

Controlo de Passo de Aerogeradores de Baixa Potência

Alexandre Wragg Freitas
(alexandre.wragg@fe.up.pt)

Dissertação do MIEM

Orientadores:

Professor Doutor Fernando Gomes de Almeida (fga@fe.up.pt)

Professor Doutor José Laginha Palma (jpalma@fe.up.pt)



FEUP

Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto

Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Janeiro 2008

*Dedicado a todos os que gostam do saber
e tentam aplicá-lo na construção
de um mundo melhor.*

Resumo

A energia disponível no vento varia com o cubo da sua velocidade. Se os aerogeradores forem dimensionados para velocidades de vento baixas, eles desperdiçarão a maioria da energia disponível. Se forem dimensionados para velocidades elevadas, funcionarão quase sempre abaixo do seu óptimo. Assim, os aerogeradores são dimensionados para velocidades de vento intermédias, recorrendo a estratégias de segurança que impeçam a deterioração dos seus componentes em ventos mais fortes. A estratégia de controlo activo de *pitch* é uma estratégia de segurança que permite regular a potência eléctrica do aerogerador através de aumentos do ângulo de calagem das pás e das consequentes diminuições do ângulo de ataque e do coeficiente de sustentação.

Neste trabalho foi considerado um aerogerador de eixo horizontal de baixa potência (100 kW), com três pás, controlo activo de *pitch*, gerador assíncrono de indução e ligação directa à rede eléctrica. O objectivo da tese é a aferição da capacidade de um controlador do tipo PID com realimentação do sinal de potência eléctrica na regulação da potência de um aerogerador com estas características.

O aerogerador considerado não tem existência física, pelo que o seu comportamento foi simulado através da modelação de cada um dos seus componentes. A modelação da aerodinâmica do rotor baseou-se na conjugação das teorias da quantidade de movimento e dos elementos de pá. A cadeia de transmissão foi modelada por um sistema de duas inércias e uma mola de torção. O modelo adoptado para simular o comportamento dinâmico da torre é semelhante ao de uma barra articulada com uma rigidez torsional. O mecanismo de variação do ângulo de calagem das pás foi modelado por um sistema de segunda ordem, com limitação da posição e da aceleração angulares.

A análise do comportamento do sistema revelou a existência de uma zona de perda de controlabilidade para ângulos de calagem próximos de zero e também a existência de ganhos variáveis em função do ponto de funcionamento. A sintonização de um controlador do tipo PID com ganhos fixos para toda a gama de funcionamento originou desempenhos insatisfatórios do sistema, devido aos dois fenómenos já citados e ainda a fenómenos de instabilidade causados pela limitação na aceleração angular das pás. A consideração de ganhos variáveis e a limitação do ângulo de calagem de referência no controlador PID permitiram ultrapassar as duas primeiras dificuldades, embora a última tenha persistido.

O trabalho permitiu concluir que resultados satisfatórios ao nível da regulação da potência eléctrica do aerogerador só são possíveis com aumentos dos ganhos do controlador PID. No entanto, para que tal aconteça sem o aparecimento de fenómenos de instabilidade, a máxima aceleração do ângulo de calagem das pás deverá ser maior e/ou deverão ser utilizados sinais pro-activos como o fornecido por um anemómetro colocado na *nacelle* do aerogerador.

“Active pitch control of low power wind turbines”

Abstract

The available energy of the wind varies according to the cube of its speed. If the wind turbines are designed for low wind speeds, most of the available energy will be wasted. If they are designed for high wind speeds, they will almost always give a less than optimum performance. Thus, wind turbines are designed for intermediate wind speeds, using security strategies which do not allow component damage with stronger winds. The active control of pitch is a safety strategy which allows the electric power of the wind turbine to be regulated by increasing the blade pitch angle, and the consequent decrease of the angle of attack and of the lift coefficient.

This study considers a low power (100 kW) horizontal axis wind turbine with three blades, active pitch control and asynchronous induction generator directly connected to the electrical grid. The objective of this study is the evaluation of a PID-type controller with electrical power feedback in the regulation of the electrical power of a wind turbine with these characteristics.

The wind turbine under consideration does not exist, so its behaviour was simulated via modelling of each of its components. The modelling of the aerodynamics of the rotor was based on a combination of blade element and momentum theories. The drive train was modelled by a system of two inertias and one torsional spring. The model used to simulate the dynamic behaviour of the tower was similar to that of a hinged beam. The model of the blade pitching mechanism is a second order system with limited angular movement and acceleration.

Analysis of the behaviour of the system revealed the existence of a zone of loss of controllability for pitch blade angle close to zero, and also the existence of varying gains depending on the blade pitch angle. The tuning of a fixed gain PID type controller for the whole range of function gave unsatisfactory results due to the two phenomena already mentioned, and also instability caused by limitation in the pitch angle acceleration. Variable gains and the limitation of the control blade pitch overcame the first two difficulties, although the last persisted.

Satisfactory regulation of the electrical power of the wind turbine is only possible with increased PID gains. However, for this to occur without the appearance of phenomena of instability, the maximum acceleration of the blade pitch angle should be increased, and/or proactive signals should be used, such as that produced by an anemometer placed on the *nacelle*.

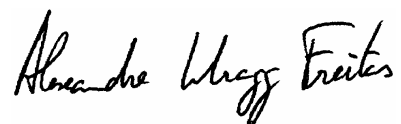
Agradecimentos

Gostaria de agradecer aos orientadores desta tese, Professor Fernando Gomes de Almeida e Professor José Laginha Palma, todo o apoio prestado na sua elaboração, e sobretudo a oportunidade que me concederam de me dedicar a um assunto tão complexo, tão transdisciplinar, tão interessante e tão relevante como o do controlo dos aerogeradores.

Um obrigado especial ao Professor José Laginha Palma e à Universidade do Porto pela bolsa de investigação que financiou a minha actividade e permitiu que dedicasse a ela a atenção que merece.

Obrigado ao Professor Álvaro Rodrigues pelos documentos facultados e demais apoio prestado na fase de parametrização do modelo do aerogerador. Obrigado também ao Eng. Carlos Rodrigues e ao Eng. Carlos Santos pelo apoio prestado no acesso aos dados de vento real.

Esta tese representa o culminar de um processo de aprendizagem e capacitação com um profundo significado para mim em termos profissionais e pessoais. Assim, não posso deixar de agradecer também a todos quantos me apoiaram logística e financeiramente, e a todos quantos me deram alento e motivação. A todos um grande e sincero obrigado.



Índice de conteúdo

INTRODUÇÃO	1
1.1 HISTÓRIA.....	1
1.2 FUNCIONAMENTO DE UM AEROGERADOR.....	3
1.2.1 Rotor	4
1.2.2 Gerador.....	8
1.2.3 Transmissão.....	10
1.2.4 Torre	12
1.2.5 Outros elementos	12
1.3 AEROGERADORES DE BAIXA POTÊNCIA – CONTRACORRENTE?	13
1.4 VARIAÇÃO DO PASSO NOS AEROGERADORES.....	15
1.5 ESTADO DA ARTE	19
1.6 CONTEXTO.....	20
1.6.1 Projecto UNIVENTO	20
1.6.2 Características do aerogerador considerado	21
1.7 OBJECTIVOS.....	22
1.8 DESENVOLVIMENTO DA TESE E ESTRUTURA DO RELATÓRIO.....	22
MODELO DINÂMICO	25
2.1 AERODINÂMICA	25
2.1.1 BEM – Blade Element Momentum Theory e o algoritmo de base.....	25
2.1.2 Pressupostos da análise	30
2.1.3 Adaptação do algoritmo para valores elevados do factor de indução axial.....	32
2.1.4 Convergência do algoritmo.....	34
2.1.5 Comportamento do modelo aerodinâmico do rotor.....	35
2.1.6 Inclusão da aerodinâmica no modelo global da turbina.....	40
2.2 RESTANTES DINÂMICAS	42
2.2.1 Cadeia de transmissão e gerador	42
2.2.2 Torre	49
2.2.3 Mecanismo de variação do passo	53
2.3 MODELO DINÂMICO GLOBAL.....	56
2.4 PARAMETRIZAÇÃO DO MODELO GLOBAL	58
2.4.1 Raio Mínimo e Máximo das Pás	59
2.4.2 Tip Speed Ratio e velocidade angular da turbina	61
2.4.3 Coeficientes de Sustentação e de Arrasto.....	61
2.4.4 Forma das Pás.....	67
2.4.5 Cadeia de transmissão	70
2.4.6 Torre	75
2.4.7 Mecanismo de variação do passo	76
2.4.8 Quadro resumo dos valores dos parâmetros do modelo global.....	77
COMPORTAMENTO ESTÁTICO E DINÂMICO DO MODELO.....	79
3.1 COMPORTAMENTO ESTÁTICO DO MODELO GLOBAL	80
3.2 COMPORTAMENTO DINÂMICO DOS COMPONENTES DO MODELO GLOBAL	88
3.2.1 Mecanismo de variação do passo	88
3.2.2 Torre	90
3.2.3 Cadeia de transmissão e gerador	92
3.3 COMPORTAMENTO DINÂMICO DO MODELO GLOBAL	94
3.4 CONCLUSÕES	98
DESENVOLVIMENTO DO CONTROLADOR	101
4.1 INTRODUÇÃO	101

4.1.1	<i>Síntese de objectivos e metodologia</i>	101
4.1.2	<i>Controladores PID</i>	102
4.1.3	<i>Simplificação do bloco ‘aerodinâmica’</i>	106
4.1.4	<i>Limitação do ganho derivativo</i>	107
4.1.5	<i>Estratégia anti wind-up</i>	108
4.2	SÍNTESE EMPÍRICA DE CONTROLADOR PID DE GANHOS FIXOS	110
4.2.1	<i>Método Ziegler-Nichols</i>	110
4.2.2	<i>Método CHR – Chien, Hrones, Reswick</i>	112
4.2.3	<i>Posicionamento do ponto crítico</i>	113
4.2.4	<i>Método de Cohen-Coon</i>	114
4.2.5	<i>Análise preliminar de resultados</i>	115
4.2.6	<i>Mapas de sintonização</i>	118
4.2.7	<i>Resultados e conclusões</i>	122
4.3	SÍNTESE SEMI-EMPÍRICA DE CONTROLADOR PID DE GANHOS VARIÁVEIS	125
4.3.1	<i>Determinação da função de transferência do sistema a controlar</i>	125
4.3.2	<i>Análise da função de transferência do sistema a controlar</i>	129
4.3.3	<i>Implementação do controlador</i>	131
4.3.4	<i>Resultados</i>	136
	CONCLUSÃO	141
	REFERÊNCIAS CITADAS	147
	ANEXOS	149
A.	ALGORITMO DA AERODINÂMICA DO ROTOR	149
B.	COEFICIENTES DE ARRASTO E SUSTENTAÇÃO	152
C.	VALORES DE REGIME PERMANENTE	153
D.	APROXIMAÇÃO POLINOMIAL DA FUNÇÃO NÃO LINEAR DA AERODINÂMICA	155
E.	CONDIÇÕES DE VENTO E RESULTADOS DOS CONTROLADORES	160

Índice de figuras

Figura 1 – Exemplos de usos tradicionais da energia eólica.....	1
Figura 2 – Evolução da potência instalada na União Europeia.	2
Figura 3 – <i>Nacelle</i> de uma turbina eólica.	3
Figura 4 – Forças aerodinâmicas na pá (I).	5
Figura 5 – Forças originadas pelo vento no rotor.	5
Figura 6 – <i>Twist</i> de uma pá.	6
Figura 7 – Relação entre C_p máximo e λ na fase de design.....	8
Figura 8 – Perfil típico das curvas dos coeficientes de sustentação e arrasto (C_L e C_D).	16
Figura 9 – Controlo activo e passivo de potência.	16
Figura 10 – Controlo activo de <i>pitch</i> e de <i>stall</i>	17
Figura 11 – Algoritmo de controlo de <i>pitch</i> no protótipo do projecto UNIVENTO.	21
Figura 12 – Velocidade do vento relativamente à pá.	27
Figura 13 – Forças aerodinâmicas na pá (II).	28
Figura 14 – <i>Momentum theory</i>	29
Figura 15 – Diferença entre dT_{be} e dT_m para diversos valores de a num segmento de pá.....	32
Figura 16 – Divergência no algoritmo base.....	33
Figura 17 – Processo iterativo para $a > 0,4$	35
Figura 18 – Curva C_p - λ para diversos números de pás (B).....	36
Figura 19 – Superfície $Pot_r-(\Omega-U_1)$	37
Figura 20 – Curvas de nível $Pot_r-(\Omega-U_1)$	38
Figura 21 – Superfície $Pot_r-(\beta_0-U_1)$	39
Figura 22 – Curvas de nível $Pot_r-(\beta_0-U_1)$	40
Figura 23 – Concretização em Simulink do bloco respeitante à aerodinâmica do rotor.....	41
Figura 24 – Comparação entre dados de C_p medidos e calculados.	41
Figura 25 – Aspecto típico de uma cadeia de transmissão de um aerogerador de eixo horizontal.	42
Figura 26 – Modelo da cadeia de transmissão e do gerador adoptado.	43
Figura 27 – Variação da potência activa do gerador (Pot_g) [MW] com o slip (s) num gerador assíncrono de 1MW.	45
Figura 28 – Aspecto de uma relação Pot_g - s real e da respectiva relação modelada.	47
Figura 29 – Modelo da cadeia de transmissão e do gerador em Simulink.....	48
Figura 30 – Sub-sistema do modelo da cadeia de transmissão e do gerador em Simulink.....	48
Figura 31 – Modelo adoptado para a torre.	50
Figura 32 – Modelo da torre em Simulink.	52
Figura 33 – Mecanismo de variação do passo conjunto com actuador na <i>nacelle</i>	54
Figura 34 – Mecanismo de variação do passo individual com actuadores hidráulicos no <i>hub</i>	54
Figura 35 – Aspecto do modelo do mecanismo de variação do passo inicialmente adoptado.	55
Figura 36 – Aspecto do modelo do mecanismo de variação do passo com limitação de aceleração e de deslocamento angular.	56
Figura 37 – Modelo global do sistema a controlar.....	56
Figura 38 – Modelo global do sistema incluindo controlador para regulação de potência.....	57
Figura 39 – Relações de causalidade na parametrização do modelo global.	58
Figura 40 – Relação entre a velocidade do vento de <i>design</i> e a velocidade do vento média anual no local de instalação para turbinas com controlo activo de <i>pitch</i>	59
Figura 41 – Raios mínimo e máximo da pá.	60
Figura 42 – Forma do perfil alar NACA 4412.....	62
Figura 43 – Relação entre α e C_D para todos os números de Reynolds.....	63
Figura 44 – Relação entre α e C_L para três números de Reynolds.	65
Figura 45 – Comparação da curva C_L - α adoptada com uma curva obtida experimentalmente para $Re = 95000$	66
Figura 46 – Comparação da curva C_D - α adoptada com uma curva obtida experimentalmente para $Re = 95000$	66

Figura 47 – Comparação da curva $C_L-\alpha$ adoptada com uma curva obtida experimentalmente para $Re = 3.000.000$.	66
Figura 48 – Ângulo de <i>twist</i> adoptado para as pás.	67
Figura 49 – Corda adoptada para as pás.	68
Figura 50 – Curva $C_p-\lambda$ do aerogerador.	70
Figura 51 – Binário aerodinâmico (após perdas) em função do ângulo de <i>pitch</i> e da velocidade do vento, considerando $\Omega = 6,73$ rad/s – I.	80
Figura 52 – Binário aerodinâmico (após perdas) em função do ângulo de <i>pitch</i> e da velocidade do vento – II.	81
Figura 53 – <i>Thrust</i> em função do ângulo de <i>pitch</i> e da velocidade do vento.	81
Figura 54 – Potência do aerogerador em função do ângulo de <i>pitch</i> e da velocidade do vento.	82
Figura 55 – Gama de valores de velocidade do vento e ângulo de <i>pitch</i> de funcionamento normal do aerogerador e pontos seleccionados para análise de resposta de frequência do sistema.	83
Figura 56 – Factores de indução axial (a) e tangencial (a') para $\beta_0 = 0$ e três valores da velocidade do vento.	85
Figura 57 – Ângulo de ataque para $\beta_0 = 0$ e três valores da velocidade do vento.	86
Figura 58 – Resposta do mecanismo de variação de <i>pitch</i> a um degrau unitário.	89
Figura 59 – Resposta do mecanismo de variação de passo a um sinal de referência sinusoidal.	89
Figura 60 – Relação entre a amplitude de oscilação de β_{0-ref} e a frequência à qual o limite de aceleração se começa a fazer sentir no comportamento do mecanismo de variação do passo.	90
Figura 61 – Resposta da torre (ângulo de inclinação γ) a um degrau unitário no <i>thrust</i> .	91
Figura 62 – Diagrama de Bode para a resposta em frequência da torre.	91
Figura 63 – Variação na velocidade de rotação do gerador causada por uma variação instantânea de 10 Nm no binário aplicado ao veio de baixa velocidade.	92
Figura 64 - Evidência do comportamento de ressonância da cadeia de transmissão no domínio temporal.	94
Figura 65 – Resposta do sistema a duas entradas em degrau de β_0 partindo de duas condições de funcionamento distintas.	94
Figura 66 – Resposta do sistema no domínio temporal a partir do ponto de funcionamento 1.	95
Figura 67 – Diagrama de Bode de respostas do sistema a partir de diversos pontos de funcionamento.	96
Figura 68 – Diagrama de Nyquist para as respostas do sistema a partir dos pontos e nas condições consideradas na Figura 67.	97
Figura 69 – Frequências críticas para o trabalho.	99
Figura 70 – Modelo global do sistema incluindo controlador para regulação de potência.	102
Figura 71 – Efeito dos ganhos proporcional, integral e derivativo nos pontos próximos do ponto de cruzamento de fase no diagrama de Nyquist.	105
Figura 72 – Resposta em frequência do sistema original e do sistema simplificado sujeitos a uma entrada sinusoidal do ângulo de <i>pitch</i> .	107
Figura 73 – Aspecto do controlador PID utilizado.	108
Figura 74 – Exemplo de resposta de um controlador PI sem estratégia de anti <i>wind-up</i> .	109
Figura 75 – Exemplo de resposta de um controlador PI com estratégia de anti <i>wind-up</i> .	110
Figura 76 – Caracterização da resposta de um sistema a um degrau unitário na sua referência conforme o método de Ziegler-Nichols.	111
Figura 77 – Determinação dos parâmetros de sintonização do controlador PID a partir da resposta do sistema a um degrau.	113
Figura 78 – Caracterização da resposta de um sistema a um degrau unitário na sua referência conforme o método de Cohen-Coon.	115
Figura 79 – Resposta instável ao degrau (de 12 para 13 m/s) do sistema com controlador sintonizado por Ziegler-Nichols para baixas velocidades de vento.	116
Figura 80 – Resposta estável ao degrau (de 12 para 13 m/s) do sistema com controlador sintonizado por CHR (sem <i>overshoot</i>) para baixas velocidades de vento.	116
Figura 81 – Resposta a condições de vento real do sistema com controlador sintonizado pelo método CHR para baixas velocidades.	117
Figura 82 – Resposta a condições de vento real do sistema com controlador sintonizado pelo método CHR para altas velocidades.	118
Figura 83 – Mapa de sintonização do controlador.	119
Figura 84 – Efeito da variação da constante de tempo do termo derivativo do controlador PID na resposta a um degrau na velocidade do vento.	119

Figura 85 – Comparação do desempenho do sistema com controladores sintonizados através de mapas de sintonização e através do método CHR sob vento real forte.	121
Figura 86 – Resposta do sistema com sintonização 1A (ver Tabela 17) a uma rampa e um degrau na velocidade do vento.	122
Figura 87 – Respostas do sistema com sintonizações 1A e 2C (ver Tabela 17) a um degrau na velocidade do vento partindo de duas situações iniciais distintas.	123
Figura 88 – Exemplo de resposta do sistema em condições de vento real forte com controlador sintonizado para vento fraco (sintonização 2C).	123
Figura 89 – Exemplo de início de fenómeno de instabilidade. Detalhe da resposta do sistema ilustrada na Figura 88.	124
Figura 90 – Esquema do sistema controlado em malha fechada.	126
Figura 91 – Diagrama de blocos do sistema a controlar.	128
Figura 92 – Evolução das derivadas parciais a , b , c e d com o valor do ângulo de <i>pitch</i> assumindo a manutenção da potência em regime permanente em 100 kW.	129
Figura 93 – Diagramas de Bode do termo X da função de transferência global para diversos valores de β_0	130
Figura 94 – Lugar de raízes do termo $(N_1N_2)/(D_1D_2)$ da função de transferência global.	131
Figura 95 – Valores de β_0 óptimos para velocidades do vento inferiores a 11,6 m/s.	132
Figura 96 – Desperdício de potência eléctrica gerada em função da velocidade do vento para diversos valores de $\beta_{0-\min}$	132
Figura 97 – Efeito da imposição de um valor mínimo para o ângulo de <i>pitch</i> na curva de potência em função da velocidade do vento.	133
Figura 98 – Diagrama de blocos simplificado do sistema controlado em malha fechada.	133
Figura 99 – Aspecto do controlador PID implementado com ganhos variáveis, limitação do ganho derivativo e dispositivo anti <i>wind-up</i>	135
Figura 100 – Lugar de raízes do sistema controlado apenas com ganho proporcional para $\beta_0 = 0,1^\circ$	136
Figura 101 – Lugar de raízes do sistema controlado apenas com ganho proporcional para $\beta_0 = 0,2^\circ$	137
Figura 102 – Lugar de raízes do sistema controlado apenas com ganho proporcional para $\beta_0 = 5^\circ$	137
Figura 103 – Exemplo de comportamento do sistema com o melhor controlador determinado empiricamente e sem limitação de aceleração angular das pás.	138
Figura 104 – Exemplo de comportamento do sistema com o melhor controlador, com limitação de aceleração angular das pás.	140
Figura 105 – Fluxograma simplificado do algoritmo de determinação de Q e T	150
Figura 106 – Fluxograma simplificado do algoritmo de determinação das contribuições (dQ_{be} e dT_{be}) de cada segmento para Q e T	151
Figura 107 – Aspectos dos sinais de vento fraco tipo A, B e C.	160
Figura 108 – Aspecto dos sinais de vento forte tipo A, B e C.	161
Figura 109 – Local de recolha dos dados de vento.	161
Figura 110 – Aspecto do sinal de vento misto tipo C.	162
Figura 111 – Morfologia do terreno de recolha dos dados de vento.	162

Índice de tabelas

Tabela 1 – Características do aerogerador considerado.	22
Tabela 2 – Dados de C_L e C_D recolhidos	63
Tabela 3 – Pontos de máximo e mínimo C_L para diferentes números de Reynolds.	64
Tabela 4 – Ângulo de ataque óptimo e respectiva relação C_L/C_D para diversos Re	65
Tabela 5 – Ângulos de <i>twist</i> (β) e cordas (c) dos 15 segmentos das pás.	69
Tabela 6 – Características de motores assíncronos com 2 pares de pólos.	71
Tabela 7 – Momentos de inércia axiais de rotores de turbinas com diferentes raios.	73
Tabela 8 – Rigidez torsional de diversos acoplamentos compatíveis com os binários do trabalho.	74
Tabela 9 – Valores adoptados para os parâmetros do modelo global.....	78
Tabela 10 – Ganhos estáticos do sistema em diversos pontos de funcionamento normal.	83
Tabela 11 – Dados relativos a cada um dos 15 segmentos da pá em condições de funcionamento de <i>design</i>	84
Tabela 12 – Valores de regime permanente para diversas condições de funcionamento.	87
Tabela 13 – Características de resposta da cadeia de transmissão a entradas em degrau de 10 e 1000 Nm (Q_1) em diferentes pontos de funcionamento.	93
Tabela 14 - Características de resposta do sistema a controlar a entradas em degrau no ângulo de <i>pitch</i> e na velocidade do vento em diferentes pontos de funcionamento.....	95
Tabela 15 – Parâmetros do controlador segundo diversos métodos de sintonização.	115
Tabela 16 – Índices de desempenho do sistema com diversas sintonizações do controlador sob condições de vento real forte.....	120
Tabela 17 – Índices de desempenho do sistema com diversas sintonizações do controlador sob condições de vento real fraco.	121
Tabela 18 – Comparação entre os ganhos proporcionais do controlador PID segundo métodos de sintonização empírica e segundo análise da função de transferência.....	134
Tabela 19 – Parametrização do controlador.	136
Tabela 20 – Comparação do desempenho do sistema, em diversas condições de vento, com controlador de ganhos variáveis e com o melhor controlador de ganhos fixos em cada situação (as comparações só são válidas para cada condição).....	139
Tabela 21 – Relações entre C_D e α	152
Tabela 22 – Relações entre C_L , α e Re	152
Tabela 23 – Relações entre os parâmetros auxiliares da Tabela 22 e α e Re	152
Tabela 24 – Q em função de Ω e do modo de funcionamento do aerogerador.	153
Tabela 25 – Valores das variáveis em regime permanente em função de T , Q_{ss} e Ω_{ss}	154
Tabela 26 – Valores dos parâmetros da equação 93.....	155
Tabela 27 – Erros relativos (em percentagem) na aproximação de T_1 por f_3 para U_1 inferior ou igual a 15 m/s.	156
Tabela 28 – Erros relativos (em percentagem) na aproximação de T_1 por f_3 para U_1 superior ou igual a 16 m/s.	157
Tabela 29 – Erros relativos (em percentagem) na aproximação de Q_1 por f_1 e f_2 para U_1 inferior ou igual a 15 m/s.	158
Tabela 30 – Erros relativos (em percentagem) na aproximação de Q_1 por f_1 e f_2 para U_1 superior ou igual a 16 m/s.	159
Tabela 31 – Condições de vento utilizadas nas experiências dos controladores.	163
Tabela 32 – Valores dos ganhos do controlador PID nas diversas sintonizações.	163
Tabela 33 – Resultados dos ajustes na sintonização do PID de ganhos variáveis.....	164
Tabela 34 – Resultados das diversas sintonizações em vento fraco.....	164
Tabela 35 – Resultados das diversas sintonizações em vento forte.....	165
Tabela 36 – Resultados das melhores sintonizações em vento misto.....	165

Nomenclatura

α	– ângulo de ataque
φ	– ângulo de incidência do vento face ao plano de rotação do rotor
γ	– ângulo de inclinação da torre
β	– ângulo de <i>twist</i>
ζ	– coeficiente de amortecimento
ω	– frequência de um sinal periódico
ρ	– massa volúmica do ar
λ	– <i>tip speed ratio</i>
Ω	– velocidade de rotação do rotor da turbina
μ	– viscosidade dinâmica do ar
β_0	– ângulo de <i>pitch</i> ou de calagem
$\ddot{\beta}_{0-\max}$	– aceleração máxima do ângulo de <i>pitch</i>
$\beta_{0-\min}$	– ângulo de <i>pitch</i> de referência mínimo
$\beta_{0-\text{ref}}$	– ângulo de <i>pitch</i> de referência
θ_1	– posição angular do veio de baixa velocidade
θ_2	– posição angular do veio de saída do multiplicador
θ_3	– posição angular do veio de alta velocidade e do rotor do gerador
θ_4	– ângulo de torção de um veio por unidade de comprimento
ϕ_b	– atraso de fase do ponto crítico (cruzamento de fase) após reposicionamento
ω_e	– velocidade de rotação da esteira do aerogerador
η_g	– rendimento global do gerador
η_m	– rendimento global do multiplicador
$\tau_{\max}$	– tensão de corte máxima
$\sigma_{\max}$	– tensão normal máxima
ω_n	– frequência natural não amortecida
η_q	– factor de perdas do binário aerodinâmico
ω_q	– frequência de quebra
ω_r	– frequência de ressonância
η_t	– factor de perdas do <i>thrust</i> aerodinâmico
ρ_t	– massa volúmica do material da torre
ω_u	– frequência correspondente ao ponto crítico (cruzamento de fase)
A	– amplitude de um sinal periódico
a	– factor de indução axial (ou derivada de Q_l relativamente a β_0 , no capítulo 4)
a'	– factor de indução tangencial
A_a	– área de um anel do rotor da turbina
A_r	– área total do rotor
A_s	– área de um segmento da pá
b	– derivada de Q_l relativamente a U_l
B	– número de pás no rotor da turbina
b_γ	– coeficiente de atrito viscoso do modelo da torre
b_1	– coeficiente de atrito viscoso no veio de baixa velocidade
b_3	– coeficiente de atrito viscoso no gerador
BEM	– teoria de elementos de pá/quantidade de movimento (<i>blade element momentum theory</i>)
BET	– teoria de elementos de pá (<i>blade element theory</i>)
c	– corda de um segmento da pá (ou derivada de T_l relativamente a β_0 , no capítulo 4)
C_D	– coeficiente de arrasto
C_L	– coeficiente de sustentação
C_P	– coeficiente de performance
C_T	– coeficiente de <i>thrust</i>

d	– derivada de T_1 relativamente a U_1
D	– diâmetro do rotor do gerador
dQ_{be}	– contribuição para o binário dum segmento de acordo com a BET
dr	– comprimento (envergadura) de um segmento da pá
dT_{be}	– força axial num segmento da pá de acordo com a BET
dT_m	– força axial num segmento da pá de acordo com a MT
e	– erro (diferença entre Pot_{ref} e Pot)
E	– módulo de flexibilidade
F	– factor de perdas nas pontas das pás
f_1	– polinómio aproximativo para Q_1 para vento fraco
f_2	– polinómio aproximativo para Q_1 para vento forte
f_3	– polinómio aproximativo para T_1
F_A	– força axial
F_D	– força de arrasto
F_L	– força de sustentação
F_T	– força tangencial
FT_β	– função de transferência do mecanismo de variação do passo
FT_t	– função de transferência da dinâmica da torre
FT_{tg}	– função de transferência da cadeia de transmissão e do gerador
g	– constante de aceleração gravítica
G	– módulo de rigidez ao corte
H	– altura da torre
h	– declive da resposta do sistema a um degrau para sintonização do controlador PID
I	– momento de inércia [m^4]
i	– relação de transmissão do multiplicador
J'_1	– inércia do rotor da turbina, desprezando a contribuição do <i>hub</i>
J_1	– inércia do rotor da turbina e do veio de baixa velocidade
J_g	– inércia do rotor do gerador, do veio de alta velocidade e do travão
k	– constante genérica (ou ganho do controlador PID, no capítulo 4)
k_γ	– constante elástica da mola de torção do modelo da torre
k_{23}	– constante elástica da mola de torção da cadeia de transmissão
k_d	– ganho derivativo do controlador PID
k_g	– constante de proporcionalidade entre Q_e e s
k_i	– ganho integral do controlador PID
k_p	– ganho proporcional do controlador PID
k_{mf}	– ganho estático do sistema controlado em malha fechada
k_{ss}	– ganho estático do modelo dinâmico da torre (ou ganho estático do sistema a controlar, no capítulo 4)
k_u	– ganho do ponto crítico (cruzamento de fase)
L	– comprimento do rotor do gerador (ou atraso temporal na resposta do sistema a um degrau para a sintonização do controlador PID, no capítulo 4)
$\dot{m}$	– caudal mássico de ar através do rotor da turbina
m_n	– massa da <i>nacelle</i> e do rotor da turbina
M_r	– pico de ressonância
m_t	– massa da torre
M_t	– momento torsor
MT	– teoria da quantidade de movimento ou de Betz (<i>momentum theory</i>)
n	– velocidade de rotação do rotor do gerador
n_p	– número de segmentos de pá
n_s	– velocidade de rotação do campo magnético do estator (velocidade de rotação síncrona)
p_1	– pressão do ar antes da influência do aerogerador
p_2	– pressão do ar imediatamente antes da passagem no rotor
p_3	– pressão do ar imediatamente após a passagem no rotor
p_4	– pressão do ar após a influência do aerogerador
p_{ij}	– coeficiente do j -ésimo termo do polinómio f_i
Pot	– potência eléctrica do gerador (após perdas no gerador)
Pot_1	– potência disponível no veio da turbina (após perdas no rotor)
Pot_g	– potência eléctrica do gerador (antes de perdas no gerador)
Pot_n	– potência eléctrica nominal do gerador
Pot_r	– potência disponível no veio da turbina (antes de perdas no rotor)

Pot_{ref}	– potência de referência
Q	– binário aerodinâmico no rotor da turbina
Q_1	– binário aplicado no veio de baixa velocidade (binário aerodinâmico após perdas)
Q_e	– binário eléctrico do gerador
Q_{e-sat}	– binário eléctrico de saturação do gerador
Q_r	– binário aplicado no rotor do gerador
r	– raio médio de um segmento da pá
r_b	– ganho do ponto crítico (cruzamento de fase) após reposicionamento
Re	– número de Reynolds
R_{max}	– raio máximo das pás
R_{min}	– raio mínimo das pás
R_t	– raio exterior da torre
r_t	– raio interior da torre
R_v	– raio exterior de um veio
r_v	– raio interior de um veio oco
s	– escorregamento do gerador (<i>slip</i>) (ou variável complexa de Laplace em funções de transferência)
s_n	– escorregamento nominal do gerador
T	– <i>thrust</i> (força axial) antes de perdas (ou constante de tempo do dispositivo anti <i>wind-up</i> , no capítulo 4)
T_1	– <i>thrust</i> (força axial) após perdas
T_d	– constante de tempo do termo derivativo do controlador PID
T_i	– constante de tempo do termo integral do controlador PID
T_u	– período de oscilação correspondente ao ponto crítico (cruzamento de fase)
U_0	– velocidade não perturbada do vento relativamente ao chão
U_1	– velocidade não perturbada do vento relativamente à <i>nacelle</i>
U_2	– velocidade axial do vento imediatamente antes do rotor
U_3	– velocidade axial do vento imediatamente após o rotor (igual a U_2)
U_4	– velocidade do vento na esteira afastada
$U_{pá}$	– velocidade tangencial da pá
U_{rel}	– velocidade do vento relativamente às pás
U_{torre}	– velocidade do topo da torre
v	– tempo de subida na resposta a um degrau para sintonização do controlador PID
x	– deslocamento axial do topo da torre
x_{ss}	– deslocamento axial do topo da torre em regime permanente

Capítulo 1

Introdução

1.1 História

A energia eólica tem sido utilizada através dos milénios, por diversas civilizações, e em diversos locais através de mecanismos não muito distintos dos moinhos de vento que actualmente ainda se utilizam para bombear a água e para moer grãos de cereais (ver Figura 1).



Figura 1 – Exemplos de usos tradicionais da energia eólica: moinho holandês para drenagem, moinho português de moagem, moinho agrícola de bombagem (usualmente designado de estilo americano).

Alguns desses mecanismos não sofreram praticamente qualquer evolução até aos nossos dias, como é o caso do moinho de vento fixo, cujo rotor é orientado de acordo com a direcção dos ventos predominantes (ver Figura 1 ao centro). No entanto, à medida que a técnica foi evoluindo, também alguns destes dispositivos foram integrando sistemas que lhes permitiam acompanhar a direcção do vento ou posicionar-se perpendicularmente a ele no caso de ventos muito fortes.

Até ao domínio da transformação e distribuição da electricidade nos finais do séc.XIX, a energia mecânica resultante da conversão da energia eólica era utilizada prontamente, no próprio local, para a realização de trabalho mecânico. As aplicações mais usuais eram, conforme já referido, a bombagem de água para

irrigação ou para drenagem e a moagem de grãos para produção de farinhas. No entanto, pouco tempo foi necessário até surgirem as primeiras turbinas eólicas¹ aplicadas à geração de energia eléctrica. Entre 1891 e 1918 foram montadas na Dinamarca mais de 100 turbinas com potências nominais entre os 20 e os 35kW (Manwell, et al., 2002, página 15).

Apesar de se terem verificado diversos desenvolvimentos teóricos e práticos relacionados com a transformação da energia eólica ao longo do séc.XX, o interesse prático na aplicação em maior escala desse conhecimento nunca foi muito elevado. Foram tempos áureos para as fontes de energia não renováveis, nomeadamente os combustíveis fósseis e a energia nuclear. Enquanto a humanidade se maravilhava com as enormes potências das centrais termoeléctricas e nucleares, esquecia-se dos seus efeitos de longo prazo a nível planetário e esquecia-se também do enorme potencial das fontes de energia renováveis, olhadas por muitos com bastante cepticismo.

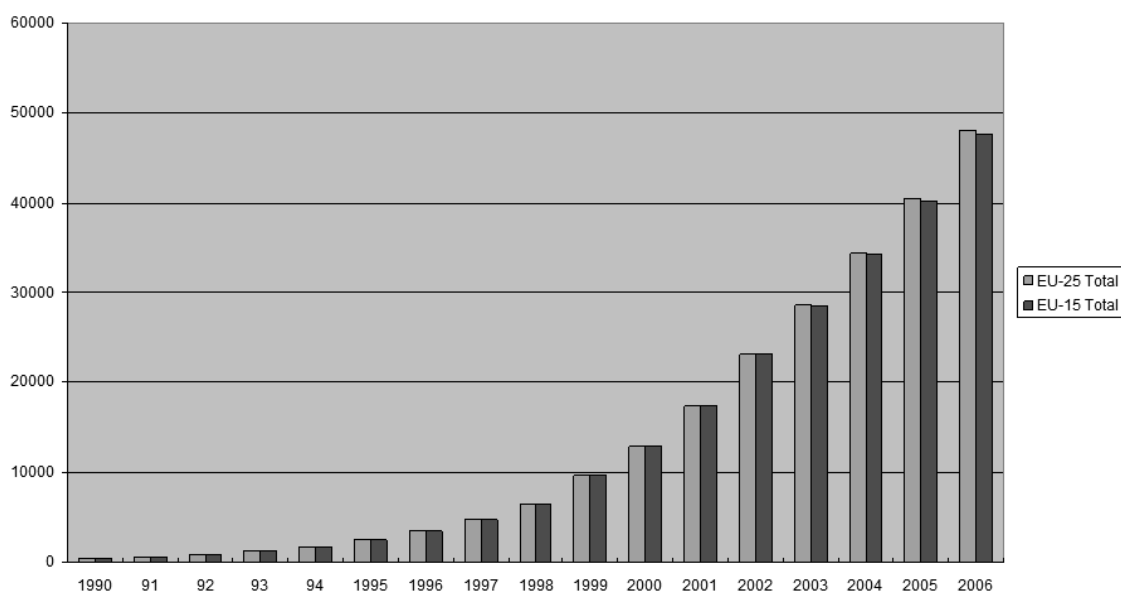


Figura 2 – Evolução da potência instalada (em MW) na União Europeia. Fonte: European Wind Energy Association – www.ewea.org.

A primeira razão, em termos históricos, para o recrudescimento da geração eléctrica a partir da energia eólica foi económica, nomeadamente a crise nos mercados petrolíferos de 1973. Por essa altura, o móbil seria não só o aumento no preço dos combustíveis fósseis, mas também o receio da sua extinção num futuro não tão distante (Burton, 2001, página 4). Só mesmo no final do século passado as questões ambientais relacionadas com o aumento dos gases de efeito de estufa passaram a entrar na agenda política. A energia eólica passou então a ser encarada não só como um recurso de aproveitamento técnica e economicamente viável, mas

¹ O termo “turbina eólica” põe a tónica no componente que transforma a energia cinética do vento em energia mecânica, enquanto o termo “aerogerador”, mais completo, indica a geração de energia eléctrica a partir da energia do vento. No entanto, ambos os termos serão utilizados indistintamente ao longo deste relatório.

cuja transformação era quase completamente limpa, isto é, isenta de emissões de CO₂ ou outros gases de efeito de estufa para a atmosfera².

Em 1997 a Comissão Europeia publicou directivas no sentido de aumentar a quota das energias renováveis no consumo total, contribuindo a energia eólica com um aumento da potência instalada de 2,5GW em 1995 para 40GW em 2010 (Burton, 2001, página 5). De então para cá a instalação de turbinas eólicas na Europa, o mercado líder a nível mundial, não tem parado de aumentar, tendo o objectivo de 40GW sido já alcançado em 2005 (ver Figura 2). Actualmente, o objectivo traçado para 2010 pela European Wind Energy Association é de 80GW.

A instalação de turbinas eólicas em Portugal tem também aumentado significativamente desde a viragem do século. Segundo dados da European Wind Energy Association, a potência instalada em Portugal representava 2,5% da potência total europeia em 2005 e 3,5% em 2006. Estes números colocam Portugal no conjunto dos 10 países com maior potência instalada a nível mundial.

1.2 Funcionamento de um aerogerador

Os aerogeradores actuais possuem todos um aspecto muito semelhante, sendo constituídos por uma torre cónica metálica, um rotor com três pás (embora raramente se encontrem rotors com outro número de pás) e uma caixa onde estão alojados os dispositivos que permitem converter a energia mecânica do rotor em energia eléctrica, assim como os dispositivos de controlo e segurança da turbina. A esta caixa dá-se usualmente o nome de *nacelle* (ver Figura 3).

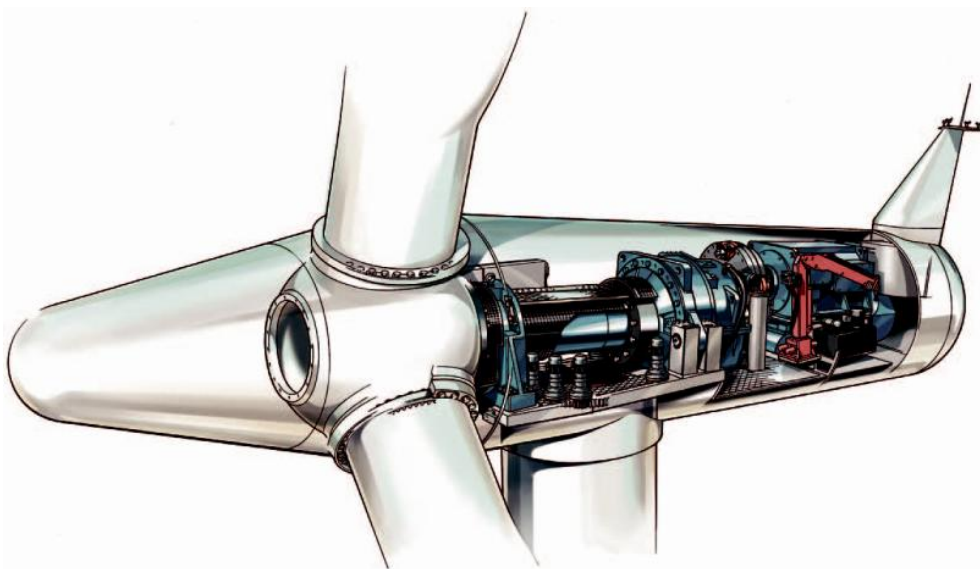


Figura 3 – Nacelle de uma turbina eólica.

² Será sempre necessário considerar a produção de gases de efeito de estufa aquando da produção, instalação, manutenção e desactivação da turbina.

1.2.1 Rotor

O rotor da turbina é a parte responsável pela transformação da energia eólica em energia mecânica, a qual será transmitida aos restantes elementos da turbina sob a forma de um binário a uma determinada velocidade de rotação. O veio responsável pela transmissão desta potência é denominado veio de baixa velocidade, por oposição ao veio de alta velocidade que se encontra entre a caixa multiplicadora e o gerador. Nas maiores turbinas actualmente instaladas os binários transmitidos chegam a ultrapassar os 500 kNm, o que implica veios de dimensão considerável.

Uma das formas de classificação das turbinas tem a ver com os conceitos de arrasto (*drag*) e sustentação (*lift*). As turbinas serão então classificadas em turbinas de arrasto ou de sustentação conforme o tipo de força que mais contribui para o binário do rotor. As turbinas actuais de três pás são todas de sustentação. As pás possuem perfis aerodinâmicos semelhantes aos perfis das asas de avião, com o objectivo de aumentar ao máximo o rácio entre o coeficiente de sustentação (C_L) e o coeficiente de arrasto (C_D). Estes coeficientes são definidos da seguinte forma:

$$C_L = \frac{F_L}{\frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 A_s} \quad (\text{Eq. 1})$$

$$C_D = \frac{F_D}{\frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 A_s} \quad (\text{Eq. 2})$$

Sendo:

ρ – massa volúmica do ar

U_{rel} – velocidade do vento relativamente à pá

A_s – área do segmento alar: produto da corda (c) pela sua envergadura (dr)

F_L – força de sustentação no segmento

F_D – força de arrasto no segmento

É possível definir estes coeficientes a partir das forças por unidade de comprimento de envergadura da asa. Nesse caso, a área no denominador (A_s) é substituída pelo comprimento da corda da asa (c).

As forças de sustentação e de arrasto são definidas perpendicularmente e paralelamente à direcção do vento, respectivamente. A velocidade do vento relativamente à pá (U_{rel}) pode ser entendida como a diferença vectorial entre a velocidade axial³ do vento no rotor (U_2) e a velocidade tangencial da pá ($U_{pá}$) – ver Figura 4. As forças de arrasto e de sustentação podem ser decompostas segundo as direcções axial e tangencial, dando origem a uma força que tende a empurrar a pá para fora do plano de rotação do rotor (força axial – F_A) e outra força que irá contribuir para o binário total do rotor (força tangencial – F_T) – ver

³ O adjectivo “axial” servirá para qualificar entidades (forças, velocidades, etc.) paralelas ao eixo de rotação da turbina.

Figura 5. O somatório⁴ de todas as forças axiais (F_A) de todas as pás irá ser designado por *thrust* e representado por T . O somatório⁵ de todas as forças tangenciais (F_T) multiplicadas pelo respectivo raio (r) irá ser designado de binário aerodinâmico e será representado por Q .

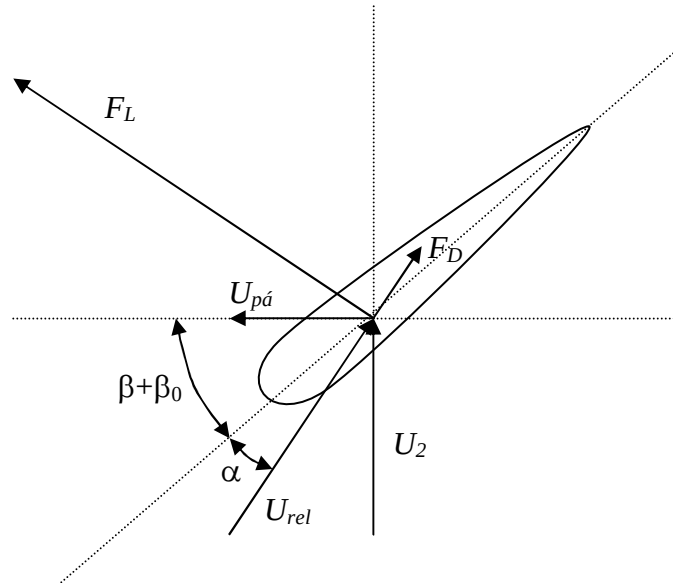


Figura 4 – Forças aerodinâmicas na pá (I).

O ângulo α , definido entre a direcção relativa do vento e a linha de corda da asa é denominado ângulo de ataque. Os coeficientes C_D e C_L são normalmente definidos experimentalmente em túneis de vento para diversos valores de Re ⁶ e para diversos ângulos de ataque.

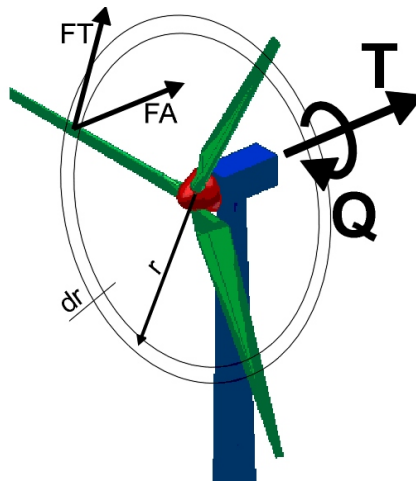


Figura 5 – Forças originadas pelo vento no rotor.

⁴ Ou o integral, numa versão contínua: $\int dF_A = T$.

⁵ Ou o integral, numa versão contínua: $\int r \cdot dF_T = Q$.

⁶ Re – número de Reynolds, definido como $\rho UL/\mu$, sendo ρ a massa volúmica do ar, μ a viscosidade dinâmica do ar, U a velocidade do ar e L um comprimento característico, que neste caso será a corda da asa (c).

O ângulo β_0 é o ângulo de rotação de toda a pá em torno do seu eixo longitudinal. Na literatura este ângulo é muitas vezes denominado ângulo de *pitch*, e será essa a designação que será utilizada neste relatório. O seu valor em condições normais de funcionamento do rotor será nulo. O ângulo β é o ângulo de rotação de cada secção da pá em torno do seu eixo longitudinal e é usualmente designado de *twist*. O *twist* varia em função do raio. A relação $\beta=\beta(r)$ é definida no momento da fabricação da pá e constitui uma das suas propriedades intrínsecas.

O ângulo $\beta+\beta_0$ entre a linha de corda da asa e o plano de rotação do rotor é denominado de passo da hélice, porquanto a sua tangente nos dá a relação entre o deslocamento axial da pá e o respectivo deslocamento tangencial, no caso do rotor e as respectivas pás se estarem a deslocar num meio sólido⁷.

Para uma determinada velocidade absoluta do vento e uma determinada velocidade de rotação do rotor, a velocidade tangencial da pá depende do ponto da pá em que ela é considerada – mais exactamente, a velocidade tangencial varia proporcionalmente ao raio (r). Ora, se tudo o resto se mantivesse, tal significaria que o ângulo de ataque diminuiria à medida que nos aproximássemos da ponta da pá. O ângulo de *twist*, que confere às pás um aspecto torcido em torno do seu eixo longitudinal (ver Figura 6), existe precisamente para garantir um ângulo de ataque óptimo ao longo de toda a pá.

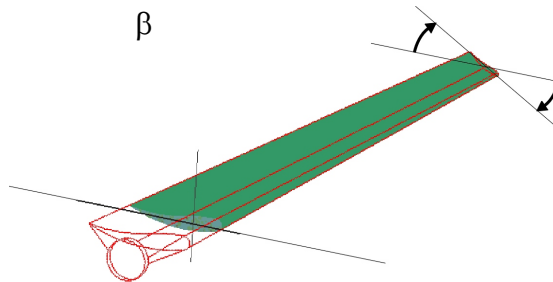


Figura 6 – Twist de uma pá.

O rotor de uma turbina eólica pode igualmente ser encarado no seu conjunto como um disco que se opõe à passagem do vento, em vez de ser dividido e analisado pá a pá⁸. Este disco desacelera o vento, retirando-lhe energia. A velocidade do vento à passagem pelo disco é (ver Figura 14):

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (\text{Eq. 3})$$

⁷ Evidentemente, como o rotor se desloca num fluido, o passo deixará de ser necessariamente fixo e perderá a sua importância como conceito – o conceito importante passará a ser precisamente o *pitch*.

⁸ Na literatura anglo-saxónica, a análise das turbinas eólicas a partir do estudo individual de cada uma das suas pás é referido por *blade-element theory* (BET) enquanto a análise das turbinas considerando o rotor como um disco e avaliando o seu impacto na variação de velocidade do vento é referida por *momentum theory* (MT). A conjugação das duas teorias, dando origem à *BEM – blade-element momentum theory* é um método de análise muito comum e que será adoptado neste trabalho.

sendo a o factor de indução axial e U_1 a velocidade do vento não perturbado relativamente à *nacelle*. É possível demonstrar⁹ que a velocidade do vento após a passagem pelo disco é:

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (\text{Eq. 4})$$

A potência convertida pela turbina eólica é dada pelo produto da energia específica retirada ao vento e o caudal mássico de ar que passa pelo disco:

$$\begin{aligned} Pot_r &= Energia_específica \times Caudal_mássico = \\ &= \frac{1}{2}(U_1^2 - U_4^2) \times \rho U_2 A_r = 2\rho A_r U_1^3 a(1-a)^2 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 5})$$

sendo A_r a área do rotor. Naturalmente se tentarmos retirar ao ar toda a sua energia cinética, a sua velocidade de escape será nula ($a = 1$), o caudal mássico será nulo e a potência será nula. Se não colocarmos qualquer entrave à circulação do ar, o caudal mássico será máximo ($a = 0$), mas a energia cinética retirada será nula, pelo que a potência será igualmente nula. A potência máxima é obtida para um valor de a intermédio entre 0 e 1. Na realidade, maximizando a equação 5 em ordem a a é possível determinar que a potência é máxima para $a = 1/3$. A equação 5 permite igualmente perceber que a potência extraída pela turbina varia com o cubo da velocidade do vento.

É possível definir um coeficiente de potência relacionando a potência extraída pela turbina com a potência máxima disponível no vento:

$$C_p = \frac{Potência_extraída}{Potência_disponível} = \frac{2\rho A_r U_1^3 a(1-a)^2}{1/2 \rho A_r U_1^3} = 4a(1-a)^2 \quad (\text{Eq. 6})$$

De acordo com o que foi dito, o coeficiente de potência máximo de uma turbina eólica é de 16/27, isto é, cerca de 59%¹⁰. Na realidade, uma série de outros factores (como a rotação induzida na esteira de vento posterior ao rotor, a força de arrasto nas pás, etc.) implicam que este limite seja ainda inferior (ver Figura 7).

O desenho das pás do rotor é um problema de optimização do valor do factor de indução axial (a), por forma a que seja o mais próximo do valor óptimo de 1/3 em qualquer raio desde o centro do rotor até à sua periferia, para uma dada velocidade de vento não perturbada U_1 .

Desse processo de optimização torna-se claro que a solidez e a velocidade de rotação do rotor devem variar em sentido inverso. A solidez define-se como a percentagem de área total do rotor efectivamente coberta por pás. Portanto, quanto maior for o número de pás (mantendo a sua corda) ou quanto maior for a corda das pás (mantendo o seu número), menor deverá ser a velocidade de rotação do rotor para que o aproveitamento energético seja maximizado.

⁹ Ver secção 2.1.1 BEM – *Blade Element Momentum Theory* e o algoritmo de base.

¹⁰ Este limite é conhecido por limite de Betz, em honra ao alemão Albert Betz que o demonstrou em 1919.

Em vez da velocidade de rotação do rotor, é mais comum referir-se a razão entre a velocidade da ponta da pá e a velocidade não perturbada do vento (*tip speed ratio* - λ)¹¹. Assim, um rotor de elevada solidez (como é o caso do moinho americano, ver Figura 1 à direita), deverá ter um λ baixo. Nesse caso concreto essa pode ser uma boa opção¹². No entanto, para a conversão da energia eólica em eléctrica, quanto mais elevado for λ melhor. Por um lado, a diminuição da solidez do rotor implica uma diminuição do seu custo de fabricação e instalação. Por outro lado, quanto maior a velocidade de rotação do rotor, menor será o binário produzido para a mesma potência, e menores poderão ser os componentes internos da *nacelle*, com todas as consequências económicas que daí advêm. O aumento de λ é no entanto limitado pelo aumento de perdas aerodinâmicas por arrasto (ver Figura 7), pelo impacto visual das turbinas com velocidades de rotação elevadas e pelo impacto sonoro que provocam. Este último é de elevada importância, uma vez que o ruído provocado pelas pás varia com a quinta potência da sua velocidade. De acordo com (Burton, 2001), resultados experimentais sugerem que um *tip speed* de 65 m/s origina um ruído que se confunde com o ruído ambiente a uma distância de 400 m.

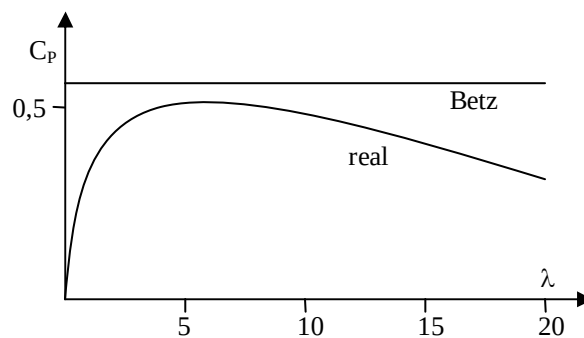


Figura 7 – Relação entre C_p máximo e λ na fase de design. Para baixas velocidades de rotação a energia do vento é utilizada a imprimir rotação ao vento da esteira. Para elevadas velocidades de rotação há perdas por atrito nas pás (forças de arrasto).

Para uma dada solidez do rotor, o número de pás deverá ser mínimo, permitindo assim uma maior dimensão (corda) de cada uma e logo uma maior resistência aos momentos e forças a que ficará sujeita. Por razões de estabilidade estrutural, os rotores de 1 e 2 pás são preteridos em favor dos rotores mais comuns de 3 pás.

1.2.2 Gerador

Os geradores das turbinas eólicas poderão ser síncronos ou assíncronos. No caso de geradores síncronos, o rotor e o campo magnético do estator terão a mesma velocidade angular. Se não existir forma de variar a velocidade de rotação do campo magnético do estator (o que acontece quando os seus enrolamentos são

¹¹ Também designado coeficiente de velocidade nominal.

¹² Esse tipo de moinhos não é utilizado para maximizar a energia retirada do vento, mas sim para garantir uma bombagem permanente da água, mesmo para ventos de baixa velocidade, actividade essa que exige binários de arranque relativamente elevados.

directamente ligados à rede), a velocidade de rotação do rotor do gerador e da própria turbina eólica terão de ser constantes. Isto significa que qualquer aumento de binário transmitido ao rotor irá gerar um aumento de binário de reacção de igual magnitude¹³. O sistema ficará assim sujeito a picos de binário que poderão ser muito severos em todo o sistema de transmissão no curto e no longo prazo.

Por este motivo, os geradores síncronos são utilizados em turbinas cuja ligação à rede eléctrica é indirecta. Um variador de frequência permite ajustar a velocidade de rotação do campo magnético do estator (e eventualmente do rotor, no caso de este não ser de ímanes permanentes), por forma a controlar o binário máximo a que os veios ficam sujeitos. Claramente este controlo de binário implica que o rotor poderá rodar a velocidades variáveis. Estas turbinas eólicas dizem-se então de velocidade variável¹⁴.

Naturalmente, a tensão e corrente alternadas produzidas neste tipo de turbinas só por mero acaso terão as características desejadas de frequência, semelhantes às características da rede eléctrica a que serão conectadas. Assim, estas turbinas necessitam de um rectificador de corrente (AC-DC) e posteriormente de um inversor (DC-AC) para produção de energia com a qualidade desejada.

Muitas turbinas eólicas, no entanto, recorrem a geradores assíncronos directamente ligados à rede eléctrica. Apesar de a velocidade de rotação do campo magnético do estator ficar assim determinada, a velocidade do rotor não tem de ser exactamente igual a essa velocidade. Define-se escorregamento (s) pela seguinte relação:

$$s = \frac{n_s - n}{n_s} \quad (\text{Eq. 7})$$

sendo n_s a velocidade de rotação síncrona (sem escorregamento) e n a velocidade de rotação real do rotor (com escorregamento). Se $s > 0$, então o rotor está a girar mais lentamente que o campo magnético do estator e o mecanismo está a funcionar como um motor eléctrico. Se $s < 0$, então o rotor está a girar mais rapidamente que o campo magnético do estator e o mecanismo está a funcionar como um gerador.

A variação de velocidade que o rotor deste tipo de turbinas pode ter é no entanto muito pequena, na ordem de 2 ou 3% da velocidade nominal, uma vez que basta um pequeno acréscimo no escorregamento para se verificar um grande aumento no binário de reacção do gerador. Apesar disso, esta variação é suficiente para permitir um amortecimento dos picos de binário nos veios da transmissão. De notar que:

“The damping factor is strongly dependent on the generator slip: a generator with 0,5% rated slip can give a peak dynamic magnification of perhaps 2 to 5 at the resonant frequency, whereas with 2 percent slip the

¹³ Na realidade o sistema possui um coeficiente de amortecimento, uma vez que o desfaseamento angular entre os campos magnéticos do rotor e do estator depende do binário aplicado. No entanto, esse coeficiente de amortecimento é muito baixo.

¹⁴ Note-se que existem igualmente turbinas de velocidade variável sem geradores síncronos.

peak magnification may be no more than 1 to 1,5.” (Burton, 2001, página 372)

Note-se igualmente que, apesar de um coeficiente de amortecimento ser, em termos estruturais e de qualidade de energia produzida, desejável, ele é indesejável em termos de eficiência energética. De facto, cada 1% de escorregamento corresponde a 1% de energia eólica convertida em energia térmica e não em energia eléctrica (Burton, 2001).

Os geradores assíncronos utilizados são geralmente de indução. Isso implica que, na ausência de qualquer fonte de energia externa, não existirá campo magnético no estator e logo não existirá campo magnético induzido no rotor. Nessa circunstância o gerador não irá funcionar e o rotor poderá rodar livremente a qualquer velocidade. Este tipo de geradores necessita sempre, portanto, de uma fonte de energia externa. Na realidade, enquanto estes geradores são produtores de potência activa, eles são consumidores de potência reactiva¹⁵.

As perdas energéticas originadas pelo escorregamento e a necessidade de uma fonte de potência reactiva são duas desvantagens dos geradores assíncronos. Os geradores síncronos com ligação indirecta à rede, não só não possuem estas desvantagens, como ainda permitem uma modulação da energia eléctrica produzida, garantindo assim a sua qualidade. Por estes motivos, e à medida que a electrónica de potência se tem tornado mais barata, a tendência tem sido para um aumento acentuado de produção de turbinas eólicas de velocidade variável com geradores síncronos ligados indirectamente à rede.

1.2.3 Transmissão

A velocidade de rotação do rotor de uma turbina eólica não é muito elevada. Por exemplo, para um λ de 5 e para uma velocidade do vento U_1 de 10 m/s a velocidade de rotação do rotor (Ω) será de cerca de 12 rpm para um diâmetro de 80 m e de cerca de 96 rpm para um diâmetro de 10 m. Por outro lado, a velocidade de rotação necessária no gerador pode ser muito elevada. Por exemplo, para um gerador assíncrono trifásico, com 4 pólos por fase e com ligação directa a uma rede de 50 Hz, a velocidade de rotação do rotor será superior a 1500 rpm.

A possibilidade de ligar o gerador de forma indirecta à rede pode permitir que ele rode a qualquer velocidade, inclusivamente à mesma velocidade do rotor da turbina. No entanto, a potência de qualquer gerador eléctrico rotativo pode ser descrita pela seguinte equação:

$$Pot_g = kD^2Ln_s \quad (\text{Eq. 8})$$

onde D é o diâmetro do rotor, L é o seu comprimento, n_s é a velocidade de rotação síncrona e k é uma constante genérica (Burton, 2001). Como se torna claro, uma redução acentuada da velocidade de rotação implica, para uma potência gerada

¹⁵ Se o atraso de fase induzido for significativo, as turbinas eólicas necessitarão da utilização de condensadores cuja capacidade seja tal que o respectivo avanço de fase compense esse atraso.

constante, um aumento significativo das dimensões do gerador. Por exemplo, para uma redução de velocidade de rotação de 1500 rpm para 15 rpm, o comprimento do gerador teria de ser multiplicado por 100 ou o seu diâmetro por 10^{16} .

Assim, a menos que as dimensões do gerador sejam significativamente elevadas, torna-se evidente a necessidade de existência de um mecanismo de multiplicação da velocidade de rotação (e consequente diminuição do binário) entre o rotor da turbina eólica e o rotor do gerador. Por razões económicas sobretudo relacionadas com a fiabilidade¹⁷, estes mecanismos são usualmente construídos com apenas uma relação de transmissão¹⁸.

Note-se que, para um aerogerador directamente ligado à rede com um número fixo de pólos e com um sistema de transmissão de relação fixa, a velocidade de rotação do rotor terá de ser, pelo menos aproximadamente, constante. Ora, se a velocidade de rotação do rotor não pode variar, mesmo perante condições de vento extremamente variáveis, então o binário (assim como o *thrust*) terá forçosamente de ter grandes flutuações. Essas flutuações são nefastas quer ao nível da resistência dos diversos componentes da turbina, quer ao nível da qualidade da energia eléctrica produzida. Nestes casos, o sistema de controlo do *pitch* terá um papel preponderante na diminuição da flutuação do binário produzido pelo rotor e transmitido ao gerador. Alternativamente o sistema de transmissão poderia alterar a relação de transmissão de acordo com as características do vento – existem algumas tentativas já efectuadas nesse sentido mas cujo sucesso tem sido limitado.

O sistema de transmissão inclui diversos acoplamentos de rigidez e coeficiente de amortecimento variáveis: acoplamentos rígidos de flanges e parafusos, acoplamentos flexíveis com materiais poliméricos (permitindo absorver desalinhamentos nos eixos), acoplamentos fluidos¹⁹.

Note-se que no sistema de transmissão do binário do rotor até ao gerador nunca são interpostos sistemas de embraiagem, pelo que a rotação do rotor da turbina é sempre acompanhada da rotação do rotor do gerador. A ligação do gerador, por via directa ou indirecta, à rede de distribuição de energia eléctrica fica assim dependente de circuitos eléctricos e electrónicos e nunca mecânicos.

¹⁶ Como o aumento necessário no comprimento do gerador é superior ao aumento necessário no seu diâmetro, esta é a solução usualmente adoptada nos geradores *direct-drive*.

¹⁷ Note-se que a caixa multiplicadora é o principal motivo de avarias nas turbinas eólicas. O facto de existirem turbinas sem caixa multiplicadora (*direct-drive*), mesmo implicando um aumento considerável nas dimensões do gerador, é só por si um indicador do custo económico da inclusão de uma caixa multiplicadora no conjunto.

¹⁸ Dadas as relações de transmissão necessárias (superiores a 1:15) esta multiplicação é usualmente feita em dois andares.

¹⁹ Os acoplamentos fluidos, cuja utilização é rara, têm o mesmo efeito que um deslizamento num gerador assíncrono, aumentando o amortecimento da transmissão mas aumentando também as perdas energéticas.

1.2.4 Torre

A torre da turbina tem como principal função sustentar a *nacelle* e o rotor (e as respectivas forças estáticas e dinâmicas) à altura desejada. O deslocamento do ar sobre a superfície terrestre tem semelhanças com o deslocamento de um fluido sobre uma qualquer superfície, no sentido de que a velocidade do vento é nula junto à superfície, aumentando em função da altura ao solo – na literatura anglo-saxónica dá-se a este efeito o nome de *wind shear*. Assim, é em geral desejável que o rotor seja situado à máxima altura possível do solo²⁰. Naturalmente, porém, a altura acrescida da torre implica custos de fabricação e instalação superiores, assim como comportamentos dinâmicos diferentes. Usualmente, para turbinas de dimensão elevada, a altura da torre não difere muito do diâmetro do rotor da turbina. No entanto, para turbinas de menor potência, a altura da torre pode ser igual a várias vezes o diâmetro do rotor.

A torre pode ser construída a partir de estruturas reticuladas ou de postes, com ou sem cabos de guiamento e sustentação. Por razões estéticas e sobretudo de protecção (para segurança dos equipamentos e para segurança das pessoas) a maioria das torres actualmente construídas são estruturas cónicas metálicas e ocas.

Sendo usualmente estruturas metálicas de grandes dimensões, as torres, quando sujeitas às forças aerodinâmicas que lhes são transmitidas via rotor e componentes da *nacelle*, sofrem deflexões consideráveis a frequências relativamente baixas (de 0,2 a 1Hz). Os coeficientes de amortecimento das torres são muito baixos (bem inferiores a 0,1). Assim, a interacção entre a dinâmica da torre e a dinâmica dos outros componentes, sobretudo do rotor e das respectivas pás, é de extrema importância, uma vez que se corre o risco de excitação da torre próximo das suas frequências de ressonância, com consequentes aumentos nas deflexões e nos esforços sofridos.

A torre de uma turbina eólica também representa um obstáculo à passagem do vento. Embora tal não provoque forças muito significativas na superfície da torre, o abrandamento da velocidade do vento pode afectar o funcionamento da turbina. De facto de cada vez que uma pá do rotor se encontrar na sua posição mais baixa, ela estará sob o efeito da presença da torre. Para rotores que se situam no lado de onde vem o vento (*upwind*) este efeito é menor e pode ser diminuído aumentando a distância entre o plano do rotor e a torre.

1.2.5 Outros elementos

As turbinas eólicas possuem ainda, para o seu correcto funcionamento, uma série de outros equipamentos. Aqui será feita apenas uma breve alusão aos mais importantes:

²⁰ Outra razão para situar o rotor da turbina à máxima altura possível é que a turbulência é superior junto aos obstáculos do solo.

- cabos de transmissão de energia eléctrica: nas modernas turbinas as potências produzidas são elevadas e as tensões são baixas, pelo que as correntes são bastante elevadas, determinando a utilização de cabos de elevados diâmetros com protecções adequadas;
- mecanismo de aferição da velocidade do vento (anemómetro de copos, usualmente) e da sua direcção: os dados destes dispositivos são importantes *inputs* no sistema de controlo da turbina;
- mecanismo de orientação da turbina face ao vento (*yaw*): nas turbinas mais simples este mecanismo podia consistir numa simples cauda. Nas modernas turbinas, porém, um servo-mecanismo e um sistema de controlo são indispensáveis, quanto mais não seja pela eventual necessidade de destorcer os cabos eléctricos;
- travão: os travões podem ser necessários para impedir o aumento descontrolado da velocidade do rotor²¹ em situações de emergência (ventos extremos, desconexão à rede eléctrica, outras falhas) e são sempre necessários para efectuar operações de manutenção nos elementos da turbina;
- sistema de arrefecimento: as forças de atrito viscoso e estático envolvidas podem conduzir a aquecimentos localizados que deverão ser prevenidos. Um dos elementos cujo arrefecimento é sempre indispensável é o gerador.
- sistema de controlo: permite o arranque e a paragem da turbina em condições de segurança (manual ou automaticamente) e respectiva conexão ou desconexão à rede eléctrica, efectua toda a supervisão da máquina garantindo o seu funcionamento em segurança e tem ainda funções de controlo dinâmico do binário e/ou da velocidade de rotação do rotor.

1.3 Aerogeradores de baixa potência – contracorrente?

De acordo com a equação 5, a potência extraível por uma turbina eólica varia na razão directa da área do seu rotor. O mesmo é dizer que varia de acordo com o quadrado do seu diâmetro. Por outro lado, o volume, a quantidade de material e o peso da turbina variam com o cubo do diâmetro do seu rotor. É possível equacionar ambas estas tendências do ponto de vista económico (ver (Burton, 2001, capítulo 6.2) para um exemplo) e chegar a uma dimensão óptima para a turbina. O resultado do cálculo irá ainda depender do *wind shear* verificado no local da instalação – de facto, quanto maior for o aumento da velocidade do vento com a altura ao solo, maiores serão as vantagens de possuir um rotor de grandes dimensões.

Os diâmetros economicamente óptimos dessa forma equacionados situam-se invariavelmente acima dos 40 m. Com o aumento da fabricação e instalação de

²¹ Quando tal ocorre diz-se que o rotor “embala”.

turbinas eólicas nos últimos anos e as consequentes melhorias ao nível dos materiais, do design e da gestão dos processos, a tendência será para que o diâmetro óptimo seja progressivamente maior.

“In the past a number of studies were undertaken to determine the ‘optimum’ size of a wind turbine by balancing the complete costs of manufacture, installation and operation of various sizes of wind turbines against the revenue generated. The results indicated a minimum cost of energy would be obtained with wind turbine diameters in the range of 35-60 m, depending on the assumptions made. However, these estimates would now appear to be rather low and there is no obvious point at which rotor diameters, and hence output power, will be limited particularly for offshore wind turbines.” (Burton, 2001, página 7)

Neste contexto vale a pena perguntar se a focalização da análise em turbinas de baixa potência não será um pouco contrarrente. E para poder dar resposta a esta questão, a primeira coisa que é necessário definir com alguma objectividade é o que é que se entende por “aerogerador de baixa potência”. Na realidade a objectividade nesta definição nunca será muito elevada, uma vez que este tem sido um conceito em evolução, acompanhando o aumento da potência nos aerogeradores em geral. Actualmente é aceite que a potência limite dos aerogeradores de baixa potência situa-se nos 100 kW e será este valor o adoptado para efeitos deste trabalho.

A razão mais óbvia para a existência de turbinas de baixa potência é que elas podem suprir as necessidades energéticas de instalações que se situem em lugares remotos, longe das redes eléctricas de distribuição nacionais. Neste contexto as turbinas funcionarão de um modo independente.

Mas existem igualmente vantagens na integração de turbinas de baixa potência em redes eléctricas: a produção de energia em diversas turbinas de menores dimensões dissemina o risco, diminui os requisitos sobre as infraestruturas de distribuição, diminui as perdas de potência na transmissão por cabos (uma vez que o consumo é efectuado próximo do local de produção) e pode até contribuir para uma maior qualidade da energia (por estabilização da sua frequência).

Há ainda uma razão financeira de peso para a utilização de turbinas eólicas de baixa potência. De facto, não será de esperar que um agregado familiar ou uma pequena empresa tenham possibilidades de instalar uma turbina eólica de elevada potência, considerando que os custos de aquisição, só por si, ascendem a cerca de 500 € por cada metro quadrado de área de rotor – o que significa cerca de 220.000 € para uma turbina com 24 metros de diâmetro (cerca de 120 kW) e 1.400.000 € para uma turbina com 60 metros de diâmetro (cerca de 700 kW²²) (Manwell, et al., 2002, página 430, preços de 2000).

²² Potência nominal determinada para C_p de cerca de 0,45 e vento de cerca de 10m/s. Nestas condições a relação entre o diâmetro do rotor e a potência nominal é aproximadamente a seguinte: $POT[kW]=(DIAM[m]^2)/5$.

1.4 Variação do passo nos aerogeradores

Modo de funcionamento e alternativas

A variação do passo do rotor de um aerogerador pode ser feita apenas numa porção das pás²³ ou, o que é mais comum, aplicar-se a todo o comprimento das pás. A variação do ângulo do passo (conseguida através de variações no *pitch* – ângulo β_0 na Figura 4), mantendo a velocidade do vento e a velocidade de rotação do rotor constantes, tem como efeito a variação do ângulo de ataque (α) ao longo de toda a pá. Essa variação tem como consequência uma alteração nos coeficientes C_D e sobretudo C_L o que, sendo a velocidade relativa do vento constante, altera as forças de arrasto e de sustentação e, finalmente, as forças de *thrust* e o binário transmitido ao veio do rotor.

Já foi visto atrás que a potência extraível por uma turbina eólica varia com o cubo da velocidade do vento. No entanto, nenhuma turbina será desenhada para as velocidades mais elevadas que se possam verificar num determinado local, pela simples razão de que essas velocidades só iriam ser atingidas muito raramente, e durante a maior parte do funcionamento da turbina ela estaria sobre-dimensionada, a trabalhar abaixo do seu óptimo. As turbinas são assim desenhadas para velocidades mais moderadas, que sejam facilmente atingíveis no local de interesse, e dimensionadas para tal. Isso implica que a potência máxima que os seus componentes suportam (veios, gerador, etc.) está limitada à potência nominal da turbina (Costa, 2005, página 53), e que esta deverá, tanto quanto possível, não ser ultrapassada, mesmo em condições de ventos fortes com velocidades claramente superiores à velocidade de *design*²⁴.

A capacidade de variação do *thrust* e do binário é assim indispensável para uma limitação da potência da turbina quando se verificam ventos com velocidade superior à velocidade considerada para o cálculo da potência nominal.

As turbinas de velocidade variável permitem manter uma relação constante entre a velocidade de rotação do rotor e a velocidade do vento, trabalhando assim sempre próximo do valor de λ ideal. No entanto, em condições de vento excessivo, esta relação pode ser alterada, por forma a garantir que a potência não ultrapassa a potência nominal da máquina. De qualquer modo, a velocidade de rotação do rotor não pode aumentar indefinidamente (por razões de ruído e também estruturais) e, para ventos de velocidade superior, o binário e a potência tenderão a aumentar acima dos limites previstos. Deste modo, para além de variações de velocidade do vento próximas da velocidade de *design*, também este tipo de turbinas necessitam de um modo independente de regulação do binário e/ou da potência.

Para além da variação do *pitch*, um mecanismo de controlo muito comum é a variação do binário por *stall*, ou perda aerodinâmica. *Stall* é o nome dado à

²³ É o caso, por exemplo, das pontas das pás que se destacam e rodam para ângulos de passo de 90°, funcionando assim como travões aerodinâmicos.

²⁴ A velocidade de vento de *design* é referida na literatura anglo-saxónica como *rated wind speed*.

situação na qual o ângulo de ataque de um perfil alar é excessivamente elevado e o seu C_L desce abruptamente, acompanhado de um aumento significativo do C_D (ver Figura 8). Tal acontece porque o ar não consegue acompanhar o perfil superior da asa, verificando-se nessa superfície um descolamento e consequentes turbulência, diminuição de velocidade e aumento de pressão.

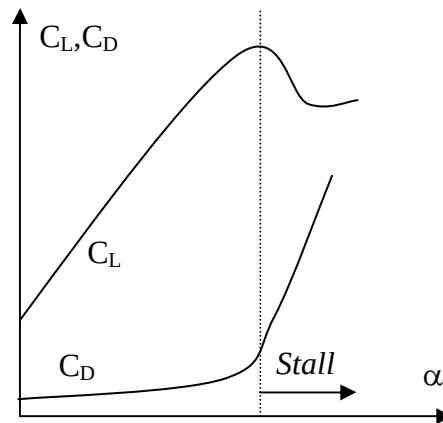


Figura 8 – Perfil típico das curvas dos coeficientes de sustentação e arrasto (C_L e C_D) em função do ângulo de ataque (α), com indicação da zona de perda aerodinâmica (*stall*).

Se a velocidade de rotação do rotor for aproximadamente constante e a velocidade do vento aumentar, o ângulo de ataque da pá também aumentará (ver Figura 4). Se a velocidade do vento continuar a aumentar, eventualmente o ângulo de ataque será demasiado elevado e a pá entrará em perda. As pás das turbinas que utilizam controlo por *stall* são desenhadas de tal forma que porções da pá vão entrando progressivamente em perda (usualmente desde a base das pás até às pontas) à medida que a velocidade do vento aumenta para além da velocidade óptima. Chama-se a este processo “controlo passivo por *stall*”, precisamente porque não é necessária a intervenção activa de qualquer mecanismo de regulação.

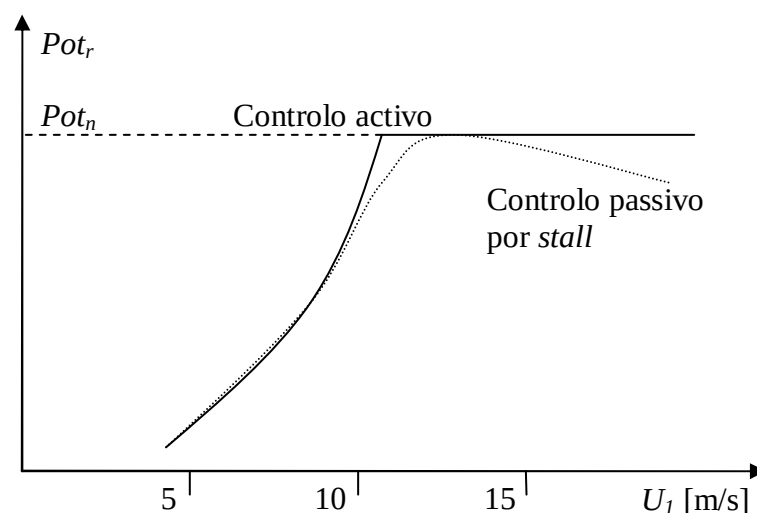


Figura 9 – Controlo activo e passivo de potência.

Este processo de controlo apresenta a grande vantagem de não necessitar de quaisquer mecanismos auxiliares de controlo, tornando-o mais económico e mais fiável. Tem, no entanto, a desvantagem de não operar em condições óptimas sempre que a velocidade do vento é muito elevada, o que implica perdas de potência face ao valor nominal (ver Figura 9). Estas perdas de potência são, no entanto, reduzidas:

“The extra energy obtainable with pitch control is not all that large. (...) If the 500 kW, 40 m diameter, 30 rpm stall-regulated machine (...) is taken as baseline, a 500 kW, 30 rpm pitch-regulated machine utilizing the same blades at optimum pitch would produce about 2 percent more energy.”
(Burton, 2001, página 351)

O mesmo autor conclui mais à frente que “portanto, os benefícios do *pitch control* têm de ser ponderados cuidadosamente contra todos os custos adicionais envolvidos, incluindo o custo de manutenção”.

O controlo activo por variação de *pitch* pode ser conseguido de duas formas, consoante o ângulo de *pitch* é aumentado ou diminuído para condições de vento forte. No primeiro caso o aumento do ângulo de *pitch* implica uma diminuição do ângulo de ataque e logo uma diminuição da força de sustentação. No segundo caso, a diminuição do ângulo de *pitch* implica um aumento do ângulo de ataque até que a pá entre em perda. Por esse motivo este segundo processo denomina-se “controlo activo por *stall*”. Note-se que o primeiro método é mais exigente para o mecanismo de variação do *pitch*, uma vez que as variações angulares necessárias são muito superiores às variações necessárias no segundo método (ver Figura 10).

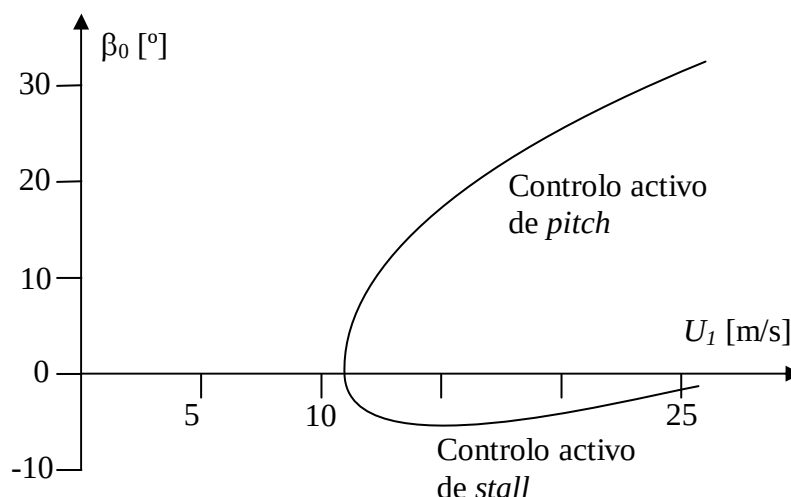


Figura 10 – Controlo activo de *pitch* e de *stall*.

Controlo dinâmico

O primeiro objectivo do controlo dinâmico do passo de uma turbina eólica é a limitação da sua potência ao valor nominal, por forma a garantir a sua integridade física. Esse não é um objectivo muito ambicioso e não é difícil de atingir. Os “moinhos americanos” para bombagem de água (ver Figura 1, à direita)

conseguem-no simplesmente através de uma placa colocada perpendicularmente à direcção do vento. Quando este é muito forte, a força que exerce sobre esta placa obriga o rotor a girar por forma a que o seu plano de rotação se torne paralelo à direcção do vento.

A limitação da potência das turbinas ao seu valor nominal pode também ser conseguida com variações do *pitch* das pás sem a necessidade de existência de mecanismos de controlo. Algumas turbinas, por exemplo, recorrem a travões aerodinâmicos que consistem na rotação das pontas das pás, accionados pela simples força centrífuga gerada no rotor quando este atinge elevadas velocidades angulares. Porquê então a necessidade de um sistema de controlo dinâmico do passo das turbinas eólicas?

A primeira razão para a existência de um sistema de controlo dinâmico tem a ver com o máximo aproveitamento da energia eólica. De facto, é precisamente quando o vento é forte que a turbina pode atingir todo o seu potencial de produção de energia eléctrica. Não seria portanto muito sensato diminuir radicalmente a sua capacidade de produção nessas circunstâncias²⁵. Em vez disso, a potência da turbina é regulada para o seu valor nominal e mantida, tanto quanto possível, em torno desse valor.

A necessidade de manutenção da potência numa faixa tão estreita quanto possível em torno do seu valor nominal advém de outros motivos, nomeadamente da qualidade da energia eléctrica produzida e de razões estruturais. As variações de potência de turbinas de velocidade fixa, com geradores de indução de baixo escorregamento (*slip*), têm a capacidade de afectar a tensão na vizinhança da rede de distribuição (Burton, 2001, página 581).

As perturbações na potência produzida pela turbina têm diversas origens e ocorrem com diferentes frequências. O mecanismo de controlo de passo deverá ser capaz não só de garantir a qualidade da energia eléctrica produzida, como evitar estas interacções e consequentes vibrações estruturais dos elementos da turbina, uma vez que elas afectam de forma decisiva a sua longevidade.

Finalmente, para além de ser rápida, a actuação do mecanismo de controlo do passo deverá ser tal que se evitem interacções entre a dinâmica da turbina e ele próprio. O exemplo mais flagrante de uma destas interacções, e que pode ter efeitos catastróficos, é a que se verifica entre a oscilação da torre e a variação do passo da turbina. Quando a velocidade do vento sobe acima do óptimo o mecanismo de controlo de passo aumenta o ângulo de *pitch* por forma a diminuir o binário transmitido. Ao mesmo tempo o *thrust* também é diminuído. A torre, que se encontra flectida, terá então tendência para diminuir a sua flexão, deslocando-se de encontro ao vento. O sistema perceberá então um aumento acrescido na velocidade do vento e aumentará ainda mais o ângulo de *pitch*.

²⁵ Eventualmente tal acabará por acontecer se a velocidade do vento continuar a aumentar até ao valor de “*cut-out*”, a partir do qual se considera que a integridade física dos componentes expostos como a torre e o rotor fica em causa.

Especificidades dos aerogeradores de baixa potência

Os sistemas de controlo de passo nos aerogeradores de baixa potência não são fundamentalmente diferentes dos encontrados nos aerogeradores de potência mais elevada. De facto, a inércia do rotor de uma turbina de baixa potência é menor, pelo que a actuação no ângulo de *pitch* deverá ser mais rápida. No entanto, numa turbina de baixa potência, também o momento de inércia longitudinal das pás é menor, pelo que nada impede esse aumento na rapidez de resposta. Desde que a capacidade de cálculo do controlador esteja à altura, estes efeitos compensam-se mutuamente e nada é diferente no controlo de passo de um aerogerador de baixa potência.

Há porém um aspecto em que a dimensão da turbina tem muita relevância, nomeadamente na frequência e na magnitude da oscilação do binário aerodinâmico provocado pelo vento. De facto, os fenómenos de turbulência do vento podem ser localizados e não afectar o escoamento em toda a área do rotor da turbina. Tudo se passa como se um rotor de maiores dimensões recolhesse uma amostra de velocidades de vento com maior número de elementos, do que resulta necessariamente uma variância menor. Pelo contrário, em turbinas de menor potência e dimensão, esse efeito de atenuação não será tão acentuado, pelo que as flutuações no binário aerodinâmico e os requisitos do sistema de controlo serão maiores.

1.5 Estado da arte

A utilização da variação do passo das turbinas eólicas para regulação da sua potência é uma tecnologia que não é nova. Métodos de variação passiva do ângulo de *pitch* (por acção de forças centrífugas, por exemplo) são já anteriores a 1970. Durante as décadas de 70 e 80 os métodos clássicos de controlo (controladores PID, por exemplo) foram utilizados para regular a potência das turbinas, assim como para introduzir amortecimento nos seus modos de vibração estrutural (Wright ; Balas, 2003).

(Burton, 2001) refere:

“There is, however, a huge body of theory (and practice, although to a lesser extent) relating to more advanced controller design methods, some of which have been investigated to some extent in the context of wind-turbine control, for example: self-tuning controllers; LQG/optimal feedback and H_∞ control methods; fuzzy logic controllers; neural network methods.”

Uma pesquisa na Internet revela a existência de inúmeros artigos sobre as mais diversas estratégias de controlo, incluindo controlo em espaço de estados, controlo não linear e todas as combinações possíveis entre eles. Aparentemente o que está em causa actualmente não é conseguir um controlador eficaz ao nível de controlo de potência, mas sim conseguir um controlador que seja eficaz e eficiente quer ao nível de controlo de potência, quer ao nível da redução dos mais diversos modos de vibração estrutural, quer ainda em termos económicos e de robustez e fiabilidade. Quanto a este último aspecto, a construção de modelos dinâmicos das

turbinas que sejam ao mesmo tempo completos, realistas mas também *tratáveis* (no sentido de a sua complexidade permitir a sua utilização prática), parece ser um dos aspectos relevantes, uma vez que a sua utilização permitirá não só uma correcta parametrização dos algoritmos de controlo, mas também a estimação *on-line* de variáveis de entrada e a consequente dispensa da utilização de sensores de medição.

O importante a salientar é que embora a tecnologia de controlo activo de *pitch* já não seja nova e embora exista uma profusão de artigos científicos publicados sobre o tema, as tecnologias e as estratégias efectivamente utilizadas nos aerogeradores não são geralmente divulgadas pelos respectivos fabricantes. Isto aplica-se com especial ênfase relativamente às estratégias de controlo adoptadas, sugerindo que os fabricantes assumem que este é um segredo de negócio essencial.

1.6 Contexto

Este trabalho, como qualquer outro, não surge do nada. Na realidade a ideia para a sua realização surgiu das dificuldades encontradas no passado no desenvolvimento de estratégias de controlo activo de *pitch* em aerogeradores de baixa potência no âmbito do projecto UNIVENTO, de que a seguir se faz uma breve descrição. As características do aerogerador considerado neste trabalho são também apresentadas, servindo não só de comparação com as características dos aerogeradores daquele projecto, mas também de ponto de partida para todo o trabalho subsequente.

1.6.1 Projecto UNIVENTO

O projecto UNIVENTO foi desenvolvido entre 1985 e 1990 com o objectivo expressamente patente no seu sub-título: “desenvolvimento de conversores eólicos de pequena potência para produção de energia eléctrica” (Universidade do Porto, 1990). O projecto foi gerido pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto e contou com a participação da Universidade de Aveiro e de duas empresas subsidiárias no processo de construção e implementação dos protótipos.

No âmbito deste projecto foram construídos dois protótipos: um para funcionamento autónomo munido de gerador síncrono de ímanes permanentes, com potência nominal variável entre 2,5 e 4 kW para vento de 10 m/s; outro para acoplamento à rede de distribuição com um gerador assíncrono de indução e potência nominal de 7,5 kW para vento de 13 m/s. As características mais relevantes, comuns a ambos os protótipos, são as seguintes:

- rotor de três pás de perfil NACA 4412 com diâmetro de 5,8 m;
- *tip speed ratio* óptimo: $\lambda = 5$;
- velocidade de vento de *design*: 5 m/s;
- caixa multiplicadora com relação de 1:10,6;
- mecanismo de variação do *pitch* das três pás em simultâneo.

O algoritmo de controlo do passo, sintetizado na Figura 11, era assegurado por um controlador lógico programável, ao qual competiam também as tarefas relacionadas com a supervisão e segurança do sistema.

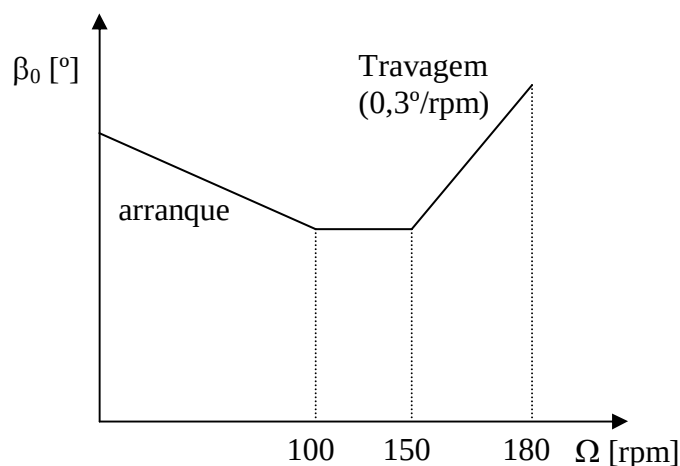


Figura 11 – Algoritmo de controlo de *pitch* no protótipo do projecto UNIVENTO.

Conforme se pode constatar, o algoritmo de controlo era elementar e aparentemente não cumpriu de forma satisfatória todos os objectivos para ele estabelecidos. Infelizmente, por razões externas ao projecto UNIVENTO, ele foi interrompido antes que os seus objectivos tivessem sido plenamente alcançados.

O actual trabalho, naturalmente menos ambicioso que o UNIVENTO, focou a sua atenção no desenvolvimento de uma estratégia de controlo mais eficaz. Cerca de 20 anos se passaram e o actual trabalho pôs em evidência as diferenças nos algoritmos de controlo permitidas pelos avanços tecnológicos entretanto verificados.

1.6.2 Características do aerogerador considerado

O algoritmo de controlo do passo desenvolvido neste trabalho baseou-se num aerogerador fictício com características bem determinadas. De facto, seria impossível desenvolver um algoritmo de tal forma flexível que se adaptasse igualmente bem a qualquer tipo de aerogerador de baixa potência. Para realçar essa noção, basta considerar que qualquer alteração estrutural ao nível da altura da torre, do tipo de torre, do número de pás do rotor, do diâmetro do rotor, do tipo de gerador, etc. tem repercussões significativas ao nível do algoritmo.

A Tabela 1 resume as características do aerogerador fictício considerado neste trabalho. A potência nominal foi fixada no valor máximo dos aerogeradores que ainda se consideram de baixa potência. Conforme já foi referido, à medida que a electrónica de potência se tem tornado mais acessível e fiável, a tendência é para os aerogeradores utilizarem geradores síncronos com ligação indirecta à rede. Neste trabalho optou-se, no entanto, por considerar um gerador assíncrono com ligação directa à rede, ficando a adaptação para outro tipo de geradores como um

trabalho suplementar a realizar no futuro. A escolha dos restantes parâmetros é justificada ao longo deste relatório.

Tabela 1 – Características do aerogerador considerado.

Potência nominal	100 kW
Altura da torre	30 m
Diâmetro do rotor	19,3 m
Número de pás	3
Tipo de controlo	Controlo activo de <i>pitch</i>
Mecanismo de variação de passo	Simultâneo para as três pás
Velocidade de rotação do rotor	Fixa
Tipo de gerador	Trifásico, assíncrono (de indução)
Ligação à rede	Directa

1.7 Objectivos

O principal objectivo desta tese é o desenvolvimento de um algoritmo de controlo de passo para aerogeradores de baixa potência. Mais especificamente, será averiguado até que ponto o aerogerador pode ser controlado eficazmente com recurso à realimentação do seu sinal de potência e a um controlador do tipo PID. Uma vez que o aerogerador para o qual o algoritmo foi desenvolvido é fictício, foi necessário estabelecer um segundo objectivo principal do trabalho, nomeadamente o desenvolvimento de um modelo de um aerogerador capaz de descrever fidedignamente as dinâmicas mais relevantes de acordo com o primeiro objectivo.

O modelo foi construído com base nas características essenciais definidas para o aerogerador e com base em escolhas criteriosas para os seus diversos parâmetros. Ele teve uma dupla função: por um lado servir de representação fiel do comportamento de um aerogerador, permitindo assim o teste dos algoritmos de controlo desenvolvidos; por outro lado servir de base ao desenvolvimento de modelos simplificados auxiliares no desenvolvimento do controlador.

Quanto ao controlador, os objectivos secundários para ele definidos foram, de acordo com o que foi visto, a estabilização da potência eléctrica gerada em torno de um valor de referência e a minimização de fenómenos vibratórios nos componentes do aerogerador.

1.8 Desenvolvimento da tese e estrutura do relatório

De acordo com os objectivos propostos, a fase inicial do trabalho foi dedicada à compreensão do funcionamento dos aerogeradores e de cada um dos seus componentes e à construção de um modelo dinâmico representativo desses comportamentos. Uma parte significativa do esforço de construção do modelo foi

dedicada à sua parametrização. Uma vez que o modelo não se baseia num aerogerador existente, só uma parametrização verosímil pode conduzir a resultados verosímeis. Esta fase inicial de modelação foi crucial, uma vez que o modelo desenvolvido tem repercussões em todas as fases restantes do trabalho, pelo que mereceu uma atenção particular.

Posteriormente foi efectuado um estudo do comportamento dinâmico e estático (isto é, em condições estáveis e em regime permanente) do modelo do aerogerador. Este estudo teve dois objectivos: por um lado servir de validação do modelo construído, através da confrontação dos seus resultados com os resultados que seriam expectáveis num aerogerador com as características consideradas; por outro obter informação relevante que servisse de suporte ao desenvolvimento de algoritmos de controlo.

A última fase do trabalho centrou-se finalmente no desenvolvimento de um algoritmo de controlo para o aerogerador. Dada a elevada complexidade que tal desenvolvimento pode assumir, dadas as características deste trabalho e até por questões de parcimónia, optou-se por abordar esse problema de uma forma incremental, isto é, partindo do desenvolvimento de controladores mais simples e aumentando a sua sofisticação à medida das necessidades. Deste modo foram efectuadas duas abordagens ao problema do controlo: a primeira através do desenvolvimento de um controlador PID de ganhos fixos, a segunda através do desenvolvimento de um controlador PID de ganhos variáveis.

A estrutura do relatório reproduz fielmente o desenvolvimento do trabalho conforme acabou de ser apresentado. Assim, após este capítulo introdutório, o relatório inclui quatro capítulos adicionais com o seguinte conteúdo:

- Capítulo 2 – “Modelo aerodinâmico”: fundamentação da estrutura e da parametrização do modelo adoptado para o aerogerador;
- Capítulo 3 – “Comportamento estático e dinâmico do modelo”: análise crítica do comportamento do modelo e recolha de informação relevante para o desenvolvimento do controlador;
- Capítulo 4 – “Desenvolvimento do controlador”: explanação das duas abordagens ao desenvolvimento do controlador e análise crítica dos respectivos resultados;
- Capítulo 5 – “Conclusão”: síntese dos resultados alcançados e indicação de trabalhos futuros complementares e suplementares.

Capítulo 2

Modelo dinâmico

2.1 Aerodinâmica

Os fenómenos aerodinâmicos que se verificam no rotor de um aerogerador são complexos, de muito difícil análise e modelação. Acerca dessas dificuldades (Rodrigues, 1991) refere:

“De entre os problemas do âmbito da dinâmica dos fluidos o escoamento em torno de um rotor, quer do tipo motor, quer motriz, está com certeza no grupo dos de mais difícil solução. No caso de rodas motrizes, como os aerogeradores, esta dificuldade tem sido enfatizada por diversos autores (...), sendo apontados como principais problemas, entre outros: a dificuldade na simulação numérica dado o elevado grau de complexidade do escoamento, as limitações à reprodução em laboratório das condições reais de funcionamento e medição das grandezas relevantes, a escassez de informação acerca das características dos perfis alares para os regimes de escoamento e restantes condições típicas destas aplicações, etc..”

No entanto, no âmbito deste trabalho, o que está em causa não é a construção de um modelo que de algum modo “explique” o comportamento de um rotor, nem sequer que reproduza fielmente todas as grandezas físicas relevantes no funcionamento de uma turbina. Antes será considerado suficiente que o modelo seja capaz de relacionar com alguma verosimilhança, e ainda que recorrendo a métodos sem correspondência aos fenómenos físicos efectivamente existentes, as variáveis relevantes para o trabalho, nomeadamente a velocidade do vento, o ângulo de *pitch* das pás e a potência eléctrica devolvida pelo gerador.

2.1.1 BEM – Blade Element Momentum Theory e o algoritmo de base

O rotor da turbina pode ser encarado como um dos blocos do diagrama de blocos mais geral do aerogerador (ver bloco ‘aerodinâmica’ na Figura 37). Como tal, a modelação da aerodinâmica do rotor será equivalente ao estabelecimento de uma relação entre as variáveis de entrada e de saída desse bloco. Existem apenas duas variáveis de saída relevantes:

- Q – o binário provocado pelo vento no rotor e que este disponibiliza à cadeia de transmissão até ao gerador;
- T – a força axial provocada pelo vento no rotor (*thrust*) e que será transmitida à torre.

O binário (Q) será responsável pela energia eléctrica produzida²⁶, o *thrust* (T) será responsável pela deflexão e vibração da estrutura da torre.

Quanto às variáveis de entrada, elas dizem respeito às condições de funcionamento do rotor e são apenas três:

- U_1 – velocidade axial do vento não perturbado relativamente à *nacelle*;
- Ω – velocidade de rotação do rotor;
- β_0 – ângulo de *pitch* da pá.

O bloco possuirá ainda diversos parâmetros, respeitantes às características do rotor e do ambiente em causa, nomeadamente:

- $\beta = \beta(r)$ – *twist* da pá;
- $c = c(r)$ – corda da pá;
- R_{max} – raio máximo da pá;
- R_{min} – raio mínimo da pá;
- B – número de pás;
- ρ – massa volúmica do ar.

As teorias utilizadas para determinar a relação entre as variáveis de entrada e de saída são a *momentum theory* (MT) e *blade element theory* (BET), as quais analisam o rotor na sua íntegra, como se de um disco homogéneo se tratasse, ou pá a pá, respectivamente.

Uma versão menos refinada da BET assume o pressuposto de simplificação de que não existem deslocamentos radiais de ar. Desse modo, o comportamento do ar em torno de uma secção radial de uma pá será equivalente ao comportamento 2D do ar em torno de uma secção de um perfil alar. Ora, nesse caso, o binário (Q) e o *thrust* (T) podem ser determinados a partir das forças de sustentação e de arrasto produzidas pelo vento no perfil alar da pá, necessitando para o efeito do conhecimento dos seguintes factores (ver Figura 4 e Figura 13):

- U_{rel} – velocidade do vento perturbado relativamente à pá;
- φ – ângulo de incidência do vento na pá, medido relativamente ao plano de rotação do rotor;
- perfis das curvas dos coeficientes C_L e C_D em função do ângulo de ataque (α) para um valor de Re médio verificado em condições de funcionamento normal.

²⁶ Ao longo deste relatório será mencionada a “produção” de energia eléctrica, admitindo que o leitor compreende que a energia nunca é produzida, mas sim transformada.

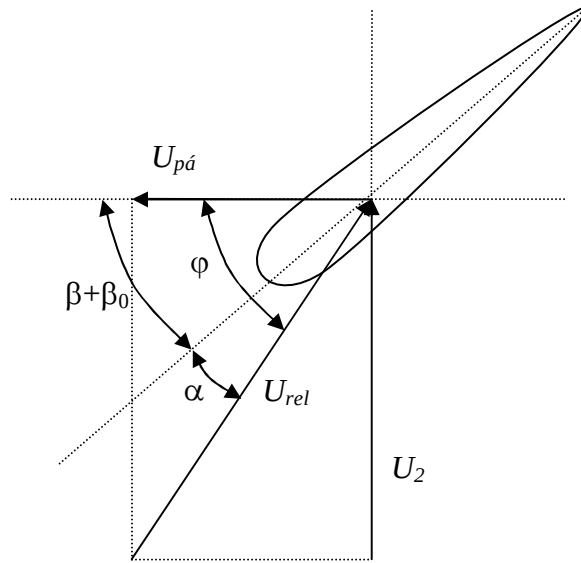


Figura 12 – Velocidade do vento relativamente à pá.

A velocidade do vento relativamente à pá (U_{rel}) e o ângulo de incidência (φ) podem ser encontrados por decomposição da velocidade do vento numa componente axial – U_2 – e numa componente tangencial – $U_{pá}$ (ver Figura 12). De acordo com a equação 3,

$$U_2 = U_1(1 - a) \quad (\text{Eq. 3})$$

Para determinar $U_{pá}$ é necessário considerar que a presença do rotor induz no vento à sua passagem uma rotação no sentido contrário ao sentido de rotação das pás (considere, por exemplo, a Figura 12 com a pá do rotor parada). Seja ω_e a velocidade de rotação da esteira do vento após a sua passagem pelo rotor. Admita-se que a velocidade de rotação do vento é nula quando ele se aproxima do rotor e que possui metade do seu valor final à passagem pelas pás do rotor. Defina-se a' , o factor de indução tangencial, da seguinte forma:

$$a' = \frac{\omega_e}{2\Omega} \quad (\text{Eq. 9})$$

Assim, é possível determinar $U_{pá}$ do seguinte modo:

$$U_{pá} = r\Omega(1 + a') \quad (\text{Eq. 10})$$

Finalmente:

$$U_{rel} = \sqrt{U_{pá}^2 + U_2^2} \quad (\text{Eq. 11})^{27}$$

²⁷ Note-se também que $U_{rel} = \frac{U_1(1-a)}{\sin \varphi}$ e que $\lim_{a \rightarrow 1} U_{rel} = \Omega r$.

$$\varphi = \arctan\left(\frac{U_2}{U_{pá}}\right) \quad (\text{Eq. 12})$$

Por outro lado, de acordo com a Figura 13, vem:

$$F_A = F_{A1} + F_{A2} = F_D \sin(\varphi) + F_L \cos(\varphi) \quad (\text{Eq. 13})$$

$$F_T = F_{T2} - F_{T1} = F_L \sin(\varphi) - F_D \cos(\varphi) \quad (\text{Eq. 14})$$

As forças de arrasto (F_D) e sustentação (F_L) podem ser determinadas a partir das equações 1 e 2 conhecendo U_{rel} , sabendo que $\alpha = \varphi - \beta - \beta_0$, e conhecendo as relações de C_D e C_L com α .

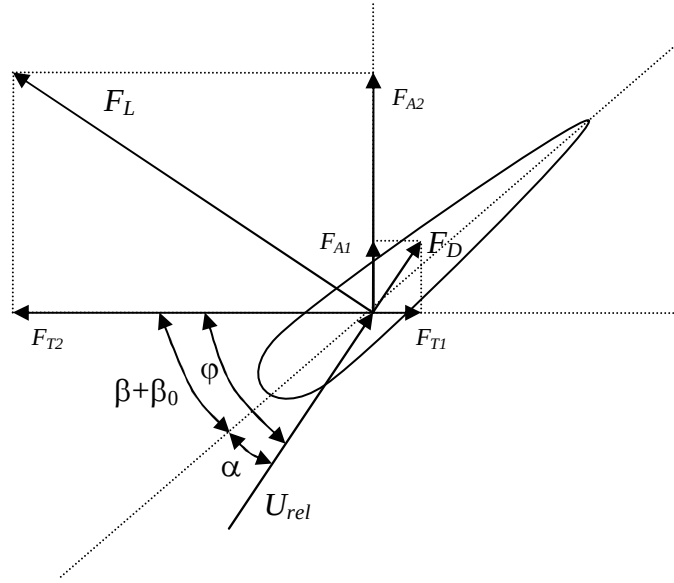


Figura 13 – Forças aerodinâmicas na pá (II).

A contribuição de um segmento de pá de comprimento dr , corda c e raio médio r para o binário (Q) e para o *thrust* (T) será então:

$$dT_{be} = B \cdot F_A \quad (\text{Eq. 15})$$

$$dQ_{be} = B \cdot r F_T \quad (\text{Eq. 16})$$

Após substituições, a contribuição de um anel do rotor com espessura dr e raio médio r será:

$$dT_{be} = \frac{B \cdot (a-1)^2 \cdot (C_L \cos(\varphi) + C_D \sin(\varphi)) \cdot U_1^2 \cdot \rho \cdot c \cdot dr}{2(\sin(\varphi))^2} \quad (\text{Eq. 17})$$

$$dQ_{be} = \frac{r \cdot B \cdot (a-1)^2 \cdot (C_L \sin(\varphi) - C_D \cos(\varphi)) \cdot U_1^2 \cdot \rho \cdot c \cdot dr}{2(\sin(\varphi))^2} \quad (\text{Eq. 18})$$

Claramente, para que ambas estas quantidades possam ser determinadas, torna-se necessário conhecer os valores de a e de a' .

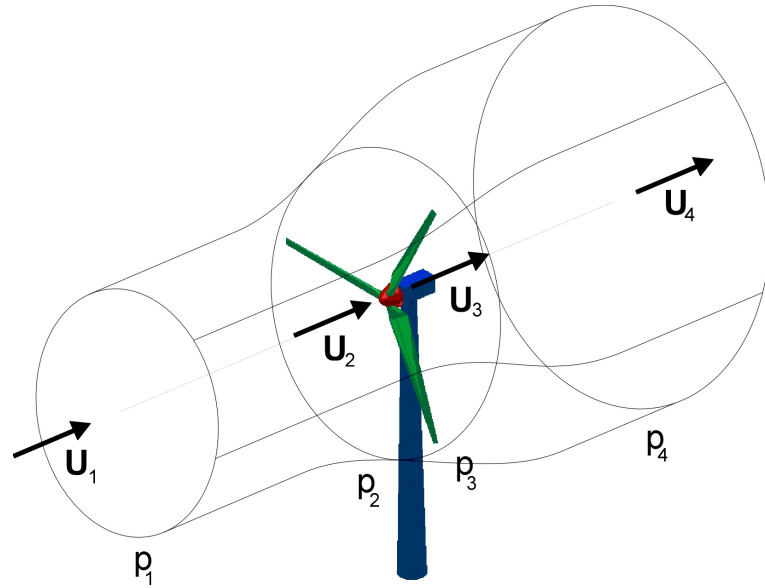


Figura 14 – Momentum theory.

De acordo com a MT, a força axial (*thrust*) exercida pelo vento no rotor é igual à diferença de quantidade de movimento do ar antes e após a passagem pelo rotor (ver Figura 14):

$$T = \dot{m} \cdot (U_1 - U_4) \quad (\text{Eq. 19})$$

Por outro lado, por análise das forças de pressão no disco do rotor é possível escrever:

$$T = A_r \cdot (p_2 - p_3) \quad (\text{Eq. 20})$$

sendo A_r a área do rotor e p_2 e p_3 as pressões imediatamente antes e depois do rotor, respectivamente. Ora, sabendo que $p_1 = p_4$, que $U_2 = U_3$, e que a equação de Bernoulli pode ser utilizada entre os pontos 1 e 2 e entre os pontos 3 e 4, então vem:

$$T = \frac{1}{2} \rho \cdot A_r \cdot (U_1^2 - U_4^2) \quad (\text{Eq. 21})$$

$$U_2 = \frac{U_1 + U_4}{2} \quad (\text{Eq. 22})$$

Por consideração do factor de indução axial (a) e das equações 3 e 22 é possível então demonstrar que:

$$U_4 = U_1(1 - 2a) \quad (\text{Eq. 4})$$

o que não é mais do que a equação 4 já referida. Por substituição na equação 21 fica:

$$T = 2 \cdot a \cdot (1 - a) \cdot \rho \cdot A_r \cdot U_1^2 \quad (\text{Eq. 23})$$

Finalmente, para um anel do rotor com espessura dr e raio médio r , a respectiva área será:

$$A_a = 2\pi \cdot r \cdot dr \quad (\text{Eq. 24})$$

e logo,

$$dT_m = 4 \cdot a \cdot (1 - a) \cdot \rho \cdot U_1^2 \cdot \pi \cdot r \cdot dr \quad (\text{Eq. 25})$$

Considerando que dT_m deve ser igual a dT_{be} , e igualando as respectivas equações (17 e 25), é possível determinar o valor do factor de indução axial (a). Infelizmente, uma vez que o ângulo de incidência (ϕ) e consequentemente os coeficientes de sustentação (C_L) e arrasto (C_D) são também funções de a , não é possível encontrar uma expressão analítica explícita para a – a determinação do seu valor tem de ser feita com recurso a um processo iterativo.

Quanto ao factor de indução tangencial (a'), é possível demonstrar por conservação do momento angular²⁸ que:

$$\frac{a(1-a)}{a'(1+a')} = \left(\frac{\Omega r}{U_1} \right)^2 \quad (\text{Eq. 26})$$

2.1.2 Pressupostos da análise

As versões simplificadas das teorias BET e MT apoiam-se em alguns pressupostos que interessa aqui explicitar:

- ausência de fenómenos aerodinâmicos transitórios, isto é, o escoamento do ar em torno do rotor adapta-se com constantes de tempo negligenciáveis face às restantes dinâmicas do sistema (BET);
- ausência de perdas na ponta das pás provocadas pelo fluxo de ar em torno das mesmas, desde a superfície com maior pressão até à superfície com menor pressão²⁹ (BET). Acerca das perdas nas pontas das pás (*tip losses*), (Rodrigues, 1991) refere que “na verdade o problema da perda de eficiência de um rotor devida à existência de um número finito de pás, longe de ser assunto encerrado, oferece matéria para ampla discussão, o que se deve à complexidade dos fenómenos envolvidos e à consequente

²⁸ Ver por exemplo (Manwell, et al., 2002, páginas 90 e 91).

²⁹ Estas perdas podem ser significativas – neste trabalho elas serão englobadas num factor de perdas global que não será mais do que um coeficiente compreendido entre 0 e 1 que multiplicará o binário e o *thrust* produzidos pelo vento no rotor e que será ajustado aquando da parametrização do modelo.

dificuldade da sua modelação”. Assim, no âmbito deste trabalho, este e todos os demais efeitos que contribuem para a perda de eficiência do rotor serão englobados num parâmetro de rendimento, conforme adiante será exposto;

- ausência de movimento radial do vento nas pás (BET). Esta componente da velocidade do vento, que na realidade existe, faz com que as forças de arrasto e sustentação não sejam exactamente iguais às calculadas a partir dos respectivos coeficientes determinados em laboratório em condições de escoamento bi-dimensional;
- ausência de interacção aerodinâmica entre pás, o que não é um pressuposto forte, desde que o rotor possua um número reduzido de pás e que a velocidade de rotação do rotor não seja muito elevada (BET);
- alteração do momento linear e angular do vento uniformes em todo o disco do rotor (MT). Esta consideração equivale a desprezar o efeito de um número finito de pás e as consequentes variações dos factores de indução axial e tangencial em função do azimute e não apenas do raio.

Apesar da BET apresentada ser mais complexa e basear-se em mais pressupostos que a MT, o pressuposto subjacente à análise pela MT (nomeadamente a não consideração de um número finito de pás) é muito forte e conduz, na prática, a piores resultados dos modelos quando confrontados com dados medidos em turbinas eólicas reais. Assim, a MT é utilizada aqui de forma meramente acessória, no sentido de determinar os valores dos factores de indução (a e a'), sendo os valores do binário (Q) e do *thrust* (T) determinados a partir da BET (através de dT_{be} e dQ_{be}). A corroborar esta opção estão as afirmações de (Rodrigues, 1991, página 19), afirmando acerca da MT que “a teoria não dá qualquer informação sobre os detalhes do processo de transferência de energia e apenas pode fornecer uma estimativa da capacidade de conversão de um rotor” e acerca da BET que “desde que se disponha de informação adequada sobre os coeficientes de arrasto e sustentação a teoria pode fornecer previsões bastante aproximadas da realidade”.

Para além dos pressupostos subjacentes às duas teorias utilizadas, o algoritmo iterativo que será utilizado no modelo deste trabalho baseia-se ainda em três outros pressupostos:

- as pás apresentam o mesmo perfil alar desde a base até às pontas;
- cada pá é dividida e analisada em n_p segmentos finitos. Este não é um pressuposto forte desde que n_p seja um número suficientemente elevado³⁰;
- a direcção do vento é sempre perpendicular ao plano de rotação do rotor. Este pressuposto é aparentemente forte, uma vez que o vento varia continua e constantemente a sua direcção e que o sistema automático de

³⁰ O algoritmo foi executado com valores de n_p entre 5 e 200 e foi empiricamente determinado que valores entre 10 e 20 implicam geralmente erros face à melhor alternativa inferiores a 5%. Assim, o valor de n_p adoptado foi de 15.

orientação do rotor da turbina para o vento nunca consegue acompanhar estas mudanças instantaneamente³¹.

2.1.3 Adaptação do algoritmo para valores elevados do factor de indução axial

Um dos pressupostos implícitos na análise é o de que o valor do factor de indução axial (a) é inferior a 0,5. De facto, de acordo com a equação 4, se $a > 0,5$ então a velocidade do vento na esteira mais afastada torna-se negativa – a MT deixa de ser válida!

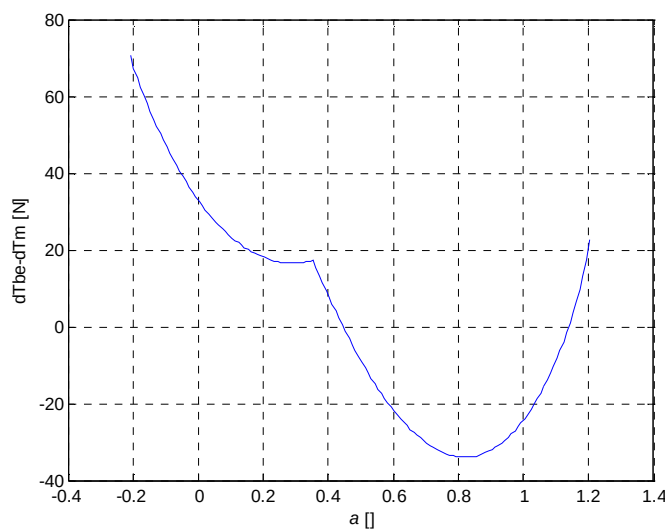


Figura 15 – Diferença entre dT_{be} e dT_m para diversos valores de a num segmento de pá. Exemplo de curva que aparenta a sobreposição de duas parábolas. Condições de funcionamento: $U_1=5\text{m/s}$, $\Omega=2,5\text{rad/s}$, $r=2\text{m}$, $\beta=15^\circ$, $c=2\text{m}$, $\rho=1,2\text{kg/m}^3$, $dr=0,25\text{m}$, $B=3$. Valor de a da solução: 0,4424.

A Figura 15 apresenta uma relação entre o factor de indução axial (a) e o valor da diferença entre dT_{be} e dT_m para um segmento de pá sujeito a condições dadas. As curvas resultantes destas relações apresentam invariavelmente o aspecto de uma, duas ou três parábolas sobrepostas umas às outras. Em algumas condições de funcionamento verifica-se que a(s) parábola(s) não intersecta(m) o eixo das abcissas, pelo que não é possível encontrar um valor de a que iguale dT_{be} e dT_m . No entanto, constata-se também que estas divergências do método ocorrem invariavelmente para valores de a superiores a 0,5 (ver Figura 16) – a prática coloca assim em evidência as fragilidades das teorias simplificadas que estão subjacentes à construção do algoritmo!

De acordo com (Manwell, et al., 2002), a dificuldade originada pela fragilidade da MT pode ser ultrapassada através de uma relação empírica desenvolvida por Glauert relacionando o factor de indução axial e o coeficiente de *thrust*:

³¹ No entanto, para erros de yaw pequenos os erros no binário e no *thrust* calculados também são pequenos. Ver por exemplo (Burton, 2001, capítulo 3.10).

$$a = (1/F) \cdot \left(0,143 + \sqrt{0,0203 - 0,6427(0,889 - C_T)} \right) \quad (\text{Eq. 27})$$

O coeficiente de *thrust* (C_T) é definido de forma semelhante aos coeficientes de sustentação e de arrasto por:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_1^2 A_r} = 4a(1-a) \quad (\text{Eq. 28})$$

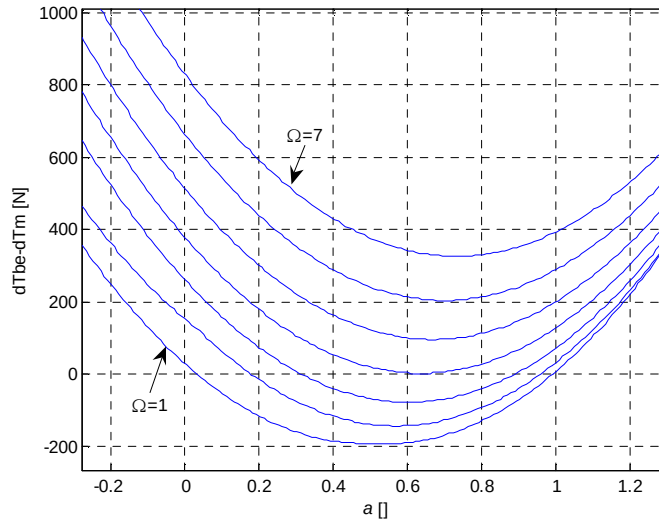


Figura 16 – Divergência no algoritmo base. O algoritmo converge para valores de Ω até 4 e diverge a partir daí. De notar que o algoritmo aproxima-se da divergência à medida que a se aproxima e ultrapassa 0,5. Condições de funcionamento do segmento de pá: $U_1=5\text{m/s}$, $\Omega=1$ a 7rad/s , $r=10\text{m}$, $\beta=0^\circ$, $c=0,5\text{m}$, $\rho=1,2\text{kg/m}^3$, $dr=0,25\text{m}$, $B=3$.

O coeficiente F , que pode variar entre 0 e 1, aparece na relação para incluir as perdas nas pontas das pás. De acordo com os pressupostos desta análise, não existem perdas nas pontas das pás e portanto F terá o valor de 1. A relação empírica de Glauert foi determinada para a totalidade do rotor. No entanto, segundo (Manwell, et al., 2002), é usual aplicar-se também a relação a cada secção anular do rotor. Para cada secção anular, o coeficiente de *thrust* é definido por:

$$C_{Tr} = \frac{dT_{be}}{\frac{1}{2} \rho U_1^2 A_a} = \frac{B(1-a)^2 c(C_D \sin \varphi + C_L \cos \varphi)}{2\pi \sin^2 \varphi} \quad (\text{Eq. 29})$$

O processo iterativo será então conduzido com as equações 27 e 29. Note-se que, apesar da relação empírica de Glauert só permitir valores de C_T superiores a 0,8574, ela só é empíricamente válida para valores de a superiores a 0,4 (o que implica valores de C_T superiores a 0,96).

2.1.4 Convergência do algoritmo

O algoritmo final da aerodinâmica do rotor (apresentado em anexo) possui os seguintes *inputs* (ver início deste capítulo e ver Figura 37):

- parâmetros do rotor e ambientais: $\beta=\beta(r)$, $c=c(r)$, R_{max} , R_{min} , ρ , n_p ;
- condições de funcionamento: U_1 , Ω ;

e os seguintes *outputs*:

- Q , T , C_P .

O cerne do algoritmo passa pela determinação do valor do factor de indução axial (a). Todos os valores das restantes variáveis e dos *outputs* são facilmente determinados desde que se conheça esse valor. No entanto, a convergência do algoritmo não é garantida à partida, por diversas razões, e acabou por revelar-se um verdadeiro desafio identificar e corrigir as origens das divergências do processo. Referindo-se às dificuldades da aplicação de um algoritmo semelhante, (Rodrigues, 1991) refere:

“Na prática a utilização do algoritmo de cálculo atrás descrito revelou alguns problemas, pois as relações trigonométricas envolvidas e a variação brusca dos coeficientes aerodinâmicos para determinados valores do ângulo de ataque, conduzem por vezes a singularidades que não permitem obter a desejada convergência. A existência de soluções múltiplas devido à recuperação de sustentação que normalmente se segue ao descolamento, podendo fazer corresponder um mesmo valor de C_L a valores diferentes do ângulo de ataque, esteve também na origem de alguns problemas, nomeadamente quando a divergência se verificava na solução dos coeficientes de retardamento para os sectores da pá mais próximos do eixo, onde os ângulos de ataque são maiores. As dificuldades de convergência destes algoritmos são frequentemente referidas na literatura (...)”

Não tendo sido as únicas, são de seguida indicadas duas das principais causas de divergência do método que tiveram de ser ultrapassadas.

O primeiro passo do algoritmo trata de identificar se o valor do factor de indução axial da solução é inferior a 0,4 – caso em que será utilizada a BEM – ou não – caso em que será utilizada a relação empírica de Glauert. Em ambos os casos, o valor de a será determinado por aplicação do método de Newton, pelo que este primeiro passo trata igualmente de identificar as ‘sementes’, isto é, os valores iniciais de a com que o processo iterativo será iniciado. A determinação de ‘sementes’ apropriadas é fundamental para o sucesso do algoritmo, conforme será evidenciado pela explicação que se segue.

No caso de ser utilizada a BEM, o método de Newton será aplicado à determinação do zero da função $dif = dT_{be} - dT_m$. A Figura 15 apresenta o gráfico dessa função para determinadas condições de funcionamento. Imaginemos que o primeiro valor de a no processo iterativo é inferior a 0,2. Ora, como o declive da função se anula antes que ela cruze o eixo das abcissas, o método de Newton irá eventualmente apontar para valores de a bem fora da gama dos valores possíveis e o algoritmo não será bem sucedido.

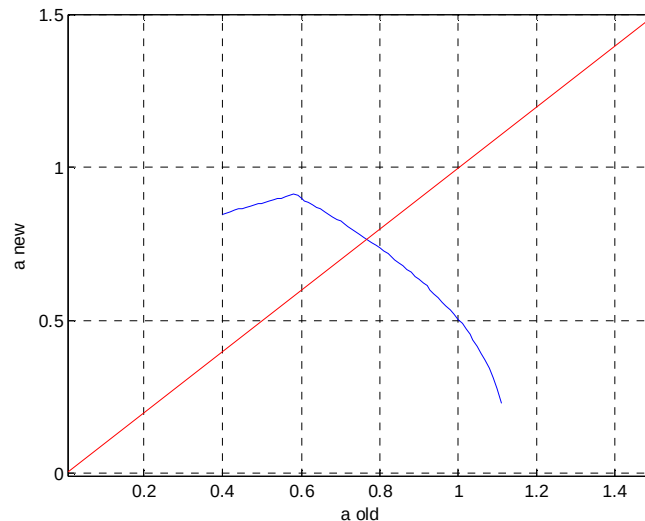


Figura 17 – Processo iterativo para $a > 0,4$. A azul está representada a relação entre o valor de a utilizado para calcular C_T (a_{old}) e o valor de a que resulta da relação empírica de Glauert (a_{new}). A vermelho está a relação de igualdade $a_{new} = a_{old}$. O valor de a da solução será o da intersecção das duas curvas. Condições de funcionamento: $U_1=5\text{m/s}$, $\Omega=1,5\text{rad/s}$, $r=12\text{m}$, $\beta=-7^\circ$, $c=2\text{m}$, $\rho=1,2\text{kg/m}^3$, $dr=0,25\text{m}$, $B=3$. Valor de a da solução: 0,7673.

No caso de ser utilizada a relação empírica de Glauert, o método de Newton será aplicado à determinação do zero da função $dif = a_{new} - a_{old}$, sendo a_{old} o valor de a que é utilizado para determinar C_T e a_{new} o valor de a que resulta da relação empírica de Glauert (equação 27). Para funções com o aspecto da apresentada na Figura 17, se o primeiro valor de a for próximo de 0,4, o método de Newton irá apontar para valores de a inferiores a 0,4, que podem tornar o radicando da equação 27 negativo, não conduzindo ao valor de a da solução.

Os métodos utilizados para a ultrapassagem das dificuldades de convergência do algoritmo estão apresentados de forma simplificada em anexo.

2.1.5 Comportamento do modelo aerodinâmico do rotor

Com base no algoritmo desenvolvido é possível evidenciar a relação entre diversas variáveis de funcionamento e de *output*, quer para um segmento de uma pá, quer para o conjunto do rotor. A validação do modelo aerodinâmico passou então pela confrontação desses resultados com as relações esperadas, de acordo com a literatura especializada. As relações mais importantes são apresentadas de seguida.

A relação entre o coeficiente de performance (C_p) e o *tip speed ratio* (λ) é mencionada na grande maioria da literatura sobre aerogeradores. A variação de λ pode ser encarada como a manutenção de uma velocidade de vento constante (U_1) associada a variações da velocidade de rotação do rotor (Ω). Para valores de Ω muito pequenos (λ pequeno), o vento incidirá nas pás com valores de ϕ muito elevados, o que dará origem ao efeito aerodinâmico de *stall*. À medida que Ω aumenta, a pá vai saindo progressivamente de *stall* com o consequente aumento

de C_L e logo de C_P até ser atingido um valor máximo. Para valores de Ω muito grandes (λ grande) a velocidade do vento relativamente às pás (U_{rel}) torna-se muito elevada ao mesmo tempo que ϕ tende para 0. Consequentemente a contribuição da força de sustentação (F_L) para o binário tenderá a diminuir enquanto a força de arrasto (F_D), agora significativa, tenderá a aumentar a sua contribuição, originando uma diminuição de C_P . Conclui-se, portanto, que para cada conjunto de características de um rotor³² existe uma relação óptima entre a sua velocidade de rotação (Ω) e a velocidade do vento (U_1).

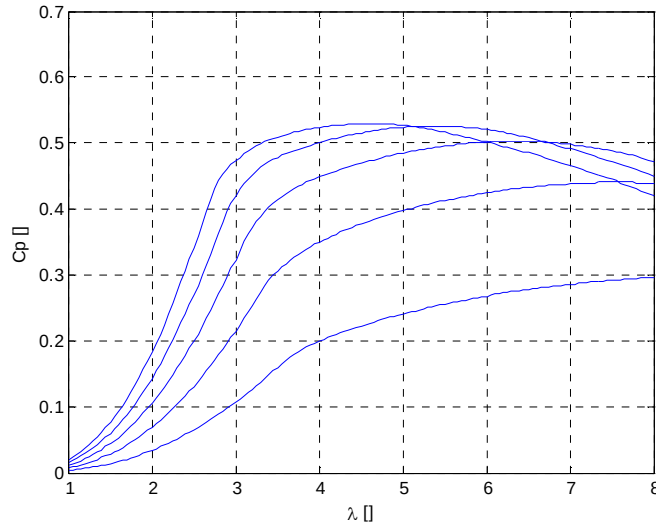


Figura 18 – Curva C_P - λ para diversos números de pás (B). As curvas deslocam-se de baixo e da direita para cima e para a esquerda à medida que B varia entre 1 e 5. Condições de funcionamento: $R_{max}=12m$, $R_{min}=2m$, β =variação linear com o raio de 20° até 0° , c =variação linear com o raio de $2,1m$ até $0,5m$, $\rho=1,2kg/m^3$.

A Figura 18 apresenta os resultados das curvas C_P - λ produzidas pelo algoritmo para diversos números de pás (B), mantendo as restantes condições de funcionamento constantes. A forma de cada curva está de acordo com o previsto pela teoria.

Saliente-se aqui a diferença fundamental entre as curvas da Figura 18 e a curva da Figura 7. As primeiras são obtidas para um rotor com determinadas características fixas fazendo variar as suas condições de funcionamento – são curvas ‘reais’. A última é obtida na fase de design, alterando as características do rotor por forma a obter a melhor performance possível para um dado *tip speed ratio* – é uma curva ‘teórica’.

Conforme já foi referido no capítulo introdutório, a solidez define-se como a percentagem de área total do rotor efectivamente coberta por pás. A variação do número de pás (B) ou a variação da corda das pás (c) produzem o mesmo efeito de variação da solidez do rotor. Foi igualmente referido que o aumento da solidez do rotor implica a escolha de velocidades de rotação mais baixas por forma a atingir

³² Note-se que a variação do ângulo de *pitch* (β_0) constitui uma forma de alteração das características de um rotor.

o C_p máximo. De facto, o aumento da solidez implica um abrandamento da velocidade do vento no rotor (aumento de a). Ora, como o aumento da velocidade de rotação do rotor (Ω) produz o mesmo efeito, e dado que existe um valor óptimo para a ³³, a um aumento da solidez deve corresponder uma diminuição de Ω e logo uma diminuição de λ para a mesma velocidade do vento.

De acordo com (Burton, 2001, página 175), os principais efeitos da variação da solidez são os seguintes:

“(1) Low solidity produces a broad, flat curve which means that the C_p will change very little over a wide tip speed ratio range but the maximum C_p is low because the drag losses are high (drag losses are roughly proportional to the cube of the tip speed ratio).”

“(2) High solidity produces a narrow performance curve with a sharp peak making the turbine very sensitive to tip speed ratio changes and, if the solidity is too high, has a relatively low maximum C_p . The reduction in C_{pmax} is caused by stall losses.”

Novamente, as curvas produzidas pelo algoritmo estão de acordo com o previsto (ver Figura 18).

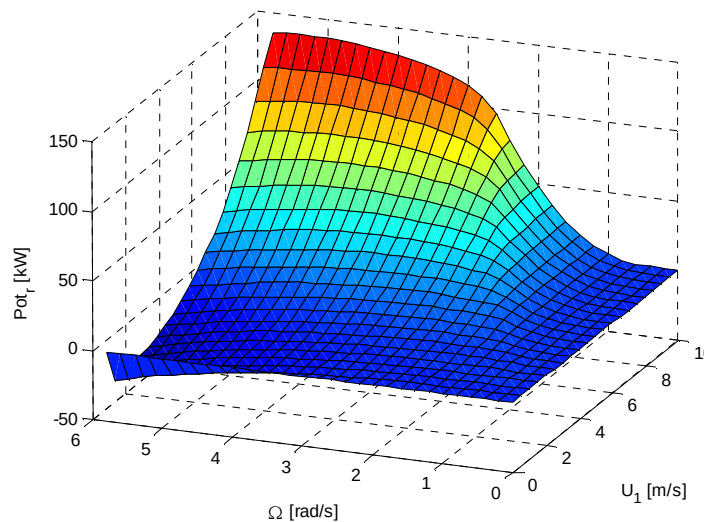


Figura 19 – Superfície $Pot_r-(\Omega-U_1)$. Condições de funcionamento: $R_{max}=12m$, $R_{min}=2m$, β =variação linear com o raio de 20° até 0° , c =variação linear com o raio de $2,1m$ até $0,5m$, $\rho=1,2kg/m^3$.

Uma outra relação que é interessante analisar, sobretudo porque é bastante inteligível, é a que se estabelece entre a potência disponível no veio do rotor (Pot_r) e pares de velocidades não perturbadas do vento (U_1) e velocidades de rotação do rotor (Ω). Se fixarmos uma velocidade do vento (U_1), então o aumento de Ω corresponderá a um aumento de λ . Como, para esse caso, a potência disponível no ar se mantém constante, Pot_r terá o mesmo andamento que C_p . Assim, um plano

³³ Que, de acordo com a teoria de Betz, é de $1/3$.

que intersecte a superfície da Figura 19 com U_1 constante produzirá uma curva com aspecto semelhante à curva $C_P-\lambda$.

Por outro lado, um plano que intersecte a superfície da Figura 19 com Ω constante produzirá uma curva que aproximará uma relação cúbica entre U_1 e Pot_r . De facto, de acordo com a equação 5, essa relação era esperada. No entanto, há ainda dois efeitos a explicar: os valores negativos da potência para valores de Ω elevados conjugados com valores de U_1 baixos; e a estabilização da potência para valores de U_1 elevados. O primeiro fenómeno explica-se do seguinte modo: se Ω é muito elevado para uma determinada velocidade do vento, então a turbina está, de facto, a funcionar como uma ventoinha, produzindo trabalho sobre o ar. Nesse caso a velocidade do vento no rotor será superior a U_1 e o factor de indução axial (a) será negativo. Quanto ao segundo fenómeno, ele resulta simplesmente de valores de φ muito elevados e do consequente efeito aerodinâmico de *stall*.

A Figura 20 apresenta as curvas de nível ('iso-potências' neste caso) resultantes da superfície da Figura 19. A visualização da relação entre as três variáveis através de curvas de nível permite a identificação gráfica do *tip speed ratio* óptimo para as características do rotor em causa. Para isso basta identificar, em cada curva (correspondente a uma determinada potência), o ponto correspondente à velocidade do vento (U_1) mais baixa – esse será o ponto que permite, para uma dada velocidade de vento, a extração da maior potência. Se unirmos os pontos assim encontrados verificaremos que eles se encontram sobre uma recta que define a relação óptima entre Ω e U_1 e logo o valor óptimo de λ .

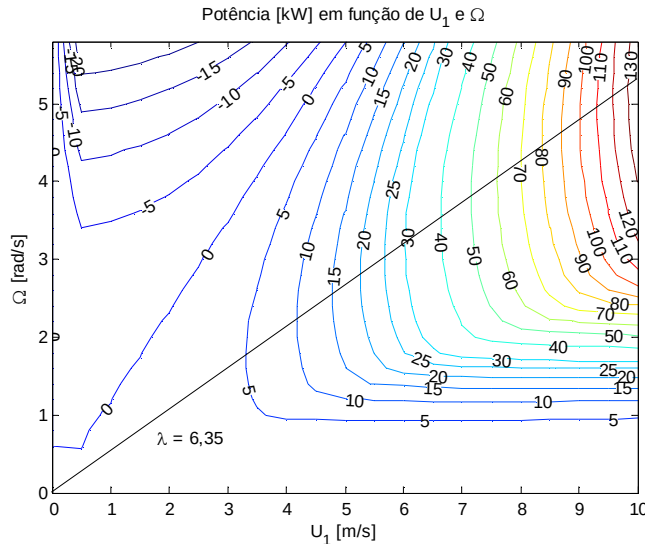


Figura 20 – Curvas de nível $Pot_r-(\Omega-U_1)$. Condições de funcionamento: $R_{max}=12m$, $R_{min}=2m$, β =variação linear com o raio de 20° até 0° , c =variação linear com o raio de $2,1m$ até $0,5m$, $\rho=1,2kg/m^3$.

Para um rotor que esteja a funcionar em condições óptimas, qualquer alteração dessas condições deverá conduzir a uma diminuição da potência disponível no veio do rotor (Pot_r). A alteração do ângulo de *pitch* (β_0) é uma forma de alterar as condições de funcionamento do rotor. Assim, se tudo o resto se mantiver, será expectável que uma alteração de β_0 (positiva ou negativa) produza uma

diminuição de Pot_r . Novamente os resultados do algoritmo estão de acordo com as previsões, conforme se pode constatar pela consulta da Figura 21 (as curvas β_0 - Pot_r para uma velocidade do vento constante podem ser encontradas pela intersecção de planos perpendiculares ao eixo U_1 com a superfície). Note-se que o eixo do $pitch$ estende-se até -5° e que, para estes valores negativos, a relação expectável não se verifica para valores de U_1 elevados. Tal explica-se simplesmente pelo facto de Ω ser considerado constante e para esses valores de U_1 as condições de funcionamento não serem óptimas.

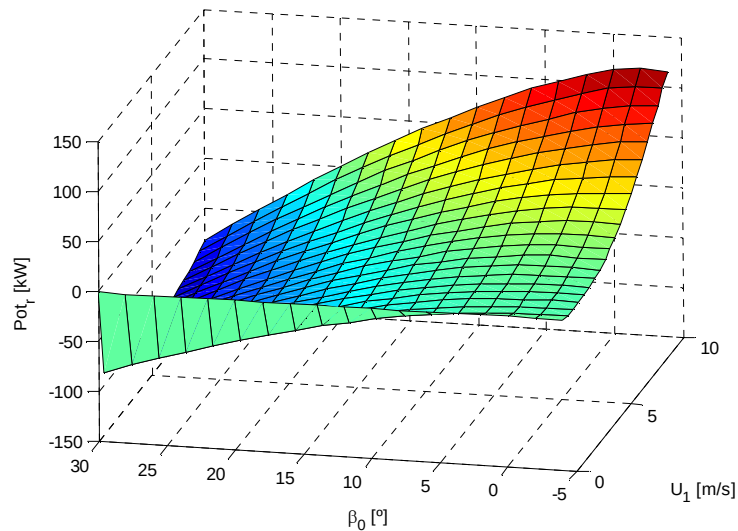


Figura 21 – Superfície Pot_r -(β_0 - U_1). Condições de funcionamento: $R_{max}=12m$, $R_{min}=2m$, β =variação linear com o raio de 20° até 0° , c =variação linear com o raio de $2,1m$ até $0,5m$, $\rho=1,2kg/m^3$, $\Omega=3$.

A superfície da Figura 21 pode revelar-nos informação mais pertinente para o assunto em causa neste trabalho se tomarmos as respectivas curvas de nível, conforme é feito na Figura 22. Cada curva de nível representa a variação em β_0 necessária para manter a potência num determinado valor quando a velocidade do vento (U_1) aumenta – compare-se a forma destas curvas com a forma esperada da Figura 10, sobretudo para valores positivos de β_0 ³⁴.

Da análise das curvas de nível interessa salientar dois aspectos, ambos relevantes para o controlo. Por um lado, à medida que a velocidade do vento aumenta, o acréscimo no ângulo de $pitch$ é feito invariavelmente a taxas decrescentes e, portanto, de uma forma claramente não linear. Por outro lado, para rotores a funcionar em condições óptimas (para velocidades próximas dos 4 m/s no caso representado), a derivada de β_0 relativamente a U_1 é nula. Isto implica que a manutenção da potência em valores constantes a partir de uma dada velocidade, obrigando assim à existência de um ponto não diferenciável (ponto angular) na curva Pot_r - U_1 (conforme a Figura 9), só é possível com velocidades de variação de β_0 infinitas – ou seja, é impossível! (Burton, 2001, página 351) refere claramente que “o joelho na curva de potência à velocidade de *design* será mais

³⁴ Neste trabalho será seguida a estratégia de controlo activo de $pitch$, pelo que a manutenção da potência será conseguida através de ângulos positivos de $pitch$.

arredondado na prática porque o controlo do *pitch* não consegue acompanhar as componentes de alta frequência da turbulência”. Consequentemente o controlo activo de *pitch* deverá começar a ser implementado antes de ser atingida a potência máxima do aerogerador!

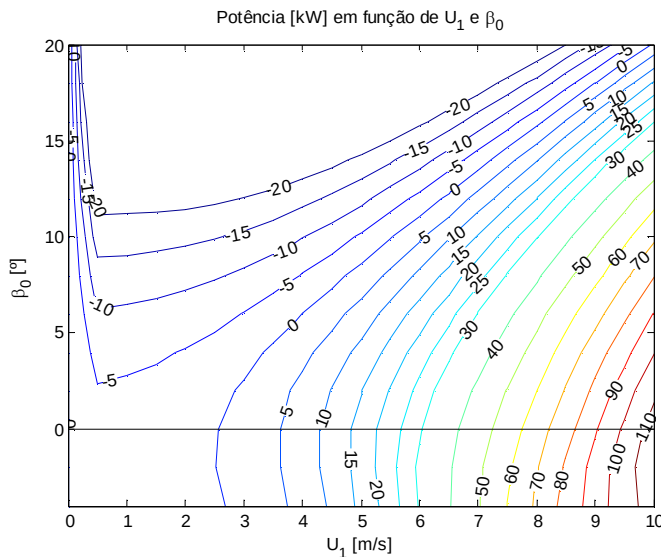


Figura 22 – Curvas de nível $Pot_r-(\beta_0-U_1)$. Condições de funcionamento: $R_{max}=12m$, $R_{min}=2m$, β =variação linear com o raio de 20° até 0° , c =variação linear com o raio de $2,1m$ até $0,5m$, $\rho=1,2kg/m^3$, $\Omega=3$.

2.1.6 Inclusão da aerodinâmica no modelo global da turbina

Conforme foi referido no início deste capítulo, a aerodinâmica do rotor da turbina poderá ser representada por um bloco num diagrama de blocos mais geral representativo de toda a dinâmica do aerogerador. No presente trabalho a dinâmica do sistema será modelada em Simulink, um ‘pacote’ que adiciona uma interface gráfica às ferramentas de modelação e simulação do Matlab. O aspecto do bloco da aerodinâmica está apresentado na Figura 23. Neste caso ele não representa mais do que uma interface entre o algoritmo desenvolvido em código Matlab e o restante modelo do sistema desenvolvido em Simulink.

Interessa por fim referir que os valores de binário (Q) e *thrust* (T) devolvidos por este bloco não serão os que servirão de *input* aos blocos seguintes. Em vez disso eles serão afectados por coeficientes – factores de perdas η_q e η_t para o binário e para o *thrust*, respectivamente (‘rend_q’ e ‘rend_t’ na Figura 23) – que permitirão ajustar os valores assim encontrados a valores efectivamente medidos, caso existam, diminuindo assim eventuais falhas que o algoritmo possa conter³⁵ (ver Figura 37).

³⁵ Uma dessas falhas será, por exemplo, o já referido factor de perdas nas pontas das pás (F).

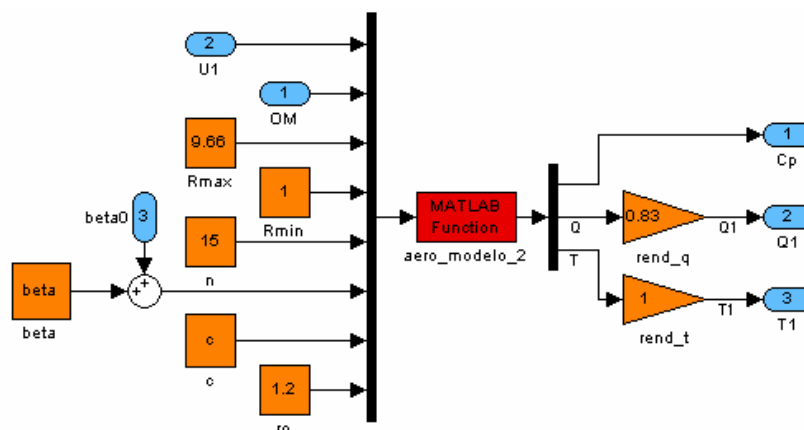


Figura 23 – Concretização em Simulink do bloco respeitante à aerodinâmica do rotor. A azul – inputs e outputs; a laranja – parâmetros; a vermelho – algoritmo da aerodinâmica desenvolvido em Matlab e apresentado em anexo a este relatório.

A Figura 24, retirada de outro estudo sobre turbinas eólicas de eixo horizontal, apresenta um exemplo de comparação dos valores do coeficiente de performance medidos experimentalmente e os valores calculados através de um modelo semelhante ao utilizado neste trabalho. Pode constatar-se que a diferença é notória e não apresenta comportamento linear. Nesse caso, a inclusão no modelo de factores de perdas de binário (η_q) e *thrust* (η_t) variáveis em função de λ pode permitir a correcção desses erros de previsão. Em todo o caso a calibração dos valores de η_q e η_t só poderá ser feita correctamente através da confrontação dos dados do modelo com dados reais.

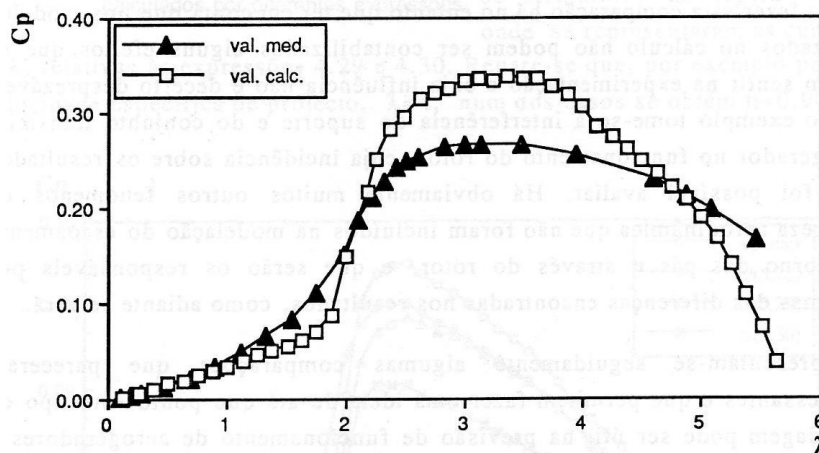


Figura 24 – Comparação entre dados de C_p medidos e calculados (Rodrigues, 1991).

2.2 Restantes dinâmicas

2.2.1 Cadeia de transmissão e gerador

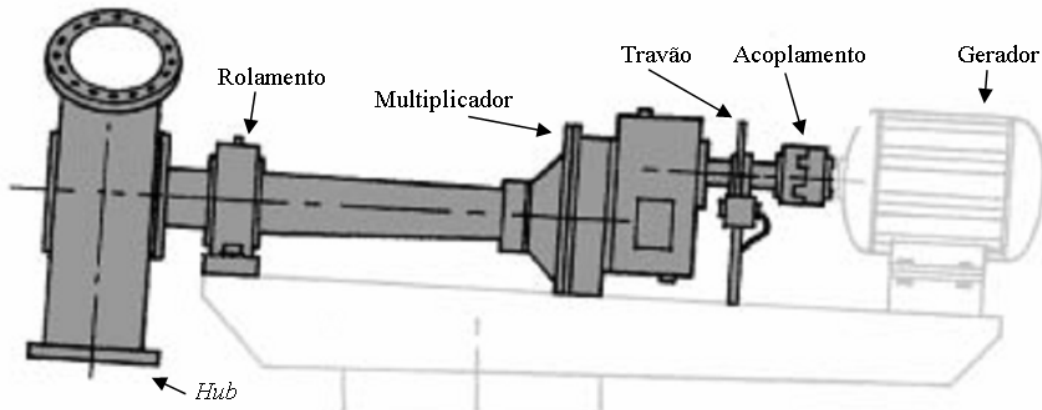


Figura 25 – Aspecto típico de uma cadeia de transmissão de um aerogerador de eixo horizontal.

(Burton, 2001, página 488) afirma:

“A typical drive train can be considered to consist of a large rotor inertia and a (smaller) high-speed shaft inertia (mainly the generator and brake disc), separated by a torsional spring which represents twisting of shafts and couplings, bending of gear teeth and deflection of any soft mountings. Sometimes it is important to consider also the coupling of the torsional mode of vibration with the first rotor in-plane collective mode, in which case the drive train can be approximated by three inertias and two torsional springs.”

Um modelo com três inércias e duas molas de torção foi inicialmente considerado. Porém, rapidamente se tornou evidente que a rigidez torsional dos veios impunha ao sistema modos de vibração muito mais rápidos do que os modos de vibração e frequências mais relevantes para o trabalho em causa (nomeadamente os da oscilação da torre, do tempo de resposta do mecanismo de variação do *pitch* e da excitação à frequência de passagem das pás, conforme se verá adiante). Levantou-se então a questão de saber se as molas de torção poderiam ser eliminadas do modelo dinâmico. Essa questão é relevante uma vez que a sua inclusão, além de aumentar a complexidade do modelo, introduz neste modos de vibração muito rápidos que podem dar origem a tempos de execução de simulações em computador inaceitáveis.

(Heier, 1998, página 95) afirma que “a cadeia de transmissão pode ser considerada perfeitamente rígida e com comportamento proporcional”. Por seu turno, (Costa, 2005, página 57) refere que o uso de modelos mais simples, cuja dinâmica se reduz à aceleração angular de um corpo com um dado momento de inércia e um dado atrito viscoso, é possível em certas aplicações. No entanto, o mesmo autor refere mais adiante que “embora mais simples, esta representação exclui certas propriedades do acoplamento mecânico que influenciam o projecto

do sistema de controlo e a análise do regime transitório dos sistemas completos de ligação à rede. Não entra, nomeadamente, em linha de conta com a elasticidade do *power train*”.

Em consonância, (Burton, 2001, páginas 370 e 372) refere explicitamente que:

“The rotational dynamics of the drive train can have a major effect on loading. The effect is very different in fixed and variable-speed turbines, but in each case the consequence of ignoring drive-train dynamics at the design stage can be very severe.

(...)

In the fixed speed case, the directly-coupled induction generator provides a lot of damping since the air-gap torque increases steeply with generator speed. The torque-slip curve completely changes the dynamics compared to the variable speed case, resulting in a much lower first mode frequency, typically closer to 1 Hz. (...) The position of the peak with respect to blade-passing frequency is critical: if the blade-passing frequency is close to the peak, very large gearbox torque and electrical power oscillations will occur at this frequency. Pitch control may further exacerbate these.”

Ou seja, não só afirma que a frequência de vibração da cadeia de transmissão se aproxima de 1 Hz (que é um valor dentro da gama crítica para o trabalho em causa), como também que essa vibração tem efeitos significativos ao nível da potência eléctrica gerada, os quais podem ser agravados pelo efeito da acção de controlo sobre o *pitch*.

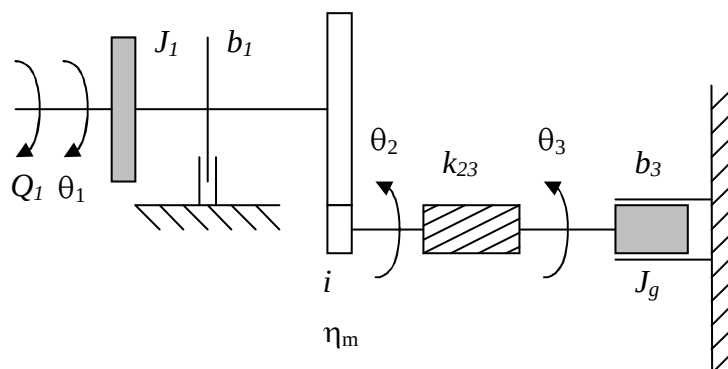


Figura 26 – Modelo da cadeia de transmissão e do gerador adoptado (compare-se com a Figura 25).

A inclusão de uma mola de torção no modelo é suficiente para representar a primeira, e única relevante, frequência de ressonância do sistema. O modelo finalmente adoptado (representado na Figura 26) inclui assim uma mola de torção, duas inércias e um multiplicador. A rigidez da mola de torção (k_{23}) considera a rigidez da torção conjunta das pás no plano de rotação, a rigidez dos acoplamentos flexíveis e a rigidez dos veios de alta e baixa velocidade. A inércia J_1 inclui a inércia do rotor da turbina e a inércia menos relevante do veio de baixa velocidade. A inércia J_g inclui a inércia do rotor do gerador, a inércia do disco de travão e a inércia menos relevante do veio de alta velocidade. As inércias do multiplicador são desprezadas.

O multiplicador apresenta um rácio de multiplicação de 1: i e um rendimento global de η_m . O atrito viscoso b_1 tem por efeito diminuir o binário disponível no veio de baixa velocidade (Q_1). Apesar do seu efeito ser pequeno quando comparado com os binários em causa, ele é fundamental no amortecimento das vibrações naturais da cadeia de transmissão e não pode ser negligenciado nas respectivas equações dinâmicas. O parâmetro b_3 representa a oposição ao movimento do rotor do gerador que é proporcional à sua velocidade angular, nomeadamente o atrito viscoso e o binário eléctrico (conforme se verá mais à frente). Ora, uma vez que este último é grande relativamente ao primeiro, o atrito viscoso no veio de alta velocidade pode ser negligenciado sem impactos significativos no modelo da cadeia de transmissão.

As equações que descrevem o comportamento dinâmico do modelo da cadeia de transmissão são então as seguintes:

$$k_{23}(\theta_2 - \theta_3) \frac{i}{\eta_m} = Q_1 - \ddot{\theta}_1 J_1 - \dot{\theta}_1 b_1 \quad (\text{Eq. 30})$$

$$\theta_1 = \frac{\theta_2}{i} \quad (\text{Eq. 31})$$

$$Q_r = k_{23}(\theta_2 - \theta_3) \quad (\text{Eq. 32})$$

sendo Q_r o binário aplicado pela cadeia de transmissão ao veio do gerador.

O gerador considerado neste trabalho é um gerador trifásico assíncrono de indução, com ligação directa à rede. Segundo (Manwell, et al., 2002, página 228), neste tipo de geradores “o binário mecânico está, numa boa aproximação, linearmente relacionado com o *slip* dentro da gama de valores de *slip* que geralmente são encontrados na prática”. No mesmo sentido vão as seguintes afirmações:

“When the applied torque varies slowly relative to the electrical grid frequency, a quasi steady state approach may be taken for the analysis. That is, the electrical torque may be assumed to be a function of slip (...). The quasi steady state approach may normally be used in assessing wind turbine dynamics. This is because the frequency of fluctuations in the wind induced torque and those of mechanical oscillations are generally much less than the grid frequency.” (Manwell, et al., 2002, página 230)

Note-se que estas considerações têm implícito o pressuposto, normalmente realista no caso de aerogeradores de baixa potência conectados a uma rede de distribuição eléctrica, de que a rede eléctrica é “forte”, isto é, que as respectivas características de intensidade e frequência de tensão não são alteradas pelo funcionamento do aerogerador.

Assim sendo, a dinâmica do gerador de indução pode ser descrita pela seguinte equação:

$$J_g \ddot{\theta}_3 = Q_r - Q_e \quad (\text{Eq. 33})$$

Em que Q_r representa, como já foi visto, o binário aplicado pela cadeia de transmissão ao veio do gerador e Q_e representa o binário eléctrico que o gerador impõe ao seu rotor.

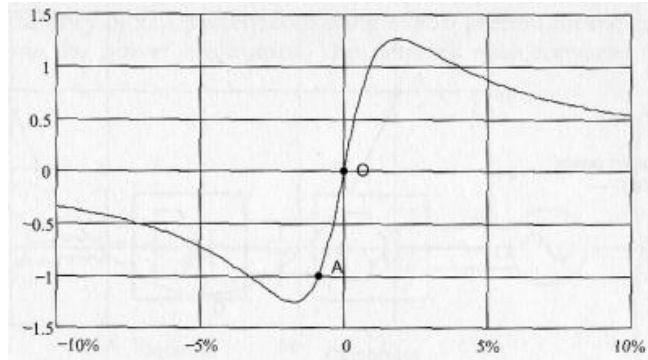


Figura 27 – Variação da potência activa do gerador (Pot_g) [MW] com o slip (s) num gerador assíncrono de 1MW. Note-se que potências negativas correspondem a geração, embora neste relatório se considere que Pot_g é positiva. (Burton, 2001, página 439)

A Figura 27 apresenta uma curva Pot_g - s típica de um gerador assíncrono. Para valores de slip (s) negativos o mecanismo funciona como um gerador; para valores de s positivos o mecanismo funciona como um motor. O ponto O representa o ponto em que a velocidade de rotação do rotor é igual à velocidade de rotação do campo magnético do estator e, portanto, o binário e a potência eléctrica são nulos. O ponto A representa o ponto de funcionamento nominal (neste caso para um gerador com potência nominal (Pot_n) de 1 MW e slip nominal (s_n) de -1%).

Partindo do ponto de velocidade de rotação síncrona, no qual o binário eléctrico é nulo, as variações de Q_e podem ser representadas de duas formas alternativas e equivalentes:

$$\delta Q_e = Q_e = -k_g \cdot s \quad (\text{Eq. 34})$$

ou

$$\delta Q_e = Q_e = b_3 \cdot \delta \dot{\theta}_3 \quad (\text{Eq. 35})$$

com

$$\delta \dot{\theta}_3 = \dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_s \quad (\text{Eq. 36})$$

A potência eléctrica do gerador pode ser encontrada pela seguinte expressão:

$$Pot_g = Q_e \cdot \dot{\theta}_3 \quad (\text{Eq. 37})$$

A velocidade angular do rotor do gerador pode relacionar-se com a velocidade angular síncrona por:

$$\dot{\theta}_3 = (1 - s) \cdot \dot{\theta}_s \quad (\text{Eq. 38})$$

Assim, e tendo em conta a equação 34, vem:

$$Pot_g = -k_g \cdot s \cdot (1-s) \cdot \dot{\theta}_s \quad (\text{Eq. 39})$$

Portanto, na gama de valores de s relevantes, a curva Pot_g-s aproximar-se-á de uma parábola. No entanto, como s é sempre pequeno, a relação irá na prática ser aparentemente linear (ver a relação Pot_g-s entre os pontos O e A da Figura 27). A equação 39 pode ser utilizada para determinar o valor de k_g , bastando para isso considerar o ponto de funcionamento nominal do gerador:

$$k_g = -\frac{Pot_n}{s_n \cdot (1-s_n) \cdot \dot{\theta}_s} \quad (\text{Eq. 40})$$

Finalmente, relacionando as equações 34, 35, 36 e 38, vem:

$$b_3 = \frac{k_g}{\dot{\theta}_s} \quad (\text{Eq. 41})$$

Embora não crítico para o trabalho em causa, foi considerado um rendimento global para o gerador eléctrico (η_g) compreendido entre 0 e 1. A potência final disponível para injeção na rede fica então definida por:

$$Pot = \eta_g \cdot Pot_g = \eta_g \cdot Q_e \cdot \dot{\theta}_3 \quad (\text{Eq. 42})$$

A função de transferência da cadeia de transmissão e do gerador relaciona o binário aerodinâmico (Q_1) e a potência gerada (Pot) e pode ser deduzida conforme a explanação seguinte. Das equações 30 e 31 é possível escrever:

$$\ddot{\theta}_1 = \frac{1}{J_1} \left[Q_1 - b_1 \dot{\theta}_1 - (\theta_1 i - \theta_3) k_{23} \frac{i}{\eta_m} \right] \quad (\text{Eq. 43})$$

Por outro lado, das equações 31, 32, 33 e 35 vem:

$$\ddot{\theta}_3 = \frac{1}{J_g} \left[(\theta_1 i - \theta_3) k_{23} - b_3 \cdot \delta \dot{\theta}_3 \right] \quad (\text{Eq. 44})$$

Tomando as transformadas de Laplace das equações 43 e 44 e após alguma simplificação é possível obter a relação:

$$\begin{aligned} \frac{\delta(s\theta_3)}{Q_1} &= \\ &= \frac{k_{23}i}{s^3(J_1 J_g) + s^2(J_g b_1 + J_1 b_3) + s\left(\frac{k_{23}i J_g}{\eta_m} + b_3 b_1 + k_{23} J_1\right) + \left(b_1 + \frac{b_3 i^2}{\eta_m}\right) k_{23}} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 45})$$

Das equações 35, 37 e 42 vem:

$$Pot = \eta_g b_3 \delta \dot{\theta}_3 \dot{\theta}_3 \quad (\text{Eq. 46})$$

Ora, considerando que a velocidade de rotação do gerador nunca se afasta significativamente do seu valor nominal, então a equação 46 pode ser reescrita como:

$$Pot \approx \eta_g b_3 \delta \dot{\theta}_3 \dot{\theta}_s (1 - s_n) \quad (\text{Eq. 47})$$

Finalmente, a função de transferência fica:

$$\begin{aligned} FT_{tg} &= \frac{Pot}{Q_1} = \frac{Pot}{\delta(s\theta_3)} \cdot \frac{\delta(s\theta_3)}{Q_1} = \\ &= \frac{\eta_g b_3 \dot{\theta}_s (1 - s_n) k_{23} i}{s^3 (J_1 J_g) + s^2 (J_g b_1 + J_1 b_3) + s \left(\frac{k_{23} i J_g}{\eta_m} + b_3 b_1 + k_{23} J_1 \right) + \left(b_1 + \frac{b_3 i^2}{\eta_m} \right) k_{23}} \quad (\text{Eq. 48}) \end{aligned}$$

Para valores de *slip* (*s*) significativamente superiores ao seu valor nominal a potência eléctrica do gerador (*Pot_g*) descrece com aumentos de *s* e as relações consideradas até aqui deixam de ser válidas. Uma vez que na realidade tais situações só raramente ocorrem, considera-se suficiente a introdução no modelo de uma saturação do valor máximo do binário eléctrico (*Q_{e-sat}*) – ver Figura 28.

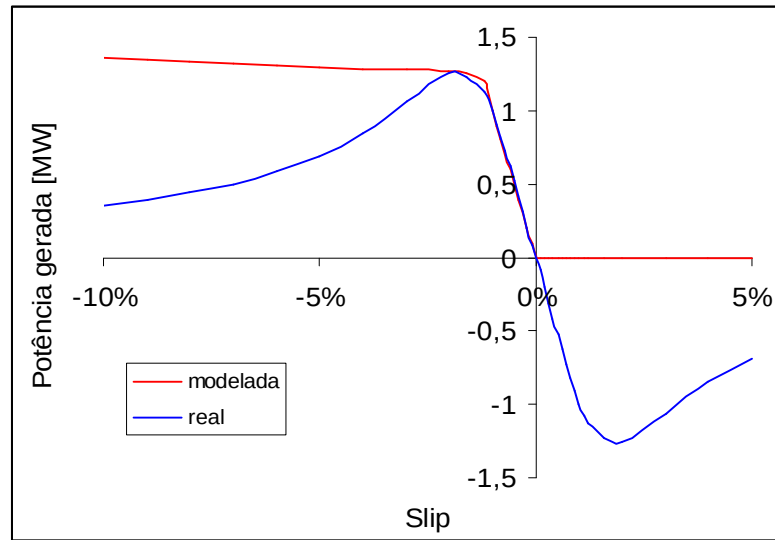


Figura 28 – Aspecto de uma relação *Pot_g-s* real e da respectiva relação modelada.

Por outro lado, quando a turbina roda lentamente, *s* é positivo e o gerador funciona efectivamente como um motor eléctrico, consumindo energia da rede eléctrica na sua aceleração. Alguns aerogeradores, mormente os aerogeradores com controlo passivo por *stall*, necessitam de facto de ser acelerados até velocidades de rotação próximas das suas velocidades síncronas. No entanto, como no presente trabalho o aerogerador possui controlo activo de *pitch*, tal procedimento não é necessário e é até de evitar. Assim, o rotor da turbina será

acelerado por forças aerodinâmicas até uma velocidade próxima da velocidade síncrona, e só então o gerador será conectado à rede eléctrica.

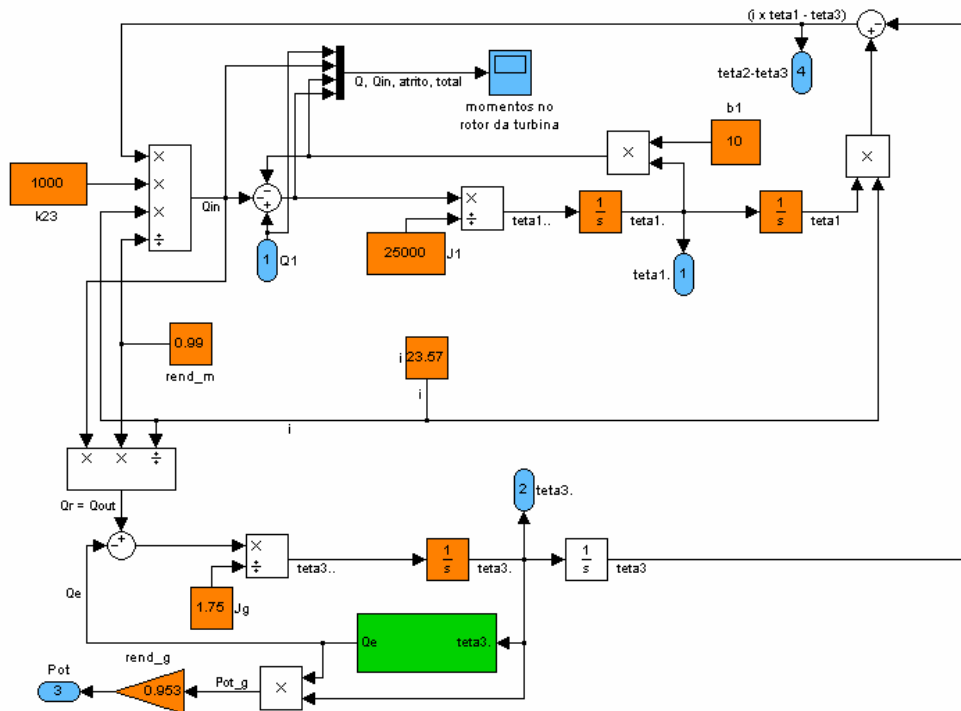


Figura 29 – Modelo da cadeia de transmissão e do gerador em Simulink. A azul – inputs e outputs; a verde – sub-sistema (ver Figura 30); a laranja – parâmetros.

O procedimento de conexão do gerador à rede eléctrica sai fora do âmbito deste trabalho. Considerar-se-á simplesmente que o gerador se encontra conectado sempre que a sua velocidade de rotação for superior à síncrona e que se encontra desconectado nos casos contrários. Como tal, considera-se suficiente a introdução no modelo de uma saturação do valor mínimo de Q_e , nomeadamente garantindo que Q_e é sempre maior ou igual a zero.

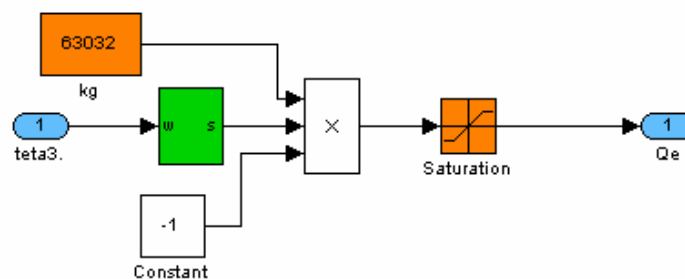


Figura 30 – Sub-sistema do modelo da cadeia de transmissão e do gerador em Simulink. A azul – input e output; a laranja – parâmetros. O bloco apresentado a verde contém operações algébricas que permitem a determinação do slip (s) a partir da velocidade de rotação θ_3 .

Os efeitos das saturações assim introduzidas no modelo na curva Pot_g-s estão ilustrados na Figura 28. Conforme se pode constatar, o modelo é mais benevolente relativamente a situações de binário aerodinâmico muito elevado. De facto, nestas

situações, s pode ultrapassar o valor ao qual a potência gerada é máxima. Ora, na realidade, para valores de s superiores (em módulo) a esse valor crítico, um aumento de s conduz a uma diminuição de Q_e , o que conduz a um aumento de s e assim sucessivamente. Diz-se então que o aerogerador ‘embala’. No entanto, de acordo com o modelo adoptado, o efeito de realimentação não se verifica – o binário eléctrico (Q_e) mantém-se no seu valor máximo e acelerações do rotor dependem exclusivamente de aumentos do binário aerodinâmico.

O bloco em Simulink representativo da cadeia de transmissão e do gerador tem o aspecto apresentado na Figura 29 e na Figura 30.

2.2.2 Torre

A torre que suporta a *nacelle* e o rotor apresenta uma determinada rigidez e fica sujeita a determinadas forças e momentos que lhe imprimem movimentos oscilatórios complexos. É particularmente relevante para este trabalho a incorporação no modelo global do aerogerador da dinâmica da oscilação da torre na direcção do eixo do rotor. De facto, este movimento da torre implica que a velocidade do vento percebida pelo rotor da turbina seja ligeiramente alterada, de acordo com a equação seguinte:

$$U_1 = U_0 - U_{torre} \quad (\text{Eq. 49})$$

O *buslís* deriva não tanto da amplitude dessa alteração, mas sim da sua interacção com o mecanismo de controlo activo de *pitch*. Consideremos um aumento do ângulo de *pitch* (β_0). Esse aumento implica, segundo o modelo aerodinâmico adoptado e para condições de funcionamento normais, uma diminuição imediata do *thrust* e, conseqüentemente, um deslocamento da *nacelle* no sentido contrário ao do vento. Ora tal irá aumentar a velocidade do vento percebida pelo rotor, o que obrigará a um aumento extra do ângulo de *pitch*. Eventualmente este efeito de sobrealimentação cessará, mas não antes de imprimir à torre uma multiplicação da amplitude da sua oscilação, cujas consequências estruturais de longo prazo são muito nefastas.

Assim, o modelo adoptado para a oscilação da torre deve ser capaz de evidenciar o seu modo característico de oscilação, nomeadamente com amplitude, frequência e amortecimento adequados. O modelo de parâmetros concentrados adoptado está representado na Figura 31, sendo:

- x – deslocamento axial da *nacelle*;
- T_1 – *thrust* (após perdas);
- m_n – massa da *nacelle* e do rotor;
- g – constante de aceleração gravítica;
- H – altura da torre;
- γ – ângulo de inclinação da torre;
- k_γ – constante de elasticidade de mola de torção;
- b_γ – coeficiente de atrito viscoso.

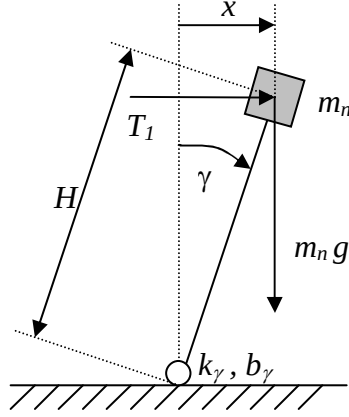


Figura 31 – Modelo adoptado para a torre.

Uma vez que a massa da torre é desprezada e que as restantes massas se consideram concentradas no ponto cimeiro da torre, o momento de inércia relativamente ao eixo de rotação³⁶ da torre é dado pelo produto do quadrado da altura da torre por estas massas. Assim, a equação de movimento do modelo é a seguinte:

$$m_n g H \sin \gamma + T_1 H \cos \gamma - k_\gamma \gamma - b_\gamma \dot{\gamma} = m_n H^2 \ddot{\gamma} \quad (\text{Eq. 50})$$

Na prática os ângulos de inclinação das torres (γ) nunca são muito elevados, pelo que é possível utilizar as simplificações usuais para as relações trigonométricas: $\cos(x) \approx 1$, $\sin(x) \approx x$. Assim, a dinâmica deste sistema pode ser representada pela seguinte função de transferência de segunda ordem, relacionando a inclinação da torre (γ) com o *thrust* (T_1):

$$FT_t = \frac{\gamma}{T_1} = \frac{H}{s^2(m_n H^2) + s(b_\gamma) + (k_\gamma - m_n g H)} \quad (\text{Eq. 51})$$

A frequência natural não amortecida e o coeficiente de amortecimento deste sistema ficam então definidos por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k_\gamma - m_n g H}{m_n H^2}} \quad (\text{Eq. 52})$$

e

$$\zeta = \frac{b_\gamma}{2\omega_n m_n H^2} \quad (\text{Eq. 53})$$

Na realidade, são os parâmetros k_γ e b_γ do modelo que são desconhecidos e que deverão ser determinados por forma a garantir que ω_n e ζ se aproximam dos valores reais. Resolvendo as equações 52 e 53 em ordem aos parâmetros vem:

³⁶ O eixo de rotação da torre aqui considerado diz respeito à sua oscilação e é portanto um eixo horizontal – não confundir com o eixo de rotação da turbina!

$$k_{\gamma} = m_n H (g + H \omega_n^2) \quad (\text{Eq. 54})$$

e

$$b_{\gamma} = 2\zeta \cdot \omega_n \cdot m_n \cdot H^2 \quad (\text{Eq. 55})$$

Para que a aplicação das fórmulas das equações 54 e 55 seja possível é naturalmente necessário o conhecimento antecipado dos valores de ω_n e ζ . As torres são usualmente estruturas metálicas rígidas e contínuas cujo coeficiente de amortecimento é sempre muito baixo³⁷. De acordo com (Burton, 2001, página 374) ζ situa-se normalmente entre 0,02 e 0,03. Por outro lado, de acordo com (Manwell, et al., 2002, página 310) ζ deverá estar compreendido entre 0,05 e 0,15. Neste trabalho será adoptado um valor intermédio de $\zeta=0,05$.

A determinação do valor de ω_n além de ser mais crítica é também menos imediata, uma vez que a frequência de oscilação da torre varia conforme uma série de parâmetros adicionais como a sua altura, o seu diâmetro ou a massa do rotor. De acordo com (Manwell, et al., 2002), nos casos mais simples em que a torre pode ser aproximada por uma barra encastrada com uma massa concentrada no topo, a frequência natural de oscilação pode ser aproximada por:

$$\omega_n = \sqrt{\frac{3EI}{H^3(0,23m_t + m_n)}} \text{ [rad/s]} \quad (\text{Eq. 56})$$

sendo:

 m_t – massa da torre [kg]; E – módulo de flexibilidade do material³⁸ [Pa]; I – momento de inércia da secção da torre³⁹ [m⁴].

Por outro lado, (Burton, 2001, página 455) refere que a frequência natural de oscilação varia inversamente com o raio da turbina, quando todos os elementos mantêm a escala; e varia com $H^{5/6}$, quando apenas a altura da torre (H) varia. Como exemplos (que podem servir de base) são referidas as frequências naturais de oscilação de três torres:

- $H = 60$ m, $R_{max} = 30$ m, $\omega_n \approx 5,6$ rad/s (Rodrigues ; Carreto, 2004);
- $H = 50$ m, $R_{max} = 30$ m, $\omega_n \approx 4,1$ rad/s (Burton, 2001);
- $H = 35$ m, $R_{max} = 20$ m, $\omega_n \approx 7,3$ rad/s (Burton, 2001).

Conforme já foi referido, uma outra característica do comportamento do modelo que deverá ser afinada diz respeito à amplitude da oscilação da torre. Esta amplitude é importante, uma vez que ela, em conjunto com a frequência de oscilação, irá determinar a velocidade do deslocamento axial de todo o rotor da

³⁷ Na realidade, o amortecimento do movimento oscilatório das torres é sobretudo aerodinâmico.

³⁸ Usualmente as estruturas metálicas das torres são construídas em aço. Para o aço, E é aproximadamente igual a 210 GPa.

³⁹ Geralmente os momentos de inércia $I = \int x^2 dm$ [kg.m²] e $I = \int x^2 dA$ [m⁴] são confundidos na literatura. Neste relatório os momentos de inércia respeitantes a uma área (como neste caso, uma vez que se trata do momento de inércia de uma secção) serão do segundo tipo, e os momentos de inércia respeitantes a um corpo serão do primeiro tipo.

turbina. Utilizando as simplificações para ângulos pequenos, esta velocidade é definida como:

$$U_{torre} = \dot{x} = H \cdot \dot{\gamma} \quad (\text{Eq. 57})$$

De acordo com a função de transferência da equação 51, o ganho estático do modelo é dado por:

$$k_{ss} = \frac{\gamma_{ss}}{T_1} = \frac{1}{H\omega_n^2 m_n} \quad (\text{Eq. 58})$$

Conforme se pode perceber, o ganho estático (k_{ss}) fica automaticamente determinado assim que se fixa um valor para ω_n . Consultando a Figura 31 e considerando as aproximações para ângulos pequenos, o deslocamento do topo da torre em regime permanente (x_{ss}) pode ser determinado como:

$$x_{ss} = \frac{T_1}{\omega_n^2 m_n} \quad (\text{Eq. 59})$$

Por outro lado, se considerarmos que o comportamento da torre pode ser aproximado por o de uma barra encastrada sujeita a uma força perpendicular na sua ponta, então simples considerações de mecânica estrutural permitem outra via de cálculo para x_{ss} , cujo resultado deverá ser comparado com o da equação 59:

$$x_{ss} = \frac{T_1 H^3}{3EI} \quad (\text{Eq. 60})$$

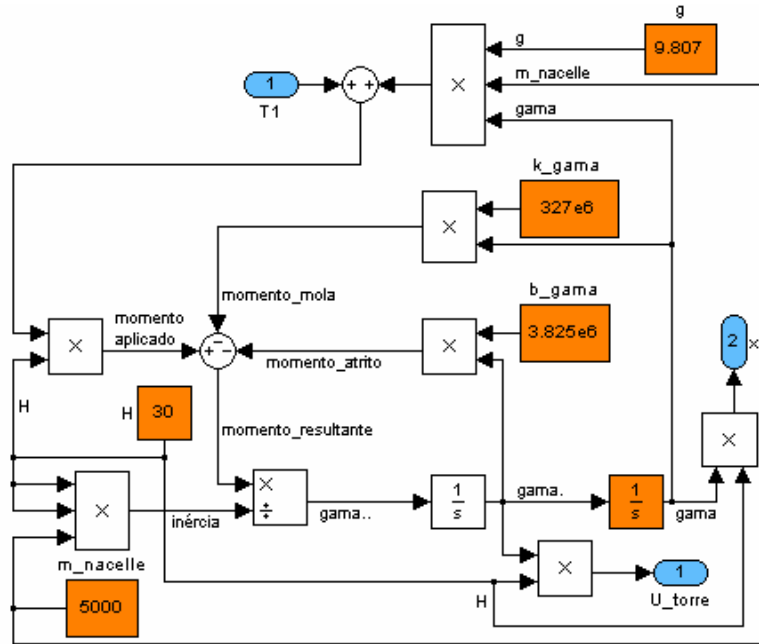


Figura 32 – Modelo da torre em Simulink. A azul – inputs e outputs; a laranja – parâmetros.

Neste trabalho será assumido que a torre do aerogerador é metálica e tubular, com secção constante. Seja R_t o seu raio exterior e r_t o seu raio interior. A variação destes dois parâmetros permite não só ajustar o valor da tensão máxima verificada no material, como também o ajuste da frequência natural de oscilação da torre. Por outro lado, a escolha de valores para R_t e r_t implica, juntamente com o conhecimento de H e de ζ , a fixação de todos os demais parâmetros do modelo dinâmico da torre. As fórmulas seguintes (válidas para este tipo de torres), juntamente com as equações 54 a 56 e 58, demonstram-no sem necessidade de mais comentários:

$$I = \frac{\pi(R_t^4 - r_t^4)}{4} \quad (\text{Eq. 61})$$

$$m_t = \rho_t \pi (R_t^2 - r_t^2) H \quad (\text{Eq. 62})$$

$$\sigma_{\max} = \frac{T_1 H R_t}{I} \quad (\text{Eq. 63})$$

sendo ρ_t a massa volúmica do material da torre e $\sigma_{\max}$ o valor máximo da tensão normal no material da torre para condições de aplicação da força T_1 de forma quase-estática.

A Figura 32 apresenta a implementação do modelo dinâmico da torre através de um diagrama de blocos do Simulink.

2.2.3 Mecanismo de variação do passo

Os mecanismos de controlo de passo existentes nas turbinas actualmente instaladas são os mais diversos. Podemos no entanto classificá-los segundo o tipo de actuadores que utilizam – eléctricos ou hidráulicos –, segundo o local onde os actuadores são colocados – no *hub*⁴⁰ ou na *nacelle* – e ainda conforme a sua actuação nas diversas pás do rotor da turbina é individual ou conjunta. A Figura 33 apresenta o interior do *hub* de um aerogerador com mecanismo de variação do passo conjunto e actuador situado na *nacelle*. Nesta configuração típica, o actuador (eléctrico ou hidráulico) faz transladar uma haste que se move no interior do veio tubular de baixa velocidade e que está conectado a uma ‘aranha’ (visível na Figura 33). Esta, ao transladar, faz rodar todas as pás em conjunto.

⁴⁰ O *hub* é a parte central do rotor da turbina que estabelece a ligação entre as suas pás e o veio de baixa velocidade.

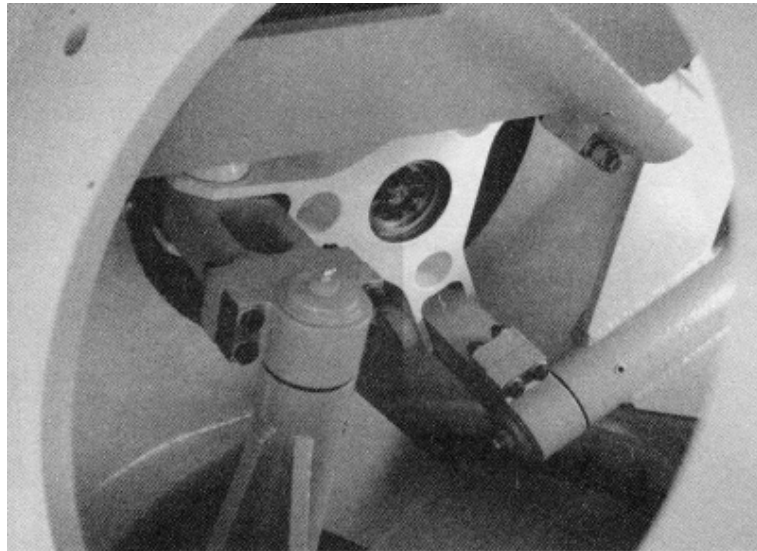


Figura 33 – Mecanismo de variação do passo conjunto com actuador na *nacelle*. (Burton, 2001, página 353)

Os mecanismos de variação do *pitch* individual possuem usualmente os actuadores no interior do próprio *hub*. Esta opção é bastante mais exigente em termos técnicos, uma vez que a energia para os actuadores (sejam eles eléctricos ou hidráulicos) tem de ser transportada para o interior do *hub* em rotação. A Figura 34 apresenta o interior do *hub* de uma turbina com mecanismo de variação de passo individual por actuadores hidráulicos – é notória a complexidade acrescida de tal mecanismo.

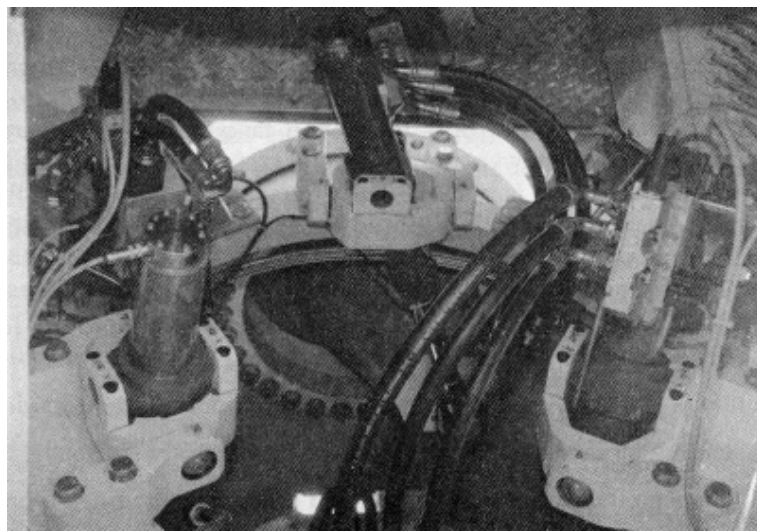


Figura 34 – Mecanismo de variação do passo individual com actuadores hidráulicos no *hub*. (Burton, 2001, página 353)

No presente trabalho será assumido que a variação do passo da turbina é feita de modo conjunto para todas as pás. A modelação da dinâmica deste mecanismo deverá, como sempre, ser a mais simples possível, sem deixar no entanto de representar os seus aspectos essenciais. Como aspectos essenciais da sua dinâmica foram inicialmente identificados:

- frequência natural de oscilação dentro da gama dos primeiros modos de vibração da torre, de vibração da cadeia de transmissão ou de alteração da velocidade do vento;
- a possibilidade de existência de *overshoot*.

Assim, numa primeira abordagem, considerou-se suficiente modelar a dinâmica deste mecanismo através de uma função de transferência de segunda ordem com coeficiente de amortecimento inferior à unidade (sub-amortecida) – ver Figura 35.

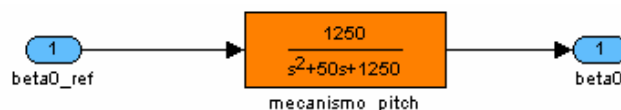


Figura 35 – Aspecto do modelo do mecanismo de variação do passo inicialmente adoptado.

Contudo, nos primeiros testes efectuados ao modelo global, tornou-se evidente que a velocidade de resposta deste mecanismo é um parâmetro essencial para o bom desempenho do controlo activo de *pitch*: é importante que ele consiga acompanhar as variações na velocidade do vento. Mas a fixação de velocidades de resposta elevadas (na ordem dos décimos de segundo) só é realista para diferenças angulares pequenas, não sendo plausível que as mesmas velocidades de resposta sejam atingidas para grandes variações angulares (de por exemplo 30°). De facto, as pás do aerogerador possuem momentos de inércia longitudinais não desprezáveis, o que, conjugado com uma força de actuação limitada, introduz uma limitação na aceleração máxima. Tornou-se assim necessário considerar uma saturação na aceleração máxima do ângulo de *pitch* ($\ddot{\beta}_{0-\max}$).

Finalmente, foi necessário considerar também a existência de uma saturação no deslocamento angular da pá. Uma vez que neste trabalho não se pretende que o controlo seja efectuado por *stall*, considerou-se que o ângulo mínimo de *pitch* seria de 0°. O ângulo máximo foi fixado em 90°, sabendo-se à partida que tal ângulo nunca será alcançado no funcionamento normal do aerogerador, podendo eventualmente ser utilizado noutro tipo de situações como o de travagem aerodinâmica do rotor.

A saturação no deslocamento angular da pá não pode ser modelada apenas como uma limitação no último integrador do bloco. De facto, se tal acontecesse, o primeiro integrador poderia continuar a comandar uma determinada velocidade mesmo depois de o actuador ter saturado. Tal significaria um menor tempo de resposta do actuador quando o comando invertesse o seu sentido. A resolução deste problema passa pela obrigação de anulação da velocidade quando o actuador satura e de manutenção dessa velocidade num valor nulo até que o comando inverta o seu sentido. A aplicação prática deste algoritmo foi conseguida através do modelo apresentado na Figura 36.

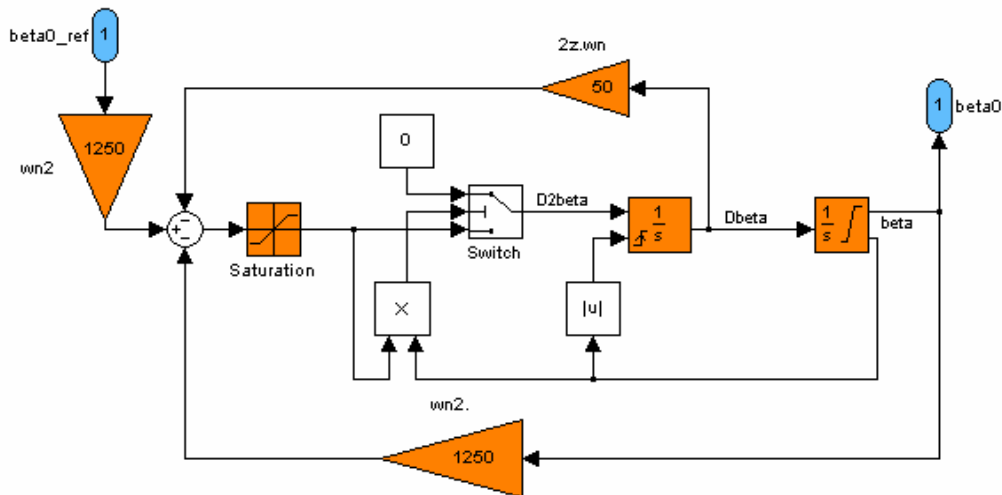


Figura 36 – Aspecto do modelo do mecanismo de variação do passo com limitação de aceleração e de deslocamento angular.

O efeito da inclusão de tais limites ao deslocamento e à aceleração angulares das pás será analisado simultaneamente com o desempenho dinâmico do mecanismo assim modelado.

2.3 Modelo dinâmico global

As dinâmicas consideradas relevantes para o trabalho em causa foram modeladas conforme a descrição das secções anteriores. Não foram modeladas dinâmicas que, pelas suas características de comportamento, nomeadamente rapidez de resposta e modos de oscilação muito rápidos, foram consideradas irrelevantes no processo de interacção entre a variação do *pitch* das pás, a potência gerada e as vibrações nos elementos estruturais do aerogerador (como por exemplo a dinâmica dos transdutores ou a dinâmica de interacção com a rede eléctrica).

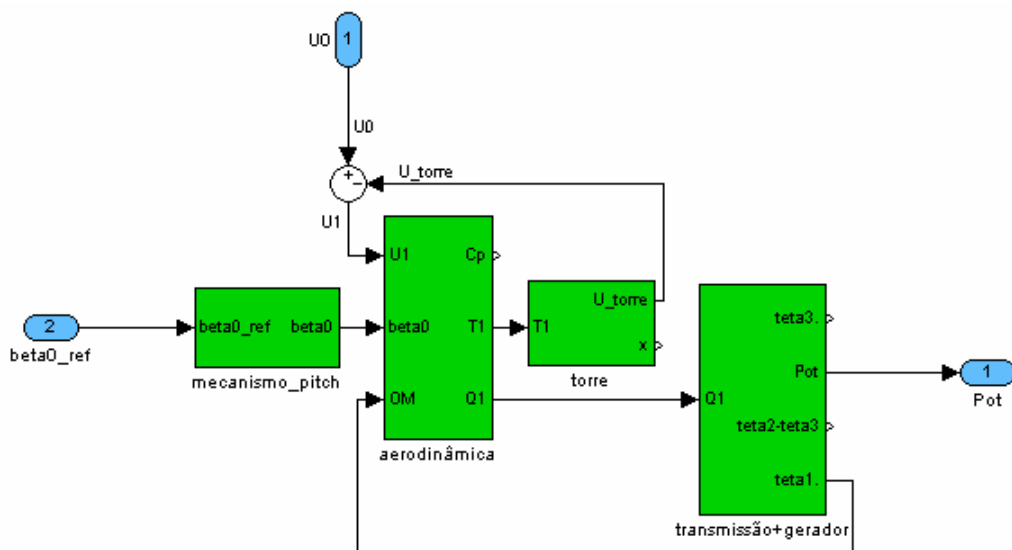


Figura 37 – Modelo global do sistema a controlar. A verde – subsistemas; a azul – *inputs* e *outputs*.

O modelo dinâmico global do sistema a controlar está apresentado na Figura 37. Recorde-se que o bloco ‘aerodinâmica’, apesar de incluir um processo iterativo para determinação do factor de indução axial (a) e assim dos binários e *thrust* aerodinâmicos, não apresenta qualquer dinâmica. O bloco ‘mecanismo_pitch’ representa um sistema de segunda ordem, tal como o bloco ‘torre’, e o bloco ‘transmissão+gerador’ representa um sistema de terceira ordem (veja-se a equação 48). Os *inputs* deste sistema são o ângulo de *pitch* pretendido (‘beta0_ref’) e a velocidade do vento não perturbado relativamente ao solo (‘U0’). O único *output* do sistema é a potência eléctrica efectivamente fornecida à rede pelo gerador.

O objectivo primordial deste trabalho será então o de garantir uma regulação da potência eléctrica mesmo em condições de vento desfavoráveis e em constante mutação. Para tal, deverá ser estabelecido um valor de referência para a potência gerada pelo aerogerador (‘Pot_ref’ na Figura 38). Esse valor de referência será estabelecido de acordo com o dimensionamento de todo o aerogerador, quer tendo em conta critérios de resistência estática, quer tendo em conta fenómenos de fadiga. Assim, o valor de referência para a potência, não terá necessariamente de ser (embora muitas vezes seja) semelhante à potência nominal do gerador (Pot_n).

Para que tal regulação seja possível, e de acordo com o modelo apresentado na Figura 38, será necessário monitorizar a potência fornecida à rede, compará-la com o valor de referência e actuar no ângulo de *pitch* das pás conforme o valor do erro encontrado. A relação dinâmica que deverá ser estabelecida entre o valor do erro e o ângulo de *pitch* pretendido constituirá o cerne do controlador do sistema, cujo desenvolvimento será abordado no próximo capítulo. Note-se que apesar de o vento ser aqui a fonte de energia e o primeiro responsável pela dinâmica de todo o sistema, ele não passa, do ponto de vista do controlo, de um elemento de perturbação. O facto de o elemento de perturbação apresentar um comportamento aleatório entre valores tão extremos é precisamente um dos aspectos que torna o desenvolvimento de controladores para aerogeradores uma tarefa tão árdua⁴¹.

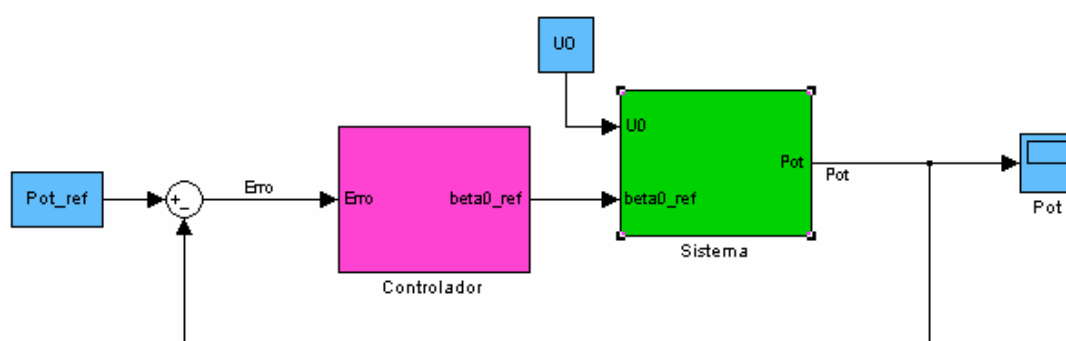


Figura 38 – Modelo global do sistema incluindo controlador para regulação de potência. A rosa o controlador que relaciona erros de potência e valores de referência para o *pitch* das pás, cujo desenvolvimento será descrito no próximo capítulo.

⁴¹ Outras dificuldades no desenvolvimento de controladores para aerogeradores prendem-se com a forte não linearidade intrínseca destes sistemas e com outras razões que serão abordadas com mais detalhe ao longo deste trabalho.

2.4 Parametrização do modelo global

O trabalho em causa não tem por base um aerogerador real, com existência física, mas antes um aerogerador fictício. Se isso permite uma maior flexibilidade na escolha dos valores dos parâmetros do respectivo modelo, também é verdade que torna mais difícil a validação das escolhas efectuadas. Na realidade, é geralmente mais simples modelar um mecanismo quando se conhece, à partida, quais as características do seu comportamento. Neste caso, porém, essas características não são conhecidas, sendo quando muito previstas com pouco rigor a partir de extrapolações de comportamentos de outros aerogeradores reais. Por esse motivo foi colocado algum cuidado no processo de parametrização a partir do comportamento previsível de cada um dos componentes do aerogerador.

Embora alguns parâmetros possam ser escolhidos quase livremente, a escolha de outros depende das relações causais que entre todos se estabelecem. A Figura 39 representa essas relações causais e sintetiza o processo de parametrização que adiante se explana.

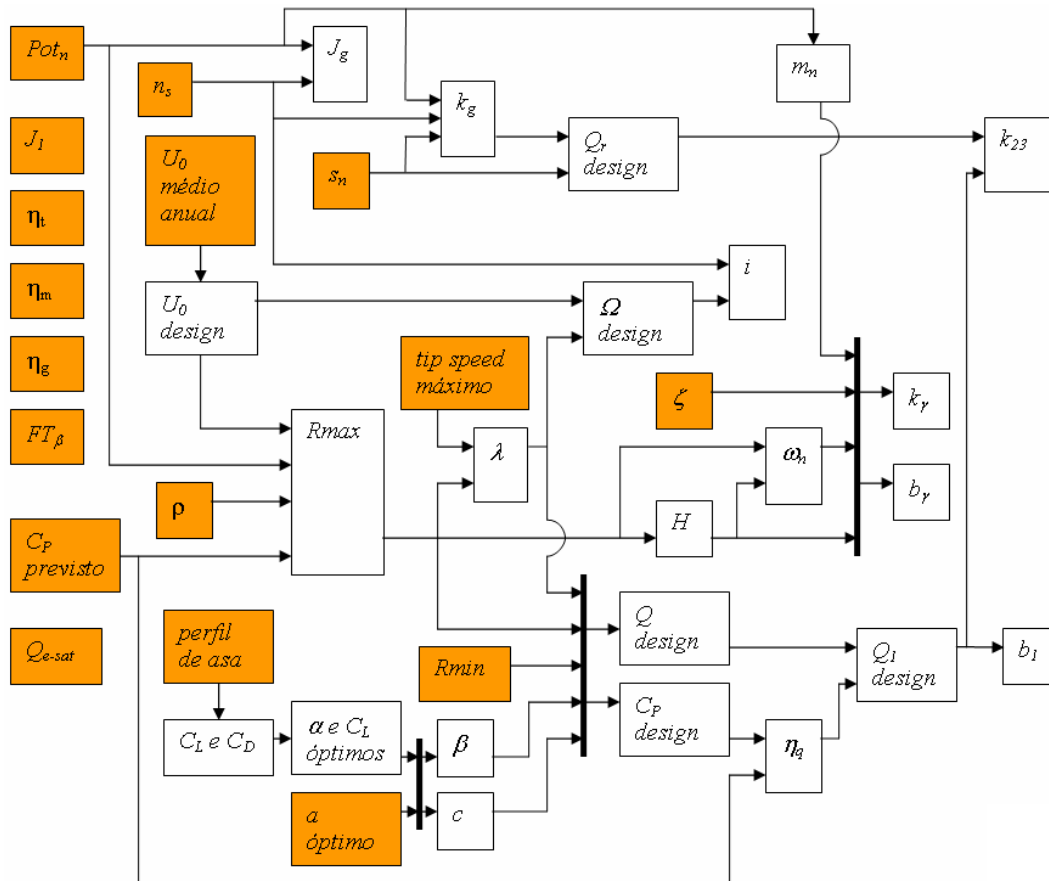


Figura 39 – Relações de causalidade na parametrização do modelo global. A laranja são indicados parâmetros que não dependem de valores de outros parâmetros.

2.4.1 Raio Mínimo e Máximo das Pás

O diâmetro do rotor depende da potência pretendida para o aerogerador e das condições de vento no local de instalação. Para a potência nominal (Pot_n) previamente estipulada de 100 kW e de acordo com a nota de rodapé 22, o diâmetro estimado para o rotor da turbina foi de cerca de 22 m. As torres das turbinas eólicas de eixo horizontal são normalmente de alturas próximas dos seus diâmetros. No entanto, no caso em apreço, isso significaria que as pás do rotor, quando na sua posição inferior, estariam a apenas 11 m do solo. A proximidade ao solo é nefasta por dois motivos: pela redução da velocidade do vento⁴² e pelo aumento da turbulência⁴³. Assim, a altura do eixo do rotor ao solo, semelhante à altura da torre (H), foi fixada em 30 m.

Considerando as características de vento de um local favorável em Portugal Continental, a velocidade do vento média anual a uma altura de 30 m do solo deverá aproximar-se de 6 m/s. A velocidade do vento para a qual a turbina foi projectada é no entanto diferente deste valor médio. De acordo com a equação 5 a potência disponível varia com o cubo da velocidade. Portanto, se a turbina fosse dimensionada para um valor médio da velocidade do vento, ela iria desperdiçar a maior parte da energia disponível para conversão ao longo do ano. Por outro lado, se a turbina fosse dimensionada para uma velocidade de vento muito elevada, ela estaria sobredimensionada e a funcionar abaixo da sua capacidade durante a maior parte do tempo.

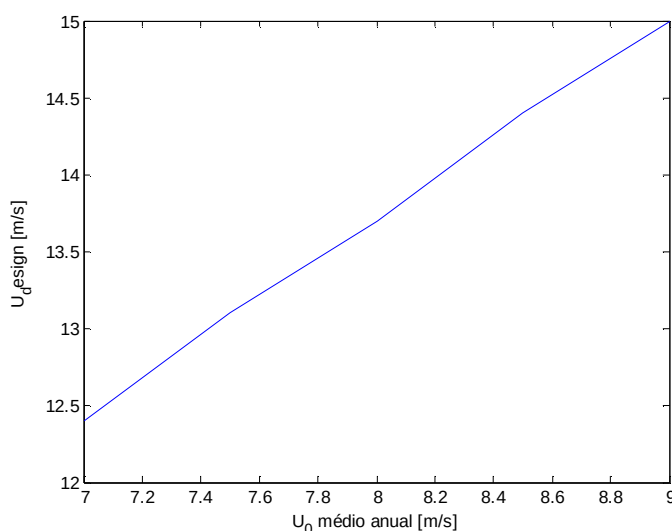


Figura 40 – Relação entre a velocidade do vento de *design* e a velocidade do vento média anual no local de instalação para turbinas com controlo activo de *pitch*.

Existe portanto uma velocidade de vento de *design* óptima em função da velocidade média do vento no local de instalação. (Burton, 2001, página 337) fornece alguns valores que relacionam estas duas variáveis para turbinas com regulação activa de *pitch* e que permitem construir o gráfico apresentado na

⁴² Fenómeno denominado por “*wind shear*” e já mencionado em secções anteriores.

⁴³ Relembre-se que os problemas de fadiga são críticos na concepção de aerogeradores.

Figura 40. Uma extrapolação com base numa relação quadrática permite fixar a velocidade de vento de design em 11 m/s.

Os coeficientes de performance dos aerogeradores têm evoluído paulatina, mas inexoravelmente ao longo das últimas décadas em direcção aos limites máximos teóricos, ultrapassando já os 0,5. No entanto, o perfil alar que foi seleccionado para as pás do rotor (ver secção seguinte), e que já foi utilizado no passado para esse fim, não é dos que apresentam melhores características de performance. Além disso, o aerogerador em causa neste trabalho é de baixa potência e é sabido que a eficiência dos sistemas mecânicos possui ganhos de escala. Assim, pareceu razoável admitir para o trabalho em causa um C_P de cerca de 0,45.

Para a potência nominal previamente estipulada de 100 kW, para um C_P de 0,45, para uma velocidade do vento de 11 m/s, para uma massa volúmica do ar (ρ) de $1,2 \text{ kg/m}^3$, considerando um rendimento global da turbina de 0,95 e de acordo com a equação 6, vem:

$$\frac{1}{2} \rho A_r U_0^3 = \frac{100000}{0,45 \times 0,95} \Leftrightarrow A_r = \frac{2 \times 100000}{0,45 \times 0,95 \times 11^3} = 292,91 \text{ m}^2 \text{ (Eq. 64)}$$

Na aplicação da equação 6 considerou-se que U_1 é igual a U_0 uma vez que estamos interessados em valores médios temporais e não em valores instantâneos e que a velocidade média da *nacelle* é aproximadamente nula. Assim sendo, o raio máximo das pás (R_{max}) foi fixado em 9,66 m.

As pás não podem ter a sua base no eixo da turbina uma vez que é necessário garantir a não interferência entre elas, uma correcta ligação ao *hub* e, pelo menos neste caso, a incorporação no *hub* e na sua base do mecanismo de variação de *pitch*. Considerou-se adequado um valor de 1 m para o raio mínimo das pás (R_{min}) – ver Figura 41.

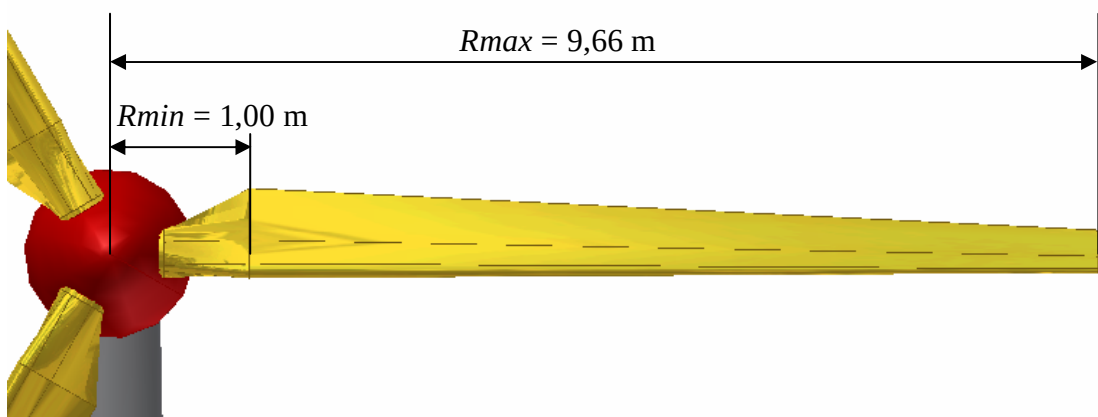


Figura 41 – Raios mínimo e máximo da pá.

2.4.2 *Tip Speed Ratio* e velocidade angular da turbina

O *tip speed ratio* (λ) de um aerogerador de sustentação⁴⁴ deve ser o mais elevado possível, sendo normalmente limitado devido ao ruído produzido pelas extremidades das pás. Considera-se geralmente que uma velocidade das extremidades das pás limitada a 70 m/s garante níveis de ruído que se confundem com o ruído ambiente a poucas centenas de metros do aerogerador. No entanto, dadas as menores dimensões do aerogerador em causa neste trabalho, considerou-se adequada uma velocidade máxima das extremidades das pás de 65 m/s.

Dado o valor do raio máximo das pás previamente estabelecido, o *tip speed ratio* (λ) fica assim determinado como sendo aproximadamente 5,9 ao que corresponde uma velocidade de rotação do rotor da turbina (Ω) de 64,3 rpm (6,73 rad/s). No caso de ser utilizado um gerador assíncrono de indução a velocidade de rotação do rotor da turbina será sempre muito próxima deste valor, para quaisquer condições de vento, desde que o aerogerador esteja conectado à rede eléctrica.

2.4.3 Coeficientes de Sustentação e de Arrasto

(Frederick ; Savino, 1985, página 1) conclui, ao analisar a repercussão dos dados aerodinâmicos das pás na potência de turbinas eólicas de eixo horizontal, que:

“accurate airfoil section data are needed if the predicted maximum power is to be even close to the measured value, and that Reynolds Number effects are important”.

No entanto, a determinação de uma relação analítica entre os coeficientes de sustentação (C_L) e arrasto (C_D) e o ângulo de ataque (α) e o número de Reynolds (Re) foi um dos maiores problemas que surgiu na parametrização do modelo global.

Por um lado, dados aerodinâmicos de perfis alares são muito difíceis de obter, e ainda mais quando são necessárias relações para números de Reynolds muito distintos. Por outro lado, os dados sobre C_L e C_D só estão normalmente disponíveis na gama de ângulos de ataque com interesse para fins aeronáuticos, nomeadamente entre -20° e $+30^\circ$ (Massini, et al., 1988). Ora os ângulos de ataque efectivos nas pás das turbinas eólicas variam numa gama muito mais alargada. Considerando valores de *twist* entre 0° e 40° e velocidades do vento entre 0 e $+\infty$, o ângulo de ataque nas pás poderá variar entre -40° e $+90^\circ$.

Os protótipos desenvolvidos no projecto UNIVENTO recorreram a perfis alares NACA 4412 (ver Figura 42). Actualmente, no entanto, uma pá de um aerogerador recorre a uma grande diversidade de perfis alares em função da envergadura. Isto decorre da necessidade de possuir perfis com relações crescentes entre a espessura e a corda, à medida que a distância à base diminui, por simples razões de natureza

⁴⁴ O aerogerador é de sustentação quando a força que mais contribui para o binário do rotor é a força de sustentação, por oposição a um aerogerador de arrasto no qual a força de arrasto é predominante.

estrutural. Por outro lado, os perfis utilizados foram evoluindo, na procura de coeficientes de sustentação e arrasto mais insensíveis à alteração da rugosidade da pá, sobretudo da aresta frontal (bordo de ataque), mais sujeita ao efeito de acumulação de detritos.

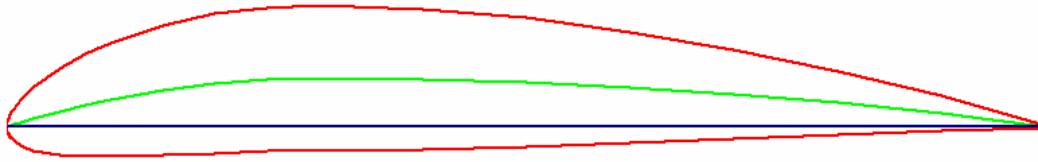


Figura 42 – Forma do perfil alar NACA 4412 (a verde a linha média; a azul a corda).

Neste trabalho, e sem outra razão que não a sugestão fornecida pelo projecto UNIVENTO, optou-se por adoptar o perfil NACA 4412 para toda a envergadura das pás do aerogerador. De acordo com o que foi dito acerca da gama de ângulos de ataque a que normalmente as pás dos aerogeradores estão sujeitas, considerou-se necessária a determinação de C_L e de C_D para valores de α entre -50° e $+100^\circ$ para diversos números de Reynolds.

O número de Reynolds (Re) é definido como

$$Re = \frac{\rho U_{rel} c}{\mu} \quad (\text{Eq. 65})$$

sendo μ a viscosidade dinâmica do ar à pressão e temperatura ambientes. Neste trabalho foi considerado que $\rho = 1,2 \text{ kg/m}^3$ e que $\mu = 1,8 \times 10^{-5} \text{ Ns/m}^2$. Assim, fica

$$Re = 66667 \cdot U_{rel} c \quad (\text{Eq. 66})$$

Em condições normais de funcionamento $\Omega = 6,73 \text{ rad/s}$, $U_{pá} \approx r\Omega$ e $U_2 \approx 2U_0/3$, pelo que, de acordo com a equação 11

$$U_{rel} \approx 6,73 \sqrt{r^2 + 0,01U_0^2} \quad (\text{Eq. 67})$$

Ora, supondo que o produto de r por c está compreendido entre 1 e 5 (suposição que deverá ser confirmada mais tarde), vem que a gama de números de Reynolds de interesse para este trabalho é

$$0,4 \cdot 10^6 < Re < 5,0 \cdot 10^6 \quad (\text{Eq. 68})$$

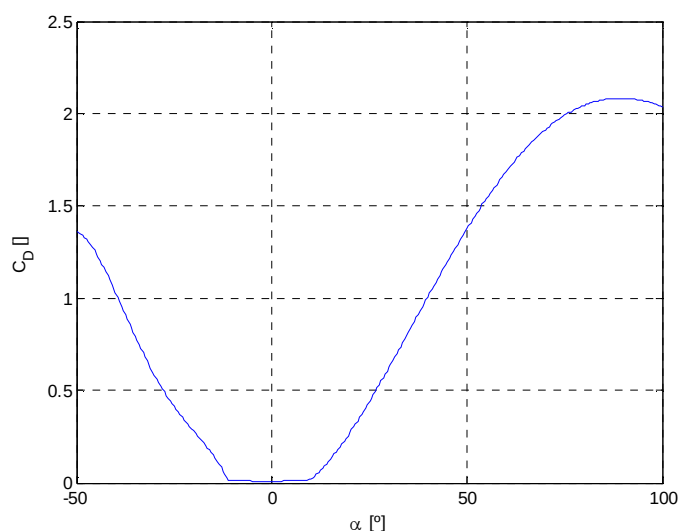
Conforme já foi referido, dados experimentais para perfis alares são difíceis de obter. Após pesquisa de recursos bibliográficos, pesquisa na Internet e junto do corpo docente do DEMEGI⁴⁵ foi possível recolher os dados que estão sintetizados na Tabela 2.

⁴⁵ Departamento de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial da Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

Tabela 2 – Dados de C_L e C_D recolhidos

Fonte	Perfil alar	Ângulo de ataque (α)	Número de Reynolds (Re)
(Abbott, et al., 1945)	4412	-16° a +20°	$3,0 \cdot 10^6$
(Critzos, et al., 1955)	0012	0° a 360°	$1,8 \cdot 10^6$ e $0,5 \cdot 10^6$
(Rodrigues, 1991)	4412	0° a 360° 0° a 90°	95000 58000

O primeiro conjunto de dados insere-se nas gamas de ângulos de ataque e números de Reynolds relevantes para o trabalho e portanto foi incorporado directamente na relação a obter. Os dados para os restantes valores do ângulo de ataque foram adaptados aos do perfil NACA 0012. Embora este perfil seja diferente do adoptado⁴⁶, os seus dados foram considerados por terem sido gerados com números de Reynolds bem dentro da gama do trabalho. Foi naturalmente necessário efectuar uma transição suave entre os valores de C_L e C_D do perfil NACA 4412 entre -16° e +20° e os restantes valores respeitantes ao perfil NACA 0012. O resultado para o coeficiente de arrastamento (C_D) está apresentado na Figura 43.

Figura 43 – Relação entre α e C_D para todos os números de Reynolds.

De acordo com (Critzos, et al., 1955), a variação do número de Reynolds tem repercussões negligenciáveis para ângulos de ataque compreendidos entre 25° e 125°. De facto, a variação do número de Reynolds é mais relevante na condição de escoamento sem descolamento (isto é, sem *stall*). Nesta região, um aumento do número de Reynolds tende a estender a curva de sustentação adiando o efeito de perda aerodinâmica (*stall*) para ângulos de ataque mais elevados e coeficientes de sustentação também mais elevados. (Pinho, 1986, página 5.9) refere também que, segundo a teoria, a inclinação da curva deve aumentar com o aumento do número

⁴⁶ O perfil NACA 4412 pode ser obtido a partir do perfil NACA 0012 deformando a sua linha média por forma a obter *camber*, o qual é inexistente neste último perfil.

de Reynolds. Em contraste, quando existe descolamento a asa tem um comportamento que se aproxima do de uma placa plana e as variações do número de Reynolds deixam de ser tão relevantes.

A continuidade da relação entre os coeficientes de arrasto e sustentação quer em relação ao ângulo de ataque quer em relação ao número de Reynolds é fundamental para a convergência do algoritmo da aerodinâmica do rotor da turbina – a mais pequena descontinuidade é suficiente para gerar, para certas condições de funcionamento do aerogerador, divergências do método e ciclos infinitos no algoritmo. Assim tornou-se obrigatória a determinação de uma variação contínua para a relação entre C_L , C_D e α em função do número de Reynolds. Encontrar uma tal relação contínua entre todas as variáveis que se adapte sempre com erros não significativos aos dados reais das experiências é algo que extravasa inteiramente o âmbito deste trabalho.

Assim, e de acordo com o que foi exposto, foi considerada suficiente a inclusão dos efeitos de variação do número de Reynolds nos dados do coeficiente de sustentação para ângulos de ataque em torno de 0° que correspondam a escoamentos sem descolamento⁴⁷. Para o efeito foram considerados os pontos de máximo e mínimo C_L sem descolamento provenientes das experiências com diferentes números de Reynolds para o perfil NACA 4412 (ver Tabela 3).

Tabela 3 – Pontos de máximo e mínimo C_L para diferentes números de Reynolds no perfil NACA 4412

Número de Reynolds (Re)	mínimo C_L sem descolamento		máximo C_L sem descolamento		Fonte
	α [$^\circ$]	C_L	α [$^\circ$]	C_L	
58.000	n.d.	n.d.	10,2	1,37	(Rodrigues, 1991)
3.000.000	-12,3	-0,79	13,1	1,52	(Abbott, et al., 1945)

n.d. – não disponível

Com base nos valores de α , Re e C_L para os quais se verifica o máximo C_L sem descolamento determinou-se:

$$\frac{\Delta\alpha}{\Delta Re} = 9,857 \cdot 10^{-7} \quad (\text{Eq. 69})$$

$$\frac{\Delta C_L}{\Delta Re} = 5,099 \cdot 10^{-8}$$

o que permitiu efectuar um escalamento em ambas as coordenadas (α e C_L) da curva de sustentação para a região de escoamento sem descolamento em função do número de Reynolds. Os resultados estão ilustrados na Figura 44 para três

⁴⁷ Nas experiências levadas a cabo por (Rodrigues, 1991) em perfis NACA 4415 com números de Reynolds próximos de 50.000 as variações de Re causavam diferenças significativas em C_D para ângulos de ataque superiores a 60° . Dado que estes ângulos só excepcionalmente são atingidos considerou-se injustificada a inclusão dos efeitos da variação de Re em C_D .

valores distintos de Re . A inclinação da curva em torno de 0° diminui quase imperceptivelmente com o aumento de Re . É curioso que, apesar de contrariar as previsões teóricas, isto está de acordo com os resultados encontrados por (Pinho, 1986).

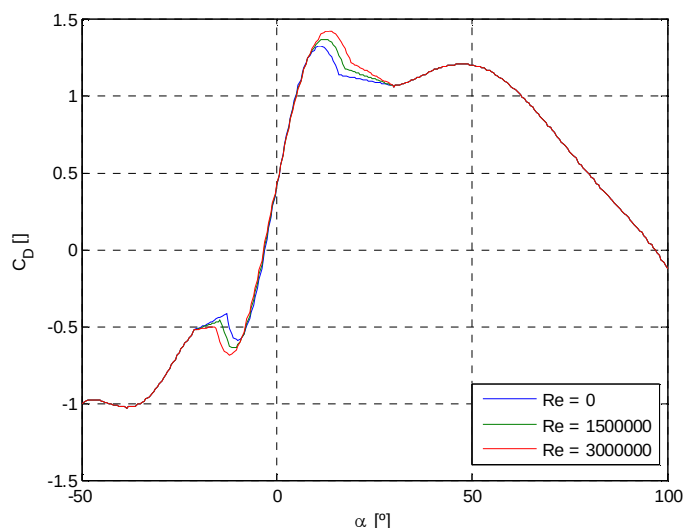


Figura 44 – Relação entre α e C_L para três números de Reynolds.

A Tabela 4 apresenta valores de α (com uma resolução de $0,5^\circ$) que maximizam a relação C_L/C_D para diversos números de Reynolds. Uma vez que o arrastamento contribui apenas para aumentar o *thrust* (T) e para diminuir o binário (Q) no rotor (ver também Figura 13) estes são os valores óptimos do ângulo de ataque e que devem verificar-se ao longo de toda a pá em condições de funcionamento de *design*. Quer o valor de α óptimo quer a razão entre os coeficientes de sustentação e arrastamento estão de acordo com os valores geralmente avançados para o perfil NACA 4412.

Tabela 4 – Ângulo de ataque óptimo e respectiva relação C_L/C_D para diversos Re .

Re	α óptimo $[\circ]$	C_L/C_D	C_L
500.000	4,5	112,5	0,961
1.000.000	4,5	111,9	0,956
1.500.000	4,5	111,4	0,951
2.000.000	4,5	110,9	0,947
2.500.000	4,5	110,5	0,943
3.000.000	4,5	110,1	0,940

A confrontação dos valores de outros parâmetros (como o ângulo de ataque de sustentação nula ou a inclinação da curva na região de escoamento sem descolamento) com os valores publicados permite concluir que a curva de C_L tem um aspecto suficientemente fidedigno. As figuras seguintes permitem comparar as relações entre C_L e C_D e o ângulo de ataque (α) adoptadas com relações obtidas experimentalmente para dois números de Reynolds muito distintos. Embora se

possam notar diferenças nas curvas, o aspecto geral das curvas adoptadas é satisfatório para o fim em causa.

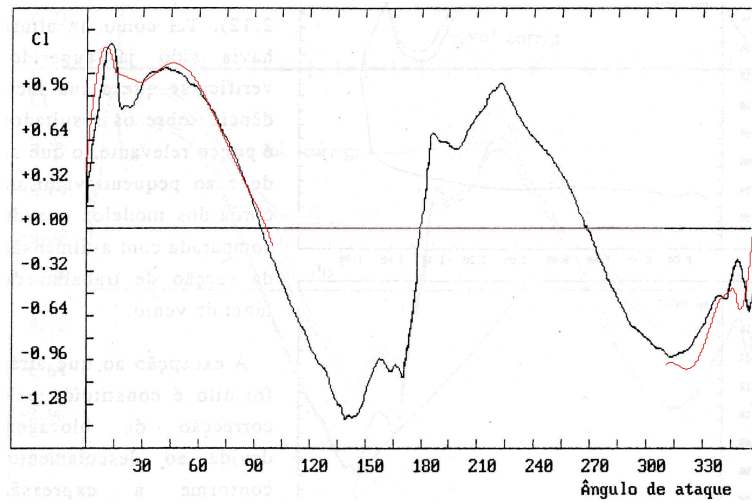


Figura 45 – Comparação da curva C_L - α adoptada (vermelho) com uma curva obtida experimentalmente para $Re = 95000$ (Rodrigues, 1991).

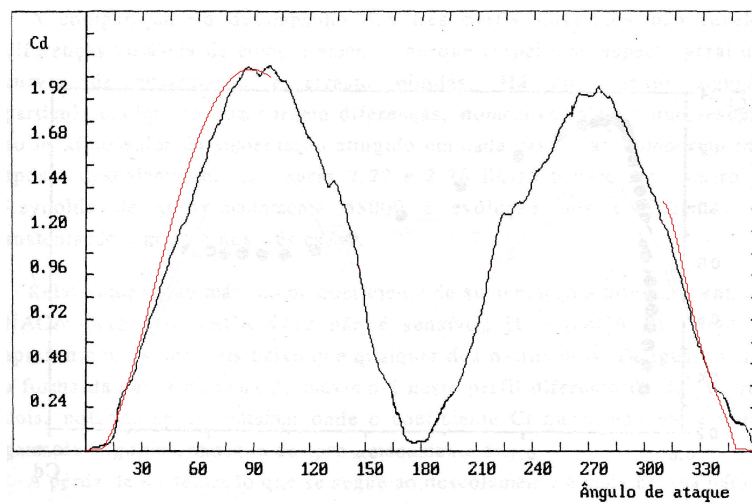


Figura 46 – Comparação da curva C_D - α adoptada (vermelho) com uma curva obtida experimentalmente para $Re = 95000$ (Rodrigues, 1991).

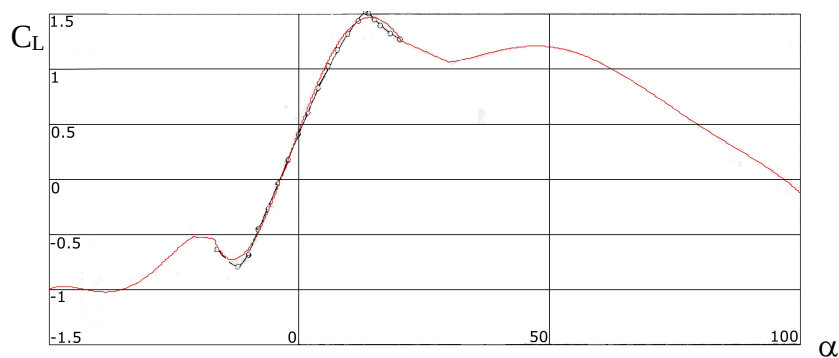


Figura 47 – Comparação da curva C_L - α adoptada (vermelho) com uma curva obtida experimentalmente para $Re = 3.000.000$ (Abbott, et al., 1945).

Em anexo são apresentados os detalhes sobre a relação $(C_L, C_D)-(\alpha, Re)$ adoptada.

2.4.4 Forma das Pás

Estando o perfil alar das pás determinado (NACA 4412 para toda a envergadura), a forma das pás fica inteiramente determinada através da definição das relações do ângulo de *twist* (β) e da corda do perfil (c) com a distância ao eixo da turbina (r).

O ângulo de *twist* deverá ser tal que, para as condições de *design*, o ângulo de ataque óptimo se verifique em todas as secções ao longo da pá. Ora, o ângulo de incidência (φ) pode ser definido como:

$$\varphi(r) = \alpha(r) + \beta(r) + \beta_0 \quad (\text{Eq. 70})$$

De acordo com a Tabela 4, o ângulo de ataque óptimo é, para qualquer número de Reynolds, de $4,5^\circ$. Nas condições de *design* o ângulo de *pitch* (β_0) é nulo. Assim, de acordo com a equação 70 fica:

$$\beta(r) = \varphi(r) - 4,5^\circ \quad (\text{Eq. 71})$$

De acordo com as equações 12, 3 e 10, o ângulo de incidência também pode ser definido como:

$$\varphi(r) = \arctan\left(\frac{U_1(1-a)}{r\Omega(1+a')}\right) \quad (\text{Eq. 72})$$

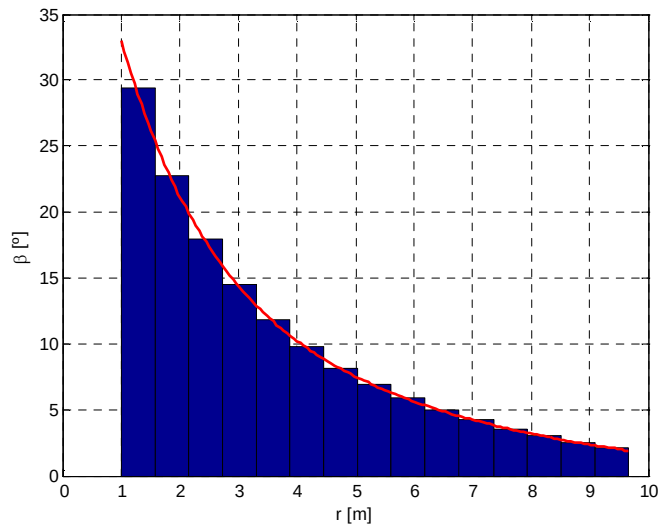


Figura 48 – Ângulo de *twist* adoptado para as pás (a vermelho a concretização da equação 73, a azul os ângulos de *twist* dos 15 segmentos das pás).

O factor de indução axial (a) assumirá o seu valor óptimo de $1/3$ (este pressuposto deverá ser verificado após a determinação completa da forma da pá para as condições de funcionamento de *design*). O valor do factor de indução tangencial

(a') poderá então ser determinado a partir da equação 26. Finalmente, a velocidade de vento relativamente à *nacelle* (U_1) pode ser aproximada pela velocidade de vento relativamente ao solo (U_0). Assim, a equação 72 pode ser reescrita para o caso concreto deste trabalho como:

$$\beta(r) = \arctan\left(\frac{2,1793}{r + \sqrt{r^2 + 2,3747}}\right) - 4,5^\circ \quad (\text{Eq. 73})$$

O gráfico da Figura 48 apresenta (a vermelho) o resultado da equação 73. Uma vez que o algoritmo utilizado no modelo dinâmico do aerogerador pressupõe a análise das pás divididas em 15 segmentos, torna-se necessário proceder à determinação do valor médio do ângulo de *twist* por integração em cada segmento. O resultado está igualmente apresentado na Figura 48 (a azul).

A corda ideal pode ser determinada igualando as contribuições de cada anel do rotor para o *thrust* definidas pelas teorias BET e MT, dadas pelas equações 17 e 25, respectivamente, do que resulta:

$$c(r) = \frac{8 \cdot \sin^2(\varphi) \cdot a \cdot \pi \cdot r}{B(1-a)(C_L \cos(\varphi) + C_D \sin(\varphi))} \quad (\text{Eq. 74})$$

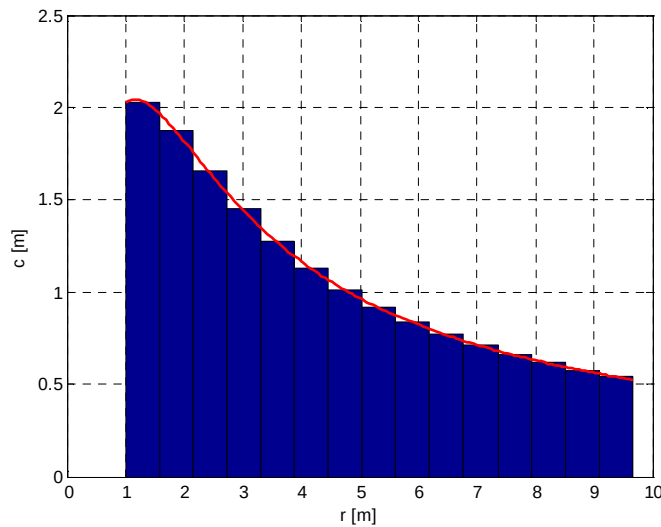


Figura 49 – Corda adoptada para as pás (a vermelho a concretização da equação 74, a azul as cordas dos 15 segmentos das pás).

Na utilização da equação 74 o ângulo de incidência (φ), que varia em função de r pode ser substituído pela soma dos ângulos de *twist* (β) (já determinado) e do ângulo de ataque óptimo. O resultado está apresentado na Figura 49 (a vermelho), sendo igualmente representado o valor da corda para cada um dos 15 segmentos da pá (a azul).

Na Tabela 5 estão resumidos os valores de β e c que caracterizam finalmente as pás do rotor da turbina que foram utilizadas no modelo dinâmico deste trabalho. A

tabela apresenta igualmente os valores do factor de indução axial (a) e tangencial (a') para as condições de funcionamento de *design*. Note-se que a' aumenta à medida que nos aproximamos do eixo da turbina, o que faz sentido, uma vez que a velocidade tangencial da pá diminui e a sua corda aumenta, aumentando assim o efeito de rotação do ar na esteira. Por outro lado, o valor de a aproxima-se do valor óptimo de $1/3$ ao longo de toda a pá, o que confirma o pressuposto inicial de análise – as diferenças, que são maiores à medida que nos aproximamos do eixo da turbina, devem-se à inclusão da força de arrasto na análise e estão de acordo com as previsões teóricas (Burton, 2001, página 75). Finalmente, note-se que o produto de r por c está, grosso modo, compreendido entre 2 e 5, confirmando o pressuposto anteriormente avançado aquando da determinação da gama de números de Reynolds em condições de funcionamento de *design*.

Tabela 5 – Angulos de twist (β) e cordas (c) dos 15 segmentos das pás.

raio médio (r) [m]	ângulo de twist (β) [°]	corda (c) [m]	factor de indução axial (a)	factor de indução tangencial (a')	$r.c$ [m ²]
1,289	29,43	2,027	0,323	0,276	2,61
1,866	22,81	1,877	0,325	0,147	3,50
2,443	17,99	1,655	0,326	0,090	4,04
3,021	14,46	1,448	0,327	0,061	4,37
3,598	11,82	1,275	0,328	0,044	4,59
4,175	9,78	1,132	0,328	0,033	4,73
4,753	8,18	1,015	0,328	0,025	4,82
5,330	6,90	0,919	0,328	0,020	4,90
5,907	5,84	0,838	0,328	0,017	4,95
6,485	4,96	0,769	0,328	0,014	4,99
7,062	4,21	0,711	0,328	0,012	5,02
7,639	3,57	0,660	0,328	0,010	5,04
8,217	3,02	0,616	0,328	0,009	5,06
8,794	2,54	0,577	0,328	0,008	5,07
9,371	2,11	0,543	0,328	0,007	5,09

A forma das pás assim determinada foi comparada com resultados de processos de optimização numérica. É possível obter, por optimização numérica, formas de pás significativamente distintas da encontrada e apenas com variações menores (inferiores a 1%) no C_p máximo do aerogerador. Isso pode ser interessante, uma vez que é possível minimizar a corda (e logo também todo o volume e massa) da pá ou impor variações lineares da corda ou do ângulo de twist sem que isso implique perdas muito acentuadas no rendimento do rotor. No entanto, a qualidade do rotor não pode ser avaliada apenas pelo respectivo coeficiente de performance em condições óptimas. Num aerogerador de velocidade constante (como é o caso neste trabalho) só excepcionalmente é que o *tip speed ratio* (λ) óptimo é atingido, pelo que se torna importante saber como os rotors com diferentes formas de pás se comportam para todos os valores de λ . Quando comparada com outras curvas C_p - λ , obtidas para pás com diferentes formas, a curva C_p - λ (ilustrada na Figura 50) da pá cuja forma está resumida na Tabela 5 apresenta consistentemente melhores resultados.

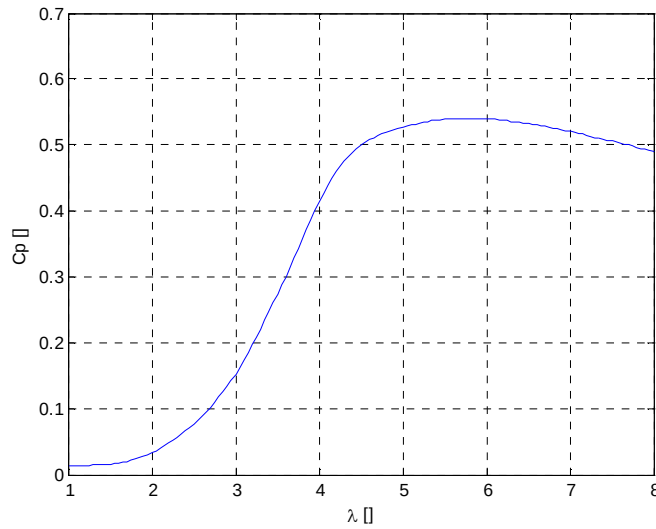


Figura 50 – Curva C_p - λ do aerogerador.

O C_p máximo do rotor assim definido é de 0,54, contrastando com o valor de 0,45 estipulado como um valor razoável. Isto indica que, pelo menos nas condições óptimas, o valor do factor de perdas do binário (η_d) deve ser igual a $0,45/0,54 = 0,83$. Nesse caso, o binário máximo transmitido pelo rotor ao veio de baixa velocidade (Q_1) será, em regime permanente e em condições de *design*, de cerca de 15600 Nm.

2.4.5 Cadeia de transmissão

De acordo com a função de transferência da cadeia de transmissão (equação 48), os parâmetros a determinar eram os seguintes:

- J_g : inércia axial do rotor do gerador, do disco do travão e do veio de alta velocidade;
- J_1 : inércia axial do rotor da turbina e do veio de baixa velocidade;
- η_m : rendimento mecânico do multiplicador;
- η_g : rendimento do gerador;
- b_1 : coeficiente de atrito viscoso no veio de baixa velocidade;
- b_3 : coeficiente de atrito viscoso no gerador;
- k_{23} : coeficiente elástico da mola de torção na cadeia de transmissão, considerando a flexão das pás do rotor no seu plano de rotação, a torção dos veios de alta e baixa velocidade e a torção do acoplamento do veio de alta velocidade;
- i : razão de multiplicação entre os veios de baixa e alta velocidade;
- n_s : velocidade de rotação síncrona do gerador;
- s_n : escorregamento nominal do gerador.

Tabela 6 – Características de motores assíncronos com 2 pares de pólos.

Marca e modelo	Pot. nominal [kW]	Vel. rotação [rpm]	Inércia axial [kg.m ²]	Rendimento [%]
VEM – K21R – 280M4	90	1480	1,1	94,6
VEM – K21R – 315S4	110	1485	1,96	95,1
Siemens – 1LG6	90	1486	1,7	95,4
Siemens – 1LG6	110	1488	2,3	95,9

Fontes: catálogos das empresas respectivas disponíveis na Internet.

Os motores/geradores assíncronos de indução comuns possuem, de acordo com os catálogos consultados, até 4 pares de pólos no estator. Para uma frequência da rede eléctrica de 50 Hz, considerando 4 pares de pólos, uma velocidade de rotação do rotor da turbina de 64,3 rpm e negligenciando o escorregamento do gerador, a multiplicação entre os veios de baixa e alta velocidade (*i*) teria de ser de aproximadamente 11,7. Uma vez que este valor não é geralmente obtível num único andar de multiplicação com engrenagens paralelas⁴⁸, teve necessariamente de ser considerado um multiplicador de dois andares. Assim sendo, pareceu razoável considerar um gerador com 2 pares de pólos⁴⁹ e uma velocidade de rotação síncrona (*n_s*) de 1500 rpm.

De acordo com os catálogos consultados (ver dados da Tabela 6) os motores/geradores disponíveis possuem potências nominais de 90 ou de 110 kW, com escorregamentos nominais entre 0,80% e 1,33%. Conjugando a equação 8 com o momento de inércia de um cilindro em torno do seu eixo é possível determinar a seguinte relação entre a inércia do rotor do gerador e a respectiva potência:

$$J_g = \frac{Pot_g^2 \cdot k}{L \cdot n_s^2} \quad (\text{Eq. 75})$$

sendo *k* uma constante genérica. Admitindo que na gama de potências consideradas o comprimento do rotor do gerador (*L*) é aproximadamente constante, então a inércia será proporcional ao quadrado da potência do gerador⁵⁰. Deste modo, e por simples interpolação dos valores da Tabela 6, pareceu razoável admitir como inércia do rotor do gerador o valor de 1,75 kg.m². Os valores considerados para o rendimento global do gerador (*η_g*) e para o escorregamento nominal (*s_n*) foram de 95,3% e -1%, respectivamente⁵¹. Adicionalmente, e de acordo com a equação 40, a constante de proporcionalidade (*k_g*) entre *Q_e* e *s* foi

⁴⁸ O multiplicador é um dos componentes dos aerogeradores mais propensos a avarias, pelo que deverá ser sempre o mais simples e robusto possível.

⁴⁹ A redução do número de pólos do estator aumenta a eficiência do gerador, diminui a sua massa e diminui a sua inércia axial.

⁵⁰ O que, de resto, está de acordo com os dados dos motores presentes nos catálogos consultados.

⁵¹ O valor do escorregamento nominal é negativo quando o mecanismo funciona como gerador. Está implicitamente a ser assumida uma simetria da curva potência-escorregamento em torno do ponto de escorregamento nulo, tal como apresentado na Figura 27.

fixada em 63032 Nm, e logo, de acordo com a equação 41, b_3 fica igual a 401,27 Nms.

Recorde-se, no entanto, que o valor da potência do gerador (ver Figura 28) diminui para um valor do escorregamento demasiado elevado (em valor absoluto), e que a modelação desse fenómeno foi feita através da introdução de uma saturação no valor máximo do binário eléctrico (Q_{e-sat}). De acordo com curvas de potência de geradores reais, considerou-se adequado estabelecer como valor para esse parâmetro 200% do seu valor nominal. Assim, vem:

$$Q_{e-sat} = 2 \frac{Pot_n}{\dot{\theta}_s (1 - s_n)} = 1286 Nm \quad (Eq. 76)$$

A razão de multiplicação (i) entre os veios de baixa e alta velocidade fica definida pelo quociente entre a velocidade de rotação óptima do rotor da turbina e a velocidade de rotação do rotor do gerador correspondente à sua potência nominal:

$$i = \frac{(1 - s_n) \cdot \dot{\theta}_s}{\Omega} = \frac{1,01 \cdot 157,08}{6,73} = 23,57 \quad (Eq. 77)$$

Em regime permanente, de acordo com a equação 33, o binário eléctrico (Q_e) será igual ao binário aplicado ao gerador (Q_r). Nesse caso, e recorrendo ainda à equação 34, o binário no veio de alta velocidade (Q_r) em regime permanente e em condições de *design* será de cerca de 630 Nm⁵².

Em qualquer manual de mecânica dos sólidos ou das estruturas é possível encontrar a seguinte fórmula, relacionando a tensão de corte máxima num veio cilíndrico (τ_{max}), maciço, sujeito à torção, com os respectivos raio exterior (R_v) e momento torsor (M_t):

$$\tau_{max} = \frac{2 \cdot M_t}{\pi \cdot R_v^3} \quad (Eq. 78)$$

Assim, e considerando uma tensão de cedência do material de 300 MPa e um factor de segurança de 2, o raio do veio de alta velocidade deverá ser de aproximadamente 17,5 mm. Mesmo considerando um raio de 25 mm, por forma a aumentar o coeficiente de segurança, a incluir o efeito da fadiga (que na realidade é o mais importante no dimensionamento dos componentes de um aerogerador) e a incluir a contribuição do disco de travão e de outros elementos⁵³, a inércia axial do veio de alta velocidade (considerando um comprimento de 1 m e uma massa volumica de 7500 kg/m³) não ultrapassa os 0,005 kg.m². Este valor pode ser negligenciado quando comparado com a inércia axial do rotor do gerador (1,75 kg.m²), pelo que foi este último o valor atribuído ao parâmetro J_g .

⁵² Este valor está de acordo com o binário que seria obtido dividindo o binário aplicado à cadeia de transmissão (Q_t) pela razão de multiplicação (i) e afectando o resultado pelo rendimento global do multiplicador (η_m).

⁵³ Como o acoplamento ou parte da inércia rotacional do multiplicador.

É difícil ser rigoroso na fixação de um valor para a inércia axial do rotor da turbina. A abordagem inicial à questão foi feita através da consideração da inércia axial do rotor da turbina, desprezando a contribuição do *hub*, definida como:

$$J'_1 = 3 \int_{R_{\min}}^{R_{\max}} r^2 dm \quad (\text{Eq. 79})$$

sendo o elemento de massa (dm) definido para cada secção de espessura infinitesimal das pás em função do respectivo raio (r). Foi determinada então uma relação entre dm e r considerando uma espessura de plástico reforçado com fibra de vidro (ou GFRP, no acrónimo anglo-saxónico) aplicada ao longo do perímetro de cada secção da pá. No entanto, as inércias assim calculadas não se ajustaram aos (poucos) dados disponíveis, reflectindo a importância das variações nas relações c - r , nas densidades dos materiais utilizados e nas estruturas das pás concebidas para diferentes aerogeradores. Assim, essa abordagem foi abandonada, optando-se simplesmente pela fixação de um valor para a inércia axial do rotor que possa ser considerado plausível – ver Tabela 7.

Tabela 7 – Momentos de inércia axiais de rotores de turbinas com diferentes raios.

Raio máximo das pás [m]	Momento de inercial axial [kg.m ²]	Fonte
9,66	25.000	valor adoptado
11,6	54.000	(Martins, et al., 2007)
15,0	42.762	(Billy Muhand, et al., 2007)
17,5	129.312	(Gnanasambandapillai Ramtharan, 2007)
37,5	4.269.000	(Gnanasambandapillai Ramtharan, 2007)
37,5	6.300.000	(Morren, et al., 2006)

O veio de baixa velocidade tem de ser oco para permitir o movimento, no seu interior, da haste de comando do mecanismo de variação de *pitch* das pás. A tensão de corte máxima ($\tau_{\max}$) num veio cilíndrico oco sujeito à torção, está relacionada com os respectivos raio exterior (R_v), raio interior (r_v) e momento torsor (M_t):

$$\tau_{\max} = \frac{2 \cdot R_v \cdot M_t}{\pi \cdot (R_v^4 - r_v^4)} \quad (\text{Eq. 80})$$

Admitindo que o raio interior (r_v) é igual a 0,9 vezes o raio exterior (R_v) e considerando novamente uma tensão de cedência do material de 300 MPa e um factor de segurança de 2, o raio exterior do veio de baixa velocidade deverá ser de aproximadamente 72,8 mm. Novamente, mesmo considerando um raio exterior de 80 mm e um raio interior de 70 mm, a inércia axial do veio de baixa velocidade (considerando um comprimento de 1 m e uma massa volúmica de 7500 kg/m³) não ultrapassa os 0,2 kg.m², valor este que é negligenciável quando comparado com a inércia axial do rotor da turbina (25000 kg.m²). Assim, o parâmetro J_1 terá o valor de 25000 kg.m².

Sendo o modelo dinâmico da cadeia de transmissão um modelo simples de parâmetros concentrados, o parâmetro k_{23} considera em conjunto a torção de

diversos elementos da cadeia de transmissão, nomeadamente das pás no seu plano de rotação (a), dos veios de alta (b) e baixa (c) velocidade e do acoplamento (d). Estando estes componentes sujeitos a binários e deslocações angulares diferentes, e sendo o parâmetro k_{23} aplicado ao veio de alta velocidade, todos os binários e deslocações angulares serão reduzidos a esse veio.

Segundo (Gomes, 2004), o ângulo de torção de um veio de secção circular por unidade de comprimento (θ_4) é dado por:

$$\theta_4 = \frac{2M_t}{G\pi(R_v^4 - r_v^4)} \quad (\text{Eq. 81})$$

sendo G o módulo de rigidez do material ao corte. Sendo os veios fabricados em aço, G assume o valor de 80 GPa. Estando os veios de alta e baixa velocidade sujeitos, em regime permanente e em condições de *design*, a momentos torsores de 630 Nm e 15600 Nm, respectivamente, e dados os valores dos raios e comprimentos previamente estipulados, os seus ângulos de torção serão de 0,013 rad e 0,0073 rad, respectivamente.

Poderá ser considerada uma flexão das pás no seu plano de rotação em regime permanente e nas condições de *design* de 1°, isto é, de aproximadamente 0,0175 rad. Adicionando este ângulo de torção ao ângulo de torção do veio de baixa velocidade e considerando uma multiplicação de 1:23,57, o ângulo de torção equivalente no veio de alta velocidade será de 0,585 rad.

Tabela 8 – Rigidez torsional de diversos acoplamentos compatíveis com os binários do trabalho.

Marca e modelo	Rigidez torsional [Nm/rad]
Bellows – BK1/800	780.000
Bellows – EK800	28.600 – 180.150
Kissling – Sure-flex	65.500
Kissling – Eco-flex	83.000
Kisslong – Tex-o-flex	114.600
Zero Max – Single-flex 6A60	268.595
Zero Max – Single-flex 6A67	401.084

Fontes: catálogos das respectivas empresas produtoras, disponíveis em www.rwcouplings.com, www.kissgear.ch e www.zero-max.com.

Os acoplamentos compatíveis com os binários previstos no veio de alta velocidade apresentam valores de rigidez torsional muito variáveis, conforme apresentado na Tabela 8. Os acoplamentos cumprem uma função vital nas turbinas eólicas ao introduzir amortecimento na cadeia de transmissão que de outro modo, devido às forças aerodinâmicas em constante mudança exercidas na turbina, estariam sujeitas a picos de binário com importantes efeitos estruturais a longo prazo. Assim, e também de acordo com (Pedersen, et al., 2003), pareceu adequado adoptar um valor baixo para a rigidez torsional do acoplamento: 80000 Nm/rad. Nesse caso, para um binário de 630 Nm a rotação correspondente será de 0,008 rad.

Somando todas as contribuições, a torção total será então de cerca de 0,6 rad para um momento de 630 Nm no veio de alta velocidade, o que implica um valor da constante de rigidez (k_{23}) de aproximadamente 1000 Nm/rad.

Assumindo que cerca de 0,5% do momento transmitido pelo rotor ao veio de baixa velocidade em condições de *design* é aí utilizado para vencer forças de atrito viscoso, então o parâmetro b_1 terá um valor aproximado de 10 Nms/rad. Finalmente, o valor assumido para o rendimento global do multiplicador (η_m) foi de 0,99.

2.4.6 Torre

De acordo com os exemplos referidos no capítulo dedicado à modelação do comportamento dinâmico da torre, considerou-se plausível que um aerogerador com torre de 30 m de altura (H) e com 9,66 m de raio máximo das pás (R_{max}) possua uma frequência de oscilação (ω_n) de 8,5 rad/s (ou 1,35 Hz).

Segundo (Heier, 1998, página 99) 5000 kg é um valor plausível para a massa da *nacelle* e do rotor (m_n) de um aerogerador com potência nominal de 100 kW. Assim, sabendo que a altura da torre (H) é de 30 m, que o coeficiente de amortecimento da torre (ζ) já havia sido fixado em 0,05 e de acordo com as equações 54 e 55, os parâmetros do modelo dinâmico da torre puderam ser definidos como:

$$\begin{aligned} k_\gamma &= 5000 \cdot 30(9,8 + 30 \cdot 8,5^2) \approx 327 \times 10^6 \\ b_\gamma &= 2 \cdot 0,05 \cdot 8,5 \cdot 5000 \cdot 30^2 = 3,825 \times 10^6 \end{aligned} \quad (\text{Eq. 82})$$

Assumindo o pressuposto de que a torre é tubular de secção constante é possível, fixando um valor para a massa da torre (m_t), determinar os raios interior e exterior da torre. Conhecendo adicionalmente o valor do *thrust* (T_1) é possível determinar a tensão de compressão/tracção máxima (σ_{max}) provocada na torre e o valor do deslocamento do topo da torre (x_{ss}) correspondentes. Estes valores permitem perceber até que ponto os valores avançados para os parâmetros da torre são plausíveis.

Assim, de acordo com (Heier, 1998, página 101), a massa da torre (m_t) deverá aproximar-se de 9000 kg. Assumindo que o módulo de Young do material (E) é de 210 GPa, que a sua massa volúmica (ρ_t) é de 7500 kg/m³ e conjugando as equações 56, 61 e 62 é possível determinar os valores dos raios interior e exterior da torre: 1,0432 m e 1,0493 m respectivamente. Portanto, a torre deverá ter cerca de 2 m de diâmetro e uma parede com cerca de 6 mm de espessura, o que parece plausível⁵⁴.

De acordo com o modelo aerodinâmico desenvolvido, para as condições de funcionamento de *design*, o *thrust* aplicado ao rotor da turbina será de cerca de

⁵⁴ (Rodrigues ; Carreto, 2004), por exemplo, considera uma torre com diâmetro variável entre os 4 e os 2 m para uma altura de 60 m.

18600 N. Na ausência de dados que permitam corroborar esta informação, o factor de perdas do *thrust* (η_t) foi considerado unitário e portanto aquele valor não será afectado para efeitos da sua inclusão no modelo global. Nessas condições, e de acordo com a equação 63, a tensão normal máxima provocada na torre ($\sigma_{\max}$) é de cerca de 27 MPa, o que também parece um valor razoável. De acordo com a equação 59 o valor do deslocamento da torre (x_{ss}) é de 51 mm, enquanto o seu valor calculado de acordo com a equação 60 é de apenas 36 mm. Embora estes valores não sejam muito aproximados, eles são da mesma ordem de grandeza, confirmando que o modelo dinâmico da torre é adequado e se encontra devidamente parametrizado.

2.4.7 Mecanismo de variação do passo

O mecanismo de variação do passo é modelado por um sistema de segunda ordem com *overshoot*. Considerando um tempo de acomodação (5 vezes a constante de tempo) de 0,2 s e um coeficiente de amortecimento de 0,707, a respectiva função de transferência tomou o seguinte aspecto:

$$FT_{\beta} = \frac{1250}{s^2 + 50s + 1250} \quad (\text{Eq. 83})$$

A frequência natural não amortecida do sistema é então de 35,36 rad/s (5,63 Hz), o que se encontra um pouco acima da gama crítica de frequências deste trabalho. A frequência natural amortecida é de 25 rad/s (3,98 Hz).

Foi ainda necessário parametrizar os limites impostos ao comportamento deste mecanismo. Conforme já foi referido, o deslocamento angular das pás será limitado à gama de 0° a 90°. A parametrização da aceleração máxima requer alguma ponderação acrescida. De acordo com (Burton, 2001, página 351), e referindo-se a turbinas com diâmetros superiores a 60 m, a taxa de variação do *pitch* deve ser de pelo menos 5°/s, caso contrário o controlo do sistema não será eficaz. Considerando que a aceleração é constante e igual à desaceleração, tal implica, num movimento angular de 5°, que ela tenha de ser igual a 20°/s².

Ora, como é sabido, a aceleração relaciona a força com a resistência à alteração do movimento. Neste caso a aceleração angular relaciona o binário aplicado às pás com o respectivo momento de inércia longitudinal. O momento de inércia longitudinal das pás resulta da soma das contribuições elementares de cada secção transversal da pá ao longo de toda a sua envergadura. As contribuições elementares de cada secção variam de acordo com a quarta potência de um comprimento característico, dado que resultam da multiplicação de uma área pelo quadrado de uma distância. Como essas contribuições terão de ser integradas para toda a envergadura, resulta que o momento de inércia longitudinal varia com a quinta potência do seu comprimento característico. No entanto, se considerarmos que a massa volúmica das pás tende a diminuir com o seu tamanho⁵⁵, a variação

⁵⁵ Tal acontece na realidade reflectindo a variação na capacidade (técnica ou económica) de aplicação de materiais com configurações mais resistentes (pense-se, por exemplo, em estruturas *sandwich*) com a escala.

será proporcional a uma potência do tamanho com expoente entre 4 e 5 – $J \propto R^{(4-5)}$.

A força de um actuador hidráulico é proporcional ao quadrado do seu comprimento característico e o binário resultante dessa força é proporcional ao comprimento do braço. Assim, o binário disponível para a variação da posição angular das pás varia com o cubo do seu tamanho⁵⁶ – $Q \propto R^3$. Finalmente, conjugando binário e momento de inércia, conclui-se que a aceleração angular máxima de pás de turbinas com diferentes tamanhos deverá ser inversamente proporcional à potência do seu tamanho com expoente entre 1 e 2 – $acel. \propto 1/R^{(1-2)}$.

Assim, e considerando que o tamanho das pás da turbina em causa é pouco inferior a um terço do tamanho das pás analisadas por (Burton, 2001), pareceu razoável considerar como valor para a aceleração máxima angular das pás ($\ddot{\beta}_{0-\max}$) $100^\circ/s^2$.

2.4.8 Quadro resumo dos valores dos parâmetros do modelo global

Na Tabela 9 estão apresentados os valores atribuídos aos diversos parâmetros do modelo global. Nela não estão incluídos os valores do ângulo de *twist* (β) e da corda (c) para cada um dos 15 segmentos de pá considerados; essa informação pode ser encontrada na Tabela 5.

⁵⁶ A mesma conclusão seria alcançada se se tivesse considerado a aplicação de um binário por um motor eléctrico em vez de um actuador hidráulico.

Tabela 9 – Valores adoptados para os parâmetros do modelo global.

Símbolo	Designação	Valor	Unidade
η_q	factor de perdas do binário	0,830	-
η_t	factor de perdas do <i>thrust</i>	1,000	-
η_m	rendimento do multiplicador	0,990	-
η_g	rendimento do gerador	0,953	-
R_{max}	raio máximo das pás	9,66	m
R_{min}	raio mínimo das pás	1,00	m
ρ	massa volúmica do ar	1,20	kg/m ³
H	altura da torre	30,00	m
m_n	massa da <i>nacelle</i> e do rotor	5000	kg
k_γ	constante de mola da torre	327×10^6	Nm/rad
b_γ	atrito viscoso da torre	$3,825 \times 10^6$	Nm/(rad/s)
i	rácio do multiplicador	23,57	-
b_1	atrito viscoso no veio de baixa velocidade	10	Nm/(rad/s)
k_g	relação entre Q_e e s	63032	Nm
Q_{e-sat}	binário eléctrico de saturação	1286	Nm
k_{23}	constante de mola do veio de alta vel.	1000	Nm/rad
n_s	velocidade síncrona do gerador	1500	rpm
s_n	escorregamento nominal do gerador	-1	%
J_1	inércia axial do rotor da turbina	25000	kg.m ²
J_g	inércia axial do rotor do gerador	1,75	kg.m ²
$\ddot{\beta}_{0-max}$	aceleração angular máxima do <i>pitch</i>	100	°/s ²
FT_β	função de transferência do mecanismo de variação do passo	$\frac{1250}{s^2 + 50s + 1250}$	-

Capítulo 3

Comportamento estático e dinâmico do modelo

Os dados resultantes de modelos de sistemas devem sempre ser confrontados com dados medidos em experiências com os sistemas reais. Só assim é possível verificar se o modelo traduz fielmente as características de comportamento do sistema consideradas relevantes, se é necessário proceder a ajustes dos seus parâmetros ou se é mesmo necessário reformular parte do modelo. O desenvolvimento de um modelo é portanto um processo iterativo.

Infelizmente, neste trabalho, o modelo não retrata o comportamento de um aerogerador existente, pelo que aquela confrontação não é possível. Alternativamente poderia tentar-se a comparação com dados medidos em aerogeradores com características aproximadas. No entanto, a dificuldade na obtenção de tais dados e a inerente limitação temporal do trabalho impediram essa comparação.

Assim, a validação do modelo global foi feita simplesmente através da apreciação qualitativa das respostas transitórias e estacionárias do sistema global e das suas partes em diversas condições de funcionamento.

O modelo global desenvolvido tem implícita uma série de pressupostos simplificativos. Estes pressupostos são mais evidentes e decisivos ao nível do rotor da turbina, uma vez que os fenómenos aerodinâmicos que aí se verificam são de elevada complexidade e que o efeito da sua modelação simplificada se repercute em todo o restante funcionamento do aerogerador. De facto, segundo (Rodrigues, 1991, página 18) “uma característica comum a quase todos os trabalhos é a do desencontro entre as previsões e as medidas, constatando-se que a maioria dos autores atribui o facto à diferença provável entre o desempenho de um perfil na situação de escoamento bidimensional e quando sujeito a um movimento de rotação, sobretudo nos casos em que o regime de funcionamento leva à ocorrência do descolamento”.

É natural, portanto, que os resultados estáticos e dinâmicos do modelo apresentem diferenças não negligenciáveis face a dados de aerogeradores reais com as mesmas características. O importante, no entanto, não é que o modelo seja capaz de efectuar previsões fidedignas do comportamento do aerogerador, mas sim que sirva de base à construção de um algoritmo de controlo activo por variação do

pitch e que permita verificar até que ponto esse algoritmo é eficaz na prossecução dos objectivos para ele delineados.

3.1 Comportamento estático do modelo global

Aerodinâmica

A análise do comportamento estático do modelo tem o seu ponto de partida na análise do comportamento do rotor, quer do ponto de vista de cada pá (dividida nos seus segmentos) quer no seu conjunto. O bloco ‘aerodinâmica’ é um bloco que, ao contrário do que o seu nome indica, não possui neste modelo qualquer dinâmica, apenas estabelecendo uma relação entre as respectivas variáveis de entrada e de saída. A relação que é relevante para este trabalho é a seguinte:

$$(Q_1, T_1) = f(\beta_0, U_1) \quad (\text{Eq. 84})$$

De facto, a variável de saída C_P não é relevante para o modelo, e a variável de entrada Ω irá possuir, em condições de funcionamento normal, flutuações inferiores a 2%. Embora tais flutuações tenham uma enorme importância ao nível da cadeia de transmissão, elas são irrelevantes para efeitos do cálculo do binário e do *thrust* aerodinâmicos.

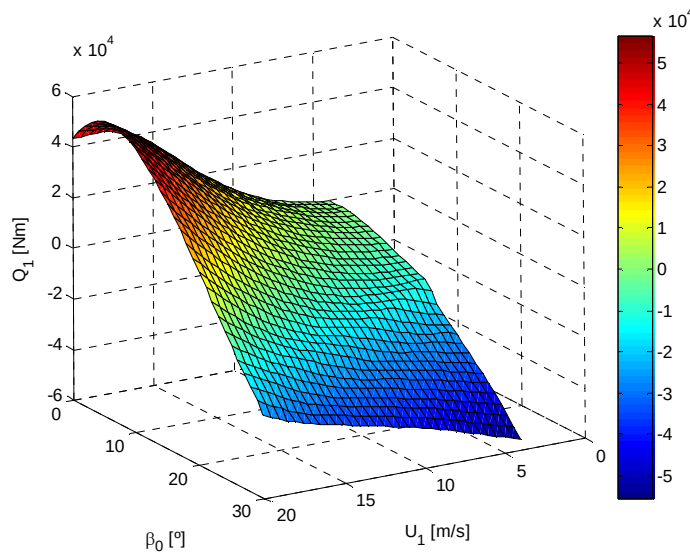


Figura 51 – Binário aerodinâmico (após perdas) em função do ângulo de *pitch* e da velocidade do vento, considerando $\Omega = 6,73 \text{ rad/s} - \text{I}$.

A Figura 51 e a Figura 52 retratam a relação entre o binário aerodinâmico (Q_1) e as variáveis de entrada do bloco considerando que a velocidade angular do rotor (Ω) é constante e igual ao seu valor de *design* de 6,73 rad/s. Podem observar-se grandes variações no binário. No entanto, só os valores que correspondem ao funcionamento normal do gerador são relevantes, uma vez que para um funcionamento com o gerador desconectado da rede ou no caso do aerogerador

Um aspecto adicional que se pode notar na Figura 52 e que será relevante mais adiante na fase de síntese do controlador é que o ângulo de *pitch* óptimo a baixas velocidades não é nulo. Por exemplo, o binário de 5000 Nm é atingido para uma velocidade mínima de 7,7 m/s e um ângulo de *pitch* de quase 2°.

Quanto ao *thrust*, os seus valores na gama de funcionamento normal situam-se entre os 1000 e os 25700 N. Tal corresponde, na Figura 53 à superfície compreendida entre as cores azul claro e laranja. Conforme se pode ver trata-se de uma superfície cuja aproximação por um plano (isto é, cuja linearização) acarreta erros relativamente pequenos⁵⁷.

Quando o bloco respeitante à aerodinâmica é integrado com o restante modelo do aerogerador, os limites máximo e mínimo do binário eléctrico do gerador dão origem a valores de Ω de equilíbrio potencialmente muito distintos do valor de *design*, nomeadamente quando esses limites de binário eléctrico são atingidos. Isso está na origem das diferenças de forma entre a superfície da potência (Figura 54) e a superfície do binário (Figura 51). A primeira destas superfícies apresenta duas arestas vincadas: uma corresponde à conexão do gerador à rede eléctrica (note-se que abaixo desta aresta a potência é nula) e a outra corresponde à ultrapassagem do binário eléctrico máximo. Entre elas encontra-se a superfície correspondente ao funcionamento normal do aerogerador cuja forma, essa sim, não se diferencia muito da da superfície do binário aerodinâmico para Ω constante.

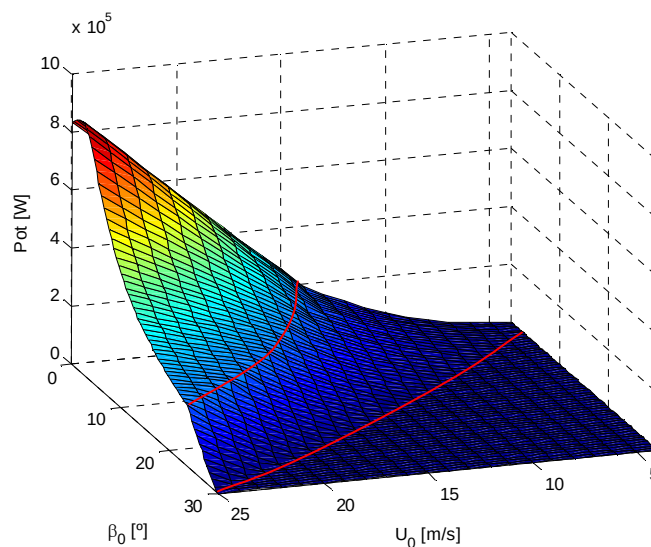


Figura 54 – Potência do aerogerador em função do ângulo de *pitch* e da velocidade do vento.

Os ganhos estáticos do sistema, considerando como *output* o valor da Potência e como *inputs* a velocidade do vento e o ângulo de *pitch* correspondem aos gradientes da superfície da Figura 54. Para a região de funcionamento normal, esses ganhos são definidos analiticamente como:

⁵⁷ Naturalmente os erros só serão pequenos enquanto o ponto de funcionamento em causa não se afastar muito do ponto de funcionamento considerado para efeitos da linearização.

$$\frac{\partial Pot}{\partial y} = i \eta_g k_g \left(2 \frac{i \dot{\theta}_1}{\dot{\theta}_s} - 1 \right) \cdot \frac{\partial \dot{\theta}_1}{\partial y} \quad (\text{Eq. 85})$$

sendo y a velocidade do vento (U_0) ou o ângulo de *pitch* (β_0). A Tabela 10 apresenta os resultados para nove pontos de funcionamento. Os pontos de funcionamento seleccionados para a análise encontram-se distribuídos aproximadamente ao longo da linha de iso-potência de 100 kW (ver Figura 55), a partir da qual a acção do controlador será decisiva. Conforme se pode constatar, os ganhos estáticos do sistema variam bastante ao longo da gama de funcionamento, evidenciando assim a não linearidade do mesmo.

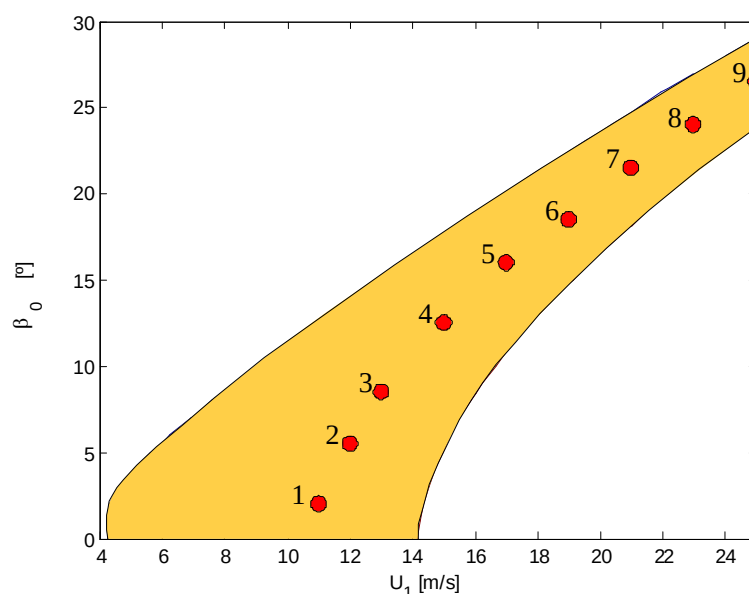


Figura 55 – Gama de valores de velocidade do vento e ângulo de *pitch* de funcionamento normal do aerogerador e pontos seleccionados para análise de resposta de frequência do sistema.

Tabela 10 – Ganhos estáticos do sistema em diversos pontos de funcionamento normal.

Ponto de funcionamento	Velocidade do vento (U_0) [m/s]	Ângulo de <i>pitch</i> (β_0) [°]	Potência (Pot) [W]	$\frac{\partial Pot}{\partial \beta_0}$ [W/°]	$\frac{\partial Pot}{\partial U_0}$ [Ws/m]
1	11	2,0	95.670	-3.234	24.402
2	12	5,5	102.097	-8.247	25.406
3	13	8,5	99.059	-12.138	26.630
4	15	12,5	98.839	-17.346	29.686
5	17	16,0	94.551	-21.734	32.276
6	19	18,5	105.140	-25.386	35.347
7	21	21,5	97.700	-29.000	37.059
8	23	24,0	98.537	-32.336	38.897
9	25	26,5	94.170	-35.467	40.107

A potência do aerogerador torna-se mais sensível às variações na velocidade do vento à medida que esta aumenta. No entanto, o aumento da sensibilidade da potência a variações do ângulo de *pitch* (em valor absoluto) é ainda mais marcado. Tal poderá ser benéfico, ao nível do controlador, implicando respostas mais rápidas do sistema, mas poderá também ser prejudicial, se o aumento do ganho for tal que conduza o sistema à instabilidade.

O ponto de funcionamento onde o controlador terá garantidamente maiores dificuldades de actuação será o ponto de funcionamento correspondente às condições de *design* (não presente na Tabela 10). De facto, para tais condições, o ângulo de *pitch* nulo será óptimo, significando que, pelo menos teoricamente, variações infinitesimais desse ângulo não terão qualquer impacto sobre a potência do aerogerador. Na Tabela 10 os pontos mais próximos desse ponto de funcionamento revelam, de facto, ganhos decrescentes e tendentes para zero. Tal implica que a acção do controlador só será sentida pelo aerogerador com um atraso significativo, o que, novamente, poderá conduzir à instabilidade do sistema.

Para além de atentar ao *output* do bloco ‘aerodinâmica’ (Q_i e T_i) ou do sistema global (Pot) foi igualmente feita uma análise ao desempenho do algoritmo ao nível de cada pá e dos respectivos segmentos. Tal análise é útil pois, para além de permitir um entendimento mais aprofundado do desempenho aerodinâmico das pás em diversas condições de funcionamento, permite também aferir da verosimilhança do modelo.

Tabela 11 – Dados relativos a cada um dos 15 segmentos da pá em condições de funcionamento de *design*.

raio médio do segmento [m]	ângulo de ataque [°]	C_L	C_D	factor de indução axial	factor de indução tangencial	velocidade relativa do vento na pá [m/s]	Re	dQ^* [Nm]	dT^* [N]
1,29	4,50	0,949	0,00854	0,323	0,276	13,34	1802690	252	297
1,87	4,46	0,943	0,00850	0,325	0,147	16,21	2027830	406	431
2,44	4,46	0,942	0,00851	0,326	0,090	19,41	2140450	557	566
3,02	4,47	0,943	0,00852	0,327	0,061	22,81	2202034	705	701
3,60	4,49	0,944	0,00853	0,328	0,044	26,34	2238498	849	835
4,18	4,50	0,945	0,00854	0,328	0,033	29,96	2261552	992	970
4,75	4,51	0,946	0,00855	0,328	0,025	33,64	2276918	1132	1104
5,33	4,51	0,946	0,00855	0,328	0,020	37,36	2287609	1270	1238
5,91	4,52	0,947	0,00856	0,328	0,017	41,11	2295311	1406	1372
6,48	4,52	0,947	0,00856	0,328	0,014	44,88	2301024	1540	1506
7,06	4,53	0,947	0,00856	0,328	0,012	48,67	2305364	1672	1640
7,64	4,53	0,948	0,00857	0,328	0,010	52,47	2308731	1803	1774
8,22	4,53	0,948	0,00857	0,328	0,009	56,29	2311389	1933	1908
8,79	4,53	0,948	0,00857	0,328	0,008	60,12	2313520	2060	2041
9,37	4,53	0,948	0,00857	0,328	0,007	63,95	2315250	2186	2175

* Contribuições de cada segmento para o binário (Q) e o *thrust* (T) totais. Valores para as três pás.

Na Tabela 11 são apresentados dados relativos aos segmentos das pás do rotor em condições de funcionamento de *design* ($U_0 = 11$ m/s, $\beta_0 = 0$, $\Omega = 6,73$ rad/s). O facto de o ângulo de ataque (α) e o factor de indução axial (a) não se afastarem

significativamente dos seus valores óptimos ao longo de toda a pá indica que a pá está bem dimensionada para essas condições. O afastamento de a (mais pronunciado na base da pá) e de a' dos seus valores ideiais está de acordo com as previsões teóricas.

Os valores de Re estão bem dentro da gama de valores previstos⁵⁸. As contribuições para o binário e para o *thrust* são mais significativas à medida que nos aproximamos da ponta das pás, o que coincide novamente com as previsões.

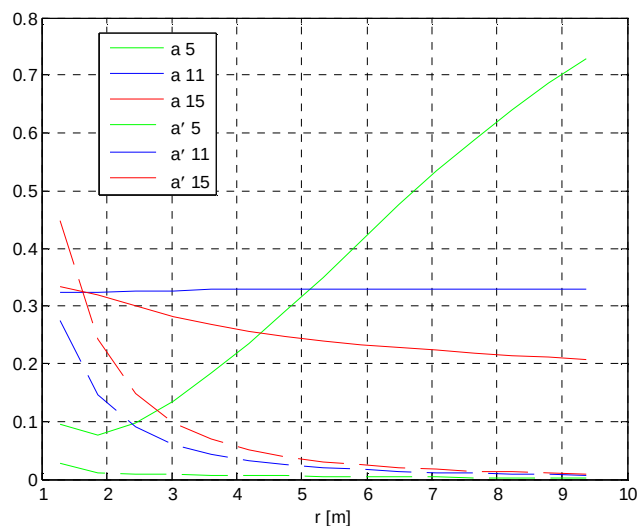


Figura 56 – Factores de indução axial (a) e tangencial (a') para $\beta_0 = 0$ e três valores da velocidade do vento: 5 m/s, 11 m/s (condições de *design*) e 15 m/s (sem saturação do binário eléctrico). A velocidade de rotação do rotor da turbina (Ω) é aproximadamente constante.

Os valores de a e de a' para diversas condições de funcionamento estão apresentados na Figura 56. Na obtenção dos dados aí apresentados considerou-se que o binário eléctrico não satura. Tendo presente que a velocidade de rotação do rotor é, neste caso, aproximadamente constante, um aumento da velocidade do vento tende a aumentar a rotação induzida na esteira do rotor e vice-versa (ver a'). Em condições de vento forte (baixo λ) o efeito do rotor é cada vez menos significativo (isto é, o facto de existir um número finito de pás é cada vez mais relevante), o que se traduz numa diminuição dos valores de a e num consequente desaproveitamento da energia do vento. Por outro lado, em condições de vento fraco, a parte exterior das pás possui uma velocidade tangencial exagerada e o rotor comporta-se quase como uma barreira impermeável ao ar (valores de a muito elevados) enquanto a parte interior das pás, devido ao seu ângulo de *twist* muito elevado, funciona quase como uma ventoinha (valores de a muito baixos). Na realidade, para velocidades de vento muito baixas, o factor de indução axial (a) pode assumir um valor negativo, o que significa que a velocidade axial do vento no rotor é superior à velocidade do vento não perturbada e portanto a turbina está efectivamente a funcionar como uma ventoinha, consumindo energia eléctrica e transferindo-a para o ar.

⁵⁸ Relembre-se que, de acordo com as previsões, os valores de Re deveriam situar-se sempre entre $0,4 \times 10^6$ e $5,0 \times 10^6$.

De acordo com a Figura 12, à medida que a velocidade do vento aumenta, também o ângulo de incidência do vento na pá (φ) aumenta, e com ele o ângulo de ataque (α). O modelo reflecte bem esse comportamento, conforme ilustrado na Figura 57.

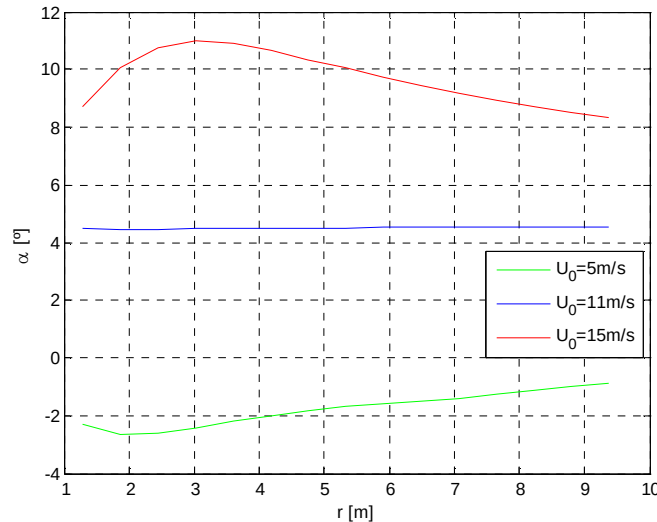


Figura 57 – Ângulo de ataque para $\beta_0 = 0$ e três valores da velocidade do vento: 5 m/s, 11 m/s (condições de *design*) e 15 m/s (sem saturação do binário eléctrico). A velocidade de rotação do rotor da turbina (Ω) é aproximadamente constante.

Modelo global

A finalizar esta análise do comportamento estático do modelo, apresentam-se na Tabela 12 valores para diversas variáveis do modelo global em seis condições de funcionamento distintas, caracterizadas por diferentes combinações de velocidade de vento (U_0), ângulo de *pitch* (β_0) e valor de saturação do binário eléctrico (Q_{e-sat}). Será de seguida efectuada uma breve análise dos seus aspectos mais interessantes.

A velocidade mínima do vento à qual a potência desenvolvida no rotor da turbina consegue vencer o atrito viscoso à velocidade de rotação síncrona, isto é, a velocidade mínima do vento à qual se procede à conexão do gerador à rede e se começa a produzir energia eléctrica, é de 4,24 m/s. Para tais velocidades, λ é muito elevado e as pás estão a trabalhar fora do seu óptimo. Uma das consequências disso é que o ângulo de *pitch* nulo pode não ser o ideal. Tal situação está patente nos dados dos dois primeiros casos apresentados na Tabela 12 e revela a necessidade de existência de estratégias de arranque dos aerogeradores.

Quando não existe saturação do binário eléctrico a velocidade de rotação do rotor da turbina é aproximadamente constante. Nesse caso, e de acordo com a parametrização do modelo, as perdas de binário no multiplicador são de aproximadamente 1% do binário nele aplicado, enquanto as perdas de binário por atrito viscoso no veio de baixa velocidade são aproximadamente constantes. Isto

implica que a eficiência do aerogerador na transformação da energia (rácio entre a potência efectivamente injectada na rede e a potência disponível no veio da turbina: Pot/Pot_1) aumenta à medida que o binário produzido no rotor da turbina aumenta. Para valores de binário de design (cerca de 15600 N) a eficiência do aerogerador aproxima-se do produto dos rendimentos do gerador (η_g) e do multiplicador (η_m), indicando que as demais perdas se tornam negligenciáveis.

Tabela 12 – Valores de regime permanente para diversas condições de funcionamento.

U_0	m/s	5	5	11	15	15	15
β_0	°	0	1,1	0	0	12,4	0
Q_{e-sat}	Nm	∞	∞	∞	∞	∞	1.286
$\dot{m}$	kg/s	919	1.121	2.573	3.996	4.843	3.613
$\dot{\theta}_1 = \Omega$	rpm	63,7	63,7	64,3	65,1	64,3	82,4
$\dot{\theta}_3$	rpm	1.500,6	1.500,7	1.515,5	1.535,5	1.515,7	1.943,0
$\theta_2 - \theta_3$	°	1,5	1,6	37,3	85,4	37,9	73,7
λ	-	12,9	12,9	5,9	4,4	4,3	5,6
Q	Nm	812	878	18.762	42.835	19.044	36.992
Q_1	Nm	674	728	15.573	35.553	15.807	30.704
perdas _m	Nm	6	7	155	355	157	306
perdas _b	Nm	67	67	67	68	67	86
Q_r	Nm	25	28	651	1.490	661	1.286
Pot_1	W	4.492	4.857	104.855	242.539	106.447	265.056
Pot_g	W	4.007	4.368	103.358	239.597	104.934	261.666
Pot	W	3.819	4.163	98.500	228.336	100.002	249.368
Pot / Pot_1	%	85	86	94	94	94	94
C_p	-	0,246	0,266	0,540	0,492	0,216	0,538
T	N	4.409	3.660	18.557	27.985	10.239	33.365
C_T	-	1,003	0,832	0,872	0,707	0,259	0,843
γ	°	0,02	0,02	0,10	0,15	0,05	0,18
x	mm	12	10	51	77	28	92

perdas_m – perdas de binário no multiplicador

perdas_b – perdas de binário por atrito viscoso no veio de baixa velocidade

A potência do aerogerador após as perdas (Pot) é aproximadamente proporcional ao produto do cubo da velocidade do vento (U_0) pelo coeficiente de performance (C_p), o que está de acordo com a própria definição de coeficiente de performance (ver equação 6). Este último é influenciado pelo *tip speed ratio* (λ) e também pelo ângulo de *pitch* (β_0), conforme seria de esperar.

A comparação entre as três últimas situações da Tabela 12 permite compreender o efeito decisivo que a variação do ângulo de *pitch* (β_0) ou do binário máximo do gerador (Q_{e-sat}) têm no comportamento do aerogerador:

- o aumento de β_0 para condições de vento forte permite manter a potência do aerogerador no seu valor de *design*, tendo ainda o efeito benéfico de reduzir o *thrust* que sobre ele actua. Isto sucede porque as pás orientam-se para o vento e interferem menos no seu escoamento (note-se o aumento do caudal mássico de ar no rotor);
- a fixação de um valor máximo para o binário eléctrico (que está de acordo com o comportamento real dos geradores de indução) implica que, para velocidades de vento elevadas, o aerogerador ‘embala’⁵⁹ (note-se o valor muito elevado de Ω). Note-se que a potência eléctrica gerada é neste caso muito semelhante à potência gerada sem a fixação de Q_{e-sat} : num caso é o binário eléctrico que aumenta, no outro é a velocidade de rotação, sendo a potência o produto dos dois. É desejável que o aerogerador nunca se encontre nesta situação, uma vez que as elevadas forças centrífugas desenvolvidas no rotor da turbina poderão causar sérios danos estruturais.

3.2 Comportamento dinâmico dos componentes do modelo global

3.2.1 Mecanismo de variação do passo

A Figura 58 apresenta a resposta do mecanismo de variação de *pitch* a uma entrada em degrau considerando ou não o efeito da limitação à aceleração angular máxima das pás (curvas $\beta_0 3$ e $\beta_0 1$, respectivamente). De acordo com a respectiva parametrização, constata-se que existe um pequeno *overshoot*, o que é típico da movimentação de massas em sistemas com amortecimento sub-crítico e que é, portanto, um fenómeno plausível. O tempo de resposta também parece adequado à realidade que o modelo pretende representar.

O efeito da introdução de limites ao deslocamento angular das pás e à respectiva aceleração é mais notório quando o sinal de referência ultrapassa esses mesmos limites: é o que acontece na resposta ao degrau relativamente ao limite na aceleração e o que acontece na resposta ao sinal sinusoidal representado na Figura 59 (frequência 0,75 Hz) relativamente a ambos os limites. Esse efeito traduz-se em tempos de resposta mais lentos (e consequentes atrasos face a comportamentos dinâmicos do sinal de referência) e na existência de *overshoots* mais acentuados.

⁵⁹ Neste trabalho, o aerogerador modelado apresenta este fenómeno para velocidades do vento superiores a 14 m/s (quando β_0 é mantido em 0°), o que não é muito superior ao valor de *design*. Tal não é de estranhar, uma vez que a potência disponível no vento varia com o cubo da sua velocidade.

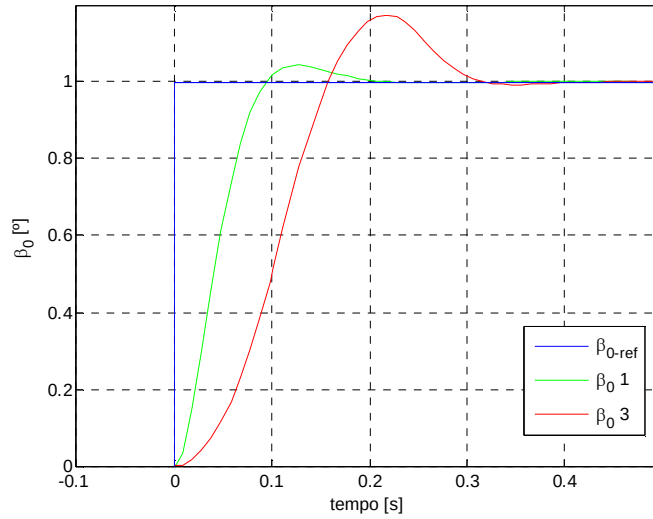


Figura 58 – Resposta do mecanismo de variação de *pitch* a um degrau unitário no respectivo sinal de referência. $\beta_0 1$ – sem limite na aceleração; $\beta_0 3$ – com aceleração limitada (parametrização finalmente adotada).

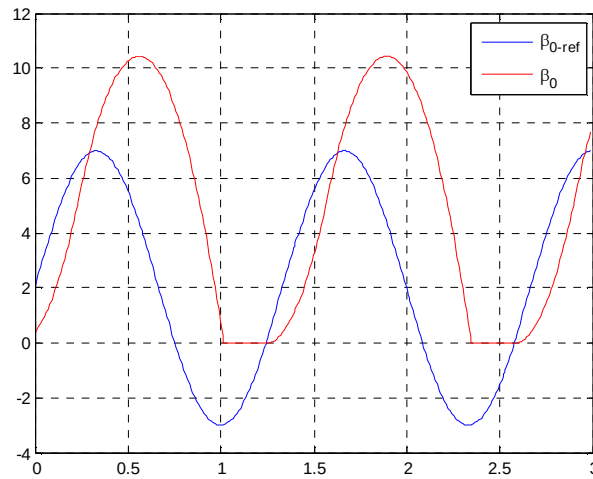


Figura 59 – Resposta do mecanismo de variação de passo a um sinal de referência sinusoidal com valor médio 2°, amplitude 5° e frequência 0,75 Hz.

O efeito, que parece muito notório na Figura 59, torna-se muito menos evidente quando o mecanismo de variação do passo não atinge um dos seus limites angulares. Nessas circunstâncias, o comportamento do mecanismo modelado é semelhante ao de um sistema de segunda ordem, fazendo-se sentir as limitações à aceleração apenas a partir de certas combinações de frequência e de amplitude do sinal de referência. É possível demonstrar analiticamente que a frequência à qual o desvio do comportamento ideal se inicia é dado em função da amplitude da oscilação e do limite à aceleração da seguinte forma:

$$\omega = \sqrt{\frac{\omega_n^2 \ddot{\beta}_{0-\max}}{\sqrt{\omega_n^4 A^2 - \ddot{\beta}_{0-\max}^2}}} \quad (\text{Eq. 86})$$

sendo A a amplitude do sinal de referência (com as mesmas unidades que β_0), ω (rad/s) a frequência mínima à qual a limitação na aceleração se faz sentir e ω_n (rad/s) a frequência natural não amortecida do sistema de segunda ordem de base. Esta relação está apresentada na Figura 60 para o mecanismo aqui em análise.

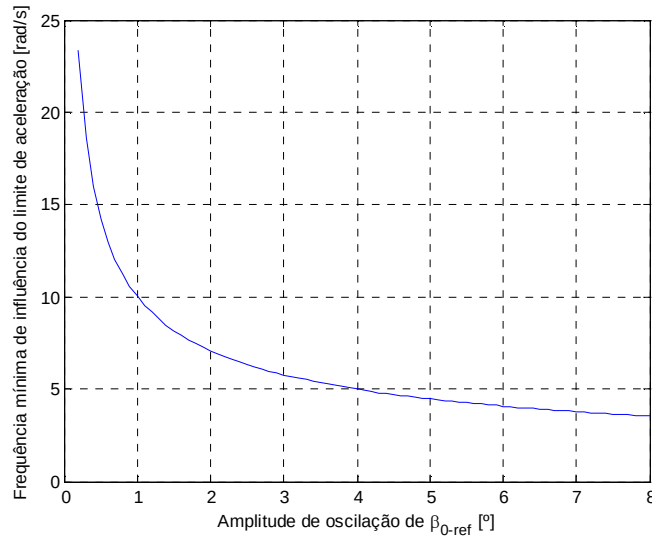


Figura 60 – Relação entre a amplitude de oscilação de β_{0-ref} e a frequência à qual o limite de aceleração se começa a fazer sentir no comportamento do mecanismo de variação do passo.

As limitações impostas à variação do *pitch* introduzem mais uma não-linearidade no sistema, aumentando a sua já grande complexidade. O seu efeito no comportamento do sistema é um assunto que volta a ser abordado no próximo capítulo, aquando da avaliação do desempenho dos controladores.

3.2.2 Torre

O comportamento da torre a uma variação em degrau no *thrust* (T) está representado na Figura 61. Em 10 segundos a torre apresenta cerca de 13,5 ciclos oscilatórios, o que corresponde à respectiva parametrização da frequência ($\omega_n=8,5$ rad/s). De acordo com a parametrização, a constante de tempo deveria ser de 2,35 s, pelo que o tempo de acomodação deveria ser de cerca de 12 s, o que novamente se confirma. O valor de γ de regime permanente (para $T = 1$ N) tende para cerca de $0,92 \times 10^{-7}$ rad, o que está de acordo com o previsto para o ganho estático do sistema (ver equação 58).

A torre apresenta um coeficiente de amortecimento muito baixo, pelo que se espera que possua uma forte amplificação de ressonância, conforme ilustrado na Figura 62. A frequência de ressonância evidenciada de 8,48 rad/s está de acordo com a previsão teórica e parece ser um valor adequado ao sistema real que o modelo representa.

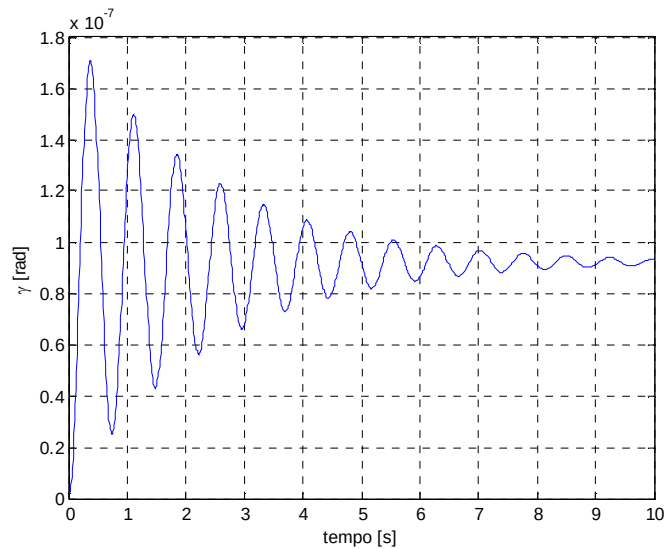


Figura 61 – Resposta da torre (ângulo de inclinação γ) a um degrau unitário no *thrust*.

O comportamento de ressonância da torre tem uma enorme importância no seu dimensionamento para resistência à fadiga e a sua prevenção é um dos objectivos do controlo a desenvolver para o aerogerador.

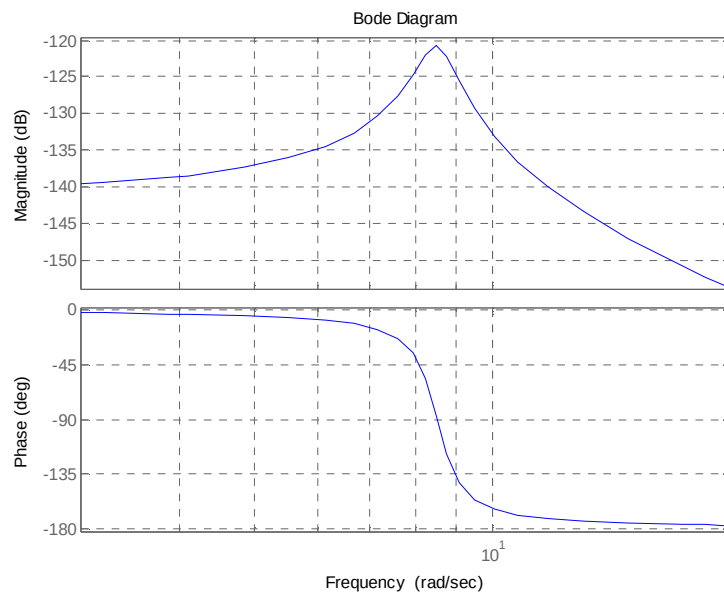


Figura 62 – Diagrama de Bode para a resposta em frequência da torre, evidenciando o respectivo pico de ressonância.

Dum qualquer compêndio sobre controlo automático é possível obter a seguinte relação entre o valor de pico da oscilação à frequência de ressonância (M_r) e o ganho estático do sistema (k_{ss}):

$$\frac{M_r}{k_{ss}} = \frac{1}{2\zeta\sqrt{1-\zeta^2}} \quad (\text{Eq. 87})$$

De acordo com a parametrização da torre essa relação deveria ser de aproximadamente 10. O modelo comporta-se conforme esperado, uma vez que a razão entre a amplitude máxima de oscilação da torre (cerca de $0,9 \times 10^{-6}$) e o seu ganho estático (cerca de $0,9 \times 10^{-7}$) é de 10.

3.2.3 Cadeia de transmissão e gerador

O modelo da cadeia de transmissão e do gerador foi sujeito a entradas em degrau em Q_1 de duas amplitudes (10 e 1000 Nm)⁶⁰ em diversos pontos de funcionamento correspondentes a diferentes valores de binário:

- binário mínimo para conexão do gerador à rede ($U_0 = 4,24$ m/s);
- 25% do binário de *design* ($U_0 = 7,28$ m/s);
- 50% do binário de *design* ($U_0 = 8,87$ m/s);
- 75% do binário de *design* ($U_0 = 10,02$ m/s);
- 100% do binário de *design* ($U_0 = 11,00$ m/s);
- 125% do binário de *design* ($U_0 = 11,50$ m/s).

Foi interessante constatar que o comportamento do sistema se aproxima muito do de um sistema de segunda ordem (ver Figura 63). Uma vez que supostamente o sistema é de terceira ordem (ver equação 48), tal poderá indicar que um dos seus pólos apresenta constante de tempo muito pequena e poderá eventualmente ser desprezado para efeitos de construção do algoritmo de controlo.

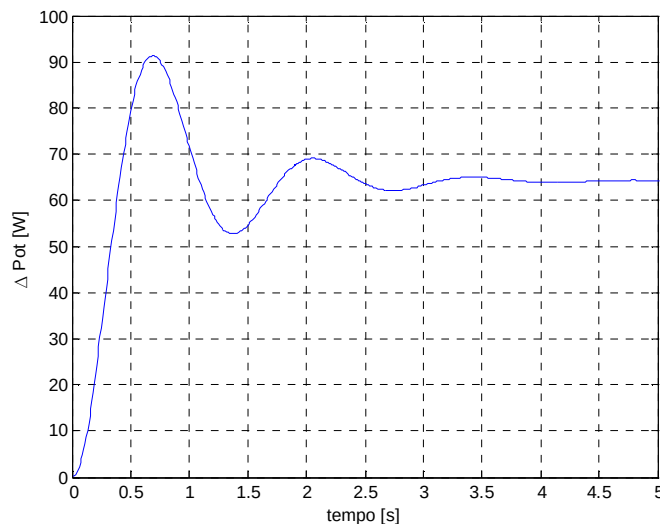


Figura 63 – Variação na potência do gerador causada por uma variação instantânea de 10 Nm no binário aplicado ao veio de baixa velocidade.

De facto, de acordo com a parametrização do modelo, a função de transferência da cadeia de transmissão e do gerador, dada pela equação 48, fica:

⁶⁰ Estes dois valores representam cerca de 0,06% e 6,4%, respectivamente, do binário aplicado ao veio de baixa velocidade (Q_1) em condições de funcionamento de design.

$$FT_{ig} = \frac{Pot(s)}{Q_1(s)} = \frac{32686}{s^3 + 229s^2 + 572s + 5147} \quad (\text{Eq. 88})$$

Ora tal função de transferência apresenta um par de pólos complexos conjugados com constante de tempo de 0,83 s (frequência natural não amortecida de 4,76 rad/s e amortecimento de 0,254) e um pólo adicional com constante de tempo de 0,004 s. Se desprezarmos a dinâmica deste último pólo, a função de transferência fica simplesmente:

$$FT_{ig} = \frac{Pot(s)}{Q_1(s)} \approx \frac{144}{s^2 + 2,42s + 22,69} \quad (\text{Eq. 89})$$

pelo que a dinâmica do sistema pode ser aproximada com erros negligenciáveis por um bloco de segunda ordem.

A Tabela 13 apresenta as respostas do sistema às entradas em degrau já mencionadas. Quer o ganho estático, quer as características de oscilação mantêm-se praticamente inalteradas para toda a gama de funcionamento normal do aerogerador e com valores muito próximos dos previstos pela equação 89, indicando que as simplificações a que a sua dedução recorreu são aceitáveis. Note-se que os dados experimentais são mais consistentes para valores maiores do degrau, embora os valores médios sejam aproximadamente semelhantes aos demais.

Tabela 13 – Características de resposta da cadeia de transmissão a entradas em degrau de 10 e 1000 Nm (Q_I) em diferentes pontos de funcionamento.

U_0	ganho estático [W/Nm]		frequência natural [rad/s]		coeficiente de amortecimento []	
	10 Nm	1000 Nm	10 Nm	1000 Nm	10 Nm	1000 Nm
4,24	6,61	6,31	4,91	4,73	0,31	0,27
7,28	6,04	6,33	4,68	4,74	0,22	0,27
8,87	6,68	6,36	4,80	4,74	0,31	0,27
10,02	6,10	6,40	4,76	4,74	0,28	0,27
11,00	6,74	6,44	4,80	4,74	0,31	0,27
11,50	6,15	6,45	4,68	4,74	0,22	0,27

Para avaliar o comportamento do modelo em frequência ele foi sujeito a uma entrada sinusoidal de 100 Nm de frequência crescente, a partir da sua condição de funcionamento de *design*. A Figura 64 revela a existência de um pico de ressonância que está de acordo com as previsões teóricas para um sistema de segunda ordem com os parâmetros atrás identificados ($M_r = 1,94 k$, $\omega_r = 0,72$ Hz, contra 2,04 k e 0,71 Hz das previsões teóricas, sendo k o ganho estático do sistema). A frequência de quebra evidenciada ronda os 1,12 Hz. O sistema apresenta o mesmo comportamento para outros pontos de funcionamento.

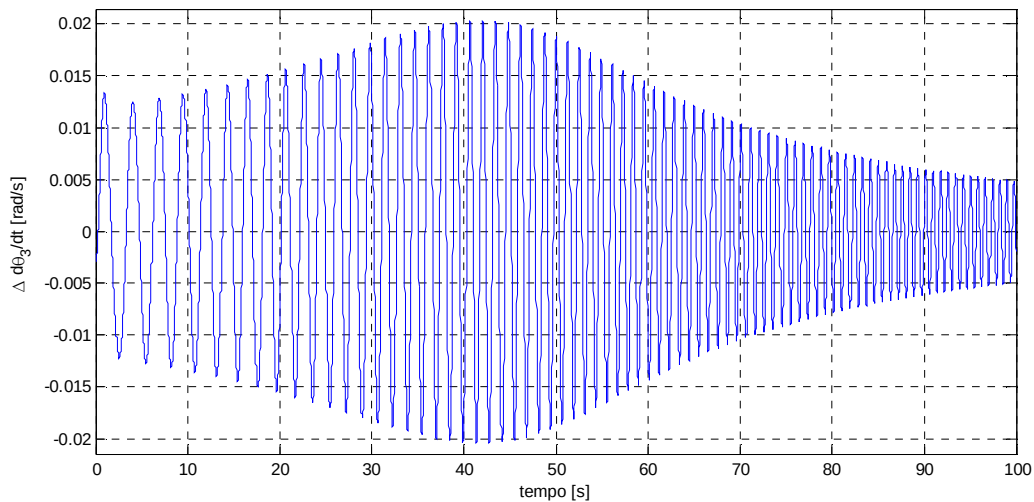


Figura 64 - Evidência do comportamento de ressonância da cadeia de transmissão no domínio temporal ($\Delta d\theta_3/dt$ [rad/s] x tempo [s]) – entrada com frequência crescente de 0,3 a 1,3 Hz.

3.3 Comportamento dinâmico do modelo global

Com o objectivo de analisar o seu comportamento dinâmico, o modelo global, conforme a Figura 37, foi sujeito a um conjunto de experiências com entradas em degrau na sua variável de entrada (β_0) e na sua variável de perturbação (U_0). O sistema comportou-se aproximadamente como um sistema de segunda ordem, excepto quando muito próximo das condições de funcionamento de *design*, conforme se pode aferir pelo aspecto dos sinais de saída da Figura 65. Na Tabela 14 são apresentados os valores das frequências naturais e dos coeficientes de amortecimento do sistema (analisado como um sistema de segunda ordem). Na tabela não estão incluídos os ganhos estáticos do sistema por terem já sido objecto de análise em secção própria.

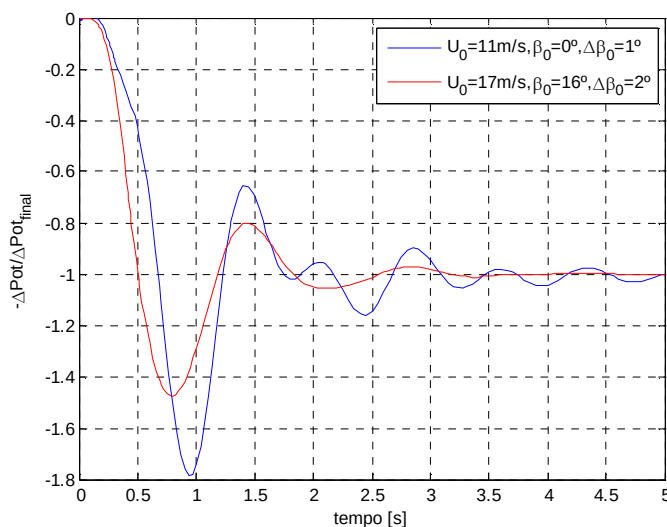


Figura 65 – Resposta do sistema a duas entradas em degrau de β_0 partindo de duas condições de funcionamento distintas.

No que diz respeito aos degraus no ângulo de *pitch* (β_0), constatou-se que os parâmetros pouco se alteram em toda a gama de funcionamento normal, com duas exceções: uma diz respeito às condições de funcionamento de *design*, para as quais todos os parâmetros (ganho estático, coeficiente de amortecimento e frequência natural de oscilação) são significativamente menores que nas demais situações. Tal está relacionado com o maior tempo de resposta do sistema nestas condições de funcionamento devido ao já mencionado valor muito baixo do ganho face a oscilações em β_0 . A outra exceção diz respeito aos degraus de maior amplitude, os quais apresentam um *overshoot* muito grande e logo tempos de resposta também maiores. Tal resulta naturalmente da dinâmica do mecanismo de variação do passo.

Tabela 14 - Características de resposta do sistema a controlar a entradas em degrau no ângulo de *pitch* e na velocidade do vento em diferentes pontos de funcionamento.

Condições iniciais		Degrau	coeficiente de amortecimento []	frequência natural não amortecida [rad/s]	frequência natural amortecida [rad/s]	constante de tempo [s]
U_0	β_0					
14m/s	9,5°	$\Delta\beta_0 = 1^\circ$	0,255	4,061	3,927	0,967
14m/s	9,5°	$\Delta\beta_0 = 5^\circ$	0,070	3,706	3,697	3,841
11m/s	0,0°	$\Delta\beta_0 = 1^\circ$	0,165	3,413	3,366	1,772
13m/s	15°	$\Delta U_0 = 1\text{m/s}$	0,263	4,529	4,370	0,840

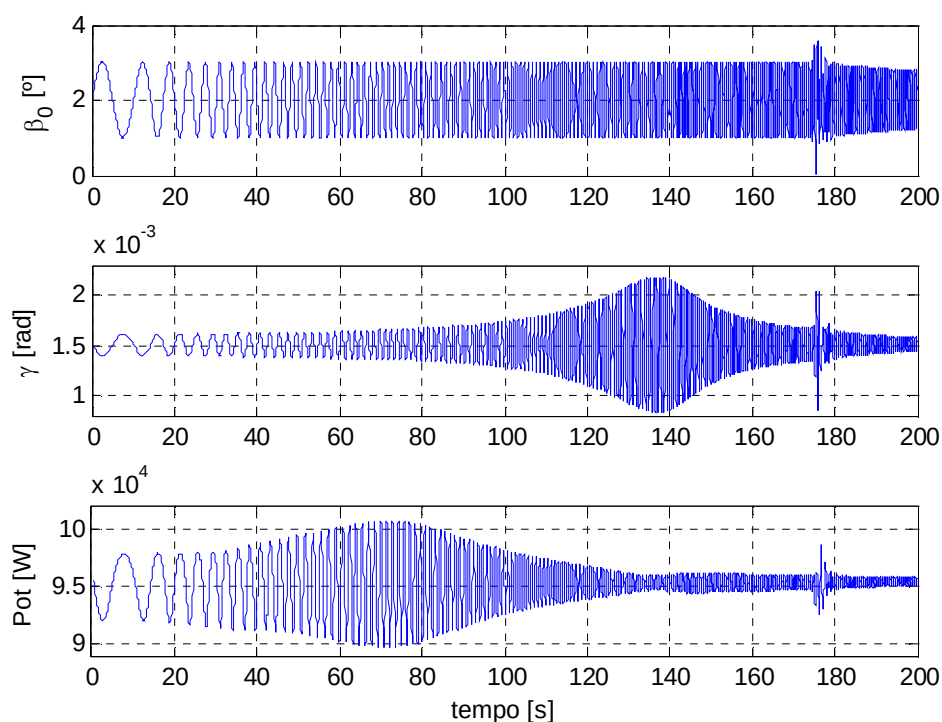


Figura 66 – Resposta do sistema no domínio temporal a partir do ponto de funcionamento 1 ($U_0 = 11 \text{ m/s}$, $\beta_0 = 2^\circ$), tendo o ângulo de *pitch* de referência um comportamento sinusoidal com frequência crescente de 0,1Hz (aos 10s) até 2Hz e amplitude de $\pm 1^\circ$.

Quanto à resposta do sistema a variações instantâneas na velocidade do vento (U_0), ela apresenta características extremamente regulares em todas as condições. A Tabela 14 apresenta na última linha parâmetros de uma resposta representativa.

Uma análise mais profunda do comportamento do sistema foi então levada a cabo através da sua sujeição a entradas sinusoidais em U_0 e β_0 a partir das condições de funcionamento referentes aos nove pontos assinalados na Figura 55 e descritos na Tabela 10. As entradas sinusoidais possuíam uma frequência inicial de 0,1 Hz durante os primeiros 10 segundos até que os comportamentos transitórios do sistema perdessem relevância. A frequência era então aumentada linearmente com o tempo até aos 2 Hz, sendo o tempo total de simulação de 200 segundos (o que implica um aumento de 0,01 Hz/s).

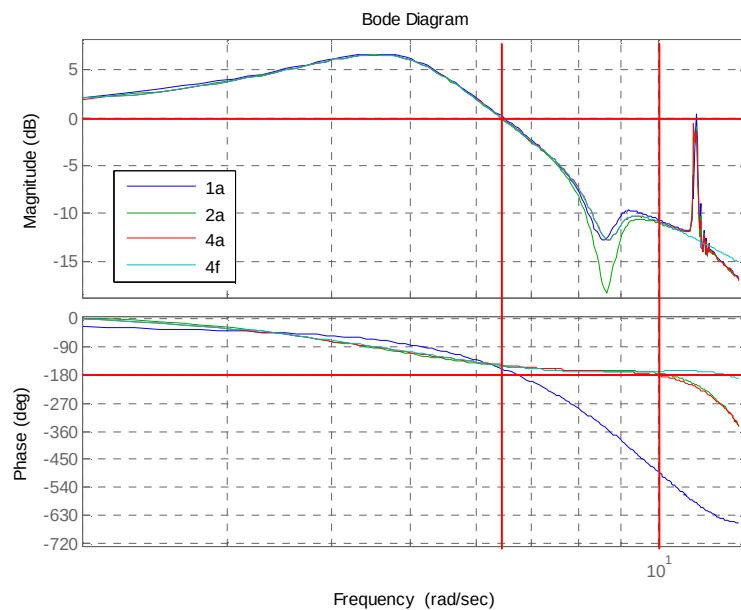


Figura 67 – Diagrama de Bode de respostas do sistema a partir de diversos pontos de funcionamento (ver Tabela 10 e Figura 55). A letra ‘a’ indica que o sinal sinusoidal de entrada possui uma amplitude de $\pm 1^\circ$; a letra ‘f’ indica que essa amplitude é de $\pm 0,1^\circ$.

Os dados experimentais permitiram a construção empírica de diagramas de frequências (de Nyquist e de Bode) dos quais foi possível extrair alguma informação importante. As mais relevantes características comuns ao comportamento nos diversos pontos de funcionamento são as seguintes:

- existência de um pico de ressonância muito significativo, à frequência de ressonância do bloco que engloba a cadeia de transmissão e o gerador (ver pico de magnitude acima de 5 dB na Figura 67 e resposta temporal entre os 60 s e os 80 s na Figura 66);
- perda de ganho acentuada à frequência de ressonância da oscilação da torre (ver depressão na magnitude na Figura 67 e resposta temporal aos 140 s na Figura 66). A perda de ganho justifica-se pelo facto da oscilação da torre ter uma contribuição para a variação da potência em oposição de fase. De facto, quando β_0 diminui, a potência tende a diminuir; no entanto, o *thrust* também diminui, o que origina o deslocamento da torre ‘contra’ o vento, aumentando a sua velocidade relativa;

- c) margens de fase e de ganho baixas em torno do ponto de análise 1 (ver Figura 67 e Figura 68), denotando tendência do sistema para a instabilidade quando controlado em malha fechada;
- d) comportamento aparente de um sistema de tipo 0 e de segunda ordem, excepto em torno do ponto 1 – ver aproximação à origem no diagrama de Nyquist e atraso de fase para frequências elevadas no diagrama de Bode;
- e) baixo coeficiente de amortecimento (ver pico de ressonância e andamento da fase no diagrama de Bode)⁶¹;
- f) frequências de quebra (-3 dB) pouco superiores a 7 rad/s (1,1 Hz);
- g) comportamento anómalo caracterizado por instabilidade no ganho e rápida perda de fase para a frequência a partir da qual o limite de aceleração do *pitch* se faz sentir (ver pico de ganho para frequências elevadas na Figura 67 e comparar com a frequência esperada para a ocorrência do fenómeno na Figura 60 – notar que para o caso ‘4f’ tal fenómeno não ocorre, igualmente de acordo com o previsto).

Quanto à presença de não linearidades no sistema, reveladas através de comportamentos distintos em diferentes pontos de funcionamento, apenas foi possível concluir o seguinte:

- a) existe uma diferença fundamental entre o comportamento do sistema próximo do ponto de funcionamento correspondente às condições de design (ver ‘1a’ na Figura 68 e respectivo atraso de fase na Figura 67). Esta diferença será analisada com mais detalhe no capítulo referente à sintonização do controlador;
- b) para pontos de funcionamento com velocidades mais elevadas a não linearidade do sistema não é muito influente.

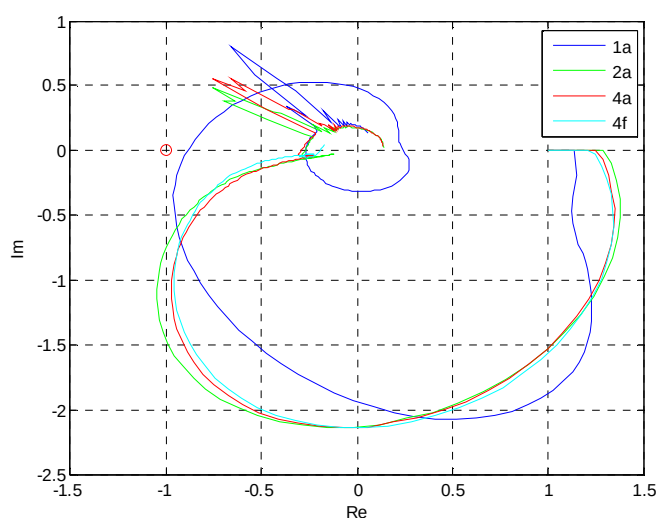


Figura 68 – Diagrama de Nyquist para as respostas do sistema a partir dos pontos e nas condições consideradas na Figura 67.

⁶¹ Quanto maior o coeficiente de amortecimento menor o pico de ressonância (deixando de existir para valores superiores a 0,707) e menor o declive da curva do atraso de fase. Notar que a escala da Figura 67 apenas abrange frequências entre 2 e 11 rad/s, o que é inferior a uma década.

A resposta do sistema a oscilações na perturbação (velocidade do vento) é muito semelhante à que resulta de oscilações na sua variável de entrada (ângulo de *pitch*). As únicas diferenças assinaláveis são um ganho ligeiramente superior (já esperado) e um atraso de fase menor. Globalmente o sistema apresenta-se mais estável às variações na sua perturbação do que na sua variável de entrada.

A terminar, uma nota técnica sobre a construção dos diagramas de Bode e de Nyquist aqui apresentados. O ganho estático (para frequência nula) indicado em ambos os diagramas é unitário. Na realidade o ganho do sistema a controlar não é unitário, sendo as oscilações na potência do aerogerador várias ordens de grandeza superiores às oscilações na variável de entrada do sistema (β_0) ou na sua perturbação (U_0). Os diagramas não dizem assim respeito ao sistema isolado, mas sim ao sistema integrado com um controlador proporcional em malha aberta. Nesse caso, para a saída do sistema poder acompanhar o sinal de referência, o ganho proporcional do controlador é ajustado de tal forma que o ganho do sistema em malha aberta seja unitário.

3.4 Conclusões

Com base nas análises efectuadas em termos estáticos e dinâmicos aos componentes individuais e ao sistema global a controlar é possível concluir que o comportamento do sistema apresenta alguma verosimilhança, o que será entendido como uma avaliação positiva do processo de modelação do mesmo.

A análise permitiu ainda tirar uma série de conclusões fundamentais para a síntese do controlador do sistema que se irá seguir. A primeira diz respeito à não linearidade do sistema. De facto, a não linearidade do sistema não é tão notória quanto seria de esperar, sobretudo para pontos de funcionamento normal com velocidade elevada de vento, só se fazendo sentir com maior relevância para pontos de funcionamento próximos das condições de *design*. Tal pode indiciar a necessidade de consideração de apenas dois pontos de funcionamento distintos aquando de um eventual processo de linearização e/ou de *gain scheduling*.

A segunda conclusão é precisamente a de que o sistema apresenta um comportamento singular próximo das condições de funcionamento de *design*. Nessa região, o ganho muito baixo da potência face a variações no ângulo de *pitch* atrasa a resposta do sistema de tal forma que ele se torna instável. Tal implicará provavelmente uma estratégia defensiva de controlo através do aumento do ângulo de *pitch* mesmo antes de atingido o óptimo, por forma a evitar esta região de instabilidade.

A terceira conclusão a tirar é a de que o sistema é inerentemente estável, embora com margens de estabilidade baixas em toda a gama de funcionamento. Além disso, o aumento dos ganhos face a variações do *pitch* e a variações na velocidade do vento em pontos de funcionamento com velocidades do vento mais elevadas tornam o sistema progressivamente mais ‘nervoso’. O facto de a perturbação (velocidade do vento) variar muito, quer em frequência, quer em magnitude, pode conduzir rapidamente o sistema à instabilidade. O único ponto forte do sistema

parece ser o de possuir uma frequência de quebra razoavelmente baixa face às frequências dominantes nos fenómenos de turbulência do vento.

A quarta conclusão diz respeito à possibilidade de consideração de um sistema simplificado para efeitos de síntese do controlador. De acordo com os resultados experimentais o sistema poderá ser cabalmente aproximado por um sistema de segunda ordem. Além disso, dentro da gama de valores de funcionamento normal, a velocidade de rotação do rotor da turbina pode ser considerada constante para efeitos do cálculo do binário e do *thrust*. Eventualmente a função não linear correspondente ao bloco ‘aerodinâmica’ poderá ser aproximada por uma função linear em torno de dois pontos de funcionamento.

Finalmente, a quinta conclusão diz respeito à gama de frequências do sistema, mais concretamente, aos valores das frequências de oscilação que não deverão ser excitadas/amplificadas pela acção do controlador. Estas dizem respeito às frequências de ressonância da cadeia de transmissão e da torre, à frequência crítica do mecanismo de variação do passo⁶², e ainda às frequências de passagem das pás em frente à torre e a múltiplos desta (ver Figura 69)⁶³. No trabalho em causa, a frequência de passagem das pás é de 2,24 rad/s (0,36 Hz).

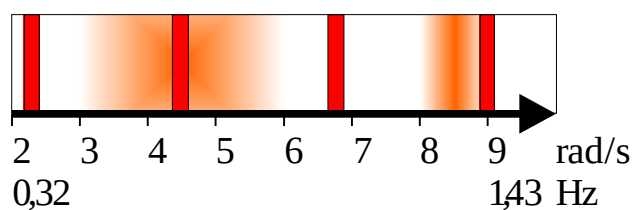


Figura 69 – Frequências críticas para o trabalho. A frequência crítica do mecanismo de variação do passo não é indicada, uma vez que ela depende das solicitações a que ele ficará sujeito.

⁶² Para a qual a influência do limite na aceleração do *pitch* se faz sentir.

⁶³ O efeito da passagem das pás em frente à torre é duplo: por um lado diminui o binário aerodinâmico total no rotor e também o *thrust*; por outro, provoca uma assimetria na aplicação das forças do rotor, do que resulta um momento que tende a aumentar o ângulo de inclinação da torre (γ). Uma vez que este efeito é pronunciado e cíclico, ele é muito relevante no funcionamento do aerogerador. Igualmente relevante é o efeito do *wind shear*, isto é, do aumento da velocidade média com a altura ao solo. Novamente este efeito origina o aparecimento de um binário que tende a aumentar o ângulo de inclinação da torre. No âmbito deste trabalho, ambos os efeitos foram estudados e modelados. No entanto, eles não foram incluídos no modelo global do aerogerador (tarefa que não levantaria problemas de maior) por simples escassez do recurso mais limitado que é o tempo!

Capítulo 4

Desenvolvimento do controlador

4.1 Introdução

4.1.1 Síntese de objectivos e metodologia

O desenvolvimento de um algoritmo de controlo (ou síntese do controlador) que seja eficaz pode ser feito a partir de diversas abordagens. Essas abordagens dizem respeito não só ao tipo de controlador em si mesmo, mas também ao método utilizado para o sintonizar, isto é, para o parametrizar. O controlador adoptado neste trabalho é do tipo PID e a sua sintonização teve por base regras empíricas, eventualmente suportadas por desenvolvimentos analíticos conforme as necessidades. Os controladores PID são um *standard*, e podem ser implementados de forma fácil, barata e fiável, o que é uma mais-valia em aplicações como a dos aerogeradores. O desenvolvimento de controladores mais sofisticados, se considerados necessários, poderá ser o tema de um trabalho suplementar.

O modelo até aqui desenvolvido do aerogerador pretende ser a base para a sintonização do controlador. No entanto, a finalidade principal do modelo é a da avaliação do controlador desenvolvido. Existem duas razões importantes para que assim seja: por um lado não existe neste trabalho um sistema físico onde o comportamento do controlador possa ser avaliado; por outro lado a sintonização de um controlador é um processo que normalmente requer apenas um modelo simplificado do sistema, descrevendo apenas as suas dinâmicas mais importantes (por vezes dispensa mesmo por completo a consideração de qualquer modelo, como é o caso dos processos de sintonização empíricos apresentados mais adiante).

Os objectivos estabelecidos para o controlador, e segundo os quais cada uma das suas versões foi avaliada, são (por ordem decrescente de importância):

1. Impedir que o aerogerador ultrapasse os limites superiores da sua gama de funcionamento normal, situação que põe em risco a integridade física dos seus diversos componentes. Neste trabalho essa imposição corresponde à manutenção da potência em valores inferiores a cerca de 196 kW.

2. Minimizar o erro de potência face ao valor de referência de 100 kW, medido pela média do quadrado das diferenças entre os valores da potência e o respectivo valor de referência.
3. Maximizar a produção de energia, medida através da potência média⁶⁴.
4. Minimizar os comportamentos oscilatórios da torre e preservar a sua integridade física. Para isso foram utilizados dois indicadores: o desvio-padrão dos valores do ângulo de inclinação da torre e o valor da sua inclinação máxima.

4.1.2 Controladores PID

Os controladores do tipo PID⁶⁵ são utilizados desde há muitas décadas nas mais diversas aplicações. Muitos trabalhos foram já realizados acerca da sintonização (*tuning*) e adaptação (por exemplo pela incorporação de filtros) deste tipo de controladores, tendo sido desenvolvidas para esse efeito uma série de regras práticas e de métodos analíticos.

O controlador PID produz um sinal de referência para o sistema que é proporcional ao erro, à sua derivada e ao seu integral no tempo. O erro é a diferença entre o *output* do sistema a controlar e o valor de referência para esse *output*. No sistema em causa, o *output* é a potência do aerogerador e o valor de referência é mantido num valor constante e igual à sua potência nominal⁶⁶. O esquema do sistema global controlado em malha fechada com *feedback* de potência está representado na Figura 70 (semelhante à Figura 38).

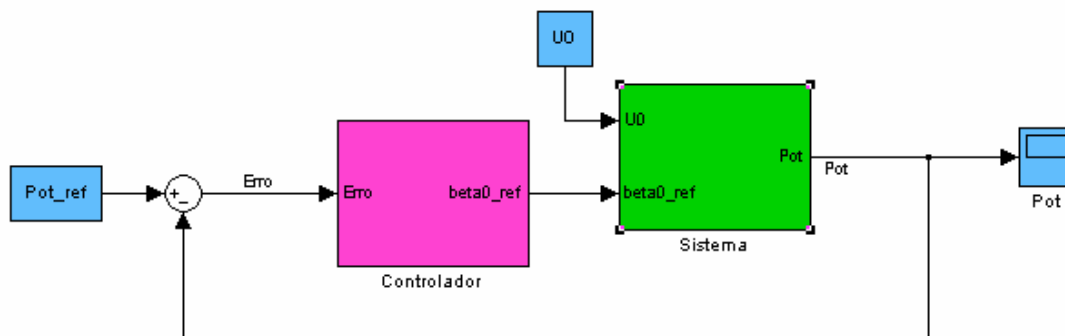


Figura 70 – Modelo global do sistema incluindo controlador para regulação de potência. A rosa o controlador que relaciona erros de potência e valores de referência para o *pitch* das pás, cujo desenvolvimento será descrito no próximo capítulo.

⁶⁴ Realce-se que os objectivos 2 e 3 não são iguais. Comparem-se, por exemplo, os dois comportamentos seguintes: um aerogerador cuja potência é muito estável em torno dos 90 kW; um aerogerador cuja potência oscila muito em torno dos 100 kW. Neste caso, o indicador 2 será mais favorável ao primeiro aerogerador enquanto o indicador 3 será mais favorável ao segundo. Ambos os factores devem ser considerados.

⁶⁵ As iniciais PID dizem respeito às componentes do sinal de referência: Proporcional ao erro, proporcional ao Integral do erro no tempo e proporcional à Derivada do erro no tempo.

⁶⁶ Quando o valor de referência do sistema controlado é constante diz-se que o sistema é regulador.

O princípio subjacente ao controlador PID baseia-se na sua acção proporcional sobre o erro. No caso deste trabalho, esse princípio pode ser descrito sucintamente do seguinte modo: se a potência medida for inferior ao valor de referência, o ângulo de *pitch* deverá ser diminuído⁶⁷; se a potência medida for superior ao valor de referência, o ângulo de *pitch* deverá ser aumentado. Note-se que neste caso o ganho proporcional será sempre negativo, uma vez que a potência do aerogerador diminui com aumentos do ângulo de *pitch*.

O controlo proporcional simples apresenta no entanto o inconveniente de originar erros permanentes na saída para sinais de entrada e valores de perturbação constantes⁶⁸. É possível diminuir o valor desse erro estático, assim como a sensibilidade a variações na perturbação (U_0 neste caso) através de aumentos na constante de proporcionalidade entre o erro e o sinal de referência (k_p). No entanto, esse ganho não pode ser aumentado indefinidamente uma vez que para valores muito elevados o sistema se torna instável. De facto, o valor máximo de (k_p) acaba sempre por ser determinado pela dinâmica do sistema a controlar e não pelo seu comportamento estático (Aström ; Hägglund, 1995, página 66).

O controlo integral surgiu precisamente para eliminar esse erro de regime permanente. Neste tipo de controlo é o integral do erro no tempo que é multiplicado por um ganho (k_i) para dar origem ao sinal de referência. No caso de existir um controlo proporcional que origine um erro permanente no *output* do sistema, esse erro irá ser integrado no tempo e portanto a contribuição do integrador para o sinal de referência irá também aumentando no tempo até que o erro seja nulo.

O controlo sobre o integral do erro pode ainda originar outro problema em sistemas que possuam actuadores com saturação, como é o caso neste trabalho. Este fenómeno, a que se dá o nome de *wind-up*, será abordado em mais detalhe numa secção posterior. Resumidamente pode dizer-se que ele consiste na integração indevida de erros quando esses erros são inevitáveis, dadas as condições momentâneas de funcionamento.

O objectivo do controlo derivativo é o de aumentar a rapidez de resposta do sistema ao erro. De facto, em vez de considerar apenas o valor do erro, o controlador passa a considerar a velocidade com que o erro varia no tempo, multiplicando esse valor por um ganho (k_d) e adicionando-o aos restantes termos por forma a originar o sinal de referência para o sistema. Tudo se passa como se o controlador tivesse capacidade de previsão sobre o valor que o erro irá assumir num futuro próximo e ajustasse o respectivo sinal de referência de acordo com esse valor. Se tudo ocorrer conforme previsto o controlador consegue aumentar o coeficiente de amortecimento do sistema controlado. No entanto, se o ganho derivativo (k_d) for exagerado, o controlador pode sobre-reagir, conduzindo o sistema à instabilidade.

⁶⁷ Na realidade o ângulo de *pitch* deveria ser negativo, o que não irá suceder neste caso devido à limitação imposta ao seu valor mínimo, que é zero.

⁶⁸ Esta e outras demonstrações referidas nesta secção introdutória podem ser encontradas em qualquer compêndio sobre controlo automático e não serão desenvolvidas neste relatório.

Outro problema que pode surgir pelo uso do termo derivativo no controlador diz respeito ao seu comportamento a variações de elevada frequência no erro. Estas variações podem surgir pelas mais diversas causas, inclusivamente causas externas ao funcionamento do sistema a controlar, como por exemplo ruído nos sinais de grandezas medidas. Quando a frequência é elevada, a taxa de variação é também elevada e logo a contribuição do termo derivativo vai ser também elevada, tornando o sistema controlado sensível aos ruídos. Para eliminar essa sensibilidade é usual introduzir-se um filtro passa-baixo no termo derivativo.

O controlador PID pode então ser definido do seguinte modo:

$$\beta_{0-ref} = k_p \cdot e(t) + k_i \int_0^t e(t) dt + k_d \frac{de(t)}{dt} \quad (\text{Eq. 90})$$

sendo o erro dado por:

$$e(t) = Pot_{ref} - Pot \quad (\text{Eq. 91})$$

Alternativamente é também usual definir-se o controlador pela seguinte expressão analítica:

$$\beta_{0-ref} = k \cdot \left(e(t) + \frac{1}{T_i} \int_0^t e(t) dt + T_d \frac{de(t)}{dt} \right) \quad (\text{Eq. 92})$$

Esta última forma tem apenas o inconveniente de exigir que T_i seja infinito se se pretender anular o efeito integral do controlador, tendo as vantagens de evidenciar a relação proporcional e de associar aos parâmetros T_i e T_d um significado físico. Mais especificamente, T_i dá uma indicação do tempo que o controlador demora a eliminar o erro estático no sistema controlado e T_d dá uma indicação da antecedência com que o controlador faz previsões acerca do erro.

Uma outra forma de se entender o efeito da variação dos ganhos do controlador PID é analisar a sua repercussão (por exemplo através de um diagrama de Nyquist) nos pontos de funcionamento próximos do cruzamento de fase. Quando um sistema físico é sujeito a um sinal de entrada periódico, a sua resposta irá seguir esse mesmo sinal periódico, embora com algum atraso, o atraso de fase. Quando a frequência do sinal de entrada aumenta esse atraso de fase tende também a aumentar, revelando a dificuldade do sistema físico em acompanhar as rápidas variações da sua referência. Eventualmente, para um dado valor de frequência (a frequência de cruzamento de fase), o atraso de fase corresponde exactamente a meio ciclo (180°) e o sistema responde em oposição de fase ao sinal de referência. Ora, à frequência de cruzamento de fase, se o ganho do sistema controlado em malha aberta for superior a 1, então o sistema torna-se instável quando controlado em malha fechada.

Num diagrama de Nyquist, o ângulo que um ponto da curva faz com o semi-eixo real positivo representa o atraso de fase e a distância desse ponto à origem representa o ganho do sistema em malha aberta. Assim, o ponto correspondente à

frequência de cruzamento de fase com ganho unitário tem de coordenadas $(-1,0)$. De uma forma simplificada⁶⁹, pode dizer-se que se a curva do diagrama de Nyquist cruzar o semi-eixo real negativo à esquerda deste ponto, o sistema será instável quando controlado em malha fechada.

O controlador PID tem capacidade de alterar a posição dos pontos próximos do ponto de cruzamento de fase conforme indicado na Figura 71: o aumento do ganho proporcional aumenta radialmente a distância dos pontos à origem; o aumento do ganho integral traz atraso de fase e desloca esses pontos para cima; o aumento do ganho derivativo traz avanço de fase e desloca esses pontos para baixo (note-se que o sistema não é igualmente sensível aos aumentos dos diversos ganhos). Desta forma, o controlador PID permite alterar a forma da curva correspondente ao sistema controlado e conduzi-lo à estabilidade.

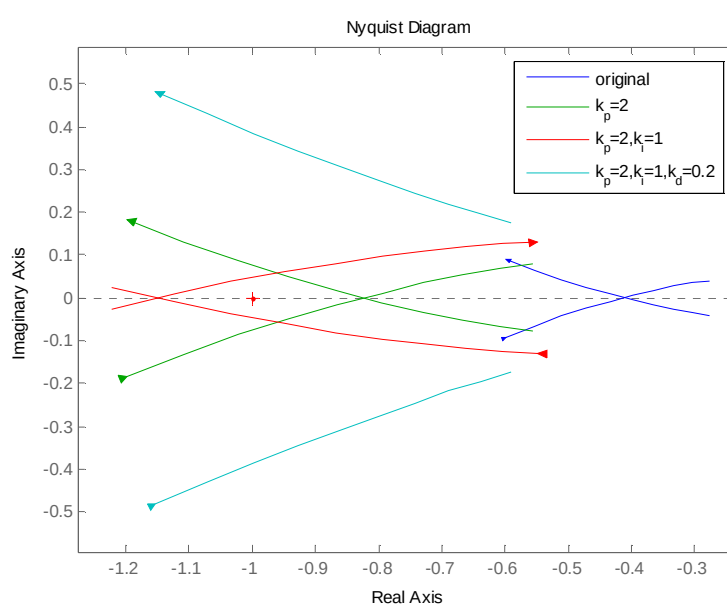


Figura 71 – Efeito dos ganhos proporcional, integral e derivativo nos pontos próximos do ponto de cruzamento de fase no diagrama de Nyquist (o intervalo de frequências consideradas é constante para todas as curvas). O controlador original tem $k_p = 1$, e os restantes ganhos nulos.

Segundo (Aström ; Hägglund, 1995), os controladores PID são adequados para sistemas de segunda ordem, sendo geralmente necessários controladores mais sofisticados para processos de ordem superior. De acordo com os dados experimentais recolhidos, o sistema a controlar neste caso exibe um comportamento aproximado de segunda ordem, excepto para pontos de funcionamento próximos das condições de *design*, pelo que não é garantido à partida que o controlador PID seja capaz de desempenhar a sua tarefa satisfatoriamente. Essa avaliação será, no entanto, deixada para mais tarde.

⁶⁹ Para sistemas sem dinâmica de numerador.

4.1.3 Simplificação do bloco ‘aerodinâmica’

Conforme foi descrito em capítulos anteriores, a determinação das forças aerodinâmicas no rotor da turbina para dadas condições de funcionamento só foi possível graças à construção de um algoritmo iterativo. Esse algoritmo é extremamente exigente em termos de necessidades de cálculo. Quando inserido no modelo global a situação complica-se ainda mais, uma vez que, para efeitos de convergência, o simulador⁷⁰ necessita de repetir os cálculos mais do que uma vez em cada passo. Dada a gama de frequências mais relevantes para o trabalho apresentada na Figura 69, considera-se que, para a realização de uma simulação fidedigna cada passo deveria ser igual ou inferior a 0,1 s (10 Hz). Nessas circunstâncias, a simulação de 1 s do comportamento do aerogerador chega a demorar mais de 10 s, pelo que se tornou imperioso encontrar um processo de simplificação do referido algoritmo.

Aquando da análise do comportamento estático do sistema modelado, foi já mencionada a possibilidade de aproximação das superfícies respeitantes à função descrita na equação 84, que relaciona o binário (Q_1) e o *thrust* (T_1) aerodinâmicos com a velocidade do vento (U_1) e o ângulo de *pitch* (β_0). De facto, constatou-se que, para a gama de valores respeitantes ao funcionamento normal do aerogerador, a superfície de T_1 apresentava um aspecto muito regular (ver Figura 53) e a superfície de Q_1 apresentava uma curvatura mais acentuada apenas na separação entre as regiões de funcionamento para ventos fracos e para ventos fortes (ver Figura 51).

Com base nessas constatações, foram efectuadas aproximações pelo método dos mínimos quadrados à equação 84 através de funções polinomiais de U_1 e β_0 com o seguinte aspecto:

$$f_i(U_1, \beta_0) = p_{i1}U_1^2\beta_0^2 + p_{i2}U_1^2\beta_0 + p_{i3}U_1^2 + p_{i4}U_1\beta_0^2 + p_{i5}U_1\beta_0 + p_{i6}U_1 + p_{i7}\beta_0^2 + p_{i8}\beta_0 + p_{i9} \quad (\text{Eq. 93})$$

O binário (Q_1) foi aproximado por duas funções: f_1 para a valores de U_1 inferiores ou iguais a 14 m/s e de β_0 inferiores ou iguais a 10°; e f_2 para a valores de U_1 superiores a 14 m/s ou de β_0 superiores a 10°. O *thrust* (T_1) foi aproximado apenas por uma função (f_3) para toda a gama de funcionamento normal do aerogerador. Todas as aproximações tiveram como pressuposto uma velocidade de rotação do rotor constante ($\Omega = 6,73$ rad/s) o que, conforme já foi referido no capítulo anterior, introduz erros negligenciáveis na análise. Os coeficientes dos polinómios e mais detalhes sobre o processo de aproximação podem ser encontrados em anexo.

Os erros médios obtidos por estas aproximações para as respectivas gamas de funcionamento foram muito baixos: 1,9% para f_1 , revelando-se a região de mais difícil aproximação, conforme previsto; 1,4% para f_2 ; e 1,6% para f_3 . A aproximação pode considerar-se muito boa, uma vez que esses erros médios são fortemente influenciados por erros relativos elevados no limite inferior da gama

⁷⁰ Neste caso o bloco ‘Simulink’ do software ‘Matlab’.

de funcionamento, que não é uma região crítica para o controlo. Na região crítica, mais próxima do limite superior da gama de funcionamento, os erros relativos são geralmente inferiores a 0,5%.

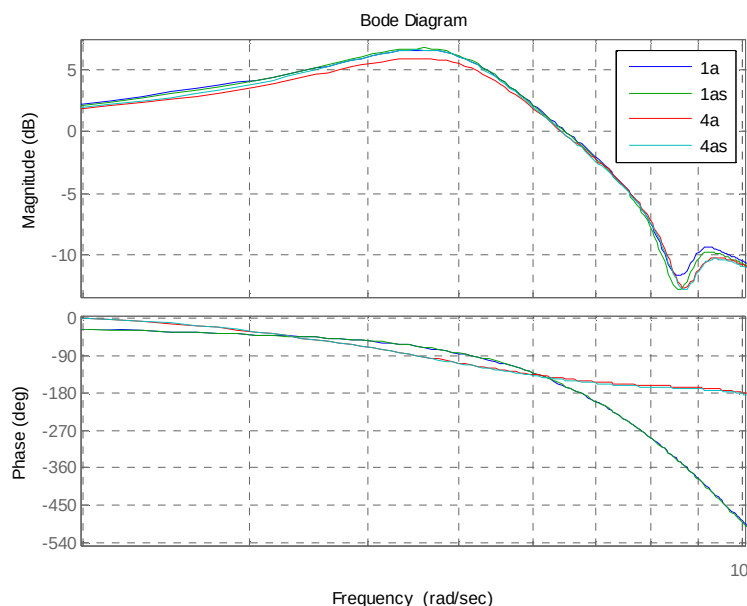


Figura 72 – Resposta em frequência do sistema original (curvas ‘1a’ e ‘4a’) e do sistema simplificado (curvas ‘1as’ e ‘4as’) sujeitos a uma entrada sinusoidal do ângulo de *pitch*. As condições de funcionamento dos pontos 1 e 4 podem ser encontradas na Figura 55 ou na Tabela 10.

Foram efectuados ensaios dinâmicos do sistema com a simplificação do bloco ‘aerodinâmica’. Os resultados das respostas em frequência estão apresentados no diagrama de Bode da Figura 72. Conforme se pode ver as diferenças entre o sistema original e o sistema simplificado são muito pequenas, ao longo de toda a gama de valores de funcionamento normal do aerogerador.

A introdução desta simplificação permitiu a redução em mais de 1000 vezes do tempo de execução das simulações sem introdução de erros significativos.

4.1.4 Limitação do ganho derivativo

Conforme referido na introdução deste capítulo, a amplificação de variações no erro pelo controlo derivativo aumenta com a sua frequência. Para altas frequências o ganho pode ser tão elevado que o sistema se torna instável. Torna-se assim necessário impor uma limitação ao ganho derivativo do controlador. Tal pode ser conseguido pela simples aplicação ao ramo do controlo derivativo de um filtro passa-baixo. Se se pretender que a frequência de quebra do filtro seja ω_q então a sua função de transferência terá o seguinte aspecto:

$$FT_f = \frac{1}{1 + \frac{s}{\omega_q}} \quad (\text{Eq. 94})$$

sendo

$$N = \frac{\omega_q k_d}{k_p} \quad (\text{Eq. 95})$$

o valor do ganho máximo do termo derivativo do controlador quando a frequência tende para infinito. No nosso caso, e de acordo com os valores das frequências críticas do sistema (ver Figura 69), a frequência de quebra do filtro (ω_q) foi fixada em 10 rad/s.

4.1.5 Estratégia anti *wind-up*

O fenómeno de *wind-up* ocorre quando o sistema é impedido de aumentar a sua acção de correcção de um erro devido à saturação de um qualquer actuador. Nessa situação, se nada for feito para o evitar, o controlador continuará a integrar um erro que é inevitável, aumentando ainda mais o sinal de referência para o sistema. O inconveniente deste aumento é que, quando o erro finalmente diminuir, o sinal de referência dado pelo controlador irá encontrar-se num valor muito elevado e ele não voltará à gama de valores normais antes de decorrido algum tempo, o que introduz atraso no sistema e pode mesmo conduzi-lo à instabilidade.

Existem diversas maneiras de obviar ao fenómeno do *wind-up*. Todas as que foram analisadas requerem *feedback* de informação sobre o estado do actuador que potencialmente satura. Alternativamente o controlador inclui um modelo do actuador que satura que pode fornecer essa informação.

Uma estratégia simples de implementar em simulação é a da integração condicional. Na prática esta estratégia necessita de um sinal binário indicativo da saturação, caso em que a integração é desligada e o valor do integral mantido constante.

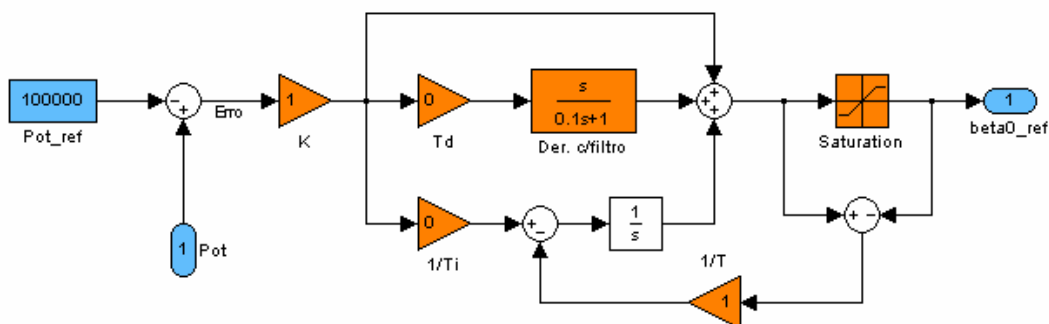


Figura 73 – Aspecto do controlador PID utilizado. Note-se que neste caso o sinal de erro é dado pelo simétrico do habitual apenas para que os ganhos do controlador sejam positivos.

Outra estratégia possível é a medição entre o sinal de referência para o actuador e o sinal de *output* desse mesmo actuador. Enquanto o actuador se encontrar na sua gama de funcionamento normal, a diferença entre os dois sinais será

aproximadamente nula. Logo que o actuador sature essa diferença aumenta. O integrador irá integrar não só o sinal do erro do *output* do sistema a controlar mas também o simétrico do erro do *output* do actuador. Assim, sempre que este último aumentar, o integrador diminuirá a sua acção. Segundo (Aström ; Hägglund, 1995) este método denomina-se *back-calculation* e tem a vantagem de não alterar a acção integral instantaneamente, como no caso da integração condicional. Neste trabalho foi este o método adoptado.

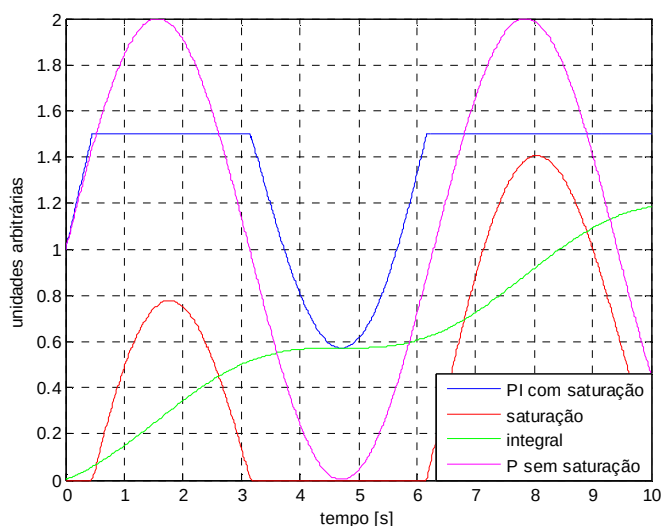


Figura 74 – Exemplo de resposta de um controlador PI sem estratégia de anti *wind-up*.

A Figura 73 apresenta o aspecto do controlador PID adoptado com limitação de ganho derivativo e com anti *wind-up*. Utilizemos este controlador, embora com uma parametrização alternativa, para demonstrar as diferenças entre a utilização ou não da estratégia anti *wind-up*. A Figura 74 apresenta o comportamento do controlador sem estratégia anti *wind-up* e com ganho derivativo nulo. O sinal de referência dado pelo controlador sem considerar o efeito do integrador e da saturação seria neste caso sinusoidal entre 0 e 2. A introdução do termo integral no controlador faz com que o sinal de referência dado pelo controlador se altere apenas ligeiramente (ver comportamento entre 0 e 0,5 s). O sinal ‘saturação’ indica a diferença entre o sinal de referência dado pelo controlador e o sinal fisicamente alcançável pelo actuador e dá uma indicação da magnitude do erro que o integrador está a considerar indevidamente. A consequência é que, quando o actuador deixa de estar saturado (e o sinal ‘saturação’ volta a anular-se) o sinal de referência dado pelo controlador PI não reage atempadamente, mas sim com um atraso significativo, resultado da excessiva contribuição do termo integral (sinal ‘integral’).

Quando a estratégia anti *wind-up* é utilizada, o sinal ‘saturação’ é utilizado para diminuir o sinal ‘integral’, diminuindo a integração indevida de erro, do que resulta uma resposta do controlador mais atempada – ver Figura 75.

A constante de tempo do mecanismo anti *wind-up* (‘T’ na Figura 73) deve ser escolhida, segundo (Aström ; Hägglund, 1995), como um valor intermédio entre

T_i e T_d . Uma possibilidade é fazer com que T seja a média geométrica desses dois valores⁷¹.

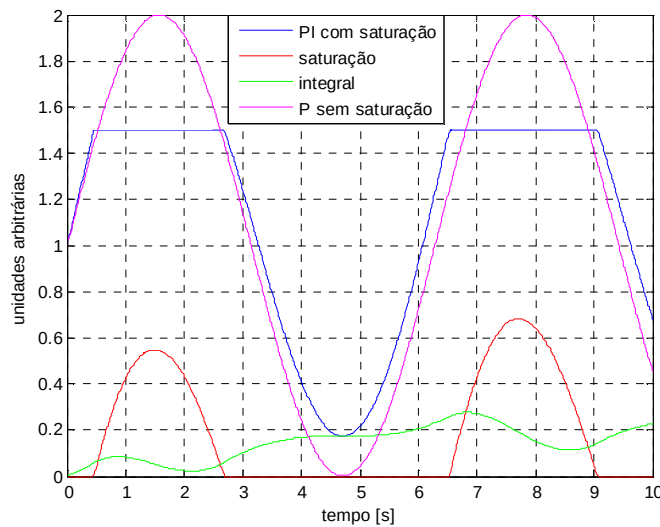


Figura 75 – Exemplo de resposta de um controlador PI com estratégia de anti *wind-up*.

4.2 Síntese empírica de controlador PID de ganhos fixos

A primeira abordagem ao desenvolvimento de um controlador para o sistema modelado passa pela sintonização de um controlador PID de ganhos fixos para toda a gama de funcionamento através do recurso a métodos empíricos. Estes métodos tratam o sistema a controlar como uma caixa negra, isto é, consideram as suas respostas a diferentes estímulos, mas não incorporam informação sobre a sua composição ou funcionamento internos.

4.2.1 Método Ziegler-Nichols

O método de sintonização de um controlador PID desenvolvido por Ziegler e Nichols nos anos 40 é totalmente empírico e baseia-se no resultado de uma série de experiências com controladores deste tipo. O método não requer um conhecimento profundo do sistema a controlar, baseando-se apenas nos resultados de experiências simples: numa versão do método o sistema é sujeito a uma entrada em degrau na sua variável de entrada; noutra versão o sistema é sujeito a um controlo proporcional em malha fechada com ganho crescente.

De acordo com a primeira versão deste método, o sistema a controlar é sujeito, em malha aberta, a uma entrada em degrau no sinal de referência. Os parâmetros

⁷¹ Uma vez que o parâmetro T será invertido na sua introdução no controlador, a utilização da média geométrica para a sua determinação só será possível quando T_d e T_i forem não nulos.

necessários para a sintonização do controlador são então determinados conforme indicado na Figura 76.

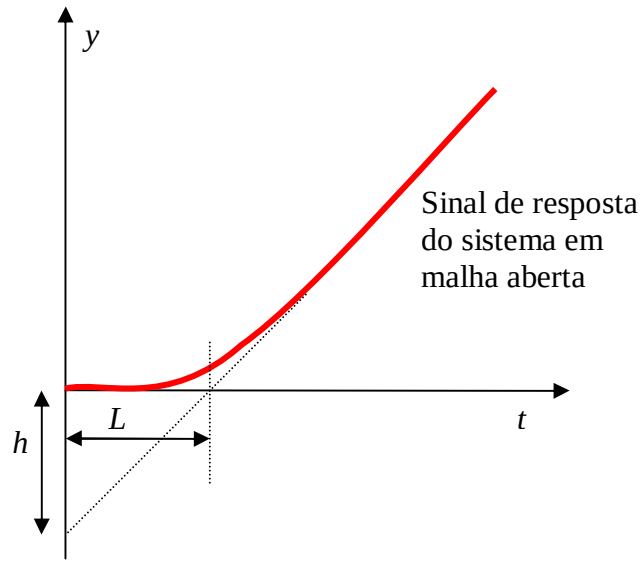


Figura 76 – Caracterização da resposta de um sistema a um degrau unitário na sua referência conforme o método de Ziegler-Nichols.

A relação entre os parâmetros do controlador e os parâmetros h e L assim determinados é a seguinte:

$$\begin{aligned} k &= \frac{6}{5h} \\ T_i &= 2L \\ T_d &= \frac{L}{2} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 96})$$

Esta versão do método é aplicável apenas a sistemas com um só pólo dominante, isto é, a sistemas que aparentam ser de primeira ordem com um atraso. No nosso caso, o sistema a controlar apresenta uma resposta oscilatória, pelo que ela não é aplicável.

Numa segunda versão do método o sistema em malha fechada é sujeito a uma acção de controlo apenas proporcional, com ganhos k_p crescentes até que o sistema entre em oscilação auto-sustentada. Esse será o valor do ganho crítico (k_u) e o período respectivo será o período crítico (T_u). No trabalho em causa, partindo de uma situação estável para $U_0 = 11,5$ m/s e $\beta_0 = 3,85^\circ$, esses valores são: $T_u = 0,93$ s e $k_u = -2,54 \times 10^{-4}$ °/W. Ao período crítico corresponde também uma frequência crítica de 6,78 rad/s (1,08 Hz). Os parâmetros do controlador são então determinados da seguinte forma:

$$\begin{aligned} k_p &= 0,6k_u = -1,524 \times 10^{-4} [\text{°/W}] \\ T_i &= 0,5T_u = 0,465 [\text{s}] \\ T_d &= 0,125T_u = 0,116 [\text{s}] \end{aligned} \quad (\text{Eq. 97})$$

A discussão dos resultados alcançados por esta e por outras sintonizações será relegada para uma secção posterior.

4.2.2 Método CHR – Chien, Hrones, Reswick

Chien, Hrones e Reswick propuseram um método alternativo ao método Ziegler-Nichols que, como ele, se baseia nos resultados de experiências práticas sobre o sistema. O seu ponto de partida é semelhante ao da primeira versão do método de Ziegler-Nichols, através da determinação dos parâmetros h e L . A diferença está na sintonização do controlador com base nestes dois valores: enquanto o método Ziegler-Nichols tem como objectivo atingir um comportamento rápido do sistema⁷², o método CHR pretende que o comportamento seja o mais rápido possível mas mantendo o nível de amortecimento do sistema em valores elevados.

É importante realçar que este método, tal como a primeira versão do método Ziegler-Nichols e o método Cohen-Coon apresentado mais adiante, não foi desenvolvido para controlar sistemas de ordem elevada com comportamentos oscilatórios. Contudo, e tendo isso presente, nada impede que ele e os demais métodos sejam experimentados e os seus resultados utilizados numa análise comparativa no sentido de seleccionar a melhor sintonização possível para o controlador PID.

Numa primeira versão do método o objectivo é que o *overshoot* do sistema seja de 20%⁷³ e os parâmetros do controlador são ajustados da seguinte forma:

$$\begin{aligned}k &= \frac{6}{5h} \\T_i &= 2L \\T_d &= 0,42L\end{aligned}\tag{Eq. 98}$$

Uma comparação com o sistema de equações 96 permite perceber que os parâmetros do controlador assim determinados seriam praticamente idênticos aos do método Ziegler-Nichols. Numa segunda versão do método, o objectivo é que o sistema não apresente *overshoot* e os parâmetros do controlador são ajustados da seguinte forma:

$$\begin{aligned}k &= \frac{19}{20h} \\T_i &= 2,4L \\T_d &= 0,42L\end{aligned}\tag{Eq. 99}$$

⁷² Mais concretamente, o método Ziegler-Nichols está desenhado para que o sistema apresente um segundo *overshoot* com um quarto da intensidade do primeiro, o que implica um baixo grau de amortecimento do sistema.

⁷³ Medido a partir da diferença entre o valor máximo/mínimo da variável de saída e o seu valor final relativamente à diferença entre o seu valor inicial e o seu valor final, para uma entrada em degrau no sinal de referência.

Uma vez que o sistema em causa neste trabalho não é linear, os dois parâmetros h e L têm valores diferentes conforme as condições em que a experiência é realizada. De acordo com a análise do comportamento estático e dinâmico do modelo, a pior situação possível em termos de controlo verifica-se em torno do ponto de funcionamento com condições de *design*. Para uma velocidade do vento de 12 m/s e um ângulo de *pitch* inicialmente nulo, a aplicação de um degrau no ângulo de *pitch* de referência com amplitude de 5° origina os seguintes valores para os parâmetros⁷⁴: $h = -10260 \text{ W/}^\circ$ e $L = 0,409 \text{ s}$ (ver Figura 77).

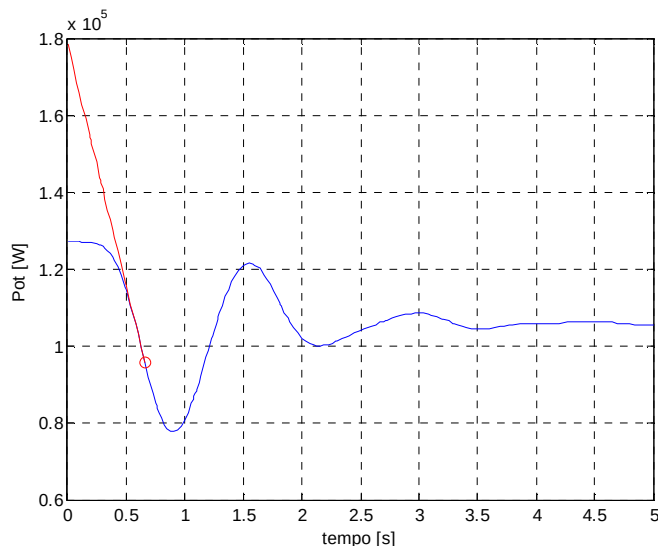


Figura 77 – Determinação dos parâmetros de sintonização do controlador PID a partir da resposta do sistema a um degrau de 5° no valor de β_0 de referência, partindo de uma situação estável com $U_0 = 12 \text{ m/s}$ e $\beta_0 = 0^\circ$.

Assim, para esta segunda versão, e de acordo com os valores dos parâmetros h e L determinados, os valores dos ganhos do controlador são então de: $k = -9,259 \times 10^{-5}$, $T_i = 0,982$, $T_d = 0,172$.

4.2.3 Posicionamento do ponto crítico

De acordo com o que foi dito na secção introdutória aos controladores PID, o aumento do ganho proporcional desloca radialmente a curva do sistema em malha aberta no diagrama de Nyquist. A partir de certo valor do ganho o sistema irá cruzar o semi-eixo real negativo no ponto de coordenadas $(-1,0)$ e o sistema controlado em malha fechada tornar-se-á instável. Ora, o que a segunda versão do método de Ziegler-Nichols faz é precisamente determinar o valor desse ganho, o ganho crítico (k_u). Nesse caso, também o período crítico (T_u) está inversamente relacionado com a frequência de cruzamento de fase.

⁷⁴ Notar que o parâmetro h deve ser determinado para um degrau unitário. Quando o degrau tem diferente amplitude, o parâmetro h deve ser alterado proporcionalmente.

Ora, numa tentativa de aumentar a estabilidade do sistema, é possível ajustar o controlador PID por forma a reposicionar este ponto numa posição pretendida. Se a distância desse ponto à origem for designada r_b e o seu atraso de fase for designado ϕ_b , então, de acordo com (Aström ; Hägglund, 1995), os ganhos do controlador podem ser ajustados da seguinte forma:

$$\begin{aligned} k &= -k_u r_b \cos \phi_b \\ k_i &= \frac{k}{T_i} = k \omega_u^2 \left(\frac{k_d}{k} - \frac{\tan \phi_b}{\omega_u} \right) \end{aligned} \quad (\text{Eq. 100})$$

sendo ω_u a frequência crítica (em rad/s) e ficando o valor de k_d livre⁷⁵, como mais um grau de liberdade do sistema. (Aström ; Hägglund, 1995) sugere conjuntos de valores para r_b e ϕ_b que têm sido utilizados com sucesso: (0,5/160°), (0,41/119°), (0,29/134°).

Partindo dos valores de k_u e de T_u obtidos da segunda versão do método Ziegler-Nichols foram experimentadas diversas combinações de valores para r_b , ϕ_b e k_d . De todas elas a melhor combinação de parâmetros encontrada foi: : $k = -1,19 \times 10^{-4}$, $T_i = 0,405$, $T_d = 0$.

4.2.4 Método de Cohen-Coon

Uma das características mais relevantes do sistema a controlar neste trabalho é o já referido atraso temporal na resposta quando em condições de funcionamento próximas das *design*⁷⁶. De acordo com (Goodwin, et al., 2001), os métodos atrás utilizados são muito sensíveis a variações neste atraso da resposta. Assim Cohen e Coon realizaram estudos no sentido de melhorar as técnicas de sintonização de controladores PID, tornando-os menos dependentes da relação entre o atraso temporal na resposta e o tempo total de resposta. Desses estudos resultaram as seguintes fórmulas de sintonização alternativas:

$$\begin{aligned} k &= \frac{1}{h} \left(\frac{4}{3} + \frac{L}{4v} \right) \\ T_i &= \frac{L(36v + 6L)}{13v + 8L} \\ T_d &= \frac{4Lv}{11v + 2L} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 101})$$

sendo os parâmetros L , h e v determinados como se indica na Figura 78.

Para as mesmas condições em que a primeira versão do método Ziegler-Nichols foi realizado, os parâmetros L e h assumem os mesmos valores e o parâmetro v

⁷⁵ Notar que $T_d = k_d / k$.

⁷⁶ De uma forma mais geral o atraso é significativo quando β_0 está próximo de 0°. Naturalmente que se β_0 é nulo e a potência do aerogerador está nos 100 kW, então ele encontra-se a funcionar nas suas condições de *design*.

assume o valor 0,172 s. Os parâmetros do controlador ficam: $k = -1,879 \times 10^{-4}$, $T_i = 0,642$, $T_d = 0,104$.

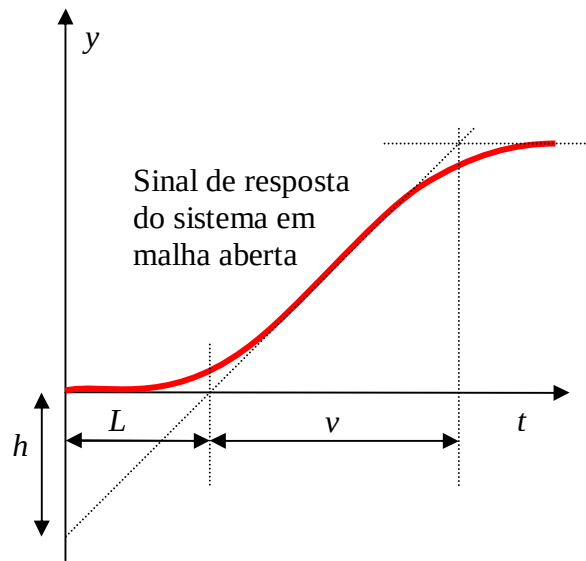


Figura 78 – Caracterização da resposta de um sistema a um degrau unitário na sua referência conforme o método de Cohen-Coon.

4.2.5 Análise preliminar de resultados

Às quatro sintonizações do controlador já mencionadas foram ainda adicionadas outras quatro sintonizações, através do recurso aos mesmos métodos, embora partindo de pontos de funcionamento diferentes. Tal resultou do conhecimento da existência de não linearidades no sistema, mais especificamente da evolução dos seus ganhos ao longo da gama de funcionamento, e da necessidade de aferição da validade das regras empíricas utilizadas em condições de funcionamento distintas.

Em termos gerais pode então dizer-se que os controladores foram sintonizados para duas situações: uma de baixas velocidades de vento (U_0 entre 10 e 11 m/s e β_0 entre 0 e 5°) e outra de altas velocidades de vento (U_0 entre 13 e 14 m/s e β_0 entre 6 e 11°). Os valores dos respectivos parâmetros estão apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 – Parâmetros do controlador segundo diversos métodos de sintonização.

Método de sintonização	Baixa velocidade de vento				Alta velocidade de vento			
	k	T_i	T_d	T	k	T_i	T_d	T
Ziegler-Nichols	$-1,52 \times 10^{-4}$	0,465	0,116	0,253	$-7,62 \times 10^{-5}$	0,435	0,109	0,239
Chien, Hrones, Reswick	$-9,26 \times 10^{-5}$	0,982	0,172	0,423	$-4,28 \times 10^{-5}$	0,876	0,153	0,380
Posicionamento do ponto crítico	$-1,19 \times 10^{-4}$	0,407	0,000	0,100	$-5,97 \times 10^{-5}$	0,380	0,000	0,100
Cohen-Coon	$-1,88 \times 10^{-4}$	0,642	0,104	0,277	$-7,92 \times 10^{-5}$	0,634	0,101	0,273

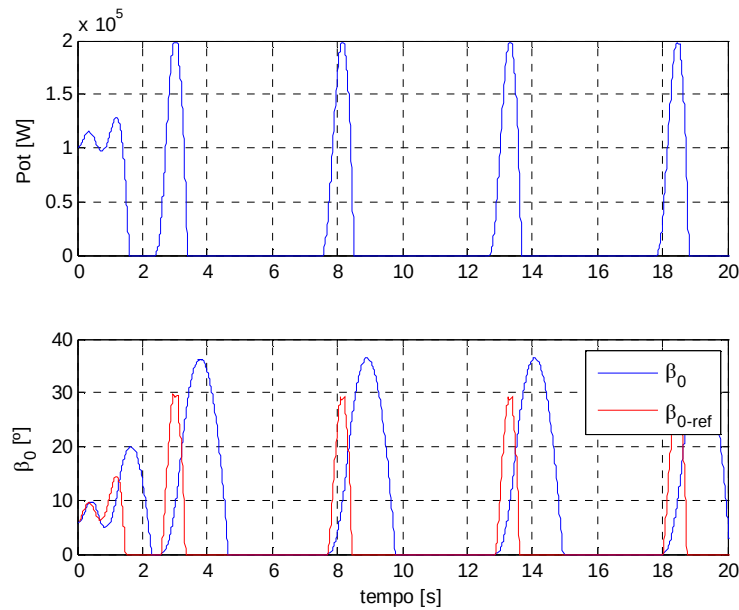


Figura 79 – Resposta instável ao degrau (de 12 para 13 m/s) do sistema com controlador sintonizado por Ziegler-Nichols para baixas velocidades de vento.

Os controladores foram sujeitos a um conjunto de ensaios sob condições de vento muito diversificadas. Os resultados dos ensaios foram avaliados de acordo com os objectivos definidos para o controlador. Os valores dos diversos indicadores seleccionados para esse efeito assim como uma caracterização das condições de vento de cada ensaio estão apresentados em anexo.

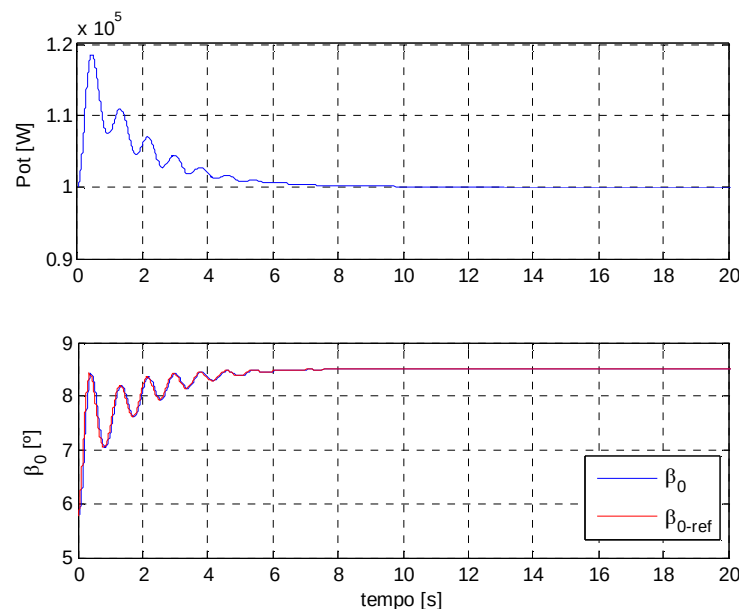


Figura 80 – Resposta estável ao degrau (de 12 para 13 m/s) do sistema com controlador sintonizado por CHR (sem overshoot) para baixas velocidades de vento.

A principal conclusão que foi possível recolher é a de que o controlo se revelou em geral mais difícil para ventos fracos do que para ventos fortes. A título de exemplo, refira-se que alguns dos sistemas controlados em baixa velocidade se

tornaram instáveis em resposta a um degrau na velocidade do vento (ver Figura 79), enquanto esse fenómeno não ocorreu de todo para ventos mais fortes. Note-se que, em qualquer caso, a resposta ao degrau apresentou sempre uma resposta fortemente oscilatória (ver exemplo da Figura 80).

Essa conclusão não causa surpresa. De facto, para regiões de vento fraco, o baixo ganho do sistema a controlar tem de ser compensado com um ganho maior do controlador. Para o mesmo erro de potência, o controlador irá assim ser mais exigente para com o mecanismo de variação de passo. Para lá do atraso temporal que o sistema pode ter a responder às variações no ângulo de *pitch*, o próprio mecanismo de variação de passo pode ter dificuldade em acompanhar as solicitações do controlador devido às limitações impostas à sua aceleração.

De facto, a limitação imposta à aceleração angular das pás é a causa de todos os fenómenos de instabilidade observados em simulações com condições de vento real (ver Figura 81 e Figura 82). A instabilidade tem normalmente origem numa grande flutuação na velocidade do vento (como é o caso da simulação em degrau) que o mecanismo de variação do passo não consegue acompanhar, do que resulta uma resposta com atraso e com elevado *overshoot* (ver Figura 79). Essa resposta exagerada faz com que o binário aerodinâmico no rotor do aerogerador desça muito, assim como a potência eléctrica gerada. Por sua vez, essa grande diminuição de potência induz o controlador a diminuir rapidamente o ângulo de *pitch* de referência, o que origina um aumento rápido da potência gerada e um recomeço de todo o processo.

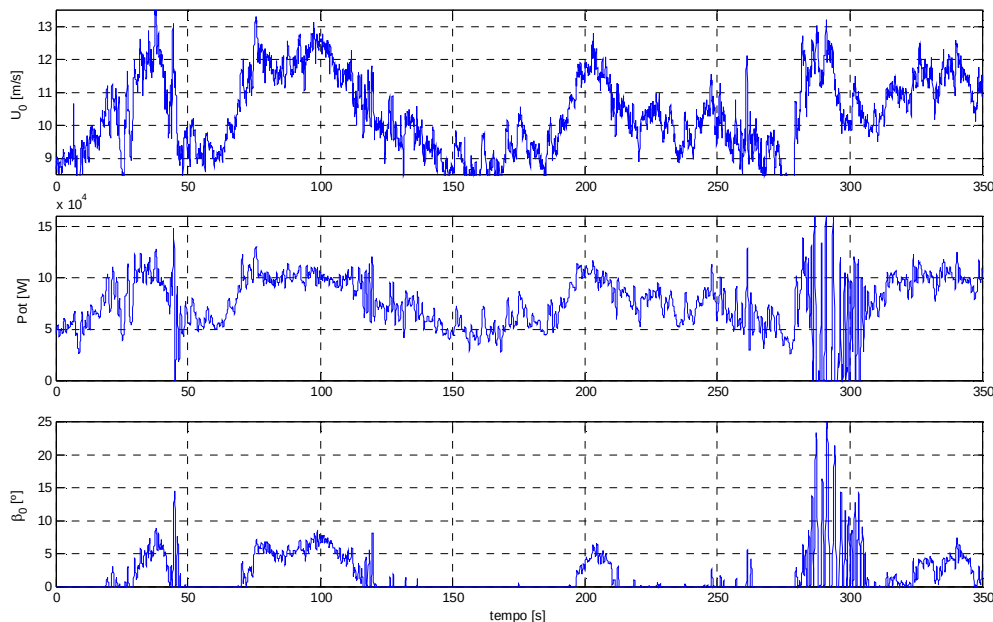


Figura 81 – Resposta a condições de vento real do sistema com controlador sintonizado pelo método CHR para baixas velocidades. Notar regiões de instabilidade após grandes flutuações na velocidade do vento aos 45 s e a partir dos 280 s.

O método CHR sem *overshoot* é o que apresenta consistentemente os melhores resultados quer em ventos fracos quer em ventos fortes, o que é coerente com a explicação avançada para os fenómenos de instabilidade, uma vez que este

método foi desenhado para aumentar o amortecimento do sistema controlado. Na Figura 81 e na Figura 82 estão apresentadas as respostas do sistema com controlador sintonizado por este método para condições de vento fraco e forte, respectivamente. Note-se em ambas as figuras as regiões de evidente instabilidade.

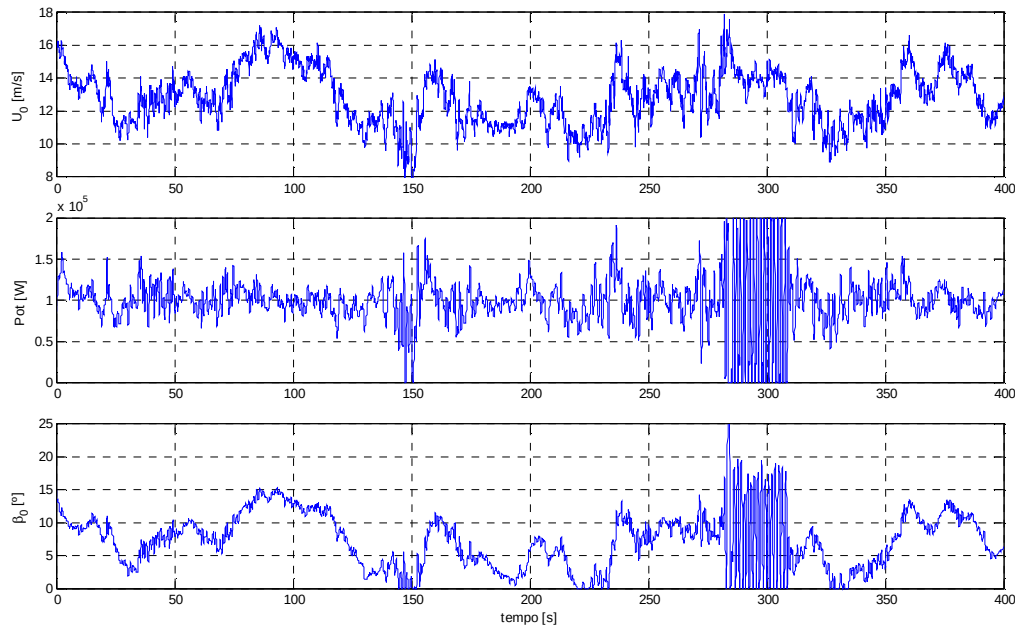


Figura 82 – Resposta a condições de vento real do sistema com controlador sintonizado pelo método CHR para altas velocidades. Notar regiões de instabilidade após grandes flutuações na velocidade do vento aos 150 s e a partir dos 280 s.

Uma inspecção aos valores dos parâmetros dos diversos controladores é também reveladora. De facto, os melhores controladores têm geralmente menor ganho (k) e maior constante de tempo integral (T_i). Tal poderá significar que, em condições de elevada turbulência de vento, é preferível que o sistema reaja moderadamente, aceitando como consequência uma maior flutuação na potência eléctrica gerada, mas evitando uma eventual instabilidade derivada da reacção rápida do sistema na tentativa de impedir essa flutuação. A sobre-reacção do controlador poderá igualmente ser impedida através de uma limitação à aceleração do ângulo de *pitch* de referência, embora essa solução não tenha sido implementada.

4.2.6 Mapas de sintonização

Mapas de sintonização não são mais do que uma forma ordenada de apresentar graficamente os resultados de alterações nos diversos ganhos do controlador. Eles são um poderoso auxílio no método empírico mais básico de sintonização manual, mas também são úteis no sentido de permitir ganhar alguma sensibilidade para os resultados das alterações nesses ganhos.

Partindo de valores do ganho intermédios para as duas sintonizações pelo método CHR já apresentadas, foram construídos diversos gráficos apresentados na Figura 83 e na Figura 84. Da observação dos três gráficos do lado esquerdo da Figura 83

é possível concluir que o aumento do ganho proporcional do controlador (k) é benéfico, reduzindo o erro máximo e acelerando a convergência do sistema, mas só até certo ponto. Para valores exagerados do ganho o sistema torna-se mais oscilatório. Os três gráficos do lado direito não demonstram um efeito muito pronunciado de alterações da constante de tempo integral (T_i) no comportamento do sistema, acabando apenas por corroborar a conclusão já alcançada sobre o ganho proporcional.

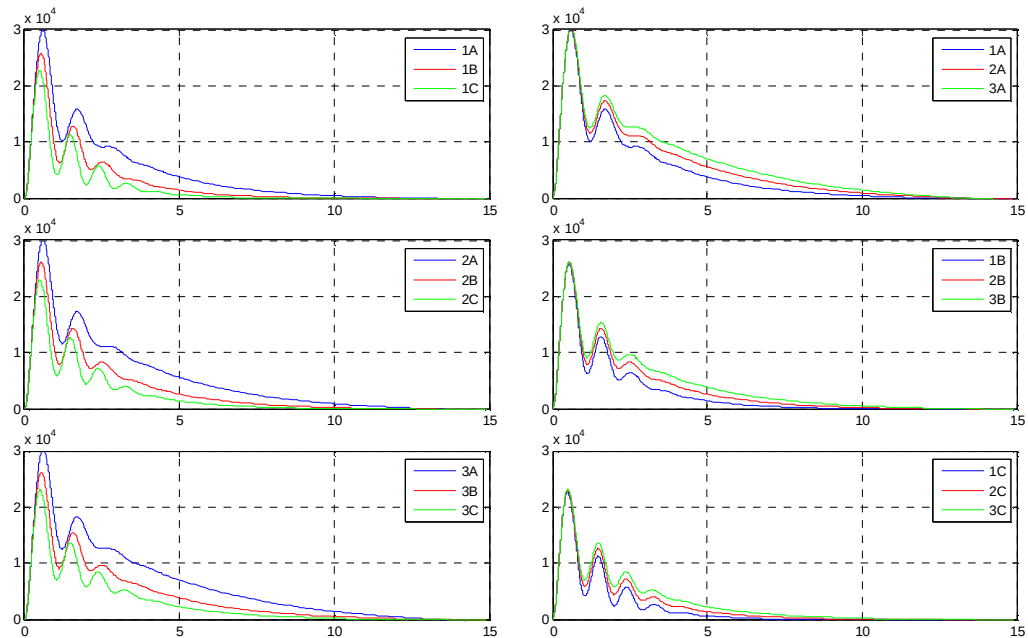


Figura 83 – Mapa de sintonização do controlador. Resposta do sistema a um degrau na velocidade do vento de 12,5 m/s para 13,5 m/s. O eixo das abcissas indica o tempo [s] e das ordenadas a variação de potência [W]. Os números 1, 2 e 3 indicam valores de T_i de 0,7, 0,9 e 1,1 s. As letras A, B e C indicam ganhos k de -3×10^{-5} , -5×10^{-5} e -7×10^{-5} °/W. A constante de tempo T_d é sempre 0,1 s.

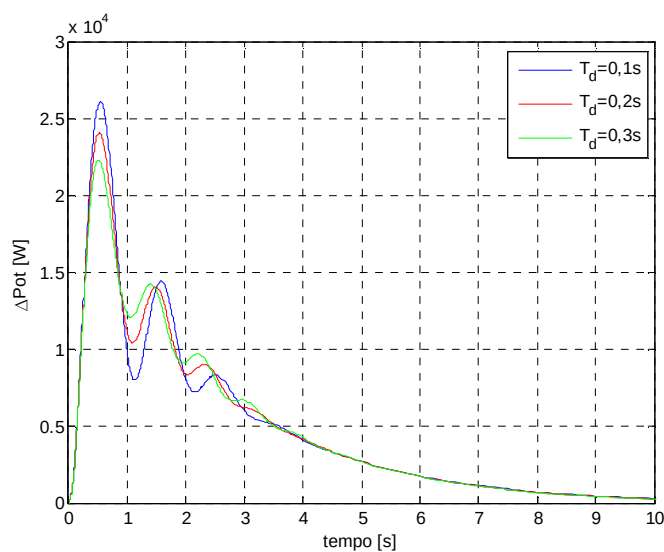


Figura 84 – Efeito da variação da constante de tempo do termo derivativo do controlador PID na resposta a um degrau na velocidade do vento de 12,5 m/s para 13,5 m/s. $T_i = 0,9$ s / $k = -5 \times 10^{-5}$ °/W.

A observação da Figura 84 conduz à conclusão de que o aumento da constante de tempo do termo derivativo (T_d) reduz o erro máximo do sistema, mas não altera a sua rapidez de convergência e aumenta a sua frequência de oscilação. De acordo com o que foi dito acerca do comportamento do mecanismo de variação de passo, este aumento da frequência de oscilação do sistema controlado pode revelar-se muito prejudicial ao seu desempenho.

O desempenho do sistema controlado em condições de vento real com diferentes sintonizações do controlador pode também ser facilmente avaliado através da apresentação sistematizada de diversos indicadores. No início deste capítulo foram definidos os objectivos para o controlador e foram igualmente sugeridos indicadores de avaliação do cumprimento desses objectivos. A Tabela 16 e a Tabela 17 apresentam os valores desses indicadores para as diversas sintonizações do controlador em condições de vento real forte e fraco, respectivamente.

Tabela 16 – Índices de desempenho do sistema com diversas sintonizações do controlador sob condições de vento real forte.

Sintonização				Objectivo 1: garantir func. normal ^(a)	Objectivo 2: minimizar variação de potência		Objectivo 3: maximizar produção	Objectivo 4: minimizar oscilação da torre	
	k	T_i	T_d	Potência máxima [W]	Coefficiente de variação ^(b)	Variância [W ²] ^(c)	Potência média [W]	γ máx [°]	Desvio padrão [°]
1A	-3×10^{-5}	0,7	0,1	198933	0,23	5,1E+08	98752	0,14	0,018
1B	-5×10^{-5}	0,7	0,1	208123	0,34	1,1E+09	96365	0,23	0,032
1C	-7×10^{-5}	0,7	0,1	212648	0,52	2,3E+09	88013	0,25	0,054
2A	-3×10^{-5}	0,9	0,1	199445	0,25	6,1E+08	99921	0,14	0,018
2B	-5×10^{-5}	0,9	0,1	208605	0,33	1,1E+09	96807	0,22	0,031
2C	-7×10^{-5}	0,9	0,1	214957	0,49	2,0E+09	89047	0,24	0,051
3A	-3×10^{-5}	1,1	0,1	199899	0,26	6,6E+08	100476	0,14	0,018
3B	-5×10^{-5}	1,1	0,1	208395	0,34	1,1E+09	96747	0,22	0,032
3C	-7×10^{-5}	1,1	0,1	214225	0,45	1,8E+09	90493	0,24	0,047

(a) Em funcionamento normal a potência do aerogerador deve ser inferior a 196000 W.

(b) Coeficiente de variação da potência dado pelo quociente entre o seu desvio padrão e a sua média. É adimensional.

(c) Variância relativamente ao valor da potência de referência de 100 kW e não relativamente à média.

Para condições de vento forte os controladores com menores ganhos proporcionais (k) e menores constantes de tempo de integração (T_i) apresentaram os melhores resultados. Em vento fraco, pelo contrário, foram as sintonizações com ganhos proporcionais (k) mais elevados e menores constantes de tempo de integração (T_i) que se revelaram mais eficazes. De acordo com os objectivos estipulados para o controlador, as melhor sintonizações encontradas foram as 2C e 3C para ventos fracos e as 1A e 2A para ventos fortes.

Realce-se que as sintonizações referidas apresentam melhores resultados em condições de vento real que quaisquer das sintonizações resultantes dos métodos empíricos previamente utilizados. A título de exemplo apresenta-se na Figura 85 a comparação dos sinais de potência dos sistemas com controlador sintonizado com

recurso a mapas de sintonização e com controlador sintonizado pelo método CHR, ambos sob condições de vento real forte.

Tabela 17 – Índices de desempenho do sistema com diversas sintonizações do controlador sob condições de vento real fraco.

Sintonização				Objectivo 1: garantir func. normal ^(a)	Objectivo 2: minimizar variação de potência		Objectivo 3: maximizar produção	Objectivo 4: minimizar oscilação da torre	
	k	T_i	T_d	Potência máxima [W]	Coefficiente de variação ^(b)	Variância [W ²] ^(c)	Potência média [W]	γ máx [°]	Desvio padrão [°]
1A	-3×10^{-5}	0,7	0,1	154207	0,29	9,3E+08	80597	0,13	0,012
1B	-5×10^{-5}	0,7	0,1	149687	0,28	8,7E+08	80782	0,13	0,012
1C	-7×10^{-5}	0,7	0,1	150723	0,27	8,4E+08	80700	0,15	0,012
2A	-3×10^{-5}	0,9	0,1	156462	0,29	9,3E+08	80879	0,13	0,012
2B	-5×10^{-5}	0,9	0,1	148923	0,28	8,6E+08	80829	0,13	0,012
2C	-7×10^{-5}	0,9	0,1	148917	0,25	7,2E+08	83454	0,16	0,013
3A	-3×10^{-5}	1,1	0,1	159008	0,30	9,5E+08	80613	0,12	0,012
3B	-5×10^{-5}	1,1	0,1	147969	0,28	8,8E+08	80723	0,13	0,011
3C	-7×10^{-5}	1,1	0,1	146919	0,25	7,3E+08	83026	0,15	0,013

(a) Em funcionamento normal a potência do aerogerador deve ser inferior a 196000 W.

(b) Coeficiente de variação da potência dado pelo quociente entre o seu desvio padrão e a sua média. É adimensional.

(c) Variância relativamente ao valor da potência de referência de 100 kW e não relativamente à média.

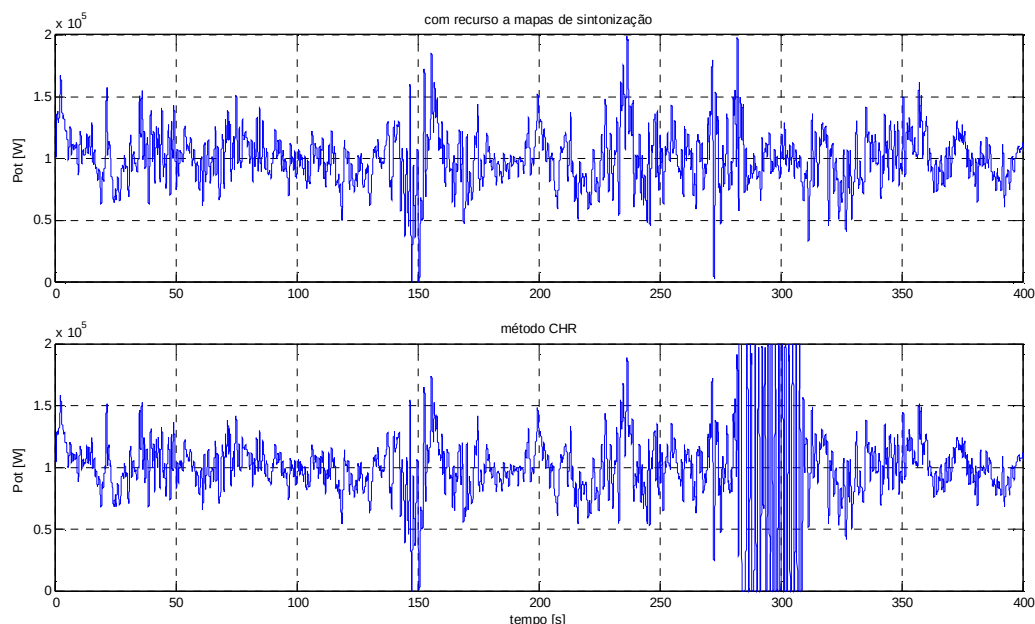


Figura 85 – Comparação do desempenho do sistema com controladores sintonizados através de mapas de sintonização e através do método CHR sob vento real forte. Note-se a instabilidade presente com este último controlador entre os 280 e os 310 s.

4.2.7 Resultados e conclusões

Conforme foi referido na secção dedicada à análise preliminar dos resultados, dados mais detalhados sobre as experiências a que os controladores foram sujeitos podem ser encontrados em anexo. Aqui serão apenas apresentados alguns resultados exemplificativos das principais capacidades e incapacidades dos controladores PID de ganhos fixos sintonizados através de métodos empíricos.

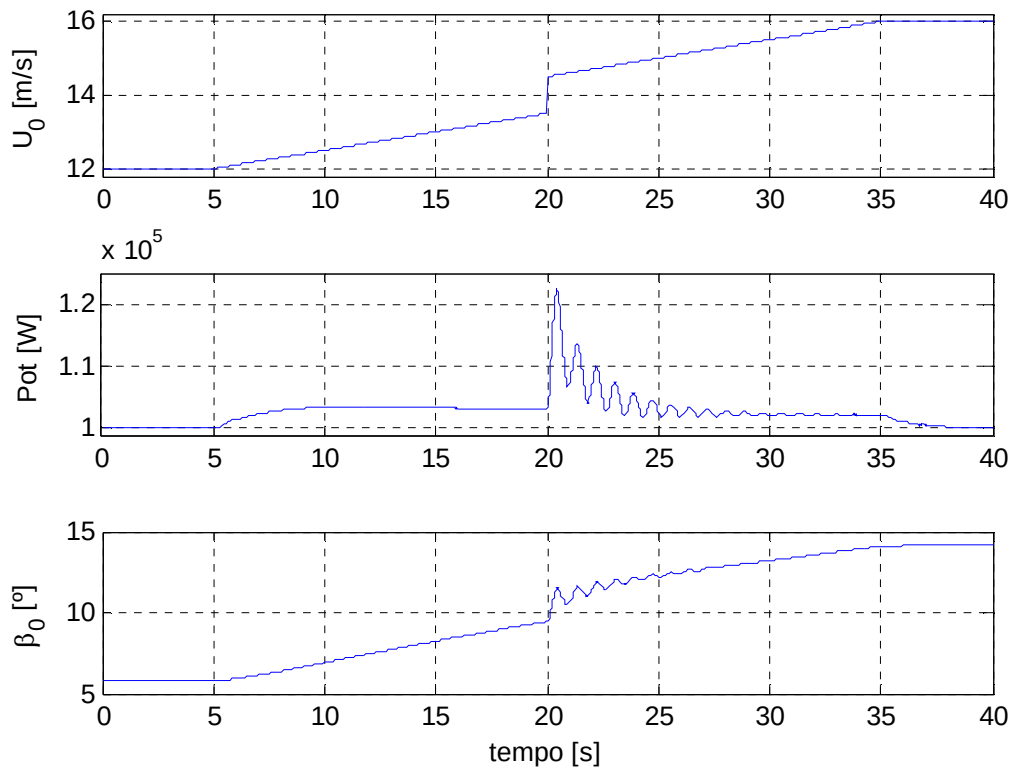


Figura 86 – Resposta do sistema com sintonização 1A (ver Tabela 17) a uma rampa e um degrau na velocidade do vento.

As sintonizações que apresentaram os melhores resultados globais são a 1A e a 2C para ventos fortes e fracos, respectivamente (ver na Tabela 17 os valores dos ganhos respectivos). Ambas as sintonizações são capazes de controlar o sistema mantendo o valor da potência próximo do seu valor de referência para variações do vento de fraca amplitude ou frequência, conforme ilustrado na Figura 86. A mesma figura indica que o sistema apresenta um erro permanente quando sujeito a um sinal de entrada em rampa.

A capacidade de controlo do sistema em condições de vento forte e fraco difere bastante conforme a sintonização do controlador, impedindo a fixação de uma solução adequada a ambas as condições. A Figura 87 apresenta as respostas do sistema a um degrau unitário na velocidade do vento partindo de velocidades iniciais de 12 m/s e 17 m/s para as sintonizações 1A e 2C. Conforme seria de esperar, o melhor desempenho em vento forte é conseguido pela sintonização 1A e o melhor desempenho em vento fraco é conseguido pela sintonização 2C. O que é importante realçar é que o aumento do ganho proporcional verificado da sintonização 1A para a 2C conduz a menores picos de potência e a aproximações

mais rápidas ao seu valor de referência, mas tal aumento de ganho torna o sistema mais oscilatório e mais propenso a situações de instabilidade.

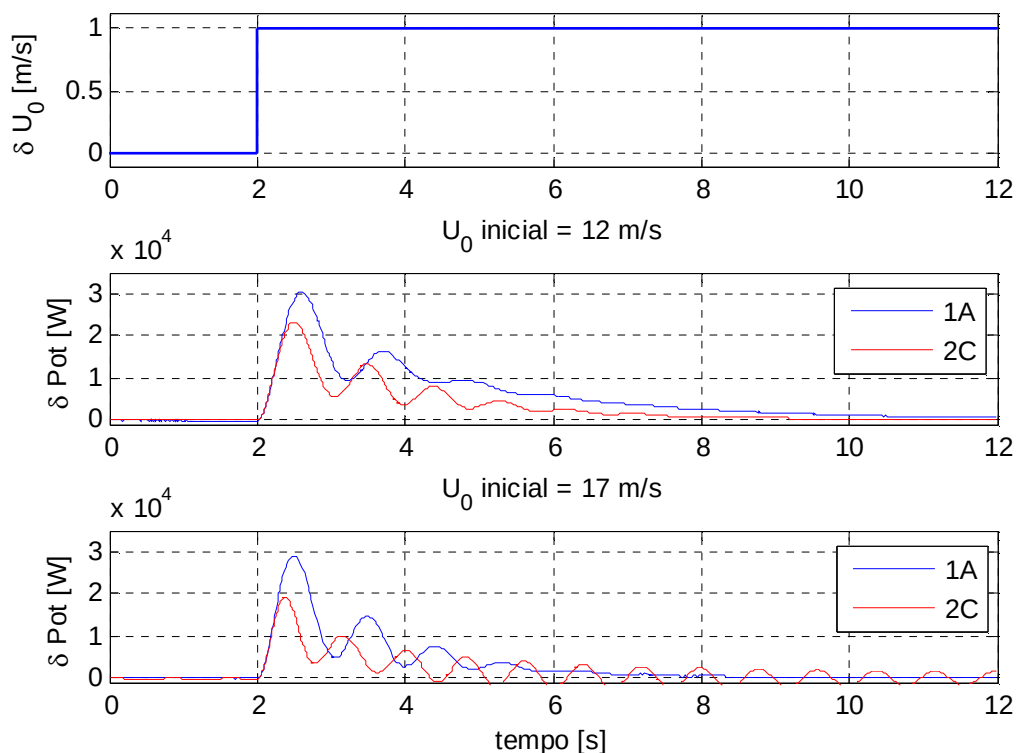


Figura 87 – Respostas do sistema com sintonizações 1A e 2C (ver Tabela 17) a um degrau na velocidade do vento partindo de duas situações iniciais distintas.

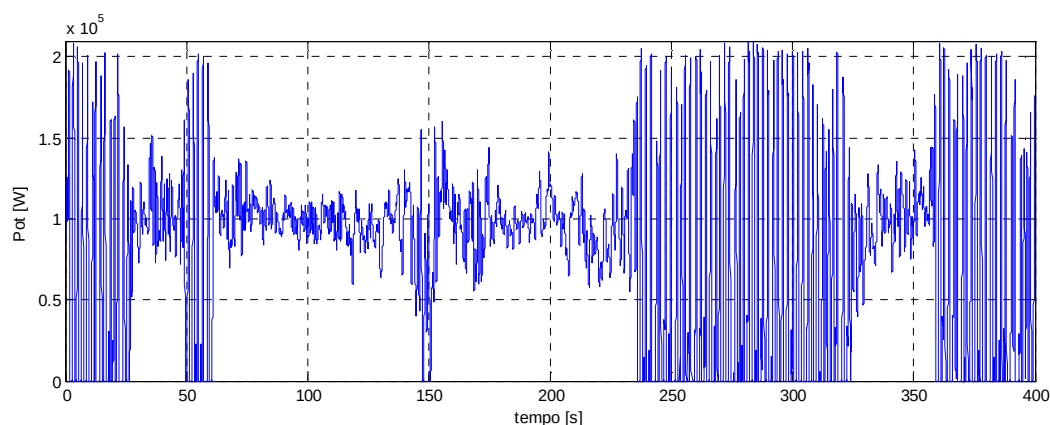


Figura 88 – Exemplo de resposta do sistema em condições de vento real forte com controlador sintonizado para vento fraco (sintonização 2C).

De facto, quando se tenta controlar o sistema em ventos fortes com uma sintonização de ganhos elevados (como a 2C, mais apropriada a situações de vento fraco), o sistema apresenta frequentes fenómenos de instabilidade, conforme ilustrado na Figura 88 e em detalhe na Figura 89.

O limite imposto ao aumento dos ganhos do controlador pela necessidade de evitar situações de instabilidade conduz a resultados globais insatisfatórios. O primeiro objectivo estabelecido para o controlador era a manutenção do seu

funcionamento normal em todas as circunstâncias, isto é, a manutenção da potência em valores inferiores a 196 kW. O segundo objectivo era a minimização da variabilidade da potência do aerogerador. Infelizmente, nenhum destes objectivos foi alcançado de forma satisfatória (a consulta dos dados em anexo, especificamente dos valores da potência máxima alcançada e do coeficiente de variação da potência, é esclarecedora).

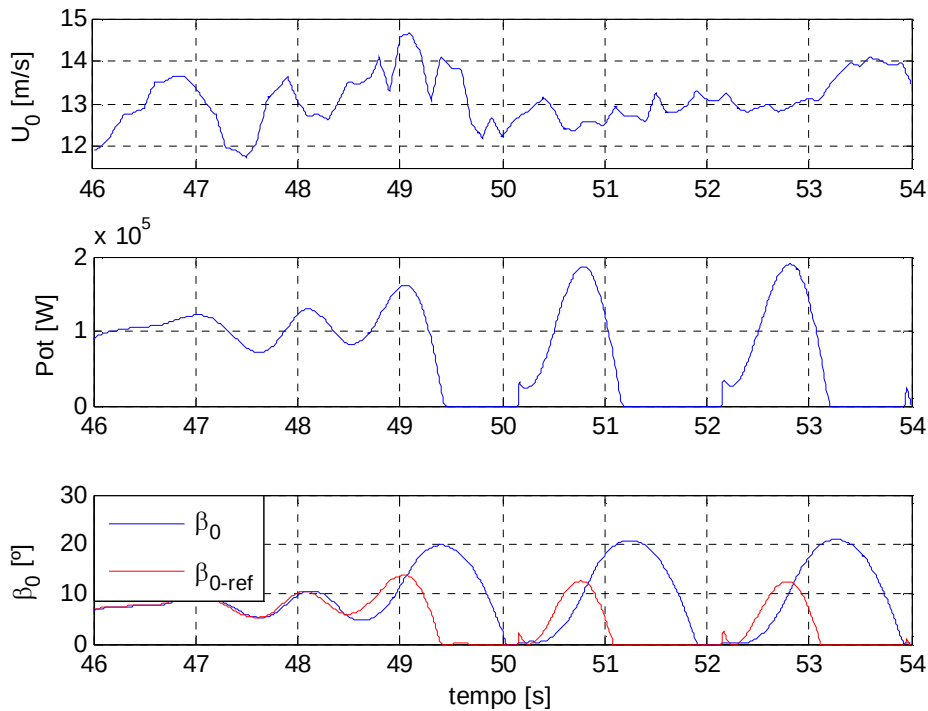


Figura 89 – Exemplo de início de fenómeno de instabilidade. Detalhe da resposta do sistema ilustrada na Figura 88.

Assim, as principais conclusões que o processo de sintonização de um controlador PID de ganhos fixos através de métodos empíricos permitiu alcançar são as seguintes:

1. Os métodos empíricos de sintonização de controladores PID não apresentam, de um modo geral, resultados satisfatórios na aplicação ao sistema deste trabalho. As suas principais deficiências relacionam-se com o aparecimento de fenómenos de instabilidade, com a incapacidade de manutenção do funcionamento normal do aerogerador em todas as circunstâncias e com a elevada flutuação no valor da potência eléctrica gerada. Apesar disso, as melhores sintonizações foram capazes de manter o sistema estável na maior parte das condições, inclusivamente em condições de vento real.
2. A não linearidade mais evidente e que mais consequências traz ao desempenho do controlador diz respeito à da evolução do seu ganho proporcional em função da velocidade do vento e do ângulo de *pitch*. Para velocidades de vento mais elevadas o ângulo de *pitch* tem de ser maior e o ganho do controlador tem de ser menor.
3. Sintonizações do controlador que impliquem respostas mais rápidas e portanto variações mais acentuadas no ângulo de *pitch* de referência

(através de aumentos do ganho proporcional ou da constante de tempo do termo derivativo ou de diminuições da constante de tempo integral) podem conduzir o sistema à instabilidade. A instabilidade resulta da incapacidade do mecanismo de variação do ângulo de *pitch* das pás acompanhar em aceleração as solicitações efectuadas pelo controlador.

4. A sintonização de um controlador PID de ganhos fixos para toda a gama de funcionamento do aerogerador é difícil devido à não linearidade indicada. Se é verdade que para toda a gama existe um *trade-off* entre a diminuição do erro de potência e a prevenção da instabilidade, é também verdade que a sintonização óptima é muito distinta em condições de vento forte ou de vento fraco. Uma vez que a garantia da estabilidade no funcionamento é o objectivo mais importante para o desempenho do sistema controlado, a tendência será para reduzir o ganho proporcional, aceitando o consequente aumento do erro face à potência de referência, sobretudo em condições de vento fraco.

Estas conclusões indicam pistas para o processo que se segue de sintonização de um controlador mais sofisticado.

4.3 Síntese semi-empírica de controlador PID de ganhos variáveis

Nesta segunda abordagem ao problema do desenvolvimento de um controlador eficaz foi feita uma tentativa de atenuação dos efeitos da não linearidade do sistema a controlar. Essa tentativa baseou-se num estudo analítico do comportamento de cada um dos seus componentes, pelo que foi abandonada a perspectiva da ‘caixa negra’, segundo a qual se pressupunha um conhecimento reduzido das dinâmicas internas do sistema. Naturalmente também foi abandonada a pretensão de manutenção de ganhos fixos para toda a gama de funcionamento, passando estes a ser alterados em função do ponto de funcionamento do aerogerador.

4.3.1 Determinação da função de transferência do sistema a controlar

A Figura 90 representa esquematicamente o sistema controlado em malha fechada. O sistema a controlar encontra-se aí inserido na caixa de cor amarela. A primeira etapa na tentativa de derivação de uma função de transferência global para o sistema a controlar, relacionando a potência eléctrica gerada (*Pot*) com o ângulo de *pitch* de referência (β_{0-ref}), passou pela determinação das funções de transferência parciais de cada um dos mecanismos constituintes.

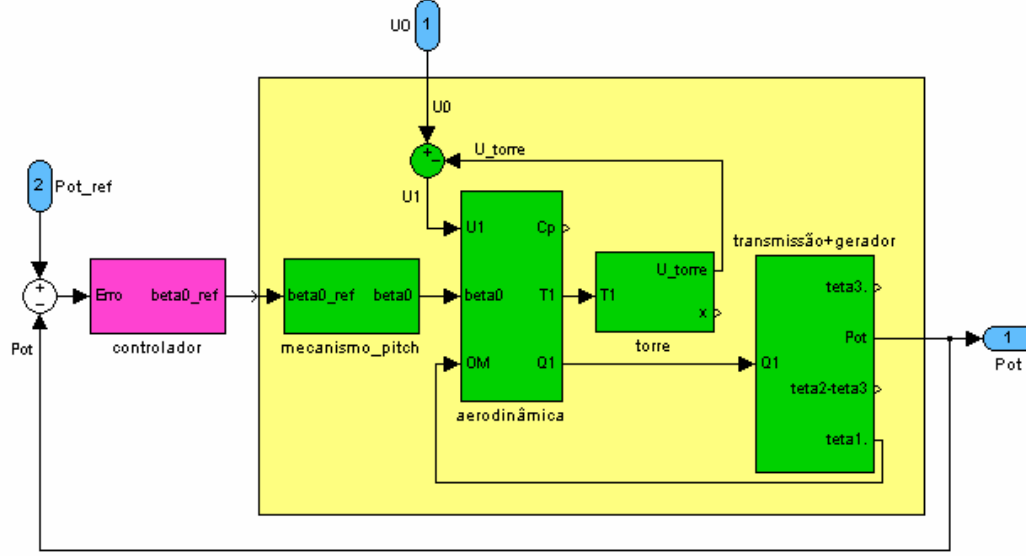


Figura 90 – Esquema do sistema controlado em malha fechada.

Admitindo que o mecanismo de variação de passo funciona dentro da sua gama normal de valores de posição e aceleração angulares, isto é, sem que os seus limites sejam atingidos, então a sua função de transferência pode ser descrita pela equação 83:

$$FT_{\beta} = \frac{\beta_0(s)}{\beta_{0-ref}(s)} = \frac{1250}{s^2 + 50s + 1250} = \frac{N_1}{D_1} \quad (\text{Eq. 83})$$

Por sua vez, a função de transferência da cadeia de transmissão e do gerador é dada pela equação 89:

$$FT_{ig} = \frac{Pot(s)}{Q_1(s)} \approx \frac{144}{s^2 + 2,42s + 22,69} = \frac{N_2}{D_2} \quad (\text{Eq. 89})$$

e a função de transferência da torre é dada pela equação 51:

$$FT_t = \frac{\gamma(s)}{T_1(s)} = \frac{H}{s^2(m_n H^2) + s(b_\gamma) + (k_\gamma - m_n gH)} = \frac{N_3}{D_3} \quad (\text{Eq. 51})$$

Quanto ao bloco ‘aerodinâmica’, foi visto que ele não possui, na realidade, qualquer dinâmica. Além disso, foi visto na secção relativa à simplificação deste bloco, que a determinação do binário aerodinâmico (Q_t) e do *thrust* (T_t) pode assumir, com erros negligenciáveis, uma velocidade de rotação constante do rotor e igual ao seu valor de *design* ($\Omega = 6,73$ rad/s). Dessa forma, o bloco ‘aerodinâmica’ traduz apenas uma relação não linear entre variáveis conforme descrito pela equação 84:

$$(Q_t, T_t) = f(\beta_0, U_1) \quad (\text{Eq. 84})$$

Antes de relacionar toda esta informação e deduzir a função de transferência global para o sistema a controlar, convém lembrar que as funções de transferência são relações estabelecidas para sistemas lineares. Ora, a equação 84 não é linear, pelo que será necessário aproximá-la por uma relação linear. Considerando os primeiros termos de uma expansão em série de Taylor, o binário aerodinâmico será dado, para β_0 e U_1 por:

$$Q_1|_{\beta_0, U_1} \approx f_1(\beta'_0, U'_1) + \left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta_0} \right|_{\beta_0, U_1} \cdot (\beta_0 - \beta'_0) + \left. \frac{\partial f_1}{\partial U_1} \right|_{\beta_0, U_1} \cdot (U_1 - U'_1) \quad (\text{Eq. 102})$$

sendo β'_0 e U'_1 os valores do ponto em torno do qual se faz a linearização. Adoptando a seguinte notação:

$$\begin{aligned} \delta Q_1 &= Q_1|_{\beta_0, U_1} - f_1(\beta'_0, U'_1) \\ \delta \beta_0 &= \beta_0 - \beta'_0 \\ \delta U_1 &= U_1 - U'_1 \\ a &= \left. \frac{\partial f_1}{\partial \beta_0} \right|_{\beta_0, U_1} = \left. \frac{\partial Q_1}{\partial \beta_0} \right|_{\beta_0, U_1} \\ b &= \left. \frac{\partial f_1}{\partial U_1} \right|_{\beta_0, U_1} = \left. \frac{\partial Q_1}{\partial U_1} \right|_{\beta_0, U_1} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 103})$$

a equação 100 pode reescrever-se como:

$$\delta Q_1 \approx a \cdot \delta \beta_0 + b \cdot \delta U_1 \quad (\text{Eq. 104})$$

Da mesma forma as variações do *thrust* em torno do valor num ponto de funcionamento são dadas aproximadamente por:

$$\delta T_1 \approx c \cdot \delta \beta_0 + d \cdot \delta U_1 \quad (\text{Eq. 105})$$

com

$$\begin{aligned} c &= \left. \frac{\partial f_2}{\partial \beta_0} \right|_{\beta_0, U_1} = \left. \frac{\partial T_1}{\partial \beta_0} \right|_{\beta_0, U_1} \\ d &= \left. \frac{\partial f_2}{\partial U_1} \right|_{\beta_0, U_1} = \left. \frac{\partial T_1}{\partial U_1} \right|_{\beta_0, U_1} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 106})$$

Assim, o bloco da aerodinâmica pode ser aproximado por duas funções lineares em β_0 e U_1 em torno de um dado ponto de funcionamento (equações 104 e 105).

A Figura 91 sintetiza as simplificações e as expressões encontradas até ao momento. De acordo com esse diagrama de blocos é possível escrever a seguinte relação:

$$U_1 = \frac{U_0 - c\beta_0 \frac{N_3}{D_3}}{1 + d \frac{N_3}{D_3}} \quad (\text{Eq. 107})$$

Pelo que, finalmente, a relação entre o *output* e os *inputs* do sistema a controlar fica:

$$\delta Pot = a \frac{N_1 N_2}{D_1 D_2} X \cdot \delta \beta_{0-ref} + b \frac{N_2}{D_2} Y \cdot \delta U_0 \quad (\text{Eq. 108})$$

De acordo com a parametrização adoptada para o modelo os termos X e Y ficam:

$$X = \frac{s^2 + s \left(0,85 + 2 \cdot 10^{-4} \left(d - \frac{bc}{a} \right) \right) + 72,34}{s^2 + s(0,85 + 2 \cdot 10^{-4} d) + 72,34} \quad (\text{Eq. 109})$$

e

$$Y = \frac{s^2 + 0,85s + 72,34}{s^2 + s(0,85 + 2 \cdot 10^{-4} d) + 72,34} \quad (\text{Eq. 110})$$

No presente trabalho, a velocidade do vento (U_0) é considerada uma perturbação do modelo. Assim, para o modelo SISO⁷⁷ resultante, a função de transferência global é:

$$FT_{global} = \frac{\delta Pot}{\delta \beta_{0-ref}} = a \frac{N_1 N_2}{D_1 D_2} X \quad (\text{Eq. 111})$$

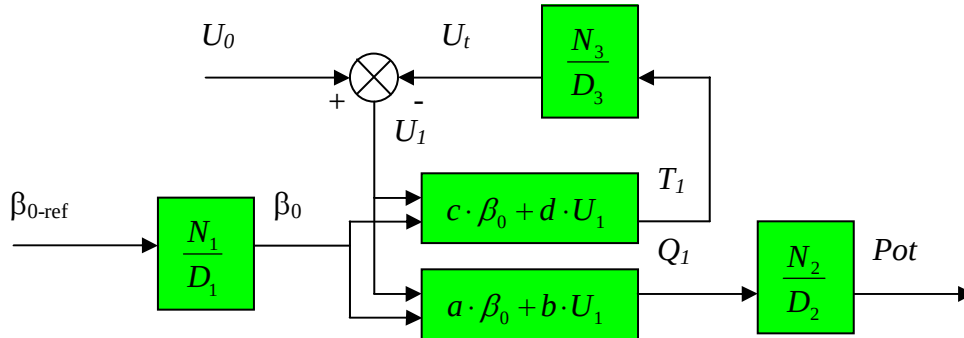


Figura 91 – Diagrama de blocos do sistema a controlar.

⁷⁷ SISO – single input single output.

4.3.2 Análise da função de transferência do sistema a controlar

A equação 111 sintetiza a relação dinâmica entre a variação da potência do aerogerador e a variação do ângulo de *pitch*. A compreensão profunda do seu significado permite não só clarificar alguns aspectos dessa relação dinâmica, como também identificar os problemas associados ao seu controlo e os caminhos para ultrapassá-los.

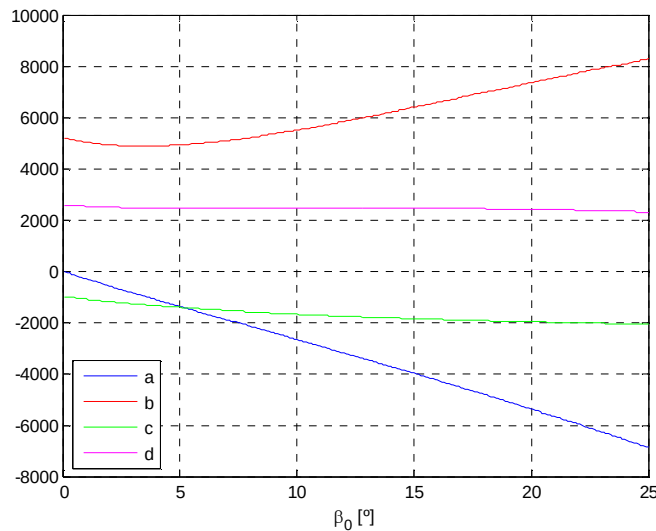


Figura 92 – Evolução das derivadas parciais *a*, *b*, *c* e *d* (conforme definições dos conjuntos de equações 103 e 106) com o valor do ângulo de *pitch* assumindo a manutenção da potência em regime permanente em 100 kW.

Para que a análise da função de transferência global seja possível, torna-se necessário averiguar de que forma é que as derivadas parciais do binário aerodinâmico e do *thrust* relativamente ao ângulo de *pitch* e à velocidade do vento (parâmetros *a*, *b*, *c* e *d*) variam ao longo da gama de valores de funcionamento normal do aerogerador. Considerando combinações de valores de β_0 e U_1 que garantam em regime permanente uma potência de 100 kW, os valores das derivadas parciais podem ser relacionados com os valores de β_0 conforme ilustrado na Figura 92.

Como se pode ver, o parâmetro *a* varia quase linearmente com β_0 . Uma aproximação por mínimos quadrados resulta na seguinte equação:

$$a \approx -269,79\beta_0 - 0,815 \quad (\text{Eq. 112})$$

Tal relação implica a variação do ganho estático da função de transferência global de acordo com a equação seguinte:

$$k_{ss} = a \frac{144}{22,69} \approx -1712\beta_0 - 5[W/^{\circ}] \quad (\text{Eq. 113})$$

Confirma-se assim a grande variação do ganho do sistema em função do ponto de funcionamento e a sua tendência para se anular quando próximo das condições de *design* (com $\beta_0 = 0^\circ$).

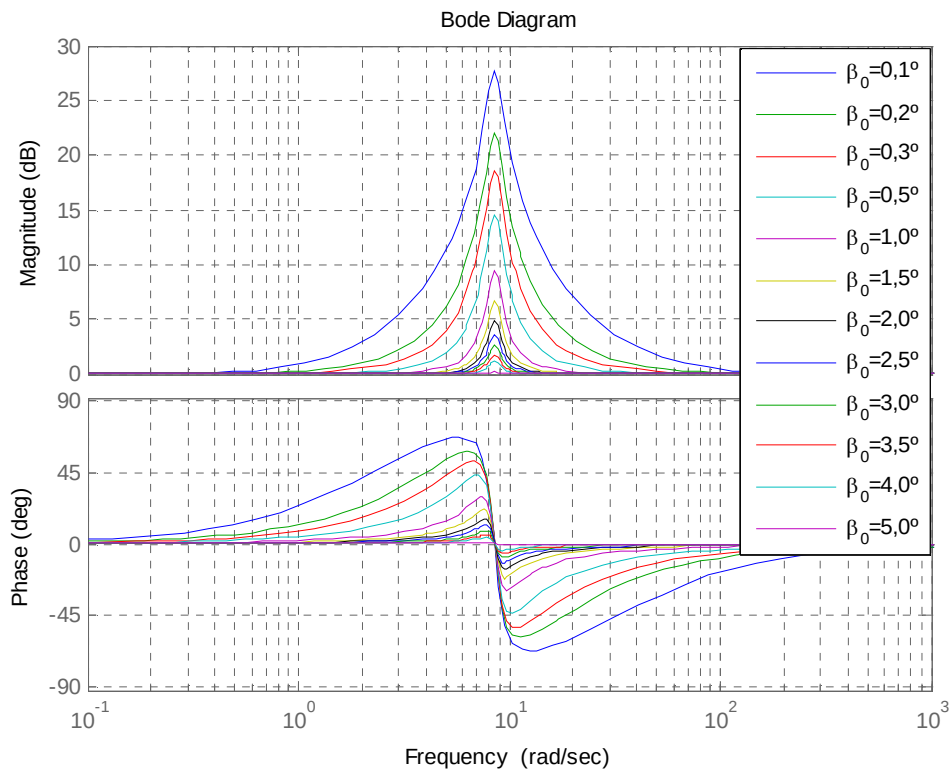


Figura 93 – Diagramas de Bode do termo X da função de transferência global para diversos valores de β_0 .

A Figura 93 apresenta diagramas de Bode do termo X da equação 111 (apresentado em detalhe na equação 109) para diversos valores de β_0 . Conforme se pode constatar, o termo X introduz uma perturbação na função de transferência global em torno da frequência natural de oscilação da torre.

Apesar de aparentemente relevante, o termo X pode ser negligenciado sem a introdução de erros significativos em certas condições de funcionamento. De facto, não só o efeito desse termo só se faz sentir para frequências da variação do ângulo de *pitch* razoavelmente elevadas, como o próprio efeito em si também decresce rapidamente com o aumento desse ângulo (ver Figura 93), sendo negligenciável para valores de β_0 superiores a 4° .

Finalmente, o termo $(N_1 N_2)/(D_1 D_2)$ representa o efeito combinado das funções de transferência do mecanismo de variação de passo e da cadeia de transmissão e do gerador. A Figura 94 apresenta o lugar de raízes para este termo, de acordo com a parametrização adoptada para o modelo.

Os ramos que se estendem para o semi-plano direito dizem respeito à dinâmica da cadeia de transmissão e do gerador; se o ganho do controlador for muito elevado, esta dinâmica pode conduzir o sistema à instabilidade. Lembremo-nos, no entanto, que toda esta análise foi feita com base no pressuposto de que o mecanismo de

variação de passo não satura em aceleração. De facto, conforme foi visto em secções anteriores, esta é a principal causa para a instabilidade do sistema controlado. No entanto, se aquele pressuposto for válido, então a dinâmica do mecanismo de variação do passo pode inclusivamente ser negligenciada, considerando apenas os pólos dominantes respeitantes à dinâmica da cadeia de transmissão e do gerador, se tal se revelar útil numa futura estratégia de controlo, por exemplo através do posicionamento de pólos da função de transferência global.

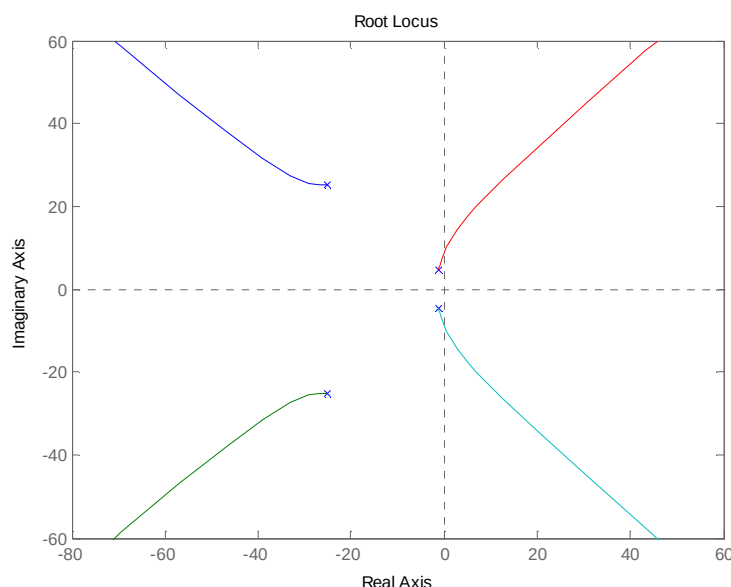


Figura 94 – Lugar de raízes do termo $(N_1N_2)/(D_1D_2)$ da função de transferência global.

4.3.3 Implementação do controlador

Para que o controlador seja eficaz, ele deve assim ter em conta o efeito da não linearidade do sistema a controlar, isto é, da variação do seu ganho conforme descrito na equação 113, e ainda o efeito da perturbação introduzida pelo termo X da função de transferência global, referente à dinâmica de oscilação da torre.

Limitação do valor mínimo do ângulo de *pitch*

A estratégia adoptada passou então por uma solução de recurso: a limitação do ângulo de *pitch* de referência a um valor mínimo superior a 0° . Como resultado da introdução desse limite espera-se que a potência eléctrica diminua mas também que seja evitada uma zona de controlo mais difícil caracterizada por uma influência não negligenciável do termo de perturbação X e por ganhos do sistema a controlar tendentes para zero. Existe assim um *trade-off* entre um efeito benéfico e outro prejudicial que necessita de ser avaliado, por forma a seleccionar um valor mínimo para β_{0-ref} apropriado.

A Figura 95 apresenta os valores óptimos para o ângulo de *pitch* para velocidades do vento inferiores à de *design*. Conforme se pode constatar, o ângulo óptimo só é

nulo para velocidades aproximadamente iguais às de *design*, sendo positivo para todas as velocidades inferiores. Isto significa que a imposição de um valor mínimo à referência de β_0 dada pelo controlador pode ser benéfica, em termos da potência gerada, até certo valor. Tal pode ser comprovado pela consulta da Figura 96: por exemplo para um valor mínimo de β_0 de 1° a potência eléctrica gerada é superior (para todas as velocidades do vento inferiores a 10,4 m/s) à que seria gerada com um valor mínimo de β_0 de 0° .

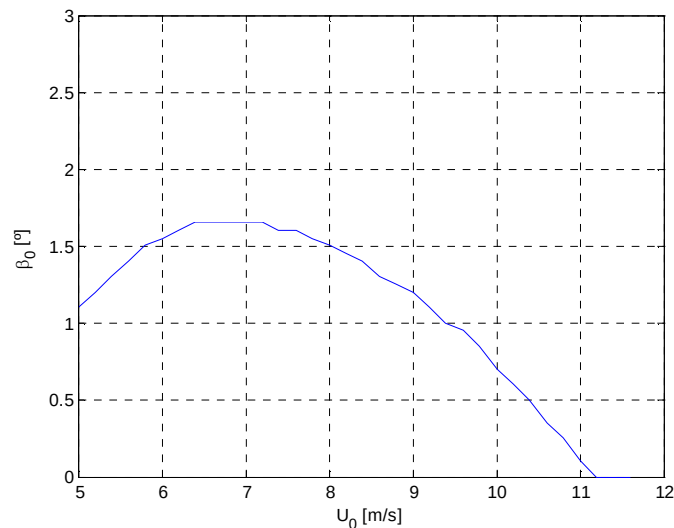


Figura 95 – Valores de β_0 óptimos para velocidades do vento inferiores a 11,6 m/s.

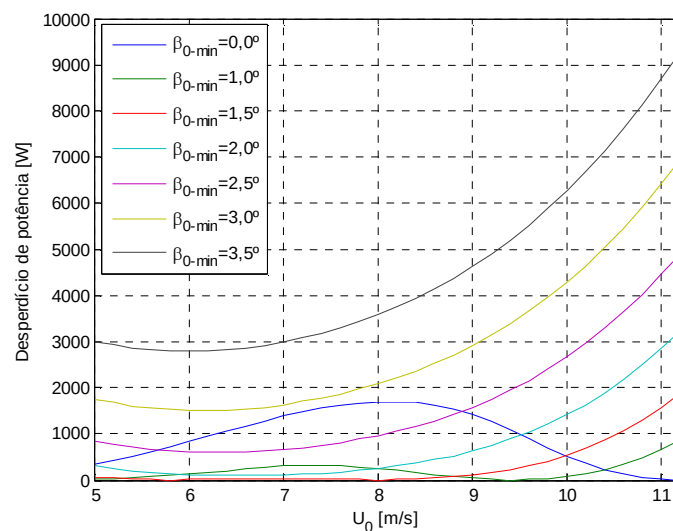


Figura 96 – Desperdício de potência em função da velocidade do vento para diversos valores de $\beta_{0-\min}$.

Conjugando a informação da Figura 96 com a da Figura 93, parece razoável estabelecer como mínimo para as referências do ângulo de *pitch* (β_0) dadas pelo controlador um valor entre 2° e $2,5^\circ$. O valor finalmente adoptado resultou de uma posterior experimentação com diversos valores e foi de $2,4^\circ$. Para este valor, a curva real de potência do aerogerador em função da velocidade do vento (curva

‘ $\beta_{0-\min}=2.4$ ’) está comparada com a curva ideal e com a curva que resultaria da não imposição de um valor mínimo para β_0 (curva ‘ $\beta_{0-\min}=0$ ’) na Figura 97.

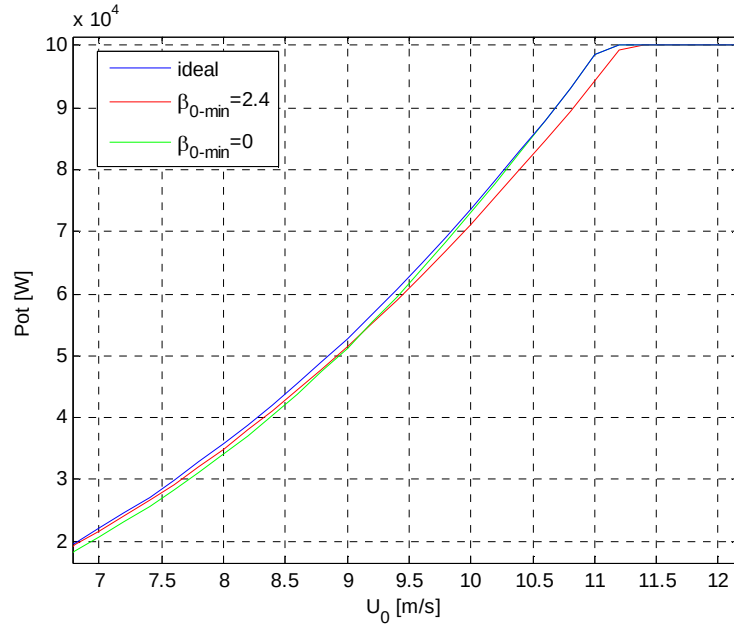


Figura 97 – Efeito da imposição de um valor mínimo para o ângulo de *pitch* na curva de potência em função da velocidade do vento.

Variação do ganho proporcional do controlador

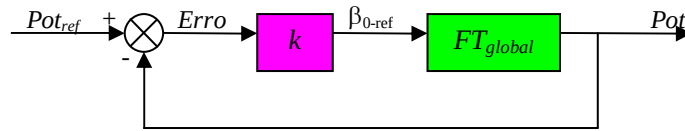


Figura 98 – Diagrama de blocos simplificado do sistema controlado em malha fechada.

Abordemos agora a questão da variação do ganho do controlador em função do ponto de funcionamento. A Figura 98 representa de forma simplificada o sistema controlado em malha fechada. Negligenciando nesta análise o termo derivativo e o termo integral do controlador, pode afirmar-se, sem perda de generalidade, que o ganho estático do sistema é igual ao ganho estático da função de transferência em anel fechado dada por:

$$\frac{\delta Pot}{\delta Pot_{ref}} = \frac{k \cdot FT_{global}}{1 + k \cdot FT_{global}} \quad (\text{Eq. 114})$$

Se a função de transferência global for representada pelo quociente entre um numerador N e um denominador D , e observando que esse numerador N não é mais do que o ganho estático do sistema a controlar (k_{ss}), então fica:

$$\frac{\delta Pot}{\delta Pot_{ref}} = \frac{k \cdot k_{ss}}{D + k \cdot k_{ss}} \quad (\text{Eq. 115})$$

O ganho estático do sistema controlado em malha fechada (k_{mf}) deverá ser constante. Assim, e atendendo ainda à equação 113, fica:

$$k \cdot k_{ss} = k_{mf} \Leftrightarrow k = -\frac{k_{mf}}{1712\beta_0 + 5} \left[^\circ/W\right] \quad (\text{Eq. 116})$$

A título de exemplo, a Tabela 18 compara os valores obtidos através da equação 116 com os valores dos ganhos do controlador presentes na Tabela 15, assumindo k_{mf} unitário ('original'). Constata-se que os valores de ganho assim calculados são um pouco superiores aos encontrados empiricamente, mas sempre da mesma ordem de grandeza. Ensaios posteriores revelaram que o melhor controlador é obtido com o ganho proporcional tal como apresentado na Tabela 19.

Tabela 18 – Comparação entre os ganhos proporcionais do controlador PID segundo métodos de sintonização empírica e segundo análise da função de transferência

	Através de métodos empíricos		Através da função de transferência			
			original $\left(k = -\frac{1}{1712\beta_0 + 5}\right)$		ajustado $\left(k = -\frac{1}{1800\beta_0 + 5}\right)$	
	β_0	k	β_0	k	β_0	k
ventos fracos	0° a 5°	-1,38x10 ⁻⁴	3°	-1,95x10 ⁻⁴	3°	-1,85x10 ⁻⁴
ventos fortes	6° a 11°	-6,45x10 ⁻⁵	9°	-6,49x10 ⁻⁵	9°	-6,17x10 ⁻⁵

Variação da constante de tempo integral do controlador

Testes práticos confirmaram a variação do valor ótimo da constante de tempo integral (T_i) em função das condições de funcionamento, aliás conforme já havia sido observado na secção anterior. De facto, para ventos fracos e baixos ângulos de *pitch* a constante de tempo ótima tende a ser superior do que nas restantes situações. A sua diminuição para condições de vento forte não pode no entanto ser muito acentuada, uma vez que baixos valores de T_i podem conduzir o sistema à instabilidade (através de uma resposta do controlador mais rápida do que a capacidade do mecanismo de variação do *pitch*, conforme já foi referido).

Destas considerações e de testes posteriores resultou a fixação da seguinte relação empírica entre o ângulo de *pitch* e a constante de tempo integral:

$$T_i = 1,28 - 0,08\beta_0 \quad (\text{Eq. 117})$$

válida para valores de β_0 até 9,75°, sendo T_i constante e igual a 0,5 para valores de β_0 superiores.

Implementação prática

A implementação do ganho variável conforme a equação 116 implica o *feedback* do ângulo de *pitch* das pás, o que não levanta em termos práticos obstáculos de maior. No entanto, ao nível da estrutura interna do controlador, essa implementação requer atenção a três pormenores. O primeiro é que a amplificação deverá ser feita após a integração e a derivação do erro. Quando o ganho é fixo, é irrelevante se ele afecta os sinais antes ou depois dessas operações. No entanto, quando ele é variável, as suas variações afectam o resultado das operações de integração e derivação.

O segundo pormenor é que, uma vez que agora o valor a integrar ainda não está afectado pelo ganho, então o valor de compensação referente ao dispositivo anti *wind-up* também não deverá estar (por uma simples questão de homogeneidade dimensional). No entanto, esse valor compensatório resulta da diferença entre o ângulo de *pitch* requisitado pelo controlador antes e após a respectiva saturação e, portanto, já está afectado pelo ganho. Tal implica que esta diferença tenha de ser dividida pelo ganho para garantir o bom funcionamento do anti *wind-up*.

Finalmente, o terceiro pormenor diz respeito à necessidade de imposição de um limite superior ao ganho variável (em módulo). A existência de um termo independente no denominador da equação 116 e a imposição de um valor mínimo para o ângulo de *pitch* poderiam levar a supor que o ganho estaria já seguramente limitado. De facto, para um ângulo de *pitch* mínimo de, por exemplo, 2° , o ganho máximo (em módulo) seria então igual a aproximadamente 3×10^{-4} . O que é necessário compreender é que, se a referência para o ângulo de *pitch* está limitada inferiormente, o verdadeiro ângulo de *pitch* tem um limite mínimo inferior, fixado em 0° . Ora, em termos dinâmicos, e por simples razões de inércia, nada impede que a pá atinja esse limite, condição para a qual o ganho variável do controlador assumiria o valor de 2×10^{-1} , três ordens de grandeza acima do máximo estático!

O aspecto final do controlador implementado está apresentado na Figura 99.

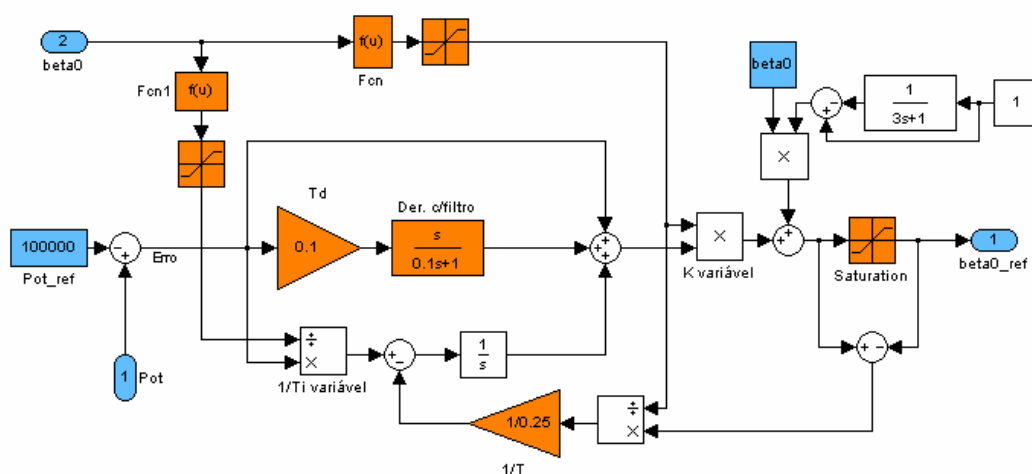


Figura 99 – Aspecto do controlador PID implementado com ganhos variáveis, limitação do ganho derivativo e dispositivo anti *wind-up*. O dispositivo no canto superior direito tem apenas a função de permitir um início de actuação suave do controlador a partir de uma configuração estável em regime permanente.

4.3.4 Resultados

Antes de discutir os resultados alcançados com o controlador de ganhos variáveis, interessa salientar que, embora a sua estrutura se baseie nas considerações analíticas desenvolvidas, a escolha dos seus parâmetros foi empírica, tendo resultado de um processo de tentativa e erro em diversos ensaios com diversas condições de vento real. Os parâmetros finalmente adoptados estão sintetizados na Tabela 19.

Tabela 19 – Parametrização do controlador.

Símbolo	Designação	Valor
T	constante de tempo do dispositivo anti <i>wind-up</i>	0,250 s
T_d	constante de tempo do termo derivativo	0,075 s
T_i	constante de tempo do termo integral	$\max (1,28-0,08\beta_0 ; 0,5)$
k	ganho proporcional	$-\min (1/(1800\beta_0+5) ; 2,5\times 10^{-4})$
$\beta_{0-\min}$	valor mínimo do ângulo de <i>pitch</i> de referência	$2,4^\circ$
ω_q	frequência de quebra do filtro de limitação do ganho derivativo	10 rad/s

1º Resultado: compreensão do comportamento anormal do sistema em torno das condições de *design*

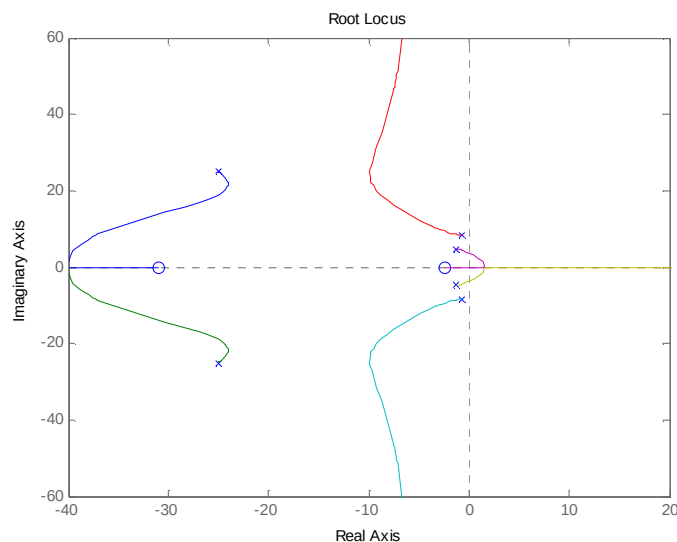


Figura 100 – Lugar de raízes do sistema controlado apenas com ganho proporcional para $\beta_0 = 0,1^\circ$. Os ramos a vermelho e azul claro dizem respeito à influência da dinâmica de oscilação da torre. Os ramos a amarelo e violeta dizem respeito à influência da dinâmica da cadeia de transmissão e do gerador. Os ramos a azul escuro e verde dizem respeito à influência da dinâmica do mecanismo de variação do passo.

A determinação analítica da função de transferência global do sistema a controlar permitiu compreender melhor o seu comportamento anormal em torno de pontos com ângulos de *pitch* reduzidos. Para esses casos a dinâmica da torre não é negligenciável (ver Figura 100 e Figura 101) e os ganhos do controlador têm de ser significativamente mais elevados devido à baixa sensibilidade do binário aerodinâmico relativamente a variações do *pitch*. Para valores de β_0 apenas ligeiramente superiores, a dinâmica da torre torna-se desprezável (ver Figura 102) e o comportamento do sistema torna-se mais estável.

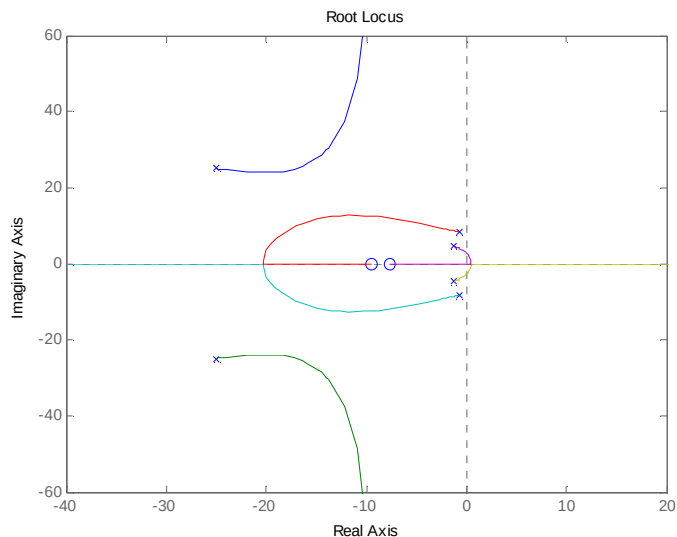


Figura 101 – Lugar de raízes do sistema controlado apenas com ganho proporcional para $\beta_0 = 0,2^\circ$. Os ramos a vermelho e azul claro dizem respeito à influência da dinâmica de oscilação da torre. Os ramos a amarelo e violeta dizem respeito à influência da dinâmica da cadeia de transmissão e do gerador. Os ramos a azul escuro e verde dizem respeito à influência da dinâmica do mecanismo de variação do passo.

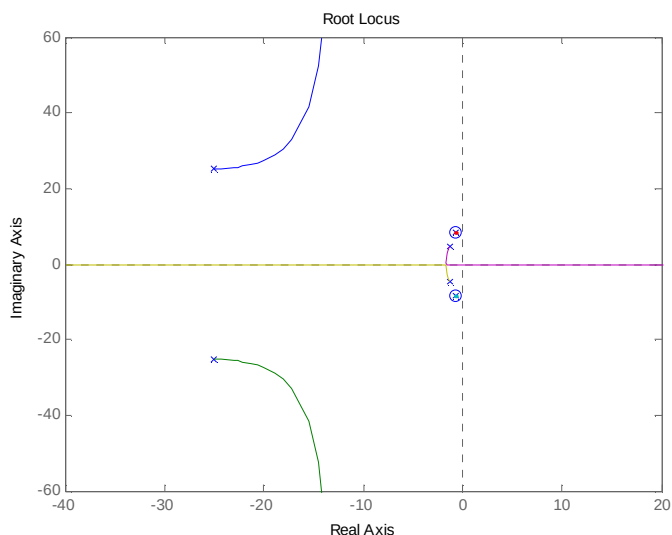


Figura 102 – Lugar de raízes do sistema controlado apenas com ganho proporcional para $\beta_0 = 5^\circ$. Os ramos a amarelo e violeta dizem respeito à influência da dinâmica da cadeia de transmissão e do gerador. Os ramos a azul escuro e verde dizem respeito à influência da dinâmica do mecanismo de variação do passo. A dinâmica da torre tem influência desprezável.

2º Resultado: compreensão do fenómeno de instabilidade e dos limites ao desempenho do sistema controlado

Os valores dos ganhos críticos para os quais o sistema se torna instável determinados analiticamente são sempre superiores aos encontrados na prática. A diferença explica-se pela simplificação introduzida na análise do sistema ao negligenciar a limitação da aceleração angular das pás, sendo esta a causa primordial para as instabilidades verificadas no funcionamento do sistema. São portanto as limitações do mecanismo de variação do passo a imporem limites às variações dos ganhos do controlador PID e a afectarem, por essa via, todo o desempenho do sistema.

Para comprovar esta afirmação foi efectuada uma nova sintonização empírica do controlador mas considerando um mecanismo de variação de passo sem limitações na aceleração angular. Os resultados foram abissalmente diferentes, conforme se pode constatar pela simples consulta da Figura 103 e posterior comparação com a Figura 104 (as figuras apresentam o comportamento do sistema controlado para as mesmas condições de vento).

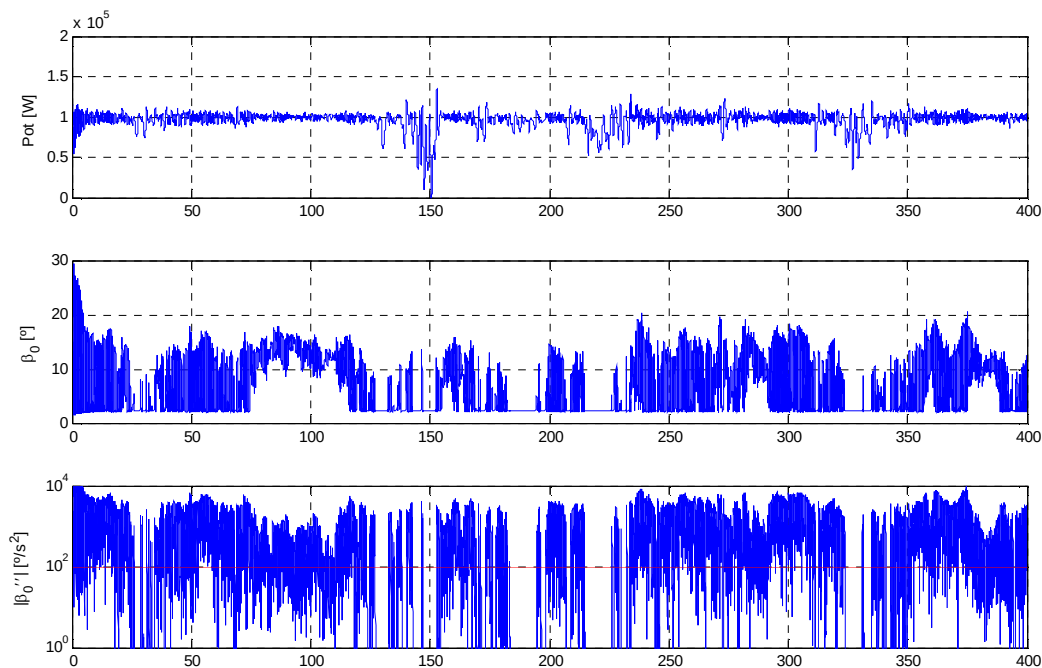


Figura 103 – Exemplo de comportamento do sistema com o melhor controlador determinado empiricamente e sem limitação de aceleração angular das pás. Note-se que a aceleração angular das pás é quase sempre superior ao limite adoptado no modelo deste trabalho (assinalado a vermelho).

3º Resultado: sintonização de um controlador para toda a gama de funcionamento

A imposição de um valor mínimo para o ângulo de *pitch* solicitado pelo controlador permitiu evitar a zona de controlo mais difícil em torno das condições

de *design* tendo como contrapartida uma diminuição apenas ligeira na potência eléctrica gerada (ver Figura 97). A determinação analítica da função de transferência global do sistema a controlar permitiu definir uma relação entre o ganho proporcional do controlador e o ângulo de *pitch* do sistema. Finalmente, uma série sistemática de ensaios permitiu ajustar os restantes parâmetros do controlador e ainda determinar uma outra relação entre a constante de tempo integral (T_i) e o ângulo de *pitch*.

Foi assim possível encontrar uma sintonização de ganhos variáveis com bons resultados em toda a gama de funcionamento. Em termos relativos, os resultados foram marginalmente melhores com este controlador do que com qualquer outra sintonização empírica em condições de vento real forte ou misto e foram globalmente semelhantes em condições de vento real fraco (ver Tabela 20).

Tabela 20 – Comparação do desempenho do sistema, em diversas condições de vento, com controlador de ganhos variáveis e com o melhor controlador de ganhos fixos em cada situação (as comparações só são válidas para cada condição).

Controlador	Objectivo 1: garantir func. normal ^(a)	Objectivo 2: minimizar variação de potência		Objectivo 3: maximizar produção	Objectivo 4: minimizar oscilação da torre	
	Potência máxima [W]	Coeficiente de variação ^(b)	Variância [W ²] ^(c)	Potência média [W]	γ máx [°]	Desvio padrão [°]
vento fraco						
ganhos variáveis	140934	0,254	7,7E+08	81304	0,129	0,013
ganhos fixos	148917	0,254	7,2E+08	83454	0,155	0,013
vento forte						
ganhos variáveis	198367	0,218	4,5E+08	95312	0,142	0,019
ganhos fixos	198933	0,228	5,1E+08	98752	0,142	0,018
vento misto						
ganhos variáveis	198376	0,234	6,0E+08	86365	0,180	0,015
ganhos fixos	198932	0,259	6,8E+08	86815	0,142	0,014

(a) Em funcionamento normal a potência do aerogerador deve ser inferior a 196000 W.

(b) Coeficiente de variação da potência dado pelo quociente entre o seu desvio padrão e a sua média. É adimensional.

(c) Variância relativamente ao valor da potência de referência de 100 kW e não relativamente à média.

4º Resultado: avaliação do desempenho do controlador face aos objectivos estabelecidos

Embora em termos relativos os resultados do controlador não sejam maus, eles não são muito satisfatórios quando confrontados com os objectivos inicialmente traçados. De facto, embora o sistema se encontre controlado na maior parte do tempo, o fraco poder de resposta do mecanismo de variação do passo faz com que a potência oscile excessivamente em torno do seu valor de referência (ver Figura 104). Em todos os ensaios efectuados com dados de vento reais o controlador não foi capaz de garantir o funcionamento normal do aerogerador, existindo sempre algum ou alguns instantes em que o binário de saturação do gerador é atingido.

Quanto aos restantes objectivos, embora secundários, eles são atingidos de forma cabal: a oscilação da torre é mantida dentro de valores aceitáveis e a potência média aproxima-se, sempre que possível, do valor da potência de referência. Note-se que a potência média indicada na Tabela 20 é por vezes limitada pela simples inexistência de vento com velocidade superior à velocidade de *design* (11 m/s).

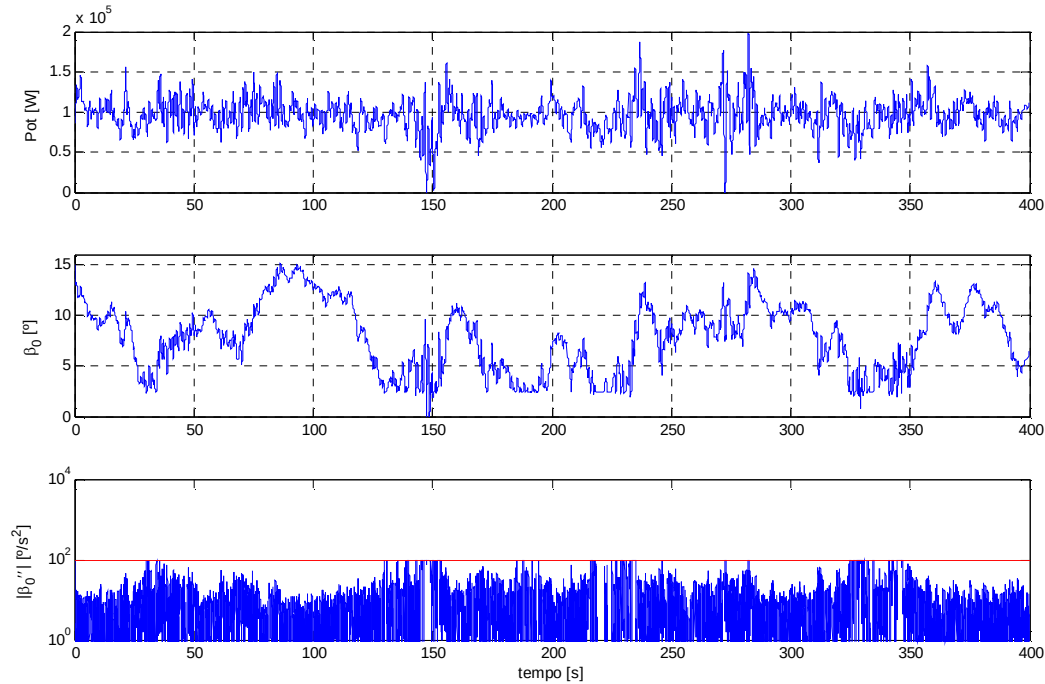


Figura 104 – Exemplo de comportamento do sistema com o melhor controlador, com limitação de aceleração angular das pás.

Conforme já foi indicado, resultados radicalmente melhores são possíveis com controladores com estrutura semelhante e ganhos diferentes, desde que o mecanismo de variação do passo consiga acompanhar as solicitações do controlador sem atrasos na sua resposta nem *overshoots* exagerados.

Capítulo 5

Conclusão

Um trabalho com um objectivo tão ambicioso como o controlo do passo de um aerogerador é um trabalho sempre inacabado. Apesar disso, é imperativo que na transferência do testemunho a quem no futuro se volte a interessar pelo tema se faça uma síntese e um balanço do que foi alcançado.

Modelo aerodinâmico

A primeira grande realização deste trabalho foi o estabelecimento de um algoritmo que permite o cálculo das variáveis respeitantes aos fenómenos aerodinâmicos da turbina. O algoritmo baseia-se na BEM⁷⁸ e os seus fundamentos teóricos não são muito complexos. Apesar dos pressupostos simplificativos assumidos nesta fase do trabalho os resultados são satisfatórios. De facto, todas as relações entre variáveis aerodinâmicas, quer ao nível do rotor, quer ao nível de cada pá, estão de acordo com o expectável, conforme a literatura especializada.

Apesar do comportamento do algoritmo ser satisfatório em termos qualitativos, em termos quantitativos a aferição da sua qualidade fica por realizar. De preferência deverá ser realizado um trabalho futuro de validação do algoritmo, e de determinação dos factores de perdas do binário e do *thrust* (η_q e η_t) em função do *tip speed ratio* (λ).

Os resultados da aplicação do algoritmo ao aerogerador considerado neste trabalho revelaram uma significativa não linearidade dos ganhos relativamente às duas variáveis de *input* do sistema, nomeadamente o ângulo de *pitch* das pás e a velocidade do vento. Essa não linearidade revelou-se mais acentuada próximo das condições de funcionamento para as quais o rotor foi concebido (condições de *design*).

O funcionamento do algoritmo assenta num processo iterativo para determinação do factor de indução axial em cada uma das 15 coroas circulares em que a área do rotor foi dividida. A convergência desse processo iterativo em todas as circunstâncias revelou-se muito difícil de alcançar. O actual algoritmo apresenta-se suficientemente robusto, embora o seu tempo de execução seja muito elevado.

⁷⁸ BEM – *blade element momentum theory*.

Para diminuir o tempo de execução do algoritmo foi efectuada uma simplificação através de aproximações polinomiais do binário e do *thrust* em função do ângulo de *pitch* e da velocidade do vento. Dentro da gama de funcionamento normal do aerogerador essa simplificação revelou-se satisfatória.

Modelo global

A segunda etapa deste trabalho foi a integração do algoritmo desenvolvido num modelo global do aerogerador. Para isso foram modeladas as dinâmicas dos restantes componentes consideradas mais relevantes. O modelo global tem um comportamento satisfatório, representando com verosimilhança as dinâmicas do aerogerador (resultantes das interacções dinâmicas dos seus diversos componentes) com frequências compreendidas entre 0,2 e 2,0 Hz.

Novamente se torna necessário referir que, apesar de o desempenho do modelo global ser qualitativamente satisfatório, o seu desempenho quantitativo deverá ser avaliado por confrontação com dados reais. Uma nota importante a este respeito é que o desempenho do modelo global do aerogerador é fortemente dependente dos valores que os seus parâmetros assumem, pelo que se impõe também uma validação dos valores dos parâmetros adoptados neste trabalho.

As dinâmicas adicionais consideradas neste modelo global foram a oscilação da torre, a resposta do mecanismo de variação do *pitch* e a resposta do sistema de transmissão do binário e do gerador. Todas estas dinâmicas se revelaram aproximadamente lineares e típicas de sistemas de segunda ordem. A não linearidade evidenciada nos resultados do modelo global resulta assim da não linearidade já referida das relações entre variáveis aerodinâmicas.

Resposta a variações no passo

O modelo global construído foi utilizado para avaliar a resposta do aerogerador a variações do ângulo de *pitch* das suas pás em diversas condições de funcionamento. Dessa análise foi possível concluir que a potência do aerogerador é fortemente sensível a variações desse ângulo (com ganhos até cerca de 30000 W/°) e que essa sensibilidade é fortemente dependente do ponto de funcionamento em que o aerogerador se encontra, tendendo para zero à medida que ele se aproxima das suas condições de *design*.

Constatou-se que esta tendência para o ganho da potência face ao ângulo de *pitch* se anular quando este tende para zero tem por consequência um comportamento anómalo próximo das condições de *design*, caracterizado por tempos de resposta muito elevados e por uma influência significativa da dinâmica de oscilação da torre (embora esta para frequências relativamente elevadas e em dependência dos valores adoptados para os parâmetros do modelo). Consequentemente a potência do aerogerador é muito difícil de controlar nessas condições⁷⁹.

⁷⁹ A estratégia que aparentemente é adoptada pelos fabricantes de aerogeradores é simplesmente o ‘contorno’ desta região de difícil controlo, aceitando a consequente perda de potência, que geralmente é pequena.

Ensaio dinâmico revelou que o sistema é estável, embora com margens de segurança pequenas, sobretudo as margens de fase, resultantes dos atrasos na reacção da potência às alterações do valor do ângulo de *pitch*.

Controladores PID de ganhos fixos

A regulação da potência do aerogerador foi inicialmente tentada através da sintonização de um controlador PID com ganhos fixos para toda a gama de funcionamento. Foram propostas diversas sintonizações, todas baseadas em métodos empíricos.

Análises aos controladores assim sintonizados permitiram concluir que o seu desempenho é invariavelmente insatisfatório. Uma das razões para tal é a não linearidade do sistema a controlar. De facto, as sintonizações óptimas para baixas velocidades de vento não são as mesmas para altas velocidades de vento, e foi impossível encontrar uma sintonização satisfatória para todas as condições.

Concluiu-se igualmente que na prática o desempenho do controlador é limitado pela capacidade de aceleração do mecanismo de variação do *pitch* das pás. Aumentos nos ganhos do controlador, potencialmente conducentes a melhores desempenhos, são impedidos pelo surgimento de fenómenos de instabilidade associados a essa limitação da capacidade de aceleração.

Controladores PID de ganhos variáveis

A última realização deste trabalho foi o desenvolvimento de uma estratégia de sintonização ‘em-linha’ de um controlador PID (passando assim a ter ganhos variáveis) válida para toda a gama de funcionamento do aerogerador. Essa estratégia foi desenvolvida com base nos problemas evidenciados por análises anteriores, nomeadamente a dificuldade de controlo em condições próximas das de *design* e a não linearidade do sistema.

A imposição de um valor mínimo para o ângulo de *pitch* de referência permitiu obviar à primeira dessas dificuldades, tendo como consequência uma diminuição apenas ligeira da capacidade de aproveitamento da energia do vento. O estabelecimento de relações semi-empíricas entre o ângulo de *pitch* das pás e os ganhos proporcional e integral do controlador permitiu ultrapassar a dificuldade imposta pela não linearidade do sistema.

A avaliação do comportamento do sistema com o controlador assim sintonizado revelou que ele é capaz de manter um desempenho homogéneo em toda a gama de funcionamento do aerogerador. No entanto, em termos absolutos, o seu desempenho continuou a não ser satisfatório.

Experiências com limites diferentes à capacidade de aceleração angular das pás evidenciaram novamente que este é o factor limitativo do desempenho do controlador. Concretamente, é possível desenvolver controladores satisfatórios

pelo método proposto desde que o mecanismo de variação de *pitch* tenha elevada capacidade de aceleração.

Trabalhos futuros

Conforme foi referido no início deste capítulo, o trabalho que aqui se relata está longe de estar terminado. De seguida mencionam-se pistas para trabalhos futuros considerados da maior relevância para um melhor aproveitamento dos esforços agora realizados.

O primeiro trabalho a ser realizado diz respeito à já referida validação do modelo global desenvolvido através da confrontação dos valores atribuídos aos seus parâmetros e dos resultados das suas simulações com dados de um aerogerador real. A obtenção de tais dados poderá, só por si, ser tema de um novo trabalho de cariz mais prático.

O segundo trabalho que deverá ser realizado diz respeito à melhoria do modelo global e da estratégia de controlo propostas. Existem dois aspectos que devem ser considerados no modelo global, os quais foram abordados no decorrer deste trabalho mas não foram incluídos na análise por limitações temporais: um diz respeito à influência do *wind-shear* e o outro à influência da presença da torre na velocidade do vento. Ambas estas influências são de fácil modelação e integração no modelo construído no presente trabalho, sendo ambas igualmente importantes para uma correcta modelação do aerogerador e aferição do desempenho dos controladores.

As melhorias a introduzir na estratégia de controlo deverão incluir a limitação da aceleração do ângulo de *pitch* de referência e a consideração de outras gamas de funcionamento do aerogerador para além da normal, nomeadamente o funcionamento em condições de arranque e em condições de emergência. O funcionamento em condições de arranque deverá ter em conta o problema da conexão ou desconexão do gerador à rede eléctrica. Nestas situações a estratégia deverá ser diferente da até aqui adoptada. A transição entre estratégias deverá igualmente ser planeada para que possa ocorrer sem variações bruscas em todas as variáveis do sistema.

Note-se que, na opinião do autor, a limitação à aceleração do ângulo de *pitch* de referência deverá melhorar significativamente o desempenho do controlador (permitindo um aumento dos seus ganhos sem a criação de fenómenos de instabilidade), mas não deverá ser suficiente para torná-lo completamente satisfatório.

Um terceiro trabalho deverá incidir na adaptação dos trabalhos anteriores a aerogeradores com outras características, com especial enfoque no tipo de gerador. O gerador considerado no presente trabalho é de indução para ligação directa à rede. No entanto, a tendência é para os aerogeradores serem equipados com geradores síncronos de ligação indirecta à rede. Uma das consequências da utilização destes geradores é que a velocidade de rotação da turbina deixa de ser fixa, permitindo a manutenção do *tip speed ratio* e o aproveitamento máximo da

energia do vento. Esta e outras consequências deverão ser suficientes para tornar necessária uma reformulação profunda de todo o trabalho até então realizado.

Finalmente, um quarto trabalho deverá abordar o desenvolvimento de controladores mais sofisticados para o problema da regulação da potência do aerogerador. Existe uma enorme quantidade de artigos científicos publicados sobre este tema, abordando as estratégias de controlo mais diversificadas, e que podem servir de mote para um trabalho adicional.

Uma proposta concreta do autor deste trabalho é a inclusão no controlador de informação sobre a velocidade do vento. É sabido que as medições da velocidade do vento efectuadas nos próprios aerogeradores estão afectadas de diversos enviesamentos. No entanto, para efeitos de controlo, o importante é apenas a capacidade de antecipação das alterações nessa velocidade ou, mais especificamente, a capacidade de antecipação das alterações na potência eléctrica gerada. Tal capacidade permitiria uma acção antecipada sobre o ângulo de *pitch*, tendo como consequência um melhor desempenho do controlador, sem necessitar de aumentos muito significativos na capacidade de aceleração angular das pás.

Simples análises de correlação entre os dados do vento e os dados da potência do aerogerador modelado revelam que existe um desfasamento entre os dois sinais de cerca de 0,2 s. Isto é, desde que a velocidade do vento aumenta até que esse aumento se repercuta na potência decorrem 0,2 s. Enquanto o sinal de *input* do controlador continuar a ser apenas o da potência eléctrica gerada, essas variações não poderão ser antecipadas. No entanto, se através de acelerómetros ou de anemómetros colocados na *nacelle* for possível recolher informação sobre as mudanças que hão-de vir, então o desempenho do controlador poderá ser drasticamente melhorado. Esta é, pelo menos, a opinião do autor.

Referências citadas

1. Abbott, I. H.; Doenhoff, A. E.; Stivers, L. S. - *Summary of airfoil data – report nº824*. Langley Field - EUA: Langley Memorial Aeronautical Laboratory, 1945.
2. Aström, Karl Johan; Häggglund, Tore - *Pid controllers theory, design, and tuning*. 2nd ed. Research Triangle Park, North Carolina: Instrument Society of America, 1995.
3. Billy Muhandu, Enduza, et al. - Gain scheduling control of variable speed WTG under widely varying turbulence loading. *Renewable Energy*. 32:14 (2007). p. 2407-2423.
4. Burton, Tony - *Wind energy handbook*. Chichester [etc]: John Wiley & Sons, 2001.
5. Costa, Paulo Jorge Campos - *Optimização da produção de energia em sistemas eólicos uma contribuição baseada na integração dos diversos sub-sistemas*. Porto: [s.n.], 2005.
6. Critzos, C. C.; Heyson, H. H.; Boswinkle, R. W. - *Aerodynamic characteristics of NACA 0012 airfoil section at angles of attack from 0° to 180°*. Washington: NACA, 1955.
7. Frederick, G. R.; Savino, J. M. - *The effect of airfoil section properties on the rated power of a horizontal axis wind turbine rotor*. In: The Delphi Workshop on “Wind Energy Applications”, 1985,
8. Gnanasambandapillai Ramtharan, Nicholas Jenkins Olimpo Anaya-Lara Ervin Bossanyi - Influence of rotor structural dynamics representations on the electrical transient performance of FSIG and DFIG wind turbines. *Wind Energy*. 10:4 (2007). p. 293-301.
9. Gomes, J F Silva - *Mecânica dos sólidos e resistência dos materiais*. Porto: INEGI, 2004.
10. Goodwin, Graham C; Graebe, Stefan F; Salgado, Mário F - *Control system design*. Upper Saddle River, NJ: Prentice Hall, 2001.
11. Heier, Siegfried - *Grid integration of wind energy conversion systems*. Chichester [etc]: John Wiley & Sons, 1998.
12. Manwell, J F; McGowan, J G; Rogers, A L - *Wind energy explained theory, design and application*. Chichester: John Wiley & Sons, 2002.
13. Martins, M., et al. - Validation of fixed speed wind turbine dynamic models with measured data. *Renewable Energy*. 32:8 (2007). p. 1301-1316.
14. Massini, G.; Rossi, E.; D'Angelo, S. - *Wind tunnel measurements of aerodynamic coefficients of asymmetrical airfoil sections for wind turbine*

- blades extended to high angles of attack*. In: European Community Wind Energy Conference, Herning - Dinamarca, 1988, 6-10 Junho.
15. Morren, Johan; Pierik, Jan; de Haan, Sjoerd W. H. - Inertial response of variable speed wind turbines. *Electric Power Systems Research*. 76:11 (2006). p. 980-987.
 16. Pedersen, J. K., et al. - Contribution to a dynamic wind turbine model validation from a wind farm islanding experiment. *Electric Power Systems Research*. 64:1 (2003). p. 41-51.
 17. Pinho, Fernando Manuel Coutinho Tavares de - *Estudo experimental do comportamento aerodinâmico de perfis alares a baixos números de Reynolds*. Porto: [s. n.], 1986.
 18. Rodrigues, Álvaro Henrique - *Estudo experimental do comportamento aerodinâmico de uma turbina eólica de eixo horizontal de pequena potência*. Porto: Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, 1991.
 19. Rodrigues, Carlos Alberto Veiga; Carreto, Ricardo Jorge Martins - *Análise de ventos extremos e estudo do comportamento dinâmico da estrutura de uma turbina eólica*. Porto: Faculdade de Engenharia, Universidade do Porto, 2004.
 20. Universidade do Porto, Faculdade de Engenharia - *Projecto Univento – Contrato de Desenvolvimento Industrial nº40/85 – Desenvolvimento de Conversores Eólicos de Pequena Potência para Produção de Energia Eléctrica – Relatório Final*. Porto: 1990.
 21. Wright, A. D.; Balas, M. J. - Design of State-Based Control Algorithms for Wind Turbine Speed Regulation. *Journal of Solar Energy Engineering*. 125:(2003). p. 386 - 395.

Anexos

A. Algoritmo da aerodinâmica do rotor

O algoritmo da aerodinâmica do rotor do aerogerador é aqui apresentado de forma simplificada. Para que a sua compreensão seja a melhor recomenda-se que se tenha presente o conteúdo das secções 2.1.1, 2.1.3 e 2.1.4. A Figura 15 e a Figura 17 serão auxílios importantes.

Recorde-se que o objectivo fundamental do algoritmo é a determinação do binário e do *thrust* aerodinâmicos para determinadas características do rotor e para determinadas condições de funcionamento. O binário e o *thrust* são determinados a partir das equações 18 e 17, respectivamente. Para tal é necessário determinar o valor do factor de indução axial (a). Essa determinação é feita através de processos iterativos que constituem o núcleo do algoritmo.

As características do rotor são definidas por:

- raios mínimo e máximo das pás;
- número de segmentos em que as pás são divididas e analisadas;
- ângulo de *twist* e corda de cada segmento.

As condições de funcionamento são definidas por:

- velocidade do vento não perturbado relativamente à *nacelle*;
- velocidade de rotação do rotor;
- massa volúmica do ar.

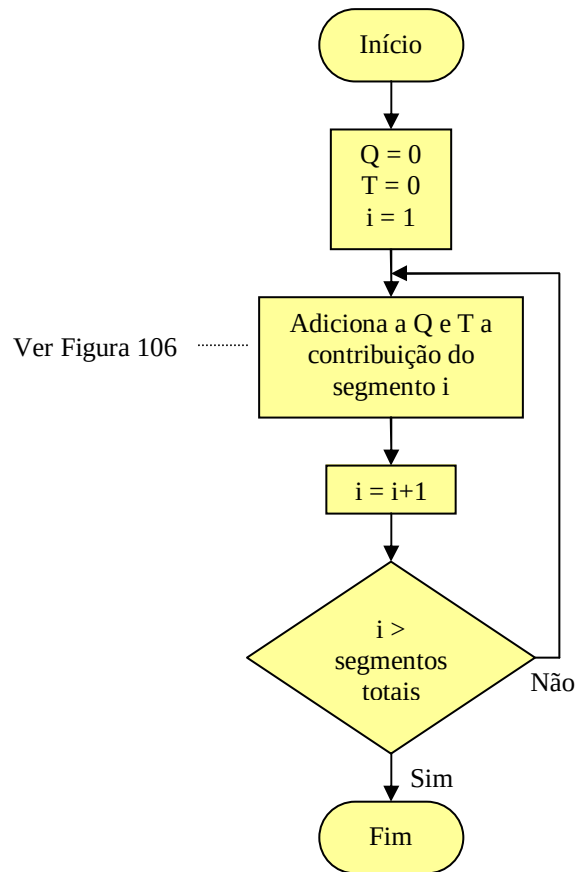


Figura 105 – Fluxograma simplificado do algoritmo de determinação de Q e T .

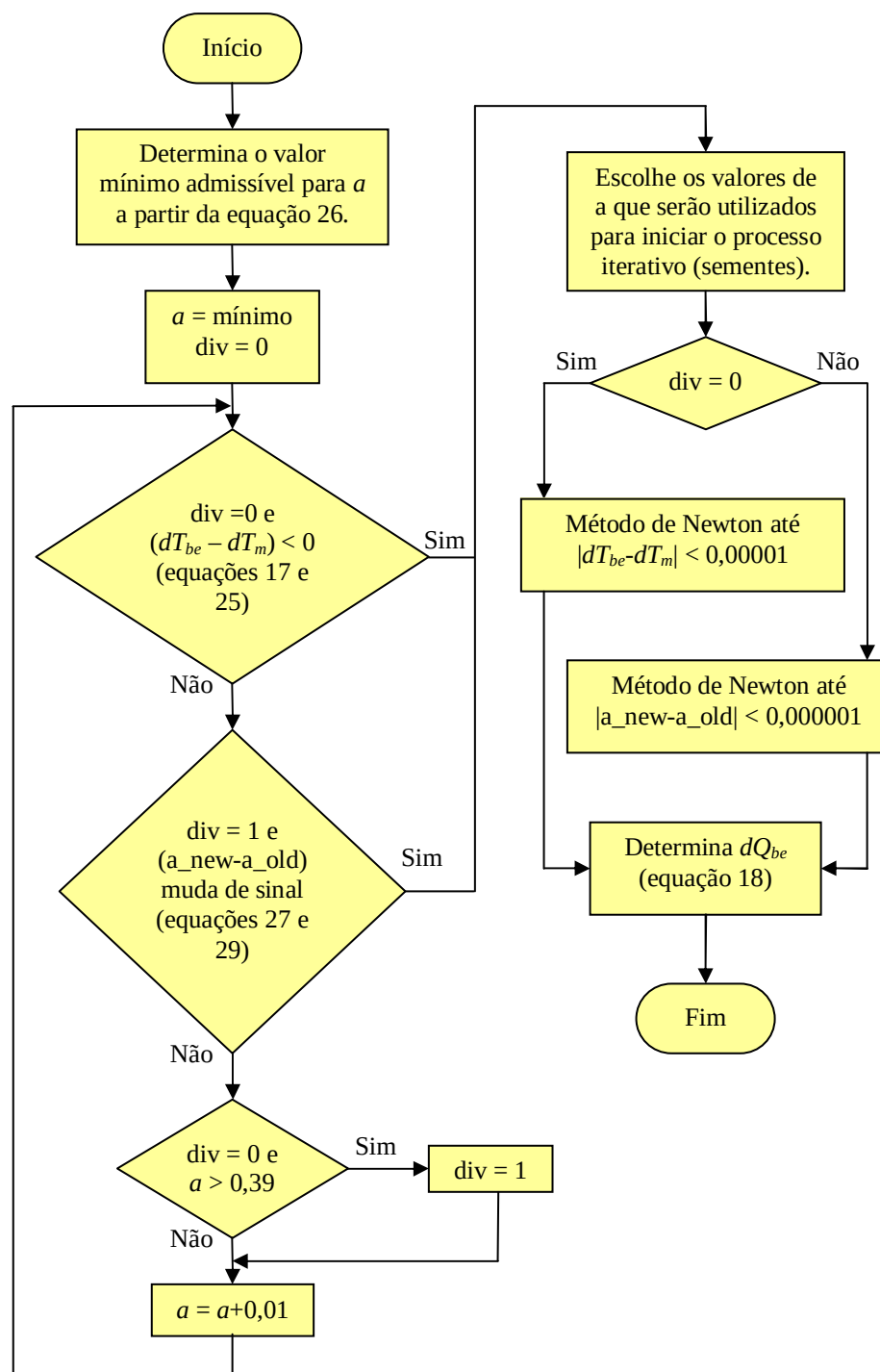


Figura 106 – Fluxograma simplificado do algoritmo de determinação das contribuições (dQ_{be} e dT_{be}) de cada segmento para Q e T .

B. Coeficientes de arrasto e sustentação

Neste anexo apresentam-se as relações adoptadas para a determinação dos coeficientes de arrasto (C_D) e sustentação (C_L) em função do ângulo de ataque (α) e do número de Reynolds (Re). Na secção 2.4.3 do relatório estão expostos de forma sucinta os fundamentos que levaram à adopção de tais relações.

O coeficiente de arrasto (C_D) depende apenas do ângulo de ataque (α) através dos polinómios de quarto e segundo grau apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Relações entre C_D e α .

$\alpha \leq -11,222^\circ$	$C_D = -1,767 \times 10^{-6} \cdot \alpha^4 - 2,039 \times 10^{-4} \cdot \alpha^3 - 7,903 \times 10^{-3} \cdot \alpha^2 - 0,1528 \cdot \alpha - 0,9654$
$11,222^\circ < \alpha \leq 10,004^\circ$	$C_D = 8,051 \times 10^{-5} \cdot \alpha^2 + 1,813 \times 10^{-4} \cdot \alpha + 6,096 \times 10^{-3}$
$\alpha > 10,004^\circ$	$C_D = 5,34 \times 10^{-8} \cdot \alpha^4 - 1,6 \times 10^{-5} \cdot \alpha^3 + 1,31 \times 10^{-3} \cdot \alpha^2 - 3,358 \times 10^{-3} \cdot \alpha - 6,606 \times 10^{-2}$

O coeficiente de sustentação (C_L) depende do ângulo de ataque (α) e do número de Reynolds (Re) através das relações apresentadas na Tabela 22. As variáveis auxiliares presentes nessas relações (x_1 , x_2 , g_x , β e γ) estão definidas, em função do número de Reynolds e do ângulo de ataque, na Tabela 23.

Tabela 22 – Relações entre C_L , α e Re .

$\alpha \leq -21^\circ$	$C_L = -5,207 \times 10^{-6} \cdot \alpha^4 - 7,207 \times 10^{-4} \cdot \alpha^3 - 3,513 \times 10^{-2} \cdot \alpha^2 - 0,6886 \cdot \alpha - 5,154$
$21^\circ < \alpha \leq x_2$	$C_L = (-4,445 \cdot \alpha + 4,517 \cdot \alpha \cdot \gamma - 45,587 \cdot \beta - 37,277 + 94,862 \cdot \gamma) / (87 \cdot \beta - 107)$
$x_2 < \alpha \leq x_1$	$C_L = \gamma \cdot (3,895 \times 10^{-6} \cdot g_x^4 - 2,199 \times 10^{-4} \cdot g_x^3 - 1,097 \times 10^{-3} \cdot g_x^2 + 0,1213 \cdot g_x + 0,07) + 0,365$
$x_1 < \alpha \leq 30^\circ$	$C_L = (-6,9564 \cdot \alpha + 8,8907 \cdot \alpha \cdot \gamma - 105,257 + 213,189 \cdot \beta - 266,72 \cdot \gamma) / (-296 + 201 \cdot \beta)$
$\alpha > 30^\circ$	$C_L = -7,944 \times 10^{-9} \cdot \alpha^5 + 2,618 \times 10^{-6} \cdot \alpha^4 - 3,267 \times 10^{-4} \cdot \alpha^3 + 1,873 \times 10^{-2} \cdot \alpha^2 - 0,4883 \cdot \alpha + 5,746$

Tabela 23 – Relações entre os parâmetros auxiliares da Tabela 22 e α e Re .

$x_1 = 20,1 \cdot \beta + 0,4$
$x_2 = -17,4 \cdot \beta + 0,4$
$\beta = 7,761606 \times 10^{-8} \cdot Re + 0,767152$
$\gamma = 4,414348 \times 10^{-8} \cdot Re + 0,867570$
$g_x = (\alpha + 0,4 \cdot (\beta - 1)) / \beta$

C. Valores de regime permanente

A determinação dos valores de equilíbrio do sistema modelado em regime permanente é importante para a execução de simulações. Quando se pretende efectuar uma simulação a partir de determinadas condições de funcionamento, a alimentação directa do modelo com os valores de regime permanente correspondentes a essa situação tem duas vantagens: elimina a necessidade da adaptação inicial do sistema a essas condições e portanto garante simulações menos demoradas; impede situações de instabilidade decorrentes da colocação involuntária do sistema em condições incompatíveis nos seus diversos componentes (pense-se no caso em que a simulação é iniciada assumindo que o rotor se encontra parado e a velocidade do vento é de 20 m/s).

Os valores de regime permanente são facilmente determinados a partir dos valores da velocidade angular do rotor (Ω) e do binário aerodinâmico (Q) de equilíbrio. A determinação destes dois valores é que é menos imediata, necessitando do recurso a um processo iterativo conforme se explica em seguida.

A determinação do binário de equilíbrio parte da assumpção de um pressuposto relativamente ao modo de funcionamento do aerogerador (desconectado, funcionamento normal ou com binário eléctrico máximo). O valor do binário eléctrico aplicado pelo gerador ao veio de alta velocidade assumirá diferentes valores conforme esse pressuposto (ver Q_e na Tabela 25).

Considerando as equações referentes à modelação da cadeia de transmissão e do gerador, o valor do binário aerodinâmico de equilíbrio será então dado pelas relações presentes na Tabela 24 (notar que $\Omega = \dot{\theta}_1$).

Tabela 24 – Q em função de Ω e do modo de funcionamento do aerogerador.

Gerador desconectado	$Q = \frac{\dot{\theta}_1 b_1}{\eta_q}$
Funcionamento normal	$Q = \frac{\dot{\theta}_1}{\eta_q} \left(b_1 + \frac{k_g i^2}{\dot{\theta}_s \eta_m} \right) - \frac{k_g i}{\eta_q \eta_m}$
Binário eléctrico máximo	$Q = \frac{\dot{\theta}_1 b_1}{\eta_q} + 1286 \frac{i}{\eta_q \eta_m}$

As relações dadas para Q na Tabela 24 estão expressas em função da velocidade angular do rotor do aerogerador (Ω ou θ_1). A outra relação entre essas duas variáveis que permitirá encontrar, através de um processo iterativo, os valores de equilíbrio em regime permanente deriva do algoritmo da aerodinâmica do rotor.

Os valores das restantes variáveis de regime permanente são determinados com base nos valores da velocidade angular de equilíbrio do rotor e dos consequentes binário aerodinâmico e *thrust* conforme apresentado na Tabela 25. Na mesma

tabela são ainda apresentados valores indicativos para as transições entre os modos de funcionamento do aerogerador.

Tabela 25 – Valores das variáveis em regime permanente em função de T , Q_{ss} e Ω_{ss} .

	Relação c/ T , Q_{ss} e Ω_{ss}	Valores indicativos	
		Gerador desconectado	Binário eléctrico máximo
$\Omega_{ss} = \dot{\theta}_1$ [rad/s]	-	< 6,664	> 6,800
Q_{ss} [Nm]	-	< 80,29	> 36970
T [N]	-	< 3127 *	> 25500 *
Q_e [Nm]	$b_3 \cdot (\dot{\theta}_3 - \dot{\theta}_s)$	0	1286
Q_I [Nm]	$Q_{ss} \cdot \eta_q$	< 66,64	> 30685
Pot_I [W]	$Q_1 \cdot \Omega_{ss}$	< 444	> 208658
$\dot{\theta}_3$ [rad/s]	$i \cdot \Omega_{ss}$	< 157,080	> 160,284
s []	$1 - \frac{\dot{\theta}_3}{\dot{\theta}_s}$	> 0	< 0,0204
$\theta_2 - \theta_3$ [rad]	$\frac{Q_e}{k_{23}}$	0	1,286
Pot_g [W]	$Q_e \cdot \dot{\theta}_3$	0	> 206125
Pot [W]	$Pot_g \cdot \eta_g$	0	> 196437
γ [rad]	$\frac{T \cdot H}{k_\gamma - m_n g H}$	< $2,88 \times 10^{-4}$ *	> $2,35 \times 10^{-3}$ *
x [m]	$\gamma \cdot H$	< 0,0086 *	> 0,0705 *

(*) valores indicativos para $\beta_0 = 0^\circ$. Os valores tendem a diminuir para valores de β_0 superiores.

D. Aproximação polinomial da função não linear da aerodinâmica

Na secção 4.1.3 são apresentados os fundamentos da aproximação polinomial à função não linear resultante da aplicação do algoritmo da aerodinâmica. Essa função está expressa na equação 84 que aqui se reproduz:

$$(Q_1, T_1) = f(\beta_0, U_1) \quad (\text{Eq. 84})$$

A aproximação polinomial efectuada está expressa na equação 93 que aqui se reproduz:

$$\begin{aligned} f_i(U_1, \beta_0) = \\ = p_{i1}U_1^2\beta_0^2 + p_{i2}U_1^2\beta_0 + p_{i3}U_1^2 + p_{i4}U_1\beta_0^2 + p_{i5}U_1\beta_0 + p_{i6}U_1 + p_{i7}\beta_0^2 + p_{i8}\beta_0 + p_{i9} \end{aligned} \quad (\text{Eq. 93})$$

sendo o valor do índice i igual a 1, 2 ou 3 conforme as seguintes relações:

- $Q_1 \approx f_1$ se $U_1 \leq 14$ m/s e $\beta_0 \leq 10^\circ$
- $Q_1 \approx f_2$ se $U_1 > 14$ m/s ou $\beta_0 > 10^\circ$
- $T_1 \approx f_3$

Os valores dos parâmetros da equação 93 foram encontrados pela minimização da soma dos quadrados dos erros entre f e f_i e estão apresentados na Tabela 26.

Tabela 26 – Valores dos parâmetros da equação 93.

i	p_{i1}	p_{i2}	p_{i3}	p_{i4}	p_{i5}	p_{i6}	p_{i7}	p_{i8}	p_{i9}
1	0,65962	-10,296	275,2	-11,343	111,54	-1900,5	-48,768	-65,618	3183,9
2	-0,0377	-2,2274	276,75	2,3154	-101,1	-1543,7	-93,231	989,79	-149,39
3	-0,0553	-1,3397	38,735	4,114	-26,49	1689,8	-68,168	-584,09	-4917

As quatro tabelas seguintes apresentam valores dos erros relativos (em módulo) das aproximações polinomiais para diversas combinações de U_1 e β_0 dentro da gama de funcionamento normal do aerogerador. As células assinaladas a verde indicam erros relativos inferiores a 2%, as células a amarelo erros relativos entre 2% e 10% e as células a laranja erros relativos superiores a 10%.

[illegible]

[illegible]

[illegible]

E. Condições de vento e resultados dos controladores

Os sistemas com controladores sintonizados através dos métodos empíricos ou semi-empíricos analisados no capítulo 4 foram sujeitos a uma série de experiências sob diversas condições de vento. Para além de degraus unitários na velocidade do vento a partir de velocidades iniciais diferentes (casos que não serão apresentados aqui), as condições de vento a que os controladores estiveram sujeitos estão apresentadas na Figura 107 e na Figura 108 e as suas origens são explicadas em seguida.

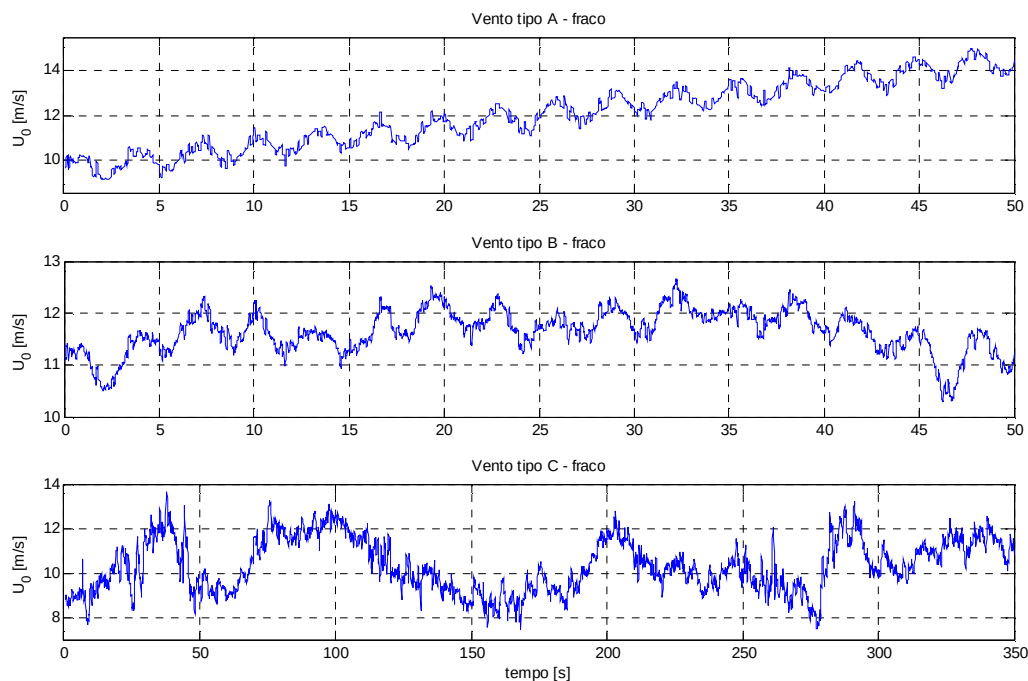


Figura 107 – Aspectos dos sinais de vento fraco tipo A, B e C.

O vento tipo A é uma simulação que resulta da adição dos seguintes sinais:

- sinal constante e igual a 9,5 m/s ou 11,5 m/s conforme se pretenda simular vento forte ou fraco;
- sinal com declive de 0,1 (m/s)/s e valor inicial nulo;
- sinal sinusoidal com amplitude de 0,5 m/s, frequência 2 rad/s e valor inicial nulo;
- sinal resultante da amostragem em intervalos de 0,1 s de uma variável aleatória normal com média nula e desvio padrão unitário.

O vento tipo B é uma simulação que resulta da adição dos seguintes sinais:

- sinal constante e igual a 11 m/s ou 13 m/s conforme se pretenda simular vento forte ou fraco;
- sinal com declive de 0,01 (m/s)/s e valor inicial nulo;

- sinal sinusoidal com amplitude de 0,3 m/s, frequência 2 rad/s e valor inicial nulo;
- sinal resultante da amostragem em intervalos de 0,1 s de uma variável aleatória normal com média nula e desvio padrão unitário;
- sinal resultante da integração no tempo de uma variável aleatória normal com média nula e desvio padrão unitário.

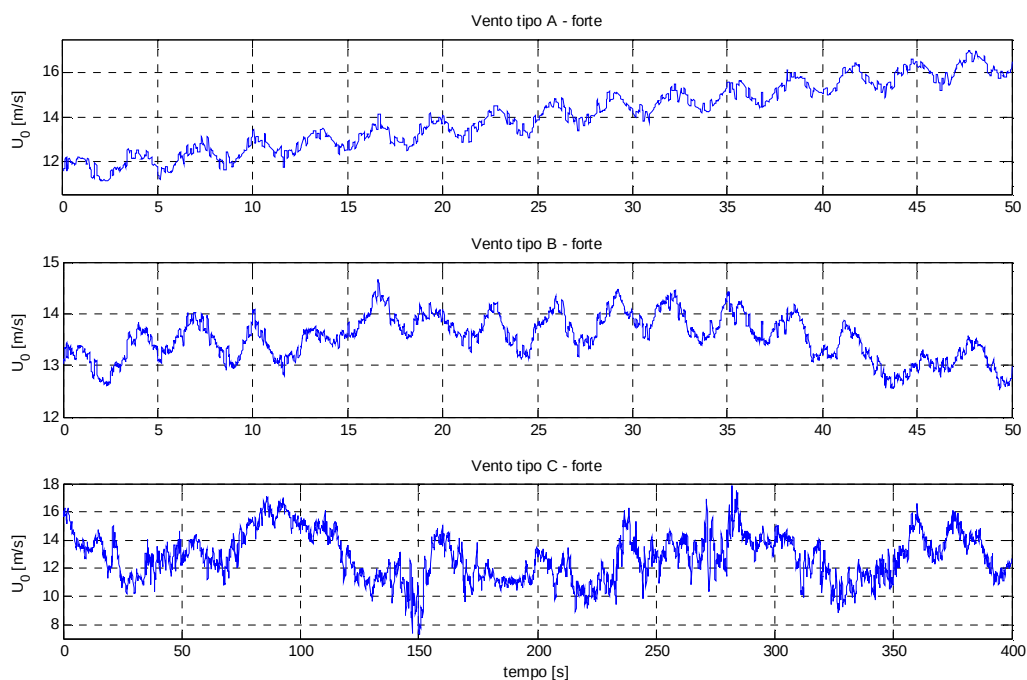


Figura 108 – Aspecto dos sinais de vento forte tipo A, B e C.



Figura 109 – Local de recolha dos dados de vento.

O vento tipo C corresponde a condições de vento real. Tais condições foram simuladas com base em dados recolhidos pelo INEGI⁸⁰ entre Outubro e Dezembro de 2007 na Serra da Cebola, na Cordilheira Central, a cerca de 1100 m de altitude

⁸⁰ INEGI – Instituto de Engenharia Mecânica e Gestão Industrial.

(Latitude: 40,203606° N, Longitude: 7,792882° W) (ver Figura 109). Os dados foram recolhidos por um anenómetro sónico colocado a uma altura de 30 m (coincidente portanto com a altura da torre considerada neste trabalho), com uma frequência de 20 Hz. Uma vez que a gama de frequências relevantes para este trabalho (limitada pela sua frequência de quebra) é inferior a cerca de 10 rad/s, isto é, cerca de 1,6 Hz, uma frequência de amostragem de 10 Hz é suficiente para garantir a excitação de todos os modos de vibração do sistema, pelo que os dados sofreram um processamento posterior adequado. De acordo com os pressupostos de análise deste trabalho, os dados considerados dizem respeito à velocidade horizontal do vento, desprezando a componente vertical e não considerando a direcção do vento.

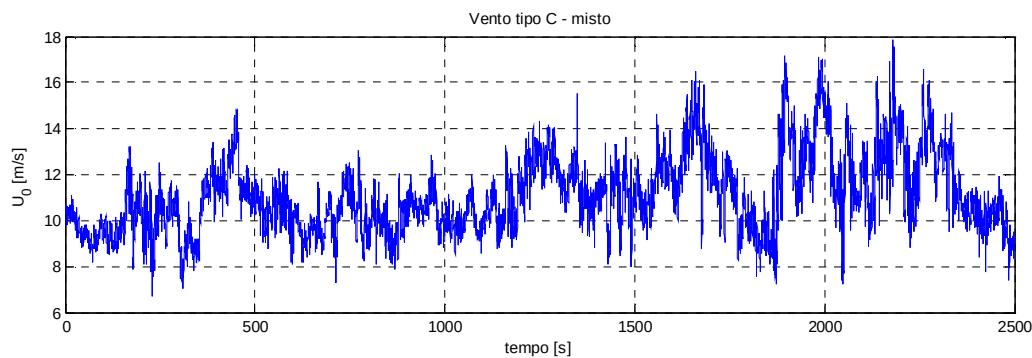


Figura 110 – Aspecto do sinal de vento misto tipo C.

Acerca dos dados de vento real interessa ainda salientar que o terreno onde foram recolhidos apresenta uma morfologia complexa (ver Figura 111), o que pode originar fenómenos de turbulência que dificultam a acção de controlo do aerogerador.



Figura 111 – Morfologia do terreno de recolha dos dados de vento.

Foi ainda considerada uma condição de vento adicional designada ‘vento tipo C – misto’ que consiste numa série temporal de dados de vento reais com uma duração de 2500 s (cerca de 42 minutos) cuja amplitude de velocidades de vento vai de 6,74 m/s a 17,85 m/s (ver Figura 110). Algumas características das séries temporais utilizadas estão sintetizadas na Tabela 31. Medidas de dispersão não são utilizadas para caracterizar os sinais de vento, uma vez que não são um bom indicador da dificuldade que esses sinais colocam ao controlador. Uma caracterização mais adequada dos sinais de vento deveria incluir uma análise frequencial, análise essa que não foi efectuada neste trabalho.

Tabela 31 – Condições de vento utilizadas nas experiências dos controladores.

Intensidade	Tipo	Velocidade mínima [m/s]	Velocidade média [m/s]	Velocidade máxima [m/s]	Duração [s]
fraco	A	9,10	11,99	15,00	50
	B	10,28	11,64	12,67	50
	C	7,46	10,35	13,65	350
forte	A	11,10	13,99	17,00	50
	B	12,28	13,64	14,67	50
	C	7,26	12,81	17,85	400
misto	C	6,74	11,08	17,85	2500

Tabela 32 – Valores dos ganhos do controlador PID nas diversas sintonizações.

Sintonização	Descrição	k [°/W]	Ti [s]	Td [s]	T [s]
zn-f	Ziegler-Nichols para vento fraco	$1,52 \times 10^{-4}$	0,465	0,116	0,253
chr-f	Chien, Hrones, Reswick para vento fraco	$9,26 \times 10^{-5}$	0,982	0,172	0,423
pc-f	Posicionamento do ponto crítico para vento fraco	$1,19 \times 10^{-4}$	0,407	0,000	0,100
cc-f	Cohen-Coon para vento fraco	$1,88 \times 10^{-4}$	0,642	0,104	0,277
2C	Melhor sintonização empírica para vento fraco	$7,00 \times 10^{-5}$	0,900	0,100	0,300
zn-F	Ziegler-Nichols para vento forte	$7,62 \times 10^{-5}$	0,435	0,109	0,239
chr-F	Chien, Hrones, Reswick para vento forte	$4,28 \times 10^{-5}$	0,876	0,153	0,380
pc-F	Posicionamento do ponto crítico para vento forte	$5,97 \times 10^{-5}$	0,380	0,000	0,100
cc-F	Cohen-Coon para vento forte	$7,92 \times 10^{-5}$	0,634	0,101	0,273
1A	Melhor sintonização empírica para vento forte	$3,00 \times 10^{-5}$	0,700	0,100	0,265
GV1	Ganho proporcional variável original	$-1/(1712\beta_0+5)$ (*)	0,7	0,075	0,250
GV2	Ganho proporcional variável ajustado	$-1/(1800\beta_0+5)$ (*)	0,7	0,075	0,250
GV3	Ganhos proporcional e integral variáveis	$-1/(1800\beta_0+5)$ (*)	$1,28-0,08\beta_0$ (**)	0,075	0,250

(*) limitado superiormente a $2,5 \times 10^{-4}$.

(**) limitado inferiormente a 0,5.

Os valores do ganho proporcional e das constantes de tempo integral, derivativa e do dispositivo anti *wind-up* das diversas sintonizações do controlador testadas estão resumidos na Tabela 32.

A Tabela 33 evidencia as melhorias alcançadas no desempenho do sistema controlado com os aperfeiçoamentos introduzidos no controlador de ganhos variáveis (ver GV1, GV2 e GV3 na Tabela 32).

Tabela 33 – Resultados dos ajustes na sintonização do PID de ganhos variáveis.

Sintonização	Tipo de vento	Intensidade	Potência máxima [W]	Erro de potência (*)	Potência média [W]	Desvio padrão de γ [°]
GV1	C	fraco	142128	8,0E+08	81538	0,014
GV2	C	fraco	142433	7,9E+08	81714	0,014
GV3	C	fraco	140934	7,7E+08	81304	0,013
GV1	C	forte	199138	5,1E+08	95844	0,020
GV2	C	forte	199311	4,6E+08	96580	0,019
GV3	C	forte	198367	4,5E+08	95312	0,019
GV1	C	misto	213107	9,3E+08	85508	0,023
GV2	C	misto	205126	6,0E+08	87564	0,016
GV3	C	misto	198376	6,0E+08	86365	0,015

(*) Soma dos quadrados das diferenças entre o valor da potência e o valor da potência de referência (100 kW).

Tabela 34 – Resultados das diversas sintonizações em vento fraco.

Sintonização	Tipo de vento	Intensidade	Potência máxima [W]	Erro de potência (*)	Potência média [W]	Desvio padrão de γ [°]
zn-f	A	fraco	204300	2,7E+09	74332	0,090
chr-f	A	fraco	118447	1,4E+08	98764	0,016
pc-f	A	fraco	203259	2,6E+09	75020	0,098
cc-f	A	fraco	205020	3,5E+09	66430	0,109
2C	A	fraco	122937	1,6E+08	99050	0,015
GV3	A	fraco	121781	2,3E+08	95846	0,010
zn-f	B	fraco	111202	2,2E+07	100154	0,016
chr-f	B	fraco	117623	3,0E+07	101335	0,013
pc-f	B	fraco	201306	6,2E+09	43985	0,124
cc-f	B	fraco	200161	4,9E+09	52810	0,100
2C	B	fraco	118412	5,1E+07	100663	0,010
GV3	B	fraco	124803	7,6E+07	100239	0,008
zn-f	C	fraco	176574	4,3E+09	49257	0,058
chr-f	C	fraco	146195	1,7E+09	72069	0,028
pc-f	C	fraco	187822	2,8E+09	63834	0,056
cc-f	C	fraco	187102	4,8E+09	43680	0,074
2C	C	fraco	148917	7,2E+08	83454	0,013
GV3	C	fraco	140934	7,7E+08	81304	0,013

(*) Soma dos quadrados das diferenças entre o valor da potência e o valor da potência de referência (100 kW).

A Tabela 34, a Tabela 35 e a Tabela 36 apresentam indicadores do desempenho do sistema controlado com diversas sintonizações do controlador em condições de vento fraco, forte e misto, respectivamente.

Tabela 35 – Resultados das diversas sintonizações em vento forte.

Sintonização	Tipo de vento	Intensidade	Potência máxima [W]	Erro de potência (*)	Potência média [W]	Desvio padrão de γ [°]
zn-F	A	forte	116297	4,4E+07	101649	0,015
chr-F	A	forte	127517	1,1E+08	105949	0,014
pc-F	A	forte	213305	2,9E+09	90170	0,064
cc-F	A	forte	118158	4,6E+07	102223	0,014
1A	A	forte	130722	1,5E+08	106885	0,014
GV3	A	forte	125283	1,1E+08	104453	0,012
zn-F	B	forte	116475	2,5E+07	101076	0,009
chr-F	B	forte	129182	9,1E+07	103858	0,008
pc-F	B	forte	207915	1,5E+09	94528	0,053
cc-F	B	forte	116563	3,3E+07	101600	0,008
1A	B	forte	137633	1,5E+08	105171	0,010
GV3	B	forte	125059	7,4E+07	103275	0,007
zn-F	C	forte	212272	6,2E+09	54162	0,085
chr-F	C	forte	209797	1,2E+09	94197	0,033
pc-F	C	forte	213873	3,1E+09	85742	0,061
cc-F	C	forte	213154	5,6E+09	67187	0,090
1A	C	forte	198933	5,1E+08	98752	0,018
GV3	C	forte	198367	4,5E+08	95312	0,019

(*) Soma dos quadrados das diferenças entre o valor da potência e o valor da potência de referência (100 kW).

Tabela 36 – Resultados das melhores sintonizações em vento misto.

Sintonização	Tipo de vento	Intensidade	Potência máxima [W]	Erro de potência (*)	Potência média [W]	Desvio padrão de γ [°]
1A	C	misto	198932	6,8E+08	86815	0,014
2C	C	misto	214449	1,4E+09	81035	0,035
GV3	C	misto	198376	6,0E+08	86365	0,015

(*) Soma dos quadrados das diferenças entre o valor da potência e o valor da potência de referência (100 kW).