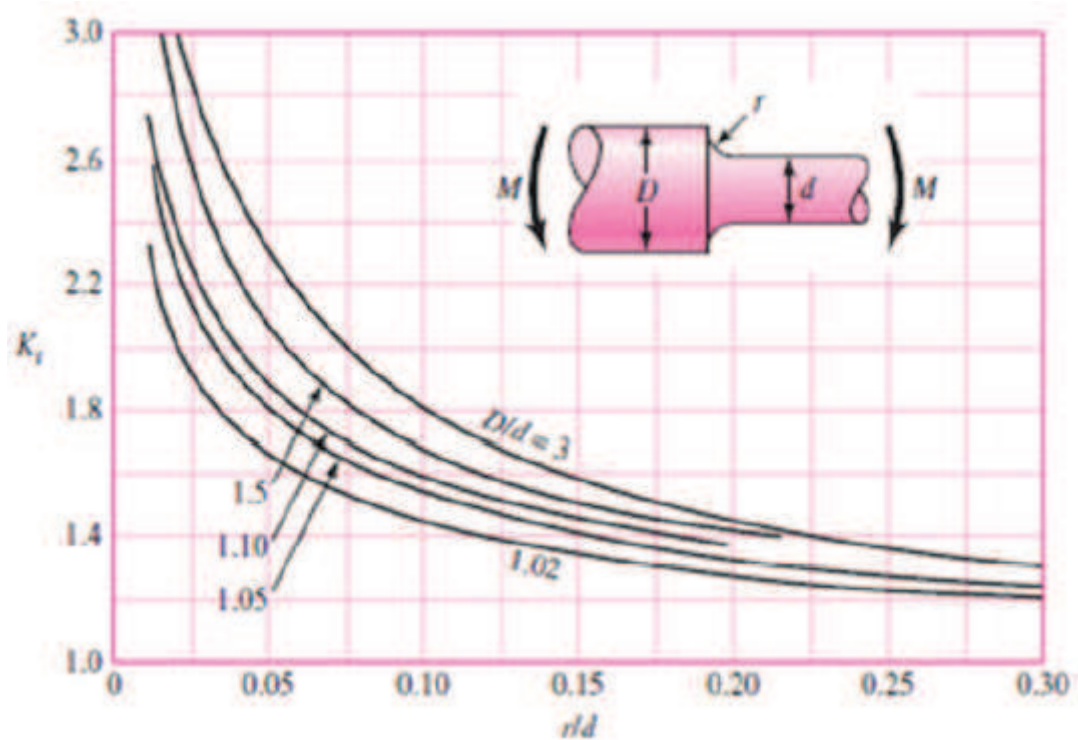


Gráfico 5.2 – Carta para tomada de Fator Teórico de Concentração de Tensão - K_t [7]

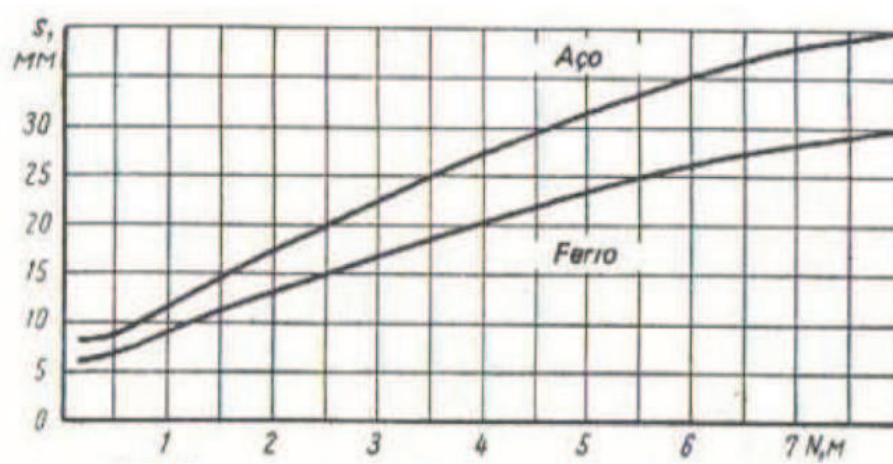
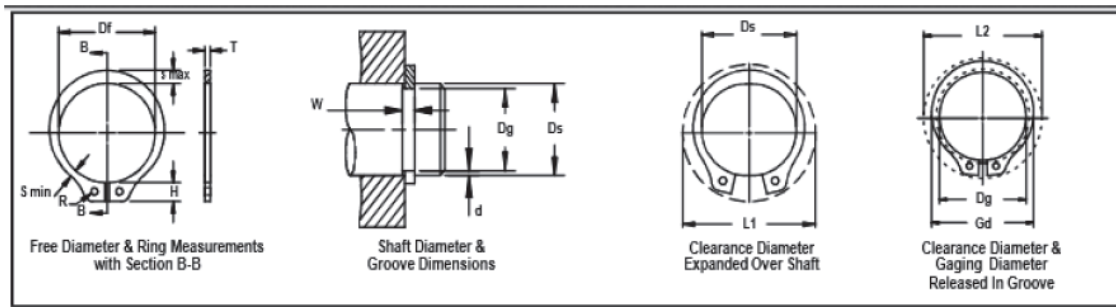


Gráfico 5.3 – Carta para tomada de espessura da parede da Caixa de Engrenagens [8]



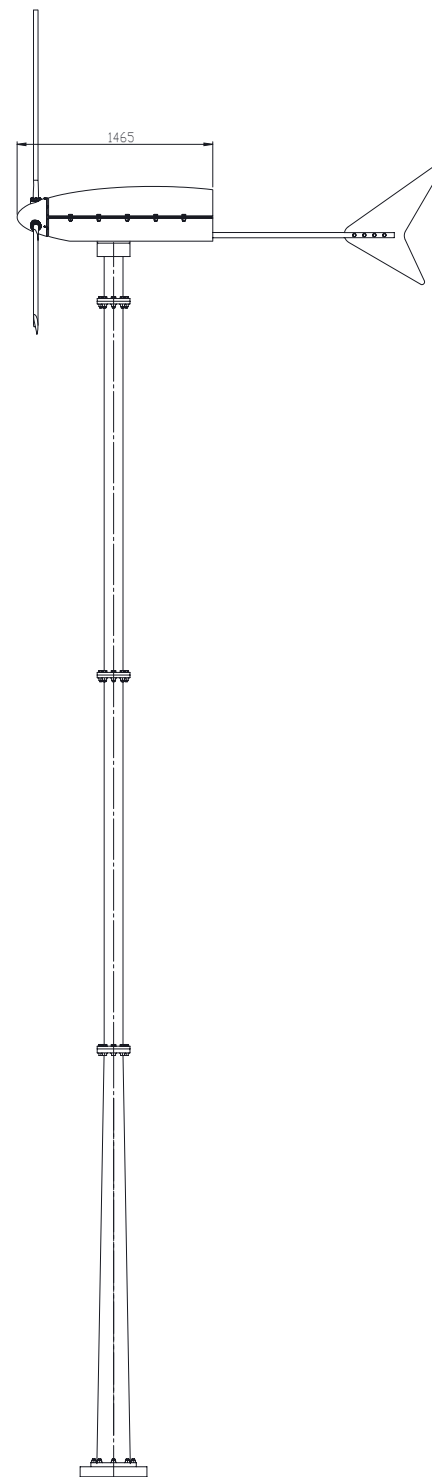
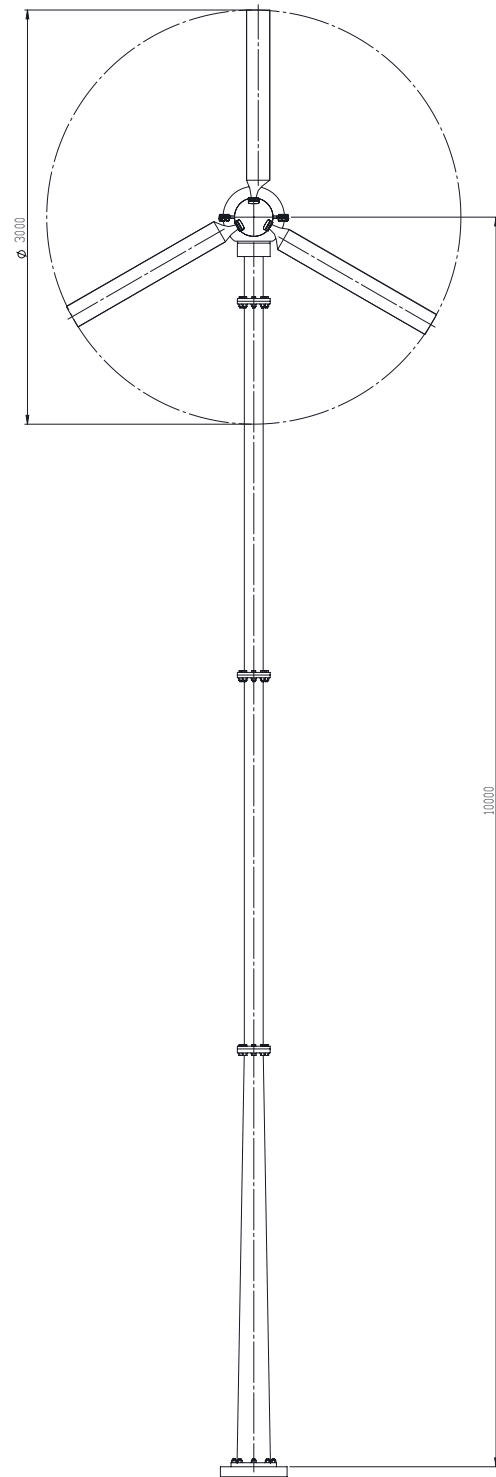
RING NO.	SHAFT DIAMETER		GROOVE SIZE						RING SIZE & WEIGHT						CLEARANCE DIA.			(THRUST LD (kN))	
			DIAMETER			WIDTH		DEPTH	FREE DIAMETER		THICKNESS**		Mass Per 1000 pcs.	Expanded over Shaft	Released in Groove	Sqr. corner abutment	Ring (Safety Factor of 4)	Groove (Safety Factor of 2)	
	Ds mm	Ds INCH	Dg	tol	F.I.M.**	W	tol	d	Df	tol	T	tol	kg	L1	L2	Pr	Pg		
MSH-4*	4	0.157	3.80		0.03	0.32	+0.05	0.10	3.80	+0.05	0.25	±0.05	0.017	7.0	6.8	0.6	0.2		
MSH-5*	5	0.197	4.75	-0.08	0.03	0.50	+0.10	0.13	4.55	-0.10	0.40		0.029	8.2	7.9	1.1	0.3		
MSH-6*	6	0.238	5.70		0.03	0.50		0.15	5.45		0.40		0.040	9.1	8.8	1.4	0.4		
MSH-7	7	0.275	6.80		0.05	0.70		0.20	6.35		0.60		0.10	12.3	11.8	2.6	0.7		
MSH-8	8	0.315	7.50	-0.10	0.05	0.70		0.25	7.15	-0.05	0.60		0.12	13.8	13.0	3.1	1.0		
MSH-9	9	0.354	8.45		0.05	0.70		0.28	8.15	-0.05	0.60		0.15	14.5	13.6	3.5	1.2		
MSH-10	10	0.393	9.40		0.05	0.70		0.30	9.00	-0.15	0.60		0.19	15.5	14.7	3.9	1.5		
MSH-11	11	0.433	10.35		0.05	0.70		0.33	10.00		0.60		0.23	16.4	15.6	4.3	1.8		
MSH-12	12	0.472	11.35		0.05	0.70		0.33	10.85		0.60		0.24	17.4	16.6	4.7	2.0		
MSH-13	13	0.512	12.30	-0.12	0.10	1.00		0.35	11.90		0.90		0.44	19.7	18.8	7.5	2.2		
MSH-14	14	0.551	13.25		0.10	1.00		0.38	12.90		0.90		0.49	20.7	19.7	8.1	2.6		
MSH-15	15	0.591	14.15		0.10	1.00		0.43	13.80		0.90		0.54	21.7	20.6	8.7	3.2		
MSH-16	16	0.630	15.10		0.10	1.00		0.45	14.70		0.90		0.59	22.7	21.6	9.3	3.5		
MSH-17	17	0.669	16.10		0.10	1.00		0.45	15.75		0.90	±0.08	0.64	23.7	22.6	9.9	4.0		
MSH-18	18	0.708	17.00		0.10	1.20	+0.15	0.50	16.65		1.10		0.92	26.2	25.0	16.0	4.4		
MSH-19	19	0.748	17.95		0.10	1.20		0.53	17.60	+0.15	1.10		0.95	27.2	25.9	16.9	4.9		
MSH-20	20	0.787	18.85		0.10	1.20		0.58	18.35	-0.25	1.10		1.0	28.2	26.8	17.8	5.7		
MSH-21	21	0.828	19.80	-0.15	0.10	1.20		0.60	19.40		1.10		1.1	29.2	27.7	18.6	6.2		
MSH-22	22	0.866	20.70		0.10	1.20		0.65	20.30		1.10		1.3	30.3	28.7	19.6	7.0		
MSH-23	23	0.905	21.65		0.10	1.20		0.67	21.25		1.10		1.4	31.3	29.6	20.5	7.6		
MSH-24	24	0.945	22.60		0.10	1.20		0.70	22.20		1.10		1.5	34.1	32.4	21.4	8.2		
MSH-25	25	0.984	23.50		0.10	1.20		0.75	23.10		1.10		1.6	35.1	33.3	22.3	9.2		
MSH-26	26	1.023	24.50		0.10	1.20		0.75	24.05		1.10		1.8	36.0	34.2	23.2	9.6		
MSH-27	27	1.063	25.45		0.10	1.40		0.78	24.95		1.30		2.2	37.8	35.9	28.4	10.3		
MSH-28	28	1.102	26.40		0.10	1.40		0.80	25.80		1.30		2.3	38.8	36.9	28.4	11.0		
MSH-30	30	1.181	28.35		0.15	1.40		0.83	27.90		1.30		2.5	40.8	38.8	31.6	12.3		
MSH-32	32	1.260	30.20	-0.20	0.15	1.40		0.90	29.60	+0.25	1.30		2.8	42.8	40.7	33.6	14.1		
MSH-34	34	1.339	32.00		0.15	1.40		1.00	31.40	-0.40	1.30		3.1	44.9	42.5	36.0	16.7		
MSH-35	35	1.378	32.90		0.15	1.40		1.05	32.30		1.30		3.3	45.9	43.4	37.0	18.1		
MSH-36	36	1.417	33.85		0.15	1.40		1.06	33.25		1.30		3.6	46.8	46.1	38.0	18.9		
MSH-38	38	1.496	35.80		0.15	1.40		1.10	35.20		1.30		4.0	50.6	48.0	40.0	20.5		
MSH-40	40	1.575	37.70		0.15	1.75		1.15	36.75		1.60		5.6	54.0	51.3	52.0	22.8		
MSH-42	42	1.654	39.60		0.15	1.75		1.20	38.80		1.60		6.3	56.0	53.2	54.0	24.8		
MSH-43	43	1.693	40.50		0.15	1.75		1.25	39.65		1.60		6.7	57.0	54.0	55.0	26.4		
MSH-45	45	1.772	42.40		0.15	1.75		1.30	41.60		1.60		7.0	58.0	55.9	58.0	28.8		

Tabela 5.9 – Tabela padronizada de Anéis de Retenção – Norma ANSI

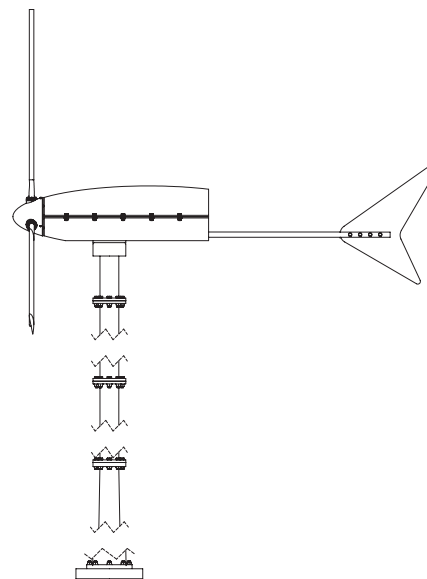
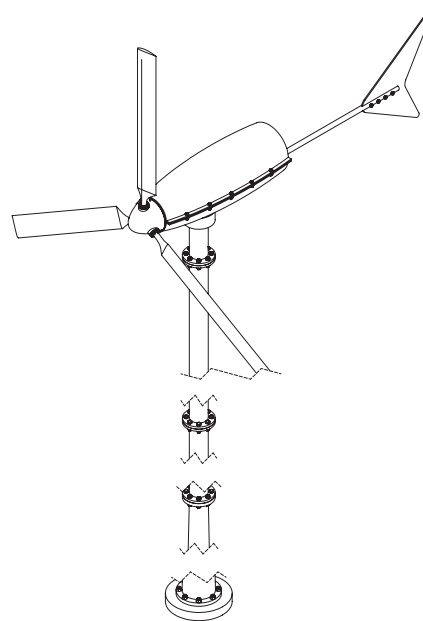
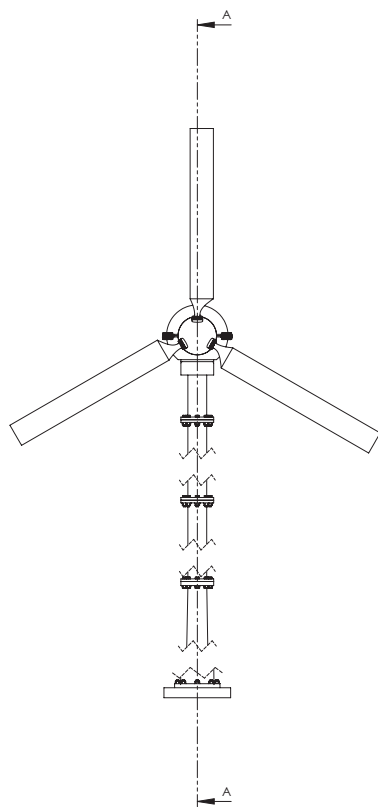
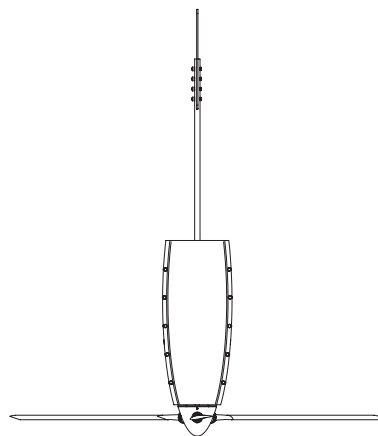
pol.	externo	SCH 5s		SCH 10s		SCH 20s		SCH 40s	
		Parede	Peso Kg/m	Parede	Peso Kg/m	Parede	Peso Kg/m	Parede	Peso Kg/m
1/8"	10,29	*	*	1,24	0,26	1,50	0,32	1,73	0,37
1/4"	13,72	*	*	1,65	0,49	2,00	0,58	2,24	0,64
3/8"	17,15	*	*	1,65	0,64	2,00	0,75	2,31	0,86
1/2"	21,34	1,65	0,81	2,11	1,01	2,50	1,16	2,77	1,29
3/4"	26,67	1,65	1,03	2,11	1,30	2,50	1,49	2,87	1,71
1"	33,40	1,65	1,31	2,77	2,12	3,00	2,25	3,38	2,54
1.1/4"	42,16	1,65	1,67	2,77	2,73	3,00	2,89	3,56	3,44
1.1/2"	48,26	1,65	1,93	2,77	3,15	3,00	3,35	3,68	4,11
2"	60,33	1,65	2,42	2,77	3,99	3,50	4,90	3,91	5,52
2.1/2"	73,03	2,11	3,75	3,05	5,34	3,50	6,00	5,16	8,77
3"	86,90	2,11	4,58	3,05	6,56	4,00	8,37	5,49	11,50
3.1/2"	101,60	2,11	5,26	3,05	7,53	4,00	9,77	5,74	13,80
4"	114,30	2,11	5,93	3,05	8,50	4,00	10,90	6,02	16,30
5"	141,30	2,77	9,61	3,40	11,74	5,00	17,06	6,55	22,10
6"	168,28	2,77	11,48	3,40	14,00	5,00	20,31	7,11	28,70
8"	219,08	2,77	15,00	3,76	20,27	6,50	34,10	8,18	43,20
10"	273,05	3,40	22,96	4,19	28,21	6,50	43,38	9,27	61,23
12"	323,85	3,96	31,72	4,57	36,54	6,50	51,65	9,53	74,93
14"	355,60	3,96	34,90	4,78	41,90	*	*	*	*
16"	405,40	4,19	49,20	4,78	48,10	*	*	*	*
18"	457,20	4,19	47,50	4,78	54,20	*	*	*	*
20"	508,00	4,78	60,20	5,54	69,90	*	*	*	*
24"	609,60	5,54	83,90	6,35	96,00	*	*	*	*

Tabela 5.10 – Tabela padronizada para dimensões de tubos de aço – Norma ANSI

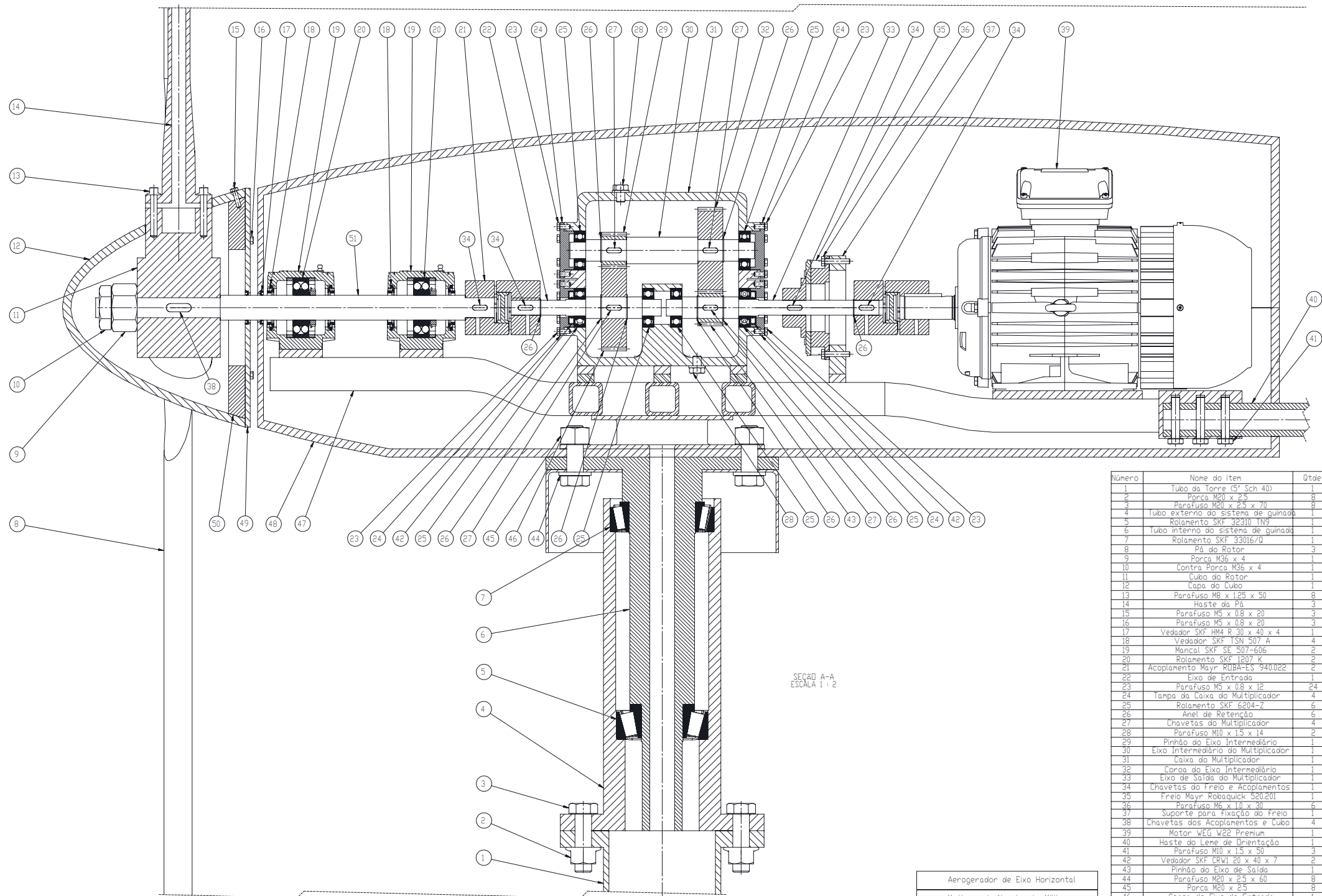
5.3. Anexo III – Desenhos Técnicos



Aerogerador de Eixo Horizontal		
Matheus do Nascimento Müller		
Projeto Final de Graduação	Data: 13/07/2015	Escala 1:20
Prof. Flávio de Marco	Escola Politécnica UFRJ	



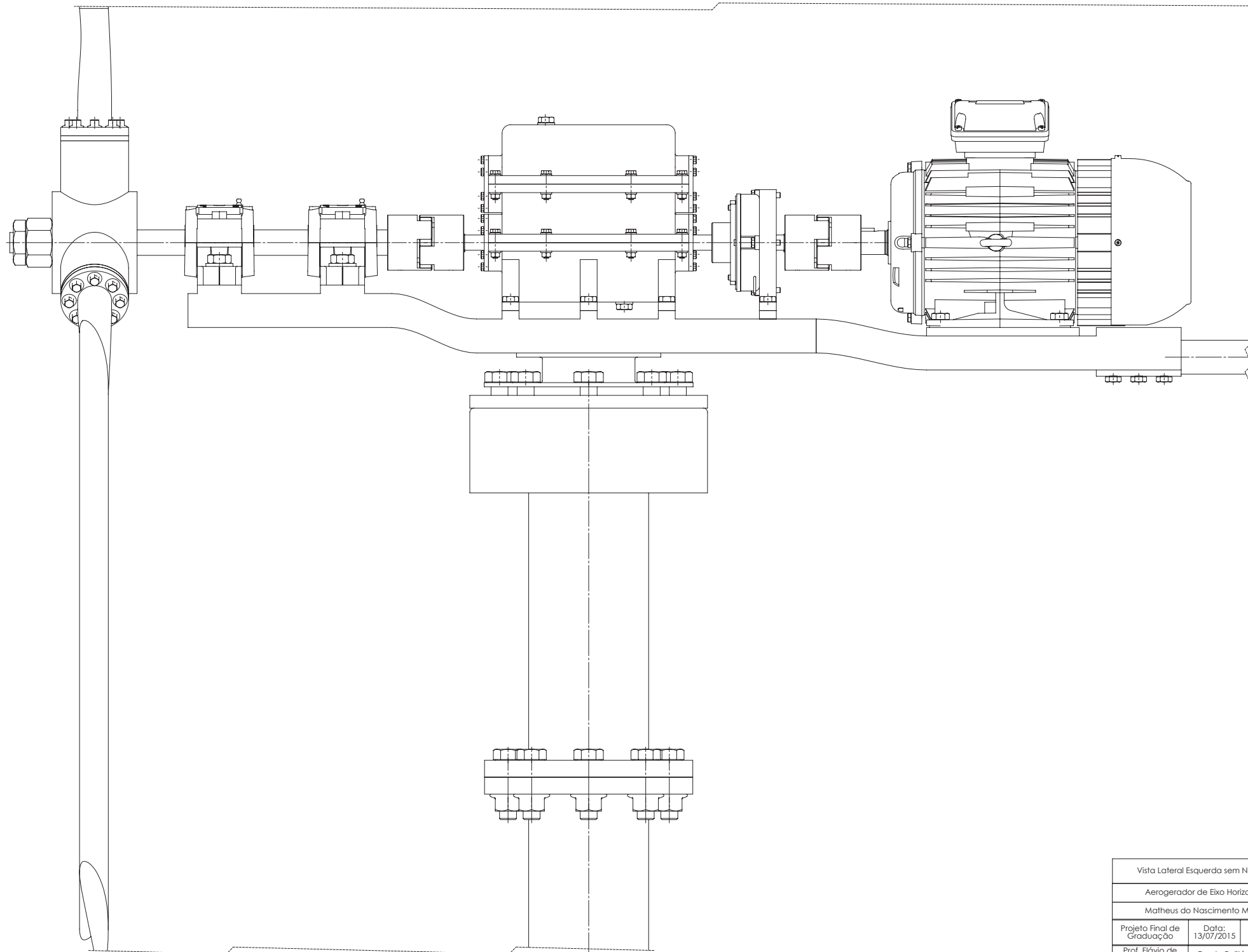
Aerogerador de Eixo Horizontal		
Matheus do Nascimento Müller		
Projeto Final de Graduação	Data: 13/07/2015	Escala 1:20
Prof. Flávio de Marco	Escola Politécnica UFRJ	



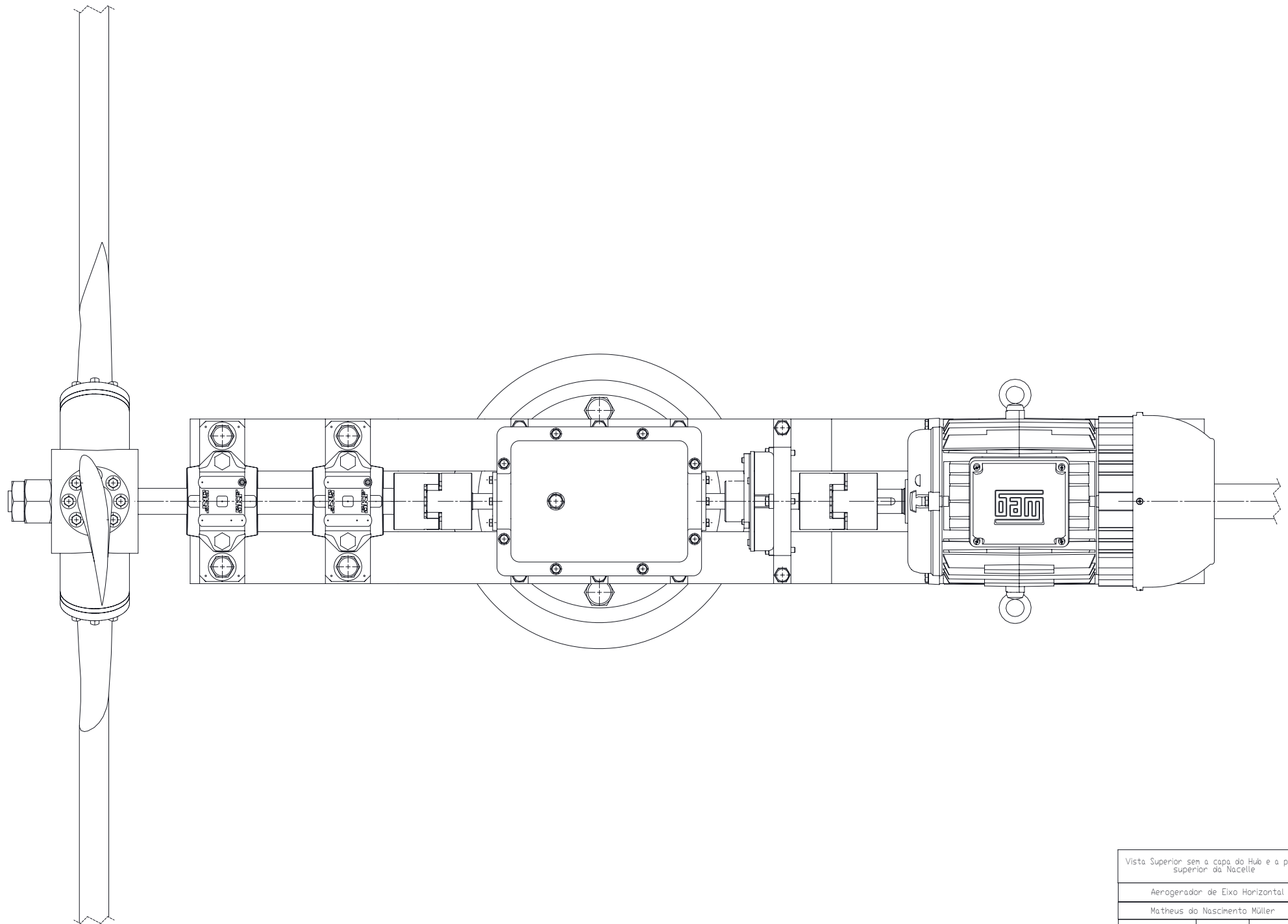
SEÇÃO A-A
ESCALA 1:2

Número	Nome do Item	Qtde
1	Tubo da Torre (5" Sch 40)	1
2	Porca M20 x 2,5	8
3	Parafuso M20 x 2,5 x 70	8
4	Tubo externo do sistema de guinada	1
5	Rolamento SKF 6230 TN9	1
6	Tubo interno do sistema de guinada	1
7	Rolamento SKF 33016/0	1
8	Pa do Rotor	3
9	Porca M36 x 4	1
10	Contra Porca M36 x 4	1
11	Cubo do Rotor	1
12	Capa do Cubo	1
13	Parafuso M8 x 125 x 50	8
14	Haste da Pa	3
15	Parafuso M5 x 0,8 x 20	3
16	Parafuso M5 x 0,8 x 20	3
17	Vedador SKF HM4 R 30 x 40 x 4	1
18	Vedador SKF TSN 507 A	4
19	Mancal SKF SE 507-606	2
20	Rolamento SKF 1207 K	2
21	Acoplamento Mayr RDBA-L3 940.022	2
22	Eixo de Entrada	1
23	Parafuso M5 x 0,8 x 12	24
24	Tampa da Caixa do Multiplicador	4
25	Rolamento SKF 6204-2	6
26	Anel de Retenção	6
27	Chavetas do Multiplicador	4
28	Parafuso M10 x 1,5 x 14	2
29	Pinhão do Eixo Intermediário	1
30	Eixo Intermediário do Multiplicador	1
31	Caixa do Multiplicador	1
32	Coroa do Eixo Intermediário	1
33	Eixo de Saída do Multiplicador	1
34	Chavetas do Freio e Acoplamentos	1
35	Freio Mayr Robaquick 520.201	1
36	Parafuso M5 x 11 x 30	6
37	Suporte para fixação do freio	1
38	Chavetas dos Acoplamentos e Cubo	4
39	Motor WEG W22 Premium	1
40	Haste do Leme de Orientação	1
41	Parafuso M10 x 1,5 x 50	3
42	Vedador SKF CRV1 20 x 40 x 7	2
43	Pinhão do Eixo de Saída	1
44	Parafuso M20 x 2,5 x 60	8
45	Porca M20 x 2,5	8
46	Coroa do Eixo de Entrada	1
47	Chassi	1
48	Nacelle	1
49	Tampa da Capa do Cubo	1
50	Anel de fixação da tampa do Cubo	1
51	Eixo do Rotor	1

Aerogerador de Eixo Horizontal		
Matheus do Nascimento Müller		
Projeto Final de Graduação	Data: 13/07/2015	Escala 1/2
Prof. Flávio de Marco	Escola Politécnica UFRJ	



Vista Lateral Esquerda sem Nacelle		
Aerogerador de Eixo Horizontal		
Matheus do Nascimento Müller		
Projeto Final de Graduação	Data: 13/07/2015	Escala 1:2
Prof. Flávio de Marco	Escola Politécnica UFRJ	



Vista Superior sem a capa do Hub e a parte superior da Nacelle		
Aerogerador de Eixo Horizontal		
Matheus do Nascimento Müller		
Projeto Final de Graduação	Data: 13/07/2015	Escala 1:2
Prof. Flávio de Marco	Escola Politécnica UFRJ	