

**UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO  
CENTRO TECNOLÓGICO  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA  
PROJETO DE GRADUAÇÃO**

**GERADOR EÓLICO ALTERNATIVO DE ENERGIA  
ELÉTRICA**

**AINER KJAER PRETTI ZAMPROGNO  
EUGENIO LUNA SMITH**

**VITÓRIA – ES  
JULHO/2007**

**AINER KJAER PRETTI ZAMPROGNO  
EUGENIO LUNA SMITH**

**GERADOR EÓLICO ALTERNATIVO DE ENERGIA  
ELÉTRICA**

Parte manuscrita do Projeto de Graduação dos alunos Ainer Kjaer Pretti Zamprogno e Eugenio Luna Smith, apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Tecnológico da Universidade Federal do Espírito Santo, para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

**VITÓRIA – ES  
JULHO/2007**

**AINER KJAER PRETTI ZAMPROGNO  
EUGENIO LUNA SMITH**

**GERADOR EÓLICO ALTERNATIVO DE ENERGIA  
ELÉTRICA**

**COMISSÃO EXAMINADORA:**

---

**Prof. Dr. Juan Sergio Romero Saenz  
Orientador**

---

**Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Rivania Hermogenes Paulino  
de Romero  
Examinador**

---

**Prof. Dr. Fernando César M. Menandro  
Examinador**

## **DEDICATÓRIA**

(Ainer)

Ao meu pai, Ilton, por ser fonte de inspiração dentro da Engenharia. À minha esposa, Ana Lúcia, e meus filhos, Arthur e Augusto, que me impulsionaram a cada dia nesta difícil jornada que é a vida.

(Eugenio)

Dedico aos meus familiares, amigos e professores, pela colaboração direta ou indireta, pelas palavras de incentivo e apoio.

## **AGRADECIMENTOS**

(Ainer)

Em primeiro lugar ao Todo Poderoso, nosso Deus.

Ao meu pai, Ilton, à minha esposa, Ana Lúcia, aos meus filhos, Arthur e Augusto, que já na barriga da mãe me inspiraram, aos meus irmãos, Ilton e Nery, à minha mãe, Maria Inês, ao meu Professor e Orientador, Juan e à esposa, Rivania, à Dona Marisa e ao Senhor Luiz Carlos por todo o apoio.

Agradeço a todos pela colaboração direta e indireta na idealização deste trabalho.

(Eugenio)

Ao meu pai, Eugenio, a quem devo o amor pela engenharia, que me mostrou valores importantes como dedicação, ética e profissionalismo. À minha mãe, Virgínia, pelo amor incondicional e suporte nos momentos mais difíceis. À Marcia, minha companheira de todas as horas, que acompanhou de perto toda a minha trajetória acadêmica. Às minhas irmãs, Virgínia e Ana, meu cunhado, Julio, e meu sobrinho, Luiz Philippe, por todo o carinho. Ao professor Juan, por toda a ajuda e orientação dedicada.

## **LISTA DE FIGURAS**

Figura 1 – Distribuição vertical da velocidade do vento (CARVALHO, 2003).....	13
Figura 2 – Anemômetro de conchas (a); Anemômetro de hélice (b) (JOHNSON, 2001). .....	15
Figura 3 – Pacote de ar movendo-se com velocidade $u$ (JOHNSON, 2001).....	16
Figura 4 – Tubo circular de ar escoando por uma turbina eólica ideal (JOHNSON, 2001). .....	18
Figura 5 – Potências fornecidas pelo vento, subtraídas de suas respectivas perdas na turbina, na transmissão e no gerador. ....	26
Figura 6 – Eficiência da transmissão para um, dois ou três estágios, com perda de 2% cada (JOHNSON, 2001).....	28
Figura 7 – Eficiência para três tamanhos de gerador (JOHNSON, 2001) .....	29
Figura 8 – Raio de $A_2$ calculado e o raio da pá efetivo. ....	30
Figura 9 – Identificação das áreas 1, 2, 3, 4 e 5.....	32
Figura 10 – Coeficiente de arrasto para coeficiente em torno de um longo cilindro e de uma esfera (POTTER; WIGGERT, 2003).....	35
Figura 11 – Ilustração das distâncias relativas ao cálculo do momento. ....	37
Figura 12 – Esquema de fixação dos cabos no tubo de sustentação da turbina eólica. ....	48
Figura 13 – Comparaçao de carga resistente e índice de esbeltez.....	50
Figura 14 – Curvas de flambagem.....	52
Figura 15 – Seção transversal do tubo de seção circular.....	55
Figura 16 – Posição da linha neutra dos dois semicírculos que compõem o tubo. .	55
Figura 17 – Disposição das forças ao longo da estrutura.....	59
Figura 18 – Esboço do primeiro intervalo, para análise de flexão no tubo. ....	60
Figura 19 – Esboço do segundo intervalo, para análise de flexão no tubo.....	60
Figura 20 – Esboço do terceiro intervalo, para análise de flexão no tubo. ....	61
Figura 21 – Esboço do quarto intervalo, para análise de flexão no tubo. ....	61
Figura 22 – Diagrama de momento fletor para o tubo de seção circular. ....	62
Figura 23 – Diagrama de esforço cortante para o tubo de seção circular. ....	62
Figura 24 – Croqui do apoio: (a) vista lateral e (b) vista frontal. ....	63

## **LISTA DE TABELAS**

Tabela 1 – Valores para rugosidade em função do tipo de terreno. ....	14
Tabela 2 – Relação de consumo, potência, média de dias utilizados por mês e média de tempo utilizado por dia para cada aparelho. ....	24
Tabela 3 – Coeficientes de ponderação das ações permanentes e variáveis. ....	41
Tabela 4 – Fatores de combinação das ações. ....	41
Tabela 5 – Fatores de comprimento efetivo para diferentes condições de apoio....	47
Tabela 6 – Coeficientes de ponderação das resistências no estado limite último. ..	53

## SUMÁRIO

<b>DEDICATÓRIA.....</b>	I
<b>AGRADECIMENTOS .....</b>	II
<b>LISTA DE FIGURAS .....</b>	III
<b>LISTA DE TABELAS .....</b>	IV
<b>SUMÁRIO.....</b>	V
<b>RESUMO .....</b>	VII
<b>ABSTRACT.....</b>	VIII
<b>1      INTRODUÇÃO .....</b>	9
<b>2      REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....</b>	10
<b>3      FUNDAMENTOS TEÓRICOS .....</b>	12
<b>4      CONSIDERAÇÕES BÁSICAS DO PROJETO.....</b>	24
<b>5      DIMENSIONAMENTO DAS PÁS .....</b>	26
<b>6      CÁLCULO DAS FORÇAS DE ARRASTO .....</b>	32
6.1 Cálculo da força de arrasto para as pás .....	33
6.2 Cálculo da força de arrasto na calota central da turbina .....	34
6.3 Cálculo da força de arrasto no tubo cilíndrico estrutural .....	35
6.4 Cálculo do momento aplicado no cilindro estrutural.....	36
<b>7      DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA.....</b>	38
7.1 Combinação de ações .....	38
7.1.1 Peso da estrutura .....	38
7.1.2 Peso do equipamento.....	39
7.1.3 Carga decorrente do uso do equipamento .....	39
7.1.4 Carga de vento .....	40
7.1.5 Sobrecarga na estrutura .....	40
7.2 Carga de cálculo .....	40
7.3 Flambagem .....	44
7.3.1 Flambagem local .....	44
7.3.2 Flambagem global .....	46
7.4 Momento fletor resistente.....	53
7.5 Esforço cortante resistente .....	56
7.6 Dimensionamento dos cabos de aço .....	56

7.7 Solicitações de flexão no tubo .....	58
7.8 Dimensionamento do apoio da estrutura .....	63
7.8.1 Pino .....	63
7.8.2 Olhal .....	65
<b>8        CONSIDERAÇÕES FINAIS .....</b>	<b>67</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>68</b>

## **RESUMO**

A evolução rápida e contínua da tecnologia tem sido acompanhada de sua utilização em aplicações cada vez mais variadas, sofisticadas e, sobretudo, para colaborar com o meio ambiente, através da exploração de fontes alternativas de energia na indústria. A engenharia, aliada à ciência, pode fornecer as bases para desenvolver novas e renováveis fontes de energia, tais como energia solar, biomassa, maremotriz, células de combustível, pequenas centrais termoelétricas, energia geotérmica e energia eólica. Para este trabalho, foi escolhida a energia eólica, propondo-se projetar um gerador eólico alternativo para suprir 125 kWh por mês. Este trabalho aborda o dimensionamento genérico da parte mecânica de um gerador de energia elétrica a partir da energia eólica natural. Pode ser dividido em duas etapas: a primeira etapa consiste no dimensionamento físico das pás para obter a área necessária para a transformação de energia eólica, que será transmitida através do eixo de fixação para o gerador. Este, por sua vez, deverá fornecer energia na ordem de 125 kWh por mês, com uma potência de 200 W. Nesta fase serão analisadas as potências em cada ponto, bem como suas perdas. A segunda etapa consiste no dimensionamento da estrutura, composta pelo tubo de sustentação de aço, cabos de aço e apoio que permite rotação, no intuito de facilitar a manutenção.

## **ABSTRACT**

The technology's fast and continuous development goes along with its use at the most diverse and sophisticated applications, especially to cooperate with the environment, through alternative sources of energy on the industry. Engineering, combined with science, is able to supply the bases for developing new and renewable sources of energy, such as solar energy, biomass, tidal energy, fuel cells, small thermoelectric power plants, geothermal energy and wind energy. In this paper, wind energy has been chosen with the proposal of designing an alternative wind energy generator to supply 125 kWh per month. This paper approaches the mechanical general design of an electrical generator supplying energy from the natural wind energy. It can be sorted in two steps: the first step consists of physical blade design, to obtain the required area for the wind energy conversion, which will be transmitted from the shaft to the generator. The generator, in turn, shall supply energy about 125 kWh per month, with a 200 W power. In this step, the power and losses will be analyzed on each spot. The second step consists of structural design, composed by the bearing steel pipe, steel chords and rotation allowing support, in order to facilitate maintenance.

## 1 INTRODUÇÃO

A utilização de energia alternativa está em ênfase no cenário mundial. O processo de transformação da energia eólica em energia elétrica, para vários fins comerciais, é um exemplo claro dessa busca por novas alternativas de energia. Pensando em atender esta crescente demanda, vários projetos têm sido desenvolvidos no sentido de diminuir custos e aumentar a potência, sem perdas de eficiência. O projeto aqui apresentado pode ser implantado em várias áreas, possuindo diversas aplicações, como por exemplo, em fazendas ou nas próprias casas no meio urbano, para produção de combustível alternativo, no caso do hidrogênio. Pode também atender a pontos comerciais, industriais e outros, como a iluminação pública, utilizando nesses casos mais de um gerador ou um gerador de maior porte.

Com o desenvolvimento deste trabalho, foram observadas mais algumas vantagens tais como: a independência energética dos usuários, a minimização de custos com energia amortizada em médio prazo, ou ainda, os benefícios trazidos pela energia elétrica aos lugares que não têm acesso a ela.

O objetivo desse trabalho é dimensionar fisicamente e estruturalmente a parte mecânica de um sistema de geração de energia elétrica a partir da energia cinética dos ventos.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Existem autores que adotam diversas maneiras de analisar o desenvolvimento de uma estrutura mecânica e o dimensionamento físico de um gerador eólico. Cada um deles apresenta diferentes vantagens e desvantagens, que serviram de parâmetro para este projeto final.

Carvalho (P. CARVALHO, 2003) analisa inicialmente o vento, como medi-lo, as potências fornecidas através da retirada de energias do vento e, em seguida, analisa o histórico do uso da energia eólica, bem como instalações eólicas para geração de energia elétrica.

Já na literatura de Johnson (G. L. JOHNSON, 2001), encontra-se uma análise histórica de vários geradores e suas principais características, e em seguida, analisa-se os ventos com muito mais detalhes, porém com maior interesse no território americano, o que difere de Carvalho, que direciona seus estudos ao território brasileiro. Na seqüência, Johnson analisa as formas de medição de ventos, bem como seus instrumentos, para posteriormente analisar as potências extraídas do vento, apresentando uma abordagem bem mais detalhada que Carvalho.

Para um maior entendimento e estruturação inicial deste trabalho, foi utilizada a abordagem de Carvalho, por se tratar de um material mais simples, mais resumido, e por utilizar dados do território brasileiro, onde se pretende aplicar este trabalho. No decorrer do projeto, utilizou-se posteriormente a literatura de Johnson, por apresentar uma forma mais clara e completa dos cálculos da velocidade e da potência relacionadas à área das pás da turbina, deduzindo de forma mais detalhada e seqüencial. De forma similar, mostra-se a transmissão da potência do vento até sua forma final, estudando suas perdas passo a passo, chegando à análise do torque no eixo transmissor da potência. Johnson cita em sua literatura a existência de itens que não fazem parte do objetivo do projeto aqui proposto, entre eles, o controle de oscilações das velocidades e torques, e a parte elétrica e de controle, as quais não estão diretamente relacionadas ao projeto proposto.

A literatura de Potter (POTTER, WIGGERT, 2003) enfoca bem as propriedades relacionadas à dinâmica dos fluidos, com exemplos de cálculos de força de arrasto, similares aos cálculos do projeto em estudo.

Na literatura de Hibbeler (R. C. HIBBELE, 2004) buscou-se entendimento do dimensionamento estrutural mecânico, assunto não abordado nas literaturas anteriores. A literatura apresenta um embasamento teórico bom, especialmente no capítulo referente à parte de flambagem. Entretanto, percebe-se que este não apresenta exemplos de colunas em condições similares às do projeto proposto.

Ainda na análise do dimensionamento mecânico estrutural, utilizou-se a norma NBR 8800 da ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas, que faz uso do Método dos Estados Limites, como forma de padronizar os cálculos dos variados parâmetros necessários para a garantia de segurança na estrutura.

A literatura de Ferreira (W. G. FERREIRA, 2004) apresenta, de forma técnica e clara, o dimensionamento estrutural, baseando-se na norma NBR 8800. A flambagem de colunas devido a esforços de compressão, de maneira mais abrangente e específica, condiz com o objetivo deste trabalho.

Para a fase inicial, na análise física dos ventos e suas medições, foi utilizada a literatura de Carvalho, enquanto a literatura de Johnson foi utilizada na continuação física, nos cálculos das potências, perdas na transmissão e dimensionamento do eixo. A literatura de Potter foi utilizada para os cálculos de arrasto. Para o dimensionamento estrutural mecânico, foi utilizada a norma NBR 8800, juntamente com as literaturas de Ferreira e Hibbeler.

### 3 FUNDAMENTOS TEÓRICOS

Para o desenvolvimento deste trabalho, fez-se necessário entender a natureza física dos ventos. O vento pode ser compreendido como deslocamentos de massas de ar causados pela diferença de aquecimento da Terra através da radiação solar. Constitui-se, portanto, de uma forma indireta de energia solar e representa o resultado da transformação de energia térmica em energia cinética. Estes deslocamentos podem ser classificados como deslocamentos globais e locais. Os deslocamentos globais são os que ocorrem devido ao fato da quantidade de calor que chega à superfície terrestre na região equatorial ser maior do que aquela que chega aos pólos. Dessa forma, o calor é transportado do equador para os pólos. Os deslocamentos locais também são causados pela diferença de temperatura, além de serem influenciados pelo relevo local, daí o nome deslocamento local. Vale a pena ressaltar que os mais importantes deslocamentos são do tipo terra-mar e montanha-vale.

Além disso, é necessário compreender como a velocidade do vento varia em função da altura. O vento utilizado pelos geradores eólicos é o vento próximo à superfície terrestre. Nesta camada limite, a velocidade do vento assume uma distribuição vertical, variando com a altitude em função do tipo de terreno. Dessa forma, a distribuição se caracteriza por uma zona de alta turbulência próxima ao solo, onde a velocidade do vento é reduzida à zero, a partir da qual a velocidade vai crescendo e a turbulência diminuindo à medida que se afasta da camada limite, até chegar a uma região de baixa turbulência e altas velocidades, sendo o vento dessa região denominado vento geostrófico. Entre estas duas camadas existe uma zona de variação da velocidade do vento ao longo do eixo vertical, conforme ilustrado na figura 1.

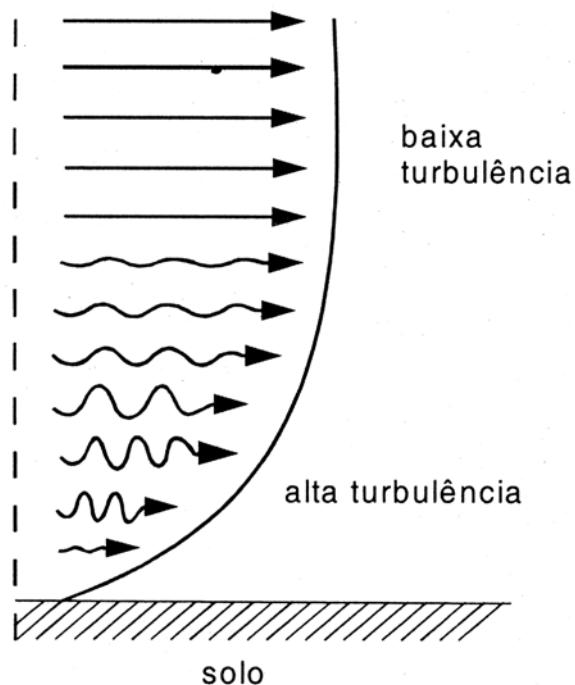


Figura 1 – Distribuição vertical da velocidade do vento (CARVALHO, 2003).

A velocidade do vento  $u$  varia de acordo com uma altura  $h$  qualquer, onde se pode estimar através de diversas relações. Uma delas é dada por Carvalho, e descreve o perfil de velocidade através da equação

$$U_{(h)} = v_{\text{ref}} \frac{\ln(h/z_0)}{\ln(h_{\text{ref}}/z_0)}, \quad (1)$$

onde  $h_{\text{ref}}$  representa uma altura de referência de medição de velocidade do vento,  $v_{\text{ref}}$  representa a velocidade do vento medida nesta altura de referência, e  $Z_0$ , o comprimento de rugosidade ou simplesmente rugosidade. Esta variável informa a altura na qual a velocidade do vento é nula. A rugosidade varia em função do tipo de terreno e pode-se assumir valores indicados na tabela 1.

Tabela 1 – Valores para rugosidade em função do tipo de terreno.

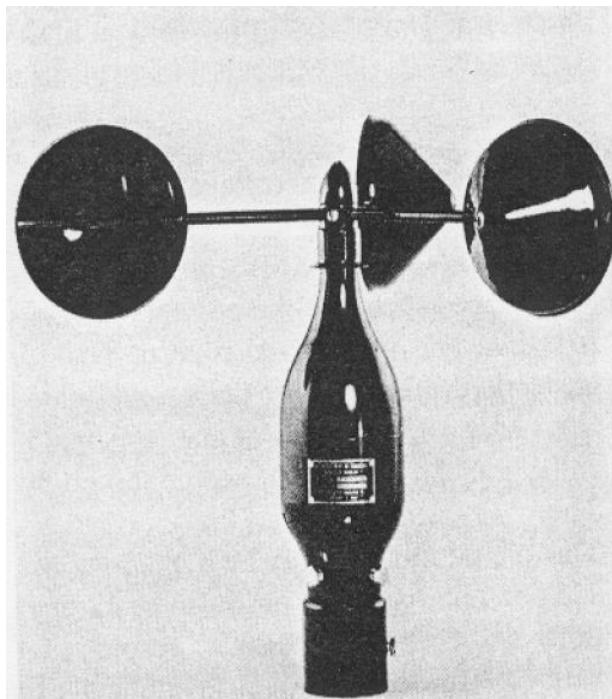
Tipo de terreno	$Z_o$ (metros)
Lagos, mar aberto	0,0001
Superfície com areia (lisa)	0,0003
Superfície com neve (lisa)	0,001
Pradaria, campo	0,01
Vegetação rasteira	0,1
Muitas árvores e/ou arbustos	0,2
Subúrbios	0,5
Cidade, floresta	1,0

Os valores apresentados na tabela 1 representam uma aproximação do processo real. Caso seja desejada uma maior precisão para o valor da rugosidade, utiliza-se dois anemômetros em um mastro, situados em diferentes alturas. Os valores das velocidades com as respectivas alturas são substituídos na Equação 1, calculando-se em seguida o valor da rugosidade do local da medição.

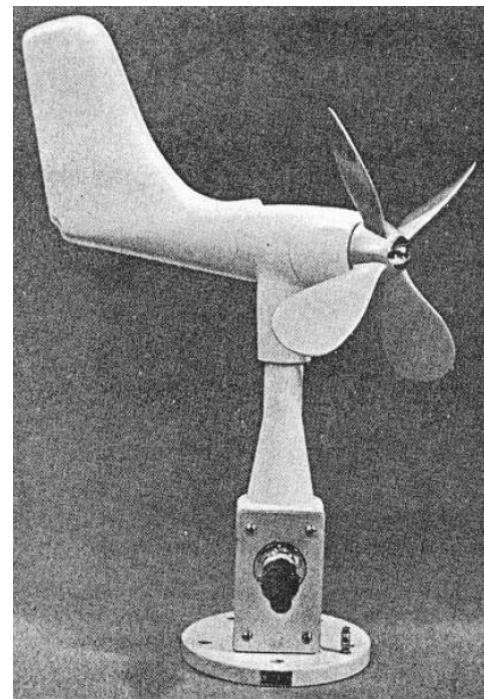
O uso da equação 1 é limitado, pois além de depender do tipo de terreno, a velocidade do vento é também influenciada pela temperatura e pela pressão da atmosfera.

Outro fator importante na compreensão do vento é a sua medição. Uma de suas características é o comportamento intermitente ao longo do tempo. Para o procedimento, utiliza-se um aparelho de medição do vento, sendo o principal o anemômetro de conchas, que é que um rotor eólico com conchas que giram com o movimento do vento e produzem uma tensão proporcional à velocidade via tacômetro, ou apenas impulsos por rotações. O seu funcionamento se assemelha a um motor de passo. Entre suas vantagens, ser robusto e possuir um custo relativamente baixo. Outra forma de medição é feita com o anemômetro de hélice, constituído por um rotor eólico que gira produzindo uma tensão proporcional à velocidade do vento. Ele pode ser do tipo leme simples, duplo, ou formado por um conjunto de três hélices posicionadas em eixos ortogonais. A vantagem deste aparelho é a possibilidade de medição da direção do vento via leme junto com a

medição da velocidade do vento. A figura 2 mostra o anemômetro de conchas e o anemômetro de hélice.



a)



b)

Figura 2 – Anemômetro de conchas (a); Anemômetro de hélice (b) (JOHNSON, 2001).

No próximo passo, analisa-se a energia cinética em uma parcela de ar de massa  $m$ , escoando com velocidade  $u$  na direção  $x$ , dada pela equação da energia cinética:

$$U = \frac{1}{2}mu^2 = \frac{1}{2}(\rho Ax)u^2, \quad (2)$$

onde  $A$  é a área da seção transversal medida em  $\text{m}^2$ ,  $\rho$  é a densidade do ar medida em  $\text{kg/m}^3$ , e  $x$  é a espessura da parcela em  $\text{m}$ . Na figura 3, visualiza-se a parcela  $x$  movendo-se com velocidade  $u$  e seu lado oposto fixo à origem. Assim, a energia cinética aumenta uniformemente com  $x$ , pois a massa está aumentando uniformemente.

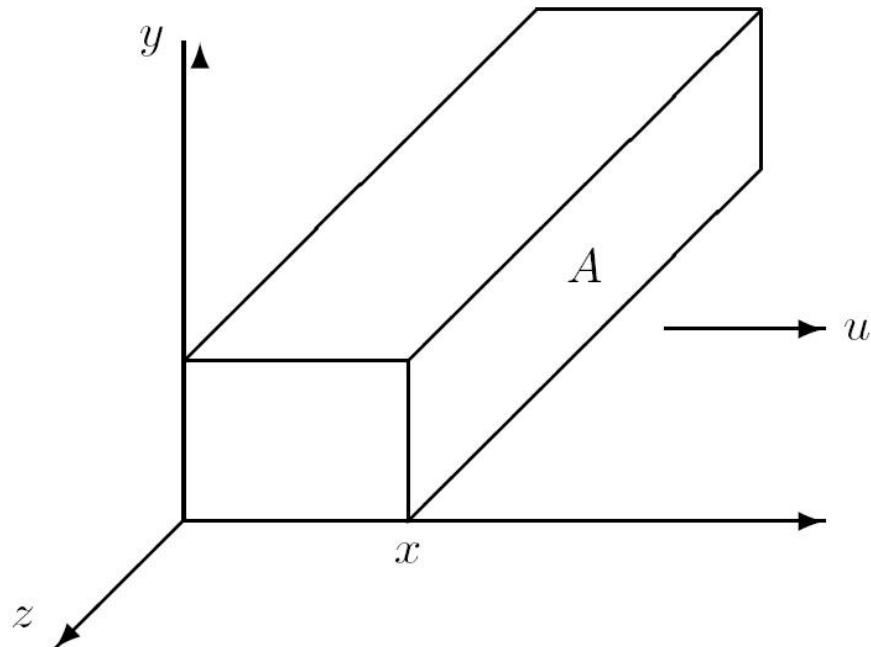


Figura 3 – Pacote de ar movendo-se com velocidade  $u$  (JOHNSON, 2001).

Em seguida, analisou-se a potência do vento  $P_w$ , a partir da derivada da energia cinética em relação ao tempo:

$$P_w = \frac{dU}{dt} = \frac{1}{2} \rho A u^2 \frac{dx}{dt} = \frac{1}{2} \rho A u^3. \quad (3)$$

Assim, visualiza-se como a potência fornecida na origem causando o aumento de energia da parcela, de acordo com a equação 2. Uma turbina eólica irá extrair potência do lado x, com a equação 3 representando a potência total disponível nessa superfície para possível extração.

Sabendo-se que a densidade varia com a pressão e a temperatura:

$$\rho = 3,485 \frac{p}{T}. \quad (4)$$

Nessa equação,  $p$  é a pressão em kPa e  $T$  é a temperatura em K. A potência do vento é então:

$$P_w = \frac{1}{2} \rho A u^3 = \frac{1,742 \rho A u^3}{T}, \quad (5)$$

onde  $A$  é a área em  $m^2$ , e  $u$  é a velocidade do vento em m/s. Para o ar em condições padrão, 101,3 kPa e 273 K, a expressão fica reduzida a:

$$P_w = 0,647 A u^3. \quad (6)$$

A equação 5 é utilizada quando a turbina eólica for acionada em alturas elevadas, da ordem de centenas de metros acima do nível do mar, ou em situações em que a temperatura for bem diferente de 0°C. Para os demais casos, utiliza-se à equação 6, por ser simplificada, e atender a maioria dos casos onde a temperatura não varia muito devido à altura.

Um fato muito interessante observado em relação à potência é que esta varia rapidamente com a velocidade do vento. Por exemplo, em condições padrão, a potência de 1  $m^2$  de vento com uma velocidade de 4 m/s é  $0,647(4)^3 = 41,4$  W, sendo que a potência para uma mesma área de 1  $m^2$  e velocidade do vento de 8 m/s é 331,3 W. Isso mostra duas características básicas da potência eólica: ela é bem difusa, o que requer uma área substancial da turbina para capturar uma quantidade significativa de potência e que a potência varia rapidamente com a velocidade do vento, como citado anteriormente. Desta forma, normalmente são utilizados dispositivos de proteção contra excesso de velocidade.

A potência gerada através do vento em função da área das pás da turbina pode ser analisada através de um modelo simples, onde as pás são modeladas como um disco atuador.

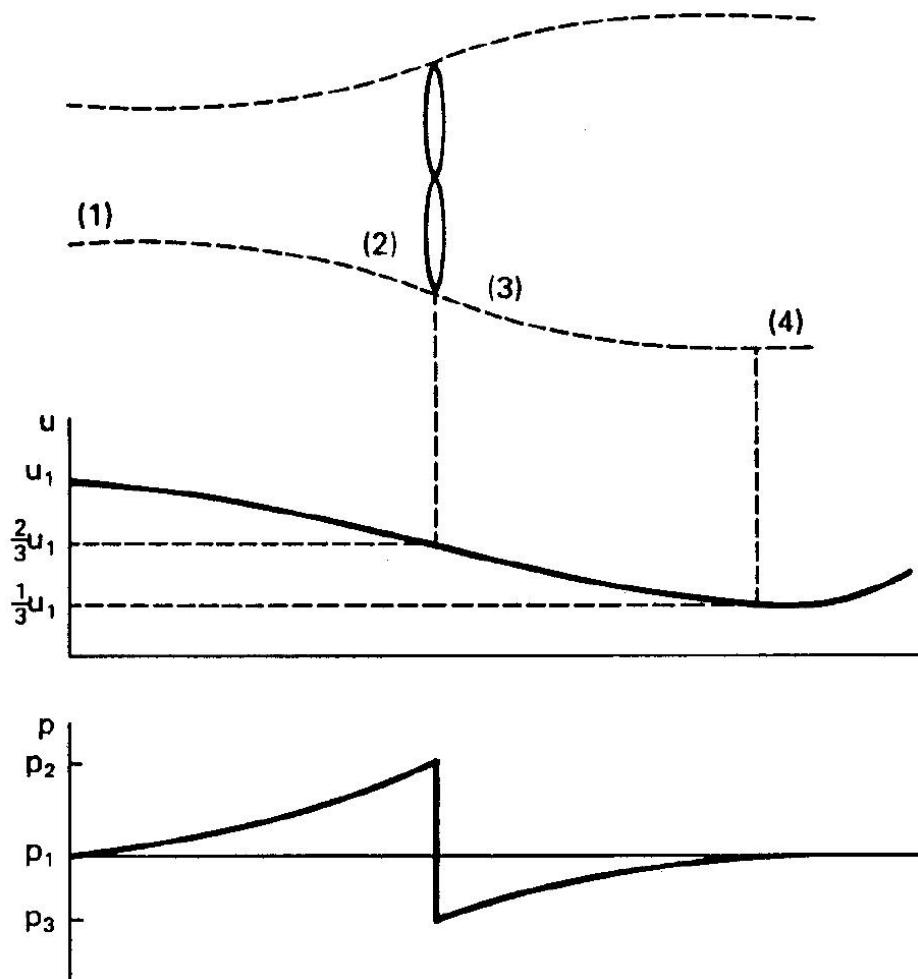


Figura 4 – Tubo circular de ar escoando por uma turbina eólica ideal (JOHNSON, 2001).

Considerando a parte pontilhada da figura 4 como um tubo de ar em movimento com diâmetro inicial  $d_1$ , velocidade  $u_1$ , e pressão  $p_1$ . À medida que se aproxima da turbina com diâmetro  $d_2$  ( $d_2 > d_1$ ), a velocidade diminui para  $u_2$  e a pressão aumenta, chegando em seu valor máximo  $p_2$  na frente da turbina e, posteriormente, cairá para um valor abaixo da pressão atmosférica atrás da turbina. Parte da energia cinética no ar é convertida em energia potencial no intuito de elevar a pressão do ar de volta à atmosférica, o que faz com que a velocidade do vento continue a cair até que a pressão esteja em equilíbrio. Uma vez que o ponto baixo da velocidade do vento é alcançado, a velocidade do tubo de ar irá aumentar de volta para  $u_4 = u_1$  à medida que recebe energia cinética do ar ao seu redor.

Pode-se demonstrar que, sob condições ótimas, ou seja, quando a máxima potência está sendo transmitida do tubo de ar para a turbina, as seguintes relações são válidas:

$$\begin{aligned} u_2 &= u_3 = \frac{2}{3}u_1, \\ u_4 &= \frac{1}{3}u_1, \\ A_2 &= A_3 = \frac{3}{2}A_1, \\ A_4 &= 3A_1. \end{aligned} \tag{7}$$

Sendo assim, entende-se que a potência mecânica extraída é então a diferença entre a potência eólica de entrada e saída:

$$P_{m,ideal} = P_1 - P_4 = \frac{1}{2}\rho(A_1u_1^3 - A_4u_4^3) = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{8}{9}A_1u_1^3\right). \tag{8}$$

Isso estabelece que 8/9 da potência do tubo de ar original é extraída de uma turbina ideal. No entanto, esse tubo é menor do que a turbina, e isso pode levar a resultados confusos. O método normal de expressar essa potência extraída está em termos da velocidade do vento não perturbado  $u_1$  e da área da turbina  $A_2$ . Isso leva à expressão:

$$P_{m,ideal} = \frac{1}{2}\rho\left[\frac{8}{9}\left(\frac{2}{3}A_2\right)u_1^3\right] = \frac{1}{2}\rho\left(\frac{16}{27}A_2u_1^3\right). \tag{9}$$

O fator  $16/27 = 0,593$  é denominado coeficiente de Betz. Ele mostra que uma turbina real não pode extrair mais de 59,3% da potência de um tubo de ar não perturbado de mesma área. Na prática, a fração de potência extraída sempre será menor por causa de imperfeições mecânicas. Uma boa quantidade é de 35 a 40% da potência eólica sob condições ótimas, embora já tenham sido alcançadas quantidades da ordem de 50%.

É interessante notar que a diferença de pressão total ao longo da turbina é bem pequena. Para uma velocidade de vento de 6 m/s,  $p_2$  será cerca de 12,6 Pa maior do que  $p_1$ , enquanto  $p_3$  será cerca de 7,6 Pa menor. A diferença de pressão é então cerca de 0,02 % da pressão ambiente.

Porém, a potência de saída de turbinas práticas nem sempre possui um valor tão bom quanto esperado. A fração de potência extraída da potência eólica por uma turbina prática é geralmente denominada  $C_p$ , do termo coeficiente de performance. Usando essa notação e desprezando os termos da equação 9, a saída de potência mecânica real pode ser escrita como:

$$P_m = C_p \left( \frac{1}{2} \rho A u^3 \right) = C_p P_w. \quad (10)$$

O coeficiente de performance não é uma constante, pois varia com a velocidade do vento, a velocidade rotacional da turbina, e parâmetros da lâmina como ângulo de ataque e ângulo *pitch*.

As turbinas Darrieus, por exemplo, operam com *pitch* fixo, enquanto as turbinas grandes de eixo horizontal normalmente têm *pitch* variável. O *pitch* varia para manter  $C_p$  o maior possível até a velocidade nominal  $u_R$  da turbina, e então é variado para reduzir  $C_p$ , enquanto  $P_w$  continua a aumentar com a velocidade do vento, no intuito de manter a potência de saída ao seu valor nominal  $P_{mR}$ .

A próxima análise se refere às eficiências da transmissão e do gerador, divididas por partes, ou seja: as perdas na turbina, as perdas na transmissão e as perdas no gerador, onde cada parte será analisada e calculada ao final.

Em seguida, será feita uma análise do eixo transmissor da potência gerada, pois esse deverá possuir um diâmetro mínimo necessário para que resista à transmissão da potência sem que ocorra o cisalhamento. Deve-se levar em conta que

$$T = \frac{P}{\omega}, \quad (11)$$

onde T é o torque dado em N.m, P é a potência em W e  $\omega$  é a rotação em rad/s.

A aplicação de um torque em um eixo causa forças internas ou pressões no material do eixo. Tal pressão é denominada tensão de cisalhamento  $\tau_s$ , em Pa ou N/m<sup>2</sup>. Uma vez que essa pressão está tentando cisalhar o eixo, e varia com a distância do centro do eixo, seu valor máximo será dado na sua superfície. Tem-se a equação

$$\tau_s = \frac{T\rho}{J}, \quad (12)$$

onde  $\rho$  é a distância a partir do eixo onde é aplicada a tensão de cisalhamento variando de 0 a r, o raio do eixo sólido, e J é o momento polar de inércia, dado por:

$$J = \frac{\pi r^4}{2}. \quad (13)$$

Uma maneira de dimensionar eixos para um dado torque é selecionar uma tensão máxima de cisalhamento que será permitida para um dado material do eixo. Esta tensão ocorre em  $\rho = r$ , e, então, combinando as equações 12 e 13, o diâmetro do eixo pode ser calculado:

$$D = 2r = 2\sqrt[3]{\frac{2T}{\pi\tau_s}}. \quad (14)$$

Após a análise física do potencial energético e suas variáveis, deve-se então iniciar a análise estrutural. Para o estudo estrutural, calculou-se as forças de arrasto presentes no sistema eólico, de modo a garantir que a estrutura fosse resistente o suficiente para suportar esses esforços, além de outros tais como o peso.

O cálculo da força de arrasto é dado pela equação

$$F_a = \frac{1}{2} C_a \rho_{ar} A_{proj} u_c^2, \quad (15)$$

onde  $F_a$  é a força de arrasto em N,  $C_a$  é o coeficiente de arrasto medido experimentalmente,  $\rho_{ar}$  é a densidade do ar em kg/m<sup>3</sup>,  $A_{proj}$  é a área projetada em m<sup>2</sup>, e  $u_c$  é a velocidade crítica do vento em m/s.

A idéia principal na verificação estrutural do projeto é resistir com segurança às solicitações, adotando previamente as dimensões e materiais utilizados de acordo com a necessidade do projeto, ao invés de dimensioná-los, para que o façam com um melhor aproveitamento. Maior importância foi dada para adequar as dimensões da estrutura ao equipamento, pois a idéia inicial partiu de projetos existentes, com alguns parâmetros fixados. Dessa forma, alguns parâmetros foram adotados como ponto de partida, para em seguida serem analisados.

Com relação à segurança e confiabilidade, é de suma importância que a norma seja seguida, devido à maneira conservadora e cautelosa com que a mesma aborda o projeto e execução de estruturas de aço.

Primeiramente, foram calculadas as ações às quais a estrutura está submetida, e classificadas de acordo com a sua periodicidade e origem. Quanto à sua periodicidade, as ações podem ser classificadas em permanentes, variáveis e excepcionais. As ações permanentes são aquelas cujas oscilações ao longo da vida útil da estrutura são mínimas; as ações variáveis sofrem maiores alterações, enquanto as excepcionais possuem baixa probabilidade de ocorrência, tais como: abalos sísmicos, explosões, tempestades, etc.

Quanto à sua origem, as ações podem ser devidas à temperatura, ventos, equipamentos em funcionamento, etc. Cada uma tem o seu grau de relevância e criticidade, e para mensurá-las apropriadamente, utilizam-se coeficientes de ponderação. É a partir deste ponto que se pode realizar a combinação de ações.

Para a carga de cálculo, é necessário que cada ação variável hipoteticamente seja considerada predominante, e, em seguida, sejam feitos os cálculos de cada situação, para saber qual caso é o mais crítico. Após a análise de cada um dos casos, adota-se a carga do caso mais crítico, para garantir a escolha da pior situação como a carga a ser suportada. Haverá a segurança de que a estrutura foi dimensionada corretamente, e as cargas de menor importância não irão representar risco à estrutura.

A partir desse ponto foram calculados os parâmetros de flambagem local e global, para que fosse estabelecida a carga de compressão que a estrutura consegue suportar, de acordo com o Método dos Estados Limites. Após os cálculos da carga de compressão admissível, foram calculados o momento fletor e o esforço cortante resistente, e esses valores comparados com os diagramas de momento fletor e esforço cortante decorrentes dos esforços impostos à estrutura, para demonstrar se a mesma resiste com segurança. O mesmo foi feito para o apoio da estrutura.

Para os cabos de aço, após o cálculo da tração nos mesmos, foi utilizado o catálogo da CIMAF para dimensioná-lo completamente, de acordo com padrões comuns no mercado.

No desenvolvimento deste trabalho foi dimensionada uma estrutura tubular de 10 m de altura, buscando uma menor turbulência dos ventos. O diâmetro externo do tubo  $D = 80$  mm, e sua espessura da parede do tubo  $t = 2$  mm, apoiado com três cabos de aço separados de  $120^\circ$  entre si e inclinados de  $\theta = 60^\circ$  em relação ao solo. Os cabos, por sua vez, fixados no tubo estrutural a uma altura ideal calculada, e fixados ao solo, supondo um peso de aproximadamente 20 kg na extremidade livre da estrutura, o que simula o peso do gerador e os itens acoplados a ele. Para a análise do ponto ótimo de fixação, faz-se o cálculo e visualiza-se graficamente as curvas do índice de esbeltez e carga resistente.

## 4 CONSIDERAÇÕES BÁSICAS DO PROJETO

De acordo com equação 1 e os parâmetros deste projeto:

$$U_{(10)} = V_{\text{ref}} \frac{\ln(h/z_0)}{\ln(h_{\text{ref}}/z_0)} = 3 \frac{\ln(10/0,5)}{\ln(2/0,5)} = 6,48 \approx 6 \text{ m/s}$$

Adotou-se 6 m/s, ao invés dos 6,48 m/s calculados, de modo a minimizar erros decorrentes de variações na velocidade e direção do vento.

De acordo com o ENERQ (Centro de estudo em redução e qualidade de energia), foi feita uma análise do consumo de alguns eletrodomésticos, para saber o quanto seria uma boa quantidade de geração de energia, e o que poderia ser feito com a energia produzida pelo gerador eólico do trabalho, obtendo-se a tabela 2.

Tabela 2 – Relação de consumo, potência, média de dias utilizados por mês e média de tempo utilizado por dia para cada aparelho.

Aparelhos Elétricos	Número de itens	Potência Média (W)	Dias Estimados Uso/Mês	Média de utilização por Dia	Consumo Médio Mensal (kWh/mês)
APARELHO DE SOM 3 EM 1	01	80	20	3 h	4,8
COMPUTADOR/IMPRESSORA/ESTABILIZADOR	01	180	30	6 h	36
GELADEIRA 1 PORTA	01	180	30	10 h*	45
LÂMPADA FLUORESCENTE COMPACTA - 15 W	04	15	30	5 min	2,2
CIRCULADOR AR PEQ/MED	01	90	30	8 h	21,6
TV EM CORES - 20"	01	90	30	5 h	13,5
<b>Consumo total em kWh/mês</b>					<b>123,1</b>

\* O tempo médio de utilização de 10h para geladeira se refere ao período em que o compressor está ligado, para manter o interior na temperatura desejada (ENERQ).

Para suprir uma potência de 124 kWh por mês, deve-se gerar energia com a uma potência de aproximadamente 171 W. Porém, todos os aparelhos teriam que funcionar seqüencialmente, nunca simultaneamente, e alguns nem sequer poderiam ser ligados, por ultrapassar os 171 W, como é o caso da geladeira.

Portanto, o sistema foi dimensionado com uma folga, para que forneça uma potência de saída na ordem de 200 W, o que irá garantir o funcionamento de itens de maior consumo, além de permitir o funcionamento simultâneo de alguns aparelhos de menor consumo.

## 5 DIMENSIONAMENTO DAS PÁS

O método de expressar a potência extraída está em termos da velocidade do vento não perturbado  $u_1$ , e da área da turbina  $A_2$ , já mencionados anteriormente. Substituindo os parâmetros de projeto na equação 9:

$$P_{m,ideal} = \frac{16}{27} \left( \frac{1}{2} \cdot 1,1614 \cdot A_2 \cdot 6^3 \right) = 74,3296 A_2 .$$

Supondo um coeficiente de performance igual a 0,35, dentro da faixa estabelecida por Johnson, entre 35 e 40%, e substituindo na equação 10:

$$P_m = 0,35 \left( 0,5 \cdot 1,1614 \cdot A_2 \cdot 6^3 \right) = 43,9009 A_2 .$$

A saída de potência do eixo não é normalmente usada diretamente, mas sim acoplada a uma carga através de uma transmissão ou caixa de engrenagens. A carga pode ser uma bomba, compressor, triturador, gerador elétrico, ou outros. Para o estudo em questão foi considerado um gerador elétrico. O esquema básico está mostrado na figura 5. Inicia-se com a potência do vento  $P_w$ , e, depois que essa potência passa pela turbina, temos uma potência mecânica  $P_m$  à velocidade angular  $\omega_m$ , que é então fornecida para a transmissão. A potência de saída da transmissão  $P_t$  é dada pelo produto da potência de saída  $P_m$  e a eficiência da transmissão  $\eta_m$ :

$$P_t = \eta_m P_m . \quad (16)$$



Figura 5 – Potências fornecidas pelo vento, subtraídas de suas respectivas perdas na turbina, na transmissão e no gerador.

De maneira similar, a potência de saída do gerador  $P_e$  é dada pelo produto da potência de saída da transmissão pela eficiência do gerador  $\eta_g$ :

$$P_e = \eta_g P_t. \quad (17)$$

As equações 10, 16 e 17 podem ser combinadas em uma única equação, relacionando a saída de potência elétrica com a entrada de potência eólica:

$$P_e = C_p \eta_m \eta_g P_w. \quad (18)$$

À velocidade nominal do vento, a saída de potência elétrica nominal pode ser expressa como:

$$P_e = C_{pR} \eta_{mR} \eta_{gR} \frac{\rho}{2} A u_R^3, \quad (19)$$

onde  $C_{pR}$  é o coeficiente de performance à velocidade do vento nominal  $u_R$ ,  $\eta_{mR}$  é a eficiência da transmissão à potência nominal,  $\eta_{gR}$  é a eficiência do gerador à potência nominal,  $\rho$  é a densidade do ar e  $A$  é a área da turbina.

Perdas na transmissão ocorrem primeiramente devido ao atrito viscoso das engrenagens e rolamentos girando no óleo. A uma velocidade rotacional fixa, as perdas não variam fortemente com o torque transmitido. Dessa forma, é razoável adotar que a perda na transmissão é uma porcentagem fixa da potência nominal do eixo de baixa velocidade. A porcentagem real irá variar com a qualidade da transmissão.

As perdas no gerador podem ser divididas em três categorias: perdas por histerese e correntes parasitas, que são funções da tensão e freqüência de operação, os ventos e atrito nos mancais, que variam com a velocidade rotacional, e as perdas do cobre, que variam com o quadrado da carga ou corrente de saída.

Geradores maiores são inherentemente mais eficientes do que os menores. Algumas perdas são proporcionais à área da superfície do rotor, enquanto a potência elétrica nominal é proporcional ao volume. A taxa de volume sobre área aumenta com o tamanho físico aumentado, e assim, a eficiência sobe. Geradores de boa qualidade podem ter eficiência com carga total de 0,85 para uma nominal de 2 kW, 0,9 para uma nominal de 20 kW, 0,93 para uma nominal de 200 kW, e 0,96 para uma nominal de 2 MW. A eficiência continua a crescer com o tamanho, excedendo 0,98 para os geradores muito grandes de plantas nucleares e de carvão.

A eficiência da transmissão  $\eta_m$  está mostrada na figura 6 para um, dois ou três estágios.

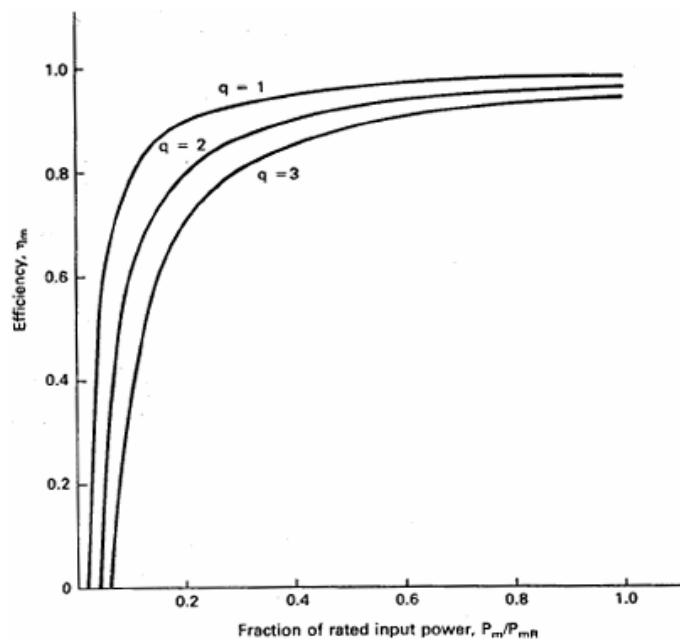


Figura 6 – Eficiência da transmissão para um, dois ou três estágios, com perda de 2% cada (JOHNSON, 2001).

Como o número de estágios não faz parte do dimensionamento do projeto, adotou-se a pior situação mostrada, para 3 estágios, de forma a garantir que se alcance um rendimento mínimo para  $\eta_m = 0,85$ .

A eficiência do gerador  $\eta_g$  mostrada na figura 7 está relacionada a três tamanhos de geradores nominais: 20 kW, 200 kW e 2 MW.

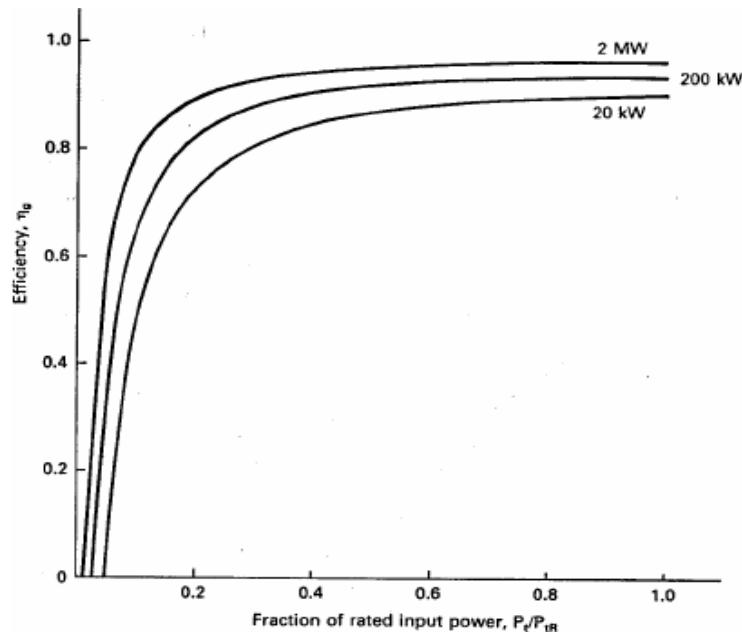


Figura 7 – Eficiência para três tamanhos de gerador (JOHNSON, 2001).

Sendo assim, a curva que mais se aproxima do projeto, de 200 W, é a curva para um gerador de 2 kW. Logo, seguiu-se a análise através dessa curva, para a qual o valor de  $\eta_g$  será de aproximadamente 0,85. Porém, por se tratar de um gerador com capacidade 10 vezes maior e sabendo-se que quanto menor a turbina menor o rendimento, interpolou-se as curvas e chegou-se em um valor teórico aproximado para  $\eta_g$  de 0,80.

A saída de potência do gerador elétrico pode ser determinada conceitualmente, encontrando  $C_p$ ,  $\eta_m$  e  $\eta_g$  para uma dada turbina e velocidade do vento, multiplicando-as para encontrar a eficiência geral, e então multiplicando o resultado pela potência eólica. Isso pode ser feito lendo valores de gráficos ou utilizando técnicas analíticas.

Substituindo os parâmetros na equação 19:

$$P_e = 0,35 \cdot 0,85 \cdot 0,80 \left( \frac{1,1614}{2} \cdot A_2 \cdot 6^3 \right) = 29,85 A_2 .$$

Assim, para a necessidade de fornecimento de potência de 200 W:

$$A_2 = \frac{P_e}{29,85} = \frac{200}{29,85} = 6,70 \text{ m}^2.$$

Essa é a área que as pás, junto com a calota central, ocuparão ao girar. O comprimento das pás é dado pela diferença do raio da área  $A_2$  menos o raio da calota central:

$$A = \pi r^2,$$

$$r = \sqrt{\frac{A}{\pi}} = 1,46 \text{ m}.$$

Encontra-se o valor do raio da área  $A_2$ , ilustrada na figura 4. De posse desse raio, calcula-se o raio efetivo da pá, como visto na figura 8:

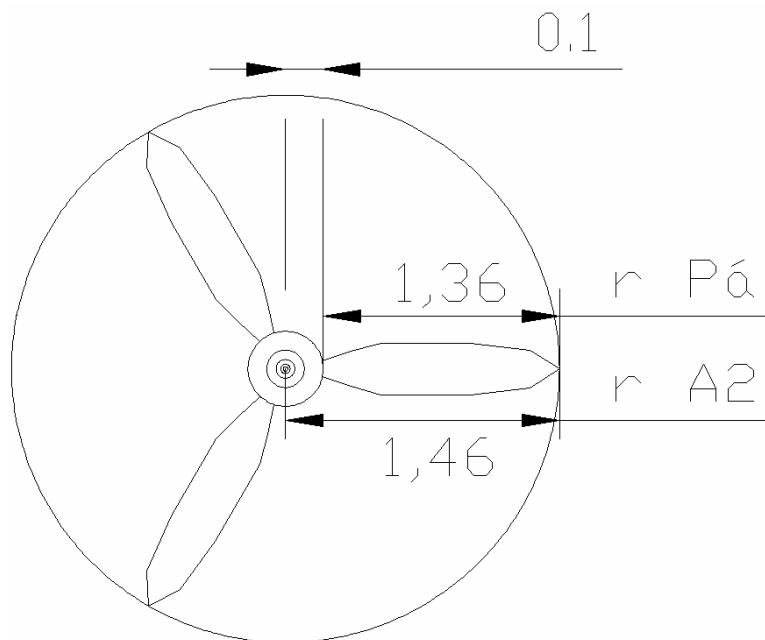


Figura 8 – Raio de  $A_2$  calculado e o raio da pá efetivo.

Como pode ser observado na figura 8, o raio das pás é igual à 1,46 m (raio de  $A_2$ ) subtraindo-se 0,1 m (raio da calota central), resultando em 1,36 m.

Para o dimensionamento do eixo de transmissão de potência, através da equação 10:

$$P_m = 0,35 \left( \frac{1}{2} \cdot 1,1614 \cdot 6,7 \cdot 6^3 \right) = 294,11 \text{ W} .$$

Para a análise do eixo transmissor de potência, se considerará que o material seja feito de aço estrutural A-36, com tensão de escoamento de 250 MPa e módulo de elasticidade de 205 GPa.

Levando-se em conta que a tensão de cisalhamento equivale à metade da tensão de escoamento,  $\tau_s = 125 \text{ MPa}$ . Aplicando um fator de segurança igual a 2, a tensão de cisalhamento diminui para 62,5 MPa. Adotando a velocidade angular de 35 rpm, equivalente a 3,67 rad/s, valor obtido graficamente na literatura de Johnson, o torque no eixo será:

$$T = \frac{294,11}{3,666} = 80,24 \text{ N}\cdot\text{m} .$$

O diâmetro do eixo pode então ser calculado:

$$D = 2r_0 = 2\sqrt[3]{\frac{2 \cdot 80,24}{\pi \cdot 62,5 \times 10^6}} = 18,70 \text{ mm} .$$

## 6 CÁLCULO DAS FORÇAS DE ARRASTO

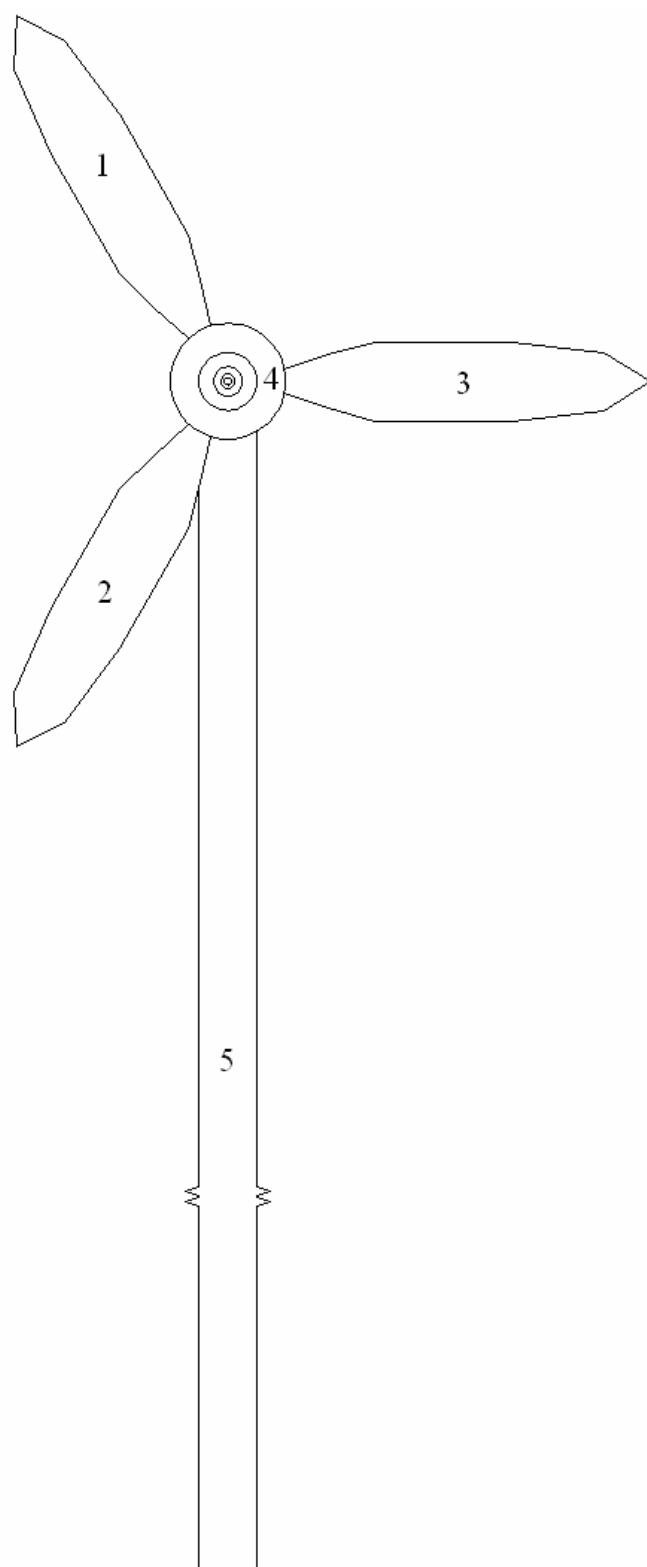


Figura 9 – Identificação das áreas 1, 2, 3, 4 e 5.

O cálculo das forças de arrasto foi dividido em três partes: a primeira é relacionada às pás, a segunda à calota central, e a terceira ao tubo cilíndrico estrutural, desprezando as forças de arrasto sobre os cabos de aço.

Adotou-se para a análise: temperatura  $T = 300K$ , densidade do ar  $\rho_{ar} = 1,1614 \text{ kg/m}^3$ , velocidade crítica do vento  $u_c = 12\text{m/s}$  (diferente da velocidade de trabalho de 6m/s, será considerada para dimensionamento), viscosidade cinemática do ar  $\mu_{ar} = 1,846 \times 10^{-5} \text{ N.s/m}^2$ .

## 6.1 Cálculo da força de arrasto para as pás

$$A_1 = Lh,$$

onde  $A_1$  é a área da secção transversal da primeira pá, sendo  $A_1 = A_2 = A_3$ ,  $L$  é o valor médio aproximado da largura da pá, e  $h = 1,36 \text{ m}$  (figura 8) é o valor médio do raio da pá.

$$A_1 = 0,18 \cdot 1,36 = 0,24 \text{ m}^2.$$

A expressão para o número de Reynolds:

$$R_e = \frac{\rho_{ar} L u_c}{\mu_{ar}}. \quad (20)$$

Para a área  $A_1$ , o número de Reynolds será:

$$R_{e1} = \frac{1,1614 \cdot 0,18 \cdot 12}{1,846 \times 10^{-5}} = 1,359 \times 10^5.$$

Para obter o valor do coeficiente de arrasto  $C_a$  para a pá da turbina, adota-se que a mesma seja uma placa retangular plana, o que irá superdimensionar a força

de arrasto sobre a estrutura. Segundo Potter, para um escoamento que possui  $R_e > 10^3$  e uma relação  $L/w \approx 5$ ,  $C_a = 1,2$ .

De acordo com a equação 15:

$$F_{a1} = \frac{1}{2} \cdot 1,2 \cdot 1,1614 \cdot 0,24 \cdot 12^2,$$

$$F_{a1} = F_{a2} = F_{a3} = 24,57 \text{ N}.$$

## 6.2 Cálculo da força de arrasto na calota central da turbina

$$A_4 = \frac{\pi D_{calota}^2}{4},$$

onde  $A_4$  é a área da calota central,  $D_{calota}$  é o diâmetro da área circular da calota em m.

$$A_4 = \frac{\pi \cdot 0,2^2}{4} = 0,0314 \text{ m}^2.$$

A partir da equação 20:

$$R_{e4} = \frac{1,1614 \cdot 0,2 \cdot 12}{1,846 \times 10^{-5}} = 1,510 \times 10^5.$$

Para calotas que possuem  $R_e > 10^4$ , e o vento incide sobre a parte arredondada,  $C_a = 0,4$ . Através da equação 15:

$$F_{a4} = \frac{1}{2} \cdot 0,4 \cdot 1,1614 \cdot 0,0314 \cdot 12^2 = 1,05 \text{ N}.$$

### 6.3 Cálculo da força de arrasto no tubo cilíndrico estrutural

$$A_5 = D_{\text{tubo}} h.$$

onde  $A_5$  é a área da secção transversal do tubo cilíndrico,  $D_{\text{tubo}}$  é o diâmetro do tubo cilíndrico em m, e  $h$  é o valor da altura do mesmo. Assim:

$$A_5 = 0,08 \cdot 10 = 0,8 \text{ m}^2,$$

$$R_{e5} = \frac{1,1614 \cdot 0,08 \cdot 12}{1,846 \times 10^{-5}} = 6,04 \times 10^4.$$

Para um cilindro circular liso, o coeficiente de arrasto é mostrado na figura 10. Para o valor do número de Reynolds igual a  $6,04 \times 10^4$ , temos  $C_a = 1,267$ . Então:

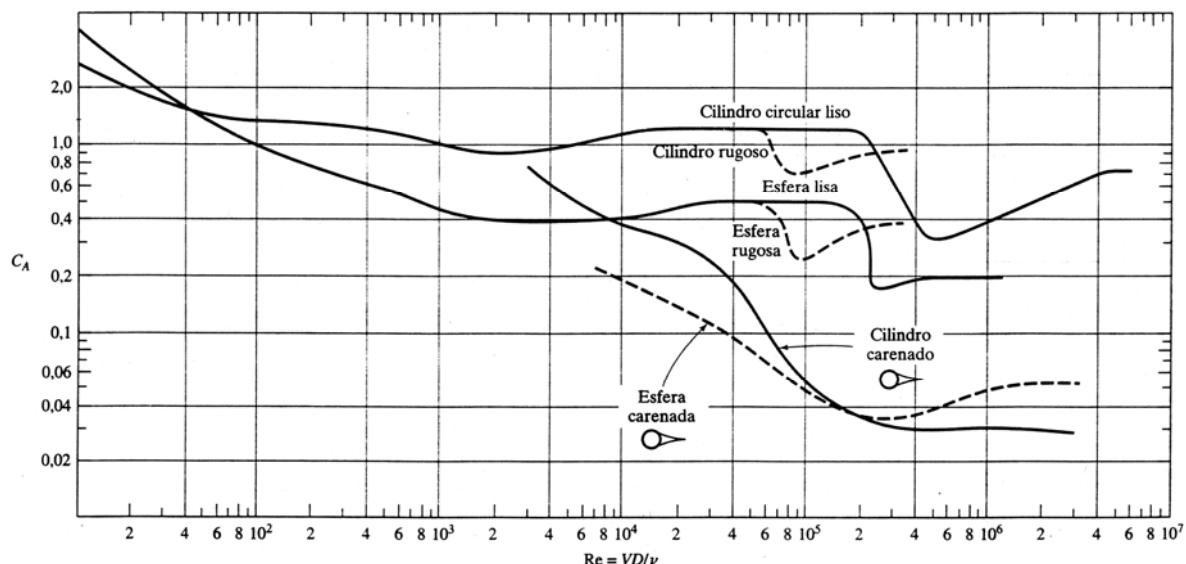


Figura 10 – Coeficiente de arrasto para coeficiente em torno de um longo cilindro e de uma esfera (POTTER; WIGGERT, 2003).

$$F_{a5} = \frac{1}{2} \cdot 1,267 \cdot 1,1614 \cdot 0,8 \cdot 12^2 = 84,76 \text{ N}.$$

#### 6.4 Cálculo do momento aplicado no cilindro estrutural

O momento realizado sobre a estrutura é:

$$\sum M_0 = F_{a6}d_1 + F_{a5}d_2,$$

onde  $F_{a6} = F_{a1} + F_{a2} + F_{a3} + F_{a4} = 74,76 \text{ N}$ ,  $d_1$  é a distância do solo até o ponto de aplicação da força no centro da calota, e  $d_2$  é à distância do chão até o ponto de aplicação da força, correspondente ao centro do tubo cilíndrico. A figura 11 ilustra as distâncias descritas.

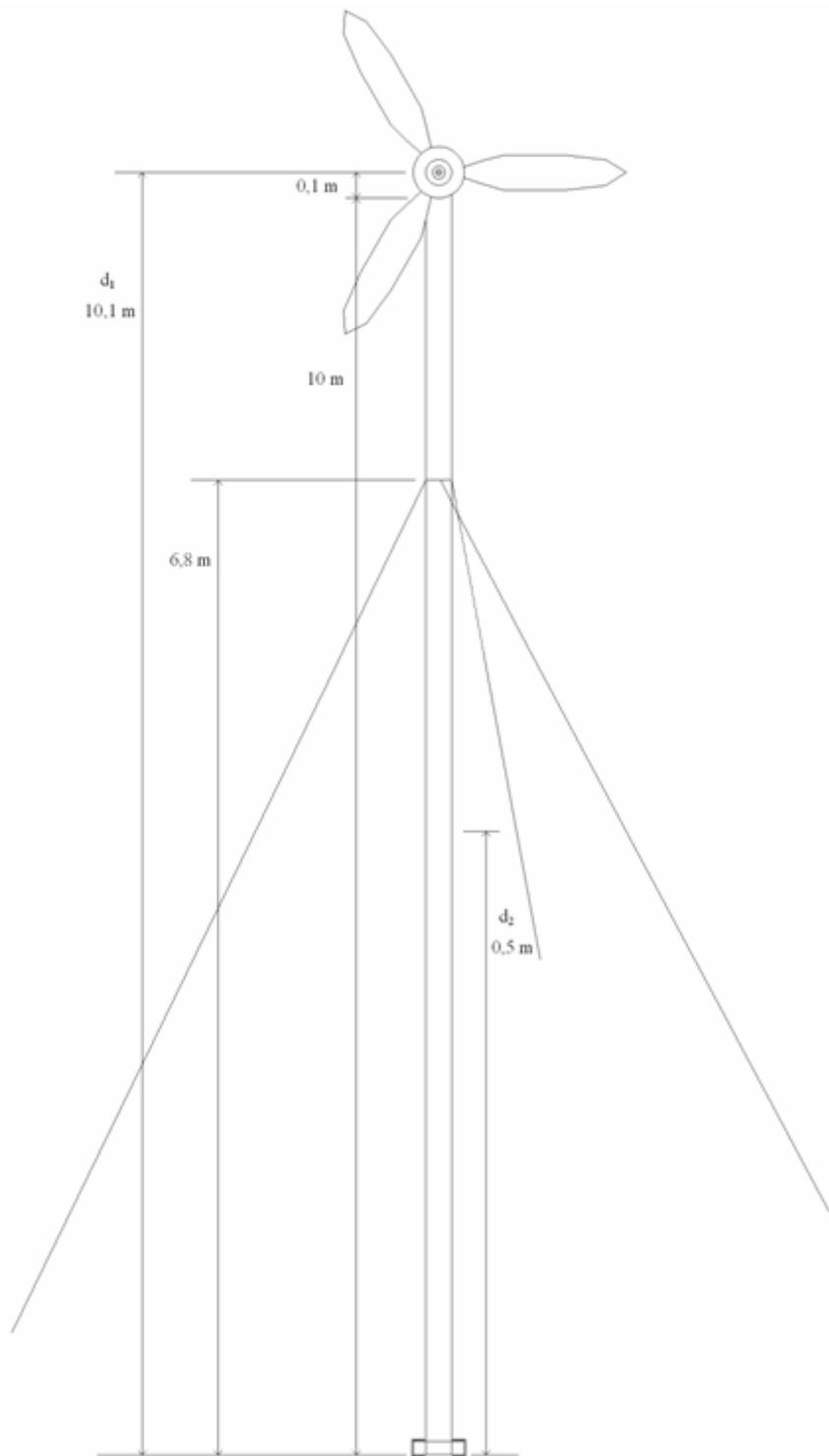


Figura 11 – Ilustração das distâncias relativas ao cálculo do momento.

Dessa forma, o momento aplicado ao tubo é

$$M = 74,76 \cdot 10,1 + 84,76 \cdot 5 = 1178,87 \text{ N} \cdot \text{m}.$$

## 7 DIMENSIONAMENTO DA ESTRUTURA

A estrutura de sustentação do gerador eólico, adotada como um tubo de seção circular de aço A-36, deverá suportar com segurança os esforços de compressão decorrentes do peso da estrutura, carga do equipamento, carga de vento e possíveis sobrecargas na estrutura, como prevê a ABNT – Associação Brasileira de Normas Técnicas – através da norma NBR 8800.

### 7.1 Combinação de ações

A carga de cálculo é expressa pelo conjunto de tensões ou deformações às quais a estrutura está submetida, para o dimensionamento pelos estados limites últimos, que será descrito posteriormente. São as assim chamadas ações, classificadas pela norma de acordo com a natureza de sua atuação:

- Ações permanentes – sofrem pequena ou nenhuma variação durante a vida útil da estrutura. São elas: peso da estrutura, peso dos equipamentos, etc.
- Ações variáveis – variam durante a vida útil da estrutura. São elas: carga de uso dos equipamentos, ventos, pessoas ocupando as instalações, etc.
- Ações excepcionais – a probabilidade de que ocorram é baixa; entretanto, sua intensidade é alta. São elas: explosões, colisões com a estrutura, etc.

Neste projeto, não foram consideradas ações excepcionais, tendo em vista que o equipamento não está exposto aos riscos de uma planta industrial. A seguir, serão mostrados os cálculos de cada uma das ações, bem como o da própria carga de cálculo.

#### 7.1.1 Peso da estrutura

Abaixo, os parâmetros adotados para o tubo de seção circular, fabricado em aço estrutural A-36:

h – altura = 10 m,  
 D – diâmetro externo = 80 mm,  
 t – espessura da parede = 2 mm,  
 d – diâmetro interno = D – 2t = 76 mm,  
 $\rho_{aço} = 7850 \text{ kg/m}^3$ ,  
 $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ .

Para o cálculo do peso próprio da estrutura:

$$G_1 = \rho_{aço} V_{tubo} g = \rho_{aço} A_g h g, \quad (21)$$

$$G_1 = 7850 \cdot \frac{\pi(0,080^2 - 0,076^2)}{4} \cdot 10 \cdot 9,81 = 377,4 \text{ N.}$$

### 7.1.2 Peso do equipamento

A massa do equipamento é de aproximadamente 20 kg. Dessa forma, o peso do equipamento é:

$$G_2 = mg = 20 \cdot 9,81 = 196,2 \text{ N.}$$

### 7.1.3 Carga decorrente do uso do equipamento

A carga de equipamento, decorrente do funcionamento do equipamento, é estimada de acordo com o conjugado gerado pela turbina.

$$T = 80,24 \text{ N.m} \text{ (calculado no item 4),}$$

$$L_{pá} = 1,36 \text{ m} \text{ (calculado no item 5),}$$

$$G_3 = \frac{T}{D_{turb}} = \frac{T}{2L_{pá}} = \frac{80,24}{2 \cdot 1,36} = 29,5 \text{ N.}$$

### 7.1.4 Carga de vento

Conforme calculado no item 5.3, a força de arrasto  $F_{a5}$ , que incide sobre o tubo de seção circular, é de 84,76 N. Dessa forma:

$$G_4 = F_{a5} = 84,76 \text{ N.}$$

### 7.1.5 Sobrecarga na estrutura

A sobrecarga na estrutura foi adotada como 20% do peso do equipamento.

Logo:

$$G_5 = 0,2G_2 = 0,2 \cdot 196,2 = 39,24 \text{ N.}$$

## 7.2 Carga de cálculo

Para aplicações normais e construtivas, a NBR 8800 estabelece:

$$N_{c,Sd} = \sum_{i=1}^m (\gamma_{gi} G_i) + \gamma_{q1} Q_1 + \sum_{j=2}^n (\gamma_{qj} \psi_j Q_j), \quad (22)$$

$G_i$  – ações permanentes,

$Q_1$  – ação variável predominante,

$Q_j$  – demais ações variáveis,

$\gamma_{gi}$  – coeficientes de ponderação das ações permanentes,

$\gamma_{q1}$  – coeficiente de ponderação da ação variável predominante,

$\gamma_{qj}$  – coeficientes de ponderação das demais ações variáveis,

$\psi_j$  – fatores de combinação de ações.

Tabela 3 – Coeficientes de ponderação das ações permanentes e variáveis.

Coeficientes de ponderação						
Combinações	Ações permanentes ( $\gamma_g$ )		Ações variáveis ( $\gamma_q$ )			
	Grande variabilidade	Pequena variabilidade	Recalques diferenciais	Variação de temperatura	Ações decorrentes do uso	Demais ações variáveis
Normais	1,4 (0,9)	1,3 (1,0)	1,2	1,2	1,5	1,4
Durante a construção	1,3 (0,9)	1,2 (1,0)	1,2	1,0	1,3	1,2
Excepcionais	1,2 (0,9)	1,1 (1,0)	0	0	1,1	1,0

Observações referentes à tabela 3:

- a) Os valores entre parênteses correspondem aos coeficientes para ações permanentes favoráveis a segurança.
- b) São consideradas cargas permanentes de pequena variabilidade os pesos próprios de elementos metálicos e pré-fabricados, com controle rigoroso de peso. Elementos moldados no canteiro (ex: concreto) são de grande variabilidade.
- c) A variação de temperatura não inclui a gerada por equipamentos (deve ser considerada como ação decorrente do uso).
- d) Ações decorrentes do uso incluem: sobrecarga em pisos e em coberturas, cargas de pontes rolantes, cargas de outros equipamentos, etc.

Tabela 4 – Fatores de combinação das ações.

Ações	Fatores de combinação ( $\psi$ )
Sobrecargas em pisos de bibliotecas, arquivos, oficinas e garagens; conteúdo de silos e reservatórios	0,75
Cargas de equipamentos incluindo pontes-rolantes, e sobrecargas em pisos diferentes dos anteriores	0,65
Pressão dinâmica do vento	0,60
Variações de temperatura	0,60

Observações referentes à tabela 4:

- a) Os coeficientes  $\psi$  devem ser tomados iguais a 1,0 para as ações variáveis não citadas nesta tabela, e para as ações variáveis nela citadas, caso sejam de mesma natureza da ação variável predominante.
- b) Todas as ações variáveis decorrentes do uso de uma edificação (sobrecargas em pisos e em coberturas, cargas de pontes-rolantes e de outros equipamentos), por exemplo, são consideradas de mesma natureza.

Para realizar o cálculo da carga a ser suportada, serão considerados três resultados distintos, adotando cada uma das três ações variáveis (carga decorrente do uso do equipamento, carga de vento e sobrecarga na estrutura) como predominante, e as outras duas como as demais ações variáveis. O maior valor encontrado entre os três será aquele que o tubo de seção circular deverá suportar com segurança.

AP: ações permanentes,

AVP: ação variável predominante,

DAV: demais ações variáveis.

Para as ações definidas neste projeto, temos:

$$N_{c,Sd} = (\gamma_{g1}G_1 + \gamma_{g2}G_2) + (\gamma_{q1}Q_1) + (\gamma_{q2}\psi_2 Q_2 + \gamma_{q3}\psi_3 Q_3). \quad (23)$$

AP                  AVP                  DAV

- i) ação variável predominante: carga decorrente do uso do equipamento

$$N_{c,Sd} = (1,3 \cdot 377,4 + 1,3 \cdot 196,2) + (1,5 \cdot 29,5) + (1,4 \cdot 0,60 \cdot 84,76 + 1,5 \cdot 1,00 \cdot 39,24)$$

AP                  AVP                  DAV

Apesar do coeficiente de ponderação para a sobrecarga da estrutura ser 0,65, foi escolhido 1,00 por ser da mesma natureza da ação variável predominante (uso do equipamento). Resolvendo os cálculos:

$$N_{c,Sd} = 920,0 \text{ N.}$$

- ii) ação variável predominante: carga de vento

$$N_{c,Sd} = (1,3 \cdot 377,4 + 1,3 \cdot 196,2) + (1,4 \cdot 84,76) + (1,5 \cdot 0,65 \cdot 29,5 + 1,5 \cdot 0,65 \cdot 39,24)$$

AP

AVP

DAV

Resolvendo os cálculos:

$$N_{c,Sd} = 931,4 \text{ N.}$$

- iii) ação variável predominante: sobrecarga na estrutura

$$N_{c,Sd} = (1,3 \cdot 377,4 + 1,3 \cdot 196,2) + (1,5 \cdot 39,24) + (1,5 \cdot 1,00 \cdot 29,5 + 1,4 \cdot 0,60 \cdot 84,76)$$

AP

AVP

DAV

Apesar do coeficiente de ponderação para o uso do equipamento ser 0,65, foi escolhido 1,00 por ser da mesma natureza da ação variável predominante (sobrecarga na estrutura). Resolvendo os cálculos:

$$N_{c,Sd} = 920,0 \text{ N.}$$

A carga a ser resistida deve ser a maior entre as três situações, ou seja, 931,4 N. Será adotada a carga  $N = 1 \text{ kN}$ .

### 7.3 Flambagem

De acordo com a NBR 8800, a carga admissível de um elemento submetido à compressão é expressa por:

$$N_{c,Rd} = \phi_c N_n , \quad (24)$$

$\phi_c$  – coeficiente de resistência na compressão = 0,9,

$N_n$  – resistência nominal à força normal.

$$N_n = \rho Q N_y , \quad (25)$$

$\rho$  – coeficiente de flambagem global,

$Q$  – coeficiente de flambagem local.

$$N_y = A_g f_y , \quad (26)$$

$A_g$  – área bruta da seção transversal,

$f_y$  – limite de escoamento do aço.

Assim, combinando as equações 23, 24 e 25, a carga de compressão pode ser expressa por:

$$N_{c,Rd} = \phi_c \rho Q A_g f_y . \quad (27)$$

#### 7.3.1 Flambagem local

A flambagem local, relacionada à taxa diâmetro/parede de um tubo de seção circular, visa calcular o coeficiente de flambagem local  $Q$ . São três as situações possíveis, como mostrado a seguir:

$\lambda_L$  – índice de esbeltez local do tubo,  
 $D$  – diâmetro externo do tubo = 80 mm,  
 $t$  – espessura da parede do tubo = 2 mm,  
 $d$  – diâmetro interno = 76 mm,

$$\lambda_L = \frac{D}{t} = \frac{80}{2} = 40. \quad (28)$$

i)  $\lambda_L \leq 0,11 \frac{E}{f_y}$ ,

$Q = 1,0.$

ii)  $0,11 \frac{E}{f_y} < \lambda_L \leq 0,45 \frac{E}{f_y}$ ,

$$Q = \frac{0,038}{D/t} \frac{E}{f_y} + \frac{2}{3}. \quad (29)$$

iii)  $\lambda_L > 0,45 \frac{E}{f_y}$ .

Para o intervalo de índices de esbeltez contidos no terceiro caso não é recomendada a utilização de um tubo de seção circular, pois a resistência mecânica é reduzida drasticamente.

Levando-se em conta que o material é o aço estrutural A-36, o módulo de elasticidade é  $E = 20.500 \text{ kN/cm}^2$  (205 GPa) e o limite de escoamento é  $f_y = 25 \text{ kN/cm}^2$  (250 MPa).

Para a primeira situação:

$$\lambda_L \leq 0,11 \frac{E}{f_y} = 0,11 \frac{20500}{25},$$

$$\lambda_L \leq 90,2. \text{ OK}$$

Uma vez que o índice de esbeltez local calculado é menor ou igual à expressão  $0,11E/f_y$ , o coeficiente de flambagem local estará situado na primeira situação, ou seja,  $Q = 1,0$ .

### 7.3.2 Flambagem global

A flambagem global, relacionada à taxa comprimento/raio do tubo, visa calcular o coeficiente de flambagem global  $\rho$ . O índice de esbeltez global do tubo é:

$$\lambda = \frac{kL}{R}, \quad (30)$$

$L$  – comprimento de flambagem, correspondente à altura do tubo  $h = 10 \text{ m}$ ,

$R = D/2 = 40 \text{ mm}$ ,

$k$  – fator de comprimento efetivo, que leva em conta as condições de apoio da estrutura, como mostrado na página seguinte, tabela 5.

Para o tubo apoiado em uma extremidade, livre para translação e rotação na outra, o valor recomendado de  $k$  é 2,1. Desse modo:

$$\lambda = \frac{2,1 \cdot 10000}{40} = 525 > 200.$$

Tabela 5 – Fatores de comprimento efetivo para diferentes condições de apoio.

A linha tracejada indica a linha elástica de flambagem					
Valores teóricos de k	0,5	0,7	1,0	1,0	2,0
Valores recomendados de k	0,65	0,80	1,2	1,0	2,1
Código para condição de apoio		Rotação e translação impeditas			
		Rotação livre, translação impedita			
		Rotação impeditida, translação livre			
		Rotação e translação livres			

Para solucionar o problema do índice de esbeltez do tubo de seção circular, acima do máximo previsto pela norma, foi adotada uma estrutura estaiada com três cabos de aço com  $120^\circ$  de espaçamento entre cada um, e ângulo de  $60^\circ$  de inclinação em relação ao solo, como pode ser observado na figura 12. O dimensionamento dos cabos de aço será demonstrado posteriormente.

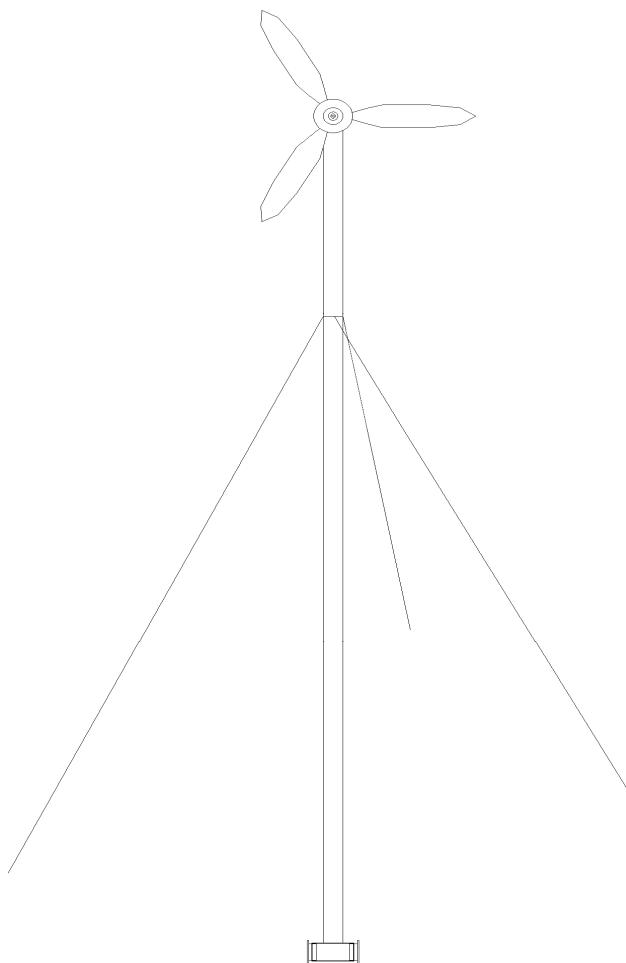


Figura 12 – Esquema de fixação dos cabos no tubo de sustentação da turbina eólica.

O ponto de fixação dos cabos foi determinado por tentativa, escolhendo pontos desde a base ( $y = 0$ ) até a extremidade livre do tubo ( $y = h = 10\text{ m}$ ), e a carga resistente de flambagem foi calculada para cada um desses pontos. Foi escolhido o ponto no qual os valores da carga resistente da região do tubo inferior à fixação dos cabos e da carga resistente da região superior estão mais próximos, teoricamente seriam iguais, o que ocorreu em 68% do tubo, ou seja, 6,8 m de altura. Isso pode ser observado no gráfico da figura 13. As linhas verdes representam a esbeltez para a região acima e abaixo do ponto de fixação dos cabos, enquanto as azuis representam a carga resistente para as mesmas regiões.

Também pode ser observado que, nesse mesmo ponto, o índice de esbeltez da parte superior também está mais próximo do índice da parte inferior. Com isso, evita-se uma situação onde, por exemplo, uma das regiões seja bem menos

resistente, e então, o tubo tenha que ser dimensionado para essa região para que ela não falhe, representando um desperdício das propriedades mecânicas do material.

$\lambda_1$  – esbeltez da região inferior à fixação dos cabos,

$\lambda_2$  – esbeltez da região superior,

$f_e$  – tensão elástica de flambagem,

$\bar{\lambda}$  – índice de esbeltez reduzido,

$\alpha$  – coeficiente de dimensionamento à compressão,

$\beta$  – fator de redução,

$k_1$  – fator de comprimento efetivo da região inferior, com extremidades apoiadas por pinos = 1,0,

$k_2$  – fator de comprimento efetivo da região superior, com uma extremidade apoiada e a outra livre para translação e rotação = 2,1,

$L_1$  – comprimento da região inferior = 6,8 m,

$L_2$  – comprimento da região superior = 3,2 m.

Cálculo de  $\lambda_1$  e  $\lambda_2$ :

$$\lambda_1 = \frac{1,0 \cdot 6800}{40} = 170 < 200, \quad \text{OK}$$

$$\lambda_2 = \frac{2,1 \cdot 3200}{40} = 168 < 200. \quad \text{OK}$$

Cálculo da tensão elástica de flambagem, escolhendo o maior índice de esbeltez, pois, uma vez que  $\lambda_1 > \lambda_2$ , essa será a tensão elástica de flambagem escolhida para o cálculo da carga resistente.

$$f_e = \frac{\pi^2 E}{\lambda_1^2} = \frac{\pi^2 \cdot 20500}{170^2} = 7,00 \text{ kN/cm}^2.$$

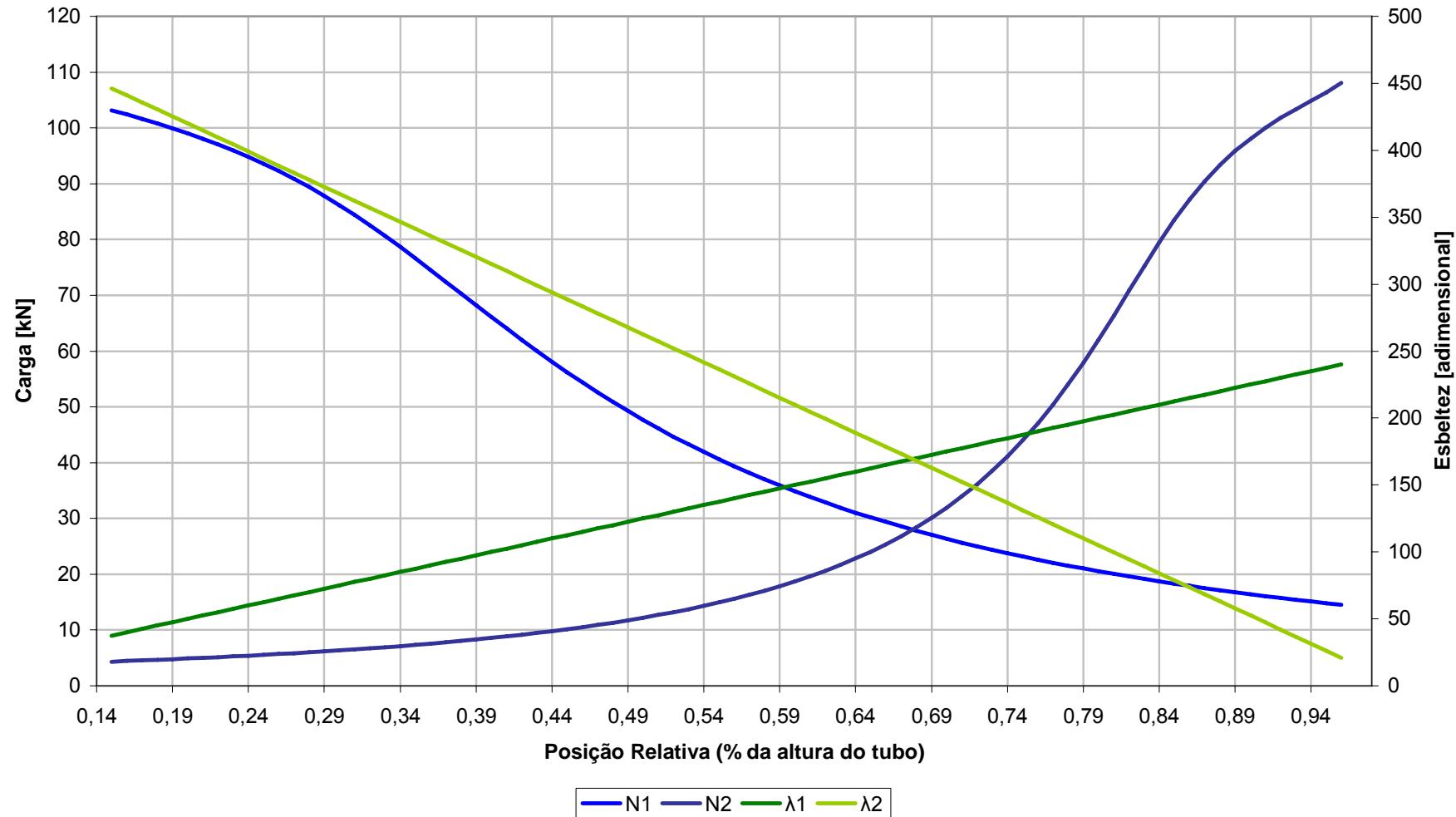
**Carga resistente e Esbeltez em tubo de seção circular**

Figura 13 – Comparação de carga resistente e índice de esbeltez.

Cálculo do índice de esbeltez reduzido:

$$\bar{\lambda} = \sqrt{\frac{Qf_y}{f_e}} = \sqrt{\frac{1,0 \cdot 25}{7,00}} = 1,89 . \quad (31)$$

Para um tubo laminado de seção transversal circular, a curva de flambagem será a curva com  $\alpha = 0,158$ , obtida na próxima página, figura 14.

$$\beta = \frac{1}{2\bar{\lambda}^2} \left( 1 + \alpha \sqrt{\bar{\lambda}^2 - 0,04} + \bar{\lambda}^2 \right), \quad (32)$$

$$\beta = \frac{1}{2 \cdot 1,89^2} \left( 1 + 0,158 \sqrt{1,89^2 - 0,04} + 1,89^2 \right) = 0,682 .$$

Dessa forma, o coeficiente de flambagem global pode ser calculado:

$$\rho = \beta - \sqrt{\beta^2 - \frac{1}{\bar{\lambda}^2}}, \quad (33)$$

$$\rho = 0,811 - \sqrt{0,811^2 - \frac{1}{1,40^2}} = 0,252 .$$

E, finalmente, pode-se calcular a carga resistente à compressão:

$$N_{c,Rd} = \phi_c \rho Q A_g f_y = 0,9 \cdot 0,252 \cdot 1,0 \cdot \frac{\pi(8,0^2 - 7,6^2)}{4} \cdot 25,$$

$$N_{c,Rd} = 28 \text{ kN} \gg 1 \text{ kN}.$$

Pode-se observar que a resistência do tubo é bem superior às suas solicitações, embora o índice de esbeltez global esteja dentro de uma faixa razoável. Caso fosse desejado um tubo com carga resistente à compressão mais próximo da carga de cálculo, um material com menor módulo de elasticidade e tensão de escoamento poderia ser escolhido, sem alterar o índice de esbeltez, uma vez que este só depende da geometria e das condições de apoio da estrutura.

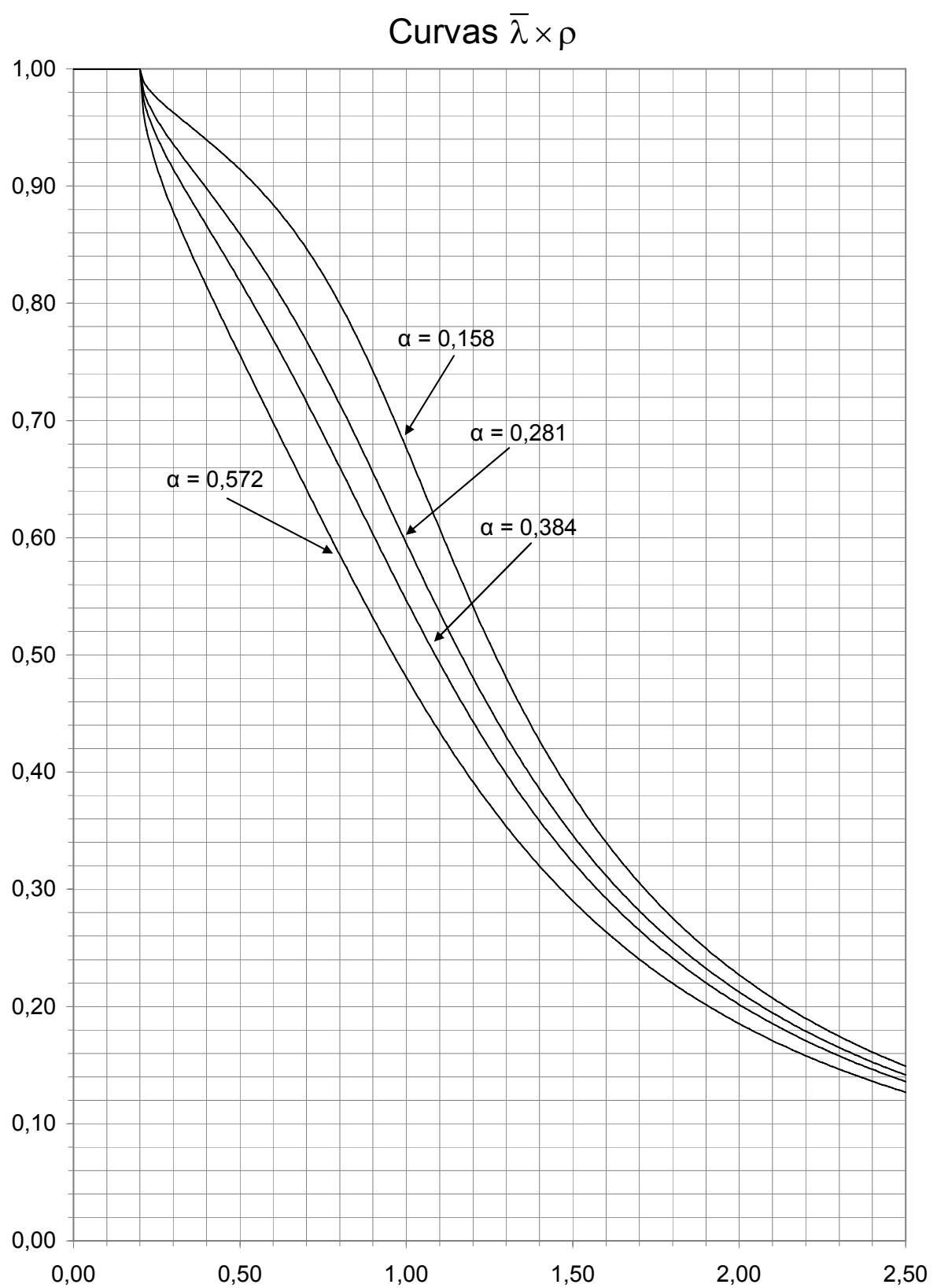


Figura 14 – Curvas de flambagem.

## 7.4 Momento fletor resistente

Para calcular o momento fletor admissível, existem três situações, como mostrado a seguir:

$$\lambda_L = 40 \text{ (calculado no item 7.3.1).}$$

$$\text{i) } \lambda_L \leq 0,07 \frac{E}{f_y},$$

$$M_{Rd} = \frac{M_{pl}}{\gamma_{a1}}. \quad (34)$$

$M_{pl}$  – momento plástico =  $Zf_y$ ,

$Z$  – módulo de resistência plástico =  $\sum \bar{y}_i A_i$ ,

$\bar{y}_i$  – linha neutra de cada parte da seção transversal,

$A_i$  – área de cada parte da seção transversal,

$\gamma_{a1}$  – coeficiente de ponderação do aço, obtido na tabela 6.

Tabela 6 – Coeficientes de ponderação das resistências no estado limite último.

Combinações	Aço estrutural, pinos e parafusos ( $\gamma_a$ )		Concreto ( $\gamma_c$ )	Aço das armaduras ( $\gamma_s$ )
	Escoamento e instabilidade ( $\gamma_{a1}$ )	Ruptura ( $\gamma_{a2}$ )		
Normais	1,10	1,35	1,40	1,15
Especiais ou de construção	1,10	1,35	1,20	1,15
Expcionais	1,00	1,15	1,20	1,00

$$\text{ii) } 0,07 \frac{E}{f_y} < \lambda_L \leq 0,31 \frac{E}{f_y},$$

$$M_{Rd} = \frac{1}{\gamma_{a1}} \left( \frac{0,021E}{\lambda_L} + f_y \right) W. \quad (35)$$

W – módulo de resistência elástico = I/c,

I – momento de inércia de área =  $\pi(R^4 - r^4)/4$ ,

c – distância do centróide até o ponto mais distante da seção = R.

$$\text{iii)} \lambda_L > 0,31 \frac{E}{f_y},$$

$$M_{Rd} = \frac{1}{\gamma_{a1}} \frac{0,33E}{\lambda_L} W . \quad (36)$$

$$\lambda_L \leq 0,07 \frac{E}{f_y} = 0,07 \frac{20500}{25} = 57,4 . \quad \text{OK}$$

Uma vez que a esbeltez local calculada é menor ou igual à expressão  $0,07E/f_y$ , o momento fletor será calculado pela fórmula do primeiro caso.

Para calcular o momento plástico  $M_{pl}$ , o tubo foi primeiramente dividido em dois semicírculos, para o cálculo da linha neutra de cada um, que, no caso, são simétricas. A partir desse ponto é que o módulo plástico pode ser calculado, e consequentemente, o momento plástico.

Cálculo da linha neutra:

$$\bar{y} = \frac{\sum \bar{y}_i A_i}{\sum A_i} = \frac{\frac{4R}{3\pi} \frac{\pi R^2}{2} - \frac{4r}{3\pi} \frac{\pi r^2}{2}}{\frac{\pi R^2}{2} - \frac{\pi r^2}{2}} = \frac{\frac{2}{3}(R^3 - r^3)}{\frac{\pi}{2}(R^2 - r^2)} = \frac{4}{3\pi} \frac{(R^3 - r^3)}{(R^2 - r^2)},$$

onde  $R = D/2 = 40$  mm e  $r = d/2 = 38$  mm. Logo:

$$\bar{y} = 24,83 \text{ mm.}$$

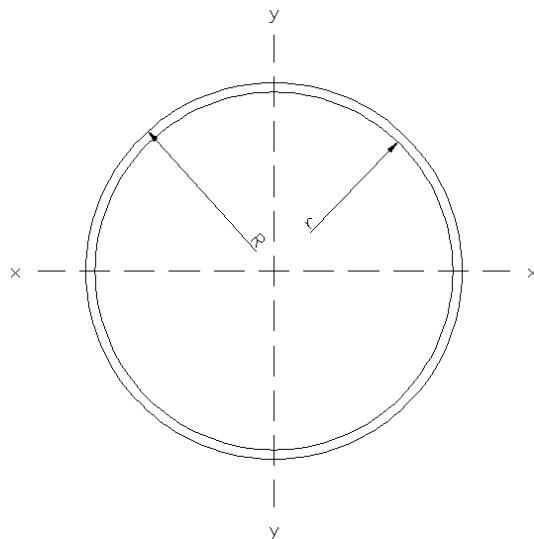


Figura 15 – Seção transversal do tubo de seção circular.

Cálculo do módulo plástico:

$$Z = \sum \bar{y}_i A_i = \bar{y} \frac{\pi(R^2 - r^2)}{2} + \bar{y} \frac{\pi(R^2 - r^2)}{2} = \bar{y} \pi(R^2 - r^2),$$

$$Z = 12170 \text{ mm}^3 = 12,17 \text{ cm}^3.$$

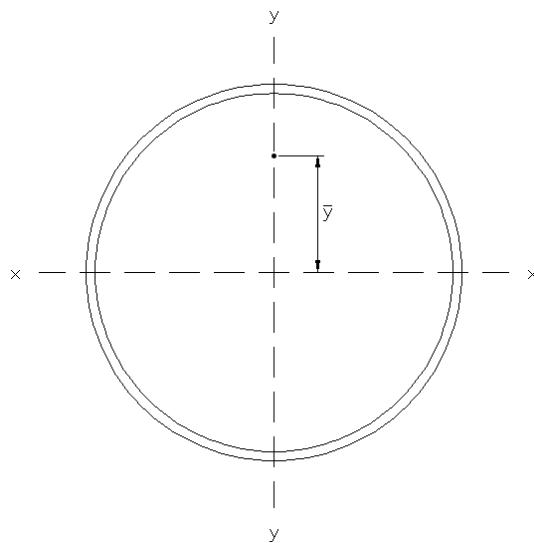


Figura 16 – Posição da linha neutra dos dois semicírculos que compõem o tubo.

$$M_{pl} = Z f_y = 12,17 \cdot 25,$$

$$M_{pl} = Z f_y = 304 \text{ kN} \cdot \text{cm} = 3,04 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

O momento fletor resistente pode agora ser calculado:

$$M_{Rd} = \frac{M_{pl}}{\gamma_{a1}} = \frac{3,04}{1,1},$$

$$M_{Rd} = 2,77 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

## 7.5 Esforço cortante resistente

Para calcular o esforço cortante, a seguinte equação é utilizada:

$$V_{Rd} = \frac{V_{pl}}{\gamma_{a1}}, \quad (37)$$

$V_{pl}$  – esforço cortante plástico =  $0,60A_wf_y$ ,

$A_w$  – área efetiva da seção transversal circular =  $0,50A_g$ ,

$\gamma_{a1}$  – coeficiente de ponderação do aço, obtido na tabela 6.

$$A_w = 0,50 \cdot \frac{\pi(8,0^2 - 7,6^2)}{4} = 2,45 \text{ cm}^2,$$

$$V_{pl} = 0,6 \cdot 2,45 \cdot 25 = 36,76 \text{ kN},$$

$$V_{Rd} = \frac{36,76}{1,1} = 33,42 \text{ kN}.$$

## 7.6 Dimensionamento dos cabos de aço

A força nos três cabos de aço foi calculada para a incidência do vento na direção contrária de cada um deles separadamente, condição considerada crítica. Para encontrar o valor da força nos cabos, foi calculado o somatório dos momentos em relação à base do tubo, aproveitando-se de que as reações no apoio não são conhecidas neste local. As mesmas serão calculadas posteriormente.

$$\sum M_0 = 0$$

$$-\left(L + \frac{D_{calota}}{2}\right)F_{a6} - \frac{L}{2}F_{a5} + IF \cos \theta = 0$$

$$F = \frac{\left(L + \frac{D_{calota}}{2}\right)F_{a6} + \frac{L}{2}F_{a5}}{I \cos \theta},$$

$D_{calota} = 200$  mm (adotado no item 6.2),

$F_{a5} = 84,76$  N (calculado no item 6.3),

$F_{a6} = 74,76$  N (calculado no item 6.4),

$L = 10$  m (comprimento do tubo),

$I = 6,8$  m (ponto de fixação do cabo),

$\theta = 60^\circ$  (adotado).

Substituindo os parâmetros:

$$F = 347 \text{ N}.$$

Aplicando um fator de segurança de 2,0, a carga mínima de ruptura que o cabo deverá suportar é:

$$F_{Rd} = 2,0 \cdot F = 694 \text{ N}.$$

Comprimento de cada cabo:

$$L_{cabo} = \frac{I}{\sin \theta} = \frac{6,8}{\sin 60^\circ},$$

$$L_{cabo} = 7,85 \text{ m} + 5\% \text{ (margem de segurança)} = 8,24 \text{ m}.$$

De acordo com a carga mínima de ruptura, foi escolhido o modelo do cabo de aço no catálogo da CIMAF Cabos. Abaixo, a especificação do modelo adotado:

Classe 6x7 (6 pernas, 7 arames cada) com alma de aço AA (alma constituída por uma perna igual às demais).

Diâmetro: 4,0 mm – 5/32".

Massa: 0,061 kg/m – o que resulta em 0,503 kg/cabo.

Carga de ruptura:  $1,04 \text{ tf} = 1,04 \cdot 103 \cdot 9,81 = 1050 \text{ N} \geq 694 \text{ N.}$  OK

## 7.7 Solicitações de flexão no tubo

O momento fletor resistente do tubo deve ser superior ao momento fletor máximo causado pelas forças atuantes no mesmo. A figura 17 mostra disposição das forças ao longo da estrutura.

Cálculo das reações no apoio:

$$\sum F_x = 0$$

$$F_{a6} - F \cos \theta + F_{a5} + R_x = 0$$

$$R_x = -74,76 + (347 \cdot \cos 60^\circ) - 84,76 = 13,84 \text{ N.}$$

$$\sum F_y = 0$$

$$-G_1 - G_2 - F \sin \theta + R_y = 0$$

$$R_y = 377,4 + 196,2 + (347 \cdot \sin 60^\circ) = 873,88 \text{ N.}$$

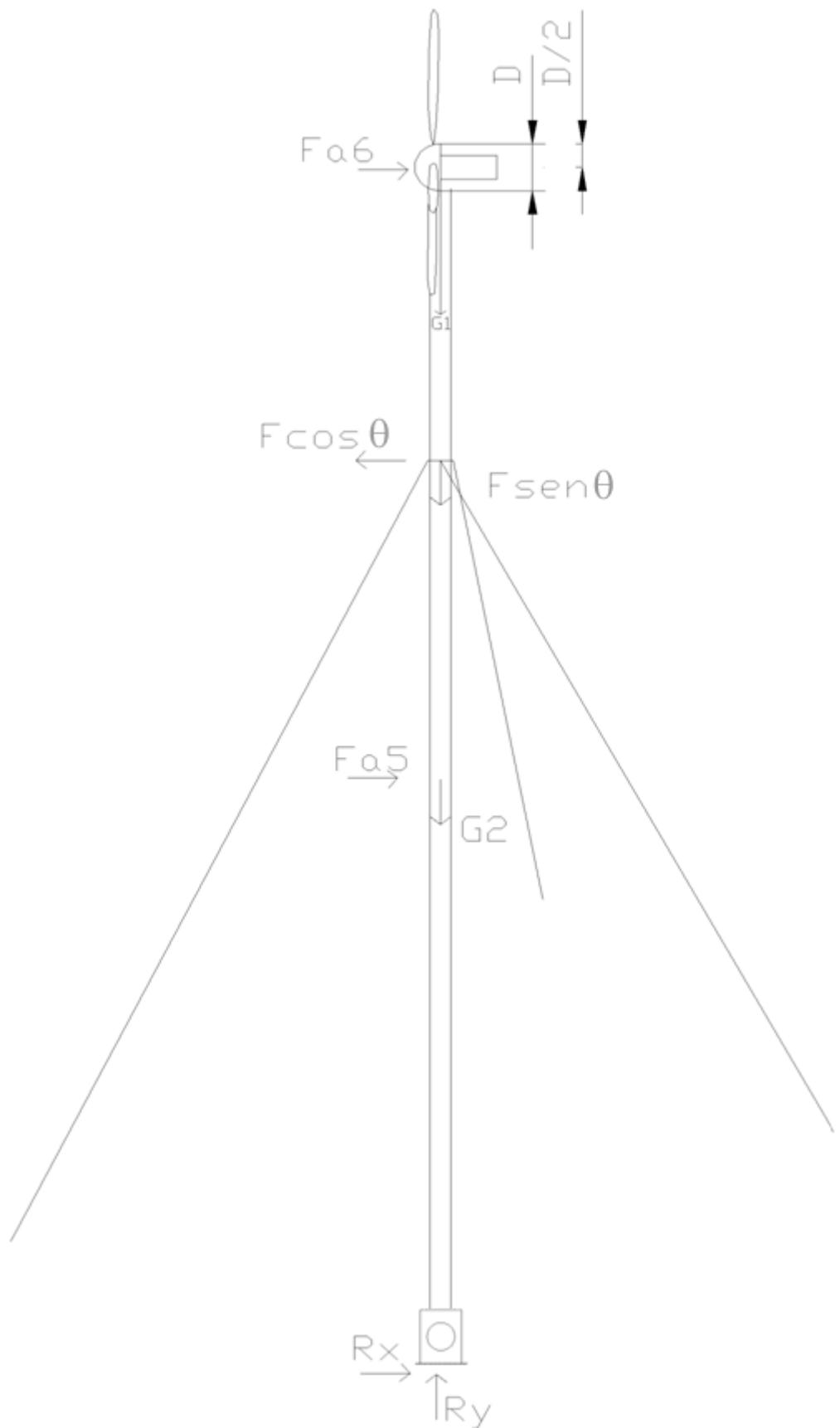


Figura 17 – Disposição das forças ao longo da estrutura.

O tubo foi dividido em quatro partes, para traçar o diagrama de momento fletor. O fletor máximo deverá ser suportado pelo momento fletor resistente, calculado no item 7.5.

$$h - \text{altura do tubo} = 10 \text{ m},$$

$$l - \text{altura do ponto de fixação dos cabos} = 0,68h = 6,8 \text{ m},$$

$$\theta - \text{ângulo entre os cabos de aço e o solo} = 60^\circ,$$

$$D_{\text{calota}} - \text{diâmetro da calota da turbina eólica} = 200 \text{ mm}.$$

$$\text{Parte 1)} \quad \text{intervalo: } 0 < y < \frac{h}{2}$$

$$M_1 = -R_x \cdot y,$$

$$V_1 = -R_x.$$



Figura 18 – Esboço do primeiro intervalo, para análise de flexão no tubo.

$$\text{Parte 2)} \quad \text{intervalo: } \frac{h}{2} < y < l$$

$$M_2 = -R_x \cdot y - F_{a5} \cdot \left( y - \frac{h}{2} \right),$$

$$V_2 = -R_x - F_{a5}.$$

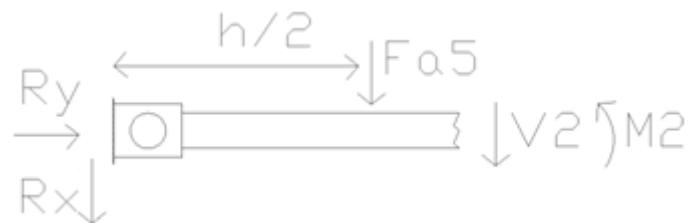


Figura 19 – Esboço do segundo intervalo, para análise de flexão no tubo.

Parte 3) intervalo:  $l < y < h + \frac{D_{calota}}{2}$

$$M_3 = -R_x \cdot y - F_{a5} \cdot \left( y - \frac{h}{2} \right) + F \cos \theta \cdot (y - l),$$

$$V_3 = -R_x - F_{a5} + F \cos \theta.$$

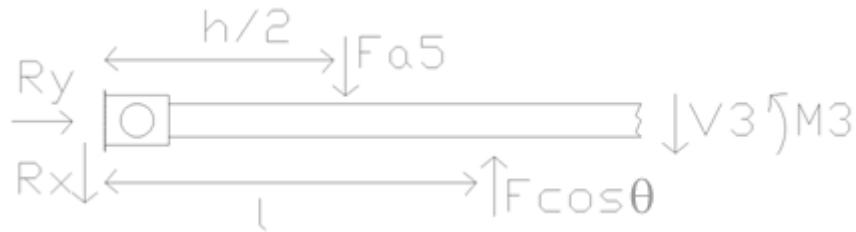


Figura 20 – Esboço do terceiro intervalo, para análise de flexão no tubo.

Parte 4) intervalo:  $h + \frac{D_{calota}}{2} < y < h + D_{calota}$

$$M_4 = -R_x \cdot y - F_{a5} \cdot \left( y - \frac{h}{2} \right) + F \cos \theta \cdot (y - l) - F_{a6} \cdot \left[ y - \left( h + \frac{D_{calota}}{2} \right) \right],$$

$$V_4 = -R_x - F_{a5} + F \cos \theta - F_{a6}.$$

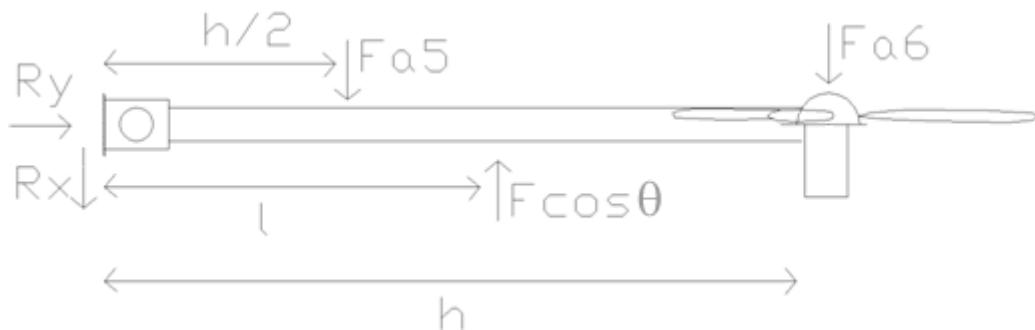


Figura 21 – Esboço do quarto intervalo, para análise de flexão no tubo.

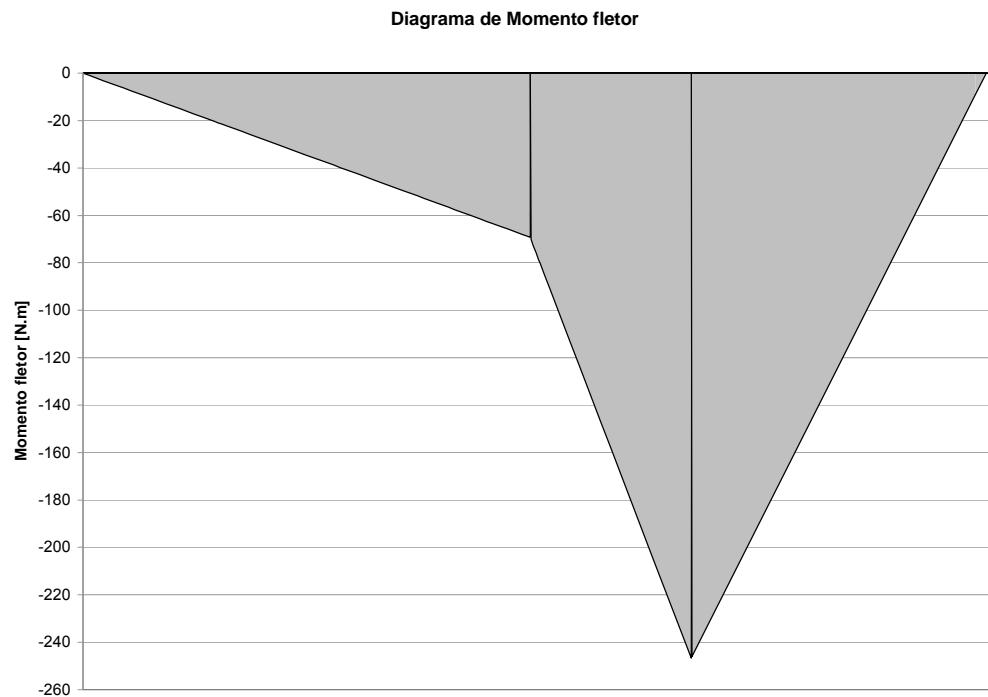


Figura 22 – Diagrama de momento fletor para o tubo de seção circular.

O momento fletor máximo obtido foi  $M = 246,71 \text{ N.m}$ , no limite entre as partes 2 e 3. Aplicando um fator de segurança de 2,0,  $M_{Sd} = 493,42 \text{ N.m}$ , bem abaixo de  $M_{Rd} = 2,77 \text{ kN.m}$ , momento fletor resistente.

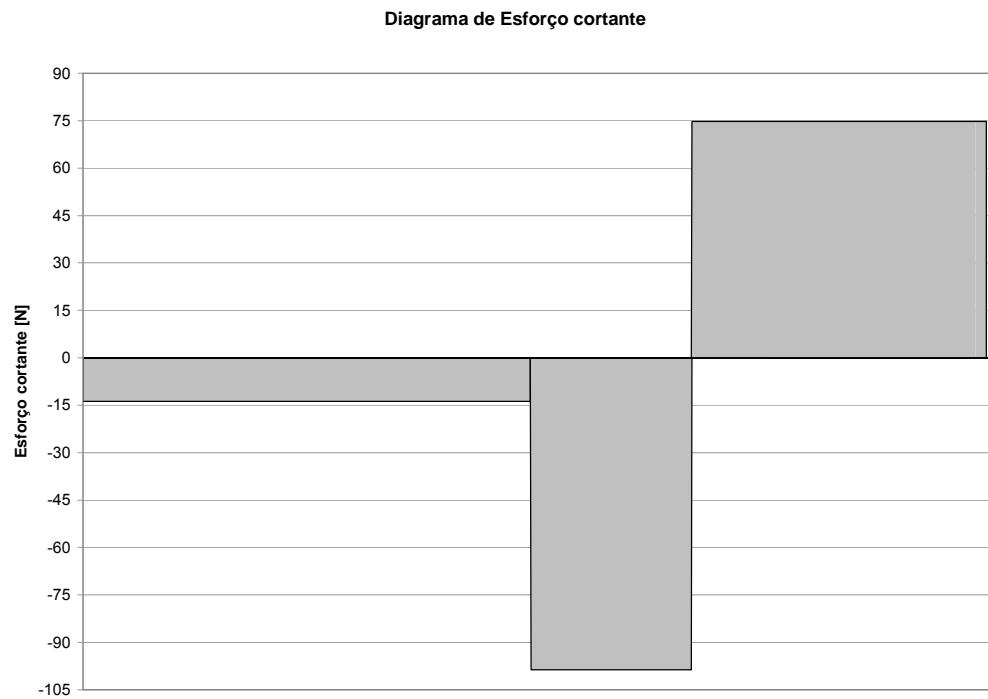


Figura 23 – Diagrama de esforço cortante para o tubo de seção circular.

O esforço cortante máximo obtido foi  $V = 98,60$  N, ao longo da parte 2. Aplicando um fator de segurança de 2,0,  $V_{Sd} = 197,20$  N, bem abaixo de  $V_{Rd} = 33,42$  kN, esforço cortante resistente.

## 7.8 Dimensionamento do apoio da estrutura

O apoio da estrutura consiste de um pino de aço A-36 de mesmo diâmetro do tubo, soldado em um olhal, também de aço A-36, que se encontra engastado no solo.

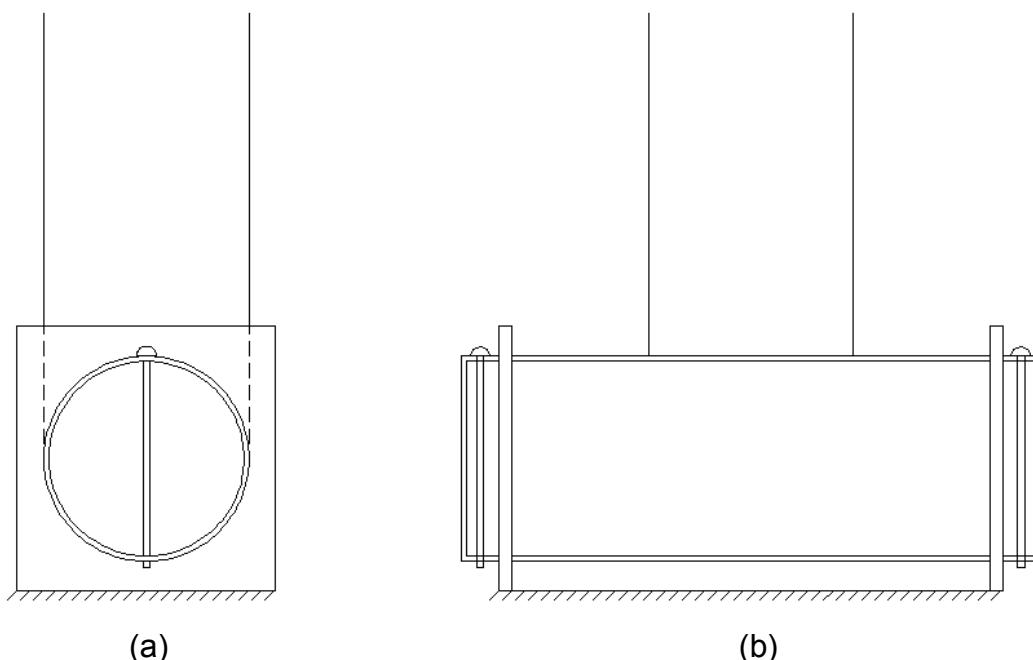


Figura 24 – Croqui do apoio: (a) vista lateral e (b) vista frontal.

### 7.8.1 Pino

$D_{pino}$  – diâmetro do pino = 80 mm,

$L_{pino}$  – comprimento do pino = 160 mm,

$W$  – módulo de resistência elástico =  $I/c$ ,

$I_{pino}$  – momento de inércia do pino,

$c$  – distância do centróide ao ponto mais afastado da seção =  $R_{pino}$ ,

$A_g$  – área bruta da seção transversal do pino,

$A_w$  – área efetiva do pino =  $0,75A_g$ .

Momento fletor resistente:

$$I_{\text{pino}} = \frac{\pi R_{\text{pino}}^4}{4} = \frac{\pi \cdot 4,0^4}{4} = 201,06 \text{ cm}^4,$$

$$M_{Rd} = \frac{1,2Wf_y}{\gamma_{a1}} = \frac{1,2I_{\text{pino}}f_y}{\gamma_{a1}c} = \frac{1,2 \cdot 201,06 \cdot 25}{1,1 \cdot 4,0} = 13710 \text{ kN}\cdot\text{cm} = 13,71 \text{ kN}\cdot\text{m},$$

$$M_{Sd} = \frac{R_y}{2}L_{\text{pino}} = 69,91 \text{ N}\cdot\text{m}.$$

Aplicando um fator de segurança de 2,0:

$$M_{Sd} = 139,82 \text{ N}\cdot\text{m} \ll 13,71 \text{ kN}\cdot\text{m}.$$

Esforço cortante resistente:

$$A_g = \pi R_{\text{pino}}^2 = \pi \cdot 4,0^2 = 50,27 \text{ cm}^2,$$

$$V_{Rd} = \frac{0,6A_w f_y}{\gamma_{a1}} = \frac{0,45A_g f_y}{\gamma_{a1}} = \frac{0,45 \cdot 50,27 \cdot 25}{1,1} = 514 \text{ kN},$$

$$V_{Sd} = \frac{R_y}{2} = 436,93 \text{ N}.$$

Aplicando um fator de segurança de 2,0:

$$V_{Sd} = 873,88 \text{ N} \ll 514 \text{ kN}.$$

O pino resiste ao momento fletor e ao esforço cortante com segurança.

### 7.8.2 Olhal

Para a configuração do olhal, foram utilizadas três chapas quadradas de 160 mm de lado e 1/2 polegada (12,7 mm) de espessura, de fácil obtenção e disponibilidade de entrega no mercado. Como mostra a figura 24, duas chapas estão posicionadas na vertical, com um furo de 80 mm para o encaixe do pino, soldadas na base maciça, para a fixação da estrutura no solo.

Cálculo do esforço cortante resistente:

$a$  – lado da chapa = 160 mm,

$t$  – espessura da chapa = 1/2" = 12,7 mm,

$A_g$  – área bruta da seção transversal,

$A_w$  – área efetiva da seção transversal da chapa = 0,67 $A_g$ ,

$\lambda$  – índice de esbeltez da chapa =  $b/t$ ,

$Z_x$  – módulo de resistência plástico na direção do eixo x,

$\bar{y}$  – linha neutra de cada metade da chapa.

$$A_g = at = 1,27 \cdot 16,0 = 20,32 \text{ cm}^2 ,$$

$$V_{Rd} = \frac{0,6A_w f_y}{\gamma_{a1}} = \frac{0,402A_g f_y}{\gamma_{a1}} = \frac{0,402 \cdot 20,32 \cdot 25}{1,1} = 185,65 \text{ kN} .$$

A chapa resiste ao esforço cortante máximo, mostrado na figura 23.

Cálculo do momento fletor resistente:

$$\lambda = \frac{160}{12,7} = 12,60 ,$$

$$\lambda_p = 3,5 \sqrt{\frac{E}{f_y}} = 3,5 \sqrt{\frac{20500}{25}} = 100,22 .$$

Como  $\lambda < \lambda_p$ :

$$M_{Rd} = Z_x f_y.$$

Linha neutra de cada metade da seção transversal da chapa:

$$\bar{y} = \frac{12,7}{4} = 3,175 \text{ mm},$$

$$Z_x = \sum \bar{y}_i A_i = 2 \cdot \left[ 3,175 \cdot \left( 160 \cdot \frac{12,7}{2} \right) \right] = 6450 \text{ mm}^3 = 6,45 \text{ cm}^3,$$

$$M_{Rd} = 6,45 \cdot 25 = 161,0 \text{ kN} \cdot \text{m} = 1,61 \text{ kN} \cdot \text{m}.$$

A chapa resiste ao momento fletor máximo, mostrado na figura 22.

## 8 CONSIDERAÇÕES FINAIS

A partir do dimensionamento físico pôde-se ter uma idéia da capacidade de uma turbina eólica, apesar de saber-se que esta foi analisada de forma teórica, sem levar em consideração as variações do vento. Para se ter uma noção mais precisa, deve-se antes de tudo, fazer um estudo profundo da distribuição dos ventos nos locais de interesse de implantação do projeto, para saber em qual faixa de velocidade o vento atuará, permitindo assim a escolha de alguns parâmetros como o tipo de pá, relação de transmissão, sistema de controle de aceleração e desaceleração, altura de instalação e vários outros parâmetros. É válido lembrar que essa fonte de energia alternativa é um recurso de alta tecnologia, e neste projeto alguns quesitos foram analisados de forma superficial, porém mostrando a noção da realidade desse recurso.

Para o dimensionamento estrutural, utilizou-se de técnicas mais concretas e acessíveis, fazendo com que o dimensionamento fosse bem próximo da realidade. Existem normas técnicas, como a NBR-8800, que ilustram como devem ser dimensionadas estruturas metálicas com segurança, além de catálogos e outras fontes de pesquisa que também ajudam no dimensionamento de outros elementos, tais como os cabos de aço.

Observou-se também a importância de se analisar as forças de arrasto, que muitas vezes são desprezadas, e que neste trabalho apresentaram grande relevância para o dimensionamento da estrutura, no que diz respeito ao esforço cortante.

Acredita-se ter alcançado o objetivo deste trabalho, que era dimensionar e demonstrar a viabilidade de uma turbina alternativa, que gerasse uma energia com potência de 200 W, bem como uma estrutura metálica que resistisse com segurança a todos os esforços. A pretensão futura é o aperfeiçoamento deste projeto, pois o mesmo apresenta algumas limitações em relação à variação do vento e outros, para então ser comercializado em pequeno porte na geração de energia elétrica.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] GARY L. JOHNSON, Wind Energy Systems, Electronic Edition, 2001.
- [2] PAULO CARVALHO, Geração Eólica, Universitária, 2003.
- [3] MERLE C. POTTER; DAVID C. WIGGERT, Mecânica dos fluidos, Thomson, 2003.
- [4] R.C. HIBBELER, Resistência dos Materiais, Pearson, 2004.
- [5] WALNÓRIO GRAÇA FERREIRA, Dimensionamento de Elementos de Perfis de Aço Laminados e Soldados, Crafer, 2003.
- [6] CIMAF CABOS S/A, Cabos de aço, Catálogo Outubro de 2000.
- [7] NBR 8800 Projeto e execução de estruturas de aço em edifícios (Método dos estados limites), ABNT, 1986.