

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS PARA ANÁLISE NUMÉRICA DA ESTEIRA
AERODINÂMICA DA TURBINA EÓLICA NREL UAE PHASE VI

por

Gustavo Dias Fleck

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, maio de 2012

SIMULAÇÃO DE GRANDES ESCALAS PARA ANÁLISE NUMÉRICA DA ESTEIRA
AERODINÂMICA DA TURBINA EÓLICA NREL UAE PHASE VI

por

Gustavo Dias Fleck
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof^ª. Dr^ª. Adriane Prisco Petry

Aprovada por:

Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos, EE/FURG

Prof^ª. Dr^ª. Maria Luiza Sperb Indrusiak, PPG - Eng. Mec./UNISINOS

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Francis H. R. França
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 18 de maio de 2012

*Dedico este trabalho aos meus pais Wanderley
e Roseli, devido ao apoio permanente.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me ajudaram ou me incentivaram de alguma forma para a realização deste trabalho. À minha família, que sempre me apoiou durante toda a trajetória. À UFRGS por disponibilizar um ambiente adequado à pesquisa. À orientação dada pela Prof^a. Dr^a. Adriane Prisco Petry, que me ajudou a superar muitas dificuldades. Aos professores do PROMEC/UFRGS pelos conhecimentos transmitidos. Aos colegas do GESTE pela amizade e apoio. Ao CESUP pelos recursos computacionais. Ao CNPq por me agraciar com uma bolsa de estudos durante o período da pesquisa.

RESUMO

O experimento *Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI*, realizado no ano de 2000 pelo Laboratório Nacional norte-americano para as Energias Renováveis (NREL) no túnel de vento *Ames* da NASA, foi reproduzido numericamente neste trabalho. O objetivo é o estudo das características da esteira aerodinâmica produzida pela turbina eólica de duas pás e 10 metros de diâmetro, operando à velocidade de rotação constante de 72 RPM, sujeita a uma velocidade de corrente livre do vento uniforme de 9 m/s, em um túnel de vento cuja seção de testes mede 36,6 m de largura por 24,4 m de altura e o comprimento mede 170 m. Para isso, foi utilizado o programa comercial ANSYS FLUENT versão 13.0, baseado no Método dos Volumes Finitos para a solução numérica das Equações de Navier-Stokes em regime transiente em conjunto com a Simulação de Grandes Escalas (SGE) para resolver a turbulência. As geometrias de todos os componentes da máquina foram criadas em software CAD. Um domínio móvel em forma de disco, contendo as pás do rotor e o hub da máquina, foi criado separadamente, e posteriormente inserido no domínio principal, estático, usando a ferramenta Moving Mesh disponível no software FLUENT. Ambos os domínios foram preenchidos por malhas compostas por tetraedros. Dados provenientes das simulações numéricas foram comparados aos dados experimentais de velocidade fornecidos por dois anemômetros sônicos instalados 5,8 m à jusante do rotor, ao que foi verificada boa concordância, com diferenças da ordem de 1% para o anemômetro 1 e 6% para o anemômetro 2. Resultados de velocidade na linha de centro do túnel e perfis de velocidade à jusante foram comparados com recente estudo numérico, e revelam diferenças importantes entre dados obtidos pela SGE, principalmente no que se refere à detecção de picos e flutuações relacionados às escalas turbulentas, e dados obtidos através da modelagem clássica da turbulência, RANS. As perturbações ultrapassaram a marca dos 10 diâmetros à jusante e atingiram o final do domínio localizado a 15 diâmetros. A esteira não apresentou simetria axial, e o ponto de maior redução na velocidade do escoamento foi detectado fora da linha de centro do rotor.

Palavras-chave: Turbina Eólica de Eixo Horizontal, Dinâmica dos Fluidos Computacional, NREL UAE *Phase VI*, Simulação de Grandes Escalas, Esteira aerodinâmica.

ABSTRACT

The *Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI*, which has been carried out in 2000 by the US National Renewable Energy Laboratory (NREL) at the NASA Ames wind tunnel, has been numerically reproduced. The purpose of this work is to study the characteristics of the wind wake produced by the 10 meter two bladed wind turbine, operating at a constant rotational speed of 72 RPM, subject to a free stream wind velocity of 9 m/s, inside a wind tunnel in which dimensions are 36.6 m in width, 24.4 m in height and length of 170 m. To achieve that, the ANSYS FLUENT version 13.0 commercial code, based in the Finite Volume Method to numerically solve the Navier-Stokes equations in transient state, has been used, together with the Large Eddy Simulation (LES) to characterize the turbulence. Geometries of all the machine components have been created in CAD software. A disc shaped moving domain, containing the blades and hub, has been created separately, and later inserted into the main, static domain, using the *Moving Mesh* tool available in the software. Both domains have been filled with meshes composed by tetrahedra. Data collected at the numerical simulations have been compared to experimental wind speed data provided by two sonic anemometers installed 5.8 m downstream from the rotor, for which a good agreement has been found, with differences of approximately 1% to the anemometer 1 and 6% to the anemometer 2. Results of wind velocity at the tunnel centerline and velocity profiles downstream have been compared with recent numerical study, and show important differences between data obtained by LES, especially with regard to the detection of peaks and fluctuations related to the turbulent scales, and data obtained by the classic turbulence modeling, RANS. Disturbances have passed the 10 diameter mark and reached the end at the domain located at 15 diameters. The wake did not show axial symmetry and the point of maximum reduction in the flow speed was detected outside the rotor centerline.

Keywords: Horizontal Axis Wind Turbine, Computational Fluid Dynamics, NREL UAE *Phase VI*, Large Eddy Simulation, Wind Wake.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Histórico	1
1.2	Aerogeradores modernos	3
1.3	Cenário mundial e nacional	4
1.4	Objetivos e Justificativas	7
2	A ESTEIRA AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS.....	10
2.1	Publicações relacionadas	10
3	A CONVERSÃO DE ENERGIA DO VENTO	20
3.1	Estimativa da potência do vento	20
3.1.1	O triângulo de velocidades	21
3.1.2	A curva de potência	24
3.2	A esteira aerodinâmica	25
3.2.1	A rotação da esteira	27
4	MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA DE ESCOAMENTOS	29
4.1	As equações de Navier-Stokes.....	29
4.2	Modelagem da turbulência	31
4.2.1	Modelagem sub-malha da turbulência.....	34
4.3	Métodos numéricos na simulação de escoamentos	36
4.3.1	Discretização das equações governantes	37
4.3.2	Discretização espacial.....	39
4.3.3	Discretização temporal	39
5	CASO EM ESTUDO: O EXPERIMENTO UAE PHASE VI	41
5.1	Objetivos do experimento.....	41
5.2	O túnel de vento.....	42
5.3	A turbina do teste.....	42
5.4	Geometria da pá da turbina.....	43
5.5	Medição da velocidade do vento à jusante da turbina	47
6	METODOLOGIA COMPUTACIONAL	48
6.1	Definição e modelagem geométrica do problema	48
6.2	Discretização: geração da malha de volumes finitos	50
6.3	Tratamento na proximidade da parede.....	52
6.4	Condições iniciais e de contorno	53
6.5	Execução das simulações.....	54
7	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	55
7.1	Análise dos resultados nos anemômetros e estudo de qualidade de malha	55
7.2	Análise do Passo de Tempo	57
7.3	Velocidades na linha de centro	59
7.4	Distribuições axiais de velocidade.....	63

8	CONCLUSÕES.....	70
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	72

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Configurações do rotor de uma TEEH.....	4
Figura 1.2 – Os 10 países líderes em taxa de crescimento, em 2010	5
Figura 1.3 – Os 10 países líderes em capacidade total, em 2010	5
Figura 2.1 – Estimativas de resultados do rotor do experimento UAE <i>Phase VI</i> . (a) Empuxo, (b) Torque	13
Figura 2.2 – Velocidades axiais e desvios-padrão em função da velocidade de entrada do túnel, para os anemômetros 1 e 2 respectivamente	15
Figura 2.3 – Desempenho computacional do código PUMA2 em diferentes clusters	17
Figura 3.1 - Definição das forças, velocidades e ângulos	22
Figura 3.2 – Curva de potência para um aerogerador genérico.....	24
Figura 3.3 – Representação esquemática da esteira aerodinâmica.....	27
Figura 3.4 – Sistema de vórtices em uma asa finita	28
Figura 3.5 – Esquema dos vórtices em um rotor em operação.....	28
Figura 5.1 – Túnel de Vento NASA Ames.....	43
Figura 5.2 – Turbina montada na seção de testes	44
Figura 5.3 – O perfil S809	45
Figura 5.4 – Distribuição do ângulo de torção da pá.....	45
Figura 5.5 – Esquema da raiz da pá (medidas em metros)	46
Figura 5.6 – Dimensões da pá planificada.....	46
Figura 5.7 – Posicionamento dos anemômetros	47
Figura 6.1 – A pá, desenhada em software CAD	49
Figura 6.2 – Detalhe do processo de geração da pá.....	50
Figura 6.3 – O rotor completo	50
Figura 6.4 – O domínio em toda a sua extensão.....	51
Figura 6.5 – Detalhe da malha na região do rotor	52
Figura 7.1 – Variação da velocidade nos anemômetros em função da discretização, em comparação com [Larwood, 2003].....	56
Figura 7.2 – Velocidades adimensionais na linha de centro ao longo de todo o domínio. Dados referentes ao modelo $k-\omega$ SST publicados por [Wenzel, 2010]	60
Figura 7.3 – Evolução da velocidade adimensional no eixo para diversos instantes, $\theta_p = 0^\circ$	61

Figura 7.4 – Comparação da velocidade adimensional na linha de centro no instante $t = 8$ s .	62
Figura 7.5 – Comparação entre a magnitude da velocidade e sua componente axial na linha de centro, no instante $t = 20$ s	63
Figura 7.6 – Perfis de velocidade à jusante no instante $t = 20$ s, $\theta_p = 0^\circ$, em comparação com [Wenzel, 2010]	64
Figura 7.7 – Perfis de velocidade à jusante no instante $t = 8$ s, $\theta_p = 3^\circ$ em comparação com [Wenzel, 2010]	65
Figura 7.8 – Comparação entre os perfis de velocidade no instante $t = 8$ s, para ambos θ_p ...	65
Figura 7.9 – Perfis de velocidade nos segundos finais, $x/D = 10$, $\theta_p = 0^\circ$	67
Figura 7.10 – Perfis de velocidade nos instantes finais, $x/D = 10$, $\theta_p = 0^\circ$	67
Figura 7.11 – Evolução da esteira nos 5 segundos finais da simulação, $\theta_p = 0^\circ$	68
Figura 7.12 – Distribuições de velocidade nos segundos finais, $x/D = 2,5$, $\theta_p = 0^\circ$	69

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Potencial eólico do Rio Grande do Sul para alturas de 50, 75 e 100 metros (unidade: MW)	7
Tabela 6.1 – Parâmetros das sequências de medição reproduzidas.....	49
Tabela 6.2 – Simulações realizadas	54
Tabela 7.1 - Valores da velocidade do vento medida nos anemômetros, em m/s	56
Tabela 7.2 – Diferenças entre os valores medidos e os experimentais.....	57
Tabela 7.4 – Números de Courant para as malhas utilizadas	58

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BEM	<i>Blade Element/Momentum Theory</i>
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional
CFL	Número ou critério de Courant-Friedrich-Levy
CT	Coeficiente de Empuxo
DES	<i>Detached Eddy Simulations</i>
DNS	Simulação Numérica Direta
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método dos Elementos Finitos
MVF	Método dos Volumes Finitos
N-S	Navier-Stokes (equações)
NREL	<i>National Renewable Energy Laboratory</i>
NASA	<i>North American Space Agency</i>
NWTC	<i>Northeast Wisconsin Technical College</i>
PIV	<i>Particle Image Velocimetry</i>
RANS	<i>Reynolds-Averaged Navier-Stokes</i>
SGE	Simulação de Grandes Escalas
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
TEEH	Turbina Eólica de Eixo Horizontal
UAE	<i>Unsteady Aerodynamics Experiment</i>

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos romanos

a_{nb}	Coeficiente linearizado de ϕ_{nb}
a_p	Coeficiente linearizado de ϕ
A	Área circular do rotor, $[\text{m}^2]$
\vec{A}	Vetor área de superfície, $[\text{m}^2]$
B	Número de pás
c	Comprimento da corda do perfil aerodinâmico, $[\text{m}]$
C_1	Constante
C_D	Coeficiente de arrasto
C_L	Coeficiente de sustentação
C_p	Coeficiente de potência
$C_{P,BETZ}$	Coeficiente de potência de Betz
C_{ij}	Tensor cruzado
C_S	Constante de Smagorinsky
C_T	Coeficiente de empuxo
dF_D	Força de arrasto na pá, $[\text{N}]$
dF_L	Força de sustentação, $[\text{N}]$
dF_N	Força de arrasto na torre, $[\text{N}]$
dF_T	Torque útil, $[\text{Nm}]$
D	Diâmetro do rotor, $[\text{m}]$
f	Face de uma célula
F	Função genérica original
\bar{F}	Função genérica filtrada de grandes escalas
F'	Função genérica filtrada sub-malha
G	Função filtro
k	Energia cinética da turbulência, $[\text{m}^2/\text{s}^2]$
l	Escala de comprimento, $[\text{m}]$

L_{ij}	Tensor de Leonard
n	Valor de uma variável no instante atual
N_{FACES}	Número de faces da célula
p	Pressão, [Pa]
P	Potência gerada, [W]
P_{BETZ}	Potência máxima de Betz, [W]
Q	Torque resultante, [Nm]
r	Raio de giro do rotor, [m]
r_{int}	Raio do domínio rotativo, [m]
S_{ij}	Tensor taxa de deformação
S_{ϕ}	Fonte de ϕ por unidade de volume, $\left[\frac{W}{m^3}\right]$
t	Tempo, [s]
T	Força resultante, [N]
u	Velocidade de corrente livre axial, [m/s]
u_i, u_j	Componentes de velocidade nas direções i e j , [m/s]
u_L	Velocidade local, [m/s]
u_{res}	Velocidade resultante, [m/s]
$\overline{u_i}, \overline{u_j}$	Componentes médias da velocidade, [m/s]
u'_i, u'_j	Componentes de perturbação da velocidade, [m/s]
v	Velocidade no plano de rotação, [m/s]
\vec{v}	Vetor velocidade, [m/s]
w	Velocidade resultante para a máxima potência de Betz, [m/s]
\vec{x}	Vetor posição, [m]
x_i, x_j	Coordenadas nas direções i e j , [m]
x_{min}	Menor dimensão da célula, [m]
y^+	Distância adimensional à parede
V	Volume da célula, $[m^3]$

Símbolos gregos

α	Ângulo de ataque do vento, [rad]
γ	Produção de tensões turbulentas, $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right]$
Γ_ϕ	Coefficiente de difusão para a variável ϕ
δ_{ij}	Delta de <i>Kronecker</i>
Δ	Tamanho característico do filtro, [m]
Δ_ϕ	Gradiente de ϕ
ε	Dissipação de tensões turbulentas, $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}^3} \right]$
θ_p	Ângulo de passo da pá, [rad]
λ	Razão de velocidade de ponta de pá
ν	Viscosidade cinemática, $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$
ν_t	Viscosidade turbulenta, $\left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$
ρ	Massa específica, $\left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$
$\rho_f \overrightarrow{v_f} \overrightarrow{A_f}$	Fluxo de massa através da face f , $\left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
τ_{ij}	Tensor de Reynolds sub-malha
φ	Ângulo relativo do vento, [rad]
ϕ	Variável escalar genérica
ϕ_f	Valor de ϕ convectada através da face f
ϕ_{nb}	Valor de ϕ na célula vizinha
$\nabla \phi_f$	Gradiente de ϕ na face f

1 INTRODUÇÃO

O conceito de energia limpa está bastante em voga atualmente. O grande aumento na demanda energética mundial durante o século XX, o aumento da temperatura média global e preocupações quanto ao esgotamento dos recursos fósseis são os propulsores de uma mentalidade que já está se disseminando entre uma opinião pública cada vez mais receptiva à geração de eletricidade através de fontes pouco agressivas ao ambiente.

Dentre essas fontes está a eólica. Consequência, principalmente, das diferenças de temperatura entre pontos da superfície terrestre, o recurso eólico é uma forma indireta da energia solar, e está sempre sendo reabastecido pelo sol. Estima-se que aproximadamente 10 milhões de MW de energia são disponibilizados pelo vento [Joselin Herbert *et al.*, 2007], enquanto que, no final de 2010, todos os aerogeradores instalados no mundo contribuíram com uma parcela que representa 2,5% da demanda global de energia elétrica [WWEA, 2011]. Além disso, analistas apontam que a energia eólica representará 5% da matriz energética mundial até o ano de 2020, enquanto a organização *Greenpeace* defende que, até o mesmo ano, a eólica será capaz de representar até 10% da matriz energética mundial [Joselin Herbert *et al.*, 2007].

Para converter a energia eólica com alta eficiência, é necessário alocar aerogeradores em grupos, ou fazendas eólicas, uma vez que áreas com recursos eólicos adequados são limitadas [Magnusson e Smedman, 1999]. Em parques eólicos, entretanto, as turbinas interferem umas nas outras. O campo de escoamento do ar imediatamente à jusante do rotor é alterado por sua velocidade angular e pela geometria de suas pás. O rotor faz com que a velocidade axial do vento diminua, além de provocar a rotação do escoamento na direção oposta e aumento da intensidade de turbulência [Massouh e Dobrev, 2007]. O estudo, e o consequente conhecimento da esteira aerodinâmica de turbinas eólicas, se mostram importantes tanto para o caso de projetos de parques eólicos quanto para que se conheça o escoamento através do aerogerador.

1.1 Histórico

A turbina eólica tem um histórico singular dentre as demais máquinas primitivas. Sua gênese está perdida na antiguidade, mas sua existência como um provedor de potência mecânica útil ao longo dos últimos milhares de anos foi solidamente estabelecida. O moinho

de vento, que despontou ao lado da roda d'água como uma das duas primeiras máquinas baseadas na energia cinética de recursos naturais, alcançou seu apogeu nos séculos XVII e XVIII [Spera, 2009].

Desde a idade média, moinhos de vento de eixo horizontal eram parte da economia rural e só caíram em desuso com o advento e popularização de motores estacionários movidos a combustíveis fósseis e a expansão da eletrificação rural. O uso de turbinas eólicas para gerar eletricidade remonta ao final do século XIX, com a turbina de 12 kW de corrente contínua construída por Charles Brush nos EUA e a pesquisa desenvolvida por Poul la Cour na Dinamarca. Apesar disso, durante grande parte do século XX, houve pouco interesse em utilizar a energia do vento para gerar eletricidade salvo para fins de recarga de baterias em localizações remotas, e esses sistemas de baixa potência foram rapidamente aposentados no momento em que o acesso à rede elétrica tornou-se disponível.

A partir da década de 1930, diversas tentativas isoladas foram feitas ao redor do mundo, lançando mão das mais variadas configurações em busca de padrões para a geração de energia elétrica a partir do vento. Apesar dos avanços tecnológicos, houve pouco interesse real em empregar a energia eólica até a forte alta do preço do petróleo em 1973.

A subida repentina dos preços do barril de petróleo estimulou alguns governos a conceder financiamentos substanciais para programas de pesquisa, desenvolvimento e demonstração de novas tecnologias, os quais favoreceram a produção de muito conhecimento importante nos campos científico e de engenharia. No entanto, os problemas de se operar aerogeradores muito grandes, sem equipes instaladas nas proximidades e em condições climáticas difíceis foram, de forma geral, subestimados, e a confiabilidade dos protótipos não era boa. O Conceito Dinamarquês de turbina eólica surgiu a partir de um rotor de três pás regulado por *stall* (onde o fenômeno do estol é utilizado para reduzir a velocidade do rotor), na configuração *upwind* (o plano do rotor está localizado à frente da máquina), e um gerador síncrono acoplado ao sistema de transmissão. Essa arquitetura aparentemente simples mostrou-se notavelmente bem-sucedida e foi implementada em turbinas de até 60 m de diâmetro e com potência de até 1,5 MW [Gasch e Twele, 2002].

A partir dos anos 1990, o principal motivo para se utilizar turbinas eólicas para produzir eletricidade foi a baixa quantidade de emissões de CO₂ (durante o ciclo de vida inteiro da turbina, desde a manutenção, instalação, operação até o decomissionamento) e o potencial da energia dos ventos de contribuir para mitigar o fenômeno das mudanças climáticas. Então, por volta de 2006, o altíssimo preço do petróleo e preocupações a respeito

da segurança de recursos energéticos levaram a mais um aumento no interesse em energia eólica e uma sucessão de políticas foram estabelecidas em muitos países para fomentar seu uso [Burton *et al.*, 2001].

Como uma tecnologia de geração energética relativamente nova, a eólica precisa de suporte financeiro para estimular seu desenvolvimento e atrair investimentos da iniciativa privada. Esse suporte é dado em muitos países e é visto como um reconhecimento à contribuição da eólica para a atenuação das mudanças climáticas e para a segurança dos sistemas energéticos nacionais. Medidas de apoio mais gerais para geração de energia elétrica de baixo nível de emissões de carbono, como o Sistema Europeu de Comércio de Emissões (EU ETS), ou outras políticas de comércio de créditos de carbono, fornecem apoio significativo para o desenvolvimento da energia eólica no futuro [Burton *et al.*, 2001].

1.2 Aerogeradores modernos

Atualmente, há três conceitos de turbinas eólicas operando comercialmente. As turbinas Savonius e Darrieus são máquinas de eixo vertical cujos sistemas mecânicos e elétricos estão instalados ao nível do solo. O design mais comum de aerogerador é a Turbina Eólica de Eixo Horizontal (TEEH). Isso significa que o eixo de rotação é paralelo ao solo. Os rotores de uma TEEH são normalmente classificados de acordo com sua orientação (*upwind* ou *downwind*, ou à frente ou atrás da torre, respectivamente), tipo de hub (rígido ou oscilante), sistema de controle (*pitch* ou *stall*), número de pás (geralmente duas ou três), e a forma com que se alinham à direção do vento (*yaw* ativo ou passivo). A maioria de seus sistemas mecânicos e elétricos está instalada ao nível do eixo de rotação, longe do solo. A Figura 1.1 mostra as configurações *upwind* e *downwind* de uma TEEH [Manwell *et al.*, 2002].

As turbinas eólicas modernas para geração de eletricidade usam a força de sustentação produzida pelas pás para impulsionar o rotor. Uma grande velocidade de rotação é desejável, pois isso contribui para diminuir a razão de redução da caixa de engrenagens, quando existentes, ou para a melhora do desempenho dos sistemas sem caixa de engrenagens, o que conduz a rotores de baixa solidez (razão entre a área das pás e a área varrida por sua movimentação). Esses rotores de baixa solidez atuam como eficazes concentradores de energia e, como resultado, o período de compensação da energia de uma turbina, em uma boa localização, é de menos de um ano, ou seja, a energia gasta para fabricar e instalar o aerogerador é compensada ainda em seu primeiro ano de operação [Burton *et al.*, 2001].

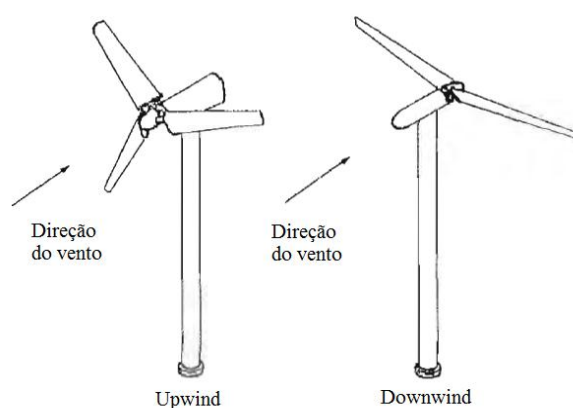


Figura 1.1 – Configurações do rotor de uma TEEH
[Adaptado de Manwell *et al.*, 2002]

1.3 Cenário mundial e nacional

O ano de 2012 inicia com a China ocupando a primeira posição mundial em termos de capacidade instalada total. Ainda em 2010, ela ultrapassou os Estados Unidos, adicionando mais 18.928 MW à sua rede naquele ano, o que representa mais de 50% do mercado mundial de aerogeradores novos [WWEA, 2011]. Os Estados Unidos, por sua vez, até a década de 1980, possuíam 95% da capacidade instalada mundial. Lá, o custo da eletricidade produzida pelo vento caiu de 35 centavos de dólar por kWh nos anos 1980 para 4 *cents*/kWh em 2001. O projeto de 300 MW, na fronteira entre os estados de Oregon e Washington, será a maior fazenda eólica do mundo [Joselin Herbert *et al.*, 2007].

A Europa, em 2007, era a líder mundial em energia eólica. Projetos *offshore* estão despontando nas costas da Bélgica, Dinamarca, França, Alemanha, Irlanda, Holanda, Suécia e do Reino Unido. A Alemanha tem feito progressos consideráveis em capacidade instalada desde 1991, e costuma ditar o ritmo do mercado europeu. Sua capacidade instalada, ao final de 2004, era de 16.500 MW [Joselin Herbert *et al.*, 2007]. Atualmente, as maiores taxas de crescimento, em relação à instalação de parques *onshore*, estão em países do leste europeu. O país europeu que mais instalou aerogeradores em 2010 foi a Romênia, que aumentou sua capacidade em 40 vezes. Logo após, está a vizinha Bulgária, que viu seu mercado crescer 112%. Esses foram os dois únicos países em que o mercado de energia eólica cresceu mais do que 100% no ano de 2010 [WWEA, 2011]. A Figura 1.2 e a Figura 1.3 apresentam essas informações para diversos países.

Os 10 países líderes em taxa de crescimento [%]
- Mercados com mais de 200 MW

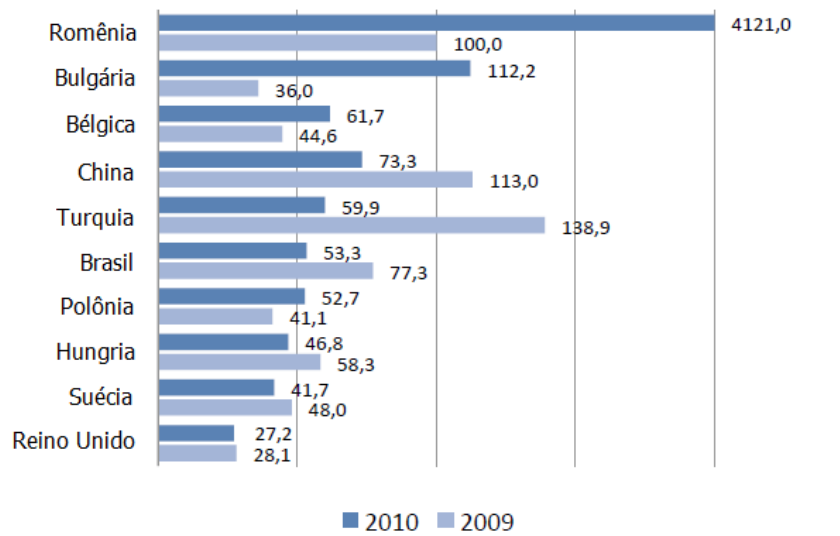


Figura 1.2 – Os 10 países líderes em taxa de crescimento, em 2010

[Adaptado de WWEA, 2011]

Os 10 países líderes em capacidade total [MW]

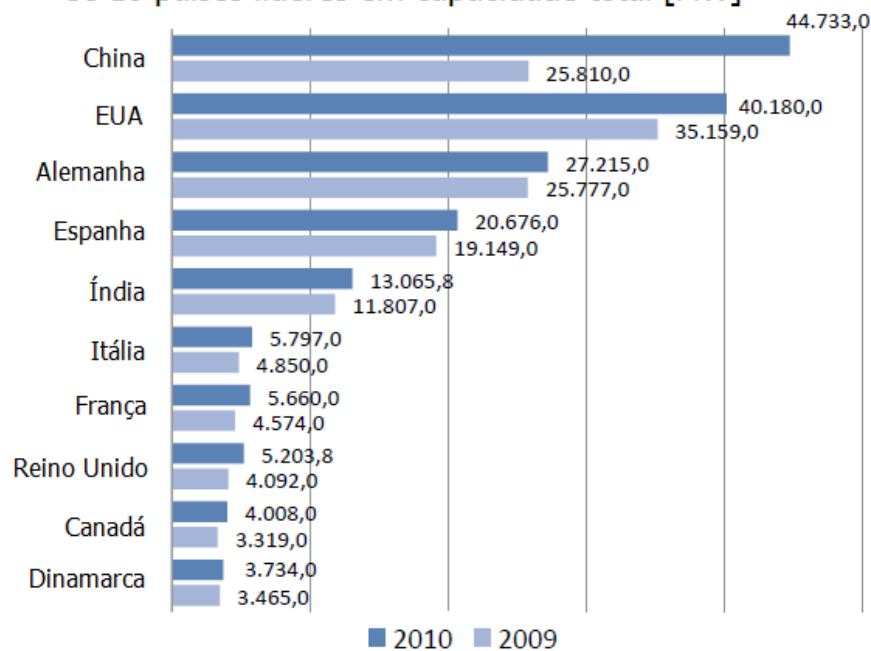


Figura 1.3 – Os 10 países líderes em capacidade total, em 2010

[Adaptado de WWEA, 2011]

África e América Latina continuam atrasadas em relação ao restante do mundo no que toca ao uso comercial da energia dos ventos. Na África do Sul e no Brasil, entretanto, projetos

de grandes parques já estão em planejamento e execução e já há alguma capacidade instalada [WWEA, 2011].

O Brasil, ao final de 2010, ocupava a 21^a posição no ranking mundial em termos de capacidade eólica instalada, com um total de 920 MW. Apenas naquele ano, o país instalou mais 320 MW, o que representou um aumento de 53,3% em seu mercado. As previsões para os próximos 20 anos apresentam uma tendência à manutenção desse crescimento. Estima-se que o país verá a participação das energias renováveis como um todo crescer dos atuais 356 TWh (valores de 2010) para 1250 TWh em 2030. Em termos percentuais, isso significa que a participação das energias renováveis na composição da matriz energética brasileira saltará de 1,8% para 3,9% [EPE, 2007].

No Rio Grande do Sul, a energia eólica passou a ser realidade a partir da inauguração do Parque Eólico na região de Osório, em abril de 2006. O projeto é subdividido em três parques: Osório, Sangradouro e Índios, com 75 aerogeradores. Cada parque possui 25 máquinas, com potência nominal de 2 MW cada uma. Os três parques juntos formam o maior parque eólico da América Latina, com potência instalada de 150 MW [Capeletto e Moura, 2010].

O Ministério de Minas e Energia, por meio da Empresa de Pesquisa Energética (EPE), realizou um leilão para a compra de energia oriunda da fonte eólica em 14 de dezembro de 2009, o primeiro leilão específico para a construção de novas usinas eólicas no país. O Rio Grande do Sul situou-se na segunda posição em número de empreendimentos inscritos, totalizando 86 projetos com potência total de 2.894 MW, ficando atrás apenas do estado do Rio Grande do Norte [Capeletto e Moura, 2010]. Desses empreendimentos, dois já estão em fase de construção: um parque eólico em Santana do Livramento, na fronteira com o Uruguai, e outro em Santa Vitória do Palmar, no litoral sul do estado.

O expressivo potencial eólico do estado pode ser observado na Tabela 1.1. Para ventos a 50 metros do solo, o potencial eólico fica em torno de 34.360 MW (*onshore* e *offshore*); enquanto que para ventos a 75 metros o potencial total salta para 73.940 MW [Capeletto e Moura, 2010]. Esses valores foram estimados considerando-se ventos superiores a 7 m/s. Mesmo sendo considerados os baixos fatores de potência das usinas eólicas, pode-se afirmar que há potencial no Rio Grande do Sul. Os custos atuais da geração de eletricidade por meio da energia dos ventos são o principal entrave para o seu crescimento, problema que provavelmente será superado no futuro.

Tabela 1.1 - Potencial eólico do Rio Grande do Sul para alturas de 50, 75 e 100 metros (unidade: MW)

Local de Implantação	Velocidade do Vento m/s	50m		75m		100m***	
		Potência	Fator de Carga %	Potência*	Fator de Carga %	Potência*	Fator de Carga %
Em solo firme (on shore)	7,0 – 7,5	12.290	>29	42.320	>27	82.650	>24
	7,5 – 8,0	2.990	>34	10.120	>32	27.600	>28
	8,0 – 9,0	560	>39	1.990	>37	4.950	>37
Total (on shore)	> 7,0	15.840	>29	54.430	>29	115.200	>24
Sobre a água** (off shore)	7,0 – 7,5	9.220	>30	4.610	>28	1.610	>24
	7,5 – 8,0	8.040	>35	10	>33	10.810	>29
	8,0 – 9,0	1.260	>39	4.920	>37	7.320	>35
Total (off shore)	> 7,0	18.520	>30	9.540	>30	19.740	>24
Total Global	> 7,0	34.360	>30	63.970	>30	134.940	>24

* Para a hipótese do uso de 20% das áreas disponíveis para instalação dos Parques Eólicos

** Hipótese formulada sobre as lagoas Patos, Mirim e Mangueira, com áreas extensas e pequenas profundidades

*** Valores estimados

Fontes: Atlas eólico do Rio Grande do Sul e Balanço Energético do Rio Grande do Sul 2001-2004

Fonte: adaptada de Capeletto e Moura, 2010.

O aumento da participação da energia eólica na matriz energética no mundo é resultado de políticas públicas de incentivo e desenvolvimento da tecnologia das máquinas e do projeto dos parques eólicos. Como consequência destes fatores ocorre o aumento do número de equipamentos e a maior eficiência dos sistemas de conversão, reduzindo os custos. Neste sentido, esta dissertação apresenta um estudo visando contribuir para o aprimoramento do projeto de parques eólicos.

1.4 Objetivos e Justificativas

As propriedades tridimensionais do escoamento em torno de aerofólios em rotação representam um aspecto essencial em qualquer simulação de aerogeradores. Se, por um lado, informações importantes podem ser obtidas de simulações bidimensionais ou estudos em que o rotor é mantido estacionário, por outro lado, alguns aspectos da física do problema devem ser obtidos de simulações de pás em rotação [Sezer-Uzol e Long, 2006]. Conforme discutido mais adiante, no cap. 2, os participantes do teste de comparação cega promovido pelo laboratório norte-americano NREL concluíram que o escoamento tridimensional sobre uma pá em rotação pode ser significativamente diferente daquele sobre uma asa, e também pode haver diferenças consideráveis entre simulações bi e tridimensionais [Simms *et al.*, 2001].

Depara-se, então, com a premissa de que a confiabilidade dos resultados de uma simulação numérica está atrelada à fidelidade do modelo computacional às situações reais de operação que ele deseja reproduzir. Apesar de métodos avançados de CFD terem se provado

adequados a estimar e compreender o escoamento ao redor de pás de turbinas eólicas, eles ainda apresentam algumas limitações relativas a modelamentos imprecisos de transição e turbulência [Trolborg *et al.*, 2010]. Além disso, tais métodos são normalmente muito exigentes em termos computacionais se uma malha satisfatoriamente refinada é desejada.

Isso posto, o presente estudo se baseia no modelamento tridimensional do rotor, cujas pás apresentam geometria complexa. Além disso, todas as simulações serão executadas com esse rotor operando a uma velocidade constante de rotação, ao invés de permanecer estacionado. Essas escolhas visam permitir que o código computacional resolva o escoamento do ar sobre as pás, na tentativa de simular uma configuração mais próxima à realidade possível. Este trabalho apresenta, então, um estudo numérico da esteira aerodinâmica resultante do funcionamento de aerogeradores. O estudo tem como base o experimento denominado *Unsteady Aerodynamics Experiment (UAE) Phase VI*, realizado em 2000 pelo Laboratório Nacional norte-americano para as Energias Renováveis (NREL). O estudo numérico do escoamento do ar após passar pelo rotor da turbina do experimento *UAE Phase VI* pretende contribuir para a avaliação da validade desse recurso. O objetivo é reproduzir numericamente o experimento *UAE Phase VI*, empregando a Simulação de Grandes Escalas (SGE) para caracterizar a turbulência, flutuações e variações de velocidade. Trata-se de uma abordagem relativamente nova em estudos numéricos envolvendo geometrias de grandes dimensões. A SGE é tida como computacionalmente dispendiosa, mas já há condições de usá-la, ainda que, por enquanto, principalmente para comparação e validação de métodos numéricos. Para realizar as simulações, contou-se com o apoio do Centro Nacional de Supercomputação (CESUP) da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. O órgão disponibilizou quatro processadores do seu cluster *Sun Fire* (batizado de *Newton*) para serem utilizados em paralelo.

O principal parâmetro avaliado será o valor da velocidade do vento coletado pelos dois anemômetros sônicos instalados 5,8 m atrás do rotor. Esses dados foram gentilmente cedidos pelo NREL, através de contato direto com o profissional responsável pelo laboratório.

Outro parâmetro que é avaliado é a distância à jusante do rotor eólico na qual os efeitos da presença dele ainda se fazem sentir. É comumente aceito dentre a comunidade científica que a esteira aerodinâmica de uma turbina eólica cessa de causar interferências significativas em aerogeradores seguintes dentro de uma distância de até 10 vezes o valor do diâmetro de seu rotor [Ludwig, 2011]. Essa informação, contudo, vem sendo questionada a partir do momento em que grandes fazendas eólicas começaram a ser construídas. Isso trouxe

a necessidade de se instalar as máquinas guardando entre elas a menor distância possível [Magnusson e Smedman, 1999].

Esta pesquisa visa contribuir com o conhecimento do comportamento do escoamento do ar que atravessa a área do rotor da turbina do experimento UAE *Phase VI* por meio de uma abordagem voltada tanto à pesquisa acadêmica quanto a aplicações comerciais. A modelagem clássica da turbulência, que é baseada no conceito da aplicação das médias de Reynolds às equações de Navier Stokes (RANS) apresenta dificuldades na predição de determinados aspectos fenomenológicos, que podem dificultar a estimativa de alguns parâmetros do escoamento como, por exemplo, o comprimento da esteira de vórtices. Por esta razão, este trabalho apresenta uma avaliação do uso da SGE na reprodução computacional de um experimento real. Finalmente, pretende-se contribuir com a adição de informações a bancos de dados já existentes visando à otimização do posicionamento de aerogeradores dentro de áreas restritas nos parques eólicos que estão em planejamento e que ainda serão planejados.

Optou-se por utilizar a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD, da sigla em inglês para *Computational Fluid Dynamics*) por que essa ferramenta se faz cada vez mais presente na pesquisa científica e no processo de desenvolvimento industrial à medida que computadores cada vez mais rápidos são disponibilizados no mercado. A abordagem por CFD se apresenta como uma alternativa à experimentação em situações de escoamentos que possuem aferição experimental complicada, como estudos em escala real de máquinas e equipamentos de grande porte, bem como em situações que envolvam riscos, como investigações sobre explosões, radiação e poluição. A simulação computacional também apresenta custo financeiro reduzido, uma vez que dispensa a construção de modelos e a mobilização de pessoal e equipamentos para instalações e operações.

2 A ESTEIRA AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS

Este capítulo se dedica a apresentar um apanhado de trabalhos científicos que já foram realizados sobre a aerodinâmica de turbinas eólicas, tanto experimentais quanto numéricos, bem como o estado-da-arte nesse campo, destacando os trabalhos realizados com foco na esteira aerodinâmica das turbinas.

Os fundamentos sobre mecânica dos fluidos e os fenômenos físicos envolvidos na extração de energia do vento são expostos nos capítulos seguintes.

2.1 Publicações relacionadas

Crespo e Hernández, 1996, apresentam um estudo computacional baseado nos resultados experimentais e numéricos obtidos do projeto europeu CEC JOULE [Snel e Schepers, 1993]. Seu objetivo era obter expressões para calcular as características da turbulência em esteiras geradas por máquinas isoladas, voltadas para as necessidades dos fabricantes de aerogeradores. O trabalho sugeriu correlações para os valores máximos da energia cinética da turbulência, Δk , e da taxa de dissipação turbulenta, $\Delta \varepsilon$, em diferentes seções transversais ao longo da esteira, que foram obtidas a partir de correlações analíticas e resultados do código UPMWAKE. Os autores observaram que a comparação com dados experimentais foi difícil, uma vez que as condições disponíveis normalmente correspondem à linha de centro do rotor, enquanto que os valores máximos procurados por eles ocorrem fora dela. Seus resultados foram tratados, à época da publicação, como estimativas preliminares.

Magnusson e Smedman, 1999, estudaram a esteira de turbinas a partir de dados obtidos de uma fazenda eólica composta por quatro geradores de porte médio em operação numa área costeira plana no oeste da ilha de *Gotland*, na Suécia. Em seu trabalho, os autores afirmam que o coeficiente de empuxo (*thrust coefficient*, C_T) mostrou ser uma variável mais adequada do que a velocidade do vento para descrever as características da esteira. Isso está de acordo com a teoria dos modelos de esteira, uma vez que grande parte deles foi desenvolvida levando em conta dados de empuxo. Além disso, foi sugerido que as características desta sejam função do tempo de deslocamento do ar a jusante, em oposição à distância por ele percorrida, como é comumente levado em conta.

Vermeer *et al.*, 2003, dedicaram-se a fazer uma ampla revisão dos trabalhos que foram realizados até então, visando o entendimento da esteira de turbinas eólicas. Nessa revisão,

foram reunidos experimentos e simulações computacionais tanto para a esteira próxima quanto para a distante. Os autores ressaltam que o foco principal de seu trabalho foi em experimentos em condições controladas, uma vez que tais condições são capazes de fornecer os dados essenciais para comparações com simulações numéricas. Os autores concluem que foram feitos bons experimentos com respeito à esteira próxima, mas eles tendem a ser focados em um conjunto limitado de propriedades do rotor. Isso torna difícil fazer comparações entre os diferentes experimentos. Eles argumentam, também, que não há modelo computacional perfeito; cada método tem as suas vantagens e desvantagens. Algumas considerações tecidas pelos pesquisadores são dignas de menção, expostas nos parágrafos seguintes.

De acordo com Vermeer *et al.*, 2003, enquanto a modelagem de vórtices da esteira faz de uma simulação numérica mais rápida em um computador, deixa muito da física do problema atrelada a hipóteses. Os métodos baseados nas equações de Navier-Stokes oferecem uma visão muito mais detalhada do comportamento do escoamento na esteira próxima, mas seu custo computacional tende a ser bastante elevado. Em relação à esteira distante, muitos dos modelos numéricos propostos apresentam um grau aceitável de concordância com os experimentos com os quais são comparados. Apesar disso, as hipóteses e coeficientes adotados são tais que a conformidade com alguns experimentos em particular pode ser boa, mas sua validade global não foi verificada em situações mais gerais. Os modelos que dependem da menor quantidade de hipóteses simplificativas são mais adequados para lidar com diferentes configurações e reproduzir o desenvolvimento da esteira com um melhor nível de detalhamento.

Os resultados mais promissores são aqueles obtidos de experimentos em túneis de vento de rotores em escala real [Vermeer *et al.*, 2003]. Esses experimentos tendem a ser, contudo, muito caros, devido tanto a investimentos no modelo quanto ao tamanho necessário do túnel de vento. Existe apenas uma fonte de dados experimentais conhecida: o *Unsteady Aerodynamics Experiment* realizado pelo Laboratório Nacional norte-americano para as Energias Renováveis (NREL) no túnel de vento *Ames*, pertencente à Agência Espacial Norte-Americana (NASA). Esse experimento, realizado na primavera de 2000 no estado americano da Califórnia, e o teste de comparação cega realizado em conjunto pela NREL e o *Northeast Wisconsin Technical College* (NWTC) forneceram uma grande quantidade de informações novas sobre a aerodinâmica de turbinas eólicas e revelaram sérias deficiências nas atuais ferramentas de modelagem aerodinâmica de aerogeradores [Vermeer *et al.*, 2003].

Diversos pesquisadores investigaram essa configuração numericamente utilizando um leque de métodos de CFD e topologias de malha. Muitas dessas análises estão entre as previsões do teste de comparação cega, nas quais foi usada uma ampla gama de códigos CFD, aeroelásticos e de desempenho. Os resultados desse estudo indicaram que houve uma grande variação entre as estimativas, nos quais as comparações com os dados provenientes do túnel de vento foram, em sua maioria, taxadas de “desfavoráveis”. Potsdam e Mavriplis, 2009, reuniram os principais trabalhos realizados tendo como base o experimento norte-americano.

Durante a comparação cega, alguns cientistas utilizaram o programa OVERFLOW-D, baseado nas equações de Navier-Stokes em regime permanente, e o modelo de turbulência Baldwin-Barth [Potsdam e Mavriplis, 2009]. Seus resultados de torque foram considerados bons tanto em condições de escoamento aderido quanto em condições de estol. Mais recentemente, pesquisadores da Universidade da Califórnia em Davis (EUA) usaram o código atualizado OVERFLOW 2.0 para investigar outros perfis aerodinâmicos na configuração do experimento do NREL. Seu trabalho incluiu configurações em regime transiente e o condicionamento do problema a baixos números de Reynolds. O torque obtido por eles foi superestimado no início do regime de estol. Pesquisadores da instituição ONERA (o Laboratório Aeroespacial francês) usaram o código *elsA*, também baseado nas equações de Navier-Stokes, para computar as performances do aerofólio, em 2D, e da pá, em 3D, usando formulações tanto para regime permanente como para transiente. O torque em estol foi subestimado pelo modelo de turbulência $k-\omega$ SST, embora o início do estol tenha sido excepcionalmente bem detectado tanto em 2D quanto em 3D. Pesquisadores no Instituto Dinamarquês de Energias Renováveis (Risø) trabalharam com o rotor isoladamente, com e sem interferências das paredes do túnel de vento, utilizando uma malha estruturada e o código *EllipSys3D* com duas abordagens em relação à turbulência: um modelo baseado nas médias de Reynolds e o outro baseado no conceito de Simulações de Vórtices Destacados (*Detached Eddy Simulations* - DES). O desempenho do aerogerador foi, de forma geral, bem capturado, apesar de o início do estol a 10 m/s não ter sido previsto [Potsdam e Mavriplis, 2009].

A Figura 2.1 apresenta variações bastante pronunciadas entre os resultados dos participantes do teste cego. Nota-se que as discrepâncias tendem a aumentar com a velocidade. Os dados do túnel de vento, de forma geral, representam a média dos resultados dos participantes. Dessa forma, ficou difícil apontar as incertezas nos resultados experimentais como as responsáveis pelas divergências observadas [Potsdam e Mavriplis, 2009]. Um ponto de interesse é quando a velocidade do vento é 7 m/s, situação em que não há

estol em nenhum ponto da pá. Essa região de operação apresenta respostas aerodinâmicas relativamente simples, e deveria ser a mais fácil e lógica para ser reproduzida pelas ferramentas de modelagem. Os resultados dos diversos grupos de pesquisa que participaram do projeto, contudo, não concordaram com os valores experimentais nessa faixa. As previsões de potência da turbina variaram de 25% a 175% em relação ao valor medido, enquanto que as previsões do momento fletor na pá variaram de 85% a 150% com relação à medição. Os participantes da comparação argumentaram que as discrepâncias se deviam provavelmente às diferentes hipóteses adotadas sobre como utilizar os dados de seções 2D de aerofólios e extrapolá-los para 3D. Mesmo para baixas velocidades do vento, a maioria dos modeladores tendeu a superestimar a flexão da pá [Simms *et al.*, 2001].

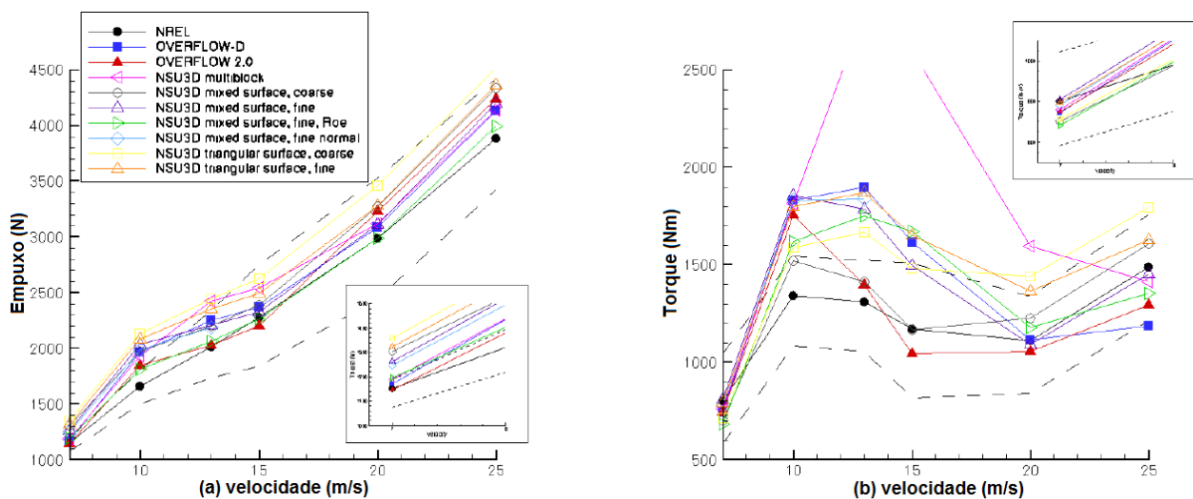


Figura 2.1 – Estimativas de resultados do rotor do experimento UAE *Phase VI*. (a) Empuxo, (b) Torque

[Adaptado de Potsdam e Mavriplis, 2009].

Outra questão que demonstra a necessidade de desenvolvimento da metodologia de modelagem da esteira é a elevada dispersão de dados a altas velocidades do vento. A uma velocidade no túnel de 20 m/s, a maior parte da pá (desde a raiz até 80% do raio) está operando em estol [Potsdam e Mavriplis, 2009]. As estimativas de potência a essa velocidade variaram de 30% a 250% em relação ao valor medido. As estimativas de flexão da pá a 25 m/s, por sua vez, ficaram entre 75% e 150% em relação à medição. Isso destaca potenciais fontes de problemas no projeto de aerogeradores controlados por estol. Segundo os autores, um participante europeu percebeu que a tendência na indústria eólica europeia tem sido de se distanciar de designs com controle por estol em favor de máquinas com controle de passo

(controle feito através da alteração no ângulo de passo das pás) justamente devido à dificuldade em estimar esforços em máquinas controladas por estol. Obviamente, ainda é necessária mais pesquisa se há planos para explorar mais a fundo máquinas com esse tipo de sistema de controle. No meio industrial, recomenda-se aos projetistas cautela ao utilizar os modelos existentes para estimar o comportamento da máquina nessa situação.

A contrapartida europeia às campanhas de medição norte-americanas é o projeto que atende pelo acrônimo MEXICO (Experimentos em um Modelo de Rotor sob Condições Controladas, da sigla em inglês). Nesse projeto, um modelo de rotor de três pás, de 4,5 m de diâmetro, foi testado no Túnel de Vento Teuto-Holandês (*Deutsch-Niederländische Windanlage* – DNW). O experimento foi conduzido em uma seção de testes aberta de 9,5 m por 9,5 m, sendo a relação entre as áreas do modelo e do túnel igual a 1 para 3,8 e o número de Reynolds do escoamento sobre a pá igual a 600.000 a 75% do raio. Nas campanhas de medição, foram incluídas sessões de medição de velocidades na esteira através de Velocimetria por Imagem de Partículas (PIV – *Particle Image Velocimetry*). Dessa forma, o consórcio europeu pretende traçar uma correlação entre as condições de rotação da pá e as propriedades da esteira [Snel *et al.*, 2007]. Deve-se notar que todos os resultados já coletados desse estudo ainda estão sendo tratados como preliminares, uma vez que, até a realização do presente trabalho, nenhuma verificação de qualidade dos dados foi apresentada.

Larwood, 2003, publicou um trabalho experimental cujos dados foram coletados diretamente do experimento UAE *Phase VI*. O autor mediu a esteira da turbina de 10 metros de diâmetro do experimento dentro da região de operação de uma cauda, que, segundo ele, continua a ser incorporada em turbinas de pequeno porte com o objetivo de alinhá-las à direção principal do vento. Isso foi realizado mediante a inserção de dois anemômetros sônicos 5,84 metros à jusante do rotor, o que equivale a 0,58 diâmetros dele. Um desses medidores foi posicionado a 9% do raio (0,45 m do eixo de rotação), e o outro, a 49% (2,45 m), rotulados respectivamente de Anemômetros 1 e 2. A velocidade de rotação foi mantida em 72 RPM, e a velocidade de entrada do túnel de vento foi variada entre 5 e 25 m/s. São originários desse trabalho alguns dos dados experimentais que foram utilizados para a comparação no presente estudo numérico. Os valores da velocidade axial obtidos pelo autor para ambos os anemômetros, entre 10 e 25 m/s na entrada do túnel, puderam ser ajustados por uma reta sem maiores prejuízos, conforme apresentado na Figura 2.2. Larwood verificou, também, que o desvio-padrão dos valores da velocidade axial para o anemômetro mais distante do eixo do rotor aumentou substancialmente acima de 10 m/s de velocidade de

entrada. Isso foi atribuído à ocorrência de estol sobre as pás, e foi confirmado pelo aumento abrupto nos valores do momento fletor na pá a partir da mesma velocidade de entrada.

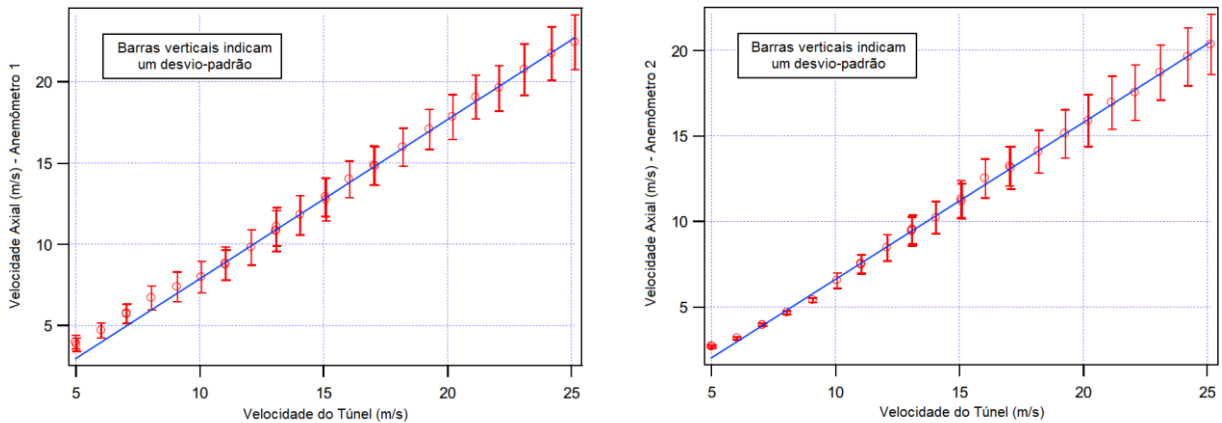


Figura 2.2 – Velocidades axiais e desvios-padrão em função da velocidade de entrada do túnel, para os anemômetros 1 e 2 respectivamente

[Adaptado de Larwood, 2003]

Sem sofrer das mesmas limitações de custo e espaço físico, os estudos em túnel de vento de aerogeradores em escala reduzida representam uma alternativa no campo dos trabalhos experimentais. O trabalho publicado em 2007 por Massouh e Dobrev descreve o estudo de uma pequena turbina eólica de eixo horizontal de 0,5 m de diâmetro em um túnel cuja seção de testes mede 1,35 m por 1,65 m e se estende por aproximadamente 2 metros. Nesse estudo, a técnica de visualização por PIV foi utilizada para obter as componentes axial e radial da velocidade do vento dentro da esteira de vórtices. Seu objetivo, além disso, também foi obter informações quantitativas a respeito dela. Os resultados mostraram que os vórtices produzidos pelas pontas das pás não geram uma superfície cilíndrica à jusante do rotor conforme esperado, e sim se expandem na direção radial, o que faz com que o diâmetro da região compreendida por eles aumente em função da distância em relação ao rotor.

Vários autores (Gómez-Elvira *et al.*, 2005, Jimenez *et al.*, 2007, Troldborg *et al.*, 2007, Ivanell, 2009, Troldborg *et al.*, 2009, Calaf *et al.*, 2010, Norris *et al.*, 2010 e Wu e Porté-Agel, 2011) basearam seus trabalhos em modelagens simplificadas do rotor e de suas pás, os chamados conceitos de linha ou disco atuadores. Na mecânica dos fluidos, o disco atuador é definido como uma superfície ou linha descontínua na qual forças de superfície atuam sobre o fluido circundante. Na aerodinâmica de objetos rotativos, o conceito de disco atuador não é novo. De fato, ele representa o principal ingrediente na Teoria Unidimensional

da Quantidade de Movimento, formulada por R. E. Froude, em 1889, e na Teoria da Quantidade de Movimento no Elemento de pá (BEM – *Blade Element/Momentum Theory*), proposta por H. Glauert em 1935. Usualmente, o disco atuador é empregado em combinação com um conjunto simplificado de equações, e o campo em que ele pode ser aplicado é frequentemente confundido com o conjunto de equações então considerado [Vermeer *et al.*, 2003]. No caso de uma TEEH, o disco atuador é uma superfície permeável, cuja orientação é normal à direção do escoamento, em que uma distribuição de forças atua sobre ele. O escoamento, de forma geral, é governado pelas equações de Euler ou Navier-Stokes, em regime transiente, o que significa que não é necessário que nenhuma restrição física seja imposta na cinética do fluido [Vermeer *et al.*, 2003].

Os autores que optam por esses métodos justificam suas escolhas de não representar as pás reais do rotor baseados no fato de que seu interesse não está nas propriedades locais do fluido que realmente interage com o aerogerador, mas nas características do desenvolvimento do escoamento à jusante [Jimenez *et al.*, 2007].

Jimenez *et al.*, 2007, desenvolveram um código de CFD próprio e utilizaram a simulação de grande escalas para estudar uma situação em que a turbina é simulada por um conjunto de células dentro do domínio representando a área circular coberta pelo movimento das pás do rotor. A essas células foi atribuída a propriedade de aplicar uma força ao escoamento, na tentativa de representar os efeitos da presença de um aerogerador. Tinham como objetivo, em particular, estudar a turbulência adicionada à esteira. Seus resultados foram comparados com dados experimentais obtidos na fazenda eólica de Sexbierum, localizada no norte da Holanda, e mostram entre si uma boa concordância, apesar de assimetrias nos dados coletados no parque terem sido observadas. Os pesquisadores atribuem isso a fatores como interferência entre aerogeradores e não uniformidade do vento. No estudo, verificou-se que a turbulência criada pela turbina a oito diâmetros à jusante ainda se faz sensível e não pode ser desconsiderada.

O trabalho de Sezer-Uzol e Long, 2006, lançou mão do código numérico PUMA2, tridimensional, transiente e baseado no Método dos Volumes Finitos, para realizar simulações numéricas sobre a geometria do experimento UAE *Phase VI*. Seu objetivo foi investigar a produção de ruído pelas pás da turbina, o que os conduziu a definir três casos distintos de operação: dois casos com velocidade do vento de 7 m/s, com ângulos de *yaw* (ângulo do eixo da turbina em relação à direção da corrente livre do vento) de 0° e 30°, respectivamente, referentes à situação de operação pré-estol, e um caso com velocidade igual a 15 m/s com 0°

de *yaw*, referente à situação de operação pós-estol. A simulação de grandes escalas foi utilizada, bem como uma região do domínio rotativa contendo a geometria do rotor. Optou-se por preencher o domínio com uma malha não estruturada e por conduzir as simulações usando o fluido desprovido de viscosidade, por questões de custo computacional. Os autores dedicaram uma parte do trabalho a considerações sobre o problema de se dividir um processo computacional paralelo entre muitos processadores. Como se pode ver na Figura 2.3, há um número ótimo de processadores cuja combinação acarreta em diminuição do tempo de processamento. A partir dele, a eficiência do computador diminui na medida em que o tempo que os nós gastam para se comunicar entre si começa a aumentar. Isso compromete a rapidez de cada iteração e da simulação como um todo [ANSYS, 2009]. O número ideal de processadores varia para cada caso. Ele depende basicamente das configurações do computador e da simulação em estudo.

A pesquisa é concluída mostrando que os seus resultados numéricos atingem um grau mais elevado de concordância com os dados experimentais na situação de 7 m/s e 0° de *yaw* e apresentam maior divergência na situação de vento de 15 m/s e 30° de *yaw*.

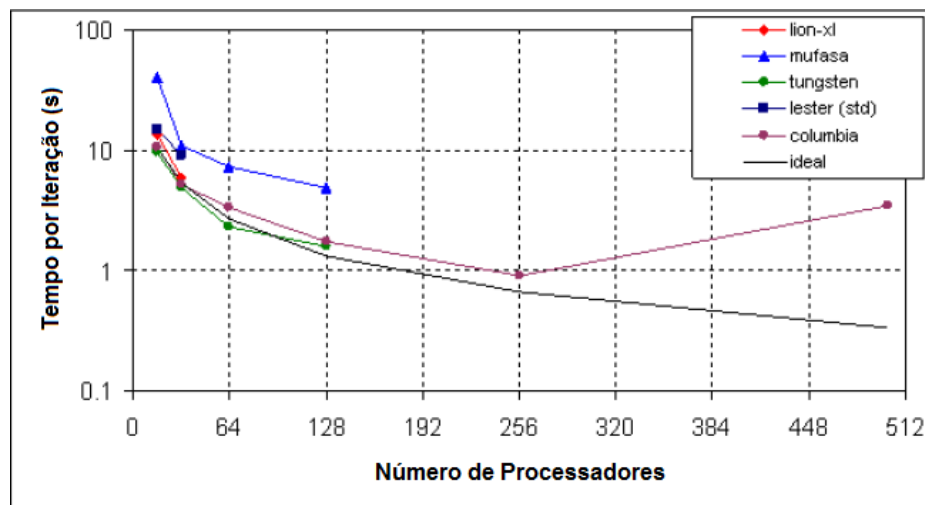


Figura 2.3 – Desempenho computacional do código PUMA2 em diferentes clusters

[Adaptado de Sezer-Uzol e Long, 2006]

No ano seguinte, um estudo computacional completo, transiente e em três dimensões, da turbina eólica do experimento UAE Phase VI, foi apresentado por Zahle e Sorensen, 2007. Neste artigo, as simulações foram realizadas à velocidade do vento igual a 7 m/s, usando cinco densidades de malha diferentes, e a grandeza em estudo foi o empuxo no rotor. Os

autores optaram por usar o chamado método *Overset Grid* de modo a, segundo eles, possibilitar uma resolução elevada tanto na região do rotor quanto na da esteira, com um número razoável de nós. O trabalho apresentou soluções para a região da esteira compreendida entre 0,5 e 7,5 diâmetros do rotor, usando o solver *EllipSys3D*, baseado no método dos Volumes Finitos e na solução das Equações de Navier-Stokes para escoamentos incompressíveis, abordando a turbulência através da Simulação de Grandes Escalas. Como resultado, foram verificadas flutuações na casa do 1% nos valores do empuxo apresentados pelas diferentes densidades de volumes, o que, segundo os pesquisadores, são devidas principalmente à movimentação relativa entre as células da malha do rotor e o restante da malha do domínio, estática.

Troldborg *et al.*, 2009, apresentaram um estudo numérico de uma turbina eólica operando sob uma condição de entrada uniforme a várias razões de velocidade de pá, que combinou a Simulação de Grandes Escalas com a técnica da linha atuadora. Suas simulações também utilizaram o código *EllipSys3D*, e seu domínio computacional cartesiano era composto por aproximadamente oito milhões de células. Os autores ponderam que, atualmente, a maioria das ferramentas desenvolvidas para a análise numérica de rotores é baseada na Teoria da Quantidade de Movimento no Elemento de Pá, combinada com várias correções empíricas para lidar com as diversas condições em que as hipóteses dessa teoria são consideradas inadequadas. Para superar essas limitações, segundo eles, o foco das pesquisas na área nos últimos anos foi voltado para o entendimento da aerodinâmica da turbina, e, nesse contexto, a esteira passou a merecer mais atenção. A validação de seu método numérico contempla a utilização do critério de Courant-Friedrich-Levy (CFL), que atesta que o deslocamento de perturbações não deve ser transmitido através de mais de uma célula da discretização durante um único passo de tempo. O trabalho é concluído afirmando que, apesar dos cuidados tomados, foi verificada uma certa dependência de malha, mas mesmo assim o campo de escoamentos foi considerado bem resolvido pela SGE. Vale destacar que, na SGE, não há independência de malha, visto que existe uma dependência inerente do modelo com relação à dimensão do elemento discretizado.

Wenzel, 2010, fez uma comparação numérica entre modelos de previsão do comportamento da esteira, tendo como base a geometria e os dados do experimento UAE *Phase VI*. O autor utilizou o código comercial STAR-CCM+ para executar, usando a abordagem RANS e o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, simulações em regime permanente e transiente, cujos dados obtidos foram comparados com valores de coeficiente de empuxo e

com velocidades medidas por anemômetros. Seus resultados para o coeficiente de empuxo apresentam concordância razoável. Os dados anemométricos, por sua vez, não foram reproduzidos com a mesma qualidade, o que pode ser atribuído ao fato de que a malha ou o modelo de turbulência falharam em prever o comportamento do vento numa região de gradientes de velocidades elevados como a linha onde os anemômetros do experimento foram instalados.

O trabalho mais recente envolvendo a geometria e a base de dados do laboratório NREL também faz uso da simulação de grandes escalas para a modelagem da turbulência, bem como do código comercial FLUENT. Mo e Lee, 2011, da Universidade Marítima da Coreia do Sul, estudaram as características do ruído aerodinâmico gerado pelas pás da turbina em movimento. Como o experimento norte-americano não produziu dados a respeito de ruído, os pesquisadores compararam com dados experimentais os seus resultados de potência elétrica produzida pelo gerador, ao que obtiveram razoável concordância, com erro abaixo da casa de 1%. A partir daí, as características do ruído aerodinâmico foram previstas de acordo com o que define a norma internacional IEC 61400-11 [Mo e Lee, 2011]. Os autores discretizaram o seu domínio em duas regiões separadas: uma envolvendo o rotor e a outra compreendendo o restante do volume, com um número total de células de aproximadamente cinco milhões. Nenhum estudo de qualidade de malha, entretanto, foi apresentado.

3 A CONVERSÃO DE ENERGIA DO VENTO

O estudo da aerodinâmica de turbinas eólicas envolve conhecimentos sobre os fundamentos da mecânica dos fluidos, bem como conceitos nas áreas de aerodinâmica de perfis semelhantes aos empregados em aeronáutica. Os comportamentos de asas de aviões e de pás de aerogeradores são regidos pelos mesmos princípios físicos, apesar de guardarem diferenças relativas às suas condições de operação.

O desenvolvimento da teoria da extração da energia do vento utiliza a equação de conservação da quantidade de movimento para escoamento incompressível em regime permanente associada à equação da continuidade. A modelagem da esteira aerodinâmica requer o entendimento do conceito de vórtices e do campo de escoamentos por eles induzido. Conhecimentos de arrasto e sustentação também são aplicados [Burton *et al.*, 2001].

3.1 Estimativa da potência do vento

A potência gerada por uma turbina eólica, P , é dada pela expressão:

$$P = \frac{1}{2} C_p \rho A u^3 \quad (3.1)$$

onde ρ é a massa específica do ar (1,225 kg/m³), C_p é o coeficiente de potência, A é a área de varredura das pás do rotor e u é a velocidade de corrente livre do vento.

O coeficiente de potência é definido como a razão entre a energia elétrica efetivamente produzida pela turbina e a energia total disponível no vento. A massa específica do ar é notadamente baixa, aproximadamente 800 vezes menor do que a da água que impulsiona as turbinas de uma hidrelétrica. Isso conduz diretamente às grandes dimensões dos geradores eólicos. Dependendo da velocidade de projeto do vento escolhida, o diâmetro de uma turbina de 1,5 MW de potência pode ser maior do que 60 metros [Burton *et al.*, 2001].

Reduzindo-se a velocidade da massa de ar, a energia do vento é convertida em energia mecânica no rotor. No entanto, a energia do vento não pode ser totalmente extraída pela turbina. Se isso fosse possível, o escoamento do ar deveria parar completamente na área A compreendida pelo rotor, o que a deixaria “congestionada”. Por outro lado, se o ar passa sem

nenhuma redução de velocidade, não há energia extraída do vento. Entre esses dois extremos, deve haver uma velocidade ótima na qual se pode extrair a máxima energia do vento.

Em 1926, Betz e Glauert chegaram à conclusão que, se a velocidade original do vento é u , a máxima potência que pode ser extraída por um rotor livre (sem a presença de obstáculos à montante) ocorre quando $w = \left(\frac{1}{3}\right)u$, suficientemente à jusante da turbina. Dessa forma, a velocidade no plano é $v = \left(\frac{2}{3}\right)u$. Nesse caso teórico de máxima extração de energia, o resultado é:

$$P_{BETZ} = \frac{1}{2} \rho A u^3 C_{P,BETZ} \quad (3.2)$$

sendo o coeficiente de potência $C_{P,BETZ} = 16 / 27 = 0,59$. Mesmo que se assuma que a extração de energia seja completamente livre de perdas, apenas 59% da energia do vento pode ser utilizada [Gasch e Twele, 2002].

Os coeficientes de potência reais são menores. Turbinas de arrasto têm um C_P menor do que 0,2. Máquinas de sustentação com um bom perfil aerodinâmico nas pás podem atingir um C_P de 0,5.

O coeficiente de potência de um rotor também varia com a razão de velocidade de ponta de pá (a razão entre a velocidade da ponta da pá e a velocidade da corrente livre do vento), e existe apenas um máximo para cada razão de velocidade de ponta de pá [Burton *et al.*, 2001]. Melhorias nas máquinas visando à obtenção de um maior coeficiente de potência são pesquisadas continuamente, mas aumentos significativos na potência gerada só podem ser alcançados mediante o aumento da área varrida pelas pás do rotor ou mediante a instalação das turbinas em locais com altas velocidades do vento.

3.1.1 O triângulo de velocidades

A análise clássica da turbina eólica foi desenvolvida originalmente por Betz e Glauert na década de 1920. Subsequentemente, a teoria foi expandida e adaptada para solução em computadores digitais. Em todos esses métodos numéricos, a Teoria do Elemento de Pá e a BEM são combinadas em uma teoria que permite o cálculo das características de operação de uma seção anular do rotor. As características do rotor inteiro são, então, obtidas pela

integração, ou soma, dos valores obtidos em cada uma das seções anulares [Manwell *et al.*, 2002].

Para que se possa compreender a dinâmica do escoamento do ar através das diversas seções anulares do rotor, há de se considerar algumas hipóteses e simplificações, a saber:

Primeiramente, a interação aerodinâmica entre as pás é desprezada.

Segundo, as forças são determinadas apenas pelas características de sustentação e arrasto do perfil aerodinâmico das pás.

Terceiro, este modelo assume que o vento é ortogonal ao plano de rotação. É, entretanto, possível generalizar o modelo para que ele possa lidar com diferentes ângulos de *yaw*.

Para modelar corretamente o triângulo de velocidades, é necessário analisar cuidadosamente as diferentes forças envolvidas. Quando essas forças são consideradas, três sistemas diferentes são definidos. Eles são apresentados em verde, vermelho e azul, como mostra a Figura 3.1.

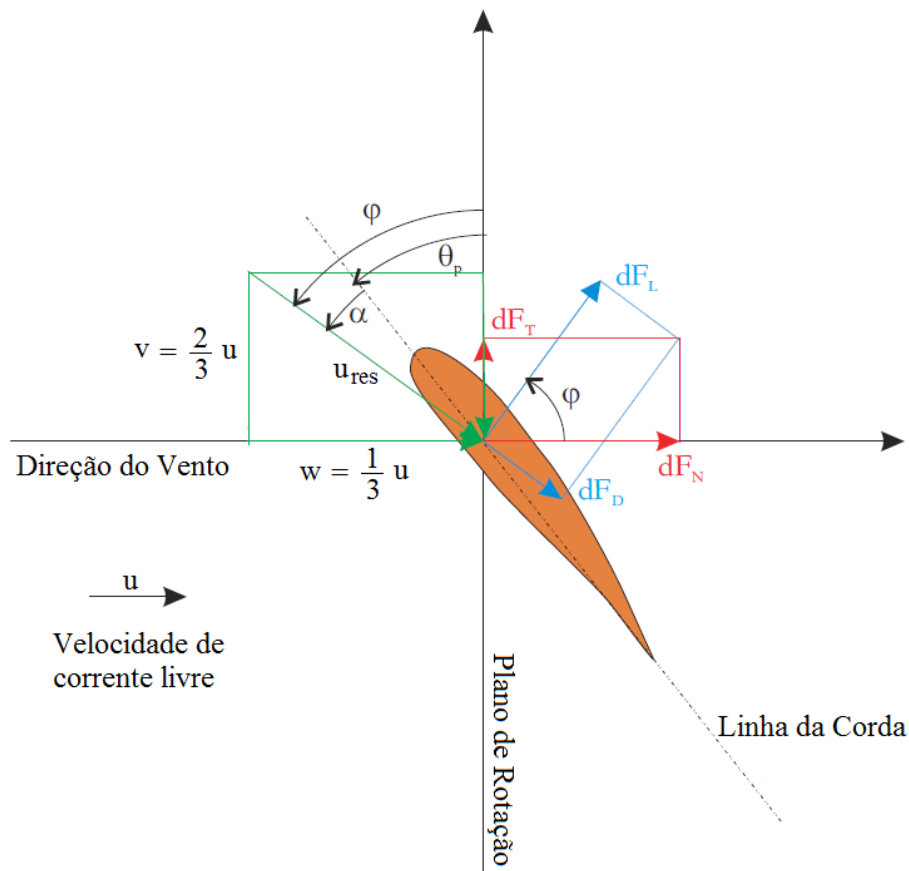


Figura 3.1 - Definição das forças, velocidades e ângulos

[Adaptado de Ivanell, 2009]

O sistema verde representa a velocidade do vento e é conhecido como o triângulo de velocidades. O vento relativo, u_{res} , na pá é o resultado das contribuições axial e angular. A velocidade axial na pá é a velocidade de corrente livre retardada para w , de acordo com o que foi definido por Betz e Glauert.

O sistema azul simboliza as forças na pá ortogonal e paralela à direção relativa do vento. dF_L representa a força de sustentação e dF_D , a força de arrasto. As forças do sistema vermelho são as mesmas do azul, apenas transformadas para serem ortogonal e paralela ao plano de rotação. Assim, a força dF_T representa a contribuição na direção do plano de rotação, ou seja, o torque útil. A força dF_N , neste caso, não vai produzir nenhuma energia útil. Ela vai ser a responsável pela força de arrasto na torre.

O ângulo de passo da seção é representado por θ_p (ele é composto pelo ângulo de passo na raiz da pá e pelo ângulo de torção local). ϕ representa o ângulo relativo do vento, ou seja, o ângulo de passo da seção mais o ângulo de ataque α .

De posse desses conceitos, é possível determinar as seguintes relações, onde c é o comprimento da corda do perfil aerodinâmico [Ivanell, 2009]:

$$dF_L = C_L \frac{1}{2} \rho (u_{res})^2 c dr \quad (3.3)$$

$$dF_D = C_D \frac{1}{2} \rho (u_{res})^2 c dr \quad (3.4)$$

$$dF_N = dF_L \cos \phi - dF_D \sin \phi \quad (3.5)$$

$$dF_T = dF_L \sin \phi - dF_D \cos \phi \quad (3.6)$$

A força total será a soma das contribuições de todas as seções infinitesimais multiplicada pelo número de pás, B . Para uma seção de raio r , a força resultante, T , será:

$$dT = B \frac{1}{2} \rho (u_{res})^2 (C_L \cos \phi + C_D \sin \phi) c dr \quad (3.7)$$

O torque, Q , de uma seção de raio r será:

$$dQ = BrdF_T = B \frac{1}{2} \rho (u_{res})^2 (C_L \sin \phi - C_D \cos \phi) c r dr \quad (3.8)$$

3.1.2 A curva de potência

A energia gerada por uma turbina eólica varia com a velocidade do vento, e cada aerogerador tem uma curva de potência característica. Com esse dado, é possível fazer uma análise preliminar da produção de energia da turbina sem levar em conta os detalhes técnicos de seus diversos componentes [Manwell *et al.*, 2002]. A curva de potência fornece a energia elétrica gerada em função da velocidade do vento na altura do cubo. A Figura 3.2 apresenta um exemplo de curva de potência para uma turbina genérica.

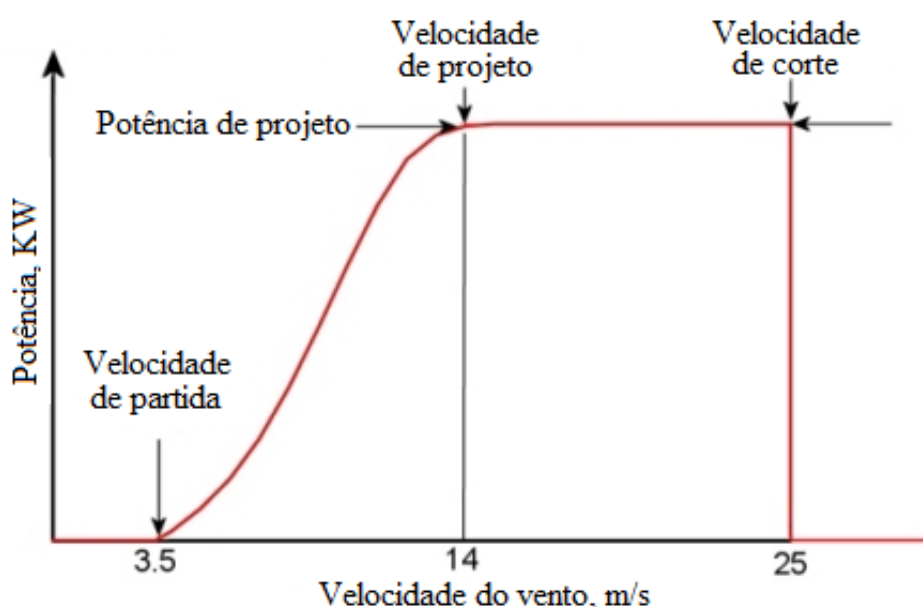


Figura 3.2 – Curva de potência para um aerogerador genérico

O desempenho de um gerador eólico está relacionado a três pontos-chave na escala de velocidades:

- Velocidade de partida: é a mínima velocidade do vento para a qual a máquina irá gerar energia.
- Velocidade de projeto: é a velocidade do vento na qual a potência de operação do aerogerador (geralmente a potência máxima) é alcançada.
- Velocidade de corte: é a máxima velocidade do vento na qual a turbina é capaz de gerar energia. Normalmente, essa velocidade é limitada por restrições de engenharia e de segurança.

Normalmente, as curvas de potência para máquinas comerciais podem ser obtidas de seus fabricantes. As curvas são traçadas a partir de resultados de testes em campo, usando parâmetros normalizados. É possível, também, estimar a curva de potência aproximada de uma máquina. Esse processo envolve a determinação de características do rotor e de peças como o gerador elétrico e a caixa de redução, bem como a estimativa das eficiências de cada componente [Manwell *et al.*, 2002].

3.2 A esteira aerodinâmica

A turbina eólica extrai energia do escoamento natural da massa de ar, o que resulta em uma região atrás da máquina onde a velocidade do vento é reduzida, sendo que a maior redução ocorre na linha de centro à altura do hub. Esse efeito, entretanto, diminui com a distância à jusante. Isso é normalmente caracterizado como a “esteira aerodinâmica”, também chamada de “esteira de vórtices” atrás da turbina [Magnusson e Smedman, 1998].

Esteiras de turbinas eólicas de eixo horizontal são estruturas de escoamento turbulento complexas, dotadas de movimentos rotacionais induzidos pelas pás do rotor, gradientes de pressão radiais e longitudinais e estruturas espirais resultantes dos vórtices que se desprendem da ponta das pás [Chamorro e Porté-Agel, 2009]. O campo de escoamento atrás de uma máquina é caracterizado por baixa velocidade do vento, forte *wind shear* (a diferença de velocidade e direção do escoamento do vento avaliada dentro de uma determinada distância [Sanderse, 2009]) e elevada intensidade de turbulência. Em vista disso, espera-se que uma segunda turbina posicionada atrás da primeira ao longo da direção do vento produza menos energia do que a máquina não perturbada, em um fator que decresce em função do aumento da distância [Magnusson e Smedman, 1998] e, além disso, também é esperado um aumento nos esforços transientes em outras máquinas. Especificamente, pode haver um aumento da turbulência suficiente para causar danos em outras turbinas devidos a cargas dinâmicas e fadiga, que devem ser levados em conta adequadamente [Gómez-Elvira *et al.*, 2005].

A preocupação em conhecer em detalhe o comportamento da esteira não é exclusividade de parques eólicos construídos em terra. Fazendas eólicas *offshore* cresceram de até 20 turbinas, nas primeiras fases de instalação, para até 75 ou mais máquinas. Nelas, as esteiras tendem a se propagar por uma distância maior do que se estivessem em terra. Com o espaçamento entre máquinas variando entre quatro e oito diâmetros do rotor, as perdas de potência devidas aos efeitos da esteira são estimadas em 5% a 15% da energia gerada por todo

o parque [Barthelmie *et al.*, 2005]. Espaçamentos entre turbinas maiores do que 8 a 10 diâmetros são evitados devido ao alto custo de instalação de cabos submersos. Da mesma forma que para parques construídos em terra, há benefícios em se conhecer as esteiras em fazendas eólicas *offshore*, tendo como principal objetivo minimizar tanto o espaçamento entre máquinas quanto perdas de potência. As preocupações com relação a esforços mecânicos e fadiga se aplicam a elas da mesma forma.

A física que rege o comportamento da esteira, no entanto, é a mesma para ambos os casos. Na medida em que o ar se aproxima da turbina, sua velocidade decresce, e a pressão aumenta. Através do rotor, há uma queda repentina da pressão. Na região imediatamente atrás dele, ocorrem variações bruscas na pressão e na velocidade axial, que são associadas com o empuxo axial, bem como na componente azimutal da velocidade, que é relacionada com o torque na máquina [Gómez-Elvira *et al.*, 2005]. À medida que um observador se afasta do plano do rotor, na direção à jusante do escoamento, a camada de cisalhamento (*shear layer*) se expande, a pressão aumenta até atingir a pressão ambiente e a diferença entre as velocidades de corrente livre e dentro da esteira diminui, conforme ilustrado na Figura 3.3. Devido à difusão turbulenta, a espessura da camada de cisalhamento aumenta em função da distância à jusante. A produção de turbulência é mais importante nessa área, onde os gradientes de velocidade são maiores, e isso forma uma região bem definida em forma de anel, que já foi detectada tanto experimentalmente quanto numericamente [Crespo e Hernández, 1996; Gómez-Elvira *et al.*, 2005]. Por outro lado, há gradientes de velocidade significativos tanto dentro da esteira, uma vez que as variações de velocidade criadas pela turbina não são uniformes, quanto no escoamento atmosférico, no qual a velocidade do vento varia em função da altura em relação ao solo (camada limite atmosférica) [Gómez-Elvira *et al.*, 2005].

A maior parte da turbulência que difunde a esteira é, normalmente, criada na camada de cisalhamento, embora a turbulência do próprio escoamento livre também desempenhe um papel importante. De fato, ela é responsável por uma distribuição desigual da turbulência na camada de cisalhamento da esteira, onde foi observado por Crespo e Hernández, 1996 um máximo na parte superior. A difusão turbulenta faz com que a espessura da camada de cisalhamento aumente em função da distância à jusante e, a uma certa distância (da ordem de dois a cinco diâmetros), a camada de cisalhamento alcança o eixo, vide Figura 3.3. Essa posição marca o fim da região da esteira próxima, a partir da qual ela se torna completamente desenvolvida. A partir desse ponto, até a posição em que não é mais possível detectar os seus efeitos, utiliza-se usualmente a denominação “esteira distante” [Gómez-Elvira *et al.*, 2005].

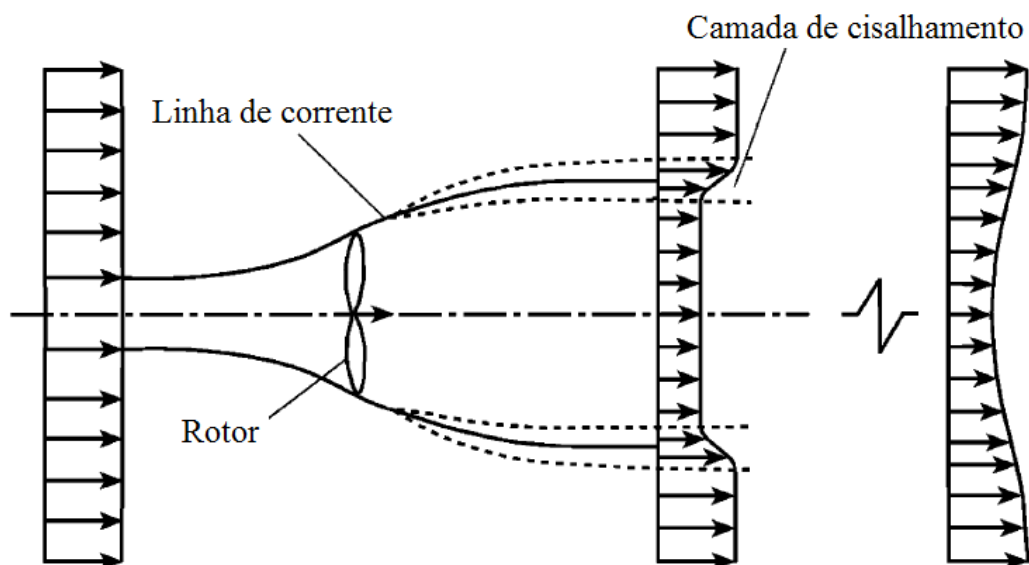


Figura 3.3 – Representação esquemática da esteira aerodinâmica

[Adaptado de Gómez-Elvira *et al.*, 2005]

3.2.1 A rotação da esteira

A Teoria Unidimensional da Quantidade de Movimento (*Momentum*), que deu origem à equação da potência de uma turbina eólica como é conhecida hoje, assume a hipótese simplificativa de que a esteira não apresenta nenhuma rotação [Manwell *et al.*, 2002], mas o fato é que a extração de um torque da massa de ar que passa através do disco do rotor requer que um torque de mesma magnitude e no sentido oposto seja imposto no escoamento. A consequência desse torque de reação é a rotação do ar na direção oposta à do rotor, o que impõe uma componente de velocidade em uma direção tangencial à de rotação além da componente na direção axial [Burton *et al.*, 2001].

Para um entendimento mais profundo a respeito da mecânica relativa ao movimento rotacional da esteira, é conveniente usar o conceito de vorticidade, conforme exposto em Sanderse, 2009. O autor pondera que a força de sustentação gerada pela pá pode ser atribuída a um vórtice distribuído sobre sua superfície, responsável pela diferença na velocidade tangencial sobre o aerofólio, o que conduz à diferença de pressão responsável pelo fenômeno. Já na extremidade da pá, a diferença entre as pressões sobre e sob o perfil conduz à formação de um vórtice de ponta. Essa configuração é ilustrada na Figura 3.4.

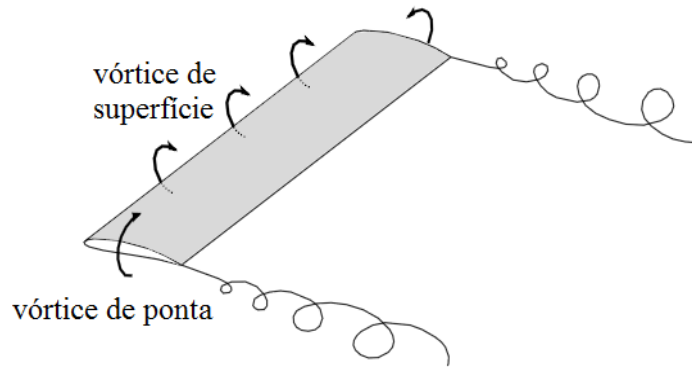


Figura 3.4 – Sistema de vórtices em uma asa finita

[Adaptado de Sanderse, 2009]

No caso de um rotor eólico, esse sistema de vórtices também está presente, e está em rotação. Os vórtices de ponta de pá seguem uma trajetória helicoidal, cuja rotação é oposta à do rotor [Ivanell, 2009]. Para o caso de um maior número de pás, os efeitos dos diferentes vórtices de ponta estão próximos um do outro, o que leva ao conceito de uma esteira tubular [Sanderse, 2009], como apresentado na Figura 3.5.

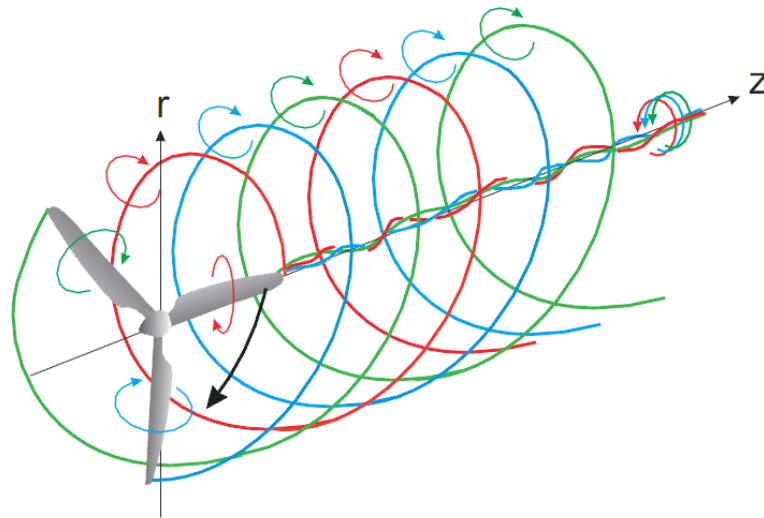


Figura 3.5 – Esquema dos vórtices em um rotor em operação

[Adaptado de Ivanell, 2009]

4 MODELAGEM MATEMÁTICA E NUMÉRICA DE ESCOAMENTOS

Um escoamento é dito laminar quando, nesse regime, o fluido se desloca em lâminas ou camadas, não havendo, macroscopicamente, mistura entre camadas de fluido adjacentes. Por outro lado, o escoamento é turbulento quando ele deixa de se deslocar em camadas bem definidas, e essas passam a interagir entre si, resultantes de flutuações de alta frequência em sua velocidade média. Usualmente, o escoamento turbulento é definido por suas características: irregularidade, difusividade, tridimensionalidade, dissipação e altos números de Reynolds. A turbulência é um fenômeno da mecânica do contínuo, pois suas menores escalas são maiores do que a escala molecular. Por fim, ela é uma característica do escoamento, e não do fluido.

O critério que define o regime do escoamento – laminar ou turbulento – é o número de Reynolds, um parâmetro adimensional que leva em conta a massa específica, a viscosidade do fluido e a velocidade com a qual ele se desloca, bem como uma dimensão característica do escoamento. Para escoamentos internos, sob condições normais, a transição para a turbulência ocorre a números de Reynolds (Re) próximos de 2.300, embora experimentos já tenham sido capazes de manter o regime laminar a Re próximos a 100.000 em situações extremamente controladas [Fox *et al.*, 2004]. Esse não é o caso, entretanto, de escoamentos ao ar livre envolvendo grandes dimensões, como o do ar atmosférico. O escoamento do ar através do rotor de um gerador eólico envolve, portanto, números de Reynolds elevados, o que o caracteriza como essencialmente turbulento.

A velocidade do fluido, por sua vez, é o fator que determina se o escoamento é compressível ou incompressível. Como a velocidade na ponta da pá geralmente nunca excede os 100 m/s, o que equivale a um número de Mach de 0,3, pode-se assumir a hipótese de que o escoamento ao redor de uma turbina é incompressível [Schlichting, 1960], [Vermeer *et al.*, 2003].

4.1 As equações de Navier-Stokes

O conjunto de equações de Navier-Stokes (N-S) modela o movimento dos fluidos. Por simplicidade, e com foco no fenômeno estudado neste trabalho, as equações apresentadas a seguir estão simplificadas para ilustrar o escoamento incompressível de um fluido newtoniano

sem a presença de forças de campo atuando sobre ele e sem variação de temperatura. Além disso, o equacionamento será apresentado na notação indicial, notação do físico alemão Albert Einstein. O sistema, então, assume a seguinte forma:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (u_i u_j) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.2)$$

Nessas equações,

u_i e u_j são os campos de velocidade nas direções principais,

p é o campo de pressão,

t é o tempo,

ν é a viscosidade cinemática, e

ρ é a massa específica.

$i, j = 1, 2, 3$

A Eq. (4.1) representa o princípio da conservação de massa. A Eq. (4.2), por sua vez, representa o princípio da conservação da quantidade de movimento. Trata-se de um sistema, em três dimensões, de quatro variáveis e quatro incógnitas, constituindo-se, portanto, num sistema fechado. As equações em questão foram derivadas primeiramente por M. Navier, em 1827, e por S. D. Poisson, em 1831. Eles basearam-se em um argumento que envolvia a consideração de forças intermoleculares. Mais tarde, as mesmas equações foram derivadas sem a necessidade do uso de nenhuma hipótese desse tipo por B. de Saint Venant, em 1843, e G. G. Stokes, em 1845. Seu trabalho foi baseado na hipótese de que as tensões normais e de cisalhamento são funções lineares da taxa de deformação, em conformidade com a lei do atrito, devida a Newton [Schlichting, 1960].

Uma vez que a hipótese de Stokes é completamente arbitrária, não é, de antemão, certo que as equações de N-S forneçam uma descrição verdadeira da movimentação de um fluido [Schlichting, 1960]. Sua verificação, na maioria das aplicações práticas, só pode ser alcançada mediante experimentação. Devido às características não lineares das equações governantes e à complexidade das soluções procuradas, casos de escoamentos mais complexos permanecem sem solução analítica. Dessa forma, a solução do sistema de

equações apresentado vem sendo buscada através de métodos numéricos que vão desde a Simulação Numérica Direta (DNS), onde todas as escalas espaciais e temporais são efetivamente resolvidas, até os diferentes métodos de modelagem da turbulência [Möller e Silvestrini, 2004], que serão tratados na seção seguinte. Por outro lado, soluções conhecidas, como a de um escoamento laminar através de um tubo circular, apresentam um grau de concordância tão bom com experimentos que se conclui que a validade geral das equações de Navier-Stokes dificilmente poderá ser questionada [Schlichting, 1960].

4.2 Modelagem da turbulência

Escoamentos turbulentos são caracterizados por estruturas vorticiais (vórtices) de uma ampla variedade de escalas de dimensão e tempo. Os vórtices maiores são geralmente comparáveis em tamanho com o comprimento característico médio do escoamento, enquanto as escalas menores são responsáveis pela dissipação da energia cinética da turbulência. É possível, em teoria, resolver diretamente todo o espectro de escalas de turbulência através da abordagem DNS. Esta metodologia não requer modelos de turbulência, mas não é factível para problemas práticos de engenharia que envolvam escoamentos com números de Reynolds elevados. O custo computacional necessário para se resolver todas as escalas está relacionado com o número de Reynolds (Re). Claramente, para altos números de Reynolds, o custo se torna proibitivo [Mo e Lee, 2011].

As médias de Reynolds aplicadas às equações de Navier-Stokes (RANS) são um conjunto de equações derivado a partir da teoria da estabilidade dos escoamentos, proposta originalmente por Osborne Reynolds em 1895. A partir das equações básicas da mecânica dos fluidos para escoamentos laminares, pensou-se inicialmente que estes são afetados por certas pequenas perturbações que, aumentando com o tempo, favorecem a ocorrência da transição para o regime turbulento. A partir dessa lógica, tratou-se de decompor o deslocamento do fluido em componentes médias e de perturbação a ele imposta. Isso deu origem a novos termos incógnitos nas equações básicas de Navier-Stokes, produzindo um problema com mais incógnitas do que equações [Snel e Schepers, 1993]. É esse problema de fechamento que os modelos de turbulência tentam contornar, adicionando equações e hipóteses ao conjunto básico inicial.

Essa abordagem é a mais utilizada na maioria das simulações numéricas de escoamentos. Entretanto, a confiabilidade de seus resultados está ligada à qualidade do

equacionamento dos modelos aplicados no fechamento das incógnitas adicionais, os quais, via de regra, dependem de uma grande quantidade de constantes determinadas empiricamente. Diversos trabalhos numéricos baseados em RANS falharam em prever adequadamente características do escoamento, entre elas a transição do regime laminar para o turbulento, considerado um fator chave para a boa caracterização de um perfil aerodinâmico [Vermeer *et al.*, 2003]. Investigações numéricas recentes argumentam que os modelos de turbulência foram desenvolvidos inicialmente usando placas planas e outras geometrias com pequenos gradientes de pressão. Conforme notado nesses trabalhos, os métodos RANS fornecem resultados amplamente variáveis a ângulos de ataque associados ao estol. Em escoamentos inteiramente turbulentos, os modelos RANS superestimam o arrasto ao mesmo tempo em que também superestimam as localizações e os valores máximos de sustentação e torque [Guerra *et al.*, 2006].

A Simulação de Grandes Escalas (SGE, ou LES da sigla em inglês para Large Eddy Simulation) pode ser considerada uma alternativa intermediária entre a simulação numérica direta e a abordagem RANS [Mo e Lee, 2011]. Nesse sentido, Smagorinsky, em 1963, utilizando ideias da decomposição das escalas de Reynolds, propôs uma nova filosofia de modelagem, na qual a separação em um campo médio e respectivas flutuações não é mais utilizada, mas sim a separação das altas frequências das baixas, utilizando um processo de filtragem espacial. O comprimento característico do filtro, que determina a frequência de corte, é baseado no tamanho da malha de discretização [Freire *et al.*, 1998]. Para tanto, as variáveis presentes nessas equações governantes são separadas em uma parte dita de grandes escalas $\bar{F}(\vec{x}, t)$ e em outra parte dita sub-malha $F'(\vec{x}, t)$:

$$F(\vec{x}, t) = \bar{F}(\vec{x}, t) + F'(\vec{x}, t) \quad (4.3)$$

$F(\vec{x}, t)$ é uma função genérica. A parte filtrada é dada por:

$$\bar{F}(\vec{x}, t) = \int_D F(\vec{x}, t) G(\vec{x} - \vec{x}') d\vec{x}' \quad (4.4)$$

onde $G(\vec{x})$ é a função filtro. Ela é definida de diversas formas. Uma das mais utilizadas é a função filtro por volume, ou filtro *box*, dada pela equação a seguir:

$$G(\vec{x}) = \begin{cases} 1/\Delta^3; |\vec{x}| \leq \Delta/2 \\ 0; |\vec{x}| > \Delta/2 \end{cases} \quad (4.5)$$

onde Δ é o tamanho característico do filtro, o qual caracteriza a frequência de corte da filtragem. Em particular, se Δ for tomado como o tamanho da malha, o processo de filtragem se confunde com a filtragem imposta pela discretização, uma vez que no interior de um volume de discretização todas as variáveis são mantidas constantes.

Aplicando o processo de filtragem às equações governantes (4.1) e (4.2), obtêm-se as seguintes equações:

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (4.6)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i u_j}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) \quad (4.7)$$

Nota-se que, no sistema de equações acima, o termo não linear se apresenta na forma de um produto filtrado, o que torna impossível a solução desse sistema. Dessa forma, é necessário decompor as escalas, utilizando a equação (4.3), o que modificará apenas o termo não linear da seguinte forma:

$$\overline{u_i u_j} = \overline{(\bar{u}_i + u'_i)(\bar{u}_j + u'_j)} = \overline{\bar{u}_i \bar{u}_j} + \overline{\bar{u}_i u'_j} + \overline{u'_i \bar{u}_j} + \overline{u'_i u'_j} \quad (4.8)$$

Observa-se que o processo de decomposição ainda não resolve o problema colocado, pois os últimos membros da equação (4.8) continuam dependendo de dois produtos filtrados. Objetivando expressar esses termos em função do produto das variáveis filtradas, utiliza-se um tensor adicional, definido da seguinte forma:

$$L_{ij} = \overline{u'_i u'_j} - \overline{u'_i} \overline{u'_j} \quad (4.9)$$

Substituindo-se a equação (4.9) na equação (4.8), o resultado é o seguinte:

$$\overline{u_i u_j} = \overline{u_i} \overline{u_j} + \overline{u'_i u'_j} + \overline{u_i u'_j} + \overline{u'_i u_j} + L_{ij} \quad (4.10)$$

Finalmente, esse termo está escrito em função do produto das variáveis filtradas e de alguns tensores adicionais, identificados a seguir:

$$\tau_{ij} = \overline{u'_i u'_j} \quad (4.11)$$

$$C_{ij} = \overline{u'_i u_j} + \overline{u_i u'_j} \quad (4.12)$$

As Equações (4.9), (4.11) e (4.12) representam, respectivamente o Tensor de Leonard, o Tensor de Reynolds sub-malha e o Tensor cruzado. Substituindo-se esses resultados na equação (4.7), obtêm-se as equações governantes filtradas:

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_i} = 0 \quad (4.13)$$

$$\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\overline{u_i u_j}) = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\nu \frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} - (\tau_{ij} + C_{ij} + L_{ij}) \right] \quad (4.14)$$

Esse é um sistema de quatro equações e quatro variáveis transportadas (u_i e \overline{p}) acrescidas dos três tensores (τ_{ij} , C_{ij} e L_{ij}). Trata-se, então, de um sistema de equações aberto [Freire *et al.*, 1998], à semelhança da abordagem RANS citada anteriormente. Métodos para o fechamento dessas equações foram propostos ao longo das últimas décadas. A seguir, será apresentada a modelagem sub-malha da turbulência, que compõe a metodologia da Simulação de Grandes Escalas.

4.2.1 Modelagem sub-malha da turbulência

Para a modelagem dos termos sub-malha não resolvidos, diversas alternativas são propostas. Os modelos sub-malha mais difundidos são baseados no conceito de viscosidade turbulenta, conhecido como a hipótese de Boussinesq. O matemático francês Joseph Valentin Boussinesq propôs expressar o tensor de Reynolds sub-malha em função da taxa de

deformação gerada pelo campo de velocidades filtrado e da energia cinética turbulenta, como segue [Freire *et al.*, 1998]:

$$\tau_{ij} = -\nu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (4.15)$$

onde k é a energia cinética da turbulência, δ_{ij} é o Delta de *Kronecker*, e a viscosidade turbulenta, ν_t , pode ser calculada via diferentes modelos. Entre eles, está o modelo sub-malha de Smagorinsky, o qual foi utilizado no presente estudo.

Este modelo, que foi proposto em 1963, baseia-se na hipótese do equilíbrio local para as pequenas escalas, ou seja, que a produção de tensões turbulentas sub-malha seja igual à dissipação, conforme a Eq. (4.16):

$$\gamma = \varepsilon \quad (4.16)$$

onde a produção pode ser escrita em função da taxa de cisalhamento do campo filtrado e a dissipação pode ser escrita em função da escala de velocidade e do comprimento característicos sub-malha:

$$\gamma = -\overline{u'_i u'_j S_{ij}} = 2\nu_t S_{ij} S_{ij} \quad (4.17)$$

$$\varepsilon = -c_1 \left(\overline{u'_i u'_j} \right)^{3/2} / l \quad (4.18)$$

Na última equação, $\left(\overline{u'_i u'_j} \right)^{1/2}$ e l são as escalas de velocidade e de comprimento sub-malha respectivamente, ν_t é a viscosidade turbulenta, S_{ij} é o tensor taxa de deformação e c_1 é uma constante. Supõe-se, ainda, que a viscosidade turbulenta sub-malha seja proporcional a estas duas escalas, conforme a equação seguinte:

$$\nu_t = c_1 l \left(\overline{u'_i u'_j} \right) \quad (4.19)$$

Utilizando-se esse conjunto de equações, pode-se exprimir a viscosidade turbulenta em função da taxa de deformação e da escala de comprimento:

$$\nu_t = (C_s l)^2 \sqrt{S_{ij} S_{ij}} \quad (4.20)$$

O comprimento característico l é calculado em função da malha de discretização. A constante de Smagorinsky $C_s = 0,18$ foi determinada analiticamente por Lilly em 1967 para o caso de turbulência homogênea e isotrópica. No entanto, o valor dessa constante tem sido questionado e adaptado segundo o tipo de problema a ser resolvido [Freire *et al.*, 1998]. Verificou-se que o valor de 0,1 veio a fornecer os melhores resultados para uma ampla gama de escoamentos, sendo, portanto, o valor adotado como padrão no código FLUENT [ANSYS, 2009]. Apesar disso, esse primeiro modelo sub-malha tem sido largamente utilizado e permitiu o início de uma das mais promissoras linhas de pesquisa na área de simulação numérica de escoamentos turbulentos [Freire *et al.*, 1998].

4.3 Métodos numéricos na simulação de escoamentos

Na seção 4.1, foram apresentadas as Equações de Navier-Stokes. Conforme discutido, esse conjunto de equações é capaz de caracterizar a movimentação dos fluidos por completo. Sua solução analítica, entretanto, só pode ser obtida para casos particulares de escoamentos, nos quais uma ampla gama de hipóteses simplificativas é assumida, eliminando vários de seus termos. Para as demais aplicações, de forma geral, sua solução analítica permanece como um dos problemas em aberto da matemática moderna.

A Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD) vem sendo adotada como a principal alternativa quando a obtenção de soluções analíticas para conjuntos de equações é impossível ou muito difícil. Essa abordagem, juntamente com a sua contrapartida para as ciências térmicas (as ciências que contemplam a transferência de calor e massa computacional) se baseia na lógica de discretizar o domínio de cálculo em um número finito de elementos ou volumes e, dentro de cada um, resolver um conjunto de equações também discretizadas, que são derivadas diretamente das equações diferenciais que regem o comportamento das variáveis que se deseja obter [Patankar, 1980]. Essas equações discretizadas buscam aproximar o valor da solução exata das equações diferenciais contínuas por elas

representadas. Existem diversos métodos de discretização de equações diferenciais. Entre eles, pode-se citar a expansão em séries de Taylor.

Os métodos tradicionais para a solução numérica de equações diferenciais são os Métodos de Diferenças Finitas (MDF), de Volumes Finitos (MVF) e de Elementos Finitos (MEF). Historicamente, o MDF foi sempre empregado na área de mecânica dos Fluidos, enquanto o MEF foi para a área estrutural na solução de problemas de elasticidade. Até o início da década de 1970, tinha-se o MDF com grande experiência na área de fluidos, mas sem habilidades para tratar geometrias complexas, e o MEF hábil no tratamento da geometria, mas sem ferramentas para tratar os termos advectivos presentes nas equações do movimento. Esse e outros problemas motivaram pesquisas para o aprimoramento do MVF, no qual as equações aproximadas são obtidas através de balanços de conservação no volume elementar, em vez de trabalhar apenas com os pontos da malha como os métodos antecessores [Maliska, 2004].

Apesar do fato que, recentemente, códigos comerciais de CFD baseados no método dos elementos finitos começaram a ser disponibilizados, o mercado atualmente é dominado por quatro códigos: PHOENICS, FLOW3D, STAR-CD e FLUENT. Todos eles são baseados no método dos volumes finitos [Versteeg e Malalasekera, 1995]. O presente estudo se apoia no código FLUENT, publicado pelo desenvolvedor norte-americano ANSYS, Inc. Portanto, a descrição que se segue contemplará apenas o MVF.

O ANSYS FLUENT, portanto, divide o domínio de cálculo em volumes de controle para converter uma equação de transporte de um escalar em uma equação algébrica que pode ser resolvida numericamente. Essa técnica consiste em integrar a equação de transporte em cada volume, o que resulta em uma equação discreta que expressa as leis de conservação baseadas na lógica de um volume de controle fechado.

4.3.1 Discretização das equações governantes

A discretização das equações governantes pode ser ilustrada mais facilmente considerando-se a equação de conservação transiente para o transporte de uma variável escalar genérica ϕ . Isso é demonstrado pela seguinte equação, escrita na forma integral para um volume de controle arbitrário V como segue [ANSYS, 2009], [Versteeg e Malalasekera, 1995]:

$$\int_V \frac{\partial \rho \phi}{\partial t} dV + \int \rho \phi \vec{v} \cdot d\vec{A} = \int \Gamma_\phi \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (4.21)$$

Os termos dessa equação são descritos a seguir:

ρ = massa específica;

\vec{v} = vetor velocidade;

\vec{A} = vetor área de superfície;

Γ_ϕ = coeficiente de difusão para a variável ϕ ;

$\nabla \phi$ = gradiente de ϕ ;

S_ϕ = fonte de ϕ por unidade de volume.

A equação (4.21) é aplicada a cada volume de controle, ou célula, do domínio computacional. Sua discretização, em uma dada célula, resulta em:

$$\frac{\partial \rho \phi}{\partial t} V + \sum_f^{N_{faces}} \rho_f \vec{v}_f \phi_f \cdot \vec{A}_f = \sum_f^{N_{faces}} \Gamma_\phi \nabla \phi_f \cdot \vec{A}_f + S_\phi V \quad (4.22)$$

onde

N_{faces} = número de faces que delimitam a célula;

ϕ_f = valor da variável ϕ convectada através da face f ;

$\rho_f \vec{v}_f \cdot \vec{A}_f$ = fluxo de massa através da face;

\vec{A}_f = área da superfície da face f ;

$\nabla \phi_f$ = gradiente de ϕ na face f ;

V = volume da célula.

A equação (4.22) é a equação discretizada do transporte do escalar ϕ . Essa equação é, em geral, não linear. Sua forma linearizada pode ser escrita como:

$$a_p \phi = \sum_{nb} a_{nb} \phi_{nb} + b \quad (4.23)$$

onde o índice nb se refere às células vizinhas (*neighbors*), e a_p e a_{nb} são os coeficientes linearizados para ϕ e ϕ_{nb} . As equações resolvidas pelo código FLUENT são da mesma forma

das aqui apresentadas e se aplicam a malhas multidimensionais e não estruturadas, compostas por poliedros de geometria arbitrária. Expressões similares podem ser escritas para cada volume da malha. O resultado é um conjunto de equações algébricas com uma matriz de coeficientes [ANSYS, 2009].

4.3.2 Discretização espacial

Por padrão, o código armazena valores discretos da variável ϕ no centro das células, mas os valores nas faces ϕ_f são necessários para os termos convectivos da equação (4.22) e devem ser interpolados a partir do valor no centro da célula. Essa tarefa é realizada usando um esquema *upwind*. Isso significa que o valor na face ϕ_f é obtido a partir de quantidades nas células à montante do escoamento, em relação à velocidade normal v_n . Dentre as opções disponíveis, optou-se por utilizar o esquema *upwind* de segunda ordem no presente estudo.

No esquema de segunda ordem, obtém-se maior precisão nos cálculos nas faces das células por meio do uso de uma expansão em séries de Taylor das soluções obtidas no centroide da célula [ANSYS, 2009].

4.3.3 Discretização temporal

Para simulações numéricas em regime transiente, como é o caso deste estudo, as equações governantes precisam ser discretizadas não apenas no espaço, mas também no tempo. A discretização temporal envolve a integração de cada termo na equação diferencial em um passo de tempo Δt . Essa operação não é complexa. Se for considerada uma expressão genérica para a evolução do tempo envolvendo a variável ϕ , como por exemplo:

$$\frac{\partial \phi}{\partial t} = F(\phi) \quad (4.24)$$

O resultado, se o esquema de segunda ordem for utilizado, é:

$$\frac{3\phi^{n+1} - 4\phi^n + \phi^{n-1}}{2\Delta t} = F(\phi) \quad (4.25)$$

Na equação (4.25),

ϕ = quantidade escalar genérica;

$n+1$ = valor no próximo instante de tempo, $t + \Delta t$;

n = valor no instante atual, t ;

$n-1$ = valor no instante de tempo anterior, $t - \Delta t$.

Uma vez que a função foi discretizada, resta definir qual instante de tempo de ϕ deve ser usado para obter $F(\phi)$. Uma opção é calcular a função no instante de tempo futuro; refere-se a isso como integração “implícita”. Caso contrário, se a opção for por calculá-la no instante de tempo atual, a isso se dá o nome de integração “explícita”.

Neste estudo, foi utilizado o esquema implícito. A vantagem de usá-lo é que ele é incondicionalmente estável com respeito ao passo de tempo [ANSYS, 2009].

5 CASO EM ESTUDO: O EXPERIMENTO UAE PHASE VI

Este capítulo descreve o experimento utilizado como referência para a avaliação das simulações numéricas. O Laboratório Nacional norte-americano para as Energias Renováveis (NREL) completou com sucesso em maio de 2000 seu teste experimental, denominado *Unsteady Aerodynamics Experiment (UAE) Phase VI*, no qual foi testada uma turbina eólica de 10 metros de diâmetro no túnel de vento *Ames* da NASA, no estado da Califórnia, EUA. Após o teste, o NREL publicou os resultados das suas diversas campanhas de medição, bem como informações a respeito da geometria do aerogerador, em seu website, com o propósito de analisar o desempenho dos códigos comerciais desenvolvidos ao redor do mundo [Mo e Lee, 2011]. Dessa forma, o presente trabalho adota a geometria das pás do rotor do UAE *Phase VI* como um parâmetro para simulações em CFD, pois tal geometria pode ser facilmente reproduzida utilizando os dados de máquina disponibilizados e resultados confiáveis dos testes podem ser obtidos.

As rotinas de testes foram criadas de modo a acomodar duas investigações de desempenho aerodinâmico. Uma das séries de testes foi elaborada para emular operação em campo; a outra, para coletar dados focados em fenômenos específicos do escoamento. Os testes foram executados tanto nas configurações upwind quanto downwind, bem como com as pás rígidas ou não, de modo a permitir que o vento impusesse nelas um ângulo de cone. Alguns deles foram feitos com a pá instrumentada estacionada no topo do ciclo do rotor ou atrás da torre. Os instrumentos usados para medir ângulos de escoamento e pressões adiante do bordo de ataque estavam instalados em uma das pás na maioria das sequências, mas foram removidos para outras. Extensões de pás, placas e até mesmo uma peça para modificar a geometria da torre foram utilizadas para completar as campanhas de medição.

5.1 Objetivos do experimento

Historicamente, incertezas experimentais têm corrompido as medições aerodinâmicas de turbinas eólicas o suficiente para ocultar a verdadeira física do fenômeno [Schreck, 2002]. Nos Estados Unidos, essa questão conduziu às baterias de testes realizadas pelo NREL com os seus experimentos UAE *Phases I-VI*. O objetivo básico desses experimentos, desde a sua primeira fase, tem sido fornecer informação para quantificar em sua plenitude o comportamento tridimensional de turbinas eólicas de eixo horizontal. Desde 1987, os

experimentos vêm sendo conduzidos pelo NREL, que está localizado no National Wind Technology Center (NWTC), na cidade de Golden, CO, EUA [Hand *et al.*, 2001]. Esses testes, bem como testes similares conduzidos na Europa [Snel *et al.*, 2007], têm mostrado que turbinas eólicas apresentam respostas aerodinâmicas muito complexas quando operam em campo.

Especificamente, o objetivo do experimento UAE *Phase VI*, o primeiro realizado em túnel de vento, foi adquirir medições aerodinâmicas e estruturais quantitativas precisas em um aerogerador que representasse, geométrica e dinamicamente, uma máquina em escala real, em um ambiente livre de grandes anomalias no escoamento de entrada. Ele foi desenvolvido para fornecer medições precisas e confiáveis, garantidas por uma alta resolução espacial e temporal [Schreck, 2002]. Seus dados vêm sendo utilizados para desenvolver e validar modelos complexos de engenharia criados para projetar e analisar máquinas eólicas cada vez mais avançadas [Hand *et al.*, 2001].

5.2 O túnel de vento

Localizado no Centro de Pesquisas *Ames*, pertencente à Agência Espacial Norte-Americana, o *National Full-Scale Aerodynamics Complex*, ilustrado na Figura 5.1, foi inaugurado em 1944 com uma seção de testes fechada de dimensões 12,2 m de altura por 24,4 m de largura. Em 1987, uma seção de testes de 24,4 m de altura por 36,6 m de largura foi adicionada, fazendo dele o maior túnel de vento do mundo [Schreck, 2002]. Essa seção é aberta e, por causa do seu tamanho, se fez necessário um aumento na potência de seus ventiladores. Originalmente, cada um dos seis ventiladores era composto por seis pás e impulsionado por um motor elétrico de 4.500 kW. O sistema redimensionado inclui seis novos ventiladores, cada um com 15 pás e impulsionado por um motor elétrico de 16.800 kW, o que resulta em uma potência elétrica total de 106 MW [Hand *et al.*, 2001]. Os sistemas de controle dos ventiladores e de suas pás permitem controle preciso da velocidade na seção de testes, que são continuamente variáveis desde próximo de zero até 50 m/s [Schreck, 2002].

5.3 A turbina do teste

A turbina usada nos testes foi construída a partir de uma máquina Grumman Wind Stream-33. Várias modificações foram feitas no modelo original para adaptá-lo aos testes no

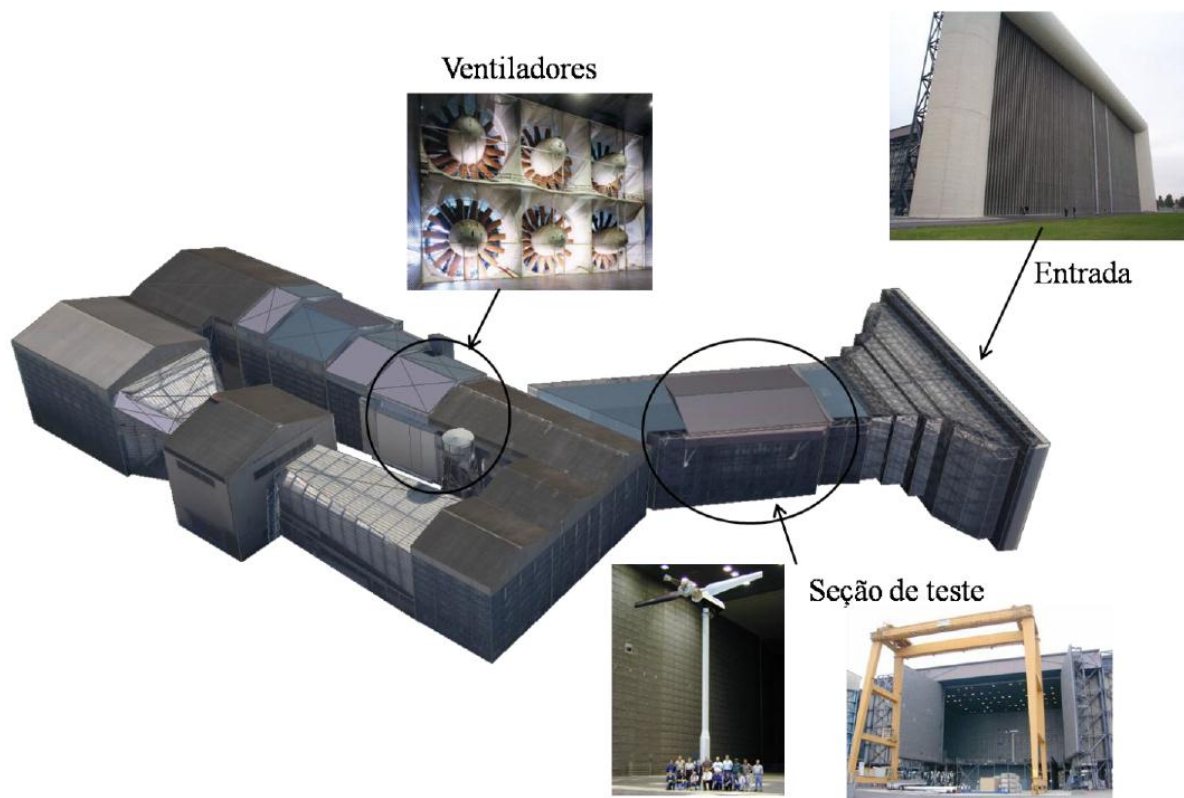


Figura 5.1 – Túnel de Vento NASA Ames

[Adaptado de Wenzel, 2010]

túnel [Hand *et al.*, 2001]. A turbina, de 10 m de diâmetro, regulada por estol e com ângulo de passo variável em todo o comprimento da pá, tem uma potência de projeto de 20 kW. A solidez de seu rotor, que é a razão entre a área ocupada pelas pás e a área por elas varrida, é igual a 0,061. O modelo usado nos testes possuía duas pás e foi testado tanto na configuração *upwind* quanto *downwind*. A Figura 5.2 mostra o aerogerador montado na seção de testes do túnel de vento.

Uma nova torre foi também projetada para o teste em túnel de vento. Ela foi pensada para obter uma altura do eixo da máquina de 12,2 m, deixando-o à altura da linha de centro do túnel. A torre original para uso em campo posicionava o eixo da máquina a uma altura de 17,03 m [Hand *et al.*, 2001].

5.4 Geometria da pá da turbina

As pás usadas durante os testes no túnel de vento foram desenhadas e fabricadas de forma similar às aquelas que foram usadas nos experimentos anteriores. O perfil aerodinâmico

S809, desenvolvido a pedido do NREL, foi o escolhido, e foi usado exclusivamente [Hand *et al.*, 2001].



Figura 5.2 – Turbina montada na seção de testes

[Adaptado de Schreck, 2002]

As pás são compostas pelo perfil S809 da raiz à ponta. O ângulo de passo das pás, que são torcidas (apresentam ainda ângulo de torção), é definido a 75% do comprimento, e o seu eixo está a 30% da corda [Sezer-Uzol e Long, 2006]. A Figura 5.3 ilustra o perfil aerodinâmico. A Figura 5.4 mostra a distribuição do ângulo de torção ao longo da envergadura da pá.

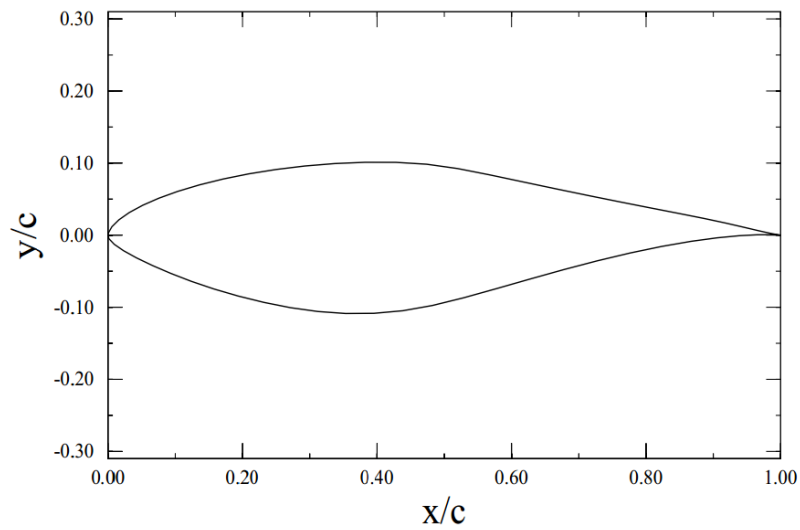


Figura 5.3 – O perfil S809

[Adaptado de Wolfe e Ochs, 1997]

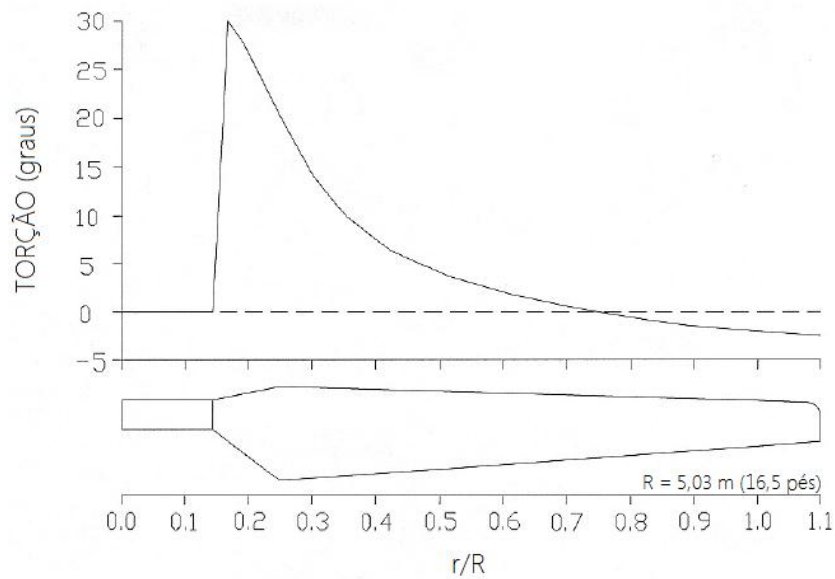


Figura 5.4 – Distribuição do ângulo de torção da pá

[Adaptado de Giguère e Selig, 1999]

O comprimento da corda na raiz da pá é 0,737 m, enquanto que na ponta a corda mede 0,356 m. Na base da pá há um cilindro de 0,109 m de raio que se estende de 0,508 m até 0,724 m, e a partir desse ponto há uma transição da seção circular até a raiz do aerofólio, em 1,257 m. A Figura 5.5 ilustra essa configuração.

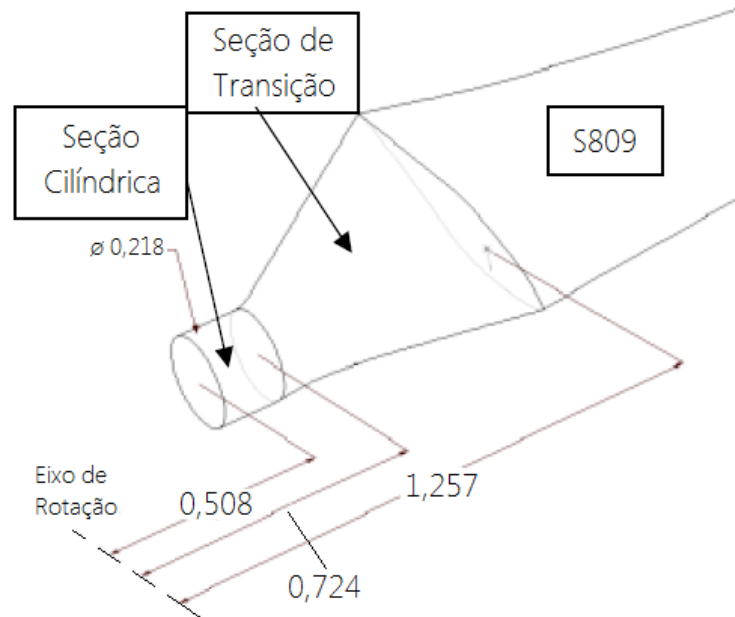


Figura 5.5 – Esquema da raiz da pá (medidas em metros)

[Adaptado de Hand *et al.*, 2001]

O perfil S809 tem uma base de dados de testes em túnel de vento bem documentada, que inclui distribuições de pressão, locais de separação do escoamento, dados de arrasto e materiais de visualização de escoamentos [Simms *et al.*, 2001]. As demais características do aerofólio podem ser encontradas em Hand *et al.*, 2001. As dimensões da pá são ilustradas na Figura 5.6.

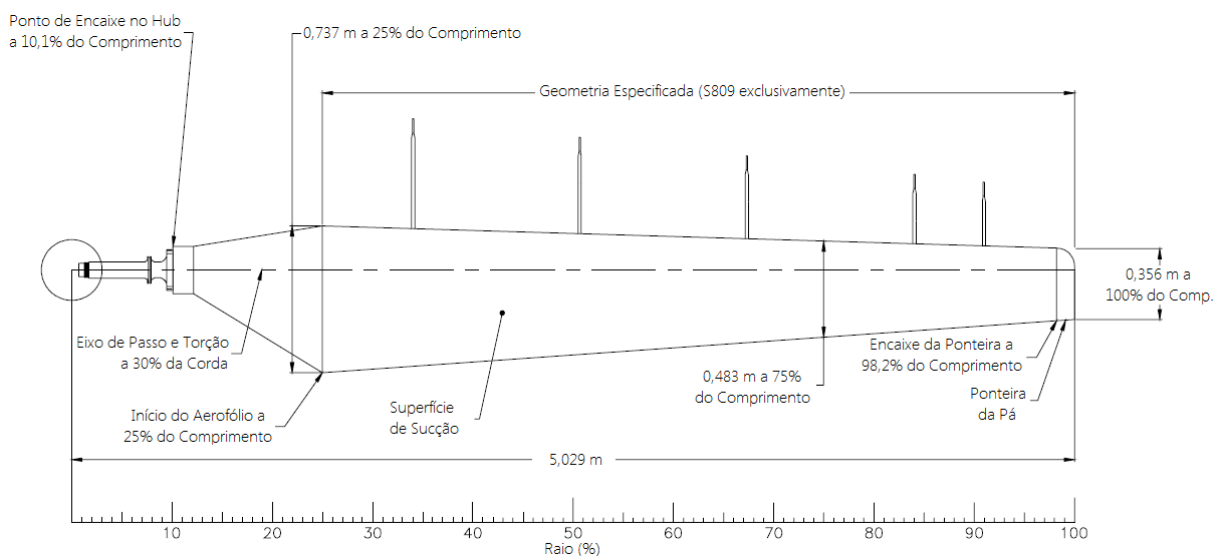


Figura 5.6 – Dimensões da pá planificada

[Adaptado de Hand *et al.*, 2001]

5.5 Medição da velocidade do vento à jusante da turbina

Dois anemômetros sônicos tipo K foram usados para medir a esteira em três eixos. Cada equipamento mediu a velocidade acústica ao longo de um comprimento de 15 cm, trabalhando a uma frequência de 200 Hz [Hand *et al.*, 2001]. Os dispositivos e seu posicionamento são mostrados na Figura 5.7.

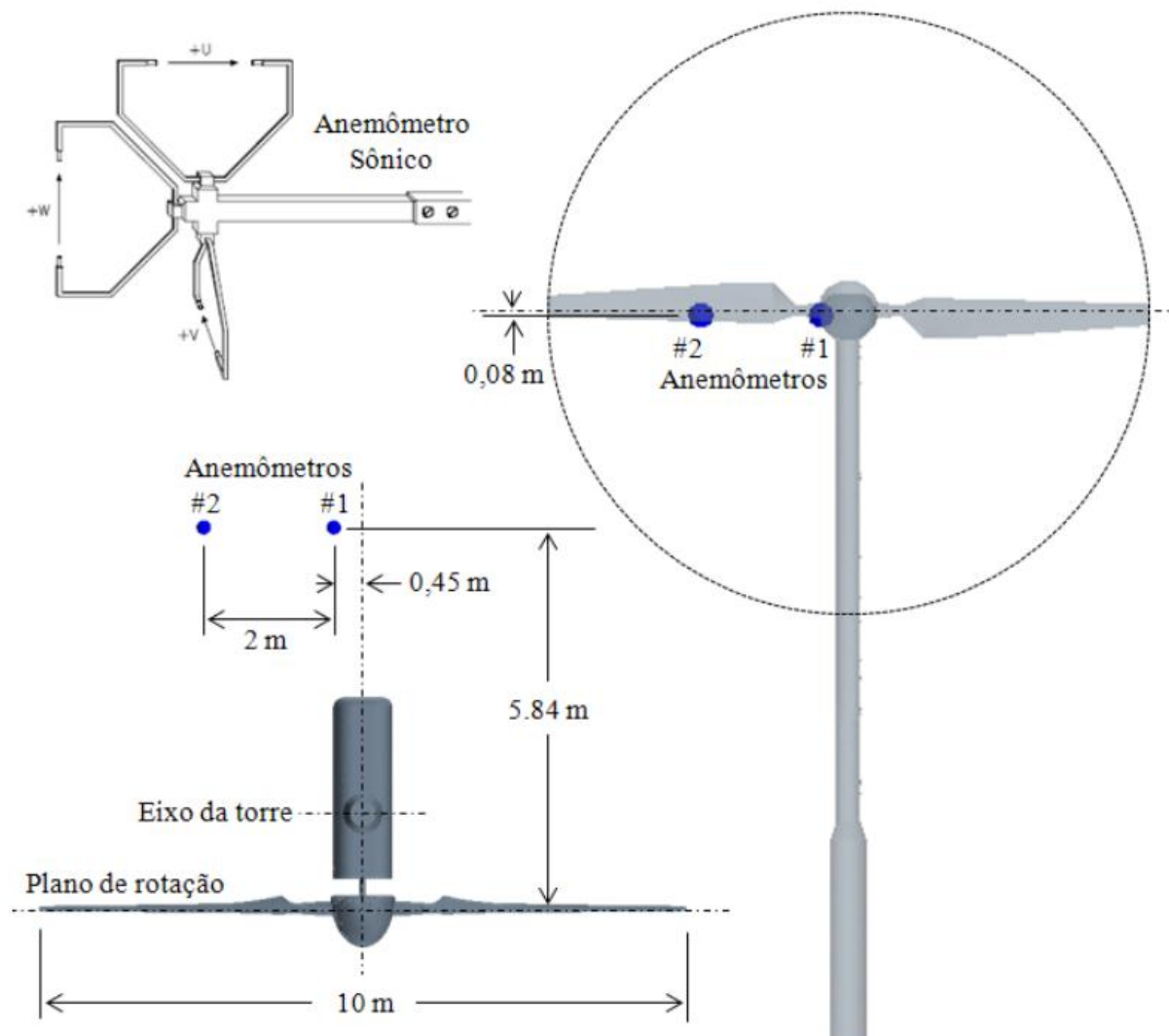


Figura 5.7 – Posicionamento dos anemômetros

6 METODOLOGIA COMPUTACIONAL

O comportamento do escoamento após passar pelo rotor de uma turbina eólica é o parâmetro que se deseja estudar numericamente.

Deseja-se saber qual é o grau de concordância desta modelagem numérica em relação ao experimento, detectar os fatores responsáveis por eventuais discordâncias entre dados analisados e tomar conhecimento das mais importantes estruturas turbulentas presentes na esteira. Para atingir esse objetivo, será feito uso da Simulação de Grandes Escalas na modelagem da turbulência de um escoamento em regime transiente. A malha da discretização será não estruturada, pois sua geração é mais simples do que a de uma malha estruturada. Além do mais, o solver utilizado permite essa configuração. Dessa forma, as malhas de superfície serão compostas por triângulos e quadriláteros, enquanto as malhas de volume serão compostas majoritariamente por tetraedros.

Para a análise do escoamento na esteira do experimento UAE *Phase IV*, emprega-se a simulação numérica baseada na solução das equações de Navier-Stokes e conservação de massa do escoamento incompressível, adotando a modelagem de grandes escalas para avaliar o escoamento turbulento, conforme descrito nas equações (4.13) e (4.14). O modelo sub-malha adotado é o modelo de Smagorinsky, apresentado no item 4.2.1.

A solução aproximada é feita através do método de volumes finitos. Para isso, o programa ANSYS FLUENT 13.0 resolve sistemas de equações da forma da equação (4.23), conforme descrito na seção 4.3.

Neste capítulo, serão descritas a modelagem geométrica, o domínio computacional, a discretização e as condições de contorno empregadas na solução.

6.1 Definição e modelagem geométrica do problema

Neste trabalho, foram reproduzidas as sequências H e I do experimento UAE *Phase VI*, denominadas respectivamente de sequências 1 e 2. A Tabela 6.1 mostra seus parâmetros [Hand *et al.*, 2001].

As geometrias escolhidas para serem reproduzidas nesse estudo são idênticas. A única diferença entre as sequências 1 e 2 é que, na primeira, o ângulo de passo das pás é de 3 graus, enquanto que na segunda esse ângulo é nulo.

Tabela 6.1 – Parâmetros das sequências de medição reproduzidas

	Sequência 1 (H)	Sequência 2 (I)
Ângulo de cone	0°	0°
Ângulo de <i>yaw</i>	0°	0°
Ângulo de passo	3°	0°
Velocidade de entrada	9 m/s	9 m/s
Velocidade do rotor	72 RPM	72 RPM
Duração da medição	30 s	30 s

As pás foram reproduzidas com a máxima fidelidade possível. Como no experimento real, conforme exposto no capítulo 5, o ângulo de passo é definido a 75% do comprimento, e o eixo que une os perfis S809 está a 30% da corda. Uma geometria, não linearmente torcida, de 5,029 m de envergadura e ponta arredondada, conforme ilustrado na Figura 6.1, foi gerada usando o Software CAD *SolidWorks* 2010.



Figura 6.1 – A pá, desenhada em software CAD

A primeira etapa da modelagem da pá foi criar os perfis aerodinâmicos ao longo da envergadura. Foram criados 20 perfis, desde a raiz até a ponta, seguindo a tabela de pontos parametrizados em função do comprimento da corda e da distância ao eixo fornecida pelo NREL.

Para obter um rotor completo, bastou espelhar a pá em relação ao centro de giro dela e modelar um hub em formato elíptico. O hub está em desacordo com a peça do experimento, que é claramente visível na Figura 5.2, mas isso se deve ao fato de que a peça original não é aerodinâmica, e foi pensada para suportar uma câmera de vídeo. Assim, como não existem

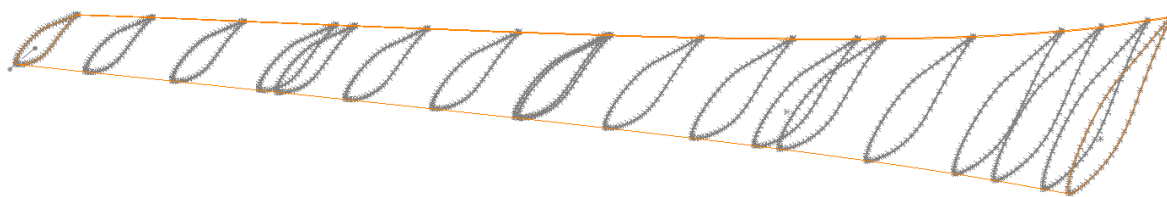


Figura 6.2 – Detalhe do processo de geração da pá

informações sobre a sua geometria, tentou-se aproximar o rotor a ser simulado ao de uma máquina comercial pronta para operar em campo.

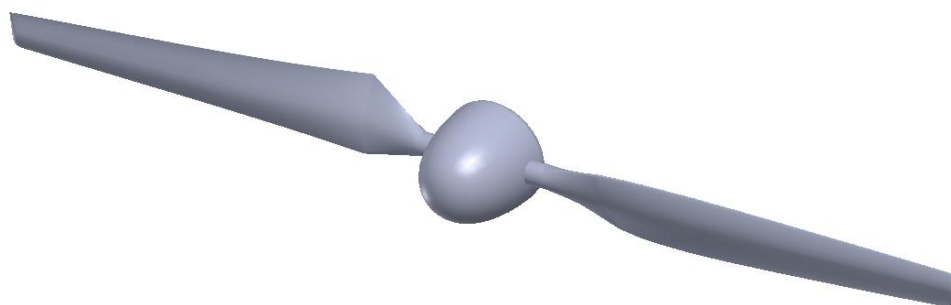


Figura 6.3 – O rotor completo

Os demais componentes (nacele e torre) foram modelados de acordo com os parâmetros apresentados em Hand *et al.*, 2001.

As dimensões do domínio computacional foram modeladas de acordo com as da seção real do túnel de vento, que mede 36,6 metros de largura por 24,4 metros de altura (120 x 80 pés). Seu comprimento, entretanto, foi definido em 170 metros. Essa escolha se justifica pelo fato de que o comprimento real do túnel de vento não permite que estudos de esteira distante sejam realizados, e também por que um domínio computacional muito curto pode introduzir erro em uma simulação numérica. Isso se deve à condição de contorno de saída, na qual a pressão manométrica é fixada nula. Mais detalhes sobre as condições de contorno serão expostos na seção 6.4.

6.2 Discretização: geração da malha de volumes finitos

No domínio de 170 m de comprimento, posicionou-se a turbina a 20 metros da superfície de entrada, deixando os 150 metros restantes para o desenvolvimento do

escoamento. Para discretizá-lo, foram avaliadas três malhas, cada uma com a sua densidade de células, variando de 350 mil a um milhão e quatrocentos mil volumes. A escolha da malha que será usada nas simulações será feita a partir dos resultados do estudo de qualidade apresentado no capítulo 7. Todas elas são compostas por tetraedros. O refinamento, em todos os casos, é maior na região tubular atrás do rotor por onde se espera que a esteira se desenvolva. Na periferia, o refinamento é menor, para contribuir com um menor custo computacional.

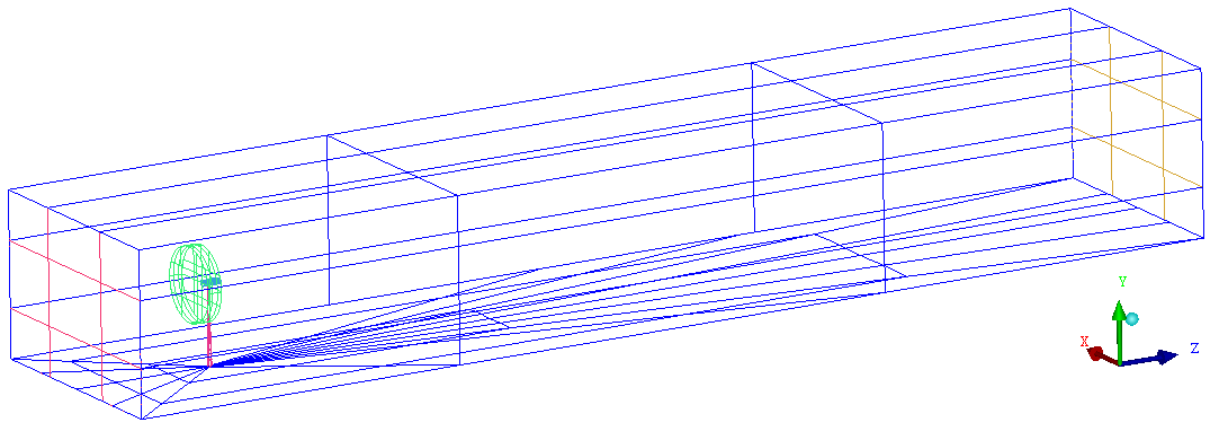


Figura 6.4 – O domínio em toda a sua extensão

Esse domínio compreende a torre e a nacele, mas não o conjunto do rotor, o qual é incluído posteriormente no espaço em forma de disco de 12 metros de diâmetro e 2 metros de espessura representado pela cor verde na Figura 6.4. Seu centro coincide com a linha de centro do túnel.

De modo a permitir a rotação das pás durante as simulações, emprega-se a ferramenta disponível no código FLUENT denominada *Moving Mesh*. Esta permite que haja partes móveis no domínio, que são simuladas em conjunto com outras partes, essas estáticas. Isso exigiu que a malha que envolve o rotor fosse criada separadamente da malha do restante do domínio. Para isso, foi criado um disco com as dimensões supracitadas, cuja origem do sistema de coordenadas coincide com o ponto de conexão desse conjunto com a nacele, além de coincidir também com o eixo de rotação. Esse domínio cilíndrico contém, além das pás e do hub, as células de menor volume, que medem, respectivamente, $1,530 \times 10^{-9} \text{ m}^3$ para o caso com ângulo de passo igual a zero e $5,196 \times 10^{-9} \text{ m}^3$ para o conjunto com ângulo de passo 3° . Os volumes são mais reduzidos nessa região por que é necessário que a malha se adapte à geometria complexa do rotor. Além disso, a região mais próxima das pás apresenta os

gradientes mais elevados, necessitando assim, ser resolvida com mais precisão, de modo a apresentar resultados mais confiáveis.

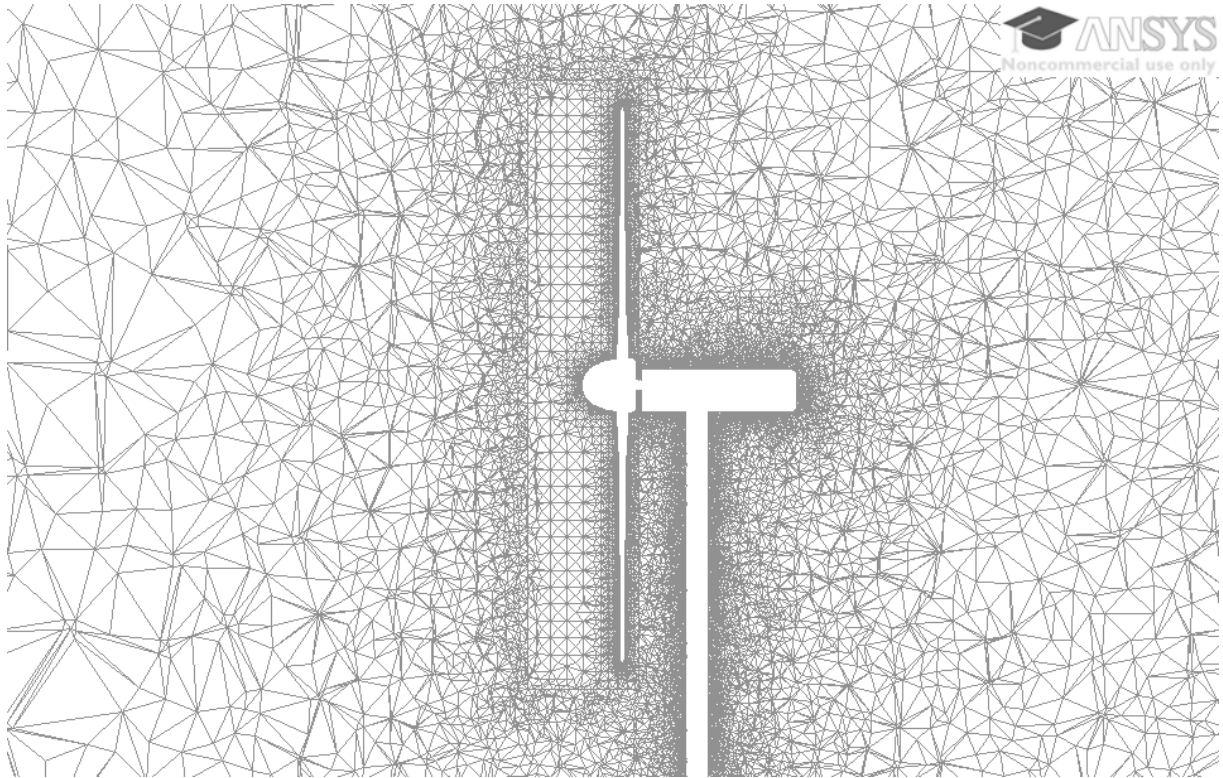


Figura 6.5 – Detalhe da malha na região do rotor

A Figura 6.5 mostra um corte no qual podem ser visualizados os elementos de malha em torno do rotor, bem como o refinamento deles em função da proximidade com a geometria. Nota-se claramente a região compreendida pelo disco que contém as pás. As diferenças de padrão e tamanho dos volumes devem-se ao fato de que esse disco foi feito separadamente e foi posteriormente adicionado ao restante do domínio.

Os métodos numéricos empregados nas simulações desse estudo são os que foram apresentados nas seções 4.3.2 e 4.3.3.

6.3 Tratamento na proximidade da parede

Escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes. Obviamente, o campo médio de velocidades é afetado pela condição de não deslizamento que deve ser satisfeita junto às paredes. Além disso, sua presença afeta a turbulência de uma forma não trivial.

Experimentos mostraram que a região próxima à parede pode ser subdividida em três camadas. Na camada mais interna, chamada de “subcamada viscosa”, o escoamento é quase laminar, e a viscosidade desempenha um papel dominante na transferência de calor, massa e quantidade de movimento. Na camada mais externa, chamada de “camada completamente turbulenta”, é a turbulência que desempenha um papel dominante. Finalmente, há uma região intermediária onde os efeitos da viscosidade e da turbulência são igualmente importantes [ANSYS, 2009].

Nesta simulação, emprega-se o seguinte método para o tratamento de paredes: quando a malha é suficientemente fina para resolver a subcamada viscosa, a tensão de cisalhamento na parede é obtida através da relação tensão-deformação laminar. Se a malha é muito grossa para resolver a subcamada laminar, o código assume que o centroide das células adjacentes à parede está localizado dentro da camada completamente turbulenta, e a lei da parede é empregada [ANSYS, 2009].

Faixas de y^+ unitário admitem que a subcamada viscosa é bem resolvida. Para valores de y^+ entre 30 e 300, aproximadamente, o código modela a camada-limite usando uma Lei de Potência [Wenzel, 2010]. Neste estudo, para a velocidade do vento de entrada igual a 9 m/s, o valor médio do y^+ sobre as pás é 190.

6.4 Condições iniciais e de contorno

As condições de contorno foram definidas de modo a reproduzir com a máxima fidelidade o experimento em túnel de vento. Dessa forma, as paredes laterais do domínio apresentam condição de não deslizamento. Isso garante que uma camada-limite se desenvolva sobre elas como no experimento real.

Todos os componentes da turbina foram tratados como paredes. A interação entre o disco que contém o rotor e o restante do domínio foi modelada como condição de *Interface*. Isso faz com que o código entenda que, apesar de se tratar de partes diferentes, essa condição não impõe nenhum obstáculo ao escoamento.

Ao rotor, é imposta a velocidade de rotação empregada no experimento, constante igual a 72 RPM, ou 7,54 rad/s, no sentido anti-horário em relação a um ponto de observação alinhado ao sentido do escoamento. A condição de entrada é velocidade do vento constante igual a 9 m/s sobre toda a área de entrada, normal à sua superfície. A condição de saída é pressão manométrica nula na superfície de saída.

6.5 Execução das simulações

Todas as simulações foram realizadas em regime transiente. Primeiramente, são executadas três simulações com o objetivo de avaliar a qualidade das discretizações e optar pela malha de melhor qualidade. Em todas elas, o ângulo de passo das pás do rotor era igual a 0°.

Feita a escolha pela malha mais adequada, procede-se à realização das simulações de modo a obter os resultados. Assim, a malha escolhida em função de sua qualidade foi utilizada. Na sequência, uma segunda simulação é realizada, empregando a malha mais refinada, cujo rotor apresenta ângulo de passo igual a 3°. A Tabela 6.2 resume as simulações realizadas.

Tabela 6.2 – Simulações realizadas

Nº	Nome	Nº volumes	Ângulo de passo	Objetivos
1	r1passo0	1.052.593	0°	Avaliar qualidade
2	r1p0media	1.284.405	0°	Avaliar qualidade
3	r1p0fina	2.034.655	0°	Avaliar qualidade e extrair resultados
4	r1p3fina	2.054.967	3°	Extrair resultados

7 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo apresenta os resultados obtidos nas simulações realizadas neste estudo. Os valores da velocidade do vento nos anemômetros 1 e 2 são comparados com os valores obtidos no experimento; a distribuição de velocidades ao longo do eixo do rotor e as distribuições axiais dos perfis de velocidades em quatro posições à jusante são, também, apresentadas. Todos os estudos levaram em conta a componente axial da velocidade, aquela que é paralela ao escoamento não perturbado original, visando à comparação com os valores obtidos por outros autores.

7.1 Resultados nos anemômetros e comparação com resultados experimentais

Em função de fatores como as dimensões do domínio, a presença de escoamento turbulento, o regime transiente, a complexidade da geometria e o caráter não estruturado da discretização, os trabalhos publicados sobre a análise numérica do escoamento na esteira de turbinas eólicas usualmente não apresentam estudos de independência de malha [Mo e Lee, 2011].

Na SGE, uma das principais limitações associadas ao filtro implícito convencional é que as simulações são altamente dependentes das malhas empregadas devido à dependência inerente da operação de filtragem das pequenas escalas [You *et al.*, 2010]. Em outras palavras, a SGE como abordada no presente estudo é naturalmente malha-dependente, uma vez que sempre haverá uma parcela a ser simulada. Essa parcela é o modelo sub-malha.

Em vista disso, optou-se então por realizar um estudo de qualidade de malha, em que foi calculada a diferença entre os valores lidos pelos anemômetros descritos no item 5.5 para três densidades de malha com relação ao valor medido nos experimentos. O parâmetro em questão é a componente axial da velocidade, e a diferença, em termos percentuais, foi calculada usando, para cada malha, o valor experimental e o valor calculado, conforme a Equação (7.1).

$$Diferença(\%) = \left| \frac{Experimental - Calculado}{Experimental} \right| \cdot 100 \quad (7.1)$$

A Tabela 7.1 apresenta os valores médios obtidos nos dois anemômetros para cada uma das três malhas estudadas, bem como os obtidos por Wenzel, 2010 e os valores médios experimentais e seu desvio-padrão, fornecidos por Larwood, 2003, todos em metros por segundo. Os valores obtidos para cada uma das três malhas são a média dos valores fornecidos por cada anemômetro em um espaço de 8 segundos de simulação, na situação em que o ângulo de passo das pás estava configurado em 0° . Esses dados são ilustrados na Figura 7.1. A Tabela 7.2 apresenta as diferenças percentuais para cada malha em relação ao valor experimental.

Tabela 7.1 - Valores da velocidade do vento medida nos anemômetros, em m/s

Anemômetro	Malha nº 1	Malha nº 2	Malha nº 3	Wenzel	Larwood
1	7,343481	8,021218	7,239632	8,28	7,38±0,91
2	6,437442	6,408842	5,719918	6,86	5,41±0,12

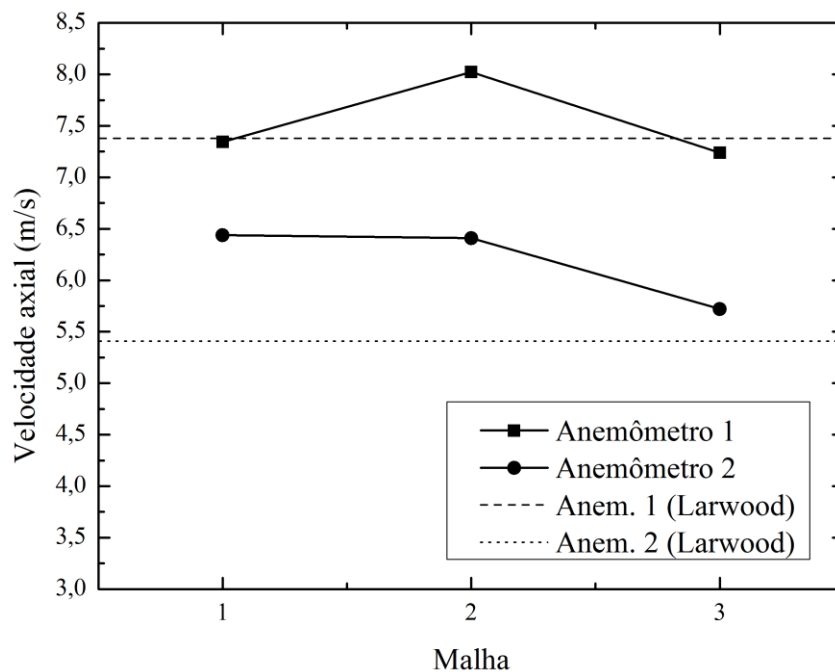


Figura 7.1 – Variação da velocidade nos anemômetros em função da discretização, em comparação com [Larwood, 2003]

Tabela 7.2 – Diferenças entre os valores medidos e os experimentais

Anemômetro	Valor experim.	Malha n° 1	Malha n° 2	Malha n°3
1	7,38±12,33%	0,49%	8,68%	1,36%
2	5,41±2,21%	18,99%	18,46%	5,72%

Em função das diferenças apresentadas pela malha n° 3, ela foi a escolhida para dar continuidade às simulações, visando à maior precisão possível apesar dos maiores tempos computacionais impostos pelo maior refinamento. Com relação ao anemômetro 1, todos os valores estão dentro de um desvio-padrão em relação ao valor experimental, com destaque para as malhas 1 e 3, ambas com diferença em relação ao experimental inferior a 2%. Os valores do anemômetro 2, no entanto, estão todos acima de um desvio-padrão. A configuração que mais se aproxima do valor medido é a malha n° 3.

Wenzel, 2010, obteve numericamente em uma de suas simulações, transiente com passo de tempo igual a 0,05 segundos, os valores de 8,28 m/s e 6,86 m/s, para os anemômetros 1 e 2 respectivamente, empregando a abordagem das Médias de Reynolds aplicadas às Equações de Navier-Stokes e o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Usando o critério do cálculo da diferença apresentado na Equação (7.1), a diferença entre os dados desse autor e os valores experimentais é, respectivamente, 12,19% e 26,8%.

7.2 Análise do Passo de Tempo

Em conexão com simulações computacionais envolvendo as equações de N-S em regime transiente, o critério a ser avaliado para os esquemas de avanço de tempo é o número de Courant-Friedrich-Levy (CFL), ou simplesmente número de Courant. Quando seu valor local é igual ou inferior a 1, significa que um elemento de fluido não se desloca mais do que o valor do tamanho de uma célula durante um único passo de tempo [Trolborg *et al.*, 2009]. Usando-se um domínio com seção móvel, como é o caso deste estudo, o valor do passo de tempo é limitado principalmente pela velocidade de rotação do rotor. Isso se deve ao fato de que o movimento da ponta da pá durante um passo de tempo não deve exceder a menor dimensão linear da menor célula.

O critério CFL é calculado pela Equação (7.2) [Maliska, 2004], [Akwa *et al.*, 2011]. Na forma apresentada, ela fornece o valor do passo de tempo que deve ser utilizado para que o número de Courant seja igual a 1.

$$\Delta t = \min \left(\frac{\Delta x_{\min} r}{r_{\text{int}} \lambda u}, \frac{\Delta x_{\min}}{u} \right) \quad (7.2)$$

Os termos dessa equação são os seguintes:

Δt é o valor do passo de tempo;

Δx_{\min} é o valor da menor dimensão do menor volume da malha;

r é o raio de rotação na ponta da pá (o raio do rotor);

r_{int} é o raio do domínio rotativo;

λ é a razão de velocidade de ponta de pá;

u é a velocidade de corrente livre do escoamento.

Devido à natureza da malha não estruturada, os volumes que compõem as malhas deste trabalho têm o formato de tetraedros. Considerando, de forma aproximada, esses volumes como tetraedros regulares, o valor de suas arestas pode ser calculado facilmente de posse do valor de seu volume. Como o valor do passo de tempo utilizado em todas as simulações é igual a $1,0 \times 10^{-3}$ segundo, os valores do número de Courant são calculados usando-se a equação (7.2) e são apresentados na Tabela 7.3 a seguir.

Tabela 7.3 – Números de Courant para as malhas utilizadas

Malha	Menor volume (m ³)	Menor dimensão (m)	Nº de Courant
3	$1,530 \times 10^{-9}$	$2,35 \times 10^{-3}$	19,25
4	$5,196 \times 10^{-9}$	$3,53 \times 10^{-3}$	12,81

Em ambos os casos, o número de Courant é maior do que 1. Ressalta-se, entretanto, que, mesmo usando um valor de passo de tempo de um milésimo de segundo, ainda assim os tempos computacionais foram bastante elevados, girando em torno de 100 horas para cada segundo de simulação. Além disso, a discretização temporal implícita calcula os valores das variáveis a partir de uma média dos valores delas no início e no final do intervalo de tempo [Maliska, 2004], e isso permite que as simulações possam ser realizadas com o uso de números de Courant maiores do que a unidade [Akwa, 2010].

7.3 Velocidades na linha de centro

Após avaliar a aproximação dos resultados das velocidades coletadas nos anemômetros 1 e 2 com os valores relativos à esteira aerodinâmica que foram obtidos pelo experimento UAE *Phase VI*, resultados obtidos para outros pontos são apresentados. Desta seção em diante, portanto, os resultados serão apresentados e comparados com os obtidos numericamente por Wenzel, 2010, que simulou a máquina do NREL usando as médias de Reynolds aplicadas às equações de Navier-Stokes e o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, destacando-se as diferenças relativas ao emprego da SGE.

No presente trabalho, foram realizadas simulações em regime transiente com a finalidade de extrair os perfis de distribuição axial da velocidade em quatro posições diferentes à jusante do escoamento. Outro dado aqui apresentado é a distribuição de velocidades ao longo da linha de centro do rotor, que se estende através de todo o domínio. Em todos os casos, o valor do passo de tempo é igual a 1×10^{-3} segundos, e os resultados apresentados representam os valores instantâneos para cada situação, e não valores médios.

A Figura 7.2 apresenta o resultado para a velocidade adimensional do vento ao longo da linha de centro em função da posição adimensional para ambas as configurações de ângulo de passo, θ_p , ou seja, 0° e 3° . Nessa e nas demais figuras, a velocidade adimensional é definida como a velocidade local, u_L , dividida pela velocidade de corrente livre do vento, u , que é igual a 9 m/s. Da mesma forma, a posição adimensional é definida como a posição à jusante do rotor, z , dividida pelo valor de seu diâmetro D , 10 m.

A simulação do rotor cujo ângulo de passo é igual a 0° estendeu-se até os 20 segundos físicos. Da análise da Figura 7.2, pode-se observar que as perturbações não só ultrapassam a linha dos dez diâmetros à jusante como também atingem a parede traseira do domínio, localizada a quinze diâmetros. Isso contraria a teoria comumente aceita de que perturbações não se fazem mais sentir a 10 diâmetros à jusante do rotor.

A simulação do rotor com $\theta_p = 3^\circ$, por sua vez, foi conduzida até o momento em que atingiu 8 segundos físicos. Isso não permitiu ao escoamento desenvolver-se como no caso anterior, mas, conforme comentado em detalhe mais adiante, sua duração já é suficiente para revelar diferenças em relação ao caso em que θ_p vale zero no mesmo instante. Nota-se que, na parte não perturbada, além da marca dos oito diâmetros, a velocidade adimensional é maior que 1, ou seja, a componente z da velocidade na linha de centro é maior do que a velocidade

de corrente livre. Isso é resultado do respeito à lei da conservação de massa. O fluido é obrigado a acelerar em certas regiões se em outras regiões há decréscimo em sua velocidade. Isso se torna ainda mais sensível no caso do túnel de vento aqui tratado. Suas paredes rígidas, dotadas da condição de não-deslizamento, limitam o espaço disponível para uma reorganização pouco perturbada do escoamento ao mesmo tempo em que impõem, junto a si, mais áreas de velocidade reduzida.

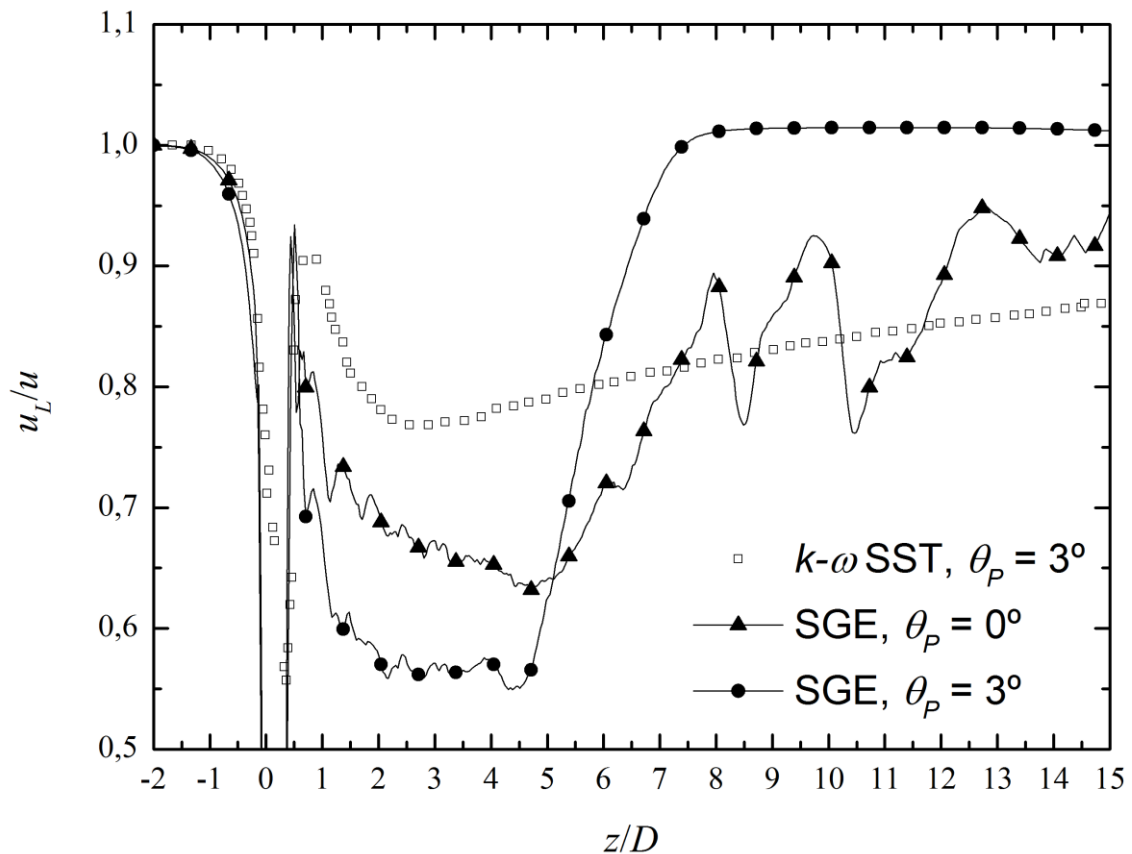


Figura 7.2 – Velocidades adimensionais na linha de centro ao longo de todo o domínio. Dados referentes ao modelo $k-\omega$ SST publicados por [Wenzel, 2010]

Os resultados obtidos dessas simulações mostram diferenças importantes quando comparados aos resultados obtidos nas simulações realizadas usando as médias de Reynolds. Isso se deve ao uso de diferentes modelagens do fenômeno da turbulência. Enquanto o modelo $k-\omega$ SST modela os termos de produção e dissipação da energia cinética da turbulência, promovendo um amortecimento dos mesmos, a Simulação de Grandes Escalas efetivamente resolve as equações de Navier-Stokes até a dimensão da discretização. Dessa

forma, ela consegue captar oscilações que o modelo $k-\omega$ SST e outros modelos desconsideram.

É apresentada na Figura 7.3 uma comparação entre as velocidades adimensionais na linha de centro para 5 instantes selecionados, com iguais intervalos de tempo entre si, contemplando apenas o caso em que o ângulo de passo é igual a 0° . Observando a distribuição no instante $t = 20$ s, nota-se que o escoamento apresenta uma tendência à estabilização na região desde o rotor até aproximadamente $z/D = 5$, a qual é comumente chamada de esteira próxima. Nesse trecho, a velocidade apresenta oscilações de pequena amplitude em relação ao restante da esteira.

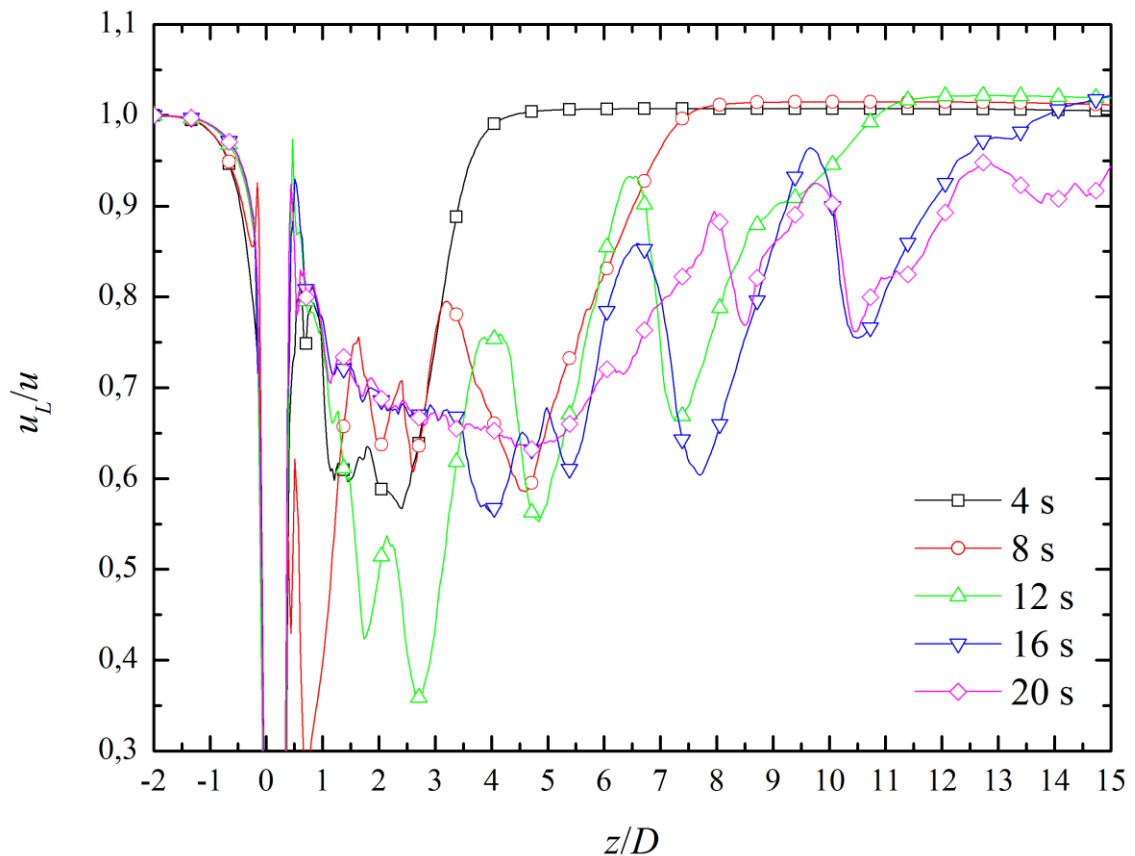


Figura 7.3 – Evolução da velocidade adimensional no eixo para diversos instantes, $\theta_p = 0^\circ$

Na Figura 7.4, é apresentada uma comparação entre a distribuição de velocidades adimensionais no instante $t = 8$ s para ambos os valores de ângulo de passo. O período simulado permite observar que a esteira se desenvolve de forma diferente em função do ângulo de passo das pás do rotor. Aos 8 segundos, o ângulo igual a 3° causou um maior déficit de velocidade na região que se estende do rotor até a marca dos 5 diâmetros. O ângulo igual a

0° , por sua vez, causou oscilações muito mais pronunciadas na mesma região. À exceção do ângulo de passo das pás, todas as demais condições eram idênticas para as duas simulações.

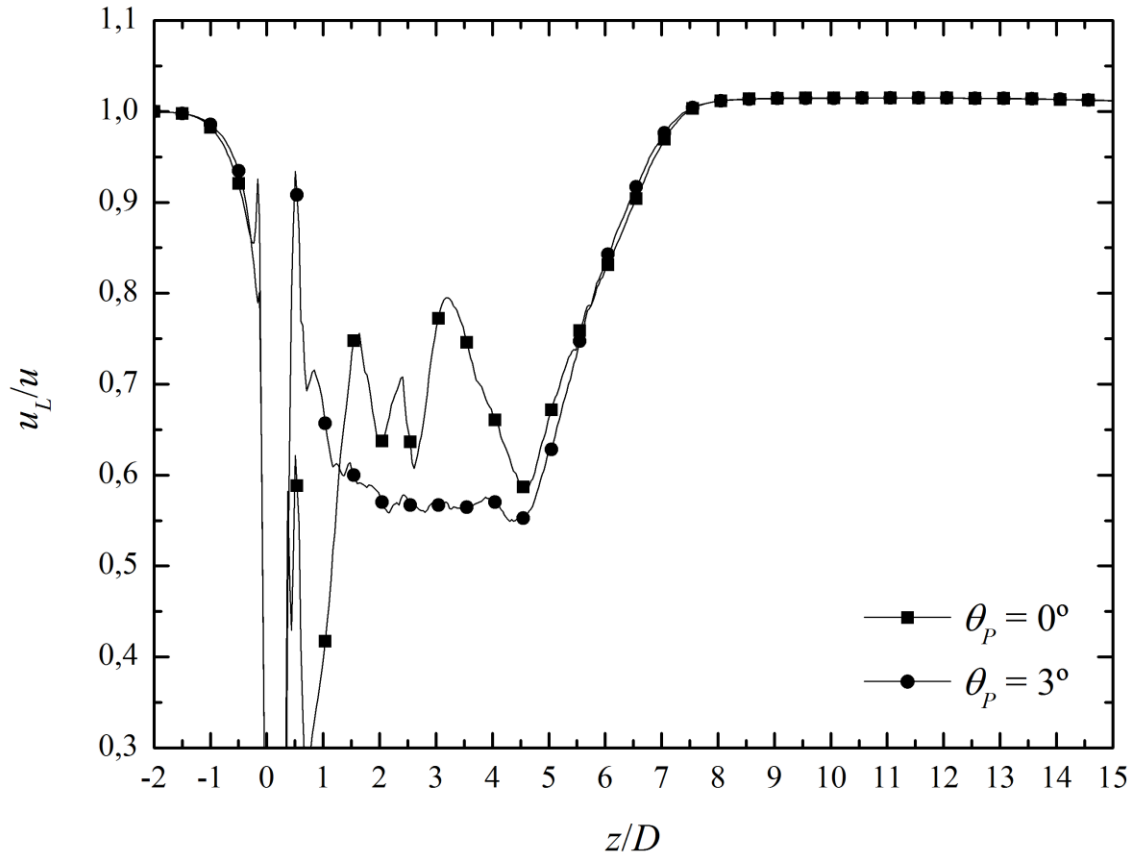


Figura 7.4 – Comparação da velocidade adimensional na linha de centro no instante $t = 8$ s

Conforme mencionado, as análises apresentadas nessa seção foram feitas com base na componente axial da velocidade. Essa escolha foi feita de modo a permitir a comparação com os resultados obtidos por outros autores. Entretanto, o uso da magnitude total da velocidade acarretaria diferenças pequenas, uma vez que a variação entre ela e a sua componente na direção z é praticamente nula na maior parte da linha de centro e pode ser desconsiderada. A Figura 7.5 ilustra essa informação.

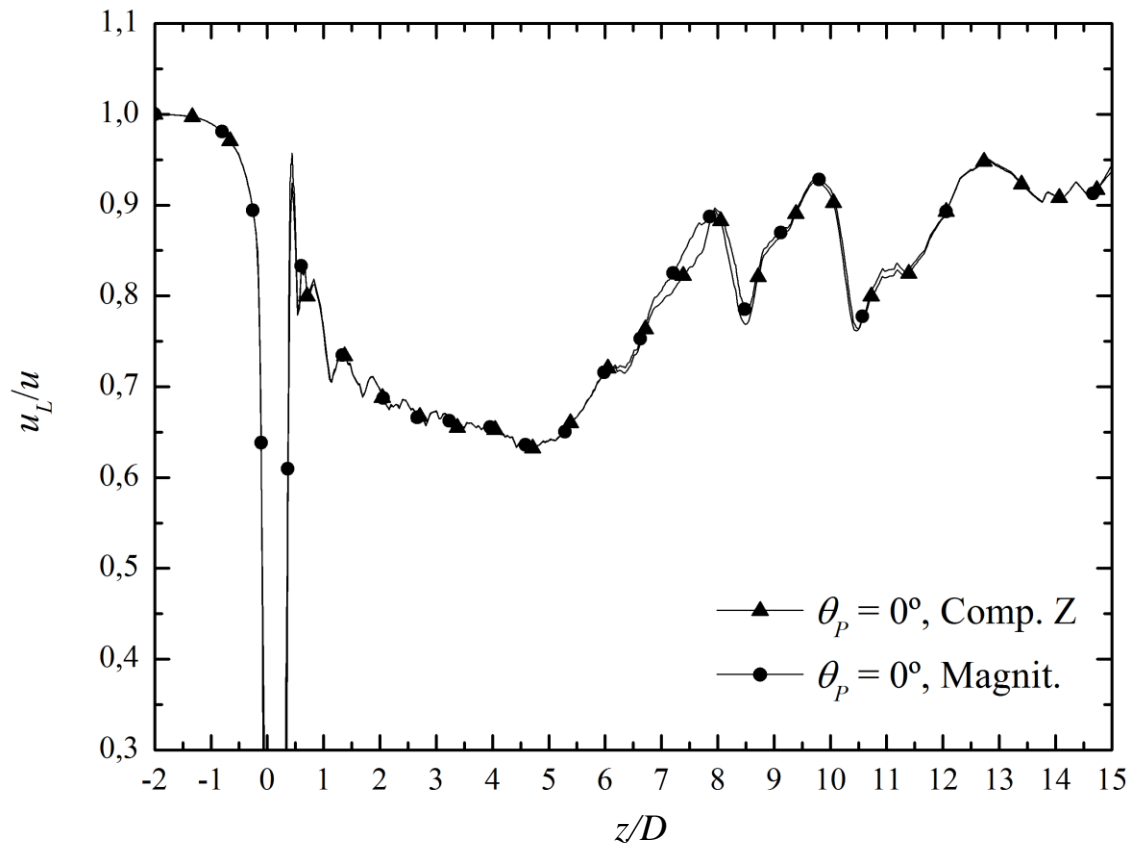


Figura 7.5 – Comparação entre a magnitude da velocidade e sua componente axial na linha de centro, no instante $t = 20$ s

7.4 Distribuições axiais de velocidade

Esta seção apresenta os resultados da distribuição axial das velocidades em diferentes coordenadas do domínio. Os resultados são apresentados para quatro linhas dispostas horizontalmente à jusante do escoamento, distantes 1,5, 2,5, 5 e 10 diâmetros do rotor, respectivamente. Cada uma delas se estende por 2,4 metros, alinhadas e centralizadas com o eixo da máquina, que coincide com o centro geográfico da seção de testes do túnel de vento. A distância adimensional é definida como a distância à linha de centro, horizontal, paralela ao plano do rotor, x , dividida pelo valor do diâmetro do rotor, D . A velocidade adimensional, bem como todos os demais parâmetros, são os mesmos utilizados na seção anterior. Os dados são comparados com os publicados em Wenzel, 2010.

A Figura 7.6 apresenta os perfis de velocidade obtidos para a simulação da máquina com ângulo de passo das pás igual a 0° , traçados em linhas cheias, em comparação com os

dados obtidos numericamente por Wenzel, 2010, marcados por símbolos. As cores representam a mesma posição à jusante nos dois trabalhos.

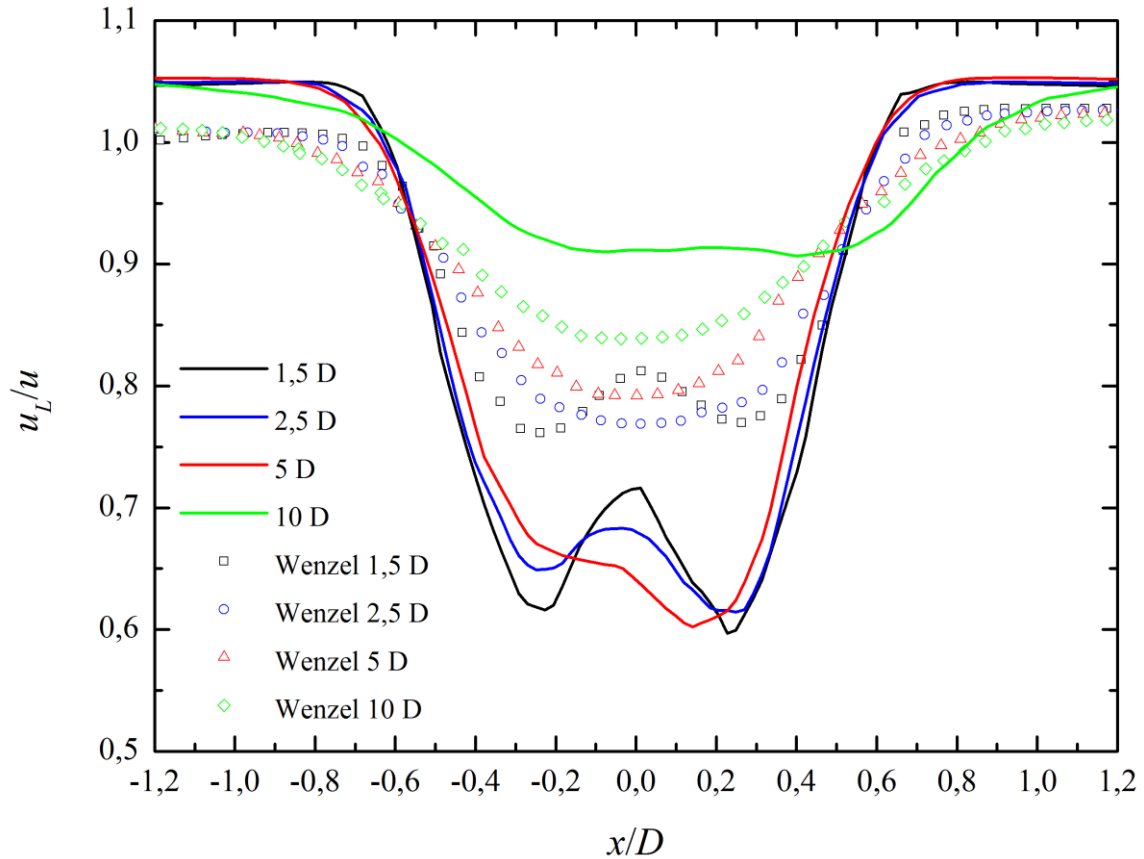


Figura 7.6 – Perfis de velocidade à jusante no instante $t = 20$ s, $\theta_p = 0^\circ$, em comparação com [Wenzel, 2010]

A Figura 7.7 apresenta os perfis de velocidade da máquina cujo ângulo de passo é 3° em comparação com os resultados obtidos pelo mesmo autor. Mais uma vez, os dados de Wenzel, 2010 são representados por símbolos, enquanto os dados do presente estudo são apresentados sob a forma de linhas. As cores representam a mesma posição à jusante. A Figura 7.8, por sua vez, compara os perfis de velocidade obtidos nas simulações do presente estudo para ambos os ângulos de passo no mesmo instante, a saber, $t = 8$ segundos.

Da análise das Figuras 7.6, 7.7 e 7.8, observa-se que, em todos os casos estudados, a esteira não apresentou simetria radial, contrariando os resultados dos modelos mais empregados. Ocorre que a maior parte da informação a respeito de esteiras de turbinas eólicas é resultado da aplicação de modelos teóricos, os quais possuem simplificações.

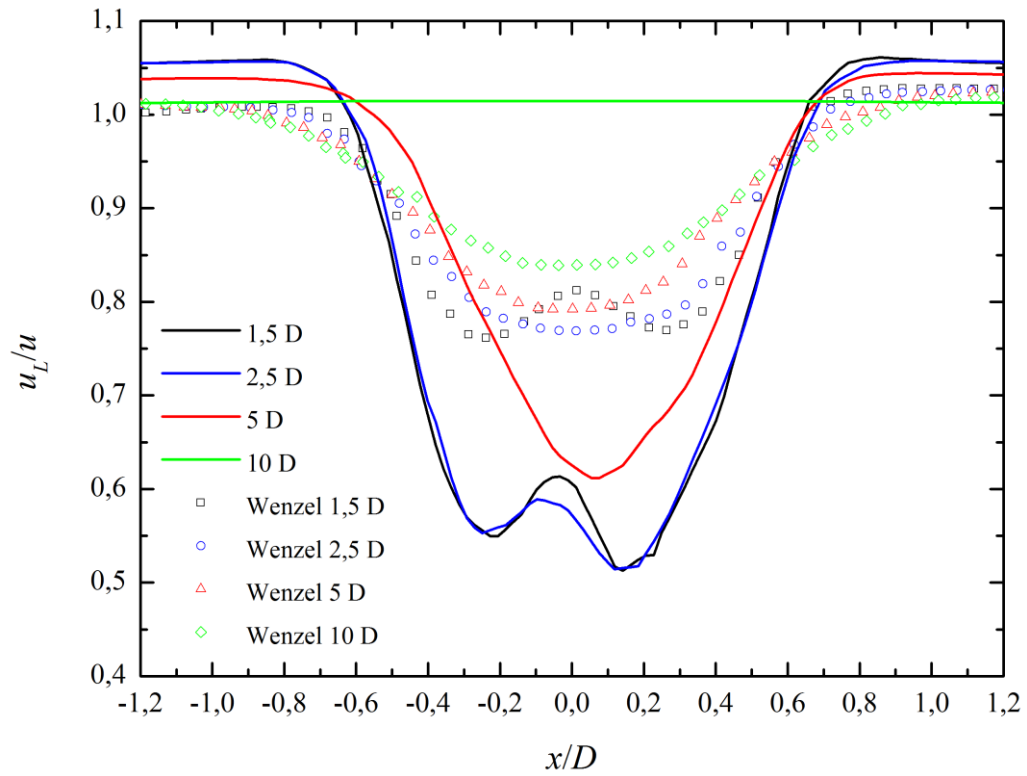


Figura 7.7 – Perfis de velocidade à jusante no instante $t = 8$ s, $\theta_p = 3^\circ$ em comparação com [Wenzel, 2010]

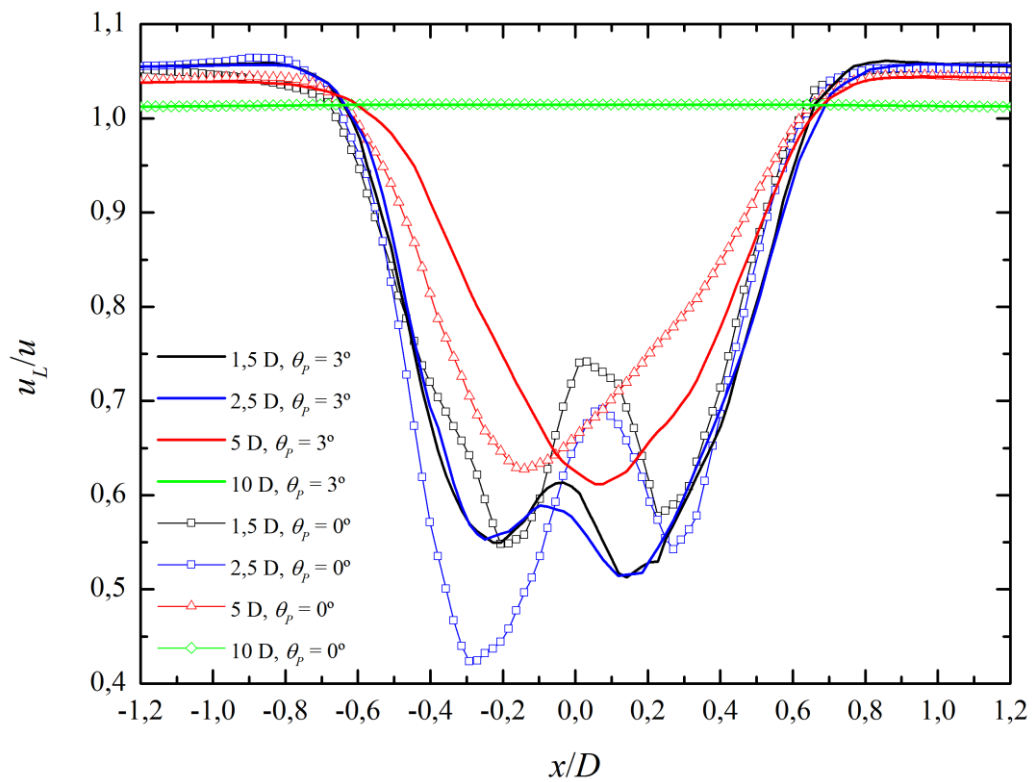


Figura 7.8 – Comparação entre os perfis de velocidade no instante $t = 8$ s, para ambos θ_p

Mesmo resultados de outras simulações numéricas de escoamentos, como os apresentados por Wenzel, 2010, são baseados na análise do escoamento médio. A abordagem RANS combinada com o modelo de turbulência $k-\omega$ SST, usados pelo autor, carregam simplificações maiores do que aquelas adotadas pela SGE.

Outra informação que pode ser verificada nas Figuras 7.6, 7.7 e 7.8 é que a mínima velocidade não ocorre sempre sobre a linha de centro. Além disso, o ponto de menor velocidade alterna situações em que se encontra à direita do eixo do rotor com situações em que se encontra à esquerda do mesmo. No instante $t = 8$ s, conforme será detalhado mais adiante, a esteira é marcada por oscilações na velocidade do ar, que tendem a desaparecer com o passar do tempo.

A Figura 7.6 indica, também, que o perfil de velocidades a 10 diâmetros é pouco perturbado. Este é, contudo, um efeito transiente. Casualmente, no instante $t = 20$ s, a perturbação na velocidade é pequena, mas isso não acontece nos instantes imediatamente anteriores, nos quais a perturbação é mais intensa. As Figuras 7.9 e 7.10 ajudam a melhor compreender o que ocorre naquele instante. A Figura 7.9 mostra a distribuição axial da velocidade na posição $z/D = 10$ no instante $t = 20$ s e nos quatro segundos anteriores, na qual nota-se que a perturbação é mais significativa, principalmente no instante $t = 19$ s. A Figura 7.10 mostra os segundos 19 e 20 e três momentos intermediários, igualmente espaçados, detalhando os efeitos transientes da esteira. Nesta figura, se observa a evolução do perfil de velocidades no último segundo da simulação.

A Figura 7.11 apresenta regiões de isovelocidade nos instantes de tempo 16s, 17s, 18s, 19s e 20s, resultados da simulação do escoamento sobre a turbina com ângulo de passo de 0° . As configurações obtidas indicam que esteira apresenta um comportamento transiente, caracterizado por uma zona bem definida em que um forte decréscimo na velocidade atravessa a marca dos 10 diâmetros. Ela é seguida por outra zona cuja velocidade é menos perturbada, que se encontra exatamente na marca dos 10 diâmetros no instante $t = 20$ s. É por essa razão que a Figura 7.6 indica uma perturbação pequena nessa parte do domínio, contudo esta é uma configuração instantânea.

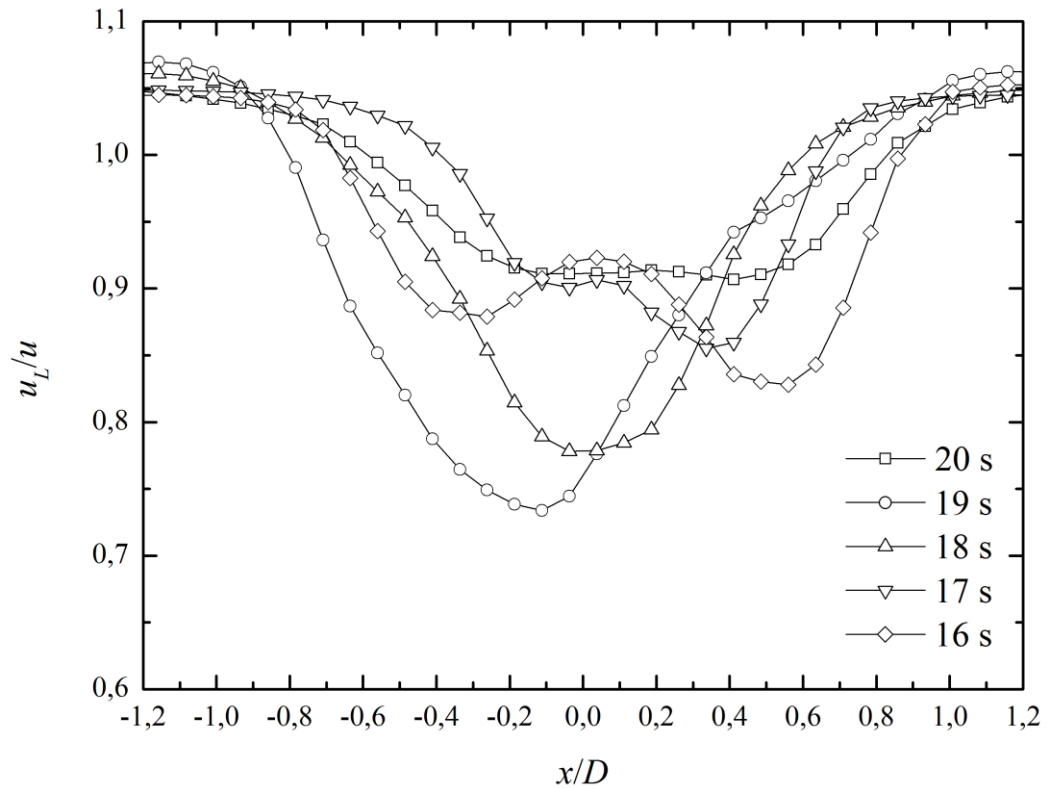


Figura 7.9 – Perfis de velocidade nos segundos finais, $x/D = 10$, $\theta_p = 0^\circ$

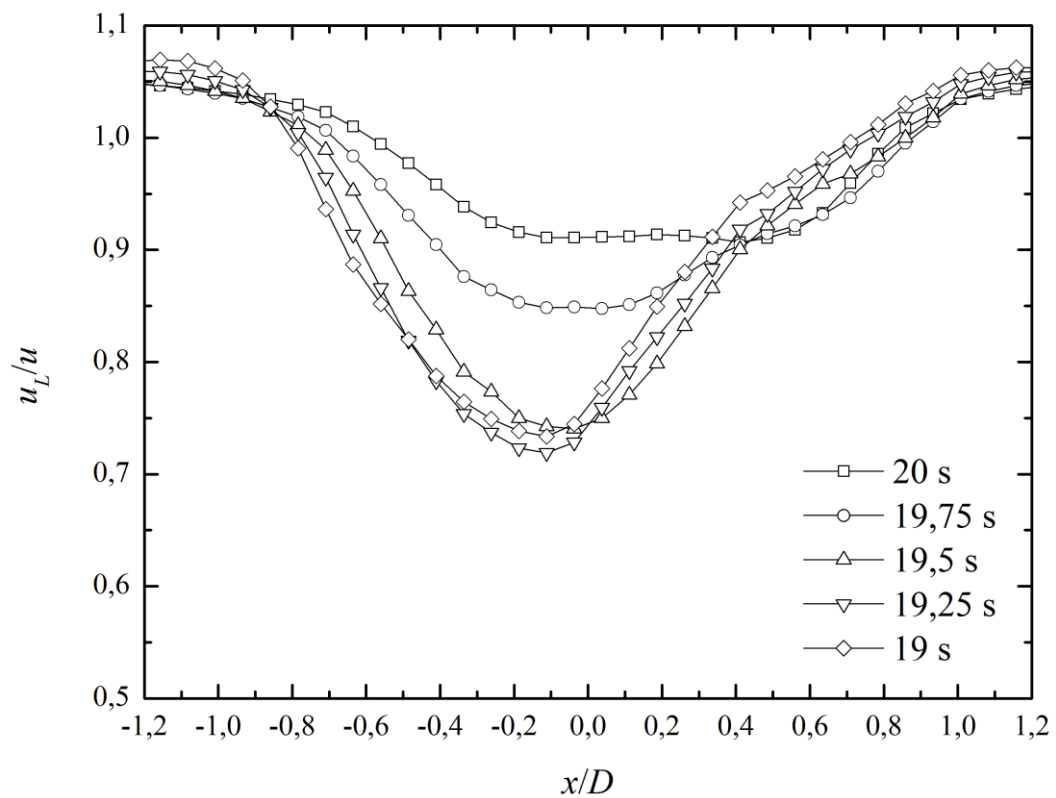


Figura 7.10 – Perfis de velocidade nos instantes finais, $x/D = 10$, $\theta_p = 0^\circ$

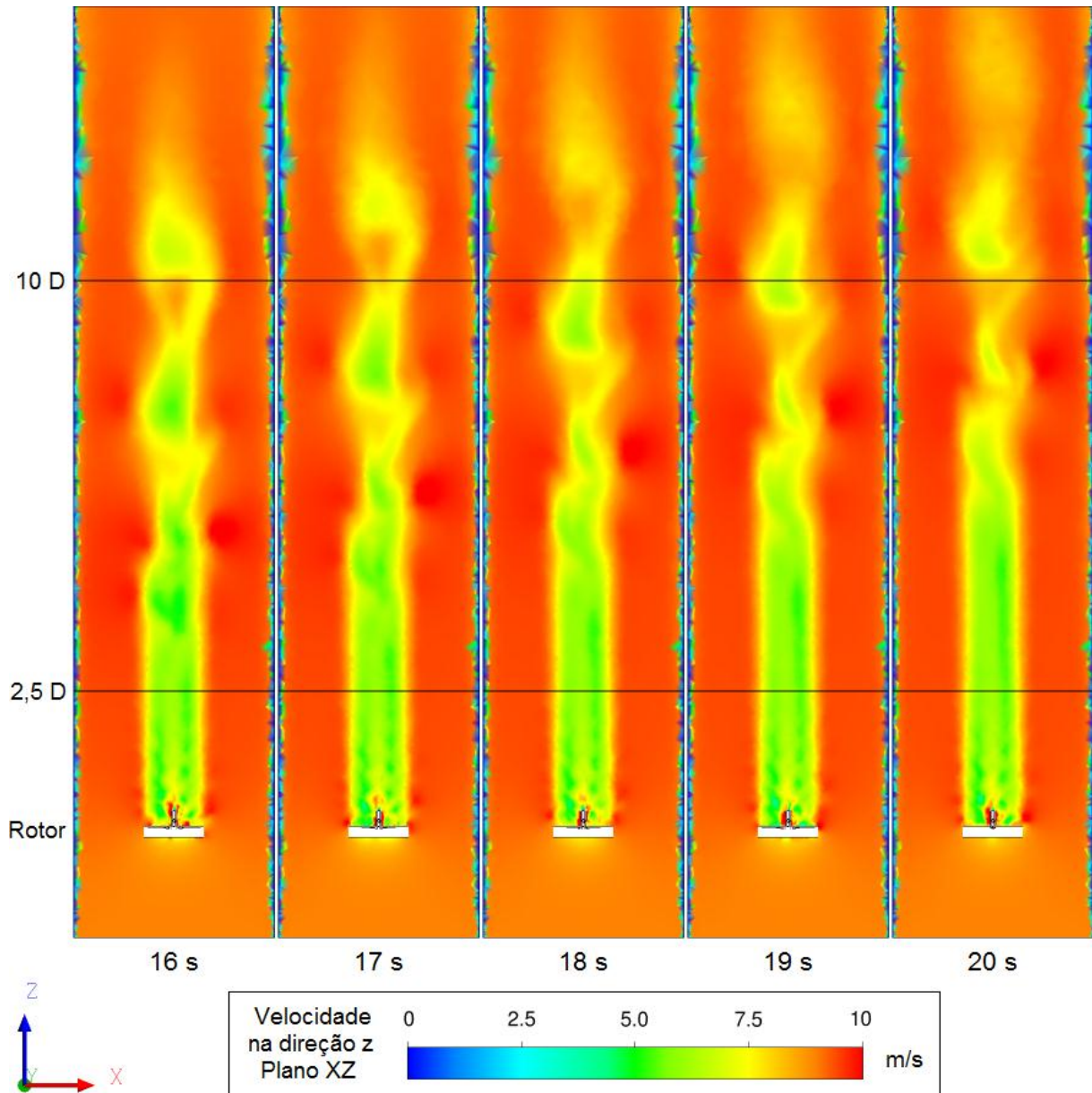


Figura 7.11 – Evolução da esteira nos 5 segundos finais da simulação, $\theta_p = 0^\circ$

Os resultados apresentados na figura 7.11 evidenciam que a esteira apresenta regiões bastante distintas. A região por volta dos 10 diâmetros é chamada de esteira distante. A zona por volta dos 2,5 diâmetros, que pode ser denominada esteira próxima, difere da anterior pelo fato de apresentar uma notável tendência à estabilização. O próximo gráfico apresentado, a Figura 7.12, comprova a impressão passada pela Figura 7.11 e mostra em números que a velocidade apresenta pouca variação durante os 5 segundos analisados.

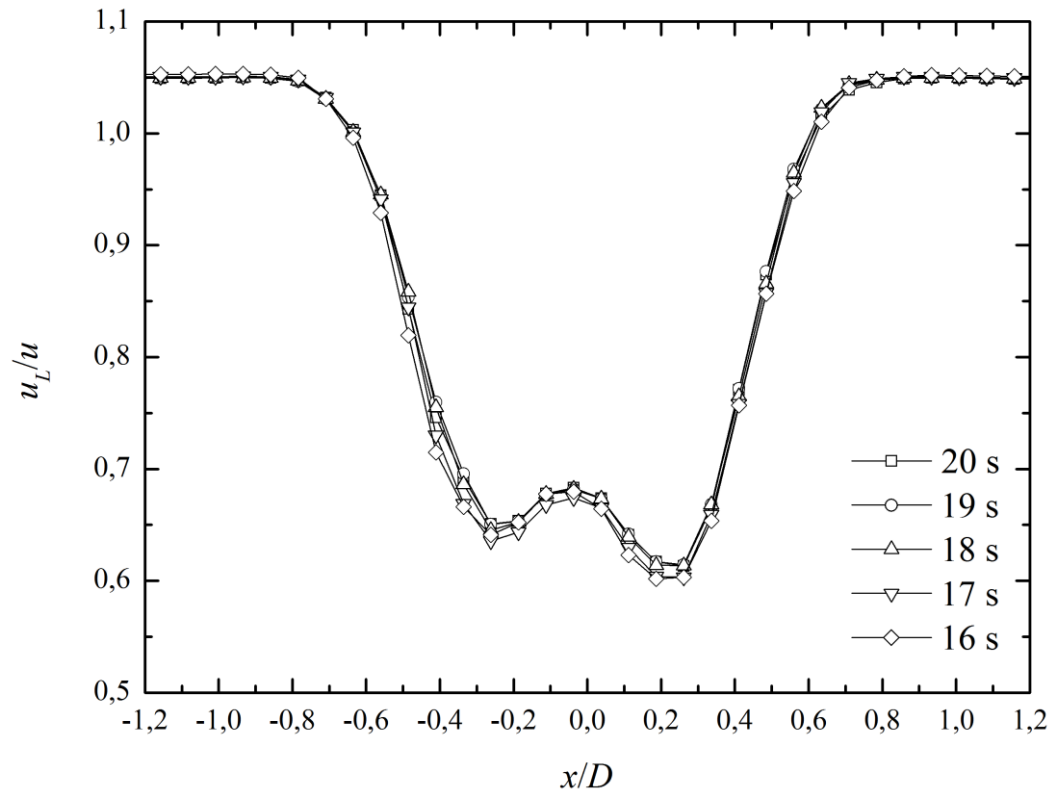


Figura 7.12 – Distribuições de velocidade nos segundos finais, $x/D = 2,5$, $\theta_p = 0^\circ$

A análise do desenvolvimento transiente da esteira indica grandes variações da velocidade ao longo do tempo e da distância a jusante da turbina, incluindo variações não simétricas em torno do eixo.

8 CONCLUSÕES

O ensaio experimental em túnel de vento de uma turbina eólica em escala real, conduzido pelo Laboratório Nacional Norte-americano para as Energias Renováveis (NREL), denominado *Unsteady Aerodynamics Experiment (UAE) Phase VI*, foi reproduzido numericamente neste trabalho. Essa reprodução numérica fez uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) utilizando o código comercial ANSYS FLUENT, baseado nas Equações de *Navier-Stokes* para escoamento turbulento em regime transiente, para investigar as características da esteira aerodinâmica do rotor eólico operando a 72 RPM sujeito a uma velocidade do vento de corrente livre constante e igual a 9 m/s perpendicular ao seu plano de rotação. Duas configurações do rotor, uma com ângulo de passo das pás nulo e outra com ângulo de passo igual a três graus, foram simuladas, com o objetivo de estudar o comportamento da esteira aerodinâmica causada à jusante do escoamento pela presença do rotor em operação. A turbulência foi modelada utilizando a Simulação de Grandes Escalas (SGE).

A análise empregando a Simulação de Grandes escalas apresentou resultados nos quais flutuações de velocidades são preservadas. Esses resultados diferem dos obtidos com a análise utilizando a solução das Equações de Navier-Stokes com Médias de Reynolds, empregadas por outros autores como Wenzel, 2010. A intensidade das flutuações encontradas é relevante. Os resultados da leitura das velocidades nos anemômetros estão mais de acordo com os valores experimentais, apresentados pelo NREL no trabalho de Larwood, 2003, do que aqueles obtidos por Wenzel, 2010, que utilizou o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. O tempo computacional necessário para as simulações, entretanto, foi elevado, na casa das 100 horas para se obter um segundo físico de simulação

A perturbação do escoamento do ar decorrente da presença de uma turbina eólica ultrapassou a marca dos 10 diâmetros à jusante do rotor, distância citada como referencia para a dissipação das perturbações da esteira [Magnusson e Smedman, 1999], chegando a atingir a saída do domínio, localizada a 15 diâmetros, ou o equivalente a 150 metros. A esteira não se expandiu em forma de cone, conforme esperado. Seu formato, no presente trabalho, pode ser mais bem caracterizado por um cilindro, consequência do fato de o experimento ter sido realizado no interior do túnel de vento. A presença das paredes do túnel impede a expansão da esteira na direção transversal ao escoamento.

Ao contrário do previsto por modelos analíticos, a esteira não é axissimétrica. Sua distribuição axial oscila em função do tempo. Nos instantes iniciais, ela se desenvolve de forma intensamente oscilante, alternando zonas de escoamento pouco perturbado com outras zonas de perturbações mais pronunciadas. A ocorrência dessas oscilações, contudo, cessa no momento em que a esteira atinge um padrão estável de desenvolvimento. O maior déficit no valor da velocidade do vento de um dos lados do eixo da máquina, entretanto, permanece presente. Isso contraria a afirmação, publicada por Magnusson e Smedmann, 1999, de que a maior redução na velocidade dentro da esteira ocorre na linha de centro à altura do hub.

Sugere-se para trabalhos futuros que se dê continuidade às simulações numéricas iniciadas neste trabalho, de modo a possibilitar que, em todas elas, a esteira se desenvolva completamente. Sugere-se, também, que o estudo do escoamento do ar à jusante do rotor vá além da avaliação das velocidades do vento e contemple também características do fenômeno da turbulência, como vorticidade e intensidade da turbulência. Sugere-se ainda o uso de malhas ainda mais refinadas e o uso do modelo Dinâmico de pequenas escalas.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Akwa, J. Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional. **Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul**, 2010.

Akwa, J.; Silva Júnior, G.; Petry, A. Discussion on the Verification of the Overlap Ratio Influence on Performance Coefficients of a Savonius Wind Rotor Using Computational Fluid Dynamics. **Renewable Energy**, n. 38, p. 141-149, 2011.

ANSYS. **ANSYS FLUENT 12.0 Theory Guide**. ANSYS, Inc. Canonsburg. 2009.

Barthelmie, R.; Folkerts, L.; Larsen, G.; Rados, K.; Pryor, S.; Frandsen, S.; Lange, B.; Schepers, G. Comparison of Wake Model Simulations with Offshore Wind Turbine Wake Profiles Measured by Sodar. **Journal of Atmospheric and Oceanic Technology**, v. 23, p. 888-901, 2005.

Burton, T.; Sharpe, D.; Jenkins, N.; Bossanyi, E. **Wind Energy Handbook**. John Wiley & Sons, Chichester, 2001.

Calaf, M.; Meneveau, C.; Meyers, J. Large Eddy Simulation Study of Fully Developed Wind-Turbine Array Boundary Layers. **Physics of Fluids**, v. 22, 2010.

Capeletto, G.; Moura, G. **Balanco Energético do Rio Grande do Sul 2010; Anobase 2009**. Grupo CEEE. Porto Alegre. 2010.

Chamorro, L.; Porté-Agel, F. A Wind-Tunnel Investigation of Wind-Turbine Wakes: Boundary-Layer Turbulence Effects. **Boundary-Layer Meteorology**, v. 132, p. 129-149, 2009.

Crespo, A.; Hernández, J. Turbulence Characteristics in Wind Turbine Wakes. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 61, p. 71-85, 1996.

EPE. **Matriz Energética Nacional 2030**. Ministério de Minas e Energia. Brasília. 2007.

Fox, R.; McDonald, A.; Pritchard, P. **Introduction to Fluid Mechanics**. 6. Ed. John Wiley & Sons. New York. 2004.

Freire, A.; Menut, P.; Su, J. **Turbulência vol. 1**. Editora da ABCM, Rio de Janeiro, 1998.

Gasch, R.; Twele, J. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. Solarpraxis AG, Berlin, 2002.

Giguère, P.; Selig, M. **Design of a Tapered and Twisted Blade for the NREL Combined Experiment Rotor**. National Renewable Energy Laboratory. Golden. 1999.

Gómez-Elvira, R.; Crespo, A.; Migoya, E.; Manuel, F.; Hernández, J. Anisotropy of Turbulence in Wind Turbine Wakes. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 93, p. 797-814, 2005.

Guerri, O.; Bouhadeh, K.; Harhad, A. Turbulent Flow Simulation of the NREL S809 Airfoil. **Wind Engineering**, v. 30, p. 287-302, 2006.

Hand, M.; Simms, D.; Fingersh, L.; Jager, D.; Cotrell, J.; Schreck, S.; Larwood, S. **Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI: Wind Tunnel Test Configurations and Available Data Campaigns**. National Renewable Energy Laboratory. Golden. 2001.

Ivanell, S. **Numerical Computations of Wind Turbine Wakes**. Gotland University. Stockholm. 2009.

Jimenez, A.; Crespo, A.; Migoya, E.; Garcia, J. Advances in Large Eddy Simulation of a Wind Turbine Wake. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 75, 2007.

Joselin Herbert, G.; Iniyar, S.; Sreevalsan, E.; Rajapandian, S. A Review of Wind Energy Technologies. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 11, p. 1117-1145, 2007.

Larwood, S. **Wind Turbine Wake Measurements in the Operating Region of a Tail Vane**. National Renewable Energy Laboratory. Golden. 2003.

Ludwig, D. **Análise Numérica da Influência de Fatores Atmosféricos na Esteira Aerodinâmica de Turbinas Eólicas**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2011.

Magnusson, M.; Smedman, A. Air Flow Behind Wind Turbines. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 80, p. 169-189, 1999.

Maliska, C. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. 2. ed. LTC, Rio de Janeiro, 2004.

Manwell, F.; McGowan, J.; Rogers, A. **Wind Energy Explained: Theory, Design and Application**. John Wiley & Sons, Chichester, 2002.

Massouh, F.; Dobrev, I. Exploration of the Vortex Wake Behind of Wind Turbine Rotor. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 75, 2007.

Mo, J.; Lee, Y. Numerical Simulation for Prediction of Aerodynamic Noise Characteristics on a HAWT of NREL Phase VI. **Journal of Mechanical Science and Technology**, v. 25, p. 1341-1349, 2011.

- Möller, S.; Silvestrini, J. **Turbulência vol. 4**. Editora da ABCM, Porto alegre, 2004.
- Norris, S.; Cater, J.; Stol, K.; Unsworth, C. Wind Turbine Wake Modelling using Large Eddy Simulation. **17th Australasian Fluid Mechanics Conference**, Auckland, 2010.
- Patankar, S. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York, 1980.
- Pitteloud, J. **10th World Wind Energy Conference & Renewable Energy Exhibition**. World Wind Energy Association. Cairo. 2011.
- Potsdam, M.; Mavriplis, D. Unstructured Mesh CFD Aerodynamic Analysis of the NREL Phase VI Rotor. **47th AIAA Aerospace Sciences Meeting**, Orlando, 2009.
- Sanderse, B. **Aerodynamics of Wind Turbine Wakes: Literature Review**. Energy Research Centre of the Netherlands. Amsterdam. 2009.
- Schlichting, H. **Boundary Layer Theory**. 4. ed. McGraw Hill, New York, 1960.
- Schreck, S. The NREL Full-Scale Wind Tunnel Experiment: Introduction to the Special Issue. **Wind Energy**, v. 5, p. 77-84, 2002.
- Sezer-Uzol, N.; Long, L. **3-D Time-Accurate CFD Simulations of Wind Turbine Rotor Flow Fields**. American Institution of Aeronautics and Astronautics. University Park. 2006.
- Simms, D.; Schreck, S.; Hand, M.; Fingersch, L. **NREL Unsteady Aerodynamics Experiment in the NASA-Ames Wind Tunnel: A Comparison of Predictions to Measures**. National Renewable Energy Laboratory. Golden. 2001.
- Snel, H.; Schepers, J. Investigation and Modelling of Dynamic Inflow Effects. **EWEC '93 Conference**, Travemünde, 1993.
- Snel, H.; Schepers, J.; Montgomerie, B. The MEXICO Project (Model Experiments in Controlled Conditions): The Database and First Results of Data Processing and Interpretation. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 75, 2007.
- Spera, D. **Wind Turbine Technology: Fundamental Concepts of Wind Turbine Engineering**. 2. ed. ASME, New York, 2009.
- Troldborg, N.; Sorensen, J.; Mikkelsen, R. Actuator line Simulation of Wake of Wind Turbine Operating in Turbulent Flow. **Journal of Physics**, v. 75, 2007.
- Troldborg, N.; Sorensen, J.; Mikkelsen, R. Numerical Simulations of Wake Characteristics of a Wind Turbine in Uniform Flow. **Wind Energy**, p. 86-99, Junho 2009.
- Vermeer, L.; Sorensen, J.; Crespo, A. Wind Turbine Wake Aerodynamics. **Progress in Aerospace Sciences**, v. 39, p. 467-510, 2003.

Versteeg, H.; Malalasekera, W. **An Introduction to computational fluid dynamics: The Finite Volume Method**. Longman Group Ltd, Harlow, 1995.

Wenzel, G. **Análise Numérica da Esteira de Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal: Estudo Comparativo com Modelos Analíticos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

Wolfe, W.; Ochs, S. CFD Calculations of S809 Aerodynamic Characteristics. **AIAA Journal**, n. 973, 1997.

Wu, Y.; Porté-Agel, F. Large-Eddy Simulation of Wind-Turbine Wakes: Evaluation of Turbine Parametrisation. **Boundary-Layer Meteorology**, v. 138, p. 345-366, 2011.

WWEA. **10th World Wind Energy Conference & Renewable Energy Exhibition Report**. World Wind Energy Association. Cairo. 2011.

You, D.; Bose, S.; Moin, P. Grid-Independent Large-Eddy Simulation of Compressible Turbulent Flows Using Explicit Filtering. **Center for Turbulence Research, Proceedings of the Summer Program**, p. 203-210, 2010.

Zahle, F.; Sorensen, N. On the Influence of Far-Wake Resolution on Wind Turbine Flow Simulations. **Journal of Physics: Conference Series 75**, 2007.