



Carlos David Vaz Ôlo

Licenciado em Ciências da Engenharia Mecânica

Projecto de uma Turbina Savonius com Utilização de Componentes em Fim-de-Vida

Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho
(UNL/FCT,DEMI)

Presidente: Prof. Doutor Daniel Cardoso Vaz

Vogais: Prof. Doutor António Gabriel Marques Duarte dos Santos
Prof. Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho

AGRADECIMENTOS

A todos aqueles que contribuíram para a realização desta dissertação, o meu profundo agradecimento.
Em especial:

Ao meu orientador, o Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho, agradeço pela total disponibilidade para me receber no seu gabinete vezes sem conta, pelo contante apoio ao longo deste trabalho e pela liberdade de decisão ao longo do projecto. Agradeço também a partilha de conhecimentos, quer esta tenha sido formal ou informal durante a realização do presente trabalho. Gostaria também de agradecer ao Professor Doutor Alberto José Antunes Marques Martinho ter facultado os componentes em fim-de-vida usados no projecto.

Ao meu primo Augusto Gaspar, agradeço por ter facultado os bidons, para a construção do protótipo e pela disponibilidade demonstrada para facultar outros componentes.

Ao meu irmão Ruben Ôlo, agradeço a preciosa ajuda na edição de imagens.

Aos meus pais, um agradecimento especial por me terem apoiado ao longo de todo o meu percurso académico e durante toda a minha formação pessoal.

Agradeço aos meus amigos, Carlos Guerreiro e ao Daniel Lavrador, por toda a partilha e entajuda demonstrada durante a realização desta dissertação de mestrado. Ao meu amigo Fernando Alves, agradeço todos os bons conselhos, que foram muito úteis na realização deste trabalho.

RESUMO

O objectivo do presente trabalho, passa por encontrar soluções para a reutilização de componentes em fim-de-vida, usando-os exactamente como se encontram, desempenhando as mesmas funções para que foram projectados, fazendo apenas pequenas adaptações para se adequarem à nova utilização.

Para a reutilizar estes componentes a solução escolhida, foi projectar uma turbina eólica, recorrendo a componentes de automóvel. Sendo o vento um recurso natural disponível em grande parte do globo terrestre, torna aliciante a possibilidade de diminuir a pegada ambiental dos componentes, reutilizando-os, bem como produzir energia recorrendo à energia eólica.

A turbina escolhida foi a de savonius, pois tem custos de fabrico reduzidos, pela simplicidade de construção e montagem bem como ser uma turbina interessante para pequenos aproveitamentos energéticos. Foi estudado o rotor de savonius para compreender os esforços a que se encontra sujeito devido à acção do vento, para posteriormente projectar a estrutura do rotor e de suporte da turbina. Durante o presente trabalho foi tido em conta, que se trata de um projecto no âmbito universitário, de modo que a turbina terá que ser polivalente para possibilitar outros estudos no futuro.

PALAVRAS-CHAVE

Componentes em Fim-de-Vida

Energias Renováveis

Energia Eólica

Rotor de Savonius

Turbina Eólica

ABSTRACT

The aim of this work is to find solutions to reuse end-of-life components, using them exactly as they are, performing the same functions for which they were designed, making only minor adjustments to fit the new propose.

The solution to reuse these components was building a wind turbine, using car components. The wind is a natural resource, available in much of the globe, becomes attractive the possibility of reducing the environmental footprint of the components, reusing them, as well as produce energy using wind energy.

The wind turbine which was chosen was the savonius rotor because it has reduced manufacturing costs, simplicity of construction and assembly as well be an interesting solution for small power generation. The savonius rotor has been studied to understand the efforts which it is subject due the action of the wind, to subsequently project the rotor structure and support of the turbine. During the present study was taken into account, that it is a university project, so that the turbine will have to be versatile to allow further studies in the future.

KEY-WORDS

End-of-Life Components

Renewable Energies

Wind Energy

Savonius Rotor

Wind Turbine

ÍNDICE DE MATÉRIAS

AGRADECIMENTOS.....	i
RESUMO	iii
PALAVRAS-CHAVE	iii
ABSTRACT	v
KEY-WORDS	v
ÍNDICE DE MATÉRIAS	vii
ÍNDICE DE FIGURAS	ix
ÍNDICE DE TABELAS	xi
SIMBOLOGIA.....	xiii
Latim	xiii
Grega.....	xv
Abreviaturas	xv
1 INTRODUÇÃO.....	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objectivos	2
2 TURBINA EÓLICA SAVONIUS	3
2.1 Conceitos gerais	3
2.2 Potência extraída pela turbina	4
3 DIMENSIONAMENTO DA TURBINA.....	7
3.1 Rotor de savonius	9
3.1.1 Cálculo do carregamento aplicado ao rotor.....	10
3.2 Rolamento	14
3.2.1 Cálculo das forças no interior do rolamento.....	16
3.2.2 Duração e vida útil do rolamento.....	19
3.3 Estrutura da turbina	19
3.3.1 Forças aplicadas à estrutura.....	20

3.3.2	Perfil tubular circular	22
3.3.3	Perfil UPN	30
3.3.4	Estrutura inferior (treliçada) da turbina.....	36
3.4	Verificação da segurança	44
3.4.1	Verificação da segurança perfil tubular circular.....	46
3.4.2	Verificação de segurança perfil UPN.....	47
3.4.3	Verificação da segurança perfil em T (estrutura treliçada)	48
3.4.4	Verificação da tensão limite de fadiga	49
4	OPÇÕES CONSTRUTIVAS	51
4.1	Componentes em fim-de-vida	52
4.2	Estrutura do rotor.....	57
4.3	Estrutura de suporte da turbina.....	59
5	CONCLUSÕES.....	61
	BIBLIOGRAFIA	63
	ANEXOS	a1
	A1 – DESENHOS DE CONSTRUÇÃO DA TURBINA SAVONIUS.....	a3

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 2.1 - Alçado principal e vista de cima do rotor de savonius	3
Figura 2.2 - Performance dos principais geradores eólicos.....	4
Figura 2.3 - Desempenho esperado para uma turbina savonius	6
Figura 3.1 - Influência do número de andares no momento exercido no arranque	10
Figura 3.2 - Área projectada pelo rotor a construir (a), Área projectada máxima utilizada nos cálculos (b)	11
Figura 3.3 - Coeficientes de arrasto para as formas semicirculares	11
Figura 3.4 - Ponto de aplicação da força exercida pelo vento sobre a turbina	12
Figura 3.5 - Coeficiente de força em simulação estática (Número de Reynolds: $Re = 1.56 \times 10^5$).....	13
Figura 3.6 - Coeficiente de força em simulação dinâmica (Número de Reynolds: $Re = 1.56 \times 10^5$).....	13
Figura 3.7 - Rolamento de rolos cônicos carreira dupla com arranjo em O	14
Figura 3.8 - Dimensões do rolamento utilizado no protótipo.....	15
Figura 3.9 - Forças que surgem no interior do rolamento com a aplicação do momento de derrubamento	16
Figura 3.10 - Força interna no rolamento e o respectivo ângulo.....	16
Figura 3.11 - Trapézio usado no cálculo auxiliar do ângulo β	17
Figura 3.12 - Forças aplicadas no rolamento	17
Figura 3.13 - Estrutura do rotor de savonius.....	20
Figura 3.14 - Os quatro tubos (perfis tubulares circulares) da estrutura do rotor.....	21
Figura 3.15 - Distribuição da força do vento pela estrutura do rotor	21
Figura 3.16 - Forças aplicadas em cada um dos perfis da estrutura	22
Figura 3.17 - Condições de apoio e cargas aplicadas no perfil tubular	23
Figura 3.18 - Aplicação do princípio da sobreposição na viga AB.....	23
Figura 3.19 - Condições de encastramento e cargas aplicadas ao perfil UPN	30
Figura 3.20 - Forças aplicadas no perfil UPN segundo xx e yy – perfil 1.....	31
Figura 3.21 - Estrutura de suporte inferior da turbina (estrutura treliçada).....	37
Figura 3.22 - Diagrama de corpo livre da estrutura – 1ª condição de apoio.....	38
Figura 3.23 - Forças aplicadas a cada um dos nós da treliça.....	40
Figura 3.24 - Diagrama de corpo livre da estrutura treliçada – 2ª condição de apoio.....	42
Figura 4.1 - Subconjunto automóvel (Anexo A1 — CVO-2012-P1-01)	52
Figura 4.2 - Fixação do alternador na estrutura da turbina (Anexo A1 — CVO-2012-P1-04).....	53
Figura 4.3 – Forças de frenagem aplicadas aos calços.....	54
Figura 4.4 – Alavanca do freio de mão utilizada na turbina	56
Figura 4.5 - Subconjunto pás (Anexo A1 — CVO-2012-P1-05).....	56
Figura 4.6 - Subconjunto UPN (Anexo A1 — CVO-2012-P1-06)	57
Figura 4.7 - Perfil tubular circular (Anexo A1 — CVO-2012-P1-15)	58
Figura 4.8 - Solução de ligação entre perfis (Anexo A1 — CVO-2012-P1-02)	58
Figura 4.9 - Subconjunto estrutura inferior (Anexo A1 — CVO-2012-P1-03)	59
Figura 4.10 - Ligação aparafusada do perfil em T ao subconjunto automóvel (Anexo A1 — CVO-2012-P1-00).....	59
Figura 4.11 - Ligação dos perfis em T ao bloco de betão (Anexo A1 — CVO-2012-P1-00).....	60

ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 3.1 - Forças radial e axial aplicadas no rolamento	18
Tabela 3.2 - Carga equivalente no rolamento	18
Tabela 3.3 - Vida básica nominal do rolamento.....	19
Tabela 3.4 - Forças aplicadas na viga no eixo xx - tubo 1	25
Tabela 3.5 - Esforços que originam tensões na viga – tubo 1	26
Tabela 3.6 - Tensões de comparação nos perfis circulares – tubo 1	26
Tabela 3.7 - Forças aplicadas na viga no eixo xx - tubo 2	27
Tabela 3.8 - Esforços que originam tensões na viga - tubo 2.....	27
Tabela 3.9 - Tensões de comparação nos perfis circulares – tubo 2	28
Tabela 3.10 - Forças aplicadas na viga no eixo xx – tubo 3.....	28
Tabela 3.11 - Esforços que originam tensões na viga – tubo 3	28
Tabela 3.12 - Tensões de comparação nos perfis circulares – tubo 3	29
Tabela 3.13 - Forças aplicadas na viga no eixo xx – tubo 4.....	29
Tabela 3.14 - Esforços que originam tensões na viga – tubo 4	30
Tabela 3.15 - Tensão segundo o eixo xx - perfil 1	32
Tabela 3.16 - Tensão segundo o eixo yy - perfil 1	32
Tabela 3.17 - Tensões de comparação para o perfil 1	33
Tabela 3.18 - Tensão segundo o eixo xx – tubo 2.....	34
Tabela 3.19 - Tensão segundo o eixo yy – tubo 2.....	34
Tabela 3.20 - Tensão segundo o eixo zz – tubo 2	35
Tabela 3.21 - Tensões de comparação para o perfil 2	35
Tabela 3.22 - Forças e Reacções na estrutura treliçada - 1ª condição de apoio.....	40
Tabela 3.23 - Forças aplicadas aos elementos da estrutura treliçada - 1ª condição de apoio	42
Tabela 3.24 - Reacções na estrutura treliçada - 2ª condição de apoio.....	43
Tabela 3.25 - Forças aplicadas aos elementos da estrutura treliçada - 2ª condição de apoio	43
Tabela 3.26 - Forças aplicadas nos elementos da estrutura treliçada	43
Tabela 3.27 - Forças de compressão máximas aplicadas nos elementos da estrutura treliçada	44
Tabela 3.28 - Valores do coeficiente de encurvadura	46
Tabela 3.29 - Tensões actuantes - perfis circulares.....	46
Tabela 3.30 - Tensões actuantes para os perfis UPN	47
Tabela 3.31 - Tensões actuantes para os perfis em T (barras com maior comprimento)	48
Tabela 3.32 - Tensões actuantes para os perfis em T (barras com menor comprimento).....	49
Tabela 4.1 - Características do freio de calços internos do automóvel	55

SIMBOLOGIA

Utiliza-se ao longo do presente documento, na identificação de variáveis nas expressões tipo de letra normal, para unidades e constantes o tipo de letra usado é itálico.

Nas figuras as dimensões, salvo indicação no texto, encontram-se em milímetros.

Latim

A	Área de secção do perfil
A_p	Área projectada pelo rotor
b	Largura do perfil UPN
b_d	Braço da força de derrubamento
b_r	Braço da força interna no rolamento
B	Largura do par de rolamentos
C	Capacidade normal de carga dinâmica do rolamento
C_A	Coefficiente de arrasto
C_m	Coefficiente de torque mecânico
C_p	Coefficiente de potência aerodinâmica
d	Diâmetro da pá, diâmetro interior do rolamento, diâmetro exterior do tubo
D	Diâmetro do rotor, diâmetro exterior do rolamento
e	Sobreposição das pás, relação de forças internas no rolamento
E	Módulo de Young
F	Força interna no rolamento, força total aplicada ao perfil
F_a	Força axial no rolamento
F_d	Força de derrubamento
F_N	Força normal
F_r	Força radial no rolamento

F_{rot}	Força de rotação
F_v	Força exercida pelo vento
g	Aceleração da gravidade
h	Altura da pá, altura do perfil UPN
H	Altura do rotor
i	Raio de giração
I	Momento de inércia
L_{10h}	Vida nominal básica do rolamento em horas
m_{andar}	Massa de cada andar
M_d	Momento de derrubamento
M_f	Momento flector
M_{fmax}	Momento flector máximo
M_{rot}	Momento de rotação
n	Velocidade de rotação
N_{sd}	Esforço normal actuante
P	Peso do rotor e da sua estrutura, carga dinâmica equivalente do rolamento
P_E	Potência extraída
P_v	Potência disponível no vento
R	Raio do rotor
s	Espessura do perfil UPN
t	Espessura do perfil circular
T	Largura do rolamento, momento de frenagem
v	Velocidade do vento
V	Velocidade tangencial na extremidade da pá
y	Flecha máxima da viga
Y	Factor de carga axial do rolamento
W	Módulo elástico de flexão

Grego

β	Ângulo, Relação da sobreposição das pás relativamente ao respectivo diâmetro
θ	Rotação na extremidade da viga
λ	Relação de velocidades, coeficiente de esbelteza
ρ	Massa volúmica do ar
$\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$	Tensão principal 1, 2, 3
σ_{comp}	Tensão de comparação
σ_m	Tensão de flexão
σ_N	Tensão normal
σ_{Rd}	Tensão resistente
σ_{Sd}	Tensão actuante
σ_{SG}	Tensão devida ao peso próprio
σ_{SQ}	Tensão devida à sobrecarga
σ_{SW}	Tensão devida ao vento
φ	Coefficiente de encurvadura
ω	Velocidade angular

Abreviaturas

ISO	<i>International Organization for Standardization</i> (Organização Internacional de Padronização)
UPN	Perfil em U em conformidade com: EN 10279

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

As sociedades dos países desenvolvidos, promovem um consumo elevado de bens materiais. Este consumo por vezes exagerado, em concreto de automóveis novos, faz com que existam componentes em fim-de-vida em grande número no mercado, normalmente associados ao comércio de automóveis. A sociedade na maioria dos casos é ineficiente na reutilização destes componentes, a solução normalmente encontrada é a destruição e a consequente reciclagem dos materiais constituintes, para originar novos veículos. A maioria destes componentes que requereram um elevado investimento no seu projecto e fabrico, não têm um valor superior para além do seu peso em material. Para combater esta situação, recorrendo a um recurso amplamente disponível no globo, o vento, surgiu a intenção e motivação para projectar e construir uma turbina eólica de savonius, recorrendo a componentes em fim-de-vida.

Apesar de a utilidade desta turbina em sociedades desenvolvidas não ter grande interesse, pois o acesso à energia eléctrica esta disponível a toda a população, em países onde essa situação não se verifica, devido ao baixo custo de fabrico e a simplicidade de montagem desta turbina, espera-se que possa ser um recurso a considerar. Outra possibilidade de utilização passa por áreas onde a geração de energia deve-se a geradores.

1.2 Objectivos

O presente projecto tem com objectivos:

Projectar a turbina de savonius recorrendo o mais possível a componentes em fim-de-vida com um valor de mercado reduzido, diminuindo assim a pegada ambiental destes componentes;

Conceber uma turbina que disponibilize uma potência à saída da ordem de um alternador automóvel;

Explorar o rotor de savonius, para pequenos aproveitamentos energéticos;

Projectar a estrutura do gerador cumprindo as regras de segurança impostas pelo regulamento [1];

Conceber uma turbina polivalente, permitindo outros estudos futuros bem como a alterações dos componentes constituintes da turbina.

2 TURBINA EÓLICA SAVONIUS

2.1 Conceitos gerais

Este tipo de rotor em forma de “S” foi inventado pelo investigador Filandês S.J.Savonius em 1925. Pertence à família dos geradores de eixo vertical e consiste em duas formas semi-cilíndricas, dispostas na vertical, com uma ligeira sobreposição ao centro, como é possível observar na figura 2.1.

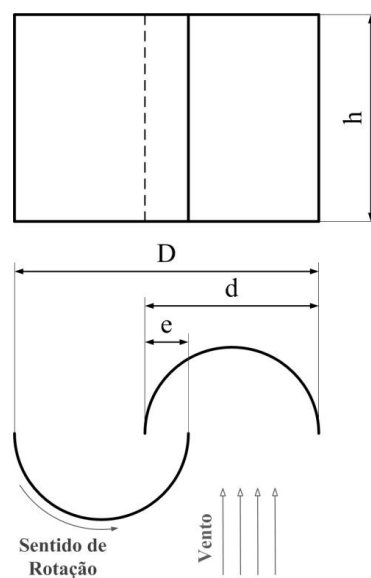


Figura 2.1 - Alçado principal e vista de cima do rotor de savonius

O seu modo funcionamento, resulta das diferenças da força de arrasto, entre as superfícies côncava e convexa da pá, que originam um momento de força, que tende a fazer girar o rotor. Potência extraída pela turbina

O coeficiente de potência aerodinâmico C_p , relaciona a potência extraída do vento pela turbina P_E , com a potência disponível no vento P_V . A expressão 2.1 traduz a relação existente entre as duas potências [2]:

$$C_p = \frac{P_E}{P_V} \quad (2.1)$$

O rendimento das turbinas eólicas é muitas vezes apresentado graficamente através de curvas, que relacionam C_p com λ (relação da velocidade angular com a velocidade tangencial). Na figura 2.2 pode-se observar, rendimentos típicos dos geradores mais comuns. Tais curvas foram obtidas experimentalmente por Albert Betz, com exceção da curva A, que segundo o autor [3] corresponde ao coeficiente de potência aerodinâmico teórico máximo, que é possível obter e é igual a 0,593.

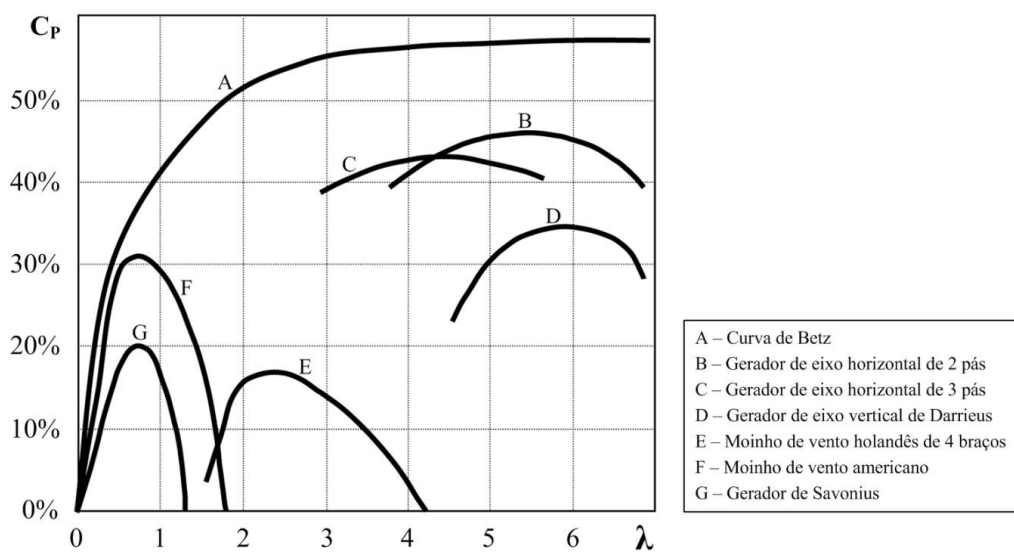


Figura 2.2 - Performance dos principais geradores eólicos, adaptado de [3]

Os geradores de eixo horizontal modernos são os únicos capazes de atingir valores próximos deste valor máximo obtido por Betz, mas ainda assim, algo distantes deste como se verifica na figura 2.2. Com recurso às teorias existentes sobre o perfil de asa é mais simples prever o comportamento aerodinâmico dos geradores de eixo horizontal, o que tem levado à obtenção de resultados mais eficientes e satisfatórios, quando comparados com os geradores de eixo vertical. Fruto de uma maior eficiência demonstrada por este tipo de geradores, o retorno financeiro originado pelos mesmos é mais

elevado, o que possibilita uma maior investigação e desenvolvimento, que permite uma evolução mais acentuada no seu comportamento aerodinâmico, visto existir uma constante optimização das características deste tipo de geradores, [4].

Por outro lado os geradores de savonius, de baixa velocidade de funcionamento possuem um comportamento aerodinâmico difícil de prever, as teorias aplicadas aos geradores que funcionam por sustentação, não podem ser aplicadas para prever o comportamento deste tipo de geradores, [5]. Esta dificuldade cria a tarefa quase impossível, de prever em teoria o seu comportamento. Para contornar a situação, as turbinas de savonius são normalmente ensaiadas em tuneis de vento, recorrendo a protótipos à escala, na tentativa de prever o seu comportamento aerodinâmico [7-9]. Pode-se observar na figura 2.2 que os geradores eólicos de eixo horizontal conseguem atingir rendimentos superiores aos de eixo vertical, onde está incluído o gerador de savonius. Por este motivo a evolução e o desenvolvimento destes geradores não tem sido tão elevado como os de eixo horizontal.

Na generalidade das aplicações é fundamental um retorno financeiro elevado, o que se torna uma tarefa mais difícil neste caso, devido ao baixo rendimento destes geradores. Apesar de no que toca à produção de energia em larga escala a turbina de savonius não ser uma solução muito viável e competitiva, encontra o seu nicho de mercado nos pequenos aproveitamentos energéticos. Características tais como o reduzido tempo e custo de fabricação, bem como a tecnologia requerida na sua construção ser acessível, a simplicidade da forma da pá, não necessita de orientação à direcção do vento, funciona a velocidades tão reduzidas quanto 1 m/s [6], permitem que a turbina de savonius se torne uma solução aliciante, quando utilizada para pequenos aproveitamentos energéticos.

Em seguida apresenta-se as expressões comumente usadas para estudar o comportamento aerodinâmico das turbinas eólicas, [4, 7] . A potência esperada, extraída por uma turbina savonius é obtida pela seguinte expressão

$$P_E = C_P \frac{1}{2} \rho A_p v^3 \quad (2.2)$$

onde ρ é a massa volúmica do ar, A_p a área projectada pelo rotor (num plano perpendicular à direcção do vento) e v a velocidade nominal do vento. Outro coeficiente que também é importante definir é o coeficiente de momento de força, C_m , este coeficiente é relevante para o cálculo do momento de rotação, que é definido pela seguinte expressão:

$$M_{rot} = C_m \frac{1}{4} \rho D A_p v^2 \quad (2.3)$$

Sendo D o diâmetro do rotor e as restantes variáveis têm o mesmo significado que na expressão 2.2. O rendimento da turbina de savonius é definido pelas curvas dos seus coeficientes (C_P e C_m), em função

de λ que relaciona a velocidade angular ω e a velocidade tangencial V não perturbável do vento, e é definido por:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \quad (2.4)$$

Segundo Menet [4] quando $\lambda = 1$, o C_p é máximo, logo a potência extraída será superior, o que vai de encontro ao objectivo que se pretende alcançar. Na figura 2.3 é possível observar o desempenho esperado de um gerador de savonius em função de λ .

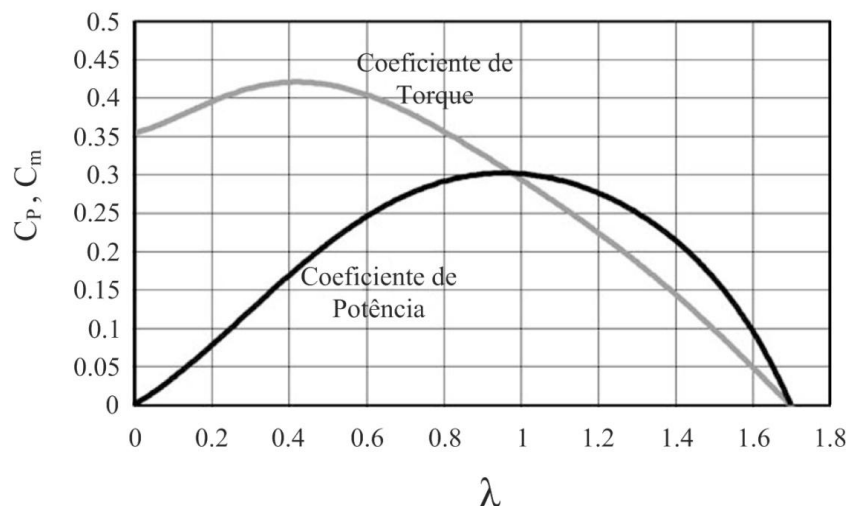


Figura 2.3 - Desempenho esperado para uma turbina savonius, adaptado [3]

Com $\lambda = 1$ o coeficiente de potência assume um valor máximo (aproximadamente igual a 0,3). Será considerado para efeitos de projecto e para o cálculo da potência (teórica) extraída pelo gerador, $C_p = 0,2$, que corresponde a cerca de 2/3 do valor óptimo para um gerador de Savonius, [3].

O bidão cilíndrico que será utilizado na construção do gerador tem dimensões aproximadas de diâmetro $d = 580$ mm e altura $h = 900$ mm.

O cálculo da potência extraída pelo savonius, será realizado para a velocidade nominal do vento de 8 m/s (≈ 30 km/h), [4]. A massa volúmica do ar será considerada $\rho = 1.225$ kg/m³, sendo este o valor típico para a altitude considerada.

Recorrendo à expressão 2.2 ($C_p = 0.2$, $\rho = 1.225$ kg/m³, $h = 900$ mm, $d = 580$ mm; $v = 8$ m/s) foi calculada a potência (teórica) extraída pela turbina de savonius que se pretende construir. Obteve-se que a potência extraída caso a turbina tenha um andar é igual a $P_E = 57.6$ W, caso a turbina tenha dois andares a potência extraída passa para o dobro do caso anterior ($P_E = 115.2$ W). Tendo em conta que se pretende que a potência disponível à saída da turbina seja o mais elevada possível, será considerada a variante de dois andares para o projecto.

3 DIMENSIONAMENTO DA TURBINA

Para a construção do protótipo deste projecto, a solução encontrada foi o rotor de savonius. Este tipo de gerador possui diversas vantagens referidas anteriormente, que levaram a escolha do mesmo.

Será necessário para projectar a turbina quantificar a acção do vento, para tal terá que se determinar a velocidade do vento de projecto. De modo a calcular o valor desta velocidade, recorreu-se ao Regulamento de Segurança e Acções para Estruturas de Edifícios e Pontes e Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios [1].

Segundo o regulamento [1], para quantificar a acção do vento, considera-se que Portugal se encontra dividido em duas zonas:

Zona A – a generalidade do território, excepto as regiões pertencentes à zona B;

Zona B – os arquipélagos dos Açores e da Madeira e as regiões do continente situadas numa faixa costeira com 5 km de largura ou a altitudes superiores a 600 m.

O gerador numa primeira fase será instalado no campus universitário da Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade Nova de Lisboa no Monte da Caparica, esta localização insere-se na zona B prevista no regulamento [1]. Visto os valores de velocidade na zona B serem mais elevados do que na zona A, projectando o gerador segundo a velocidade de projecto de referência para a zona B, possibilita que caso o mesmo gerador seja instalado noutra local, não afecte negativamente o seu funcionamento em condições normais, bem com a sua estrutura.

Outro aspecto a ter em conta prende-se com a rugosidade aerodinâmica do solo. O artigo 21º do regulamento [1] refere que é necessário ter em conta a variação da acção do vento com a altura acima do solo, para tal consideram-se dois tipos de rugosidade aerodinâmica:

Rugosidade do tipo I – rugosidade a atribuir aos locais situados no interior de zonas urbanas em que predominem edifícios de médio e grande porte;

Rugosidade do tipo II – rugosidade a atribuir aos restantes locais, nomeadamente zonas rurais e periferia de zonas urbanas.

Para a determinação da velocidade de referência para este projecto considera-se que a rugosidade do local onde será instalado o gerador é do tipo II. Pelo regulamento [1] pode-se escrever a expressão para determinar a velocidade de rajada para um solo com rugosidade tipo II

$$v = 25\text{m/s} \left(\frac{h/m}{10} \right)^{0.20} + 14\text{m/s} \quad (3.1)$$

verifica-se que a altura h é expressa em metros a velocidade resulta em metros por segundo. Nesta expressão, a primeira parcela corresponde a velocidade média do vento e a segunda tem em conta as flutuações da velocidade resultantes do escoamento. Com recurso a expressão 3.1 obtém-se o valor da velocidade de rajada para a zona A, segundo o regulamento para obter a velocidade para a zona B, terá que se aumentar os valores característicos de velocidade de rajada para a zona A cerca de 10%. Para alturas acima do solo inferiores a 10 metros, no caso de a rugosidade aerodinâmica do solo ser do tipo II, como é o caso em que a altura máxima da estrutura (turbina savonius) a projectar não ultrapassa os 4 metros de altura ao solo, terá que se considerar para efeitos de cálculo a altura de 10 metros. Tal necessidade decorre da dificuldade de definição das velocidades do vento na vizinhança imediata do solo, ou seja, até alturas da ordem de grandeza das alturas médias dos obstáculos que caracterizam a macrorrugosidade do terreno.

Em seguida com recurso a expressão 3.1, tendo em conta que $h = 10$ m, tem-se que a velocidade de projecto para a zona A é igual a $v = 39$ m/s, aumentando esta velocidade em 10% por indicação do regulamento [1], obtém-se que velocidade de rajada para a zona B é de $v = 42.9$ m/s.

Esta velocidade de aproximadamente $v = 43$ m/s possibilitará tomar decisões ao longo de todo o projecto da turbina eólica de savonius. Os cálculos de todos os elementos estruturais da turbina serão realizados para esta velocidade do vento. Dimensionando os elementos estruturais para resistir a esta velocidade do vento, majora todos os efeitos negativos que a acção do vento possa ter sobre o rotor e os seus elementos estruturais.

3.1 Rotor de savonius

Será importante fixar algumas das características do savonius; apenas com os valores destas relações estabelecidos é possível iniciar o processo de cálculo, com vista à obtenção dos esforços a que o rotor está sujeito, possibilitando assim dimensionar a estrutura do rotor bem com a estrutura de suporte da turbina.

Um dos parâmetros geométricos com influência no desempenho aerodinâmico do rotor é a sobreposição das pás. A constante β relaciona a sobreposição das pás, com o diâmetro de cada uma das mesmas, a expressão que relaciona estas características geométricas traduz-se por:

$$\beta = \frac{e}{d} \quad (3.2)$$

Os resultados mais favoráveis no que diz respeito à eficiência, foram obtidos com valores de β entre 0.2 e 0.3 [4]. Não é relevante criar outro espaçamento entre as pás, perpendicularmente a distância de sobreposição e . Caso este afastamento das pás se verificasse, faria com que os coeficientes de potência e de torque mecânico diminuíssem, [4]. Para a sobreposição das pás, será utilizado o valor óptimo de $\beta = 0.242$, logo a sobreposição das pás será cerca de quatro vezes menor que o diâmetro de cada pá. O número de pás também tem influência no rendimento do gerador, a literatura existente aponta no sentido de rotor ter duas pás. Com um par de pás obtém-se valores interessantes para o coeficiente de potência, [4].

No presente projecto a construção de um savonius com dois andares será a opção escolhida, além das vantagens já referidas, como é possível observar na figura 3.1, com a utilização de dois andares o momento de arranque inicial é menor, por conseguinte mais estável o rotor no arranque. O aumento do número de andares para além de dois apenas irá trazer uma maior inércia ao sistema, não representando este aumento de andares, um maior rendimento da turbina.

Quanto ao número de pás, duas pás por andar também é o ideal, um maior número de pás por norma não aumenta a potência extraída e na maioria de casos até terá um efeito negativo na eficiência do gerador, [3].

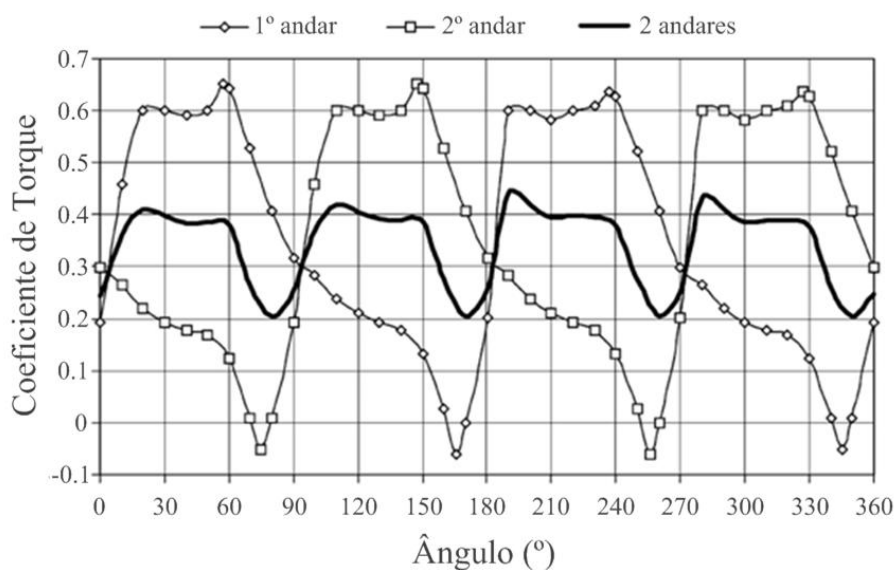


Figura 3.1 - Influência do número de andares no momento exercido no arranque, adaptado de [4]

A configuração óptima de um rotor de savonius aponta no sentido de o gerador ser constituído por dois andares, com duas pás e placas de saída, de modo a canalizar todo o escoamento para o interior do rotor. Tal configuração nem sempre é possível, já que na construção é de esperar limitações impostas pelos próprios materiais e componentes em fim-de-vida, que constituem o gerador que se pretende construir. Relativamente às placas de saída, não serão utilizadas, pois os bidons utilizados permaneceram com os seus topos mesmo depois de cortados ao meio, o que permite canalizar o escoamento para o interior das pás. Esta solução permite o mesmo efeito das placas de saída, sem adicionar inércia ao conjunto e utilizando os componentes em fim-de-vida, de forma a se adequarem as necessidades do projecto.

É importante referir que os componentes em fim-de-vida utilizados, foram escolhidos tendo o cuidado de permitirem ao gerador um melhor desempenho possível, tendo em conta as limitações ao nível dos custos dos materiais envolvidos no projecto.

3.1.1 Cálculo do carregamento aplicado ao rotor

A força que actua no rotor tem origem na acção do vento, considera-se que é aplicada no centróide da área projectada pelo rotor. Apesar de existir um desfasamento de 90 graus entre os dois andares da turbina, tal não será considerado para o cálculo da área projectada pelo rotor. (figura 3.2).

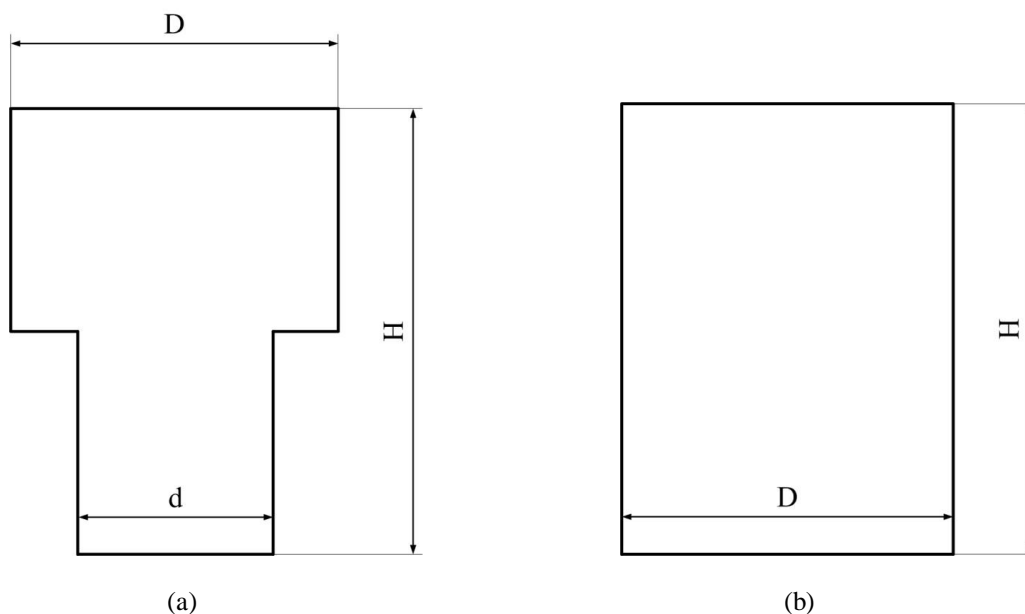


Figura 3.2 - Área projectada pelo rotor a construir (a), Área projectada máxima utilizada nos cálculos (b)

Esta decisão justifica-se, com a possibilidade de em estudos futuros alterar o desfasamento entre andares. Neste caso a área projectada pelo rotor que será utilizada nos cálculos é máxima (figura 3.2b), tendo em conta as dimensões dos bidons a utilizar.

Para o cálculo da força que o vento exerce sobre o gerador, de acordo com [8] será utilizada a expressão seguinte

$$F_V = C_A \frac{1}{2} \rho A_p v^2 \quad (3.3)$$

sendo C_A o coeficiente de arrasto ou de resistência. A força do vento actua na direcção horizontal [1], perpendicularmente à área projectada pelo gerador. Para este cálculo da força exercida pelo vento considera-se o coeficiente de arrasto para a uma geometria semicircular com o seu lado côncavo orientado para o escoamento.

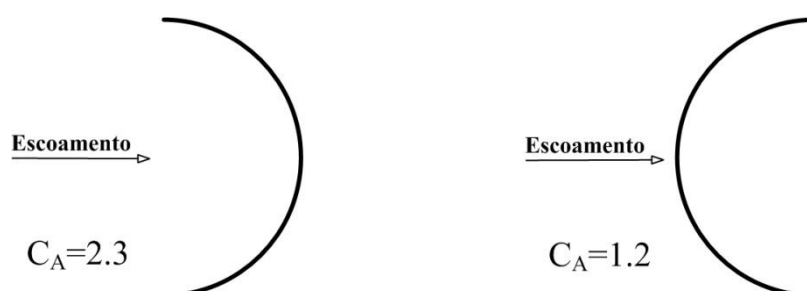


Figura 3.3 - Coeficientes de arrasto para as formas semicirculares, adaptado de [8]

Considerando na expressão 3.3 ($C_A = 2.3$; $\rho = 1.225 \text{ kg/m}^3$; $H = 1800 \text{ mm}$; $D = 102 \text{ mm}$), para uma velocidade do vento de $v = 43 \text{ m/s}$, o valor da força exercida pelo escoamento no rotor é igual a $F_V = 4782 \text{ N}$. Esta força exercida pelo vento, terá um impacto importante no rotor, ao aplicar um momento de derrubamento sobre este. Para obter o momento aplicado será necessário multiplicar a força do vento pela distância que vai do apoio (local onde se encontra o rolamento) até ao centróide do rotor (figura 3.4). O valor deste braço é igual a $b_d = 1000 \text{ mm}$, multiplicando a força por este valor, obtém um momento de $M_d = 4782 \text{ Nm}$. Este momento de derrubamento será um dos esforços fundamentais no dimensionamento dos elementos da estrutura da turbina.

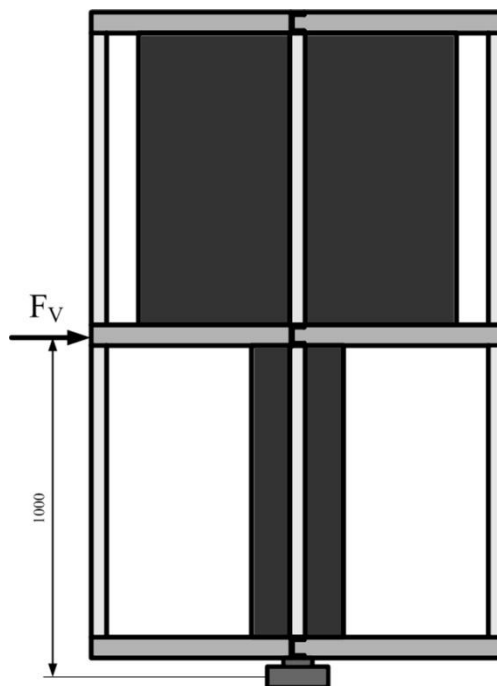


Figura 3.4 - Ponto de aplicação da força exercida pelo vento sobre a turbina

É possível inferir através de estudos numéricos e experimentais realizados por outros autores, sobre o escoamento ao redor do savonius, que a velocidade de rotação, não tem uma influência relevante no valor da força aplicada ao rotor, [3]. Esta situação pode-se verificar através de uma simulação realizada [3] para um gerador sem veio central, com uma sobreposição das pás ($e = d/0.242$) e com uma relação de velocidades $\lambda = 1$, em tudo semelhante ao rotor que se pretende construir. Desta simulação resultam os gráficos que são apresentados seguidamente. Na figura 3.4 o rotor encontra-se em repouso e na figura 3.5 o mesmo encontra-se em rotação.

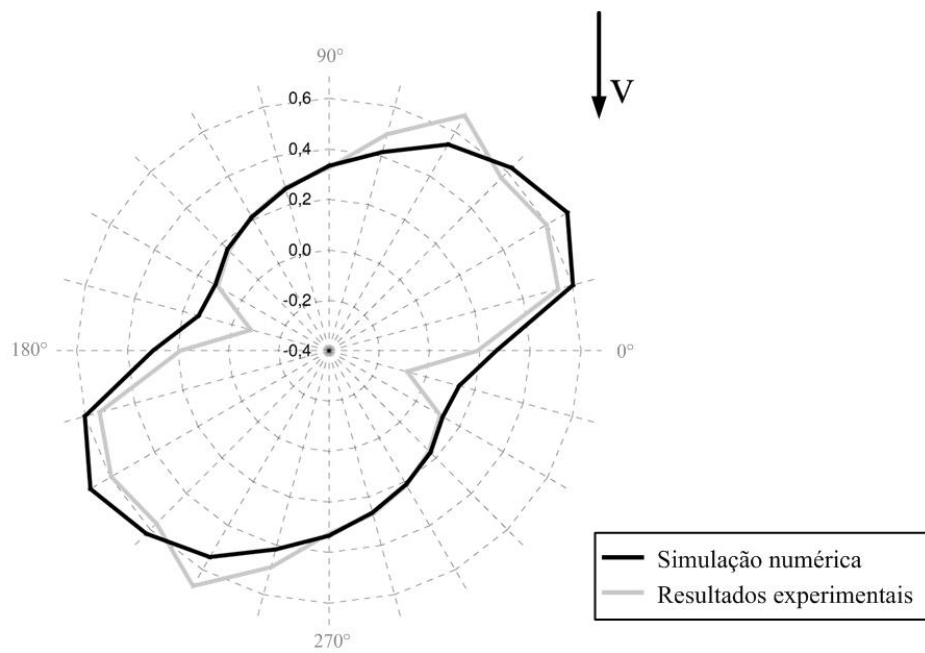


Figura 3.5 - Coeficiente de força em simulação estática (Número de Reynolds: $Re = 1.56 \times 10^5$), adaptado de [3]

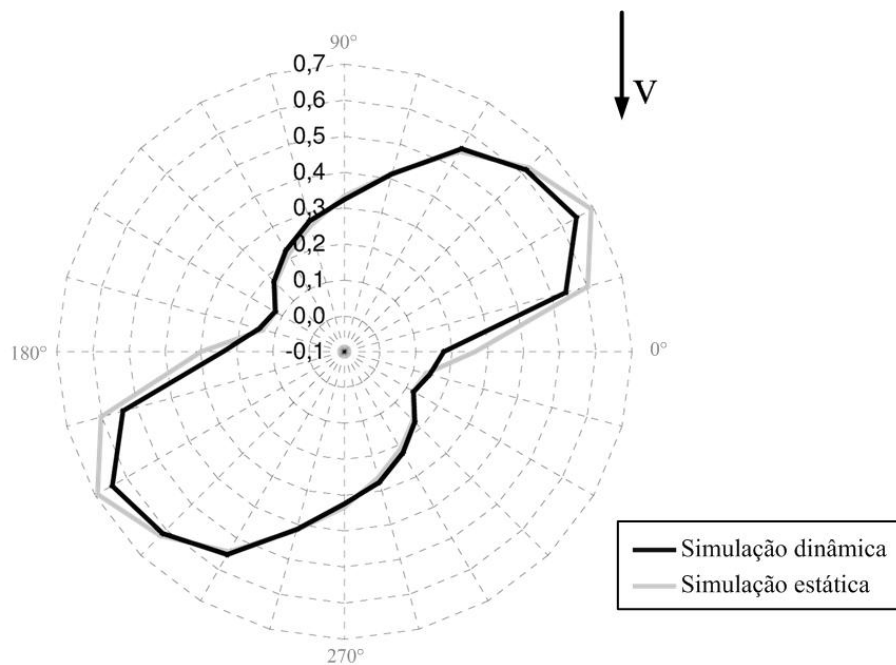


Figura 3.6 - Coeficiente de força em simulação dinâmica (Número de Reynolds: $Re = 1.56 \times 10^5$), adaptado de [3]

Por comparação dos gráficos da figura 3.4 com o da figura 3.5, é possível verificar que a diferença entre as curvas quando o gerador se encontra em repouso e quando está em movimento, raramente excede os 2%, [3]. Por este motivo todos os cálculos, não terão em conta a velocidade de rotação, visto esta não afetar relevantemente os esforços que são aplicados à estrutura.

3.2 Rolamento

Será utilizado neste protótipo o rolamento do Renault Clio 1.4 (1995) do seu eixo posterior, da marca SKF (ref: 445539 BA). É um rolamento de rolos cônicos de carreira dupla, com arranjo em O, com diâmetro externo de 52 milímetros, diâmetro interno de 25 milímetros e altura de 37 milímetros, semelhante ao que é possível observar na figura 3.6.

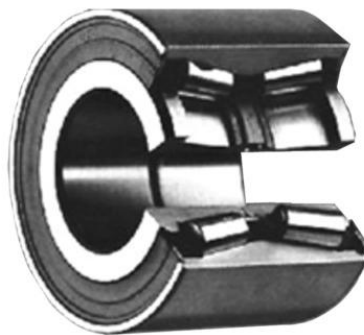


Figura 3.7 - Rolamento de rolos cônicos carreira dupla com arranjo em O [9]

Neste tipo de disposição dos rolamentos em O, as linhas de carga divergem em direcção ao eixo do rolamento, de maneira que este tipo de arranjo dos rolamentos é relativamente rígida e pode suportar momentos perpendiculares ao eixo de rotação [10].

Neste projecto o rolamento além da sua função de suporte de forças radiais, terá também uma função de suporte de forças axiais. Por este motivo é importante a capacidade de resistir a momentos. O rolamento retirado do Renault Clio é uma montagem de dois rolamentos de rolos cônicos como já foi referido, dispostos em O, visto ser um rolamento de automóvel, este é fabricado especialmente para os fabricantes e normalmente não são divulgados todos os dados referentes as dimensões internas e ao seu comportamento. De modo a contornar esta dificuldade, colocou-se dois rolamentos em tudo semelhantes ao que será utilizado na construção da turbina eólica; estes dois rolamentos foram dispostos em O e colocado um espaçamento de 4.5 milímetros entre ambos (figura 3.7). Assim sendo

estão reunidas todas as dimensões necessárias para iniciar o processo de cálculo dos esforços, a que o rolamento se encontrará sujeito em trabalho, quando estiver instalado na turbina.

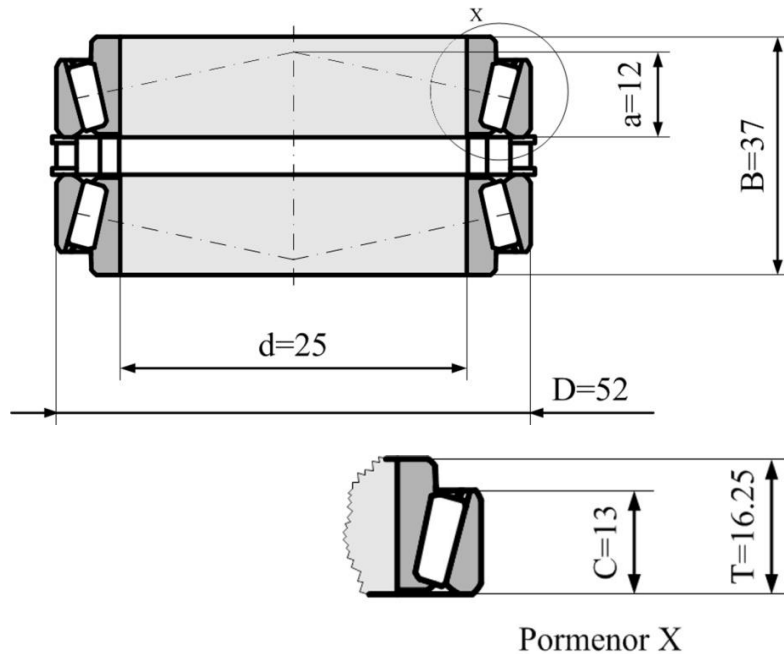


Figura 3.8 - Dimensões do rolamento utilizado no protótipo

O que será importante compreender é se o rolamento, quando instalado na turbina será capaz de resistir sem se danificar aos esforços aplicados pelo vento na turbina, bem como ao peso do rotor e da sua estrutura. No interior de um rolamento a quando da aplicação de uma carga, surgem forças radiais e axiais, ou ainda uma conjugação de ambas. A intensidade destas forças é um dos critérios fundamentais na escolha do rolamento adequado à aplicação desejada. De modo a calcular estas forças radial e axial que surgem no interior do rolamento, será necessário decompor o momento de derrubamento, M_d , que o rotor se encontra sujeito devido a acção do escoamento, numa força com direcção perpendicular aos rolos do rolamento, que por sua vez terá uma componente radial e outra axial. A estas duas forças (radial e axial) causadas pelo momento de derrubamento, ainda terá que se somar à força radial a força que o vento exerce sobre as pás do rotor, quanto a direcção axial terá por sua vez que se adicionar o peso dos dois andares de turbina, onde cada anda tem uma massa de $m_{andar} = 15 \text{ kg}$.

3.2.1 Cálculo das forças no interior do rolamento

Na figura 3.8 pode-se observar as forças resultantes no interior do rolamento, decorrentes da acção do vento sobre as pás do rotor.

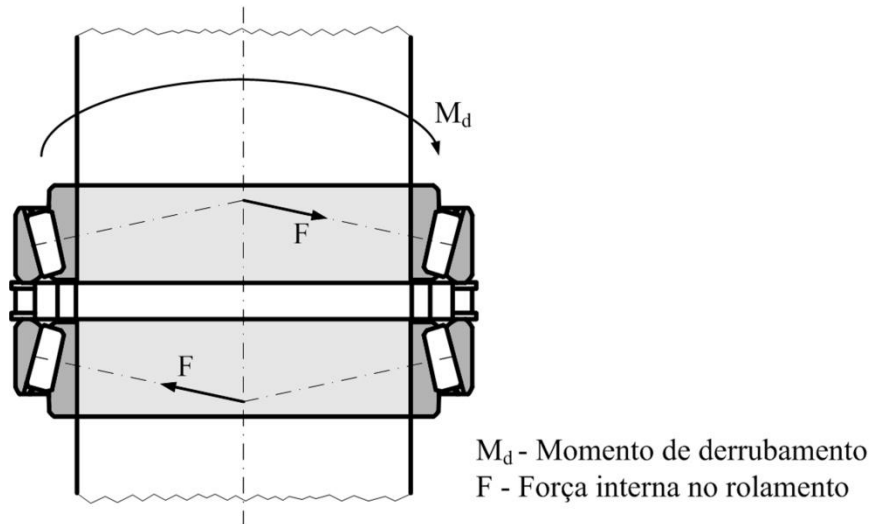


Figura 3.9 - Forças que surgem no interior do rolamento com a aplicação do momento de derrubamento

Para determinar o valor da força resultante no interior do rolamento, foi necessário determinar o ângulo (β) que esta faz relativamente ao eixo de rotação do rolamento, de modo a ser possível obter o braço b_r . Através deste braço e do momento de derrubamento decorrente da acção do vento, é então possível encontrar o valor da força resultante no interior do rolamento. No esquema seguinte é possível observar o que se acabou de descrever.

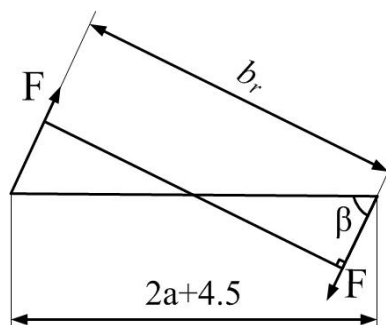


Figura 3.10 - Força interna no rolamento e o respectivo ângulo

De modo a obter o ângulo β , foi elaborado um trapézio com as dimensões do rolamento, tal trapézio observa-se na figura seguinte:

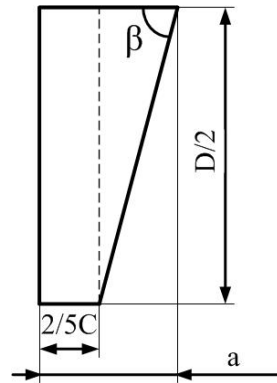


Figura 3.11 - Trapézio usado no cálculo auxiliar do ângulo β

Recorrendo à trigonometria com o auxílio do trapézio da figura 3.10, foi obtido o valor de $\beta = 75.34^\circ$. Com o valor do ângulo determinado, obteve-se o braço da força interna do rolamento, sendo $a=12$ mm o valor do braço é igual a $b_r = 27.57$ mm, dividindo o momento de derrubamento por este braço, obtém-se que a força interna aplicada ao rolamento é igual a $F = 173463$ N.

Próximo passo com vista a determinar a carga equivalente no rolamento, será decompor a força resultante em força axial e radial. É importante denotar que estas forças são resultantes da acção do momento, não sendo a força radial e axial totais, que estão aplicadas no rolamento. Visto apenas um dos rolamentos constituintes do par, suportar o peso, os restantes cálculos serão efectuados considerando só este rolamento, pois é o que se encontra mais solicitado. Apesar do suportar todo o peso a força do vento é dividida pelos dois rolamentos, que dão origem ao par com arranjo em O.

Na figura 3.11 encontram-se representados no diagrama de corpo livre, todos os esforços que possibilitam o cálculo da força radial total, tal como a força axial total:

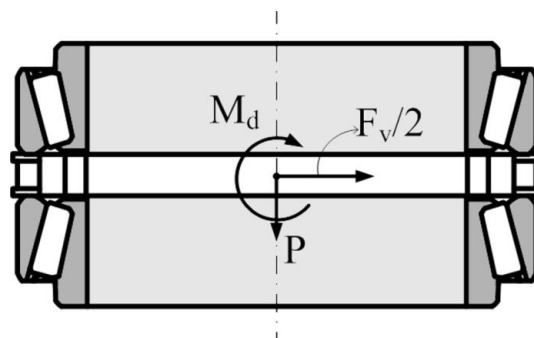


Figura 3.12 - Forças aplicadas no rolamento

Na tabela seguinte encontram-se os resultados para as forças radial e a força axial totais no rolamento:

Tabela 3.1 - Forças radial e axial aplicadas no rolamento

Velocidade do vento (<i>m/s</i>)	Força radial total (<i>N</i>)	Força axial total (<i>N</i>)
43	170210	44185

Apesar da velocidade de projecto ser igual a 43 m/s, esta representa uma velocidade de rajada, ou seja, uma velocidade que incide no rotor poucas vezes. Tal como para o cálculo da potência extraída pela turbina, onde foi utilizado a velocidade do vento nominal, no cálculo da carga equivalente aplicada ao rolamento, tais velocidades nominais de $v = 8$ m/s e $v = 10$ m/s, também serão consideradas.

De acordo com o fabricante do rolamento [11], para o cálculo da carga equivalente dinâmica P , serão usadas as seguintes expressões

$$P = F_r \quad \text{quando: } \frac{F_a}{F_r} \leq e \quad (3.4)$$

$$P = 0.4F_r + YF_a \quad \text{quando: } \frac{F_a}{F_r} > e \quad (3.5)$$

sendo $Y = 1.6$, o fator axial de carga do rolamento em questão. Sabendo que o valor de $e = 0.37$ para este rolamento, verifica-se que se para todos os valores de velocidade do vento considerados a expressão 3.4 é a utilizada no cálculo da carga equivalente. Conclui-se que a carga que determina se o rolamento tem capacidade para resistir aos esforços, impostos pelo vento tem a direcção radial, ou seja, a mesma direcção que o vento. Para velocidades do vento mais elevadas a força que o vento exerce é substancialmente maior, pois a força exercida pelo vento aumenta com o quadrado da velocidade do vento. Tendo em conta que a força que o vento exerce representa uma percentagem importante na força radial total do rolamento, o valor do rácio será menor devido ao valor da força axial para estas velocidades ser bem inferior ao da força radial. Por todas a estas questões o valor da carga equivalente do rolamento é igual à força radial total. Na tabela seguinte obteve-se os valores de carga equivalente, P :

Tabela 3.2 - Carga equivalente no rolamento

Velocidade do vento (<i>m/s</i>)	Carga equivalente (<i>N</i>)
8	5892
10	9206
43	44185

3.2.2 Duração e vida útil do rolamento

Após ter sido determinado o valor da carga equivalente é possível calcular qual a duração em horas, L_{10h} , do rolamento em trabalho e a sua vida útil. Para obter estes valores será usada a expressão apresentada pelo fabricante [12], que esta de acordo com a norma ISO 281:1990

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60n} \left(\frac{C}{P} \right)^{\frac{10}{3}} \quad (3.6)$$

onde n é a velocidade de rotação em rotações por minuto e C corresponde a capacidade normal de carga dinâmica do rolamento usado. Com o auxílio da expressão 3.6 obteve-se os seguintes resultados de vida do rolamento em horas:

Tabela 3.3 - Vida básica nominal do rolamento

Velocidade do vento		Vida básica nominal L_{10h}
(m/s)	(rpm)	
8	148.6	269174.2
10	185.7	48647.1
43	805.1	0.7

Considerando a velocidade nominal de 8 m/s a vida útil do rolamento seria cerca de 30 anos, tendo em conta que o rolamento na sua aplicação anterior já terá sofrido algum desgaste, não se espera que a duração do mesmo seja tão longa. Durante a vida do rolamento este quando instalado na turbina, esta sujeito a diversas variações do vento, durante maior parte do tempo de actividade da turbina a velocidade do vento será igual ou inferior a 8 m/s, por vezes superior mas num curto espaço de tempo. Esta situação faz com que não seja alarmante a duração reduzida para a velocidade de 43 m/s. Conclui-se que o este rolamento é adequado a aplicação em causa (turbina savonius).

3.3 Estrutura da turbina

Os elementos que dão corpo à estrutura que constitui a turbina são essencialmente barras metálicas e tubos metálicos de aço de construção corrente [13]. Será utilizada uma estrutura composta por 4 barras UPN com o mesmo comprimento soldadas a uma chapa central. O objectivo desta peça constituída pelos componentes anteriormente mencionados, será unir através de ligações aparafusadas já existentes no tambor do automóvel, a chapa ao tambor. Os perfis UPN terão como função, dar suporte ao rotor, ou seja, manter as pás fixas na posição desejada, ligadas através da chapa central ao tambor e

ao resto da estrutura inferior da turbina. Para permitir a existência de mais do que um andar de turbina e para acrescentar maior resistência ao rotor, recorreu-se a tubos circulares. Estes tubos encontram-se montados nas extremidades dos perfis UPN de modo a minimizar a perturbação do escoamento nas imediações das pás. Como referido anteriormente ao longo do documento, o gerador tem dois andares e duas pás por andar. Na figura seguinte pode-se observar a estrutura do gerador:

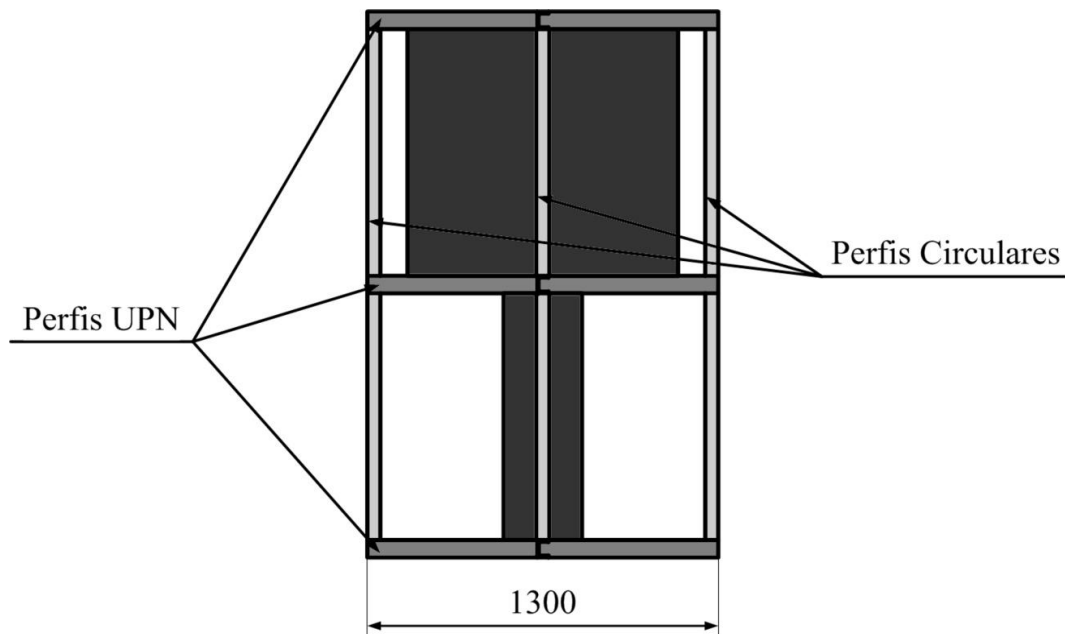


Figura 3.13 - Estrutura do rotor de savonius

3.3.1 Forças aplicadas à estrutura

As forças que são aplicadas à estrutura resultam: do peso da própria estrutura, da força exercida pelo vento, do momento de derrubamento causado pelo vento e do momento de rotação (torque mecânico).

Para compreender quais os esforços que actuam em cada perfil, de modo a calcular as secções dos mesmos, foi considerado o gerador em repouso. Com o gerador imobilizado identificou-se os tubos que possuem situações de carregamento distintas. Na figura 3.13 observa-se os quatro perfis tubulares da estrutura do rotor.

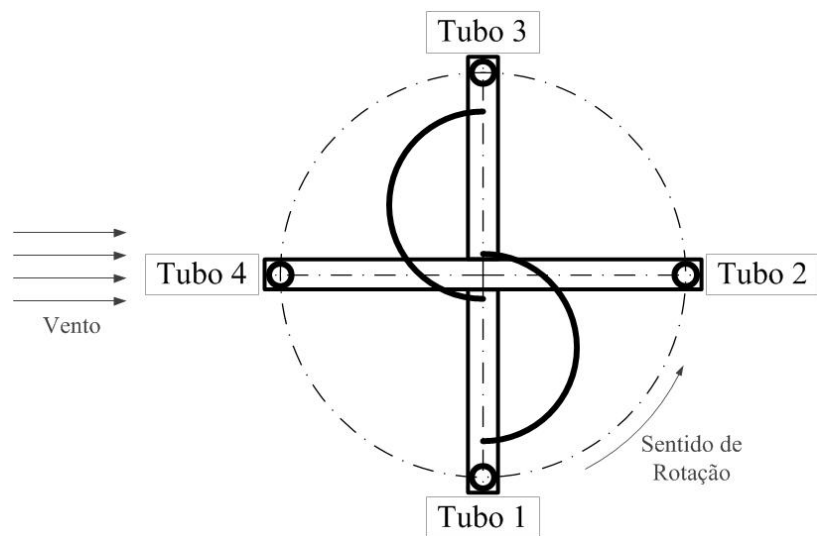


Figura 3.14 - Os quatro tubos (perfis tubulares circulares) da estrutura do rotor

Para determinar a secção do perfil do tubo circular e do perfil UPN, será alvo de estudo apenas o andar inferior da turbina, visto ser o mais solicitado pelos esforços aplicados à turbina. Em relação à força aplicada pelo vento ao gerador pode-se observar na figura seguinte a distribuição desta carga pela estrutura do rotor:

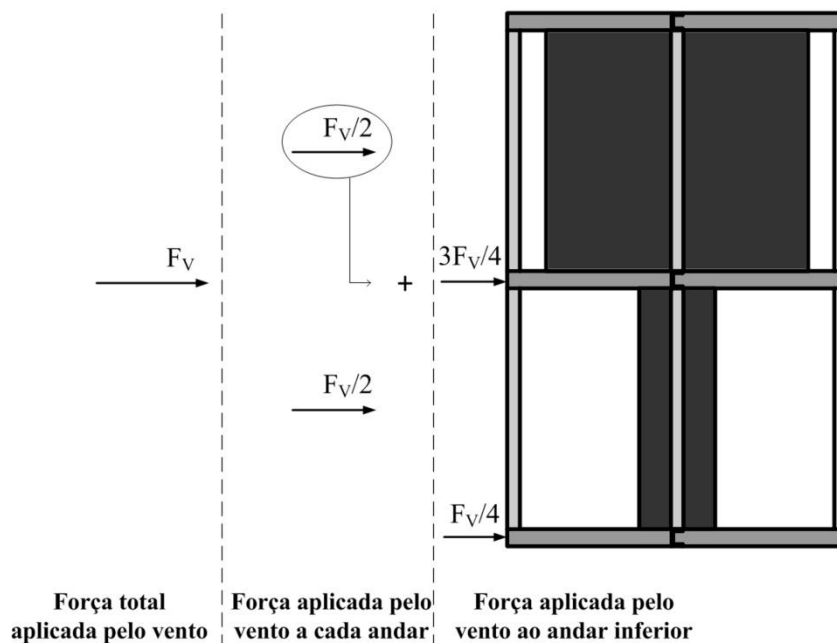


Figura 3.15 - Distribuição da força do vento pela estrutura do rotor

É possível observar na figura 3.14 que toda a força aplicada ao andar superior será transferida para o andar de baixo da turbina, mais propriamente parte superior deste.

3.3.2 Perfil tubular circular

Para calcular a secção do tubo, terá que se determinar o momento de rotação e o peso, pois os valores da força do vento e do momento de derrubamento já foram calculados anteriormente. Considera-se que a estrutura tem uma massa de 15 kg por cada andar. Para calcular o momento de rotação recorreu-se à expressão 2.3 e considerou-se o coeficiente de torque mecânico para este gerador igual a, $C_m = 0.2$ [4]. Sendo $D = 1300$ mm, pois trata-se do diâmetro da estrutura do rotor obteve-se que o momento de rotação é igual a $M_{rot} = 270$ Nm. A força de rotação resultante do momento de rotação aplicada a cada perfil é igual ao momento de rotação a dividir por 1300 mm (diâmetro da estrutura do rotor), dividindo por 4 visto serem 4 perfis circulares. É possível neste momento fazer o esquema de forças para cada situação. A figura seguinte ilustra as diferentes situações que ocorrem em cada tubo, bem como as forças aplicadas em cada uma destas:

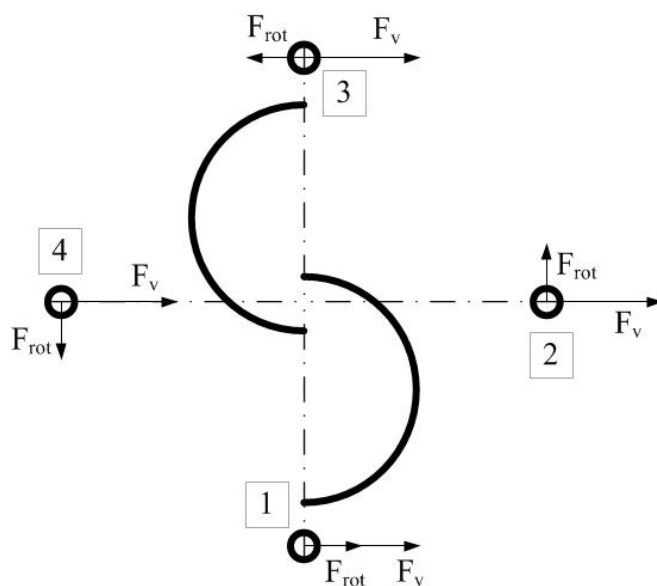


Figura 3.16 - Forças aplicadas em cada um dos perfis da estrutura

Além da força de rotação e da força do vento, presentes em todas as situações há que contabilizar o peso. No tubo 2 e no tubo 4 há que ter em conta também o momento de derrubamento. Em seguida será estudada em detalhe cada situação.

Tubo 1

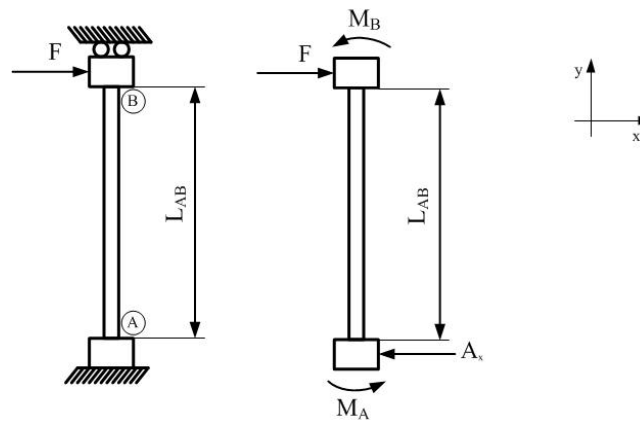


Figura 3.17 - Condições de apoio e cargas aplicadas no perfil tubular

Como se pode observar na figura 3.16, não existe rotação no ponto B da viga, considera-se esta situação visto ser a que mais se aproxima da realidade. Pretende-se determinar qual o momento máximo aplicado e a flecha máxima do ponto B, para tal e considerando a viga AB escreve-se:

$$\sum F_y = 0 : A_y - F = 0 \Leftrightarrow F = A_y$$

$$\sum M_A = 0 : M_A + M_B - FL = 0$$

Visto a viga ser estaticamente indeterminada, pois tem-se apenas disponíveis duas equações e pretende-se determinar três incógnitas, será necessário considerar as deformações da estrutura [14]. Procedeu-se, portanto ao cálculo da rotação e da flecha na viga. Recorrendo ao princípio da sobreposição:

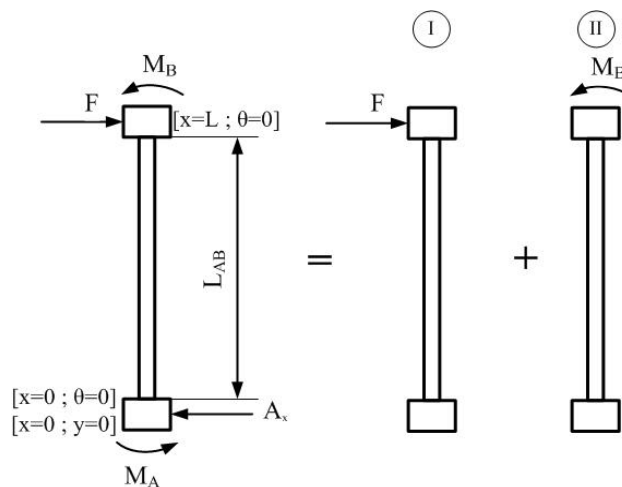


Figura 3.18 - Aplicação do princípio da sobreposição na viga AB

Da tabela do Apêndice D (casos 1 e 3) [14], obtém-se

$$(y_B)_I = -\frac{Fx^3}{3EI} \quad (3.7) \quad (\theta_B)_I = -\frac{Fx^2}{2EI} \quad (3.8)$$

$$(y_B)_{II} = \frac{M_B x^2}{2EI} \quad (3.9) \quad (\theta_B)_{II} = \frac{M_B x}{EI} \quad (3.10)$$

onde y representa a flecha máxima na viga e θ representa a rotação na extremidade da viga.

Substituindo as condições de fronteira na soma das rotações em B expressões 3.8 e 3.10, obtém-se que

$$\theta_B = (\theta_B)_I + (\theta_B)_{II} = -\frac{Fx^2}{2EI} + \frac{M_B x}{EI} \quad (3.11)$$

• $[x=L ; \theta=0]$

$$0 = -\frac{FL^2}{2EI} + \frac{M_B L}{EI} \Leftrightarrow M_B = \frac{FL}{2} \quad (3.12)$$

A flecha em B é a soma das duas flechas em cima representadas, substituindo as condições de fronteira utilizando as expressões 3.7 e 3.9, tem-se

$$y_B = (y_B)_I + (y_B)_{II} = -\frac{Fx^3}{3EI} + \frac{M_B x^2}{2EI} \quad (3.13)$$

• $[x=L ; y=y_B]$ (substituindo a expressão 3.12 em 3.13)

$$y_B = -\frac{FL^3}{3EI} + \frac{M_B L^2}{2EI} \Leftrightarrow y_B = \frac{F}{6EI} (3L^2 - 2L^3) \quad (3.14)$$

O momento flector máximo ocorre no ponto B, com este momento determinado será possível calcular a tensão normal máxima devido ao momento flector, recorrendo à expressão

$$\sigma_m = \frac{|M_f|}{W} \quad (3.15)$$

sendo W é o módulo elástico de flexão [14] e relaciona-se com o momento de inércia da secção da viga pela seguinte expressão

$$W = \frac{2I}{d} \quad (3.16)$$

onde segundo [15], para um anel circular a expressão para o cálculo do momento de inércia traduz-se pela seguinte expressão:

$$I = \frac{\pi}{64} [d^4 - (d - 2t)^4] \quad (3.17)$$

sendo d o diâmetro exterior do anel circular e t a espessura do perfil. Para determinar qual a secção do perfil tubular circular a utilizar na construção, será necessário calcular o módulo elástico de flexão

para diversas secções de perfis existentes no mercado de modo a perceber qual a mais adequada para o projecto.

Além da tensão normal máxima causada pelo momento flector, será necessário somar a tensão normal devida à acção do peso do rotor, para ser possível determinar a tensão de comparação que será comparada como o nome indicia com a tensão admissível do material, tendo em conta o respectivo factor de segurança para esta situação, determinado segundo o regulamento [1]. Para obter a tensão normal devida a uma força normal à área do perfil, recorre-se a expressão:

$$\sigma_N = \frac{F_N}{A} \quad (3.18)$$

onde A é área do anel circular e F_N a força normal à área que nesta situação de carregamento é o peso. Somando esta tensão à tensão devida ao momento flector obtém-se a tensão total a que o perfil está sujeito.

Próximo passo será determinar F, força devida à força do vento e à força causada pelo momento de rotação, para ser possível obter o momento máximo. A força F para o tubo 1, tem a seguinte expressão:

$$F = F_V + F_{rot}$$

Como foi possível observar na figura 3.14 a força aplicada pelo vento é igual a três quartos da força do vento total, a dividir por quatro visto serem 4 perfis circulares, tem-se:

$$F_V = \frac{3F_{V_{total}}}{16} \quad (3.19)$$

A força de rotação para cada um dos quatro perfis traduz-se por

$$F_{rot} = \frac{M_{rot}}{4L} \quad (3.20)$$

onde L representa a distância entre o centro de rotação do gerador e a extremidade onde se encontra o perfil circular. Seguidamente calcula-se F para o tubo 1:

$$F_{V_{total}} = 4782 \text{ N}; M_{rot} = 270 \text{ Nm}; L = 650 \text{ mm}$$

Tabela 3.4 - Forças aplicadas na viga no eixo xx - tubo 1

Velocidade do vento (m/s)	F_{rot} (N)	F_V (N)	F (N)
43	104	897	1001

Tendo determinado F, é então possível obter o momento flector máximo que ocorre no ponto B da viga, além do momento determina-se também o peso dos dois andares, de modo a ser possível obter

todas as tensões aplicadas à viga (tubo 1). Recorrendo à expressão 3.12 para obter o momento no ponto B da viga, tem-se:

$$m_{\text{andar}} = 15 \text{ kg}; g = 9.81 \text{ m/s}^2; L_{AB} = 920 \text{ mm}$$

Tabela 3.5 - Esforços que originam tensões na viga – tubo 1

Velocidade do vento (m/s)	$F_N(N)$	$M_{f_{\max}}(Nm)$
43	37	460

Tendo em conta os perfis tubulares circulares existentes no mercado, seleccionou-se uma gama de perfis e calculou-se se para cada um dos perfis o momento de inércia I e o módulo elástico de flexão W usando as expressões 3.17 e 3.16. Tendo os valores de I e W, obteve-se os valores das tensões (expressões 3.15 e 3.18) e a flecha máxima (expressão 3.14). A tabela seguinte apresenta os resultados da tensão de comparação para cada perfil.

$$E_{\text{material}} = 210 \text{ GPa}; F_N = 37 \text{ N}; M_{f_{\max}} = 460 \text{ Nm}; L_{AB} = 920 \text{ mm}$$

Tabela 3.6 - Tensões de comparação nos perfis circulares – tubo 1

Perfis Tubulares Circulares		Área	W	I	y_{\max}	σ_m	σ_N	σ_{comp}
d (mm)	t (mm)	(mm²)	(cm³)	(cm⁴)	(mm)	(N/mm²)	(N/mm²)	(N/mm²)
38	1.5	172.00	1.51	2.87	28.5	305	0.2	305
38	2	226.19	1.93	3.68	22.3	238	0.2	238
40	1.5	181.43	1.68	3.37	24.3	274	0.2	274
40	2	238.76	2.16	4.32	19.0	213	0.2	213
45	1.5	204.99	2.16	4.85	16.9	213	0.2	214
45	2	270.18	2.78	6.26	13.1	166	0.1	166
48	1.5	219.13	2.47	5.93	13.8	186	0.2	187
48	2	289.03	3.19	7.66	10.7	144	0.1	144
50	1.5	228.55	2.69	6.73	12.2	171	0.2	171
50	2	301.59	3.48	8.70	9.4	132	0.1	132
60	1.5	275.67	3.93	11.80	6.9	117	0.1	117
60	2	364.42	5.11	15.34	5.3	90	0.1	90

A tensão de comparação na tabela em cima representada, consiste na soma da tensão causada pelo momento flector e da tensão normal devida ao peso da estrutura. Esta tensão será posteriormente comparada com a tensão admissível do material, antes dessa mesma comparação será aplicado um coeficiente de segurança, que será determinado de acordo com o regulamento de segurança [1].

Os cálculos para os outros tubos da estrutura foram executados de modo semelhante aos do tubo 1. As diferenças para o tubo 1, prendem-se com a direcção das forças aplicadas como é possível observar na

figura 3.15. Na situação do tubo 2 e 4, na mesma direcção que o peso existe uma força que surge devido à existência do momento de derrubamento causado pelo vento, já calculado anteriormente no documento.

Tubo 2

Nesta situação a força F não será uma soma da força do vento com a força de rotação, mas sim o módulo das mesmas, pois possuem direcções distintas.

$$F = \sqrt{F_V^2 + F_{rot}^2}$$

Seguidamente calcula-se a força aplicada F para este tubo:

Tabela 3.7 - Forças aplicadas na viga no eixo xx - tubo 2

Velocidade do vento (m/s)	F_{rot} (N)	F_V (N)	F (N)
43	104	897	903

Observa-se na tabela que a força F aplicada perpendicularmente ao eixo do perfil circular é inferior à força F no tubo 1, apesar de a diferença não ser significativa. Uma das questões que pode ser relevante nesta situação de carregamento no tubo 2 é o momento de derrubamento, que cria uma força com a mesma direcção e o mesmo sentido que o peso. Esta força tem direcção normal à secção do perfil e sentido tal como o peso de cima para baixo. Nesta situação a força normal, F_N , usada para determinar a tensão normal tem a seguinte expressão

$$F_N = P + F_d$$

onde F_d é igual ao momento de derrubamento causado pelo vento a dividir pelo diâmetro da estrutura do gerador. Esta força F_N origina uma força de compressão considerável no perfil. Como acontece no tubo 1 o momento flector máximo ocorre no ponto B da viga usando a expressão 3.13 obtida para determinar o momento em B, tem-se que:

Tabela 3.8 - Esforços que originam tensões na viga - tubo 2

Velocidade do vento (m/s)	F_N(N)	M_{fmax} (Nm)
43	3717	415

Após o cálculo dos esforços que originam a tensões na viga, é então possível obter as tensões na viga e a tensão de comparação para a situação de carregamento no tubo 2, as tensões são obtidas de forma análoga às obtidas para o tubo 1.

Tabela 3.9 - Tensões de comparação nos perfis circulares – tubo 2

Perfis Tubulares Circulares		Área	W	I	y_{max}	σ_m	σ_N	σ_{comp}
d (mm)	t (mm)	(mm ²)	(cm ³)	(cm ⁴)	(mm)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)
38	1.5	172.00	1.51	2.87	25.7	275	22	297
38	2	226.19	1.93	3.68	20.1	215	16	231
40	1.5	181.43	1.68	3.37	21.9	247	21	267
40	2	238.76	2.16	4.32	17.1	192	16	208
45	1.5	204.99	2.16	4.85	15.2	193	18	211
45	2	270.18	2.78	6.26	11.8	149	14	163
48	1.5	219.13	2.47	5.93	12.5	168	17	185
48	2	289.03	3.19	7.66	9.6	130	13	143
50	1.5	228.55	2.69	6.73	11.0	154	16	171
50	2	301.59	3.48	8.70	8.5	119	12	132
60	1.5	275.67	3.93	11.80	6.3	106	14	119
60	2	364.42	5.11	15.34	4.8	81	10	91

Tubo 3

Nesta situação de carregamento a força F tem resulta da subtração da força de rotação à força do vento, como demonstra a expressão seguinte:

$$F = F_V - F_{rot}$$

Seguidamente calcula-se F para esta situação de carregamento:

Tabela 3.10 - Forças aplicadas na viga no eixo xx – tubo 3

Velocidade do vento (m/s)	F_{rot} (N)	F_V (N)	F (N)
43	104	897	793

Das três situações até agora analisadas esta situação é a que tem uma força F menor, esta situação deve-se ao facto de a força do vento contrariar a força de rotação. Nesta situação a força normal, F_N , tal como no tubo 1 é igual ao peso. Tal e qual o tubo 1 e 2 o momento flector máximo ocorre no ponto B da viga usando a expressão obtida para determinar o momento em B, tem-se que:

Tabela 3.11 - Esforços que originam tensões na viga – tubo 3

Velocidade do vento (m/s)	F_N (N)	M_{fmax} (Nm)
43	37	365

É então possível obter as tensões na viga para a situação de carregamento no tubo 3:

Tabela 3.12 - Tensões de comparação nos perfis circulares – tubo 3

Perfis Tubulares Circulares		Área	W	I	y_{max}	σ_m	σ_N	σ_{comp}
d (mm)	t (mm)	(mm ²)	(cm ³)	(cm ⁴)	(mm)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)
38	1.5	172.00	1.51	2.87	22.6	242	0.2	242
38	2	226.19	1.93	3.68	17.6	189	0.2	189
40	1.5	181.43	1.68	3.37	19.3	217	0.2	217
40	2	238.76	2.16	4.32	15.0	169	0.2	169
45	1.5	204.99	2.16	4.85	13.4	169	0.2	169
45	2	270.18	2.78	6.26	10.4	131	0.1	131
48	1.5	219.13	2.47	5.93	10.9	148	0.2	148
48	2	289.03	3.19	7.66	8.5	114	0.1	114
50	1.5	228.55	2.69	6.73	9.6	136	0.2	136
50	2	301.59	3.48	8.70	7.5	105	0.1	105
60	1.5	275.67	3.93	11.80	5.5	93	0.1	93
60	2	364.42	5.11	15.34	4.2	71	0.1	71

Tubo 4

A força F para esta situação de carregamento existente no tubo 4, tal como o tubo 2 tem a seguinte expressão:

$$F = \sqrt{F_V + F_{rot}}$$

A diferença entre este tubo e o tubo 2 passa pela direcção e sentido da força F, sendo o valor o mesmo. Na tabela seguinte constata-se essa mesma questão.

Tabela 3.13 - Forças aplicadas na viga no eixo xx – tubo 4

Velocidade do vento (m/s)	F_{rot} (N)	F_V (N)	F (N)
43	104	897	903

No que toca a força F_N , que dá origem a tensão normal, existem diferenças para a situação no tubo 2, pois neste caso o peso e a força de derivada do momento de derrubamento têm sentidos opostos.

$$F_N = P - F_d$$

Neste caso a força F_N tem um efeito de tracção no perfil, visto o peso ser inferior à força de derrubamento, tal não acontece no tubo 2 que a força F_N é de compressão no perfil. Na tabela seguinte apresenta-se o resultado da força normal em módulo.

Tabela 3.14 - Esforços que originam tensões na viga – tubo 4

Velocidade do vento (m/s)	$F_N(N)$	$M_{fmax} (Nm)$
43	3643	415

Observa-se que a força normal é inferior à força normal no tubo 2 e que o momento flector máximo é igual, ou seja, a tensão de comparação para o mesmo perfil nesta situação de carregamento será menor. Por este motivo não se apresenta os valores das flechas e das tensões na viga, pois não serão úteis no processo de decisão do perfil adequado para a construção do protótipo. Outra situação que importa salientar é a questão de a força normal ser de tracção o que tem um efeito menos relevante no perfil, do que na situação do tubo 2 onde a carga é de compressão.

3.3.3 Perfil UPN

O estudo das tensões existentes neste perfil será semelhante ao estudo dos perfis circulares. As cargas aplicadas serão as mesmas, apenas variando a direcção de aplicação na viga e visto ser uma viga assimétrica num dos seus planos, não existe a possibilidade de usar forças resultantes com foi usado na situação do tubo 2 e 4 pois cada uma dessas mesmas cargas é aplicada em direcções diferentes com momentos de inércia distintos.

De modo a calcular o momento flector máximo será necessário estudar a viga e as suas condições de apoio. Neste caso é uma viga em consola [14] sendo esta uma viga estaticamente determinada, sendo possível determinar as reacções nos suportes da viga apenas recorrendo as equações da estática. Na figura seguinte pode-se observar as condições de apoio e as reacções nos apoios.

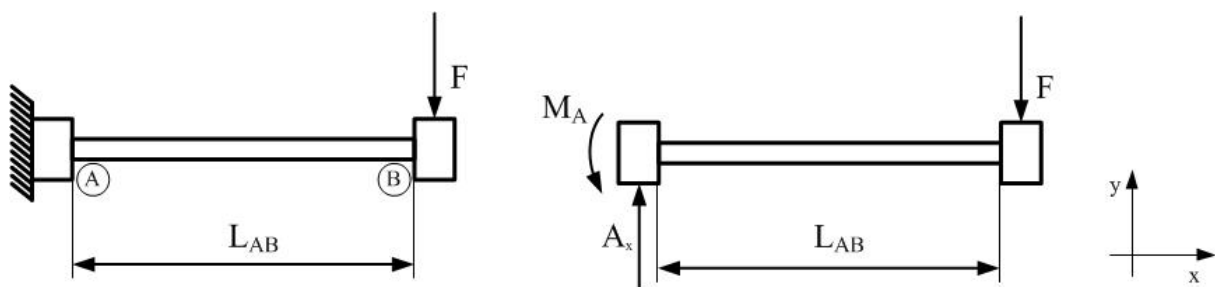


Figura 3.19 - Condições de encastramento e cargas aplicadas ao perfil UPN

Recorrendo as equações da estática, fazendo o equilíbrio de forças e momentos, tem-se:

$$\sum F_y = 0 : A_y - F = 0 \Leftrightarrow F = A_y \quad (3.21)$$

$$\sum M_A = 0 : M_A - FL = 0 \Leftrightarrow M_A = FL \quad (3.22)$$

Verifica-se que o momento máximo ocorre no ponto A da viga, portanto M_A é igual ao momento flector máximo, que será usado no cálculo da tensão normal decorrente da acção do momento flector. Em seguida será estudado cada situação de carregamento.

Perfil 1

Neste perfil a força segundo o eixo xx resulta da soma da força causada pelo vento e da força decorrente do momento de rotação, ou seja, a força F_x é igual a força F calculada para o tubo 1 no perfil circular; já a força F_y (segundo yy) é igual ao peso. Não existem forças segundo o eixo zz aplicadas a este perfil. A figura seguinte ilustra a aplicação das forças segundo cada eixo.

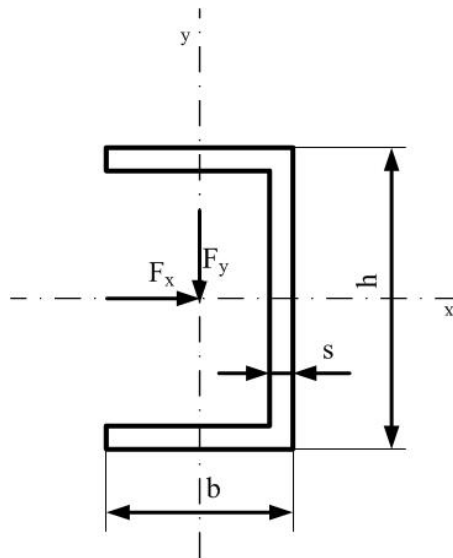


Figura 3.20 - Forças aplicadas no perfil UPN segundo xx e yy – perfil 1

Como já havia sido referido anteriormente, devido a não simetria do perfil, o mesmo tem diferentes capacidades de resistir a esforços; quando aplicada uma força na direcção yy o perfil terá uma maior resistência, do que caso a mesma fosse aplicada segundo xx, constata-se esta situação pelos valores de momento de inércia, que são superiores em torno de xx.

Para determinar a tensão equivalente ou de comparação no perfil, terão que ser calculadas as tensões segundo todos os eixos.

Eixo xx

Usando a expressão que dá origem ao momento flector máximo (expressão 3.22), que acontece no ponto A da viga obtém-se:

$$\sigma_{m_x} = \frac{|M_f|}{W_y} = \frac{F_x L_{AB}}{W_y}$$

Para uma gama de perfis UPN disponíveis no mercado [13], sendo $F_x = 1001$ N e $L_{AB} = 650$ mm e recorrendo a [16] para obter o momento de inércia I e o módulo elástico de flexão W para cada perfil, os resultados para tensão segundo o eixo xx encontram-se na tabela seguinte:

Tabela 3.15 - Tensão segundo o eixo xx - perfil 1

Perfis UPN			W_y	I_y	σ_{m_x}
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(cm^3)	(cm^4)	(N/mm^2)
30	15	4	0.39	0.38	1667
40	20	5	0.86	1.14	756
40	35	5	3.08	6.68	211
50	25	5	1.48	2.49	439
60	30	6	2.16	4.51	301
65	42	5.5	5.07	14.1	128
80	45	6	6.36	19.4	102

Eixo yy

A força F_y é igual ao peso, logo $F_y = 74$ N. Será importante ter em conta que o peso aplicado nesta situação e nas restantes é o dobro do peso aplicado nos perfis circulares, visto os perfis UPN encontrarem-se na parte inferior do rotor, tendo de suportar o peso dos dois andares.

$$\sigma_{m_y} = \frac{|M_f|}{W_x} = \frac{F_y L_{AB}}{W_x}$$

Na tabela seguinte encontra-se os valores calculados para a tensão segundo o eixo yy:

Tabela 3.16 - Tensão segundo o eixo yy - perfil 1

Perfis UPN			W_x	I_x	σ_{m_y}
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(cm^3)	(cm^4)	(N/mm^2)
30	15	4	1.69	2.53	28
40	20	5	3.79	7.58	13
40	35	5	7.05	14.1	7
50	25	5	6.73	16.8	7

60	30	6	10.50	31.6	5
65	42	5.5	17.70	57.5	3
80	45	6	26.50	106.00	2

Pela comparação dos valores do momento de inércia e do momento elástico de flexão representados nas tabelas 3.15 e 3.16, verifica-se que os momentos em torno do eixo xx são francamente superiores aos momentos em torno do eixo yy, o que faz com que o perfil suporte mais facilmente tensões segundo yy.

Após o cálculo das tensões na viga é então possível determinar as tensões de comparação para cada um destes perfis UPN. Para determinar a tensão de comparação para cada perfil, será usado o critério de Von Mises ou da Energia de Distorção e critério de Tresca, estes mesmos critérios são apresentados seguidamente:

$$\text{Von Mises: } \sigma_{\text{comp}} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2} \quad (3.23)$$

$$\text{Tresca: } \sigma_{\text{comp}} = \sigma_1 - \sigma_3 \quad (3.24)$$

Sendo σ_1 , σ_2 e σ_3 as tensões principais aplicadas no perfil, com $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$. Em seguida obtém-se os valores de tensão de comparação segundos os dois critérios em cima enunciados, para a gama de perfis UPN escolhida. Com: $\sigma_1 = \sigma_{m_x}$; $\sigma_2 = \sigma_{m_y}$; $\sigma_3 = 0$

Tabela 3.17 - Tensões de comparação para o perfil 1

Perfis UPN			σ_1	σ_2	σ_3	$\sigma_{\text{comp Von Mises}}$	$\sigma_{\text{comp Tresca}}$
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)
30	15	4	1667	28	0	1653	1667
40	20	5	756	13	0	750	756
40	35	5	211	7	0	208	211
50	25	5	439	7	0	436	439
60	30	6	301	5	0	299	301
65	42	5.5	128	3	0	127	128
80	45	6	102	2	0	101	102

Perfil 2

Ao contrário do perfil anterior, nesta situação existe forças aplicadas segundos todos os eixos.

Eixo xx

Aplicada neste eixo encontra-se apenas a força devida ao momento de rotação.

$$\sigma_{m_x} = \frac{|M_f|}{W_y} = \frac{F_x L_{AB}}{W_y}$$

Logo F_x é igual a F_{rot} já determinada anteriormente, com o valor de $F_x = 104$ N é então possível determinar as tensões segundo xx:

Tabela 3.18 - Tensão segundo o eixo xx – tubo 2

Perfis UPN			W_y	I_y	σ_{m_x}
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(cm^3)	(cm^4)	(N/mm^2)
30	15	4	0.39	0.38	173
40	20	5	0.86	1.14	79
40	35	5	3.08	6.68	22
50	25	5	1.48	2.49	46
60	30	6	2.16	4.51	31
65	42	5.5	5.07	14.1	13
80	45	6	6.36	19.4	11

Eixo yy

Além do peso dos dois andares que estava aplicado na situação 1, nesta situação de carregamento terá que ser adicionada a força, F_d , derivada do momento de derrubamento causado pelo vento. Então F_y será igual a F_N da situação 2 dos perfis tubulares circulares.

$$\sigma_{m_y} = \frac{|M_f|}{W_x} = \frac{F_y L_{AB}}{W_x}$$

O valor de $F_y = 3717$ N, na tabela que se segue, obtém os valores da tensão segundo yy.

Tabela 3.19 - Tensão segundo o eixo yy – tubo 2

Perfis UPN			W_x	I_x	σ_{m_y}
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(cm^3)	(cm^4)	(N/mm^2)
30	15	4	1.69	2.53	1443
40	20	5	3.79	7.58	644
40	35	5	7.05	14.1	346
50	25	5	6.73	16.8	362
60	30	6	10.50	31.6	232
65	42	5.5	17.70	57.5	138
80	45	6	26.50	106.00	92

Eixo zz

A força aplicada segundo este eixo é a força exercida pelo vento no rotor, esta força é aplicada na secção normal do perfil. A expressão para determinar esta tensão normal é apresentada seguidamente:

$$\sigma_{N_z} = \frac{F_z}{A}$$

Sendo $F_z = F_v$, tem-se que $F_z = 3717 \text{ N}$

Tabela 3.20 - Tensão segundo o eixo zz – tubo 2

Perfis UPN			A	σ_{N_z}
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(mm ²)	(N/mm ²)
30	15	4	221	0
40	20	5	366	0
40	35	5	621	0
50	25	5	492	0
60	30	6	646	0
65	42	5.5	903	0
80	45	6	1100	0

Apesar dos valores da tensão normal na tabela terem o valor igual a zero, estes estão na ordem da décima de Pascal. É perceptível que não terá grande influência na tensão de comparação neste perfil. Obteve-se os seguintes valores de tensão de comparação segundo os critérios de Von Mises (expressão 3.23) e de Tresca (expressão 3.24): Com: $\sigma_1 = \sigma_{m_y}$; $\sigma_2 = \sigma_{m_x}$; $\sigma_3 = \sigma_{N_z}$

Tabela 3.21 - Tensões de comparação para o perfil 2

Perfis UPN			σ_1	σ_2	σ_3	$\sigma_{\text{comp Von Mises}}$	$\sigma_{\text{comp Tresca}}$
h (mm)	b (mm)	s (mm)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)	(N/mm ²)
30	15	4	1443	173	0	1365	1443
40	20	5	644	79	0	608	644
40	35	5	346	22	0	336	346
50	25	5	362	46	0	342	362
60	30	6	232	31	0	218	232
65	42	5.5	138	13	0	132	138
80	45	6	92	11	0	87	92

Perfis 3 e 4

Nestes dois casos dos perfis 3 e 4, tal como se verificou nos perfis circulares, estas situações de carregamento não são as mais desfavoráveis, portanto não se verifica a importância do cálculo das tensões de comparação, para a tomada de decisões ao longo do projecto.

3.3.4 Estrutura inferior (treliçada) da turbina

Esta estrutura treliçada, consiste na estrutura de suporte inferior da turbina. Um dos objectivos desta estrutura é elevar a parte inferior do rotor, onde se encontra o tambor a uma altura próxima dos dois metros de altura acima do solo. Esta altura faz com que as perturbações do escoamento que existem próximas do solo, tenham um efeito menor ao nível das pás do rotor. A diferença de altura para o solo do rotor, permite tomar uma medida de segurança importante, pois visto a transmissão do rotor para o alternador ser feita através de uma corrente, faz com que esse ponto onde se dá a transmissão se encontre inacessível para quem se desloca ao nível do solo, pois se existir alguma interferência no processo de transmissão pode ter consequências gravosas para o gerador e para o utilizador que de alguma forma interferir com a transmissão.

Outro dos objectivos passa por permitir que a turbina realize a sua função de turbinar o escoamento, em segurança e com eficácia, ou seja, que esta estrutura suporte todos os esforços que o vento e a rotação do rotor exercem, bem como todo o peso da estrutura superior.

Para obter os esforços nas barras da estrutura, como já foi referido, considerou-se a estrutura uma estrutura treliçada. Esta aproximação permite realizar o cálculo dos esforços que actuam nas barras, agindo de forma prudente, visto o cálculo ser mais conservador. Tal estrutura inferior da turbina apresenta-se na figura seguinte, bem como as dimensões das barras que a constituem e os ângulos que estas fazem com a horizontal.

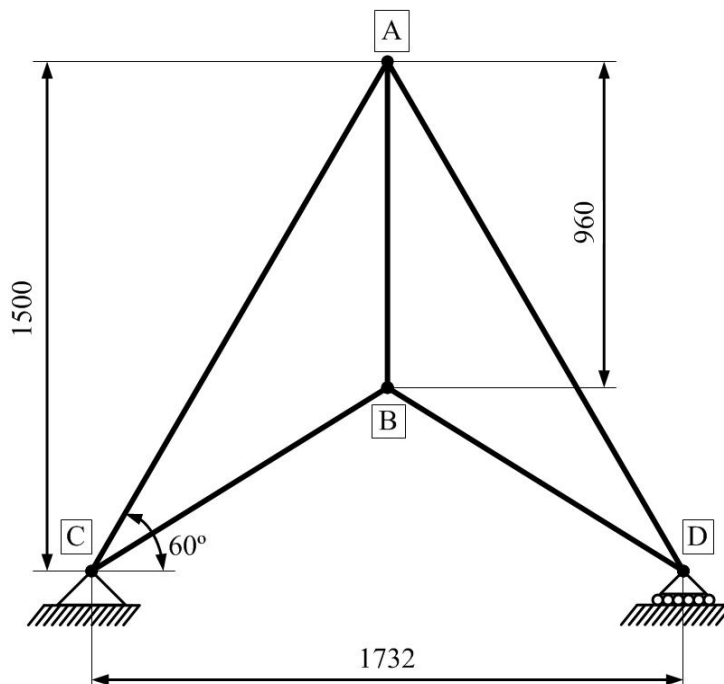


Figura 3.21 - Estrutura de suporte inferior da turbina (estrutura treliçada)

A estrutura é constituída por cinco barras, sendo que a barra AB é o semi-eixo traseiro do automóvel que será utilizado na construção do protótipo, as restantes barras serão perfis em T. Pela observação da figura em cima apresentada verifica-se que a estrutura tem uma altura máxima de 1500 milímetros, nos nós C e B existiram dois blocos de betão para fixar a turbina no local previamente escolhido de instalação da mesma, o que faz aumentar a altura da estrutura para cerca de 2000 milímetros. A estrutura será composta no total por oito barras e não as cinco apresentadas na figura, visto nos nós A e B conectarem-se mais duas barras em cada um destes nós. O motivo pelo qual apenas se considera a estrutura inferior a que é apresentada na figura, prende-se pelo facto de o escoamento solicitar apenas um dos pares de barras de cada vez, solicitando apenas o outro quando muda de direcção; deste modo realizando o cálculo considerando apenas a estrutura inferior reduzida à treliça de cinco barras e em trabalho tendo oito barras em vez de cinco, faz com que a estrutura seja mais rígida do que a considerada.

A distância entre o nó C e D tem um valor algo incharacterístico, pois como já foi mencionado é imperativo que a estrutura tenha uma altura de 2000 milímetros, a ligação da barra AC ao nó A fica facilitada sendo o ângulo que esta mesma barra faz com a horizontal de 60 graus. Relativamente as condições de apoio da estrutura, considera-se que existe um pino em C e um rolete em D [17]. Os cálculos serão realizados considerando as condições de apoio da figura 3.20, bem como para a situação de apoio em que se inverte as condições de apoio do nó C com o D. Esta troca deve-se ao facto de ser de difícil compreensão, quais as reais condições de apoio da estrutura em trabalho.

Próximo passo para o cálculo das tensões nas barras e das cargas aplicadas nos apoios, passa pelo diagrama de corpo livre que se encontra na figura seguinte:

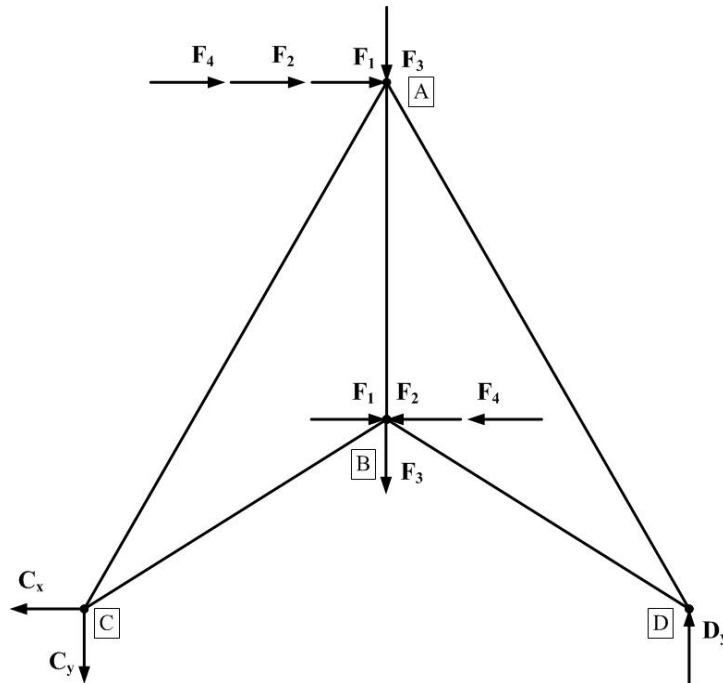


Figura 3.22 - Diagrama de corpo livre da estrutura – 1ª condição de apoio

Onde as forças F_1 , F_2 , F_3 e F_4 representam forças aplicadas à estrutura, C_x , C_y e D_y são respectivamente as reacções nos apoios. Seguidamente explica-se o significado de cada força e calcula-se o seu valor.

Força F_1

Esta força é igual a força total aplicada pelo vento sobre dois, pois incide no nó A e no nó B.

$$F_1 = \frac{F_V}{2}$$

Força F_2

Devido a acção da força do vento quando aplicada no centróide da área projectada pelo rotor, surge um momento no centro da barra AB, que é transformado num binário de forças, aplicadas em A e em B.

$$F_2 = \frac{F_V b_{F_2}}{\overline{AB}}$$

Onde:

$$b_{F_2} = \frac{\overline{AB}}{2} + \text{distância do nó A até ao centróide da área projectada} = \frac{\overline{AB}}{2} + x$$

sendo

x = distância entre o nó A e o rolamento + dist. do rolamento até ao centroide da área proj.

logo:

$$x = 290 + 1000 = 1290 \text{ mm}$$

Força F_3

Esta força consiste no peso que todos os componentes exercem, esta soma dos pesos será dividida por dois, pois tal com a força F_1 , esta carga é suportada pelo nó A e pelo nó B.

$$F_3 = \frac{P_{2\text{andares}} + (P_{\text{tambor+apoio}} / 2) + P_{\text{semi-eixo}}}{2}$$

Força F_4

O peso dos dois andares de turbina mais o peso do tambor e do apoio, criam um momento no meio da barra AB. À semelhança do que acontece na força F_2 , este momento é decomposto num binário de forças, aplicadas em A e em B.

$$F_4 = \frac{[P_{2\text{andares}} + (P_{\text{tambor+apoio}} / 2)]b_{F_4}}{\overline{AB}}$$

Onde:

b_{F_4} = distância entre o eixo de rotação do rotor e o semi – eixo

Em seguida escreve-se as equações de equilíbrio:

$$\sum F_x = 0 : \underbrace{F_1 + F_2 + F_4}_{\text{nó A}} + \underbrace{F_1 - F_2 - F_4}_{\text{nó B}} - \underbrace{C_x}_{\text{nó C}} = 0 \Leftrightarrow C_x = 2F_1$$

$$\sum F_y = 0 : - \underbrace{F_3}_{\text{nó A}} - \underbrace{F_3}_{\text{nó B}} - \underbrace{C_y}_{\text{nó C}} + \underbrace{D_y}_{\text{nó D}} = 0 \Leftrightarrow D_y - C_y = 2F_3$$

$$\sum M_C = 0 :$$

$$- \underbrace{\left(\frac{1.732}{2} F_3\right)}_{\text{nó A}} - \underbrace{[1.5(F_1 + F_2 + F_4)]}_{\text{nó A}} - \underbrace{\left(\frac{1.732}{2} F_3\right)}_{\text{nó B}} - \underbrace{[0.54(F_1 - F_2 - F_4)]}_{\text{nó B}} + \underbrace{(1.732 D_y)}_{\text{nó D}} = 0$$

Na tabela seguinte apresenta-se os resultados das forças aplicadas na estrutura treliçada bem como das reacções nos apoios para as condições de apoio da figura 3.20. Com $F_V = 4782 \text{ N}$; $\overline{AB} = 960 \text{ mm}$; $m_{\text{tambor+apoio}} = 19 \text{ kg}$; $m_{\text{semi-eixo}} = 4 \text{ kg}$.

Tabela 3.22 - Forças e Reacções na estrutura treliçada - 1ª condição de apoio

Forças e Reacções (N)						
F ₁	F ₂	F ₃	F ₄	C _x	C _y	D _y
2392	8818	260	147	4782.	7525	8045

Tendo determinado as forças aplicadas a cada nó, pode-se proceder ao cálculo das forças nas barras da estrutura. Para determinar as forças nas barras, recorreu-se ao método dos nós, onde se realiza um equilíbrio de forças em cada nó da treliça.

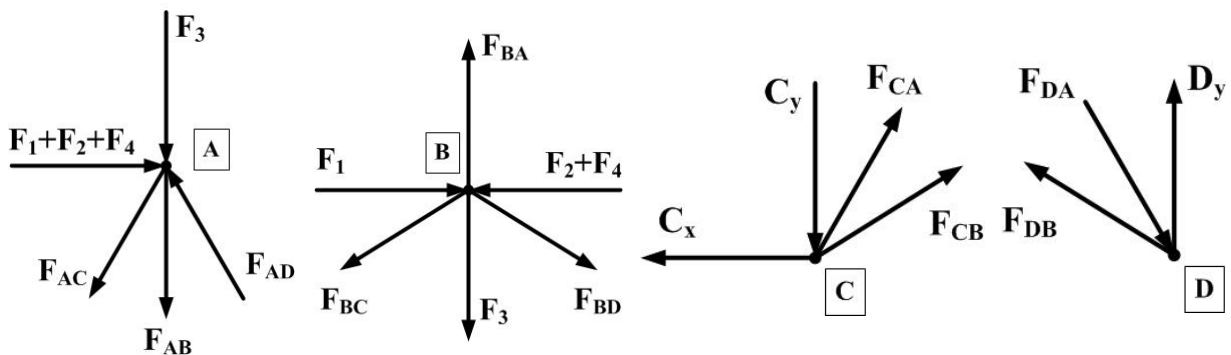


Figura 3.23 - Forças aplicadas a cada um dos nós da treliça

Começando pelo nó C visto apenas ter duas forças desconhecidas:

Nó C

Antes de proceder ao cálculo das forças nas barras, é necessário determinar o ângulo que a barra CB faz com a horizontal:

$$\tan^{-1} \frac{540}{\left(\frac{1732}{2}\right)} = 31.95^\circ$$

Supõem-se que as barras CA e CB se encontram à tração, sendo que F_{CA} e F_{CB} actuam para fora do nó, considerando o equilíbrio do nó, tem-se:

$$\sum F_x = 0 : -C_x + F_{CA} \cos 60^\circ + F_{CB} \cos 31.95^\circ = 0$$

$$\sum F_y = 0 : -C_y + F_{CA} \sin 60^\circ + F_{CB} \sin 31.95^\circ = 0$$

Resolvendo as equações de equilíbrio obtém-se:

$$F_{CA} = 8197 \text{ N (tração)}$$

$$F_{CB} = 806 \text{ N (tração)}$$

O valor positivo obtido para as forças nos elementos CA e CB, confirma que a suposição efectuada no início do raciocínio estava correcta e que as barras CA e CB encontra-se sob tração.

Nó D

Supõem-se que o elemento DA se encontra sob compressão, empurrando o nó e que o elemento CB se encontram à tração, puxando o nó, considerando o equilíbrio do nó D, tem-se:

$$\sum F_x = 0 : F_{DA} \cos 60^\circ - F_{DB} \cos 31.95^\circ = 0$$

$$\sum F_y = 0 : D_y - F_{DA} \sin 60^\circ + F_{DB} \sin 31.95^\circ = 0$$

Resolvendo as equações de equilíbrio obtém-se:

$$F_{DA} = 14515 \text{ N (compressão)}$$

$$F_{DB} = 8553 \text{ N (tração)}$$

Verifica-se pelo resultado positivo das forças que o elemento DA está sob compressão e o elemento DB encontra-se à tração.

Nó B

Sabe-se que os elementos BC e BD se encontram a ser tracionados, pelo que actuam para fora do nó. Supõem-se que o elemento BA se encontra também. Escrevendo as equações de equilíbrio para o nó B:

$$\sum F_y = 0 : F_{BA} - F_3 - F_{BC} \sin 31.95^\circ - F_{BD} \sin 31.95^\circ = 0$$

Resolvendo a equação de equilíbrio para as forças verticais, obtém-se:

$$F_{BA} = 5212 \text{ N (tração)}$$

Confirma-se que o elemento BA encontra-se sob compressão.

Nó A

Verifica-se através das equações de equilíbrio para o nó A, que os cálculos das forças nas barras da estrutura treliçada estão correctos.

$$\sum F_x = 0 : F_1 + F_2 + F_4 = F_{AC} \cos 60^\circ + F_{AD} \cos 60^\circ$$

$$\sum F_y = 0 : F_{AD} \sin 60^\circ = F_3 + F_{AB} + F_{AC} \sin 60^\circ$$

Seguidamente apresenta-se uma tabela com os valores das forças nos elementos da estrutura inferior da turbina, para a velocidade do vento de projecto de $v=43 \text{ m/s}$:

Tabela 3.23 - Forças aplicadas aos elementos da estrutura treliçada - 1ª condição de apoio

Elemento	Força (N)	Estado
AB	5212	Tração
AC	8197	Tração
AD	14515	Compressão
BC	806	Tração
BD	8553	Tração

Como já havia sido referido anteriormente, devido a dificuldade em prever as condições de apoio reais e para precaver alguma situação menos positiva para a estrutura, em seguida serão realizados os mesmos cálculos, mas onde as condições de apoio se invertem entre o nó C e o nó D. Estes cálculos foram efectuados, com vista a determinar as forças nos elementos da estrutura, para posteriormente verificar em que situação de apoio surge cargas mais elevadas nos elementos da estrutura. Considerando outras condições de apoio entre o nó C e o nó D, obtém-se o seguinte diagrama de corpo livre:

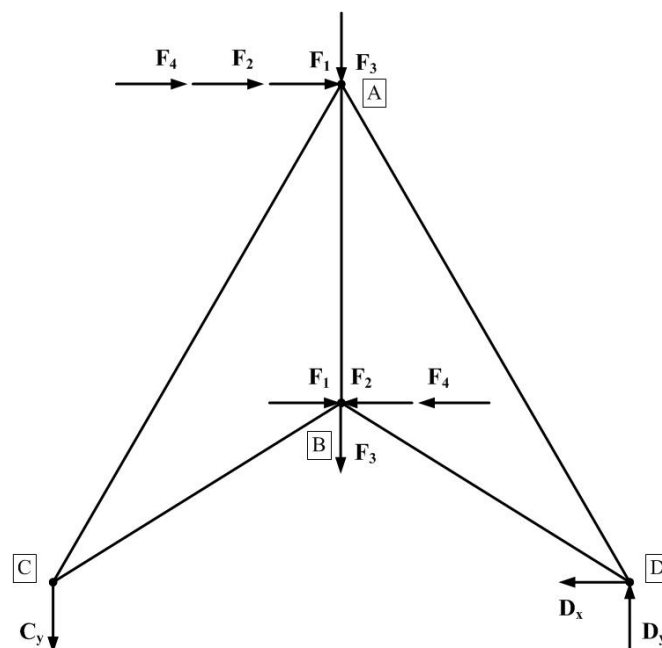


Figura 3.24 - Diagrama de corpo livre da estrutura treliçada – 2ª condição de apoio

Recorrendo as equações de equilíbrio para a treliça, tem-se que:

$$\sum F_x = 0 : \underbrace{F_1 + F_2 + F_4}_{\text{nó A}} + \underbrace{F_1 - F_2 - F_4}_{\text{nó B}} - \underbrace{D_x}_{\text{nó D}} = 0 \Leftrightarrow D_x = 2F_1$$

$$\sum F_y = 0 : - \underbrace{F_3}_{\text{nó A}} - \underbrace{F_3}_{\text{nó B}} - \underbrace{C_y}_{\text{nó C}} + \underbrace{D_y}_{\text{nó D}} = 0 \Leftrightarrow D_y - C_y = 2F_3$$

$$\sum M_D = 0 :$$

$$\underbrace{\left(\frac{1.732}{2}F_3\right)}_{\text{nó A}} - \underbrace{[1.5(F_1 + F_2 + F_4)]}_{\text{nó A}} + \underbrace{\left(\frac{1.732}{2}F_3\right)}_{\text{nó B}} - \underbrace{[0.54(F_1 - F_2 - F_4)]}_{\text{nó B}} + \underbrace{(1.732C_y)}_{\text{nó C}} = 0$$

As forças externas aplicadas a estrutura permanecem as mesmas, resolvendo as equações de equilíbrio, obtém-se os seguintes valores para as reacções nos apoios:

Tabela 3.24 - Reacções na estrutura treliçada - 2ª condição de apoio

Reacções (N)		
C _x	C _y	D _y
4782	7525	8045

Usando o método dos nós, tal como na 1ª condição de apoio 1, fazendo o equilíbrio nó a nó, obteve-se os seguintes resultados para as forças nos elementos da estrutura:

Tabela 3.25 - Forças aplicadas aos elementos da estrutura treliçada - 2ª condição de apoio

Elemento	Força (N)	Estado
AB	41067	Compressão
AC	13577	Tração
AD	9133	Compressão
BC	8000	Compressão
BD	253	Compressão

Verifica-se que alterando as condições de apoio entre o nó C e o nó D, para uma velocidade do vento de v=43m/s, com exceção do elemento AC, todos os restantes elementos da estrutura se encontram sob compressão. Para uma melhor compreensão de quais as cargas nos elementos da estrutura e as diferenças entre as duas situações de apoio, analisou-se a tabela seguinte:

Tabela 3.26 - Forças aplicadas nos elementos da estrutura treliçada

Elemento	1ª condição de apoio		2ª condição de apoio		F _{max} compressão (N)
	Força (N)	Estado	Força (N)	Estado	
AB	5212	Tração	4107	Compressão	4107
AC	8197	Tração	13577	Tração	-
AD	14515	Compressão	9135	Compressão	14515
BC	806	Tração	8000	Compressão	8000
BD	8553	Tração	253	Compressão	253

Na estrutura existem barras com diferentes comprimentos, AC e AD têm o mesmo comprimento que é superior ao de BC e BD, sendo estas últimas iguais entre si. De modo a perceber se as barras instabilizam, ou seja, verificar a sua estabilidade será necessário determinar, qual a maior carga de compressão aplicada no elemento, isto para cada um dos comprimentos distintos.

Tabela 3.27 - Forças de compressão máximas aplicadas nos elementos da estrutura treliçada

L - elemento	F_{\max} compressão (N)
maior	14515
menor	8000

3.4 Verificação da segurança

Segundo o regulamento de segurança [1] a verificação da segurança das estruturas deve ser efectuada em relação a determinados estados limites, comparando com esses estados limites os estados a que a estrutura é conduzida pela actuação das acções a que está sujeita, sendo neste caso a acção de base, o vento. Tendo em conta o regulamento de segurança, entende-se por estado limite um estado a partir do qual se considera que a estrutura fica prejudicada total ou parcialmente na sua capacidade para desempenhar as funções que lhe são atribuídas. Existem dois tipos de estados limites a considerar na verificação da segurança[1]:

Estados limites últimos: de cuja ocorrência resultam prejuízos muito severos;

Estados limites de utilização: de cuja ocorrência resultam prejuízos pouco severos.

Relativamente aos estados limites de utilização, estes são definidos tendo em conta uma duração, ou seja, um determinado comportamento da estrutura só corresponderá a um estado deste tipo quando permanecer durante um certo período de tempo da vida útil da estrutura [1]. Já no caso dos estados limites últimos, a simples ocorrência de um determinado comportamento na estrutura corresponde a uma situação limite, que é independente da sua duração [1].

Tendo em conta que a ocorrência de comportamentos na estrutura, tais como deformações plásticas nos elementos estruturais da turbina, terá um efeito na principal função da turbina, que passa por turbinar o escoamento através da rotação das pás, desequilibrando a rotação do rotor. Por este motivo será considerado para verificação da segurança para todos os componentes da estrutura da turbina o estado limite último.

Segundo o artigo 41º do regulamento para elementos estruturais em aço [1], onde são apresentadas expressões para a verificação da segurança em relação aos estados limites de resistência sem plastificação, consiste em respeitar a condição para tensões normais:

$$\sigma_{S_d} \leq \sigma_{R_d}$$

onde σ_{S_d} corresponde ao valor de cálculo da tensão actuante, sendo σ_{R_d} o valor de cálculo da tensão resistente. Para determinar σ_{S_d} , sendo a acção de base o vento, o regulamento apresenta a seguinte expressão

$$\sigma_{S_d} = 1.5\sigma_{S_G} + 1.5(\sigma_{S_W} + 0.7\sigma_{S_Q})$$

em que:

σ_{S_G} – corresponde à quantificação de uma acção permanente: peso próprio;

σ_{S_W} – corresponde à quantificação de uma acção variável: vento;

σ_{S_Q} – corresponde à quantificação de uma acção variável: sobrecarga.

Sendo que a constante 1.5 aplicada à tensão relativa ao peso próprio e ao vento, corresponde ao coeficiente de segurança. O valor de 0.7 corresponde a um coeficiente que pondera a tensão de sobrecarga, tendo este o objectivo de afectar a acção variável, consoante esta seja um valor de combinação, um valor frequente ou valor quase permanente. Para este projecto não se considera o valor de sobrecarga, portanto a expressão reduz-se a seguinte:

$$\sigma_{S_d} = 1.5(\sigma_{S_G} + \sigma_{S_W})$$

Onde o valor da soma das tensões devidas ao peso próprio e ao vento é igual ao valor de tensão equivalente ou de comparação previamente calculadas neste trabalho. O valor em dado pelo regulamento [1] de tensão resistente para um tipo de aço com Fe 360, é de $\sigma_{R_d} = 235$ MPa. Esta verificação de segurança neste projecto aplica-se aos perfis tubulares circulares e aos perfis UPN, quanto aos perfis em T a verificação de segurança será em relação ao estado último de encurvadura por varejamento.

Segundo o artigo 42º do regulamento [1], no caso de elementos sujeitos a esforços de compressão como é o caso da estrutura treliçada (estrutura inferior da turbina) em que exista o risco de varejamento, a verificação da segurança consiste em satisfazer a condição em que a tensão resistente é maior ou igual a tensão actuante, em tudo idêntica a condição para verificar a segurança no perfis tubulares circulares e UPN, a diferença consiste na expressão para calcular a tensão actuante, que é definida pela seguinte expressão:

$$\sigma_{Sd} = \frac{1.5N_{Sd}}{A\varphi}$$

em que:

N_{Sd} - valor de cálculo do esforço normal actuante;

A – área da secção transversal da barra;

φ – coeficiente de encurvadura dependente do coeficiente de esbelteza da barra, λ , cujos valores são definidos na tabela 3.28.

Tabela 3.28 - Valores do coeficiente de encurvadura [1]

Tipo de aço	Coeficiente de esbelteza λ	Coeficiente de encurvadura φ
Fe 360	$\lambda \leq 20$	$\varphi = 1$
	$20 < \lambda \leq 105$	$\varphi = 1.1328 - 0.00664\lambda$
	$\lambda > 105$	$\varphi = \frac{4802}{\lambda^2}$

Sendo que λ é igual ao comprimento da barra a dividir pelo seu raio de giração. Seguidamente procedeu-se a verificação da segurança para os vários elementos estruturais da turbina.

3.4.1 Verificação da segurança perfil tubular circular

Para decidir qual a secção de perfil tubular circular adequada será necessário aplicar aos valores de tensão de comparação calculados o coeficiente de segurança, $c_s = 1.5$. Verifica-se que é na situação de carregamento 1 que surgem os valores de tensão de comparação mais elevados, de modo a que serão os valores utilizados para escolher a secção de área adequada ao projecto e que cumpre os requisitos do regulamento de segurança [1]. Aplicando o coeficiente de segurança a tensão de comparação obtém-se os seguintes resultados para a tensão actuante:

Tabela 3.29 - Tensões actuantes - perfis circulares

Perfis Tubulares Circulares		σ_{comp}	σ_{Sd}
d (mm)	t (mm)	(N/mm²)	(N/mm²)
38	1.5	305	458
38	2	238	357
40	1.5	274	411
40	2	213	320

45	1.5	214	320
45	2	166	249
48	1.5	186	280
48	2	144	217
50	1.5	171	257
50	2	132	199
60	1.5	117	176
60	2	90	135

Dos perfis que foram estudados verifica-se que o perfil com diâmetro igual $d = 48\text{mm}$ e espessura de $t = 2\text{mm}$, cumpre a verificação de segurança proposta pelo regulamento [1], uma vez que:

$$\sigma_{S_d} \leq \sigma_{R_d} \Leftrightarrow 216.5 \text{ MPa} \leq 235 \text{ MPa}$$

Outros perfis além deste cumprem esta verificação, mas não faz sentido utilizar na construção da turbina, um perfil com diâmetro superior, pois não traz vantagens, apenas adiciona mais inércia à estrutura o que pode dificultar a rotação do savonius.

3.4.2 Verificação de segurança perfil UPN

A verificação da segurança relativamente aos perfis UPN que serão usados na construção da estrutura do rotor, será em tudo semelhante à utilizada para determinar a tensão actuante nos perfis circulares. Aplicando o coeficiente de segurança, $c_s = 1.5$, à tensão de compração tanto aos valores da situação de carregamento 1 como aos valores de tensão de comparação da situação 2, pois os valores de tensão não são claramente superiores para todos os perfis, de uma situação em relação a outra, existindo varias oscilações dos mesmos valores. Os valores de tensões actuantes para as duas situações de carregamento são apresentados nas tabelas seguintes:

Tabela 3.30 - Tensões actuantes para os perfis UPN

Perfis UPN			Perfil 1				Perfil 2			
h (mm)	b (mm)	s (mm)	$\sigma_{comp VM}$ (N/mm ²)	$\sigma_{Sd VM}$ (N/mm ²)	$\sigma_{comp T}$ (N/mm ²)	$\sigma_{Sd T}$ (N/mm ²)	$\sigma_{comp VM}$ (N/mm ²)	$\sigma_{Sd VM}$ (N/mm ²)	$\sigma_{comp T}$ (N/mm ²)	$\sigma_{Sd T}$ (N/mm ²)
30	15	4	1653	2480	1667	2501	1365	2047	1443	2165
40	20	5	750	1125	756	1134	608	912	644	965
40	35	5	208	312	211	317	336	503	346	519
50	25	5	436	654	439	659	342	513	362	544
60	30	6	299	448	301	452	218	328	232	348
65	42	5.5	127	190	128	192	132	198	138	207
80	45	6	101	152	102	153	87	131	92	138

O perfil que respeita as condições de segurança, tanto para a situação de carregamento 1 como para a situação 2, é o perfil com $h = 65\text{mm}$, $b = 42\text{mm}$ e $s = 5.5\text{mm}$. Quer pelo critério de Von Mises, quer pelo de Tresca este perfil satisfaz a condição de a tensão actuante ter um valor inferior ou igual ao da tensão resistente. Na construção do protótipo será utilizado o perfil UPN com altura $h=65\text{ mm}$, largura $b = 42\text{ mm}$ e espessura de $s = 5.5\text{ mm}$.

3.4.3 Verificação da segurança perfil em T (estrutura treliçada)

Na construção da estrutura inferior da turbina serão utilizados perfis em T. Com os esforços de compressão anteriormente calculados e com as características de uma gama seleccionada de perfis em T [16], procedeu-se ao cálculo da tensão actuante. Recorrendo a expressão apresentada para o cálculo do valor da tensão actuante, para a verificação de segurança em relação ao estado último de encurvadura por varejamento, bem como à tabela 3.28 que permite obter o coeficiente de encurvadura, determinou-se a tensão actuante para cada perfil:

$$N_{S_d} = 14515\text{ N (barras com L maior)}$$

Tabela 3.31 - Tensões actuantes para os perfis em T (barras com maior comprimento)

Barras com L=1732mm (L maior)							
Perfis em T		Área	I_y	$r_{\text{giração}}$, i	$c_{\text{esbelteza}}$	$c_{\text{encurvadura}}$	σ_{S_d}
b (mm)	t (mm)	(cm^2)	(cm^4)	(cm)	λ	φ	(N/mm^2)
20	3	1.12	0.20	0.42	412.39	0.03	68845
25	3.5	1.64	0.43	0.51	339.62	0.04	3189
30	4	2.26	0.87	0.62	279.36	0.06	1566
35	4.5	2.97	1.57	0.73	237.27	0.09	859
40	5	3.77	2.58	0.83	208.68	0.11	524
45	5.5	4.67	4.01	0.93	186.24	0.14	337
50	6	5.66	6.06	1.03	168.16	0.17	227
60	7	7.94	12.20	1.24	139.68	0.25	111
70	8	10.6	22.10	1.44	120.28	0.33	62

$N_{S_d} = 800 \text{ N}$ (barras com L menor)

Tabela 3.32 - Tensões actuantes para os perfis em T (barras com menor comprimento)

Barras com L=1021mm (L menor)								
Perfis em T		Área (cm^2)	I_y (cm^4)	$r_{\text{giração}}$ (cm)	i	$c_{\text{esbelteza}}$ λ	$c_{\text{encurvadura}}$ φ	σ_{S_d} (N/mm^2)
b (mm)	t (mm)							
20	3	1.12	0.20	0.42	243.00	0.08	1318	
25	3.5	1.64	0.43	0.51	200.12	0.12	610	
30	4	2.26	0.87	0.62	164.61	0.18	300	
35	4.5	2.97	1.57	0.73	139.81	0.25	165	
40	5	3.77	2.58	0.83	122.96	0.32	100	
45	5.5	4.67	4.01	0.93	109.74	0.40	64	
50	6	5.66	6.06	1.03	99.09	0.49	43	
60	7	7.94	12.20	1.24	82.31	0.71	21	
70	8	10.6	22.10	1.44	70.87	0.96	12	

Da observação das tabelas em cima representadas, verifica-se que para as barras com maior comprimento, a tensão actuante que satisfaz a condição $\sigma_{S_d} \leq \sigma_{R_d}$, acontece no perfil com 50 milímetros de largura e 6 milímetros de espessura. Para as barras com menor comprimento o perfil com $b = 3.5 \text{ mm}$ e $t = 4.5 \text{ mm}$ satisfaz a condição imposta pelo regulamento [1], mas por questões de uniformização dos elementos da turbina, será usado o perfil com secção de área idêntica à das barras com maior comprimento.

3.4.4 Verificação da tensão limite de fadiga

Tendo em conta que a tensão limite de fadiga, para um número de ciclos infinito para um aço de construção é de 200 N/mm^2 e que para uma velocidade nominal do vento de 8 m/s , as tensões de comparação no perfil tubular circular e no perfil UPN são respectivamente 5 N/mm^2 e 50 N/mm^2 ; verifica-se que estes valores ficam muito abaixo da tensão limite de fadiga. Mesmo que existisse uma concentração de tensões nestes perfis da turbina, ainda existe margem de segurança caso ocorra tal situação, por este motivo não se esperam problemas com este efeito de fadiga.

4 OPÇÕES CONSTRUTIVAS

Neste capítulo apresentam-se e justificam-se as opções construtivas utilizadas no projecto da turbina. Com os principais componentes da estrutura da turbina definidos, ter-se-á que dimensionar outras peças que permitam fazer a ligação entre estes. Como critérios para projectar e conceber estas ligações, definiram-se; a simplicidade de montagem, a composição modular dos elementos, a possibilidade de ajuste aquando da instalação da turbina na localização seleccionada e a polivalência da estrutura, permitindo a instalação de bidons com outras dimensões, bem como deixar a turbina preparada para outros estudos futuros.

Anteriormente no projecto calculou-se as secções dos perfis que foram parte da estrutura do gerador. Para a estrutura do rotor o perfil circular com $d = 48 \text{ mm}$ e $t = 2 \text{ mm}$ foi o escolhido, o perfil UPN seleccionado também para a estrutura do rotor tem as seguintes dimensões: $h = 65 \text{ mm}$, $b = 42 \text{ mm}$ e $s = 5.5 \text{ mm}$. Na estrutura de suporte da turbina o perfil escolhido foi o perfil em T com $b = 50 \text{ mm}$ e $t = 6 \text{ mm}$, tanto para as barras com maior comprimento como para as barras com menor comprimento, esta decisão esta de acordo com a uniformização dos elementos que constituem a turbina.

Em todas as ligações aparafusadas foram colocadas anilhas de mola, de forma a não desapertar as mesmas.

Foi tido em conta para a tomada de decisão das opções construtivas a utilizar, as limitações financeiras existentes para a aquisição de material, essas mesmas limitações acabam por ir de encontro ao propósito do trabalho.

Neste capítulo sempre que necessário para auxiliar a compreensão das opções construtivas tomadas, em anexo existem desenhos de projecto, que se encontram de acordo com as regras do desenho técnico [18].

4.1 Componentes em fim-de-vida

Os componentes em fim de vida usados foram o eixo posterior de um automóvel, com o respectivo braço da suspensão e tambor, no interior do tambor encontram-se o freio e o rolamento. Foram realizadas pequenas adaptações no eixo, para que este fizesse parte da estrutura da turbina. Foi executado o corte da extremidade do eixo de apoio esquerdo, foram soldadas duas peças no eixo, para possibilitar a ligação aparafusada à estrutura de suporte da turbina (composta por perfis em T). Foi também soldada uma peça para permitir enquadrar o freio de mão do automóvel na turbina, podendo assim actuar o freio que se encontra no interior do tambor. Na figura que se segue é possível observar os elementos que se acabaram de descrever. Neste capítulo escreve-se entre parênteses os elementos soldados à peça representada, indicam-se em *itálico* os componentes que não foram projectados neste trabalho.

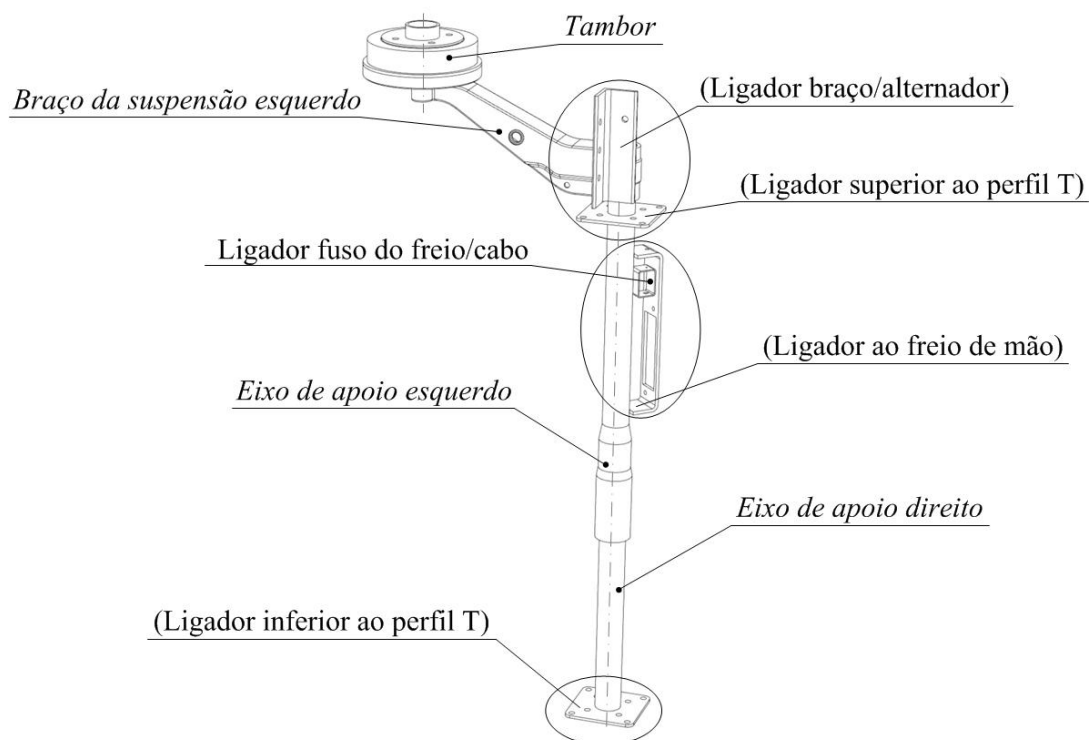


Figura 4.1 - Subconjunto automóvel (Anexo A1 — CVO-2012-P1-01)

O eixo de apoio (eixo esquerdo mais o eixo direito) é o elemento AB da estrutura treliçada estudada no capítulo anterior. Este elemento não foi alvo de um estudo mais detalhado, pois na aplicação para o qual foi projectado, resiste a cargas muito mais elevadas, do que as que se encontra sujeito na turbina savonius que se pretende construir. No interior do ligador ao freio existe um ligador que permite conectar o fuso do freio ao cabo que aciona o freio no interior do tambor, recorrendo a solução porca contra porca, ajusta-se esta ligação ao fuso do freio.

O ligador braço/alternador, que consiste numa cantoneira soldada ao braço da suspensão, permite através de ligações aparafusadas fixar o alternador ao nível do tambor, para se realizar a transmissão através de corrente. Esta transmissão será feita, usando uma roda dentada (de bicicleta ou de mota) com o mesmo diâmetro do tambor, soldada ao mesmo. Para ajustar a posição do alternador existe o ligador suporte do alternador que através de furos rasgados, permite ajuste em altura com o ligador braço/alternador. O suporte do alternador será soldado ao ligador ao suporte na posição certa (figura 4.2), permitindo à corrente de transmissão estar horizontal e com a tensão desejada.

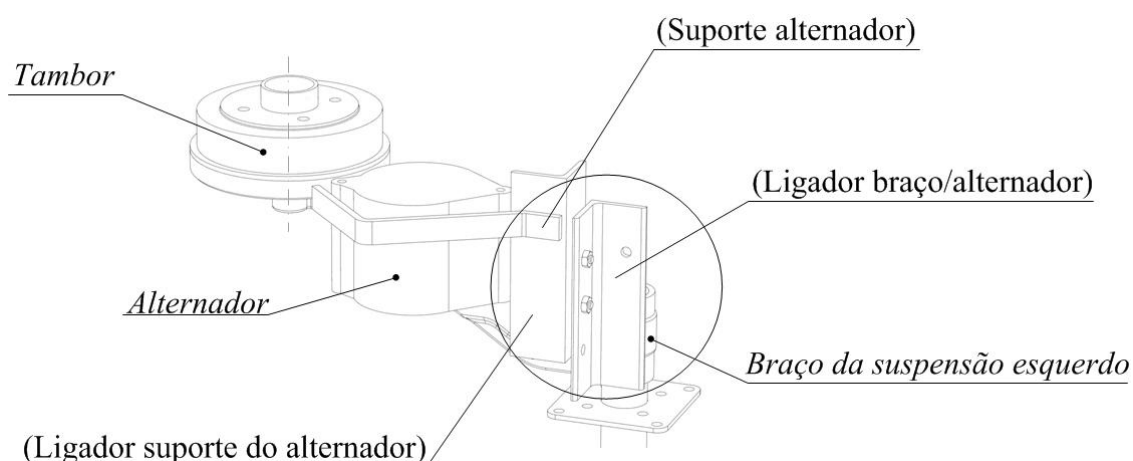


Figura 4.2 - Fixação do alternador na estrutura da turbina (Anexo A1 — CVO-2012-P1-04)

Será importante a possibilidade de travar a turbina caso esta situação seja necessária, para tal usa-se o freio de mão que foi enquadrado no subconjunto automóvel. Para imobilizar o rotor, o momento de frenagem terá que ser igual ao momento de rotação da turbina (270.2 Nm), para a velocidade de projecto de 43 m/s.

Para calcular qual a força que terá de ser aplicada no cabo, para imobilizar a turbina, mediu-se o freio de calços interiores [19] que se encontra no interior do tambor. Na figura 4.3 encontra-se a caracterização do freio da turbina. Com recurso à alavanca do freio de mão, aplica-se uma força no

cabo, que será distribuída pelos dois calços do freio (anterior e posterior). Para os cálculos subsequentes, considera-se que os calços encontram-se articulados na extremidade com um pino.

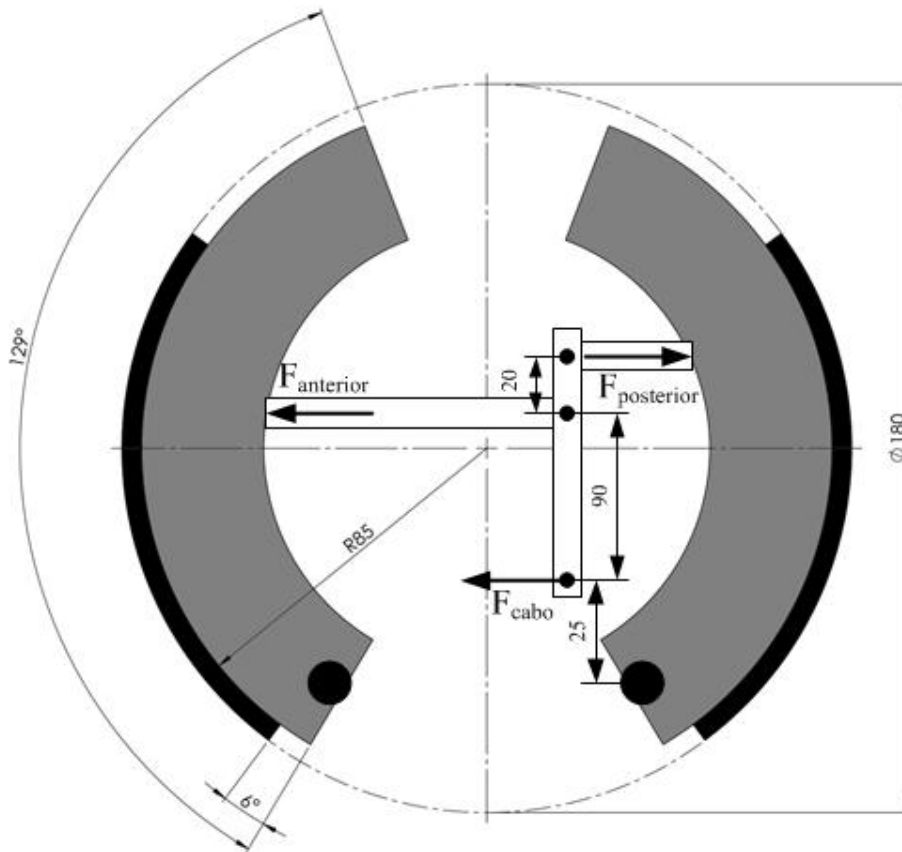


Figura 4.3 – Forças de frenagem aplicadas aos calços

Com as características do freio, pode-se determinar quais os valores das forças de frenagem, para através do equilíbrio de forças no elemento onde a força do cabo é aplicada, seja possível obter o valor da mesma. Sabendo que o momento de frenagem do calço anterior e posterior somados, terá que ser igual ao momento de rotação e respeitando as equações de equilíbrio do elemento onde a força do cabo é aplicada, pode-se obter o valor da força no cabo. Para obter o momento de frenagem T , segundo [19] recorre-se a expressão:

$$T = \frac{f p b r^2 (\cos \theta_1 - \cos \theta_2)}{\sin \theta_a} \quad (4.1)$$

Onde f é o factor de atrito entre as superfícies, p é a pressão na guarnição, b a largura do calço que é medida perpendicularmente ao plano da figura 4.3, sendo r o raio interno do tambor, θ_1 e θ_2 ângulos

do calço e θ_a o ângulo onde a pressão na guarnição é máxima que neste caso visto $\theta_2 > 90^\circ$ e $\theta_1 < 90^\circ$, segundo [19], $\theta_a = 90^\circ$.

As expressões utilizadas para obter os valores das forças aplicadas nos calços [19] são:

$$F_{\text{anterior}} = \frac{M_N - M_f}{c} \quad (4.2) \quad F_{\text{posterior}} = \frac{M_N + M_f}{c} \quad (4.3)$$

Onde c é o braço da força desde a articulação e M_N e M_f são respectivamente os momentos resultantes das forças normais e de atrito. As expressões destes momentos são apresentadas seguidamente:

$$M_N = \frac{pbra}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin^2 \theta \, d\theta \quad (4.4)$$

$$M_f = \frac{fpbr}{\sin \theta_a} \int_{\theta_1}^{\theta_2} \sin \theta (r - a \cos \theta) \, d\theta \quad (4.5)$$

Fazendo o equilíbrio do elemento onde é aplicada a força do cabo obtém-se que:

$$\frac{F_{\text{posterior}}}{F_{\text{anterior}}} = 0.82 \quad (4.6)$$

$$F_{\text{cabo}} = F_{\text{anterior}} - F_{\text{posterior}} \quad (4.7)$$

Visto os calços na frenagem com a mesma intensidade, cada calço tem o seu valor de p (pressão na guarnição). Para obter a força no cabo foi necessário determinar qual o valor de p , para cada um dos calços, para tal iterou-se p até a relação das forças calculadas pelas expressões 4.2 e 4.3 ser igual à da expressão 4.6, além de se verificar esta condição, o valor dos momentos de frenagem anterior e posterior (calculados pela expressão 4.1) somados terão que ser igual a 270.2 Nm, que é o momento de rotação da turbina, para a velocidade considerada de 43 m/s. Sendo $\theta_1 = 6^\circ$, $\theta_2 = 129^\circ$, $f = 0.3$ [20] e $a = 85$ mm, obteve-se os seguintes resultados:

Tabela 4.1 - Características do freio de calços internos do automóvel

calço	p (N/mm^2)	M_N (Nm)	M_f (Nm)	T (Nm)	F (N)
anterior	0.92	478	148	180	2866
posterior	0.46	241	75	90	2336

Com estes valores pressão na guarnição da tabela em cima representada, obtém-se uma relação de forças de 0.82 e um somatório dos momentos de frenagem de 270 Nm. Com estas condições verificadas é então possível através da expressão 4.7 obter o valor da força no cabo, que é igual a

$F_{\text{cabo}} = 531 \text{ N}$. A força a aplicar no cabo é de 531 N, logo a força que será necessária aplicar na alavanca do freio de mão, considerando uma relação de forças de cinco para um, resulta que a força na alavanca é sensivelmente 106 N (11 kgf). Na figura seguinte pode-se observar a alavanca do freio de mão usada na turbina onde será aplicada a força.



Figura 4.4 – Alavanca do freio de mão utilizada na turbina

Outro dos componentes utilizados são os bidons que se cortaram ao meio e soldados um ao outro com uma ligeira sobreposição ao meio, como já tinha sido referido no capítulo 2. Estes bidons formam o subconjunto das pás, que constitui cada andar de turbina. Para fixar este subconjunto à estrutura do rotor, a solução encontrada foi rebitar dois suportes em cima e outros dois em baixo, a cada pá. Os suportes permitem não só fixar os bidons à estrutura do rotor (subconjunto UPN), bem como manter a forma destes, acrescentando alguma rigidez as pás, falta apenas referir que os rebites são fixos na face curva do bidão, de modo coincidir com as caneladuras do mesmo. Este subconjunto observa-se na figura seguinte:

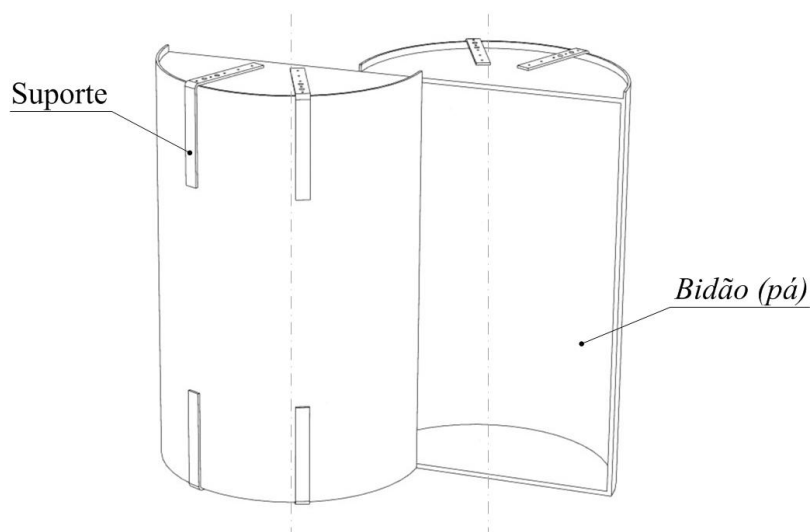


Figura 4.5 - Subconjunto pás (Anexo A1 — CVO-2012-P1-05)

4.2 Estrutura do rotor

A estrutura do rotor é composta por perfis tubulares circulares e perfis UPN, as suas secções já foram calculadas anteriormente no capítulo 3. A estrutura do rotor tem como objectivo ligar os bidons ao tambor, ligar os dois andares entre si, formando uma estrutura rígida para resistir aos esforços a que se encontra sujeita. Esta estrutura também tem que possibilitar ajustes aquando da montagem da turbina no local, bem como comportar alterações nas dimensões dos bidons que constituem as pás. Para ligar o rotor ao tambor a peça projectada foi a que se observa na figura seguinte:

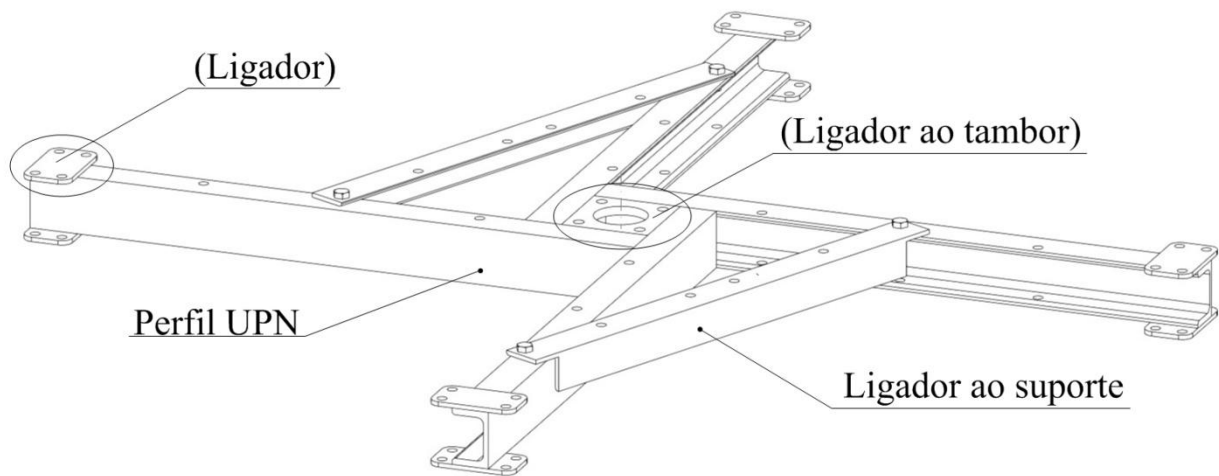


Figura 4.6 - Subconjunto UPN (Anexo A1 — CVO-2012-P1-06)

Este subconjunto da figura 4.6 permite fazer a ligação ao tambor, pois tem a mesma furação que a jante do automóvel, o perfil em U pela sua forma permite a cada subconjunto UPN actuar como mini savonius pois têm a sua parte côncava orientada para o escoamento num dos lados e no outro não, tal como o rotor de savonius da turbina. O ligador ao suporte é formado por uma cantoneira ligada ao perfil UPN por parafusos M10 em cada uma das extremidades. Os perfis UPN apresentam diversos furos, para responder a possíveis alterações no rotor, relacionadas com estudos futuros, bem como com a uniformização de todos os subconjuntos UPN, ou seja, o inferior, o que se encontra no centro e o superior. O perfil UPN do centro do rotor terá ligadores ao suporte do subconjunto de pás do 1º andar e do 2º, por esta razão todos os perfis apresentam furação no topo e por baixo, esta furação permite caso em trabalho a turbina apresente vibrações indesejadas, seja possível adicionar massas ao conjunto. Nas extremidades dos perfis UPN existem dois ligadores soldados, que permitem a ligação com o perfil tubular circular. Esta ligação possibilita o ajuste da altura entre andares de turbina.

Para permitir a turbina ter mais do que um andar, acrescentar rigidez a cada andar e ajustar a estrutura do rotor às dimensões de cada subconjunto de pás, usou-se o perfil circular com dois ligadores soldados nas extremidades, para fazer a ligação com o subconjunto da figura 4.6.

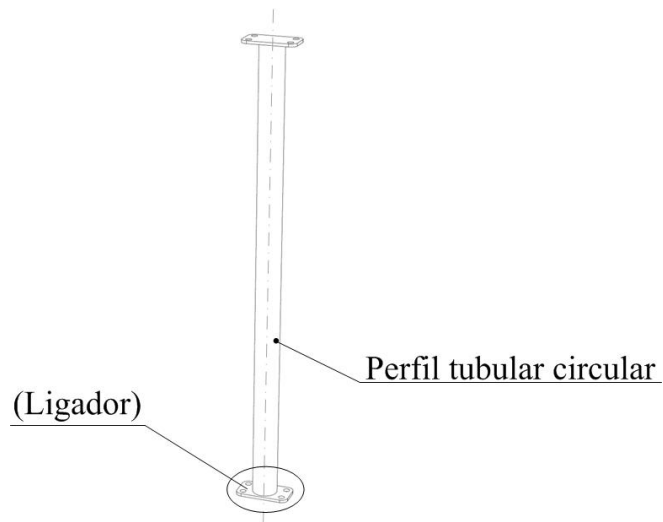


Figura 4.7 - Perfil tubular circular (Anexo A1 — CVO-2012-P1-15)

Este perfil circular encontra-se nas extremidades dos perfis UPN, para não perturbarem o escoamento nas imediações das pás, a sua forma curva permite alguma aerodinâmica à estrutura do rotor, oferecendo menor resistência ao escoamento. Com o recurso a varões M10 e recorrendo a porca contra porca em cada ligador, como se pode observar na figura 4.8, permite à estrutura do rotor adaptar-se a novos subconjuntos de pás, com outras dimensões.

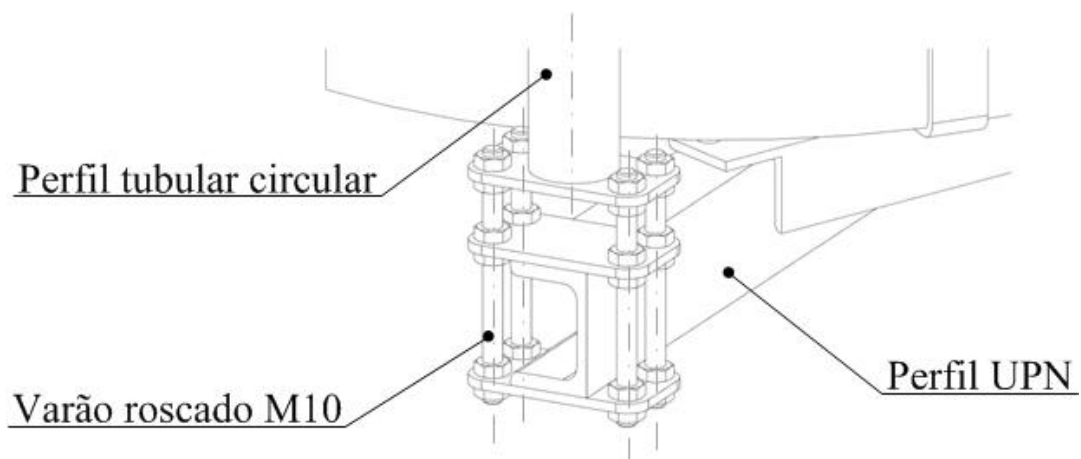


Figura 4.8 - Solução de ligação entre perfis (Anexo A1 — CVO-2012-P1-02)

4.3 Estrutura de suporte da turbina

A estrutura de suporte da turbina é constituída essencialmente por perfis em T (figura 4.9), o objetivo desta estrutura é elevar o rotor e suportar o rotor bem como a sua estrutura, fazendo a ligação ao bloco de betão de modo a fixar a turbina.

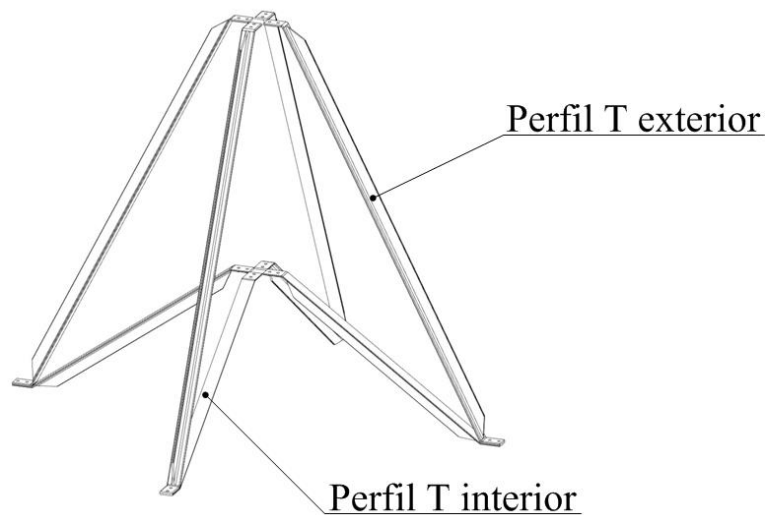


Figura 4.9 - Subconjunto estrutura inferior (Anexo A1 — CVO-2012-P1-03)

Foi escolhido o perfil em T, pois cortando a alma da viga nas extremidades, fica-se com uma superfície plana, permitindo através de uma ligação aparafusada (figura 4.10), ligar-se ao subconjunto automóvel (figura 4.1).

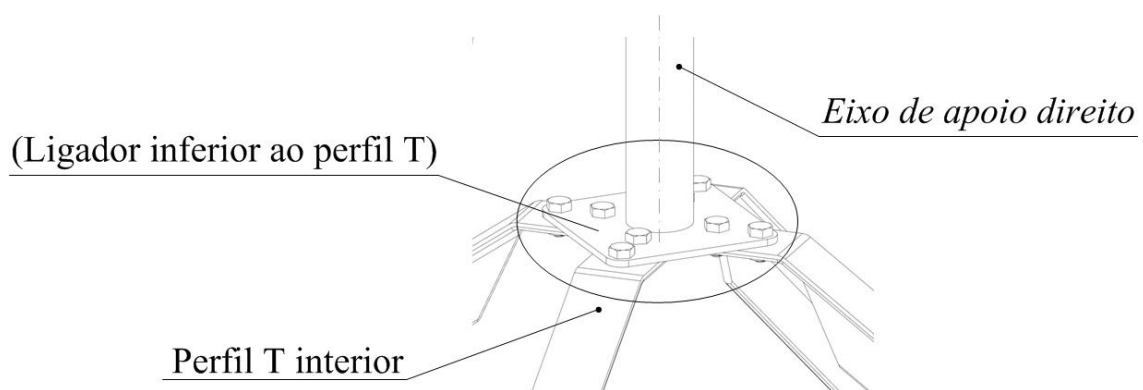


Figura 4.10 - Ligação aparafusada do perfil em T ao subconjunto automóvel (Anexo A1 — CVO-2012-P1-00)

O perfil em T com maior comprimento é o perfil T exterior, este tem a alma orientada para cima, ao contrário do perfil com menor comprimento o perfil T interior, que tem a alma voltada para baixo, esta condição permite unir os perfis um ao outro junto do bloco de betão, como se pode observar na figura 4.11.

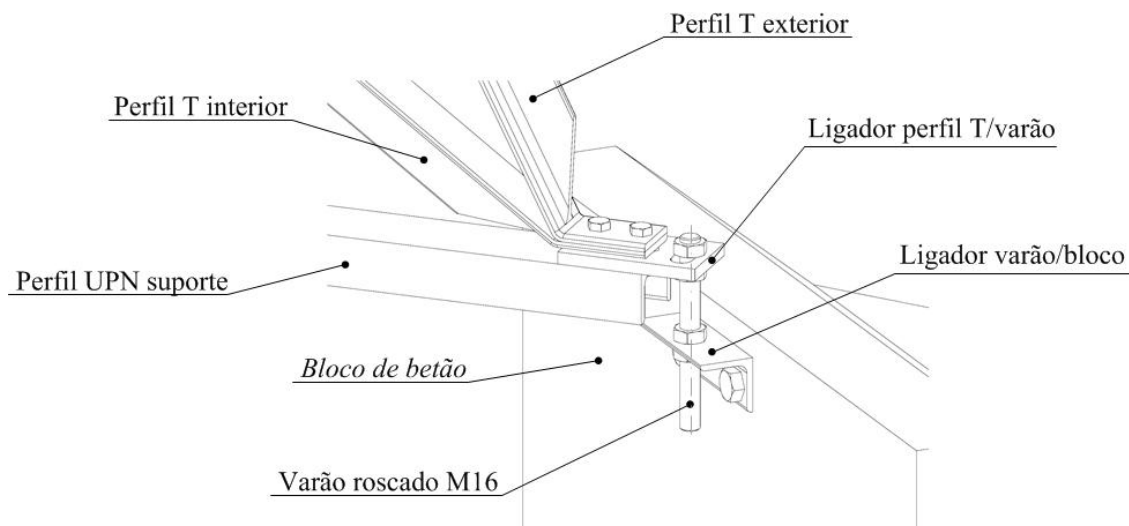


Figura 4.11 - Ligação dos perfis em T ao bloco de betão (Anexo A1 — CVO-2012-P1-00)

Na figura 4.11 verifica-se a existência do perfil UPN suporte, este perfil tem a mesma secção que o usado na estrutura do rotor. O objectivo deste perfil em forma de X é unir através de uma só peça todos os braços da estrutura de suporte, para que estes permaneçam sempre na mesma posição. O ligador ao varão permite através de furos rasgados, ajuste na posição tanto dos parafusos M10 que unem os perfis em T, bem como do varão M16 que une a estrutura de suporte da turbina ao bloco, sendo que neste caso o furo rasgado tem orientação perpendicular ao dos parafusos M10. A existência do ligador perfil T/varão, permite que todos os componentes da turbina sejam independentes uns dos outros. Esta ligação permite também com recurso à solução porca contra porca o ajuste da altura, permitindo assim pequenos desníveis, no terreno onde a turbina será instalada.

5 CONCLUSÕES

Do trabalho que foi realizado é possível concluir que os objectivos foram atingidos quase na totalidade. Foi projectada uma turbina com os componentes em fim-de-vida disponíveis, fazendo muito poucas alterações aos mesmos. Verificou-se que os perfis escolhidos para a estrutura do rotor e da turbina, cumprem o regulamento de segurança das estruturas [1]. Estes perfis adaptam-se à aplicação, pois no caso do perfil circular, este minimiza a perturbação o escoamento em redor das pás visto ter uma forma cilíndrica; no caso do perfil UPN, a estrutura onde este se encontra actua como um mini conjunto de pás, pois encontra-se com a parte côncava orientada para o escoamento.

A turbina apresenta uma composição modular, permitindo a fácil montagem e transporte da mesma, demonstrando polivalência.

Foi atingido o objectivo que permite que o gerador seja alvo de estudos futuros, pois permite alteração das dimensões dos bidons usados nas pás, alteração do número de pás por andar e do número de andares, bem como o desfasamento entre andares da turbina.

Um dos objetivos que ficou por atingir foi verificar se a turbina seria capaz de transmitir a saída um potência eléctrica na ordem de um alternador automóvel, para tal seria necessário instalar a turbina o local e fazer ensaios para verificar se tal potência estaria disponível à saída da turbina.

Na altura de entrega do presente trabalho, a turbina savonius encontra-se em fase de construção, pretende-se que se encontre concluída a construção na altura da defesa deste mesmo trabalho perante o júri.

Como sugestão para trabalhos futuros, visto ser difícil prever o comportamento aerodinâmico da turbina de savonius, será necessário ensaiar a turbina no local de instalação, para ser possível uma otimização de alguns dos parâmetros geométricos do savonius. Caso surjam vibrações indesejadas será necessário adicionar massas ao rotor, tal situação já se encontra precavida, pois os perfis em U apresentam alguns furos, para que seja possível, instalar massas nos mesmos.

Outra sugestão será de projectar pás que actuassem como fusíveis mecânicos, para que caso a velocidade do vento fosse muito elevada, as próprias pás se desacoplassem da estrutura do rotor, ficando a turbina em posição de bandeira, não oferecendo resistência ao escoamento. Seria interessante usar pás constituídas por componentes mais comuns, com por exemplo: garrações de água unidos, de forma a obter várias pás dentro de uma só pá maior.

A instrumentação da turbina também seria uma opção de valor a considerar, bem como a sua instalação no topo do Departamento de Engenharia Mecânica e Industrial e não junto ao solo.

BIBLIOGRAFIA

- [1] *Regulamento de Segurança e Acções parra Estruturas de Edifícios e Pontes e Regulamento de Estruturas de Aço para Edifícios*, 1998.
- [2] J. A. Schetz and A. E. Fuhs, *Handbook of Fluid Dynamics and Fluid Machinery* vol. Three: Wiley-Interscience, 1996.
- [3] J. L. Menet and N. Bourabaa, "Increase in the Savonius rotors efficiency via a parametric investigation," ed: Ecole Nationale Superieure D'Ingenieurs en Informatique Automatique Mecanique Énergetique Électronique de Valenciennes (ENSIAME).
- [4] J. L. Menet, "A double-step Savonius rotor for local production of electricity: a design study," *Renewable Energy*, vol. 29, pp. 1843-1862, 2004.
- [5] V. D'Alessandro, S. Montelpare, R. Ricci, and A. Secchiaroli, "Unsteady Aerodynamics of a Savonius wind rotor: a new computational approach for the simulation of energy performance," *Energy*, vol. 35, pp. 3349-3363, 2010.
- [6] D. Afungchui, B. Kamoun, A. Helali, and A. Ben Djemaa, "The unsteady pressure field and the aerodynamic performances of a Savonius rotor based on the discrete vortex method," *Renewable Energy*, vol. 35, pp. 307-313, 2010.
- [7] U. K. Saha, S. Thotla, and D. Maity, "Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments," *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, vol. 96, pp. 1359-1375, 2008.
- [8] F. M. White, *Fuid Mechanics*, Fourth ed.: McGraw-Hill, 1999.
- [9] SKF. (Acedido em 19/06/2012). *Rolamentos de rolos cônicos*. Disponível em: www.skf.com
- [10] SKF, "SKF Catálogo geral," ed, 1990.
- [11] SKF. (Acedido em 14/06/2012). *Rolamentos de uma carreira de rolos cônicos em pares*. Available: www.skf.com
- [12] SKF. (Acedido em 29/06/2012). *Seleção do tamanho do rolamento*. Disponível em: www.skf.com
- [13] Ferrus. (Acedido em: 03/07/2012). *Tabelas*. Disponível em: www.ferrus.pt
- [14] F. P. Beer, J. E. Russell Johnston, and J. T. Dewolf, *Mecânica dos Materiais*, Terceira edição ed.: Mc Graw-Hill, 2001.
- [15] J. S. Brazão Farinha, M. Brazão Farinha, J. P. Brazão Farinha, and A. Correia dos Reis, *Tabelas Técnicas*: Edições Técnicas E.T.L., 2003.
- [16] S. A. R. L. Estabelecimentos J.B. Fernandes, "Apontamentos Técnicos e Práticos,".
- [17] F. P. Beer, J. E. Russel Johnston, E. R. Eisenberg, and W. E. Clausen, *Mecânica Vetorial para Engenheiros Estática*, Sétima edição.: Mc Graw-Hill, 2004.

- [18] L. Veiga da Cunha, *Desenho Técnico*, 13ª Edição: Fundação Calouste Gulbenkian, 2004.
- [19] A. J. Antunes Marques Martinho, *Órgãos de Máquinas I*, Terceira ed., 2012.
- [20] J. E. Shigley and C. R. Mischke, *Mechanical Engineering Design*, 6 ed., 2001.

ANEXOS

A1 – Desenhos de construção da turbina savonius

Índice

CVO-2012-P1-00	— TURBINA SAVONIUS
CVO-2012-P1-01	— SUBCONJUNTO AUTOMÓVEL
CVO-2012-P1-02	— SUBCONJUNTO ROTOR
CVO-2012-P1-03	— SUBCONJUNTO ESTRUTURA INFERIOR
CVO-2012-P1-04	— SUBCONJUNTO ALTERNADOR
CVO-2012-P1-05	— SUBCONJUNTO PÁS
CVO-2012-P1-06	— SUBCONJUNTO UPN INFERIOR
CVO-2012-P1-15	— PERFIL TUBULAR CIRCULAR
CVO-2012-P1-17	— PERFIL UPN SUPORTE
CVO-2012-P1-18	— PERFIL T EXTERIOR
CVO-2012-P1-19	— PERFIL T INTERIOR
CVO-2012-P1-32	— LIGADOR PERFIL T/VARÃO
CVO-2012-P1-33	— LIGADOR VARÃO/BLOCO
CVO-2012-P1-34	— LIGADOR AO SUPORTE
CVO-2012-P1-37	— LIGADOR FUSO DO FREIO/CABO
CVO-2012-P1-39	— SUPORTE ALTERNADOR
CVO-2012-P1-50	— LIGADOR SUPORTE DO ALTERNADOR