

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

**OTIMIZAÇÃO DE UMA TURBINA EÓLICA TIPO DARRIEUS-H ATRAVÉS DA
INTEGRAÇÃO COM SUPERFÍCIES DE RESPOSTA PARA ANÁLISE DO
COMPORTAMENTO AERODINÂMICO**

David Cardoso Netto

Itajubá, janeiro de 2020

UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

David Cardoso Netto

**OTIMIZAÇÃO DE UMA TURBINA EÓLICA TIPO DARRIEUS-H ATRAVÉS DA
INTEGRAÇÃO COM SUPERFÍCIES DE RESPOSTA PARA ANÁLISE DO
COMPORTAMENTO AERODINÂMICO**

Dissertação submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica como parte dos requisitos para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração: Térmica, Fluidos e Máquinas de Fluxo (TFMF)

Orientador: Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

Janeiro de 2020
Itajubá - MG

DEDICATÓRIA

A Deus por me mostrar o caminho a seguir.
À minha família por sempre acreditar em mim.

EPÍGRAFE

Always be the hardest worker in the room.

RESUMO

A busca por fontes de energias renováveis e com baixa emissão de gases de efeito estufa têm crescido nos últimos anos, sendo uma delas, a energia eólica. As turbinas eólicas de eixo vertical podem ser classificadas em turbinas movidas por sustentação e por arrasto, dentre as movidas por sustentação, destaca-se o rotor de Darrieus. Na grande maioria das vezes o projeto de uma turbina eólica é feito utilizando modelos computacionais, pois o investimento necessário para uma instalação de alta qualidade para experimentos é geralmente mais alto do que o necessário para se obter uma descrição suficientemente completa de um escoamento por meio de simulação numérica. Dessa forma, o presente trabalho tem como objetivo a otimização dos parâmetros geométricos, corda e espessura, de uma turbina eólica de eixo vertical do tipo Darrieus-H a fim de aumentar o coeficiente de potência tendo em vista um comportamento mais estável desse parâmetro em função da razão de velocidade de ponta de pá, *TSR*. O processo de otimização é feito utilizando-se o algoritmo genético NSGA-II e aproximação por superfície de resposta. As simulações numéricas são feitas em 2D e em escoamento incompressível no software ANSYS® Fluent, o processo de otimização, por meio do software modeFRONTIER®, e a aproximação por superfície de resposta, utilizando o software Minitab®. São otimizadas configurações de turbinas com 2, 3 e 4 pás com o objetivo de encontrar aquela com melhor comportamento de coeficiente de potência em relação à velocidade de ponta de pá. Os resultados obtidos são comparados com dados experimentais da literatura e um ganho médio de coeficiente de potência de 42% é atingido para a configuração com 3 pás com um comportamento mais estável do coeficiente de potência para a faixa de *TSR* analisada.

Palavras-chave: Turbina eólica de eixo vertical tipo Darrieus-H, otimização por algoritmo genético, NSGA-II, superfície de resposta, análise de variância.

ABSTRACT

The search for renewable energy sources and low greenhouse gas emissions have grown in recent years, one of them being wind energy. Vertical-axis wind turbines can be classified into drag type and lift type turbines, among those powered by lift, it's worth highlighting the Darrieus rotor. Most of the time, the design of a wind turbine is done using computational models, as the investment required for high-quality experiment facilities is generally higher than that necessary to obtain a sufficiently complete description of a flow through numerical simulations. Thus, the present work aims to optimize the geometric parameters, chord and thickness, of a Darrieus-H vertical axis wind turbine in order to improve the power coefficient aiming at a more stable behavior of this parameter as a function of the tip-speed ratio, *TSR*. The optimization process is performed using the NSGA-II genetic algorithm and response surface approximation. 2D numerical simulations are performed considering incompressible flow and using ANSYS® Fluent software, the optimization process is done via modeFRONTIER® software, and the response surface approximation is developed using Minitab® software. Turbine configurations with 2, 3 and 4 blades are optimized in order to find the one with the best power coefficient behavior relative to the tip-speed ratio. The results obtained are compared with experimental data available and an average power coefficient gain of 42% is achieved with a more stable behavior of the power coefficient for the analyzed range of *TSR*.

Keywords: Darrieus-H vertical axis wind turbine; genetic algorithm optimization; NSGA-II, response surface; analysis of variance.

LISTA DE FIGURAS

Figura 3.1	- Representação da atuação da pressão e da tensão de cisalhamento em uma superfície aerodinâmica	19
Figura 3.2	- (a) Geometria de uma turbina eólica de eixo vertical, (b) componentes da velocidade do vento incidente	21
Figura 3.3	- Vazão de massa de entrada e de saída em um volume de controle infinitesimal	23
Figura 3.4	- Forças de superfície na direção x para um volume de controle infinitesimal	26
Figura 3.5	- Desenvolvimento da camada-limite sobre uma placa plana e transição do regime laminar para regime turbulento	29
Figura 3.6	- Perfis de velocidades para regime laminar e regime turbulento em parâmetros adimensionais	30
Figura 3.7	- Comportamento típico da velocidade em um escoamento turbulento	31
Figura 3.8	- Esquema de discretização do método <i>SIMPLE</i>	34
Figura 3.9	- Distribuição fatorial 4^2	39
Figura 3.10	- Dez soluções classificadas em diferentes frentes não-dominadas	41
Figura 4.1	- Subdomínio 1, <i>farfield</i>	43
Figura 4.2	- (a) Subdomínio 2, rotor, (b) Subdomínio 3, pás da turbina	43
Figura 4.3	- (a) discretização cartesiana, (b) discretização coincidente com a fronteira	44
Figura 4.4	- Malha nas proximidades da interface entre domínio inercial e não inercial	45
Figura 4.5	- Malha nas proximidades do aerofólio	46
Figura 4.6	- Detalhe do refinamento da malha nas proximidades da parede	46
Figura 4.7	- Faces e regiões para especificação das condições iniciais e de contorno	48
Figura 4.8	- <i>Workflow</i> do processo de otimização no modeFRONTIER	49
Figura 4.9	- Comportamento do coeficiente de momento em função do tempo de escoamento	50

Figura 5.1	-	Curvas C_p -TSR obtida por simulação numérica e dados experimentais	53
Figura 5.2	-	Histórico de convergência do coeficiente de potência	54
Figura 5.3	-	Histórico de convergência do parâmetro corda	54
Figura 5.4	-	Histórico de convergência do parâmetro espessura	55
Figura 5.5	-	Distribuição de indivíduos em relação às variáveis de projeto e à resposta	55
Figura 5.6	-	Comparação entre perfil inicial e perfil otimizado	56
Figura 5.7	-	Comparação curva C_p -TSR entre geometria otimizada, inicial e experimento	57
Figura 5.8	-	Representação das superfícies, de dados e de resposta, para turbina com 3 pás	58
Figura 5.9	-	Gráfico de efeitos principais para C_p para turbina com 3 pás	60
Figura 5.10	-	Representação das superfícies, de dados e de resposta, para turbina com 2 pás	61
Figura 5.11	-	Gráfico de efeitos principais para C_p para turbina com 2 pás	63
Figura 5.12	-	Representação das superfícies, de dados e de resposta, para turbina com 4 pás	64
Figura 5.13	-	Gráfico de efeitos principais para C_p para turbina com 4 pás	65
Figura 5.14	-	Comparação curva C_p -TSR entre configurações ótimas, configuração inicial e dados experimentais	66
Figura 7.1	-	Coeficiente de momento para uma razão de velocidade de ponta de pá de 0,2	69
Figura 7.2	-	Coeficiente de momento para uma razão de velocidade de ponta de pá de 1,8	70
Figura 7.3	-	Coeficiente de momento para turbina com geometria inicial	71
Figura 7.4	-	Coeficiente de momento para turbina com geometria otimizada	71
Figura 7.5	-	Contornos de pressão para turbina com geometria inicial	72
Figura 7.6	-	Contornos de pressão para turbina com geometria otimizada	72
Figura 7.7	-	Contornos de velocidade para turbina com geometria inicial	73
Figura 7.8	-	Contornos de velocidade para turbina com geometria otimizada	73

Figura 7.9	- Contornos de intensidade de turbulência para turbina com geometria inicial	74
Figura 7.10	- Contornos de intensidade de turbulência para turbina com geometria otimizada	74
Figura 7.11	- Distribuição de y^+ em relação à coordenada x do aerofólio	75

LISTA DE TABELAS

Tabela 5.1	- Análise de variância (ANOVA) para turbina com 3 pás	59
Tabela 5.2	- Coeficiente de determinação para turina com 3 pás	59
Tabela 5.3	- Comparação entre coeficientes de potência e erro associado para turbina com 3 pás	60
Tabela 5.4	- Análise de variância (ANOVA) para turbina com 2 pás	62
Tabela 5.5	- Coeficiente de determinação para turina com 2 pás	62
Tabela 5.6	- Comparação entre coeficientes de potência e erro associado para turbina com 2 pás	63
Tabela 5.7	- Análise de variância (ANOVA) para turbina com 4 pás	64
Tabela 5.8	- Coeficiente de determinação para turbina com 4 pás	65
Tabela 5.9	- Comparação entre coeficientes de potência e erro associado para turbina com 4 pás	65

LISTA DE SÍMBOLOS

TSR	- Razão de velocidade de ponta de pá	12
y^+	- Distância adimensional da parede	13
P	- Potência produzida por um rotor Darrieus-H	22
C_m	- Coeficiente de momento da turbina Darrieus-H	22
C_p	- Coeficiente de potência da turbina Darrieus-H	22
D	- Diâmetro do rotor da turbina Darrieus-H	43
GL	- Graus de liberdade do termo	59
SQ	- Soma dos quadrados	59
QM	- Quadrados médios	59
R^2	- Coeficiente de determinação	59

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	1
1.1. MOTIVAÇÃO DO TRABALHO	3
1.2. OBJETIVOS DO TRABALHO	3
1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO	3
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	5
3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	19
3.1. CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE AERODINÂMICA	19
3.2. AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL	20
3.3. EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO	22
3.3.1. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE	23
3.3.2. EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO LINEAR	25
3.4. REGIMES DE ESCOAMENTO	29
3.5. TURBULÊNCIA	30
3.6. ALGORITMO <i>SIMPLE</i>	33
3.7. MODELO <i>k-ε STANDARD</i>	35
3.8. MÉTODOS DE VOLUMES FINITOS	36
3.9. OTIMIZAÇÃO	38
3.9.1. PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS E PLANO FATORIAL	38
3.9.2. SUPERFÍCIE DE RESPOSTA E ANÁLISE DE VARIÂNCIA	39
3.9.3. NSGA-II	40
4. METODOLOGIA	42

4.1.	GEOMETRIA	42
4.2.	MALHA	44
4.3.	CONDIÇÕES DE CONTORNO	47
4.4.	OTIMIZAÇÃO	48
5.	ANÁLISE DOS RESULTADOS	52
5.1.	VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL	52
5.2.	OTIMIZAÇÃO POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO	53
5.3.	OTIMIZAÇÃO POR MEIO DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA	57
6.	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	67
7.	APÊNDICE A	69
	REFERÊNCIAS	76

1. INTRODUÇÃO

A utilização de combustíveis fósseis para geração de energia cresceu significativamente a partir do século XVIII com o advento da revolução industrial. Nessa época, carvão mineral era utilizado na produção de vapor para movimentação das máquinas. Seguido, no século XIX, pelo início da exploração comercial do petróleo, que prevalece até os dias de hoje como o combustível fóssil de maior aplicação comercial.

A queima de combustíveis fósseis libera na atmosfera gases como CO₂, CH₄, N₂O e o próprio vapor d'água, que agem retendo o calor na atmosfera e intensificando o mecanismo de efeito estufa, primariamente natural. Além disso, o processo de formação dos combustíveis fósseis leva milhares de anos, sendo, assim, fontes de energia de caráter não-renovável e limitado. No Brasil, foram produzidos cerca de 152 milhões de metros cúbicos de petróleo no ano de 2017 somados a mais de 6,4 milhões de metros cúbicos de gás natural (ANP, 2018).

Nesse sentido, a busca por fontes de energias renováveis e com baixa emissão de gases de efeito estufa têm crescido nos últimos anos. Em 2001, a capacidade eólica de geração instalada no mundo era de 23,9 GW, e com um crescimento significativo ao longo dos anos, plantas eólicas pelo mundo produziram cerca de 540 GW no ano de 2017. Espera-se, ainda, que a capacidade de geração instalada atinja os 840 GW no final de 2022 (GWEC, 2018).

No Brasil, a capacidade instalada por fontes eólicas era de apenas 27,1 MW no ano de 2005. Já no ano de 2017, o país contava com cerca de 13 GW instalados, resultando em um total de emissões evitadas de 20,97 milhões de toneladas de CO₂ apenas no ano em questão. Estima-se que no ano de 2023 existam cerca de 18 GW instalados por todo o país (ABEEólica, 2017).

As turbinas eólicas podem ser classificadas, de acordo com a posição do seu eixo de rotação em relação à direção do vento incidente, em turbinas de eixo horizontal e turbinas de eixo vertical. As turbinas de eixo horizontal são, geralmente, de grande porte, sendo assim amplamente empregadas para a geração de energia em grande escala, algumas chegando a 8 MW de capacidade de geração. Já as turbinas de eixo vertical apresentam *design* mais compacto e menores capacidades de produção.

Outra forma de classificação das turbinas eólicas diz respeito à força responsável pela rotação do rotor, dessa forma, podem ser divididas em turbinas de sustentação e turbinas de arrasto. A primeira categoria, em que a força de sustentação é gerada por perfis aerodinâmicos

que compõem as pás das turbinas, abrange a grande maioria das turbinas de eixo horizontal, de uma até três pás, e um tipo em especial de turbina de eixo vertical, chamada de turbina Darrieus, patenteada pelo engenheiro aeronáutico francês Georges Jean Marie Darrieus em 1926. Na segunda categoria, a rotação se dá pela diferença de pressões entre os lados das pás associada ao arrasto. Diversas configurações de rotores foram desenvolvidas, dentre elas o chamado rotor de Savonius, patenteado pelo engenheiro finlandês Sigurd Johannes Savonius em 1925 (HASHEM E MOHAMED, 2017).

Apesar de apresentarem baixos coeficientes de potência em comparação com as turbinas de eixo horizontal, as turbinas de eixo vertical oferecem certas vantagens, como operação omnidirecional, isto é, capacidade de extração de energia de ventos de qualquer direção; melhor operação em ventos com alta turbulência; e *design* compacto que possibilita agrupamentos em arranjos com menores distâncias entre turbinas consecutivas, além de permitir a instalação em áreas urbanas para fins de produção doméstica e em pequenos comércios (FERRARI et al., 2017).

Na grande maioria das vezes, o projeto de uma turbina eólica é feito utilizando modelos computacionais, pois o investimento necessário para uma instalação de alta qualidade para experimentos é geralmente mais alto do que o necessário para se obter uma descrição suficientemente completa de um escoamento por meio da Dinâmica dos Fluidos Computacional, da sigla inglesa CFD (VERSTEEG & MALALASEKERA, P. 2, 1995).

Os códigos CFD (sigla inglesa para Dinâmica dos Fluidos Computacional) são ferramentas computacionais que possibilitam a análise de sistemas envolvendo escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos relacionados a reações químicas. O funcionamento de um código de CFD se baseia na solução de equações matemáticas que governam o comportamento do sistema físico.

O escoamento sobre turbinas eólicas é, em grande maioria, de natureza turbulenta, isto é, caracterizado por um comportamento instável do fluido em que suas propriedades oscilam desordenadamente com o tempo. Nesse ponto, a descrição do escoamento puramente pelas equações de governo exige um alto custo computacional. Porém, a introdução do conceito de média temporal para as propriedades do fluido resulta em equações de governo capazes de descrever o comportamento do escoamento médio, aquele em que as propriedades são representadas por seus valores médios no tempo. Mas ao mesmo tempo, essa abordagem resulta

no surgimento de novas tensões, chamadas de tensões de Reynolds, que estão associadas à flutuação desordenada da velocidade do fluido em um escoamento turbulento.

1.1 MOTIVAÇÃO DO TRABALHO

Segundo Rezaeiha, Kalkman e Blocken (2017) as turbinas eólicas de eixo vertical possuem um grande potencial ainda pouco explorado. A fabricação deste tipo de aerogeradores é simples e de baixo custo econômico, considerando potências de até 25 kW, por outro lado deve-se otimizar os projetos mecânicos e aerodinâmicos de forma a transferir para os fabricantes nacionais projetos eficientes e robustos de forma a desenvolver e fortalecer a indústria eólica local para a exportação de tecnologia brasileira.

1.2. OBJETIVOS DO TRABALHO

Este trabalho tem como objetivo principal avaliar e otimizar o desempenho de uma turbina tipo Darrieus-H, considerando como variáveis de projeto o comprimento da corda, espessura e número de pás através da interpolação de superfícies de resposta a fim de maximizar o coeficiente de potência visando um comportamento mais estável em função da razão de velocidade de ponta de pá.

1.3. ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

No capítulo 1 é apresentada a caracterização da turbina de eixo vertical tipo Darrieus- H, visando as vantagens, a motivação e objetivos do trabalho. No capítulo 2 são mostrados artigos relevantes para o tema para melhor entendimento do estado da arte sobre turbinas eólicas de eixo vertical. No capítulo 3 é apresentada a fundamentação teórica necessária para o entendimento das análises desenvolvidas no trabalho, como a modelagem matemática das equações que descrevem o escoamento, as equações envolvidas no método dos volumes finitos e uma breve descrição do algoritmo genético utilizado e do processo de aproximação por superfície de resposta. No capítulo 4 é apresentada a metodologia utilizada no estudo, como dimensionamento do domínio

de cálculo, tipo de malha utilizada, condições de contorno e as etapas do processo de otimização. O capítulo 5 apresenta a validação do modelo computacional, os resultados obtidos nos processos de otimização e discussões acerca dos resultados. Por fim, no capítulo 6 são apresentadas as conclusões relevantes ao estudo.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A energia do vento tem sido uma das principais alternativas para geração de eletricidade nos últimos anos em vista do seu potencial energético com zero emissão de carbono, e sua utilização tem crescido conforme usinas eólicas com grandes capacidades são instaladas por todo o mundo.

As turbinas eólicas podem ser classificadas de acordo com a força aerodinâmica responsável pelo movimento do rotor, assim, turbinas de arrasto e turbinas de sustentação são aquelas em que o arrasto e a sustentação são as forças aerodinâmicas principais, respectivamente. Porém, a principal característica de classificação das turbinas eólicas diz respeito à posição do eixo de rotação, dividindo-se, assim, entre turbinas de eixo vertical e turbinas de eixo horizontal. As primeiras turbinas de eixo vertical desenvolvidas operavam por arrasto, chamadas de turbinas Savonius, seguidas pelo surgimento de turbinas de sustentação ou turbinas Darrieus.

O desenvolvimento de tecnologias de turbinas eólicas representou um grande avanço na utilização do vento para produção local de energia, que teve um dos maiores crescimentos nos últimos anos devido à grande atratividade para o uso doméstico e em pequenos comércios. Em especial, o interesse em turbinas eólicas de eixo vertical cresceu pelo fato de serem turbinas com baixos custos de instalação e manutenção, por apresentarem alta confiabilidade e poder de operação omnidirecional (operam utilizando vento de qualquer direção) e por seu *design* compacto que possibilita a instalação mais próxima do centro de demanda, reduzindo eventuais perdas de transmissão.

As ferramentas de previsão de desempenho aerodinâmico de turbinas eólicas baseadas na teoria de elemento de pá e na teoria da quantidade de movimento se destacam pelo baixo custo computacional envolvido. Entretanto, estas se limitam à disponibilidade de dados dos aerofólios, uma vez que a operação de turbinas eólicas de eixo vertical envolve ângulos de ataque de até 180 graus atrelados a operação em baixos números de Reynolds. Como a maioria dos dados disponíveis na literatura origina-se de aplicações aeronáuticas, observa-se uma escassez de dados confiáveis para a descrição da aerodinâmica de pás de turbinas eólicas. Essas limitações podem ser resolvidas com o uso de códigos avançados de CFD que determinam os coeficientes aerodinâmicos pela solução das equações de Navier-Stokes.

A boa representação do escoamento sobre turbinas eólicas depende de uma modelagem suficientemente representativa das regiões de transição do escoamento, bem como das regiões de escoamento turbulento. No caso de uma turbina de sustentação, como mostraram Guerri, Bouhadeff e Harhad (2006), a estimativa incorreta do ponto de transição implica em baixa acuracidade na previsão do escoamento a jusante do perfil da pá. Em condições de estol, em que o escoamento é puramente turbulento, mostra-se que, apesar de uma boa representação da transição, os modelos baseados em *RANS* (*Reynolds-averaged Navier-Stokes*) tendem a superestimar o arrasto e a sustentação, ao passo que os modelos LES (*Large-Eddy-Simulation*) apresentam bons resultados. Os autores compararam o desempenho de dois modelos de turbulência, o modelo $k-\omega$ SST de Menter e o modelo $k-\varepsilon$, para ângulos de ataque de $-0,01^\circ$ a $20,15^\circ$ e número de Reynolds de $2,0 \times 10^6$, analisando a influência da intensidade de turbulência. O aerofólio escolhido para análise foi o NREL S809, desenvolvido para aplicações em turbinas eólicas de eixo horizontal e adaptado para escoamentos com baixo número de Reynolds. Resultados satisfatórios foram obtidos para coeficiente de pressão e valores de sustentação e arrasto apresentaram boa concordância com os dados experimentais. Ambos modelos falharam na estimativa do estol e apenas o modelo $k-\omega$ SST apresentou resultados coincidentes com dados experimentais para condições pós-estol. Ambos modelos se mostraram independentes em relação à intensidade de turbulência, exceto para grandes ângulos de ataque. Guerri, Bouhadeff e Harhad (2006) concluíram que o modelo $k-\omega$ SST de Menter é mais sensível às oscilações do escoamento em relação ao modelo $k-\varepsilon$, e que aquele apresentou melhor desempenho na modelagem de escoamento turbulento ao redor de aerofólios.

Castelli, Englaro e Benini (2011) objetivaram o desenvolvimento de um novo modelo de previsão de desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical e de pás retas pela junção dos princípios básicos da teoria de elemento de pá e de quantidade de movimento com um código de CFD. O tipo de turbina escolhida é chamado de turbina de Darrieus, com NACA 0021 como perfil de pás. Seu comportamento aerodinâmico foi analisado para diferentes velocidades angulares com velocidade de vento constante de 9 m/s. O domínio de cálculo foi escolhido de forma a permitir o completo desenvolvimento da esteira. A malha escolhida foi do tipo não-estruturada pela relativa facilidade no controle do tamanho dos elementos nas regiões próximas às pás do rotor. Valores de coeficiente de torque instantâneo foram analisados com relação a diferentes valores de velocidade de ponta de pá e comparações foram feitas para operação em

condição ótima e desfavorável de coeficiente de pressão. Resultados mostraram redução no ângulo de ataque relativo da pá para maiores valores de velocidade de ponta de pá devido ao aumento da influência da velocidade de translação da pá no escoamento próximo à mesma. Castelli, Englaro e Benini (2011) observaram também que os maiores valores de torque foram gerados na revolução contra o vento e em posições em que as pás apresentavam ângulos de ataque muito altos. Os autores observaram também que posições de maior extração de potência foram aquelas localizadas entre 180° e 225° em relação à posição inicial. Por fim, segundo os autores, apesar do baixo valor médio de coeficiente de potência encontrado, o coeficiente de potência instantâneo local excedeu os limites descritos pela literatura, efeito que pode ser investigado futuramente.

Pouco foi estudado em relação às turbinas de eixo vertical nas últimas três décadas, assim, o seu desempenho atual é baixo em comparação às aquelas de eixo horizontal. Nesse sentido, o trabalho de Hashem e Mohamed (2017) teve por objetivo investigar o aumento do coeficiente de potência C_p de uma turbina de Darrieus com rotor em H. Foram estudadas oito séries de aerofólios simétricos e não-simétricos a fim de se obter o melhor desempenho possível. Análises numéricas foram conduzidas para a turbina operando sob velocidade constante de vento de 9 m/s. Os autores escolheram o aerofólio de melhor eficiência para o perfil das pás e um estudo de configurações de difusores foi feito. Foram analisadas 3 configurações de difusores variando sua geometria e dimensões. As análises e simulações foram feitas no software ANSYS® Fluent utilizando o algoritmo SIMPLE para solução. A malha utilizada foi não-estruturada e testes de independência de malha foram feitos. O modelo de turbulência escolhido foi o k- ϵ por apresentar bom desempenho para escoamentos com rotação, separação, recirculação e para escoamentos sob forte gradiente de pressão adverso. Resultados mostraram que, dentre todas as configurações de perfis de pá, a turbina com aerofólio S1046 foi aquela com maior coeficiente de potência. Hashem e Mohamed (2017) observaram que a presença de um difusor nas turbinas resultou em coeficientes de potência até 3,8 vezes maiores em comparação com turbinas abertas. Os autores concluíram que, para uma turbina Darrieus com rotor em H, os aerofólios simétricos apresentam melhor desempenho e que a presença de um difusor pode aumentar o coeficiente de potência por um fator de 3 a 4. Hashem e Mohamed (2017) acreditam que melhorias substanciais podem ser feitas com o uso de otimização multiobjetivo a fim de encontrar perfis ótimos para as pás e configurações de difusor mais eficientes.

O uso de análises numéricas para o projeto de uma turbina eólica se mostra fundamental para a previsão dos coeficientes de desempenho, assim, espera-se que os resultados de uma análise numérica sejam os mais precisos possíveis. Fatores como qualidade de malha e modelo de turbulência podem afetar a acuracidade de uma solução numérica. Nesse contexto, o trabalho de Mohamed, Ali e Hafiz (2014) teve por objetivo a melhor seleção dos parâmetros de malha, de modelo físico e de modelo de turbulência que garantissem resultados precisos para a simulação em CFD de uma turbina de Darrieus. As simulações foram conduzidas para uma turbina com rotor Darrieus-H de 3 pás com aerofólio S1046 como perfil de pás e solidez de 0,1. Os autores definiram um domínio de cálculo quadrado com lado de 25 vezes o diâmetro do rotor a fim de evitar os efeitos de parede do domínio. A malha utilizada foi não-estruturada com maior refinamento nas regiões próximas ao perfil das pás. As simulações foram feitas no software ANSYS® Fluent considerando a turbina operando sob um vento de velocidade constante 5 m/s. Foram feitas simulações utilizando dois modelos de turbulência a fim de comparação: $k-\varepsilon$ e $k-\omega$ SST. Testes de independência de malha foram conduzidos para os dois modelos e os resultados foram comparados com resultados experimentais de Castelli et al. (2011) para validação do modelo de turbulência. Mohamed, Ali e Hafiz (2014) conduziram, ainda, uma avaliação do desempenho de 25 aerofólios para uma turbina de Darrieus e analisaram o efeito de diferentes ângulos de arfagem. Resultados mostraram que o aerofólio LS(1)-0413 apresentou maior coeficiente de potência e que o aerofólio NACA 63-415 apresentou coeficiente de potência semelhante e relativamente constante para valores de velocidade mais amplos. Os autores observaram que ângulos de arfagem diferentes de zero resultaram na diminuição do coeficiente de torque e de potência. Por fim, Mohamed, Ali e Hafiz (2014) concluíram que o modelo $k-\omega$ SST é o mais recomendado para o tipo de simulações conduzidas no estudo, que dentre os aerofólios analisados, NACA 63-415 e LS(1)-0413 apresentaram melhor desempenho e que a utilização de ângulos de arfagem diferentes de zero diminuem o desempenho da turbina.

Além disso, a acuracidade de uma simulação CFD de uma turbina eólica de eixo vertical depende de incrementos azimutais suficientemente pequenos, de resoluções de malha capazes de representar os detalhes do escoamento e de um domínio grande o suficiente para evitar interferência no escoamento. Nesse contexto, Rezaeiha, Kalkman e Blocken (2017) investigaram a sensibilidade dos resultados de uma simulação CFD à variação de incremento azimutal, de tamanho de domínio e de número de revoluções a fim de encontrar as melhores diretrizes para

esse tipo de estudo. As simulações foram conduzidas para uma turbina de 2 pás com rotor em H equipada com o aerofólio simétrico NACA0018, solidez de 0,12 e razão de velocidade de ponta de pá igual a 4,5, fatores escolhidos a fim de evitar o estol dinâmico. O software utilizado foi o ANSYS® Fluent com esquema SIMPLE para acoplamento pressão-velocidade e a turbina foi considerada operando sob vento de 9,3 m/s. Os autores definiram um domínio computacional fixo com um núcleo rotativo contendo a turbina, as dimensões foram variadas para analisar a sensibilidade dos resultados ao tamanho de domínio. Análises de dependência de malha foram feitas utilizando três configurações de malha: grosseira, média e refinada. Valores de coeficiente de momento e de potência foram comparados para valores de incrementos azimutais $d\theta$ variando de 10° a $0,05^\circ$. Rezaeiha, Kalkman e Blocken (2017) observaram que 20-30 revoluções eram suficientes para que regime periódico fosse atingido. As variações de coeficiente de potência entre as configurações de malha não foram significativas, o que levou os autores a escolherem a malha grosseira, de menor custo computacional. As dimensões de domínio que minimizaram os efeitos de interferência foram 20 vezes o diâmetro do rotor para ambos os lados. O valor mínimo de incremento azimutal que minimizou os efeitos de resolução temporal foi de $0,5^\circ$. Os autores concluíram que os resultados encontrados, embora satisfatórios, são limitados a uma turbina de eixo vertical com baixa solidez e alta razão de aspecto operando a velocidade moderada. Rezaeiha, Kalkman e Blocken (2017) afirmaram que o uso de diferentes aerofólios, de ângulo de arfagem e altos valores de solidez podem requerer maiores domínios de cálculo e menores incrementos azimutais.

Observa-se, também, que há uma limitação na pesquisa e no desenvolvimento de turbinas de eixo vertical devido à falta de dados experimentais. Assim, Li et al. (2015) investigaram experimentalmente em um túnel de vento os efeitos do número de pás em uma turbina eólica de eixo vertical com rotor em H. Os experimentos foram conduzidos em um túnel de vento com seção de testes circular com 3,6 m de diâmetro e velocidade ajustada para 8 m/s. A turbina com rotor em H foi constituída por pás retas com 1,2 m de comprimento, raio de 1 m, aerofólio NACA 0021 com corda de 0,265 m como perfil de pás e número de pás de 2 a 5. Os autores utilizaram um torquímetro instalado no eixo da turbina para aferição de rotação e torque do rotor. Um total de 32 tubos para medição de pressão foram instalados no centro de uma das pás da turbina e distribuídos pela superfície do perfil, com maior concentração no bordo de ataque. Na base da turbina foi instalada uma balança de seis componentes para aferição das forças e momentos

resultantes em todo sistema. Li et al. (2015) observaram que a configuração que apresentou maior coeficiente de potência foi aquela com duas pás, aproximadamente 0,208 para um ângulo de arfagem de 8° , no entanto, a configuração com cinco pás apresentou velocidade de auto-partida mais baixa: 0,345 m/s contra 0,696 m/s da configuração com duas pás. Resultados mostraram que os maiores valores de coeficiente de torque e de potência ocorriam quando a pá se movia contrafluxo, com pico em aproximadamente 100° na posição azimutal. Os valores de coeficiente de sustentação diminuíram com o aumento do número de pás, e maiores números de pás resultaram em menores coeficientes de arrasto. Li et al. (2015) concluíram que a absorção da energia do vento por uma turbina eólica se dá prioritariamente na região contrafluxo, posição azimutal entre 0° e 180° , que o coeficiente de potência diminuiu com o aumento do número de pás e que turbinas com duas pás apresentaram maior capacidade de geração para regiões com velocidades de vento mais altas enquanto configurações com cinco pás exibiram maior capacidade de geração para regiões com baixas velocidades de vento.

Quanto ao posicionamento do eixo de uma turbina eólica, para instalações em terra firme é amplamente adotada a posição vertical, isto é, perpendicular ao solo. Porém, para instalações em alto mar, garantir esse tipo de posicionamento se mostra uma tarefa difícil. Assim, Chowdhury, Akimoto e Hara (2015) estudaram a operação de uma turbina eólica de eixo vertical em diferentes ângulos de inclinação por meio de uma análise em CFD. A turbina estudada possuía rotor com duas pás, NACA0018 como perfil de pás, diâmetro de 0,75 m e 0,5 m de altura. Foram analisadas três configurações de inclinação: vertical, 10° e 25° em relação à vertical. As simulações foram feitas com o software OpenFOAM, utilizando o algoritmo de solução PimpleDyMFoam e considerando uma velocidade de vento de 7 m/s. O domínio de cálculo foi dividido em uma região estacionária e uma região rotativa, e suas dimensões foram escolhidas de forma a minimizar os efeitos de interferência das paredes. Foi utilizada uma malha não-estruturada com alta resolução nas regiões próximas às pás. Os autores conduziram um estudo de dependência de malha considerando três configurações de malha com refinamentos diferentes. Os valores encontrados com a malha de refinamento médio não apresentaram diferenças significativas em comparação com o refinamento fino, em vista do menor custo computacional. Foi feito um estudo de desempenho de modelos de turbulência utilizando o modelo Spalart-Allmaras, RNG $k-\epsilon$ e $k-\omega$ SST. O modelo de turbulência $k-\omega$ SST, além de melhor representar os vórtices na esteira, apresentou resultados mais próximos dos dados

experimentais. As simulações foram validadas por meio da comparação do coeficiente de potência obtidos com dados experimentais de Mertens, van Kuik e van Bussel (2003) e Ferreira, van Bussel e van Kuik (2006). Concordância satisfatória foi observada entre as simulações e os dados experimentais. Resultados das simulações mostraram aumento no coeficiente de potência para as configurações com inclinação, em relação à posição vertical, além de maiores valores de coeficiente de torque para pá a favor do vento. Chowdhury, Akimoto e Hara (2015) observaram que a esteira formada por uma turbina inclinada tende a manter a inclinação e se recupera de forma bem mais rápida do que aquela formada por turbinas na vertical. Os autores concluíram que os maiores valores de coeficiente de torque e de potência obtidos pelas turbinas inclinadas se deviam à porção a favor do vento receber vento diretamente do escoamento livre, sem interferência das outras pás. Chowdhury, Akimoto e Hara (2015) concluíram ainda que o comportamento da esteira observado pode ser utilizado a favor de plantas em alto-mar.

Em comparação com turbinas de arrasto, pode-se dizer que as turbinas de sustentação, como a Darrieus, apresentam maior eficiência na conversão de energia, mas ao mesmo tempo são caracterizadas pela baixa capacidade de auto-partida. Isso se deve ao fato de que em baixas velocidades de vento, os aerofólios que compõem as pás estão, geralmente, em condição de estol e as forças de sustentação geradas são insuficientes para vencer o atrito de partida. Dessa forma, Arpino, Scungio e Cortellessa (2018) analisaram por meio de CFD uma nova proposta de configuração de turbina de Darrieus com aerofólios auxiliares. A turbina analisada consistia em três pares de aerofólio, um principal e outro auxiliar, espaçados 120 graus e posicionados com ângulo de ataque de 13 graus. Foi utilizado uma modificação do aerofólio DU 06-W-200 para ambos os aerofólios principal e auxiliar. A razão de cordas adotada entre aerofólio principal e auxiliar foi de 0,57. Utilizando o software OpenFOAM, foram conduzidas análises com um modelo em escala reduzida, a fim de validação com experimentos de Scungio et al. (2016), e posteriormente, análises com um modelo em escala real. O modelo em escala reduzida possuía rotor com diâmetro de 200 mm e corda do aerofólio principal de 47,2 mm. Foi considerado um domínio 2D com altura de 800 mm e comprimento de 1600 mm dividido em uma região estacionária e uma região rotativa. Adotada uma malha não-estruturada com refinamento nas superfícies dos aerofólios, foi feito um estudo de sensibilidade e a configuração com refinamento médio, que garantia um y^+ entre 1,9 e 2,5, foi escolhida para as simulações. O modelo em escala real possuía rotor com diâmetro de 1,5 m, domínio de 10 m de altura e 25 m de comprimento e

malha com refinamento médio e y^+ entre 4,7 e 45. Ambas as simulações foram conduzidas para uma velocidade de vento de 12 m/s e utilizando os modelos de turbulência Spalart-Allmaras e $k-\omega$ SST. Para as simulações em escala reduzida, os dados obtidos com o modelo $k-\omega$ SST apresentaram concordância satisfatória em relação aos dados experimentais para valores de TSR menores que 1,14. Arpino, Scungio e Cortellessa (2018) observaram que o máximo coeficiente de potência encontrado para a turbina em escala real foi bem próximo do valor aferido nos experimentos com modelo em escala reduzida, 0,180 contra 0,191, respectivamente. Os valores de coeficiente de torque obtidos nas simulações em escala real foram menores que aqueles aferidos por Scungio et al. (2016), 0,133 para simulações contra 0,188 dos experimentos. Os autores atribuíram essa diferença ao fato de que a turbina em escala reduzida possuía maior solidez, o que resulta em um maior coeficiente de torque. Valores de coeficiente de potência de 0,17 foram encontrados para um TSR de 1,4, contra valores próximos de zero reportados por Castelli, Englaro e Benini (2011) para o mesmo TSR . Bhuyan e Biswas (2014) reportaram coeficientes de potência mínimos de 0,18 para uma velocidade de vento de 7,5 m/s e de zero para velocidades menores que 6,5 m/s, ao passo que os autores observaram coeficientes de potência de 0,12 para velocidades de 4 m/s. Arpino, Scungio e Cortellessa (2018) concluíram que a configuração proposta apresentou maiores coeficientes de potência e de torque em comparação com rotor Darrieus tradicional, sendo assim particularmente apropriada para aplicações em baixas velocidades de vento.

Dentre as turbinas de eixo vertical, destaca-se, também, a turbina Savonius, uma turbina de arrasto, pela sua capacidade de auto-partida, de geração em baixas velocidades de vento e por sua configuração simples atrelada ao baixo custo. Para que o desempenho aerodinâmico do rotor Savonius seja melhorado, é necessário a diminuição de todas as interações desfavoráveis no escoamento. A análise desse tipo de escoamento é complexa e pode ser obtida por modelagem numérica contanto que sejam feitas escolhas apropriadas de modelo de turbulência e algoritmo de solução. Dobrev e Massouh (2011) tiveram por objetivo a criação de uma base de dados experimentais para o campo de velocidades do rotor e a determinação de um método apropriado para simulação do escoamento. Os experimentos foram conduzidos em um túnel de vento com seção de testes de 1,35 m por 1,65 m e comprimento de 2 m. A turbina era composta por um rotor de duas pás com diâmetro de 219,5 mm e altura de 200 mm. As pás eram constituídas de arcos circulares de 180°, com espessura de 1 mm e diâmetro de 57,5 mm. Foram utilizados *endplates*,

com diâmetro de 300 mm, na estrutura do rotor a fim de reduzir o vazamento entre os lados de pressão e sucção das pás. A rotação da turbina foi variada de 800 rpm a 1000 rpm e a velocidade do vento, de 9 m/s a 15 m/s. Foi utilizado um sistema de velocimetria por imagem de partícula para visualização do campo de velocidades em posições azimutais de 0°, 30°, 60°, 90°, 120° e 150°. Dobrev e Massouh (2011) utilizaram o software ANSYS® para as simulações 2D e 3D. As dimensões do domínio foram escolhidas a fim de evitar a perturbação do escoamento. Foi utilizada uma malha não-estruturada com refinamento nas proximidades das pás para garantir um $y^+ < 10$. Foram utilizados dois modelos de turbulência: $k-\omega$ SST e um modelo híbrido DES/ $k-\omega$. Resultados mostraram que a simulação 2D superestimou o coeficiente de potência em cerca de 10% em comparação com os dados encontrados pelo experimento. A simulação 3D com modelo de turbulência $k-\omega$ SST subestimou o coeficiente de potência por cerca de 20%, ao passo que a simulação 3D utilizando o modelo de turbulência híbrido DES/ $k-\omega$ foi a que mais se aproximou dos resultados experimentais, com variação média de 4%. Dobrev e Massouh (2010) compararam os campos de velocidades das simulações $k-\omega$ com os campos obtidos através de velocimetria por imagem de partícula e observaram que o modelo apresentou dificuldades em reproduzir estruturas de vórtices descoladas, o que pode explicar as diferenças nos valores de coeficiente de potência encontrados. Os autores concluíram que o modelo 3D utilizando DES/ $k-\omega$ é método mais apropriado para simulação do escoamento, que seria utilizado em futuros estudos.

O trabalho de Altan e Atilgan (2008) objetivou a melhora do desempenho de uma turbina de Savonius pela implementação de defletores de escoamento na entrada da turbina. Os experimentos foram conduzidos para uma turbina de Savonius convencional com diâmetro de 32 cm e altura de 32 cm construída com uma chapa de aço de 2 mm de espessura. Os autores utilizaram um túnel de vento de circuito aberto com saída circular de 50 cm e posicionaram a turbina a uma distância de 5 m da saída para proporcionar um escoamento mais uniforme possível. A velocidade do vento foi ajustada para 7 m/s. Três configurações de defletores de escoamento com comprimentos diferentes foram utilizadas a fim de evitar o contato entre o vento e a parte convexa das pás. Diferentes angulações das superfícies defletoras foram analisadas. Utilizando um torquímetro, valores de torque estático foram aferidos para ângulos de defletor de 10° e 15° para superfície superior e 30° e 60° para superfície inferior e para o rotor a 45°, 60° e 90°. As simulações numéricas 2D foram feitas utilizando o software ANSYS® Fluent. Foi utilizado o algoritmo SIMPLE para acoplamento de pressão-velocidade e o modelo $k-\epsilon$ foi

escolhido como modelo de turbulência. Resultados experimentais e de simulação numérica mostraram que os maiores valores de torque, para uma turbina sem defletores, eram obtidos quando o rotor estava a 45°. Altan e Atilgan (2008) observaram que dentre todas as configurações de defletores analisadas, os maiores valores de torque foram obtidos para configuração com maior comprimento de superfície defletora, com ângulo de 15° para superfície superior e 45° para superfície inferior. Os autores observaram, em geral, um aumento de cerca de 80% no torque com a utilização dos defletores, e concluíram que, para uma mesma posição estática do rotor, o uso de defletores pode proporcionar melhoras de desempenho. Altan e Atilgan (2008), concluíram ainda, com base na proximidade dos resultados experimentais e numéricos, que as escolhas de modelo, método e algoritmo foram apropriadas para o caso.

Com o intuito de reduzir o torque negativo e aumentar a capacidade de auto-partida por meio do direcionamento do escoamento, diversos estudos foram conduzidos com o objetivo de analisar os diferentes formatos de uma turbina de arrasto, porém, poucos se dedicaram à análise dos efeitos do ângulo helicoidal no desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical. Assim, Lee, Lee e Lim (2016) investigaram a variação no coeficiente de potência e nos padrões de escoamento de uma turbina eólica com diferentes ângulos helicoidais. Os experimentos foram conduzidos para uma turbina com 2,1 m de altura, razão de aspecto de 1,33 e quatro ângulos helicoidais: 0, 45, 90 e 135 graus. O túnel de vento possuía dimensões de 2 m x 2,1 m x 20 m e velocidade de vento adotada de 11,5 m/s. Correções foram feitas para a velocidade adotada, devido à interferência das paredes da seção de testes. As análises numéricas foram feitas utilizando o software ANSYS® Fluent e o algoritmo SIMPLE para o acoplamento pressão-velocidade. As dimensões do domínio de cálculo foram adotadas de forma a possibilitar o detalhamento da formação dos vórtices à jusante das pás. Foi utilizada uma malha não-estruturada com cerca de 1 milhão de elementos e com refinamento nas regiões próximas às pás. O modelo de turbulência RNG k- ϵ foi escolhido por melhor prever os efeitos de turbilhamento após a pá. Os maiores valores de coeficiente de potência observados ocorreram para um TSR entre 0,5-0,65 para todos os ângulos helicoidais. As diferenças entre coeficiente de potência máximo foram maiores para ângulo helicoidal de 45 graus, de cerca de 0,02, enquanto para o ângulo helicoidal de 135 graus, as diferenças foram desprezíveis. Resultados mostraram que o melhor desempenho foi atingido pela turbina com ângulo helicoidal de 45 graus, tanto para experimento, quanto para análise numérica, com coeficiente de potência de 0,13 para um TSR de

0,54. Os maiores valores de coeficiente de torque de 0,34 foram obtidos com ângulo helicoidal de 45 graus e TSR de 0,45. Os autores observaram que, para um ângulo helicoidal de 0 grau, o vento incidia perpendicularmente nas pás, resultando em uma pressão consistente em toda a superfície da pá. Porém, à medida que o ângulo helicoidal aumentava, o vento incidia em múltiplas direções, aumentando a pressão de sucção na superfície das pás. Lee, Lee e Lim (2016) concluíram que os resultados das simulações foram verificados com sucesso pelos experimentos e que para ângulos helicoidais maiores que 90 graus, o coeficiente de torque tendeu à uma estabilização.

Outro método bastante simples para aumentar o desempenho de uma turbina de Savonius é o uso de *endplates*, que tem a função de prevenir que o escoamento transborde nas duas extremidades das pás, aumentando a transferência de quantidade de movimento do ar para a turbina. Jeon *et al.* (2015) investigaram experimentalmente o efeito de diferentes formatos e tamanhos de *endplates* no desempenho aerodinâmico de uma turbina helicoidal de Savonius. Foram analisadas quatro configurações diferentes de turbinas, todas com ângulo helicoidal de 180 graus, variando diâmetro e altura de forma a manter a razão de aspecto igual a 2. As pás foram feitas de polímero reforçado com fibra de vidro e os *endplates* foram feitos de acrílico com 5 mm de espessura. Foi utilizado um túnel de vento com seção de testes fechada de dimensões de 1000 mm x 1500 mm, assim, fez-se necessária a utilização do método de correção de bloqueio de Maskell (1965) para correção dos resultados encontrados. Os experimentos foram conduzidos para velocidades de vento de 6 a 12 m/s e para três configurações de *endplate*: sem *endplates*, com *endplate* na extremidade inferior e com *endplate* em ambas as extremidades. Resultados mostraram que o coeficiente de potência foi 36% maior com o uso de *endplates* em ambas as extremidades em comparação com a configuração sem *endplates*. Os autores observaram, também, que quanto maior era a razão de área do *endplate*, maiores eram os coeficientes de potência encontrados. Jeon *et al.* (2015) concluíram que, dentre todas as configurações analisadas, a que resultou nos maiores coeficientes de potência e torque foi aquela com *endplates* circulares de diâmetro próximo ao diâmetro do rotor.

Com a motivação de proporcionar uma alternativa simples e barata de geração de energia para regiões carentes, o trabalho McTavish, Feszty e Sankar (2012) teve como objetivo a abordagem computacional para o desenvolvimento de uma nova configuração de turbina eólica de eixo vertical. A turbina era composta por múltiplos estágios acoplados verticalmente e

defasados entre si. Cada seguimento da turbina era afetado pelo escoamento interno e externo, e a geração de torque resultava de efeitos de arrasto, de forças laterais e de forças de impulso geradas pela aceleração do escoamento dentro da pá devido à contração da geometria. Utilizando o software Cfdesign 2010, foram conduzidas simulações permanentes em 2D e rotativas em 3D a fim de prever o torque estático e dinâmico do novo rotor proposto. Foram utilizados os modelos de turbulência $k-\varepsilon$ e RNG $k-\varepsilon$. O domínio de cálculo para as simulações 2D foi dividido em uma região rotativa, contendo o rotor de raio igual a 1 m, e uma região estacionária com dimensões de 20 vezes o diâmetro do rotor para ambos os lados. Um estudo de convergência de malha mostrou que uma malha não-estruturada com 50000 elementos era suficiente para garantir independência dos resultados. As simulações 2D foram conduzidas para uma velocidade de vento de 7 m/s. Para as simulações 3D, foi utilizado um rotor com raio de 0,35 m e altura de 0,2 m. O domínio de cálculo possuía dimensões de 15 vezes o diâmetro do rotor para altura e largura, e comprimento igual a 20 vezes o diâmetro do rotor. Uma velocidade de vento de 6 m/s foi adotada para as simulações 3D. Resultados das simulações 2D mostraram que o perfil assimétrico do rotor criava um perfil assimétrico de torque com uma grande região de torque positivo e uma grande região de torque negativo, resultando em um coeficiente de torque médio de 0,155. A utilização de múltiplos estágios reduziu as flutuações de torque do rotor e estabilidade foi atingida com utilização de 6 ou 9 estágios. Com base nos resultados das simulações 3D, os autores observaram que grandes quantidades de torque negativo eram produzidas com o rotor a 270 graus operando com baixo TSR e que o torque dinâmico diminuía com o aumento do TSR. McTavish, Feszty e Sankar (2012) concluíram que o rotor proposto produziu torque estático comparável aos rotores de Savonius existentes, que a diminuição do torque era ocasionada por efeitos de estagnação nas pás e que a geometria das pás deveria ser objeto de futuros estudos a fim de tornar a proposta mais competitiva.

Através de técnicas de melhoramento, Tahani et al. (2017) objetivaram o desenvolvimento de uma nova geometria de rotor capaz de direcionar o escoamento de descarga da turbina. Foram analisadas quatro configurações de geometrias de rotor: rotor Savonius com torção de pás e seção transversal variável, rotor Savonius com torção de pás e eixo cônico, rotor Savonius com eixo cônico e seção transversal variável, e uma nova geometria de rotor com eixo cônico e seção transversal variável. As simulações foram feitas utilizando o software ANSYS® CFX e os resultados foram comparados com dados experimentais de Roy e Saha (2015). Todas as

turbinas possuíam diâmetro de 210 mm e altura de 230 mm. O domínio de cálculo era composto por uma região rotativa, posicionada a 250 mm do *inlet*, e por uma região estacionária com dimensões de 500 mm x 500 mm x 700 mm, de acordo com Roy e Saha (2015). Foi utilizada uma malha estruturada na interface das duas regiões do domínio. Na região rotativa do domínio foi adotada uma malha não-estruturada com maior refinamento na interface e nas proximidades das pás e y^+ igual a 1 a fim de garantir melhor representação da camada-limite. Estudos de sensibilidade de malha mostraram que uma malha com 2,8 milhões de células apresentava boa concordância com os dados experimentais. O modelo de turbulência $k-\omega$ SST foi escolhido para as simulações por apresentar melhor desempenho dentre os analisados. As simulações foram conduzidas para uma velocidade de ponta de pá de 0,7 para todas as geometrias. O rotor Savonius com seção transversal constante e torção de pás de 30 graus exibiu maiores valores de coeficiente de potência e vazão de descarga em comparação com o rotor Savonius tradicional. O rotor com seção transversal variável apresentou pequena melhora no coeficiente de potência e na vazão de descarga. Resultados mostraram que o uso de eixo cônico no rotor com seção transversal constante aumentou a vazão de descarga em até 18%. Os autores observaram que o rotor com torção de pás e eixo cônico exibiu coeficientes de potência 18% maiores e vazões de descarga 29% maiores em comparação com rotor sem eixo e sem torção de pás. Tahani et al. (2017) concluíram que a nova geometria proposta satisfaz o objetivo principal.

A maioria dos estudos em melhoramento do desempenho de uma turbina eólica pela modificação do formato do rotor foram baseados em tentativa e erro, sem o uso de algum tipo de algoritmo de otimização. Assim, Chan, Bai e He (2018) visaram a otimização da geometria de um rotor Savonius por meio da aplicação de um algoritmo genético de evolução juntamente com simulações em CFD. A geometria inicial consistia em um rotor Savonius tradicional com diâmetro de 200 mm e espessura de 2 mm. O algoritmo de otimização genética foi empregado com o objetivo de maximizar o coeficiente de potência das turbinas geradas. Foi utilizado o software MATLAB® como plataforma de integração. As simulações foram feitas com o software ANSYS® Fluent e a malha foi gerada com o software ANSYS® ICEM. O domínio de cálculo foi dividido em uma região estacionária retangular com altura de 15 vezes o diâmetro do rotor e comprimento de 22,5 vezes o diâmetro do rotor, e uma região rotativa com diâmetro de 2 vezes o diâmetro do rotor. Foi empregada uma malha de quadriláteros e testes de convergência de malha mostraram que uma malha com 97643 elementos garantia independência dos resultados. O

modelo de turbulência $k-\omega$ SST foi utilizado por garantir melhor precisão na previsão de escoamentos descolados com gradiente de pressão adverso. O acoplamento pressão-velocidade foi feito com o algoritmo PISO. Foi adotada uma velocidade de vento de 7,30 m/s e TSR constante de 0,8. O rotor com geometria de pás otimizada exibiu um aumento significativo de 33,4% no coeficiente de potência, com um máximo de 0,225, em relação ao rotor convencional. Resultados mostraram que o coeficiente de potência do rotor Savonius convencional decaía gradualmente com o aumento de TSR, ao passo que o rotor com geometria de pás otimizada exibiu pouca alteração à medida que TSR era aumentado. Chan, Bai e He (2018) concluíram que a geometria de pá otimizada apresentava desempenho muito acima do rotor Savonius tradicional em uma gama de TSR de 0,6-1,2, indicando seu grande potencial para aplicações em ambientes urbanos, onde as condições de vento são relativamente complexas.

Ramadan, Yousef, Said e Mohamed (2018) tiveram como objetivo a melhora do desempenho de uma turbina eólica de eixo vertical por meio da otimização do formato das pás. O estudo foi conduzido numericamente e experimentalmente, a fim de validação dos resultados. O processo de otimização foi feito utilizando um algoritmo genético acoplado aos softwares Gambit, para criação da geometria e geração da malha, e ANSYS® Fluent, para o cálculo dos campos do escoamento. Foi adotado um diâmetro de 30 cm para o rotor. O domínio de cálculo possuía altura de 25 vezes o diâmetro do rotor e comprimento de 50 vezes o diâmetro do rotor. A otimização foi executada para um total de 27 gerações com 15 indivíduos em cada para uma velocidade de vento de 9 m/s e utilizando o modelo de turbulência $k-\epsilon$. Foram feitas simulações para três configurações de rotor: Savonius tradicional com 2 pás, Savonius tradicional com 3 pás e o rotor composto pela geometria otimizada. Foram conduzidos experimentos para as mesmas configurações de rotor das simulações, considerando uma altura de rotor de 30 cm. Resultados das simulações mostraram que a turbina com configuração otimizada exibiu coeficiente de potência de 0,29, ao passo que os resultados experimentais mostraram coeficientes de potência de 0,27 para a mesma configuração. Os resultados indicaram ainda que, para baixos números de Reynolds, a turbina otimizada apresentou o maior coeficiente de torque. As configurações de rotor Savonius tradicionais com 2 e 3 pás exibiram coeficientes de potência de 0,14 e 0,11, respectivamente. Ramadan, Yousef, Said e Mohamed (2018) concluíram que a geometria otimizada atingiu uma melhora de 52% em relação à geometria tradicional, especialmente para baixas velocidades de vento.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

3.1. CONCEITOS FUNDAMENTAIS DE AERODINÂMICA

Aerodinâmica é a ciência que estuda o movimento do ar e de corpos que se movem pelo ar (MILNE-THOMSON, 1978, P. 1). E através desse movimento relativo entre ar e sólido há o surgimento de momentos e de forças de contato no corpo, essas forças são chamadas de forças aerodinâmicas e são originadas de duas fontes: da distribuição de pressão e de tensão de cisalhamento sobre a superfície do corpo. Sabe-se que a pressão age na direção normal à superfície, enquanto a tensão de cisalhamento age tangencialmente à superfície, como mostra a Figura 3.1.

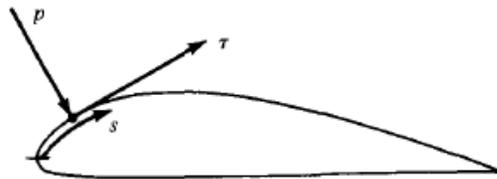


Figura 3.1 – Representação da atuação da pressão e da tensão de cisalhamento em uma superfície aerodinâmica

Fonte: Anderson, 2011, p. 19

A integração das distribuições de pressão e de tensão de cisalhamento sobre toda a superfície do corpo resulta na força aerodinâmica R e no momento M atuantes no corpo (ANDERSON, 2011, P. 19).

É esperado que alguns fatores tenham influência sobre o valor da força aerodinâmica R_A e do momento M , como o tamanho do corpo, representado por um comprimento característico, no caso o comprimento de corda c , e fatores relacionados ao fluido como a velocidade do escoamento livre U , de propriedades como a densidade, ρ_∞ , e a viscosidade do fluido, μ_∞ — relacionada à tensão cisalhante na parede — e da compressibilidade do fluido, representada pela velocidade do som no escoamento livre, a_∞ . Logo:

$$R_A = f(\rho_\infty, U, c, \mu_\infty, a_\infty) \quad (3.1)$$

Através da análise adimensional, as cinco variáveis dimensionais independentes tornam-se três variáveis adimensionais e a Equação 3.1 se resume a Equação 3.2, onde C_{R_A} expressa a força R_A em termos adimensionais e S representa uma área de referência, Re é chamado de número de Reynolds, uma medida da relação entre as forças de inércia e as forças viscosas no escoamento, e M_∞ é definido como o número de Mach do escoamento livre.

$$\begin{aligned}
 C_{R_A} &= f(Re, M_\infty) \\
 C_{R_A} &= \frac{R_A}{\frac{1}{2}\rho_\infty U^2 S} \\
 Re &= \frac{\rho_\infty U c}{\mu_\infty} \\
 M_\infty &= \frac{U}{a_\infty}
 \end{aligned} \tag{3.2}$$

Assim, sabendo que a sustentação e o arrasto são componentes da força R_A , e que relações similares se aplicam também ao momento M , pode-se estabelecer relações para os coeficientes de sustentação, C_S , de arrasto, C_A , e de momento do aerofólio, C_{M_A} :

$$\begin{aligned}
 C_S &= \frac{L}{\frac{1}{2}\rho_\infty V_\infty^2 S} \\
 C_A &= \frac{D}{\frac{1}{2}\rho_\infty V_\infty^2 S} \\
 C_{M_A} &= \frac{M}{\frac{1}{2}\rho_\infty V_\infty^2 S c}
 \end{aligned} \tag{3.3}$$

3.2. AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL

Dentre os dois tipos de turbinas eólicas de eixo vertical, as movimentadas por força de sustentação, como a turbina de Darrieus, são as mais utilizadas na geração de energia elétrica por apresentarem maior coeficiente de potência e por operarem em velocidades de vento mais altas (MANWELL, MCGOWAN E ROGERS, 2009, P. 146). A Figura 3.2(a) mostra uma pá de uma

turbina de Darrieus em vista transversal, em que U representa o vento incidente, R , o raio da turbina, ϕ , o ângulo entre o raio e o vento incidente e α , o ângulo de ataque do aerofólio. O fator a é utilizado para considerar o efeito de desaceleração do vento que passa pelo rotor. A Figura 3.2(b) mostra em detalhe os componentes de velocidade do vento que agem na pá.

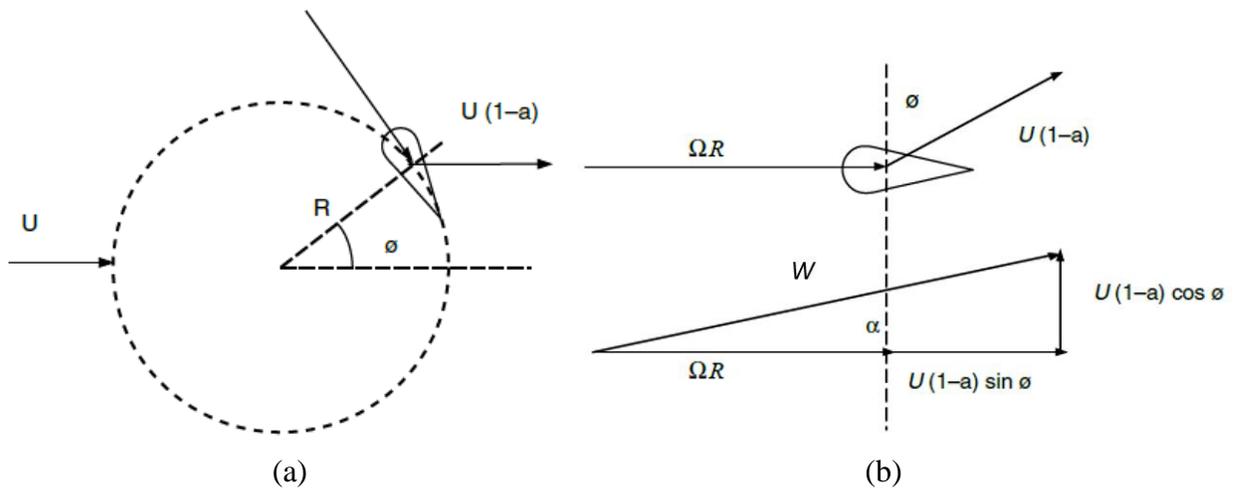


Figura 3.2 – (a) Geometria de uma turbina Darrieus-H, (b) componentes da velocidade do vento incidente

Fonte: Manwell, McGowan e Rogers, 2009, p. 147

Dessa forma, a velocidade relativa da pá pode ser encontrada por teorema de Pitágoras, onde TSR é um parâmetro adimensional chamado de razão de ponta de pá, dado pela Equação 3.6.

$$W^2 = \{\Omega R + (1 - a)U \text{ sen } \phi\}^2 + \{(1 - a)U \text{ cos } \phi\}^2 \quad (3.4)$$

$$\frac{W}{U} = \sqrt{\{TSR + (1 - a) \text{ sen } \phi\}^2 + \{(1 - a) \text{ cos } \phi\}^2} \quad (3.5)$$

$$TSR = \frac{\Omega R}{U} \quad (3.6)$$

O torque por unidade de comprimento gerado por cada pá é resultado do produto das forças aerodinâmicas decompostas na direção tangencial, \vec{F}_t , pelo raio do rotor. Assim, o torque

total por unidade de comprimento é a somatória do torque gerado por cada pá da turbina analisada, que é uma função do ângulo de posição da pá.

$$\tilde{F}_t = \frac{1}{2} \rho U_{rel}^2 c (C_L \sin \alpha - C_D \cos \alpha) \quad (3.7)$$

$$T = \sum_1^N \tilde{F}_{t,n}(\phi) \quad (3.8)$$

A potência produzida pelo rotor é encontrada pelo produto da velocidade de rotação pelo torque médio, que varia com a posição angular do rotor.

$$P = \Omega \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} T d\phi \quad (3.9)$$

Dessa forma, o coeficiente de potência é dado pela divisão da potência do rotor pela potência disponível do vento que passa pela área projetada do rotor, como mostra a Equação 3.10. Pode-se ainda estabelecer uma relação entre o coeficiente de potência C_P , o coeficiente de momento de toda a turbina C_M e a razão de velocidade de ponta de pá TSR , mostrada na Equação 3.11.

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2} \rho 2RHU^3} \quad (3.10)$$

$$C_P = C_M TSR \quad (3.11)$$

3.3. EQUAÇÕES DE CONSERVAÇÃO

Segundo Anderson (2011, p. 118), o processo de desenvolvimento das equações de governo envolve três procedimentos. O primeiro consiste na identificação dos princípios físicos fundamentais intrínsecos à análise, como: a massa não pode ser criada nem destruída, isto é, a

massa se conserva; e a segunda lei de Newton que afirma que a força resultante em um corpo é igual à taxa temporal de variação da quantidade de movimento linear.

O segundo passo consiste em determinar qual modelo de representação é mais adequado à análise. De acordo com White (2011, p. 237), quando se trata de movimento de fluidos, existem dois modelos ou abordagens que se pode adotar: uma se preocupa com os efeitos globais sobre uma região específica que o sistema ocupa num determinado instante, chamada de volume de controle, e resulta em relações integrais; e outra, que também utiliza o princípio de volume de controle, porém, como o foco é a análise ponto a ponto de um escoamento, as leis são aplicadas a um volume de controle infinitesimalmente pequeno, resultando em equações diferenciais. Essa última, chamada de análise diferencial, é empregada no presente estudo.

Ainda segundo Anderson (2011, p. 118), o terceiro e último passo, consiste na aplicação dos princípios fundamentais, apontados anteriormente, ao modelo de representação adotado a fim de se obter as equações matemáticas que devidamente descrevem a física do escoamento.

3.3.1. EQUAÇÃO DA CONTINUIDADE

A aplicação do primeiro princípio fundamental da conservação da massa ao volume de controle infinitesimal apresentado na Figura 3.3, segundo Versteeg & Malalasekera (1995, p. 11), aponta que a taxa de aumento de massa no elemento é igual a taxa líquida de fluxo de massa para dentro do elemento. A Equação 3.12 representa essa afirmação.

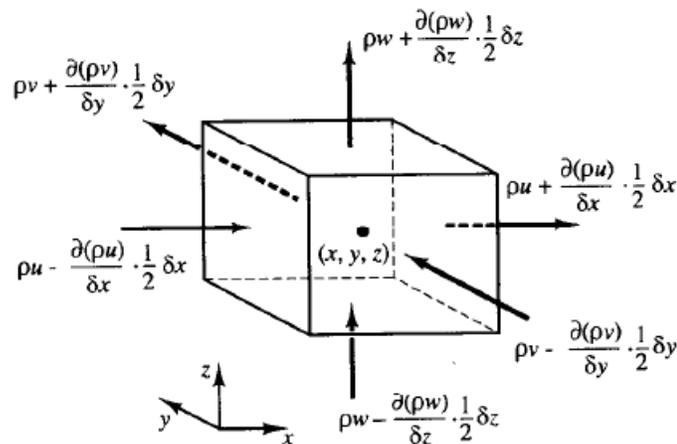


Figura 3.3 - Vazão de massa de entrada e de saída em um volume de controle infinitesimal

Fonte: Versteeg & Malalasekera, 1995, p. 12

Substituindo-se os valores de vazão mássica de entrada e de saída do elemento representado na Figura 3.3, dividindo-se a expressão toda pelo volume do elemento, $\delta x \delta y \delta z$, e rearranjando-se os termos resultantes para o lado esquerdo da equação:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w)}{\partial z} = 0 \quad (3.12)$$

A Equação 3.12 é chamada de equação da continuidade, pois requer apenas que a massa específica e a velocidade sejam funções contínuas, e representa a conservação da massa para um volume de controle infinitesimal (WHITE, 2011, P. 241). A Equação 3.12 pode, ainda, ser escrita vetorialmente através do uso do operador *nabla*, $\vec{\nabla}$, dado pela Equação 3.13, e sabendo-se que u , v e w são componentes do vetor velocidade \vec{U} nas direções x , y e z respectivamente.

$$\vec{\nabla} = \frac{\partial}{\partial x} \vec{i} + \frac{\partial}{\partial y} \vec{j} + \frac{\partial}{\partial z} \vec{k} \quad (3.13)$$

Assim, após a utilização do operador *nabla* e da aplicação da regra da cadeia, a Equação 3.12 se resume à Equação 3.14, que representa a equação da continuidade na forma vetorial para um referencial inercial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{U}) = 0 \quad (3.14)$$

Já para um referencial não-inercial, a Equação 3.12 se resume a Equação 3.15, onde \vec{W} representa a velocidade da partícula em relação a um referencial não-inercial.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho \vec{W}) = 0 \quad (3.15)$$

3.3.2. EQUAÇÃO DA QUANTIDADE DE MOVIMENTO LINEAR

O segundo princípio físico consiste na segunda lei de Newton, que quando aplicado a um volume de controle infinitesimal de dimensões δx , δy , δz , como o apresentado na Figura 3.3, aponta que a taxa de aumento da quantidade de movimento linear de uma partícula de fluido é igual à soma das forças sobre essa partícula (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995, P. 14). A Equação 3.16 representa essa afirmação.

$$\sum \vec{F} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \vec{U}) \delta x \delta y \delta z + \sum_i (\dot{m}_i \vec{U}_i)_{sai} - \sum_i (\dot{m}_i \vec{U}_i)_{entra} \quad (3.16)$$

Após a substituição dos fluxos de massa representados na Figura 3.3 e de manipulações matemáticas, a Equação 3.16 se reduz a:

$$\sum \vec{F} = \rho \frac{D\vec{U}}{Dt} \delta x \delta y \delta z \quad (3.17)$$

Onde, pela regra da cadeia:

$$\frac{D\vec{U}}{Dt} = \frac{\partial \vec{U}}{\partial t} + u \frac{\partial \vec{U}}{\partial x} + v \frac{\partial \vec{U}}{\partial y} + w \frac{\partial \vec{U}}{\partial z} \quad (3.18)$$

O somatório de forças presente na Equação 3.17 é composto por forças de corpo e por forças de superfície. Segundo Versteeg & Malalasekera (1995, p. 15), pressão e forças viscosas são exemplos de forças de superfície, e forças gravitacionais e eletromagnéticas são algumas das forças de corpo existentes. A Figura 3.4 mostra as forças de superfície na direção x presentes em um volume de controle infinitesimal.

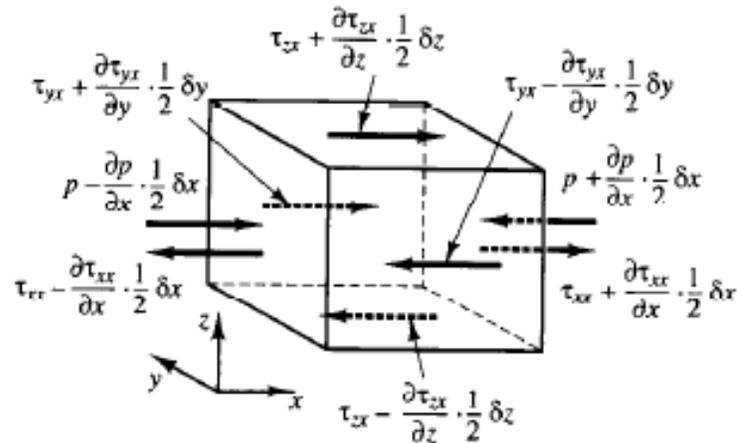


Figura 3.4 - Forças de superfície na direção x para um volume de controle infinitesimal

Fonte: Versteeg & Malalasekera, 1995, p. 15

Através de um balanço de forças na direção x nas seis faces do elemento, e dividindo-se o resultado pelo volume do elemento, $\delta x \delta y \delta z$, obtém-se a força total por unidade de volume atuante sobre o elemento devido a forças de superfície.

$$\left(-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x}\right) + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \quad (3.19)$$

A representação de forças mostrada na Figura 3.4 e, conseqüentemente, o balanço de forças obtido na Equação 3.19 também é válido para as direções y e z , salvo os devidos subscritos. Dessa forma, introduzindo a Equação 3.19 na Equação 3.17 e considerando que a única força de corpo atuante no elemento é a força gravitacional, obtém-se:

$$\begin{aligned} \rho g_x - \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} \right) \\ \rho g_y - \frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} \right) \\ \rho g_z - \frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} &= \rho \left(\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} \right) \end{aligned} \quad (3.20)$$

A Equação 3.20 apresenta a equação diferencial da quantidade de movimento em sua forma completa, sendo válida para qualquer fluido em movimento geral (WHITE, 2011, P. 249). Utilizando o operador *nabla* introduzido pela Equação 3.13, a Equação 3.20 pode ser escrita na

forma vetorial, onde o termo $\vec{\tau}$, chamado de tensor das tensões, é composto pelas nove tensões apresentadas na Equação 3.20.

$$\rho \frac{D\vec{U}}{Dt} = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} \quad (3.21)$$

Para um referencial não-inercial, por meio da composição dos movimentos, há o surgimento de acelerações adicionais não-inerciais associadas ao movimento do referencial não-inercial, chamadas de acelerações aparentes, \vec{a}^* , onde \vec{W} representa a velocidade em relação ao referencial não-inercial e $\vec{\omega}$, a velocidade angular do eixo de rotação do referencial não-inercial. \vec{r} representa o raio vetor da partícula em relação à origem do referencial inercial e \vec{R}_0 , o raio vetor da origem do referencial não-inercial em relação à origem do referencial inercial. Dessa forma, as acelerações aparentes são compostas pela aceleração de translação do referencial não-inercial, $\ddot{\vec{R}}_0$, pela aceleração tangencial, $\dot{\vec{\omega}} \times \vec{r}$, pela aceleração normal, $\vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r})$ e pela chamada aceleração de Coriolis, $2\vec{\omega} \times \vec{W}$.

$$\vec{a}^* = \ddot{\vec{R}}_0 + \dot{\vec{\omega}} \times \vec{r} + \vec{\omega} \times (\vec{\omega} \times \vec{r}) + 2\vec{\omega} \times \vec{W} \quad (3.22)$$

Assim, a aceleração absoluta da partícula em relação ao referencial inercial, \vec{a} , é dada pela soma da aceleração em relação ao referencial não-inercial, \vec{a}_R , e as acelerações aparentes, \vec{a}^* .

$$\vec{a} = \vec{a}_R + \vec{a}^* \quad (3.23)$$

Onde:

$$\vec{a} = \frac{D\vec{U}}{Dt} \quad \vec{a}_R = \frac{D\vec{W}}{Dt} \quad (3.24)$$

Considerando as Equações 3.23 e 3.24 na Equação 3.21, tem-se:

$$\rho \left(\frac{D\vec{W}}{Dt} + \vec{a}^* \right) = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} \quad (3.25)$$

Pela aplicação da regra da cadeia na Equação 3.25 obtém-se a equação da quantidade de movimento linear na forma diferencial para um referencial não-inercial.

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \vec{W} \cdot \vec{\nabla} \vec{W} + \vec{a}^* \right) = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \vec{\nabla} \cdot \vec{\tau} \quad (3.26)$$

Para um fluido newtoniano, considerando condição de homogeneidade e de isotropia, o tensor das tensões, $\vec{\nabla} \cdot \vec{\tau}$, é representado pelas chamadas relações de Stokes, apresentada na sua forma invariante pela Equação 3.27, onde $\vec{\vec{D}}$ representa o tensor de deformação dado pela Equação 3.28 para um referencial não-inercial, μ é a viscosidade dinâmica do fluido, λ é chamado de segundo coeficiente de viscosidade e $\vec{\vec{I}}$ é o tensor identidade.

$$\vec{\tau} = 2\mu \vec{\vec{D}} + \lambda (\vec{\vec{D}} : \vec{\vec{I}}) \vec{\vec{I}} \quad (3.27)$$

$$\vec{\vec{D}} = \frac{1}{2} (\vec{\nabla} \vec{W} + \vec{\nabla} \vec{W}^T) \quad (3.28)$$

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad (3.29)$$

Levando-se 3.28 em 3.27, tem-se:

$$\vec{\tau} = \mu (\vec{\nabla} \vec{W} + \vec{\nabla} \vec{W}^T) - \lambda (\vec{\nabla} \cdot \vec{W}) \vec{\vec{I}} \quad (3.30)$$

Substituindo 3.30 em 3.26 e considerando o caso de escoamento incompressível, obtém-se:

$$\rho \left(\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + \vec{W} \cdot \vec{\nabla} \vec{W} + \vec{a}^* \right) = \rho \vec{g} - \vec{\nabla} p + \mu \nabla^2 \vec{W} \quad (3.31)$$

3.4. REGIMES DE ESCOAMENTO

Existem dois regimes de escoamento: laminar e turbulento. No escoamento laminar, as camadas de fluido deslizam suavemente umas sobre as outras de forma em que há pouca transferência de massa entre camadas adjacentes e a transferência de quantidade de movimento se dá apenas em nível molecular. Diz-se, também, que as tensões de cisalhamento existem devido, puramente, à viscosidade do fluido, assim, energia é transmitida do escoamento livre para a camada-limite apenas por meio das interações viscosas (HOUGHTON & CARPENTER, 2003, P. 377). A Figura 3.5 apresenta os dois regimes de escoamento e a região de transição em uma camada-limite.

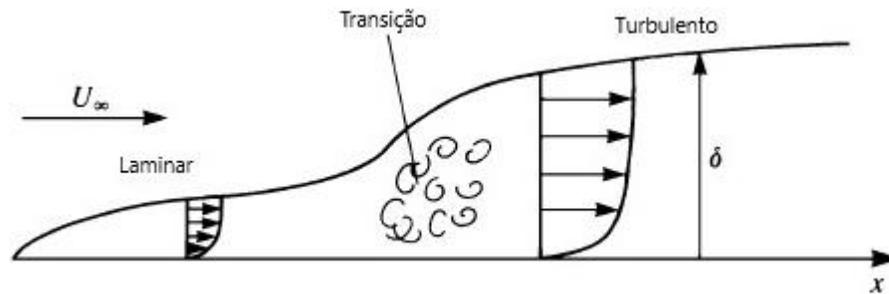


Figura 3.5 - Desenvolvimento da camada-limite sobre uma placa plana e transição do regime laminar para regime turbulento

Fonte: Adaptação Katz & Plotkin, 2001, p. 488

O escoamento turbulento, por sua vez, é caracterizado por flutuações aparentemente randômicas, tanto na direção do escoamento quanto nas direções perpendiculares a ele. Estas, em especial, são responsáveis por consideráveis transferências de massa entre as camadas adjacentes de fluido, bem como pela transferência de quantidade de movimento. O resultado disso é o surgimento de tensões de cisalhamento entre as camadas — chamadas de tensões de Reynolds — de maiores magnitudes do que aquelas causadas puramente pelos efeitos viscosos (HOUGHTON & CARPENTER, 2003, P. 377).

Como visto, as forças que controlam o comportamento das camadas-limite laminar e turbulenta são de natureza e intensidade diferentes e isso tem influência direta no perfil de velocidades para cada caso. No regime laminar, energia do escoamento livre penetra na camada-limite por meio da viscosidade apenas, logo, o perfil de velocidades apresenta uma grande porção

com velocidade reduzida pela presença da parede. Já no regime turbulento, a transferência de massa e quantidade de movimento se dá por meio das flutuações na direção perpendicular à parede, fazendo com que energia do escoamento livre penetre facilmente até camadas mais próximas da superfície, assim, a velocidade se aproxima àquela do escoamento livre a uma distância muito menor da superfície. A Figura 3.6 ilustra os perfis de velocidades adimensionais dos dois regimes.

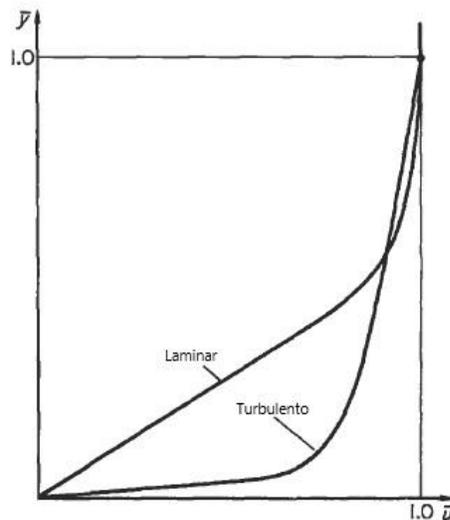


Figura 3.6 - Perfis de velocidades para regime laminar e regime turbulento em parâmetros adimensionais

Fonte: Adaptação Houghton & Carpenter, 2003, p. 378

3.5. TURBULÊNCIA

Como visto anteriormente, um escoamento pode ocorrer em dois regimes: laminar ou turbulento, e o número de Reynolds é responsável pela caracterização do regime do escoamento, uma vez que representa uma medida da relação entre as forças de inércia e as forças viscosas.

Assim, escoamentos em regime laminar são aqueles que apresentam baixos valores de número de Reynolds, possuem natureza bem definida e podem ser completamente descritos pelas equações de conservação desenvolvidas na seção 3.3. Ao passo que escoamentos em regime turbulento apresentam altos valores de número de Reynolds e são caracterizados pelo comportamento caótico e randômico pelos quais a velocidade e a pressão mudam constantemente com o tempo (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995, P. 41).

A transição de regime laminar para regime turbulento ocorre quando o número de Reynolds do escoamento atinge um valor crítico, Re_{crit} , e, a partir desse valor, a presença de instabilidades é aumentada por pequenas perturbações, que são amplificadas até que todo o escoamento se torne instável. Nesse ponto, a descrição do escoamento por meio das equações de conservação exige um alto custo computacional, uma vez que as propriedades do escoamento passam a oscilar desordenadamente com o tempo, fruto do comportamento caótico instalado. A Figura 3.7 retrata o comportamento da velocidade no tempo em um escoamento turbulento.

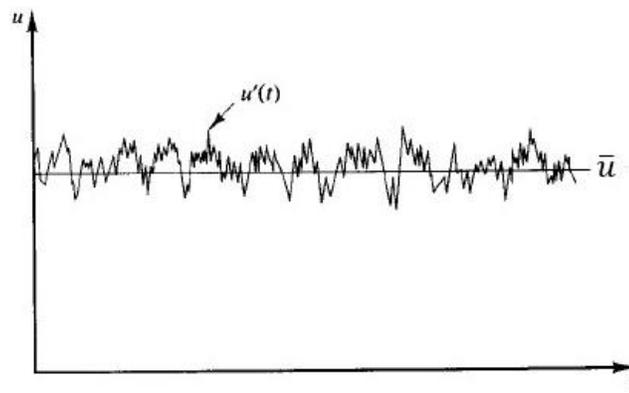


Figura 3.7 - Comportamento típico da velocidade em um escoamento turbulento

Fonte: Adaptação Versteeg & Malalasekera, 1995, p. 42

Percebe-se que por mais que a velocidade u varie com o tempo, as oscilações se dão em torno de um valor médio, \bar{u} , isto é, o comportamento de u pode ser representado pela superposição do valor médio \bar{u} mais uma componente u' que flutua no tempo, como mostra a Equação 3.32.

$$u = \bar{u} + u' \quad (3.32)$$

Essa abordagem pode ser aplicada a todas as propriedades do escoamento pela generalização apresentada na Equação 3.33, onde $\bar{\varphi}$ corresponde ao valor médio e φ' , à componente que oscila no tempo.

$$\varphi = \bar{\varphi} + \varphi' \quad (3.33)$$

O valor médio pode ser encontrado pela Equação 3.34 e, por construção, a média temporal da variável de flutuação resulta igual a zero, como mostra a Equação 3.35.

$$\bar{\varphi} = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi dt \quad (3.34)$$

$$\bar{\varphi}' = \frac{1}{\Delta t} \int_0^{\Delta t} \varphi' dt = \bar{\varphi} - \bar{\varphi} = 0 \quad (3.35)$$

A partir do conceito de média temporal, há o surgimento de duas grandezas de grande importância na análise de escoamentos turbulentos: a energia cinética associada à turbulência, k , dada pela Equação 3.36 e a intensidade de turbulência, T_i , definida pela Equação 3.37, onde U_{ref} corresponde a velocidade média de referência do escoamento.

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2}) \quad (3.36)$$

$$T_i = \frac{\left(\frac{2}{3}k\right)^{\frac{1}{2}}}{U_{ref}} \quad (3.37)$$

A aplicação do conceito de média temporal nas equações de governo desenvolvidas na seção 3.3 resulta em equações capazes de descrever o comportamento do escoamento médio, isto é, o escoamento cujas propriedades são descritas pelo conceito abordado na Equação 3.33. Segundo a Equação 3.33, cada propriedade é fruto da soma de um valor médio e uma variável de flutuação:

$$W_i = \bar{W}_i + W_i' \quad p = \bar{p} + p' \quad (3.38)$$

Substituindo as relações nas equações médias da conservação da massa, e da quantidade de movimento linear para um referencial não-inercial e considerando escoamento incompressível, tem-se, em notação indicial:

$$\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.39)$$

$$\rho \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial t} + \bar{W}_j \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \vec{a}^* \right) = \rho g_i - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} \right) - \rho \overline{W'_i W'_j} \right]$$

Percebe-se que os termos da equação da continuidade para as médias temporais das velocidades são análogos àqueles em sua forma instantânea. Já a equação da quantidade de movimento linear apresenta alguns termos adicionais quando comparada à sua forma instantânea: as chamadas tensões de Reynolds, expressas pela Equação 3.40, associadas à flutuação desordenada da velocidade do fluido em um escoamento turbulento.

$$-\rho \overline{W'_i W'_j} \quad (3.40)$$

Dessa forma, a solução de escoamentos turbulentos apresenta um problema de fechamento das equações de conservação, isto é, existem mais incógnitas do que equações. Isso se dá por conta do surgimento das tensões de Reynolds. Nesse sentido, os modelos de turbulência são formulados com o intuito de possibilitar a determinação das tensões de Reynolds, e das grandezas envolvidas, por meio de aproximações em termos das propriedades conhecidas do fluido, como a aproximação de Boussinesq, na qual as tensões de Reynolds são determinadas pela Equação 3.41 (WILCOX, 2006, P. 110), onde μ_T é chamada de viscosidade turbulenta, k , a energia cinética associada à turbulência e δ_{ij} , o operador delta de *Kronecker*.

$$-\rho \overline{W'_i W'_j} = \mu_T \left(\frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{W}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (3.41)$$

3.6. ALGORITMO SIMPLE

As Equações 3.15 e 3.25 representam a conservação da massa e da quantidade de movimento linear, respectivamente, tratando-se de escoamentos incompressíveis. Porém, não existe uma equação de transporte para o termo de pressão, nesse sentido é utilizada uma técnica

de acoplamento para o cálculo do campo cinemático e de pressões denominado de *SIMPLE* - *Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations* (PATANKAR & SPALDING, 1972).

O método utiliza a solução segregada da equação de conservação da quantidade de movimento para calcular os componentes do vetor velocidade e transformam a equação de conservação da massa em uma equação que permite uma correção para o campo de pressões utilizado anteriormente. Esse novo campo de pressões deve corrigir as velocidades de tal forma que a massa seja conservada. A Figura 3.8 mostra uma representação esquemática do método *SIMPLE*.

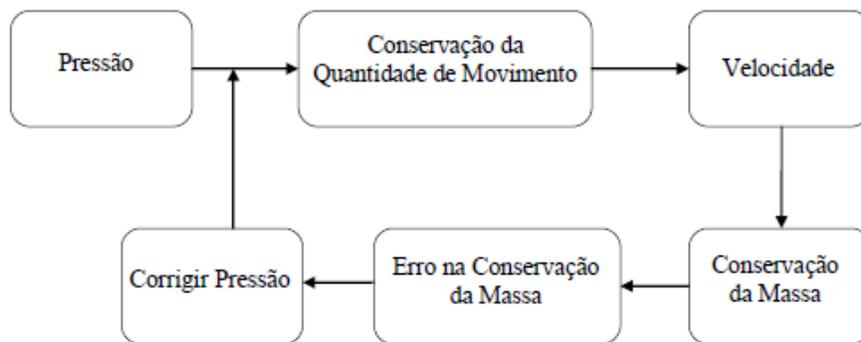


Figura 3.8 – Esquema de discretização do método SIMPLE

O método *SIMPLE* é essencialmente um procedimento numérico para o cálculo da pressão, através da suposição de um valor inicial para o campo de pressões (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995).

Considerando o escoamento incompressível, pode ser utilizado o algoritmo *SIMPLE* para se obter os campos de pressões e de velocidades. O *SIMPLE* utiliza um processo iterativo baseado numa relação entre a velocidade e correções da pressão, onde os valores finais de velocidade devem satisfazer a conservação da massa e obter-se seguidamente o campo de pressão. Para a interpolação da pressão foi utilizado o esquema padrão nos nós centrais e a velocidade nas faces das células ou elementos.

Segundo Patankar (1980), o esquema do acoplamento pressão-velocidade pode ser resumido segundo a Figura 3.8, onde as seqüência das operações são: supor um campo de pressão p^* ; solução das equações de quantidade de movimento; obtenção do campo de velocidades; verificação do princípio de conservação com base no campo de velocidades; quantificação do

erro na conservação; corrigir a pressão. Este procedimento é contínuo até atingir o valor de resíduo no cálculo do *erro*.

3.7. MODELO k - ε STANDARD

O modelo de turbulência k - ε foi proposto inicialmente por Chou (1945), Davidov (1961) e Harlow e Nakayama (1968) e, posteriormente, Jones e Launder (1972) e Launder e Sharma (1974) fizeram modificações nos coeficientes de fechamento criando o chamado modelo k - ε *standard*. O modelo é composto por duas equações de transporte, uma para a energia cinética turbulenta, k , e outra para a taxa do fluxo de energia em cascata, ε , mostradas abaixo (WILCOX, 2006, P. 130).

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + U_j \frac{\partial \rho k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t / \sigma_k) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.42)$$

$$\frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial t} + U_j \frac{\partial \rho \varepsilon}{\partial x_j} = C_{\varepsilon 1} f_1 \frac{\varepsilon}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - C_{\varepsilon 2} f_2 \frac{\varepsilon^2}{k} + E + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t / \sigma_\varepsilon) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] \quad (3.43)$$

Os coeficientes de fechamento e as relações auxiliares são dados por:

$$\mu_t = \rho C_\mu f_\mu k^2 / \varepsilon \quad (3.44)$$

$$C_{\varepsilon 1} = 1,44, \quad C_{\varepsilon 2} = 1,92, \quad C_\mu = 0,09, \quad \sigma_k = 1,0, \quad \sigma_\varepsilon = 1,3 \quad (3.45)$$

$$\omega = \varepsilon / (C_\mu k), \quad l = C_\mu k^{3/2} / \varepsilon \quad (3.46)$$

Onde μ_t é a viscosidade turbulenta, ω , a taxa de dissipação de ε e l , o comprimento de escala. Em adição a essas equações, o modelo envolve funções de amortecimento viscoso para assegurar o devido comportamento de k e ε nas proximidades da parede.

$$\begin{aligned}
f_{\mu} &= e^{-3,4/(1+Re_t/50)^2} \\
f_1 &= 1, \quad f_2 = 1 - 0,3e^{-Re_t^2} \\
\varepsilon_o &= 2\nu \left(\frac{\partial \sqrt{k}}{\partial y} \right)^2, \quad E = 2\nu v_t \left(\frac{\partial^2 U}{\partial y^2} \right)^2
\end{aligned} \tag{3.47}$$

3.8. MÉTODOS DE VOLUMES FINITOS

Como apresentado na equação de Navier-Stokes, Equação 3.25, na forma diferencial, representa o princípio de conservação da quantidade de movimento para um referencial não-inercial, em que as forças estão em equilíbrio com as variações das acelerações convectiva e local. É possível obter a solução analítica para as equações de Navier-Stokes somente para uma pequena variedade de problemas, considerando várias simplificações que eliminam termos não-lineares. Pode-se citar como exemplo de problemas cuja obtenção da solução analítica é possível o escoamento de Couette e o escoamento de Poiseulle.

No entanto, para a vasta maioria dos problemas de dinâmica dos fluidos, onde devem ser considerados os efeitos viscosos em regime transiente em geometrias complexas (3D), são necessárias outras abordagens para se obter os campos de pressão e de velocidade que satisfazem os princípios fundamentais de conservação. Para se obter solução para esses problemas, tem sido desenvolvidas, desde o século passado, técnicas de abordagem numérica que baseiam-se, em geral, na discretização do domínio ou de propriedades do escoamento e na solução de sistemas lineares oriundos da aplicação das leis de conservação nesses contextos. Pode-se citar como métodos numéricos aplicados aos estudos de dinâmica dos fluidos: o Método de Painéis (com ou sem código de interação com a camada-limite), o Método dos Vórtices Discretos, o Método de Elementos Finitos, o Método de Diferenças Finitas e o Método de Volumes Finitos.

Existem no mercado códigos computacionais comerciais específicos para o estudo de escoamentos de fluidos. O tipo de abordagem mais popular integrado a esses programas atualmente é o Método de Volumes Finitos. O Método de Volumes Finitos tem como base a representação dos fenômenos físicos por suas equações diferenciais de transporte, que são, em seguida, integradas nos volumes de controle. Posteriormente, aplica-se o teorema de Gauss nas integrais de volume resultantes da divergência dos campos, de forma a transformá-las em

integrais de superfície, onde as variáveis do campo de escoamento devem obedecer o princípio de conservação.

Aqui, generalizando a variável intensiva representativa de um campo do escoamento escalar ou vetorial pela letra φ , a letra grega Γ representa uma propriedade vinculada ao termo difusivo da equação de transporte, por exemplo, a viscosidade dinâmica no caso da equação da quantidade de movimento linear. Sendo assim, a equação de transporte na forma diferencial pode ser escrita de maneira geral:

$$\frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot (\rho\varphi\vec{U}) = \vec{\nabla} \cdot (\Gamma \cdot \vec{\nabla}\varphi) + S_\varphi \quad (3.48)$$

Integrando a Equação 3.48, e considerando-se os vários volumes de controle:

$$\int_{VC} \frac{\partial(\rho\varphi)}{\partial t} + \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\rho\varphi\vec{U}) = \int_{VC} \vec{\nabla} \cdot (\Gamma \cdot \vec{\nabla}\varphi) + \int_{VC} S_\varphi \quad (3.49)$$

Aplica-se, então, o teorema de *Gauss* nas integrais contendo as divergências de campos, transformando-as em integrais de superfície referentes aos fluxos das propriedades que atravessam a superfície de controle, resultando:

$$\frac{\partial}{\partial t} \left(\int_{VC} \rho\varphi dV \right) + \int_{SC} (\rho\varphi\vec{U}) \cdot \vec{n} dA = \int_{SC} (\Gamma \cdot \vec{\nabla}\varphi) \cdot \vec{n} dA + \int_{VC} S_\varphi dV \quad (3.50)$$

A Equação 3.50 representa o princípio de conservação da variável na forma integral aplicada a um volume de controle infinitesimal. Assim, o sistema de equações diferenciais parciais oriundo dos princípios de conservação é transformado em um sistema linear, que deve ser resolvido por métodos numéricos diretos, como a eliminação de Gauss ou a decomposição LU. Na Equação 3.51 podem ser identificados os seguintes termos: variação temporal no volume de controle da variável φ somado à variação convectiva no sistema de controle, igual à variação difusiva no sistema de controle e, finalmente, a variação do termo fonte no volume de controle.

3.9. OTIMIZAÇÃO

3.9.1. PLANEJAMENTO DE EXPERIMENTOS E PLANO FATORIAL

Em um processo de otimização, existem dois aspectos que se mostram importantes: o planejamento de experimentos e a análise estatística dos dados. Segundo Montgomery (2009), o processo de planejamento estatístico de experimentos é necessário para garantir que os dados apropriados sejam analisados e para que estes resultem em conclusões válidas e objetivas.

Por meio da análise estatística dos dados é possível observar quais fatores têm maior influência na resposta de interesse. Uma vez escolhidos os fatores de influência do experimento, deve-se selecionar o intervalo no qual esses fatores serão variados. Inicialmente a região de interesse deve ser ampla, e, à medida que se aprende quais variáveis tem maior influência e quais níveis produzem os melhores resultados, a tendência é que a região de interesse se torne mais restrita (MONTGOMERY, 2009, P. 15).

A forma pela qual se planeja e se conduz o experimento é chamada de estratégia de experimentação. Segundo Montgomery (2009), dentre as existentes, a estratégia fatorial faz o uso mais eficiente dos dados experimentais. O plano fatorial é aquele no qual, para cada experimento, todas as combinações possíveis dos níveis dos fatores são investigadas. Este tipo de distribuição é utilizado em experimentos que envolvem diversos fatores e nos quais é necessário o estudo do efeito conjunto desses fatores na resposta. A Figura 3.9 mostra a distribuição de um arranjo fatorial de dois fatores, A e B, a quatro níveis cada, também chamada de distribuição fatorial 4^2 .

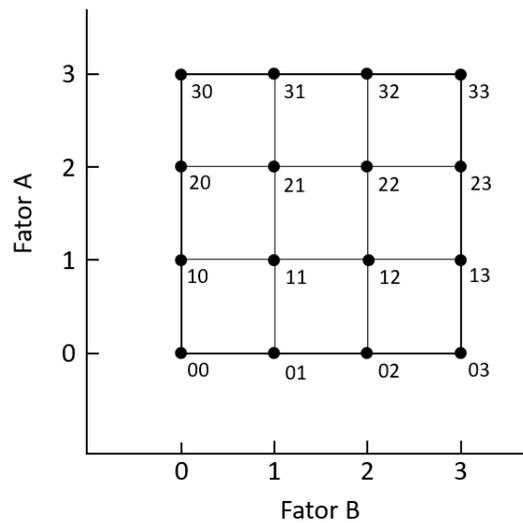


Figura 3.9 – Distribuição fatorial 4^2

3.9.2. SUPERFÍCIE DE RESPOSTA E ANÁLISE DE VARIÂNCIA

A metodologia de superfície de resposta é empregada em problemas nos quais se deseja otimizar uma resposta de interesse que é influenciada por diversas variáveis. O método consiste em um grupo de técnicas matemáticas e estatísticas para a modelagem e para a análise do problema (MONTGOMERY, 2009, P. 490).

Na maioria das vezes não se sabe a natureza da relação entre as variáveis de interesse e a resposta analisada. Assim, a finalidade do método de superfície de resposta é encontrar uma aproximação para essa relação, seja ela descrita por uma função linear, ou no caso de suspeita de curvatura no sistema, por polinômios de maior ordem, como por exemplo o modelo de segunda ordem mostrado na Equação 3.51, onde y é a resposta de interesse, x_i e x_j representam as variáveis independentes, β_i , β_{ii} e β_{ij} são os coeficientes a serem estimados, k é o número de variáveis independentes e ϵ representa o erro experimental associado.

$$y = \beta_0 + \sum_{i=1}^k \beta_i x_i + \sum_{i=1}^k \beta_{ii} x_i^2 + \sum_{i < j} \beta_{ij} x_i x_j + \epsilon \quad (3.51)$$

É pouco provável que o modelo polinomial seja uma boa aproximação da relação entre as variáveis de interesse e a resposta para todo o intervalo, porém para uma pequena região, em

especial nas proximidades do ponto ótimo, o modelo se comporta muito bem (MONTGOMERY, 2009, P. 490).

Uma análise de variância (ANOVA) é necessária a fim de verificar a significância estatística de cada termo do modelo gerado. O coeficiente de determinação, R^2 , da ANOVA determina a precisão do ajuste do modelo, de forma que um alto valor de R^2 significa que o modelo é uma aproximação adequada da função modelada (PAIVA, 2006). A significância de cada termo é dada pela razão *F-value*, que corresponde à razão entre os quadrados médios do termo em questão e os quadrados médios do resíduo. Nesse sentido, a variação de um termo contribui significativamente para a variação total na resposta se ele apresenta alto *F-value* (DONCASTER AND DAVEY, 2007, P. 10).

3.9.3. NSGA-II

O algoritmo NSGA-II, sigla em inglês para algoritmo genético de ordenação por dominância, parte do conceito de ordenação por não-dominância idealizado por Goldberg (1989) e implementado por Srinivas e Deb (1994). Trata-se de um algoritmo de otimização multiobjetivo que enfatiza os objetivos por meio de um esquema de atribuição de aptidão que prioriza soluções não dominadas e que preserva a diversidade através do uso de uma estratégia de compartilhamento (DEB, 2001).

O primeiro passo do algoritmo NSGA-II é ordenar a população P de acordo com a não-dominância. Tomando como exemplo a Figura 3.10, que representa o espaço de objetivos para um problema de minimização de duas funções f_1 e f_2 , pode-se notar que as soluções na primeira frente são mais próximas da frente de Pareto, assim, essas recebem melhor aptidão, e as soluções das frentes subsequentes, piores aptidões. Todas as soluções de uma mesma frente recebem, inicialmente, o mesmo valor de aptidão.

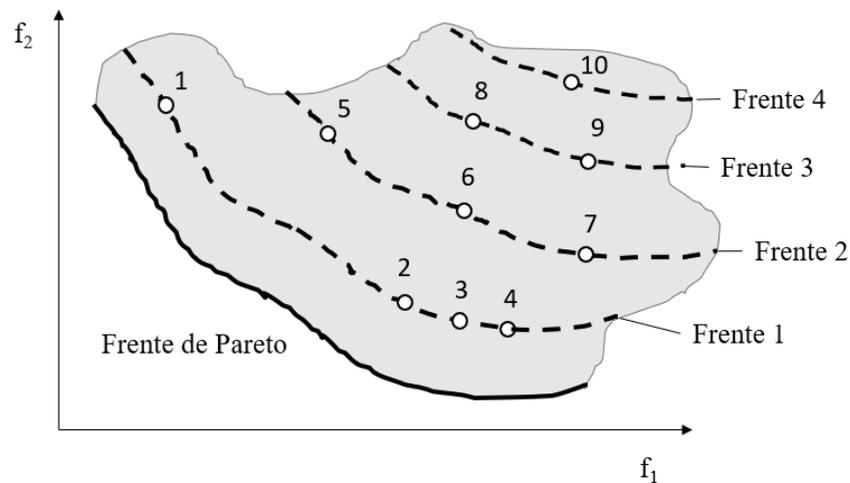


Figura 3.10 – Dez soluções classificadas em diferentes frentes não dominadas

Fonte: Adaptação Deb, 2001, p. 201

A menos que um mecanismo de preservação de diversidade seja utilizado, os algoritmos genéticos tendem a não assegurar a diversidade (DEB, 2001). Dessa forma, o algoritmo NSGA-II garante a diversidade por meio da degradação da aptidão de cada solução com base nas soluções vizinhas. Pela Figura 3.10, percebe-se que as soluções da frente 1 não são adequadamente distribuídas, isto é, há o agrupamento de 3 soluções em uma porção da frente, enquanto apenas uma solução representa a porção superior da frente 1. Segundo Deb (2001), caso a solução 1 não seja enfatizada adequadamente e se perca nas operações genéticas subsequentes, o algoritmo tem que redescobrir essa porção da frente, aumentando o tempo de cálculo. Assim, para garantir a ênfase adequada da solução mais isolada, o algoritmo NSGA-II faz uso de uma função de compartilhamento baseada na distância euclidiana entre a solução analisada e as demais soluções da vizinhança. A aptidão de cada solução é então reduzida com base na concentração das soluções, preservando a diversidade na população.

Às soluções das frentes subsequentes são atribuídas aptidões ligeiramente menores do que o mínimo da frente anterior. Dessa forma, nenhuma solução da primeira frente possui uma aptidão menor do que aquela atribuída a qualquer solução da segunda frente (DEB, 2001).

4. METODOLOGIA

Este trabalho tem como objetivo a otimização dos parâmetros geométricos, corda e espessura, do rotor de uma turbina eólica de eixo vertical por meio de algoritmo genético e por meio de aproximações por superfícies de resposta a fim de aumentar o coeficiente de potência visando um comportamento mais estável desse parâmetro em função da razão de velocidade de ponta de pá. As análises por meio de simulação numérica se dão em 2D, em escoamento incompressível e são feitas utilizando-se o método dos volumes finitos. *A priori*, é feita a validação do modelo computacional por meio da comparação dos resultados de coeficiente de potência versus velocidade de ponta de pá com os resultados experimentais de Bravo, Tullis e Ziada (2007). Posteriormente, é feita a otimização dos parâmetros de corda e espessura do perfil que compõem a pá da turbina levando em consideração a sensibilidade de cada parâmetro dada por uma análise de variância (ANOVA), juntamente com a análise da influência do número de pás no comportamento do coeficiente de potência da turbina.

Para a modelagem do problema e geração da malha foi utilizado o software ANSYS® ICEM CFD. O cálculo do escoamento na turbina foi feito por meio do método dos volumes finitos utilizando-se o software ANSYS® FLUENT, e o processo de otimização foi conduzido no software modeFRONTIER®, uma plataforma de integração entre softwares de terceiros por meio da formalização em um *workflow*. O software Minitab® foi utilizado para definir as funções da superfície de resposta e para as análises de variância.

4.1. GEOMETRIA

Para a análise do escoamento por meio do método de volumes finitos deve-se definir a geometria a ser analisada, no caso o rotor da turbina eólica de eixo vertical, e o domínio de cálculo, que compõe a região que será discretizada em volumes finitos nos quais serão realizados os procedimentos de cálculo. As dimensões do domínio devem ser definidas de forma que, nas fronteiras, as propriedades do fluido apresentem valor próximo ao do escoamento livre, isto é, apresentem propriedades iguais às do escoamento não perturbado pelo corpo sólido.

O domínio de cálculo foi dividido em três subdomínios com o intuito de facilitar o processo de otimização. O primeiro, mostrado na Figura 4.1, representa o campo distante do rotor da turbina, sendo assim, inercial. O segundo, mostrado na Figura 4.2(a), representa o rotor da turbina com as pás, que, juntamente com o terceiro subdomínio, Figura 4.2(b) e que representa somente as proximidades das pás da turbina, compõe o núcleo rotativo do domínio, isto é, uma região não-inercial.

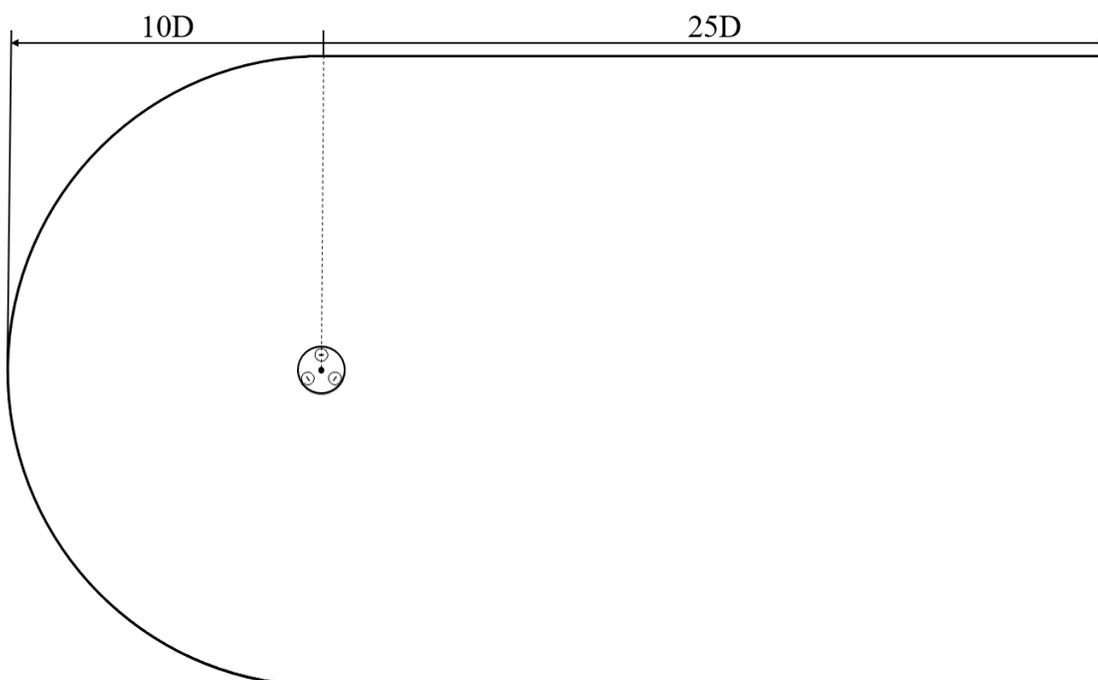


Figura 4.1 – Subdomínio 1, *farfield*

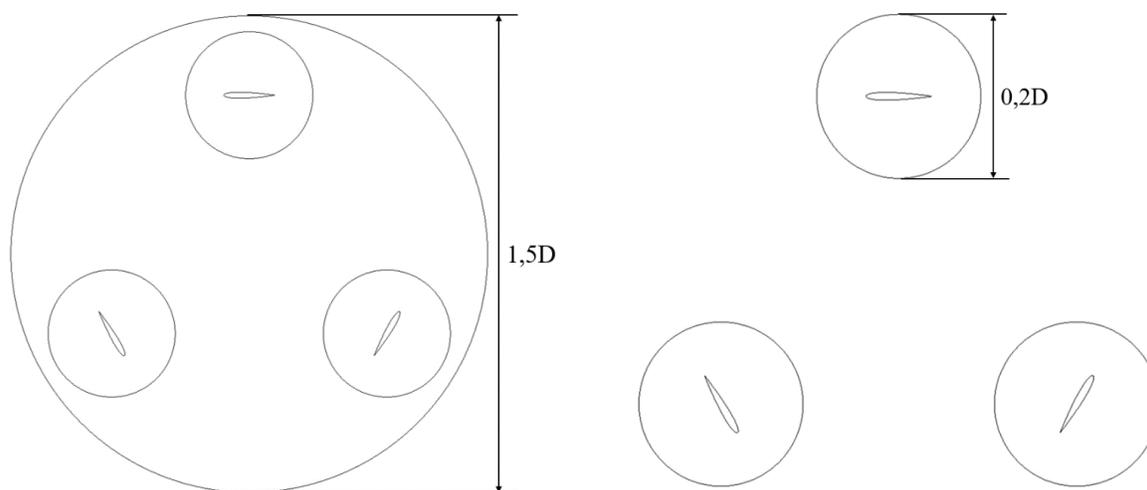


Figura 4.2 – (a) Subdomínio 2, rotor, (b) Subdomínio 3, pás da turbina

Bravo, Tullis e Ziada (2007) analisaram uma turbina de 3 pás do tipo Darrieus-H com diâmetro igual a 2,5 m, altura de 3 m e perfil de pá NACA0015 com corda de 0,4 m e espessura efetiva de 0,06 m. Como as simulações se dão em 2D, desconsidera-se a altura da turbina e utiliza-se apenas as dimensões de diâmetro de 2,5 m e de perfil de pá NACA0015 com corda de 0,4 m e espessura efetiva de 0,06 m. Além disso, é necessário definir a largura e o comprimento do domínio de cálculo, bem como o diâmetro do núcleo rotativo. A escolha dessas dimensões foi feita com base no estudo de Rezaeiha, Kalkman e Blocken (2017), em que os autores concluíram que uma distância de 10 vezes o diâmetro do rotor para a entrada e de 25 vezes para a saída, e um diâmetro do núcleo rotativo de 1,5 vezes o diâmetro do rotor são suficientemente grandes para evitar a superestimação do desempenho da turbina.

4.2. MALHA

Segundo Maliska (2012, p. 198), um domínio de cálculo pode ser discretizado utilizando um sistema de coordenadas cartesianas ou um sistema coordenado generalizado, ambos mostrados na Figura 4.3.

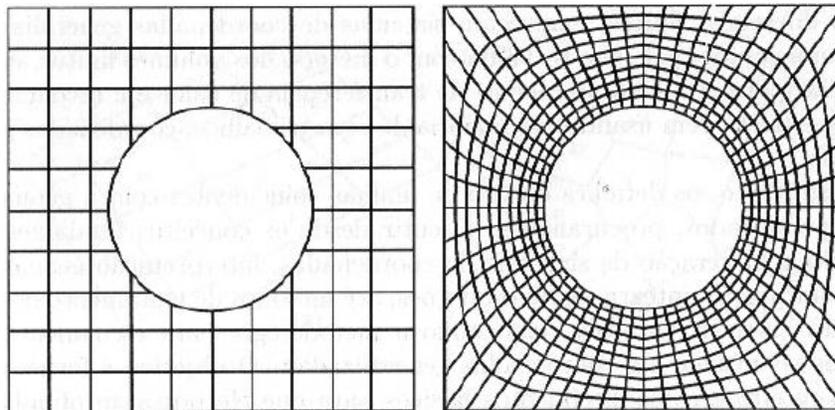


Figura 4.3 – (a) discretização cartesiana, (b) discretização coincidente com a fronteira

Fonte: Maliska, 2012, p. 199

Percebe-se que a discretização cartesiana, mesmo para uma geometria relativamente simples como a de um furo, torna difícil a aplicação do método das diferenças finitas devido à existência de volumes que não estão completamente inseridos no domínio, fazendo necessário o

cálculo dos comprimentos entre as fronteiras e os nós dos volumes. Já no sistema de discretização utilizado na Figura 4.3(b), também chamado de sistema de coordenadas coincidentes com a fronteira, todos os volumes de controle se situam dentro do domínio, o que facilita os cálculos e permite a concentração da malha onde necessário. Quando obtida através de um sistema de coordenadas definido, diz-se que a discretização resultante é estruturada e essa apresenta vantagens para a implementação dos códigos (MALISKA, 2012, P. 199).

Dessa forma, adotou-se o tipo de malha estruturada para as regiões 1 e 3, que representam o campo distante do rotor da turbina e as pás da turbina, respectivamente. Para a região 2, foi adotada uma malha não estruturada pela dificuldade em se dividir a região em blocos, processo necessário para a geração de uma malha estruturada. No total, a malha foi constituída de 247280 volumes, sendo a maioria quadriláteros. A Figura 4.4 mostra, em detalhe, a malha nas proximidades da interface entre o domínio inercial e o núcleo não-inercial. Os volumes imediatamente em contato na interface foram gerados com dimensões semelhantes a fim de evitar perdas na transferência de informações entre um subdomínio e outro.

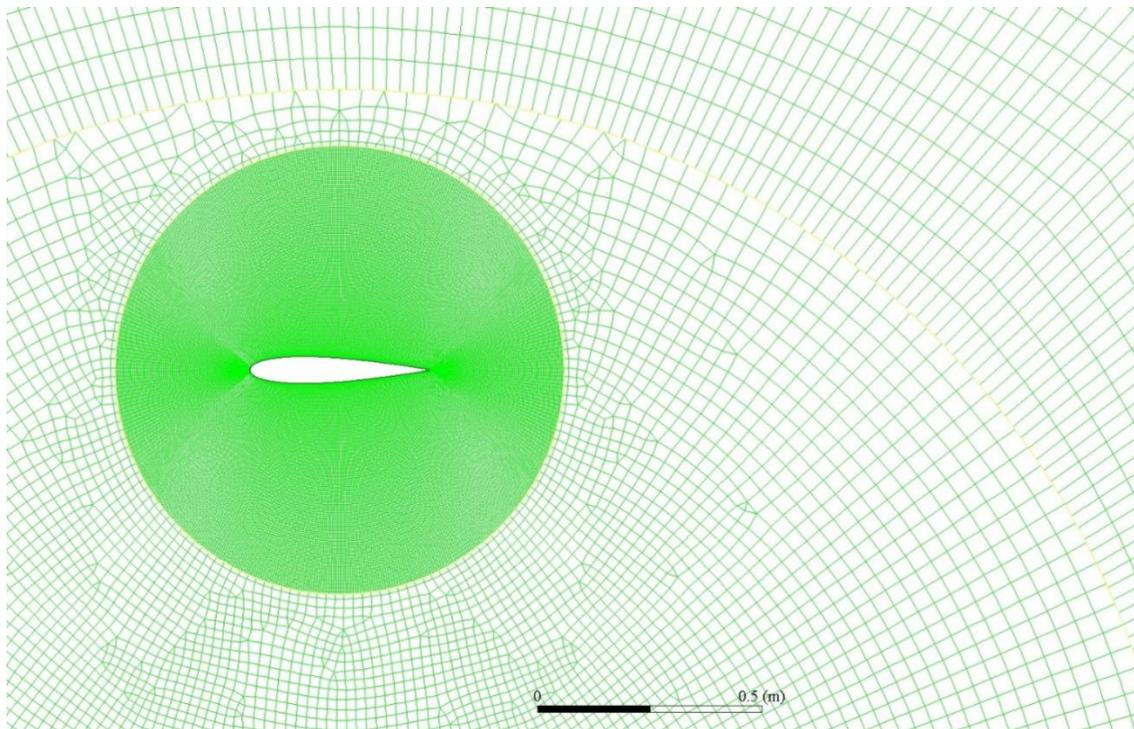


Figura 4.4 – Malha nas proximidades da interface entre domínio inercial e não inercial

A malha na região próxima à parede dos aerofólios foi refinada a fim de garantir um $y^+ \sim 10$, assegurando, assim, a boa aproximação da camada-limite pelas equações empregadas. As Figuras 4.5 e 4.6 mostram em detalhe a malha nas proximidades do aerofólio.

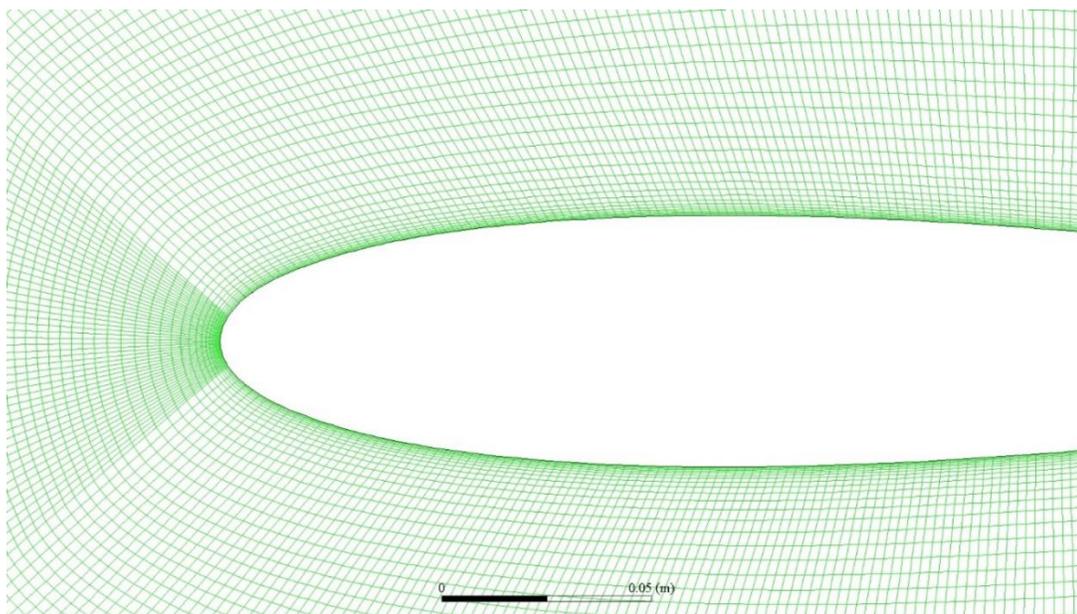


Figura 4.5 – Malha nas proximidades do aerofólio

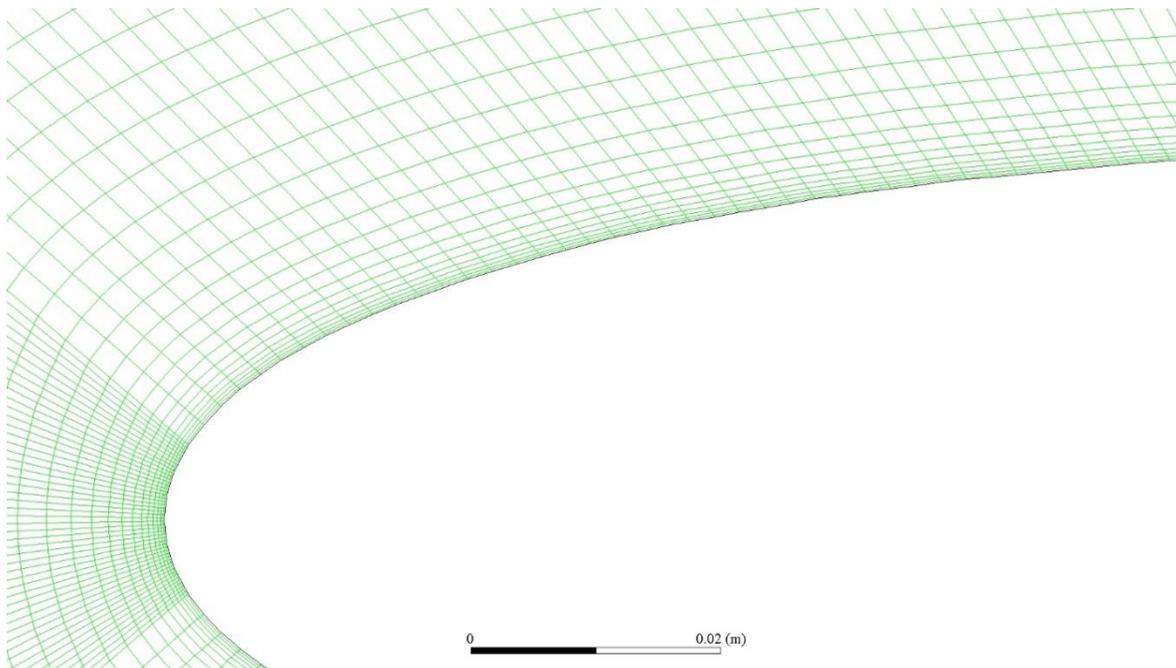


Figura 4.6 – Detalhe do refinamento da malha nas proximidades da parede

4.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO E MÉTODOS DE SOLUÇÃO

A solução de escoamentos dentro de um domínio de cálculo é conduzida pelas condições iniciais e de contorno, no sentido de que é feita basicamente pela extrapolação de um conjunto de dados definidos nas fronteiras do domínio, ou contornos. Dessa forma, é de suma importância a definição de condições de contorno realísticas e bem formuladas a fim de que soluções sejam encontradas sem maiores dificuldades (VERSTEEG & MALALASEKERA, 1995, P. 206).

No *inlet* (representado por 1 na Figura 4.7) foi utilizada a condição de *velocity-inlet* e atribuída as componentes da velocidade, no caso, apenas a componente na direção x , com valor de 10 m/s. No *outlet* (representado por 2 na Figura 4.7), utilizou-se a condição de *pressure-outlet* e foi especificada pressão manométrica de 0 Pa, isto é, pressão atmosférica igual à do escoamento livre. A região 3 representa a superfície dos aerofólios e a ela foi atribuída a condição de parede juntamente com a condição de não-deslizamento.

Além das condições de contorno clássicas, como o domínio é dividido em três subdomínios e dois deles compõem um núcleo rotativo, faz-se necessária a especificação de mais duas condições de contorno. Primeiramente, as faces que delimitam cada subdomínio e que estão em contato com o subdomínio subjacente formam entre si uma interface, estas estão representadas por 4 na Figura 4.7. Dessa forma, a elas foi atribuída a condição de *interface* que garante que a informação seja transferida entre os elementos adjacentes. Por fim, ao núcleo rotativo, representado por 5, foi atribuída a condição de *mesh motion* que, uma vez especificada a velocidade de rotação e a origem do eixo de rotação, rotaciona a malha e o seu eixo de referência na velocidade especificada.

O método de acoplamento pressão-velocidade utilizado foi o SIMPLE. A pressão foi discretizada por meio do esquema de diferenças centradas. Para a discretização da energia cinética turbulenta e da taxa de dissipação turbulenta, foi utilizado o esquema de discretização *upwind* de primeira ordem, e para a quantidade de movimento linear, *upwind* de segunda ordem.

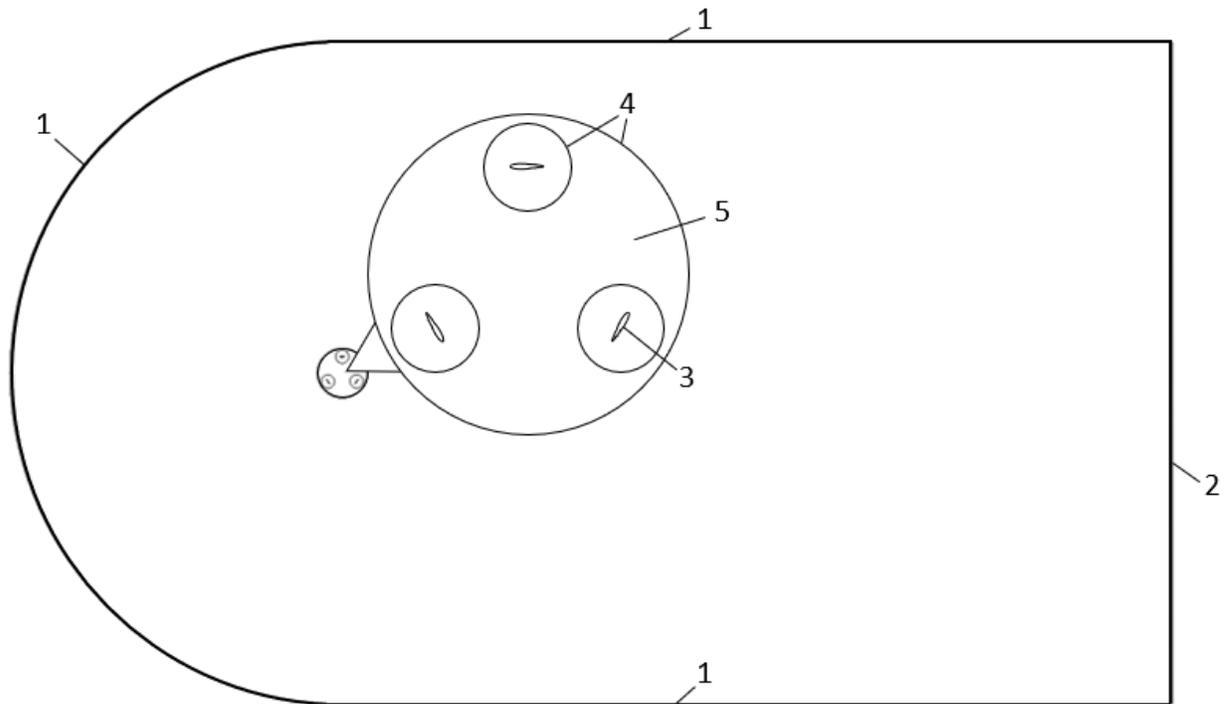


Figura 4.7 – Faces e regiões para especificação das condições iniciais e de contorno

4.4. OTIMIZAÇÃO

O processo de otimização foi feito utilizando o software modeFRONTIER®, por possibilitar a integração de diferentes softwares em um único *workflow*, mostrado na Figura 4.8. As variáveis de projeto escolhidas foram a corda e a espessura do aerofólio com limites laterais de 0,32-0,6 m e de 0,04-0,16 m, respectivamente. Uma vez definidas as variáveis de projeto e seus respectivos intervalos, é necessário definir o plano de experimentos e, para tal, foi utilizada uma distribuição fatorial 4^2 , isto é, dois fatores (corda e espessura) distribuídos em 4 níveis.

Para cada experimento, composto por um valor de corda e de espessura, é gerado um novo conjunto de pontos do aerofólio por meio de uma rotina em Fortran mantendo a mesma regra de formação da família NACA00XX, bloco 1 da Figura 4.8. O conjunto de pontos é transferido para um *script* em linguagem Tcl/Tk, através dos blocos 2 e 3, que é interpretado pelo ANSYS® ICEM (bloco 4) e uma nova malha é, então, gerada com a nova geometria de aerofólio no bloco 5. Nesse ponto, é evidente a razão pela qual se deu a divisão do domínio de cálculo. Para cada nova geometria de aerofólio gerada, é necessária a geração de uma nova malha

somente no subdomínio 3 ao invés de se gerar toda a malha do domínio novamente, diminuindo-se, assim, o tempo de otimização.

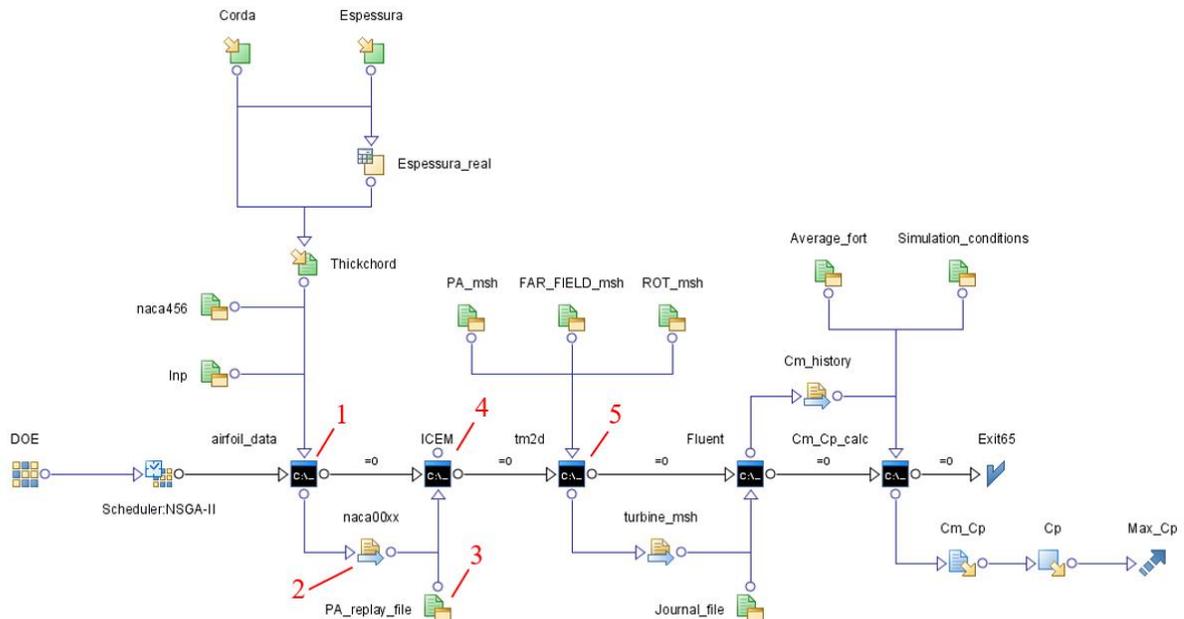


Figura 4.8 – Workflow do processo de otimização no modo FRONTIER®

Os valores de coeficiente de potência obtidos experimentalmente por Bravo, Tullis e Ziada (2007) apontaram que o máximo coeficiente de potência, de 0,29, para a turbina estudada foi encontrado para uma operação com velocidade de ponta de pá, *TSR*, de 1,5, valor de velocidade de ponta de pá escolhido para as simulações da otimização. Considerando a velocidade especificada no *inlet* de 10 m/s, para que o valor de velocidade de ponta de pá de 1,5 fosse atingido, atribuiu-se uma velocidade de rotação de 12 rad/s (~114,6 rpm) para o núcleo rotativo. Com base no valor de velocidade de rotação, foi escolhido um tamanho de *step time* de 0,01 s, suficiente para descrever o comportamento da turbina a cada 6°, em média. Foi utilizado um total de 315 *step times*, totalizando 3,15 s de tempo de escoamento, que resulta em aproximadamente 6 voltas completas da turbina.

Após feita a simulação, uma rotina em Fortran faz a leitura do arquivo de texto referente aos valores de coeficiente de momento em função do tempo de escoamento e realiza a filtragem e a média dos dados de forma automática. A filtragem dos dados é necessária devido à existência de um regime de falso transiente (pseudotransitório) no estágio inicial de funcionamento da turbina, como mostra a Figura 4.9. Nesse estágio, os valores de coeficiente de momento

apresentam instabilidade e devem ser desconsiderados da análise. De maneira geral, os valores de coeficiente de momento utilizados para a análise foram tomados a partir de 1,1 s de tempo de escoamento, que corresponde a aproximadamente 2 voltas completas realizadas pela turbina.

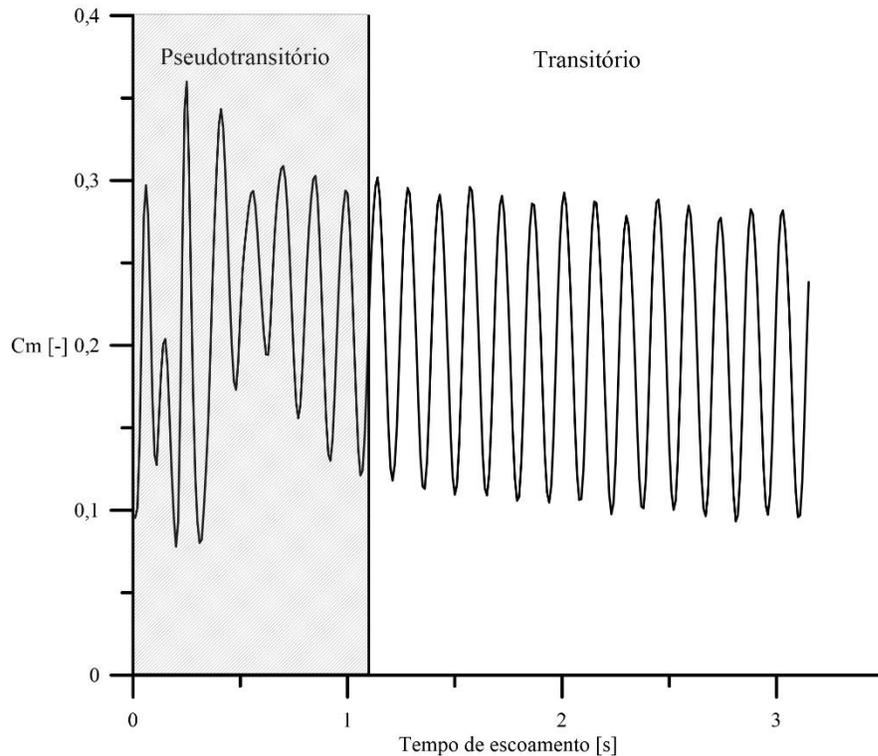


Figura 4.9 – Comportamento do coeficiente de momento em função do tempo de escoamento

Após a filtragem, a rotina calcula o valor médio de coeficiente de potência correspondente ao par de corda-espessura simulado. Um novo indivíduo é, então, gerado e simulado, e o processo se repete até que um indivíduo ótimo seja encontrado. A otimização foi feita por meio do algoritmo genético NSGA-II com um limite máximo de 10 gerações e com um único objetivo: maximizar o coeficiente de potência.

Com base nos indivíduos gerados no plano de experimentos, foi conduzida, também, uma aproximação por superfície de resposta feita no software Minitab®. Através de uma análise de variância (ANOVA) dos dados, é possível observar quais variáveis de projeto têm maior influência na resposta do problema – coeficiente de potência no presente estudo. Por meio da aproximação por superfície de resposta é possível obter um polinômio de segunda ordem que descreve o comportamento do coeficiente de potência em função das variáveis de projeto, corda e

espessura, e da interação entre elas. Assim, é possível acelerar o processo de otimização uma vez que a aproximação por superfície de resposta resulta em uma função objetivo de natureza mais simples do que todo o processo de geração de malha e subsequente simulação da geometria. Uma vez assegurado que o erro entre o coeficiente de potência encontrado pela superfície de resposta e o coeficiente de potência calculado por meio de simulação numérica seja controlado, pode-se afirmar que a aproximação é uma boa estratégia para reduzir significativamente o tempo de otimização total.

5. ANÁLISE DOS RESULTADOS

5.1. VALIDAÇÃO DO MODELO COMPUTACIONAL

O primeiro passo na condução de uma simulação numérica cujo intuito é replicar um experimento real é a validação do modelo computacional. Dessa forma, garante-se que futuros resultados encontrados pelo modelo computacional apresentem devida concordância com a realidade.

Como observado por Chowdhury, Akimoto e Hara (2015) e Mohamed, Ali e Hafiz (2014), o modelo de turbulência $k-\omega$ SST é o mais indicado para simulações de turbinas eólicas de eixo vertical. Na validação do presente modelo computacional, as simulações foram conduzidas utilizando-se dois modelos de turbulência, $k-\varepsilon$ *standard* e o *transition* SST, a fim de comparação em relação à concordância com resultados experimentais e ao tempo de simulação, uma vez que seriam conduzidas diversas simulações no processo de otimização subsequente. A Figura 5.1 apresenta os resultados experimentais obtidos por Bravo, Tullis e Ziada (2007) e as curvas geradas pelas simulações no software ANSYS® Fluent. Os dois modelos de turbulência apresentaram valores semelhantes de coeficiente de potência, porém, o modelo $k-\varepsilon$ *standard* necessitou de metade do tempo de simulação em comparação com o modelo *transition* SST. Dessa forma, as simulações posteriores foram conduzidas utilizando-se o modelo $k-\varepsilon$ *standard* por apresentar menor tempo de cálculo, fator crucial em uma otimização.

Pode-se observar pela Figura 5.1 que as curvas obtidas por simulação numérica apresentaram boa concordância em relação à curva experimental para intervalos de TSR de 0,5 a 1,5. Para valores de TSR acima de 1,5, os resultados das simulações numéricas superestimaram o coeficiente de potência. Essa superestimação pode ser explicada uma vez que as simulações foram conduzidas em duas dimensões, ao passo que o experimento foi conduzido em três dimensões. Em simulações em duas dimensões são desconsiderados efeitos de natureza 3D, tais como efeito de ponta de pá, fluxos secundários e consequentes turbilhonamentos gerados que atuam no sentido de reduzir a sustentação e de aumentar o arrasto das pás, reduzindo assim, o coeficiente de potência. Quanto maiores forem as velocidades, maiores são os efeitos supracitados, o que foi evidenciado na Figura 5.1. Além disso, o modelo computacional despreza

os efeitos da presença do eixo da turbina e das hastes das pás, e de perdas mecânicas. Assim, concluiu-se que o modelo computacional apresentou concordância suficiente com os resultados experimentais de Bravo, Tullis e Ziada (2007) para ser usado para os propósitos do trabalho.

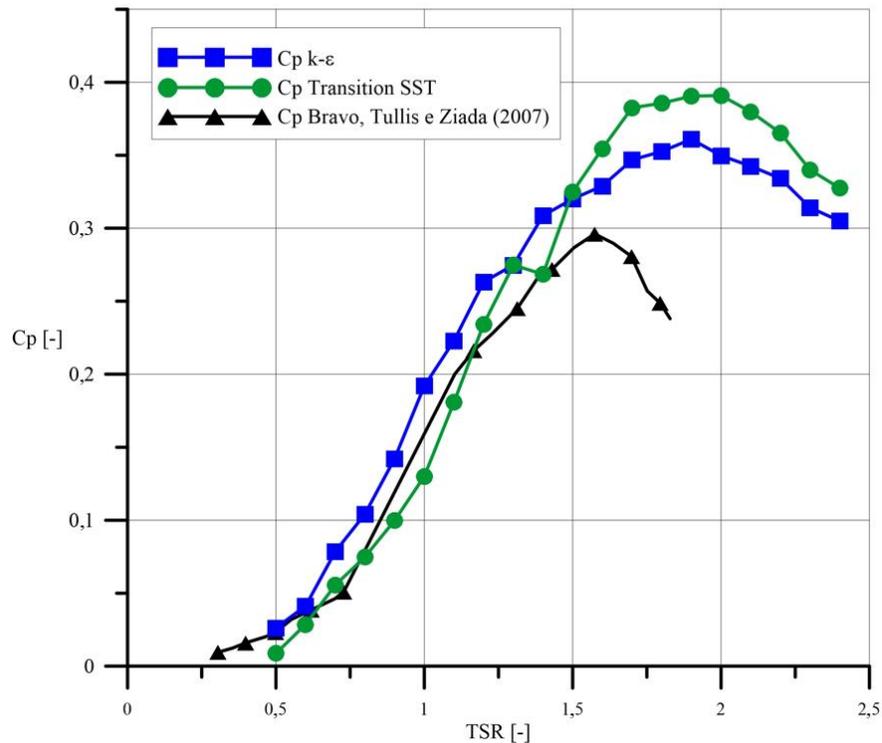


Figura 5.1 – Curvas C_p -TSR obtida por simulação numérica e dados experimentais

5.2. OTIMIZAÇÃO POR MEIO DE ALGORITMO GENÉTICO

Uma vez validado o modelo computacional, prosseguiu-se para o processo de otimização. Através do software modeFRONTIER® e utilizando o algoritmo genético NSGA-II, foram avaliados 61 indivíduos (incluindo os 16 indivíduos do plano de experimentos), valor menor do que o limite máximo de 10 gerações fixado inicialmente. Isto se deu pela rápida convergência do algoritmo em direção à região de máximo coeficiente de potência, como mostra a Figura 5.2. As Figuras 5.3 e 5.4 mostram o histórico de indivíduos no decorrer da otimização em relação à corda e à espessura, respectivamente. Juntamente com a Figura 5.5, pode-se observar que a região de ótimo, isto é, de máximo coeficiente de potência, é caracterizada não por um valor exato de corda e de espessura, mas sim por um intervalo cujos pares produzem indivíduos com valores de

coeficiente de potência semelhantes. Tendo em mente os intervalos iniciais de corda de 0,32-0,6 m e de espessura de 0,04-0,16 m, os valores encontrados como ótimos foram, em média, de 0,53 m para corda e de 0,11 m para espessura, que resultaram em um coeficiente de potência de 0,387.

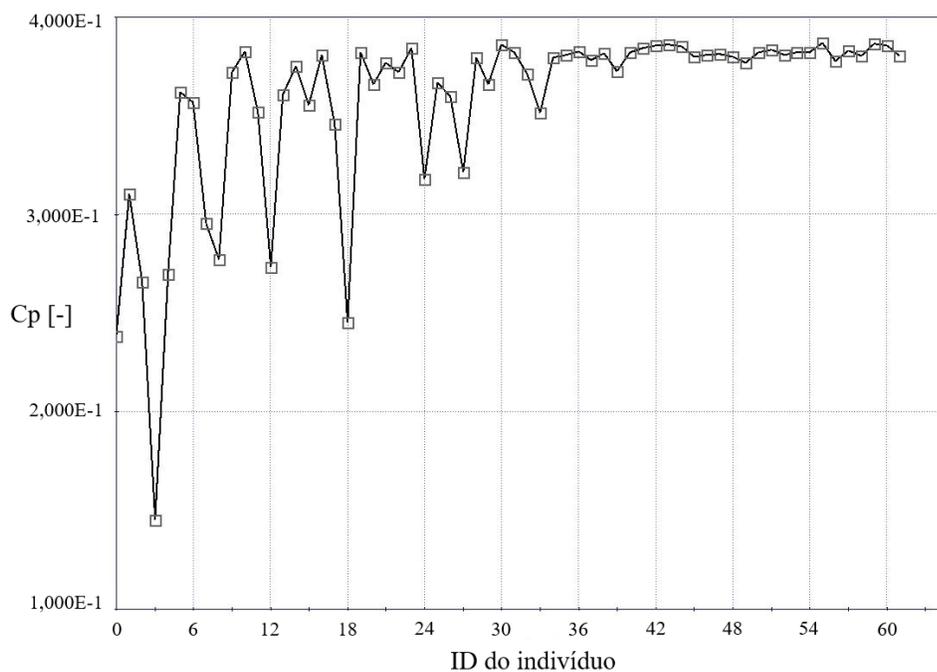


Figura 5.2 – Histórico de convergência do coeficiente de potência

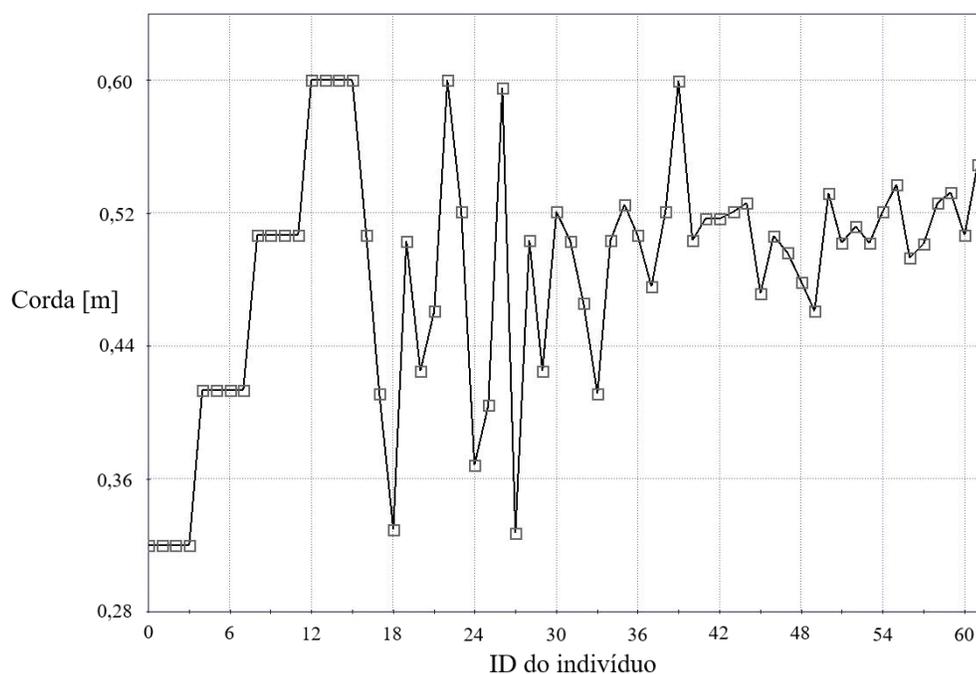


Figura 5.3 – Histórico de convergência do parâmetro corda

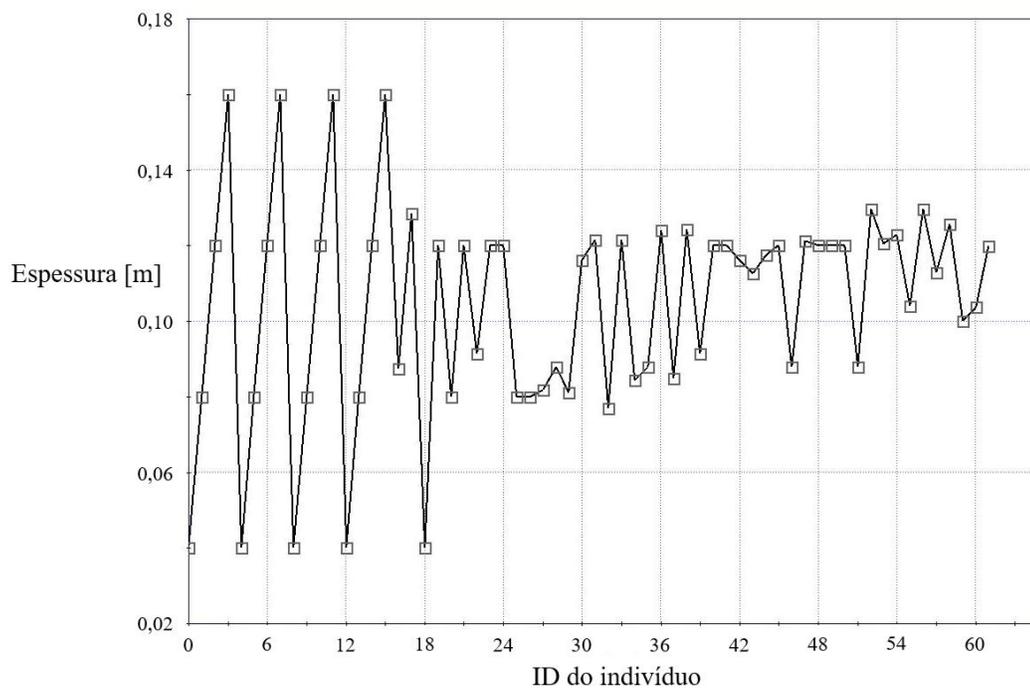


Figura 5.4 – Histórico de convergência do parâmetro espessura

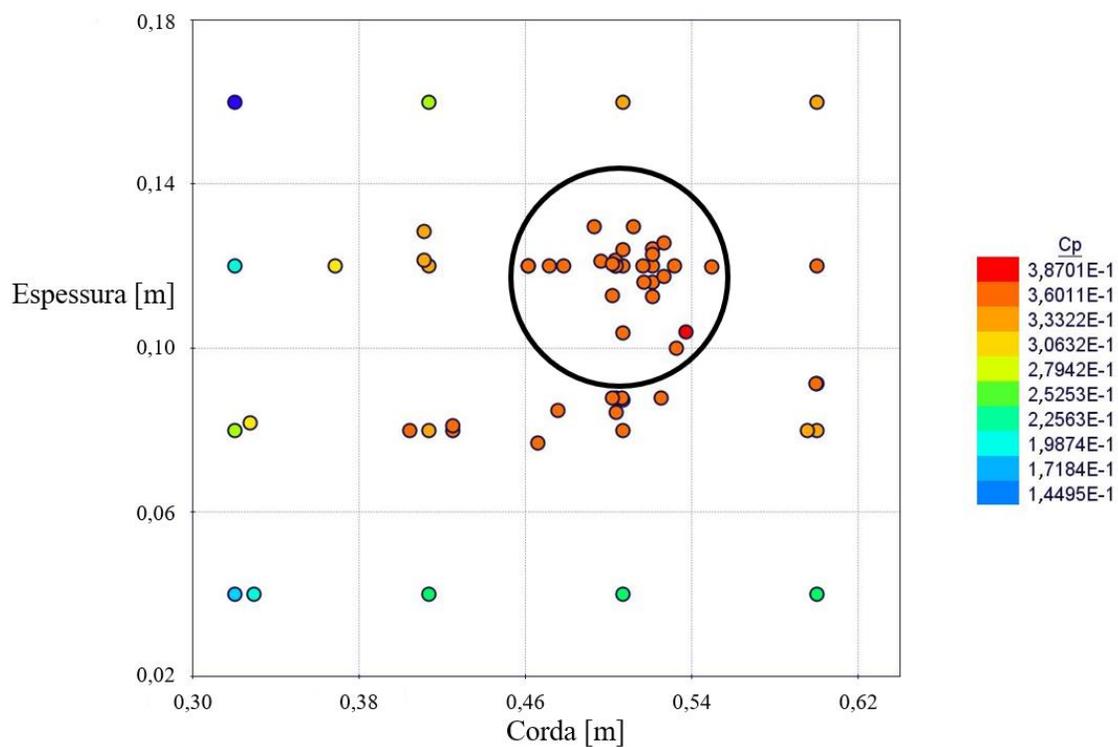


Figura 5.5 – Distribuição de indivíduos em relação às variáveis de projeto e à resposta

A Figura 5.6 apresenta a geometria inicial do perfil de pá da turbina e a geometria de perfil otimizada.

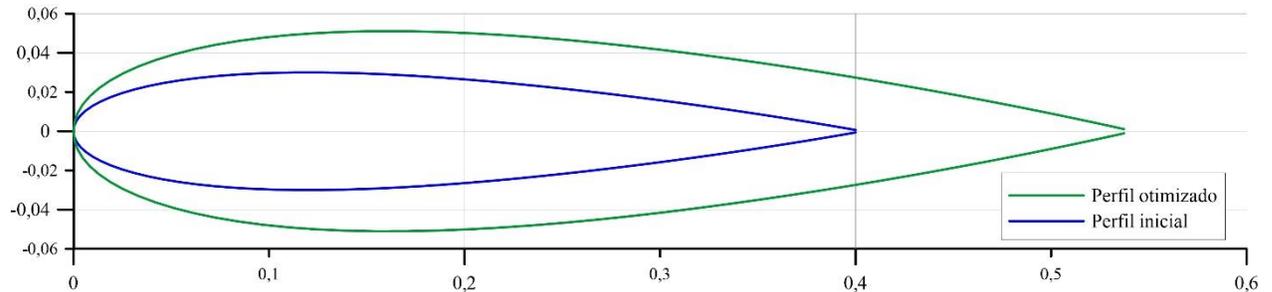


Figura 5.6 – Comparação entre perfil de pá inicial e perfil otimizado

A Figura 5.7 mostra as curvas de C_p - TSR com perfil de pá otimizado e com perfil de pá inicial, e a curva C_p - TSR experimental de Bravo, Tullis e Ziada (2007). Quando comparada à geometria inicial, a turbina com geometria otimizada apresentou um ganho médio de coeficiente de potência de 42%, mas por outro lado, o coeficiente de potência decai rapidamente a partir de TSR igual a 1,5, o que não é desejável para uma turbina eólica de eixo vertical, uma vez que esta está sujeita a grandes variações de velocidade de vento em sua operação. Dessa forma, espera-se que o coeficiente de potência apresente o comportamento mais suave possível em relação à variação do TSR . Assim, além da otimização para uma turbina com 3 pás, foram conduzidas, também, otimizações para configurações de turbina com 2 e 4 pás com o objetivo de analisar se o coeficiente de potência apresentaria um comportamento mais suave, como desejado.

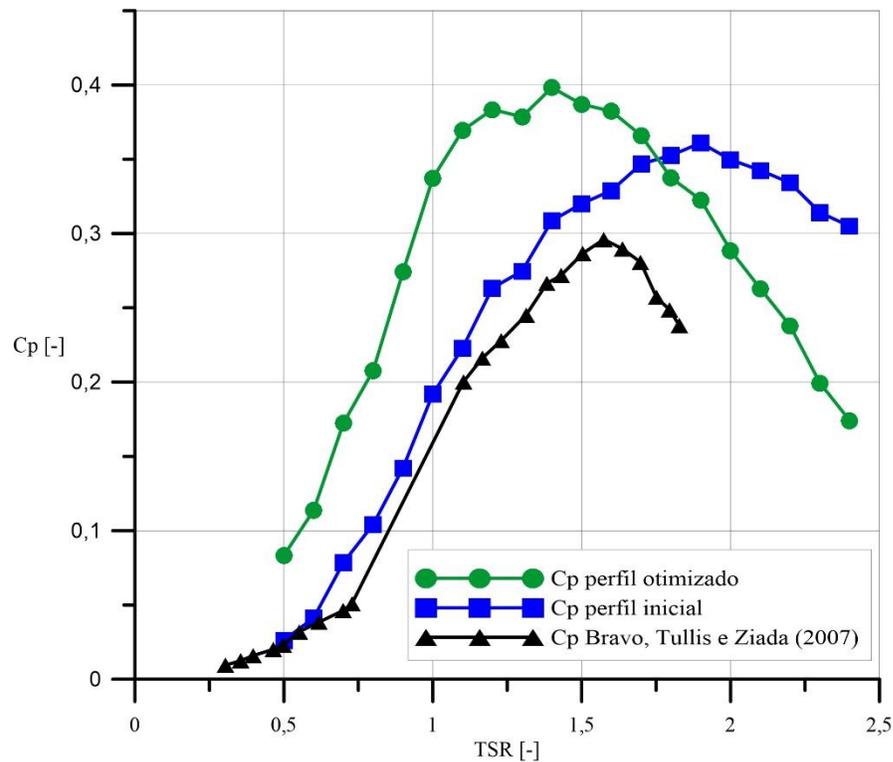


Figura 5.7 – Comparação curva C_p - TSR entre geometria otimizada, inicial e experimento

5.3. OTIMIZAÇÃO POR MEIO DE SUPERFÍCIE DE RESPOSTA

Um processo de otimização é caracterizado pela escolha das variáveis de projeto e pela maximização ou minimização de uma função objetivo, que relaciona as variáveis de projeto à resposta do problema. Para a otimização utilizando simulação numérica, a função objetivo é representada por todo o processo desde a geração da malha, cálculo do escoamento, pós-processamento dos dados da simulação e obtenção do coeficiente de potência, resultando em um alto custo computacional.

Já a aproximação por superfície de resposta é feita pela geração de um polinômio de segunda ordem que relaciona as variáveis de projeto, corda e espessura, à resposta de interesse, coeficiente de potência. Logo, o polinômio de aproximação gerado representa uma função objetivo de caráter simples e, assim, de baixo custo computacional.

Considerando a turbina com 3 pás e utilizando-se o software Minitab®, foi gerado o polinômio de aproximação com base nos indivíduos do plano de experimentos (*DOE*), mostrado

na Equação 5.1. A Figura 5.8 apresenta a superfície gerada pelo conjunto de pontos do planejamento de experimentos e a aproximação por superfície de resposta.

$$C_p = -0,305 + 2,105(\text{corda}) + 2,316(\text{espessura}) - 2,463(\text{corda})(\text{corda}) - 22,63(\text{espessura})(\text{espessura}) + 5,163(\text{corda})(\text{espessura}) \quad (5.1)$$

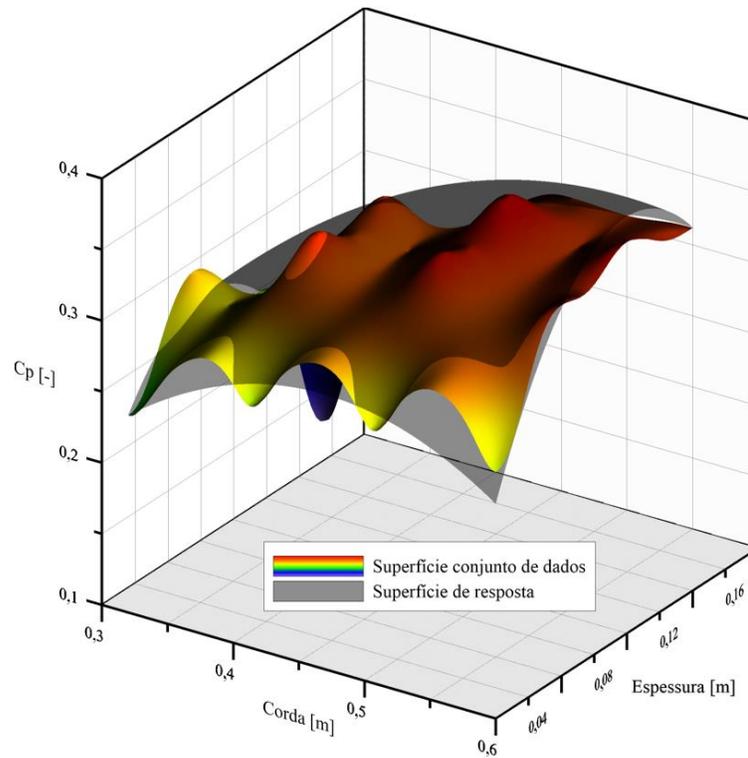


Figura 5.8 – Representação das superfícies, de dados e de resposta, para turbina com 3 pás

De posse do polinômio de aproximação, foi conduzida uma análise de variância (ANOVA) para avaliar a significância estatística de cada termo do modelo gerado, bem como a precisão do ajuste do modelo estatístico, dado pelo coeficiente de determinação R^2 . A Tabela 5.1 apresenta os resultados da análise de variância e a Tabela 5.2, os valores do coeficiente de determinação e coeficiente de determinação ajustado.

Tabela 5.1 – Análise de variância (ANOVA) para turbina com 3 pás

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Modelo	5	0,059902	0,011980	36,83	0,000
Linear	2	0,022362	0,011181	34,37	0,000
Corda	1	0,021625	0,021625	66,47	0,000
Espessura	1	0,000737	0,000737	2,27	0,163
Quadrado	2	0,028350	0,014175	43,57	0,000
Corda*Corda	1	0,007368	0,007368	22,65	0,001
Espessura*Espessura	1	0,020982	0,020982	64,50	0,000
Interação com 2 Fatores	1	0,009190	0,009190	28,25	0,000
Corda*Espessura	1	0,009190	0,009190	28,25	0,000
Erro	10	0,003253	0,000325		
Total	15	0,063156			

Tabela 5.2 – Coeficiente de determinação para turina com 3 pás

S	R²	R² (aj)	R² (pred)
0,0180367	94,85%	92,27%	80,41%

Os termos de maior influência no modelo são aqueles com maiores valores de F – que corresponde à razão entre os quadrados médios do termo em questão e os quadrados médios do erro – foram eles, em ordem de significância: corda, interação entre espessura e espessura, interação entre corda e espessura, e por fim, interação entre corda e corda. Os valores de coeficiente de determinação mostraram que o coeficiente de potência pode ser descrito pelo polinômio de aproximação em 92,27% das vezes, acuracidade considerada satisfatória.

A Figura 5.9 mostra o efeito de cada parâmetro, corda e espessura, no valor de coeficiente de potência. Percebe-se que os parâmetros exibiram um comportamento parabólico, tendo assim um ponto de máximo, correspondente ao máximo coeficiente de potência. De fato, os valores encontrados de corda e de espessura que produziram o maior valor de coeficiente de potência para a superfície de resposta foram de 0,54 m e 0,11 m, respectivamente. Utilizando os valores de corda e espessura encontrados, foi calculado o valor de coeficiente de potência por meio do polinômio de aproximação e por meio de simulação numérica, com o objetivo de verificar a acuracidade da resposta. A Tabela 5.3 mostra que o erro associado à superfície de resposta foi de aproximadamente 4% em comparação com a verificação por simulação numérica e que o máximo coeficiente de potência encontrado pela aproximação difere em cerca de 3%

daquele encontrado por meio do NSGA-II, corroborando o fato de que o polinômio é uma boa aproximação.

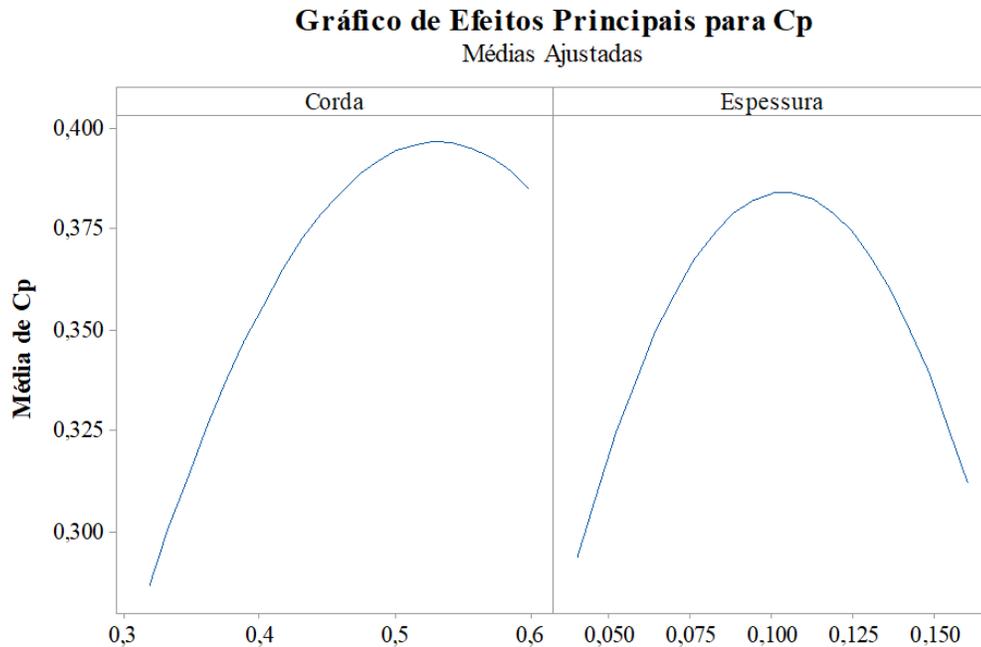


Figura 5.9 – Gráfico de efeitos principais para C_p para turbina com 3 pás

Tabela 5.3 – Comparação entre coeficientes de potência e erro associado para turbina com 3 pás

Método	Corda	Espessura	C_p	Erro [%]
NSGA-II	0,537	0,108	0,3870	
Superfície de resposta	0,545	0,113	0,3996	3,2602
Verificação Fluent®	0,545	0,113	0,3835	4,0468

O mesmo procedimento foi conduzido para configurações de turbina com 2 pás. A Equação 5.2 mostra o polinômio de aproximação gerado no Minitab® utilizando o planejamento de experimentos (*DOE*) e a Figura 5.10 apresenta a superfície gerada pelo conjunto de pontos do planejamento de experimentos e a aproximação por superfície de resposta.

$$C_p = -0,2444 + 1,389(\text{corda}) + 2,235(\text{espessura}) - 1,172(\text{corda})(\text{corda}) - 17,89(\text{espessura})(\text{espessura}) + 3,183(\text{corda})(\text{espessura}) \quad (5.2)$$

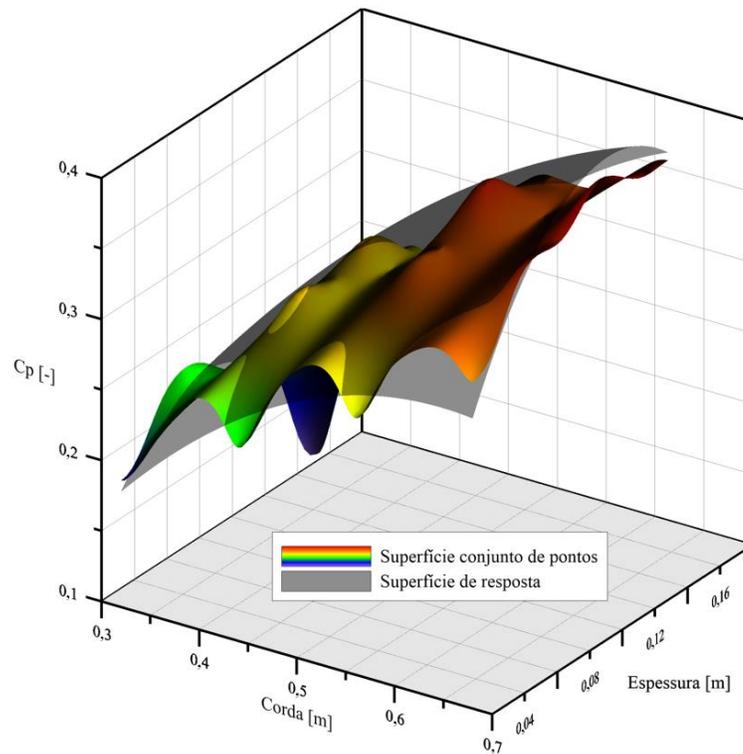


Figura 5.10 – Representação das superfícies, de dados e de resposta, para turbina com 2 pás

A Tabela 5.4 apresenta os resultados da análise de variância e a Tabela 5.5, os valores do coeficiente de determinação e coeficiente de determinação ajustado. Os termos com maior influência para esse caso foram: corda, interação entre espessura e espessura, interação entre corda e espessura e interação entre corda e corda. Os valores de coeficiente de determinação mostraram que o coeficiente de potência pode ser descrito pelo polinômio de aproximação, satisfatoriamente, em 95,89% das vezes.

Tabela 5.4 – Análise de variância (ANOVA) para turbina com 2 pás

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Modelo	5	0,107923	0,021585	7106	0,000
Linear	2	0,084414	0,042207	138,95	0,000
Corda	1	0,082444	0,082444	271,41	0,000
Espessura	1	0,001970	0,001970	6,49	0,029
Quadrado	2	0,017673	0,008836	29,09	0,000
Corda*Corda	1	0,004558	0,004558	15,01	0,003
Espessura*Espessura	1	0,013114	0,013114	43,17	0,000
Interação com 2 Fatores	1	0,005836	0,005836	19,21	0,001
Corda*Espessura	1	0,005836	0,005836	19,21	0,001
Erro	10	0,003038	0,000304		
Total	15	0,110961			

Tabela 5.5 – Coeficiente de determinação para turina com 2 pás

S	R²	R² (aj)	R² (pred)
0,0174288	97,26%	95,89%	88,39%

Como mostra a Figura 5.11, para uma configuração de turbina com 2 pás, somente o parâmetro espessura apresentou ponto de máximo dentro da faixa estudada. Dessa forma, o ponto de máximo coeficiente de potência foi aquele com um valor de espessura de 0,12 m e valor de corda é igual ao limite superior do intervalo, 0,68 m, correspondente a um C_p de 0,429, maior que o obtido para a configuração com 3 pás. O erro associado entre a aproximação pela superfície de resposta e a verificação por simulação numérica foi de cerca de 6%, como mostra a Tabela 5.6.

Gráfico de Efeitos Principais para C_p
Médias Ajustadas

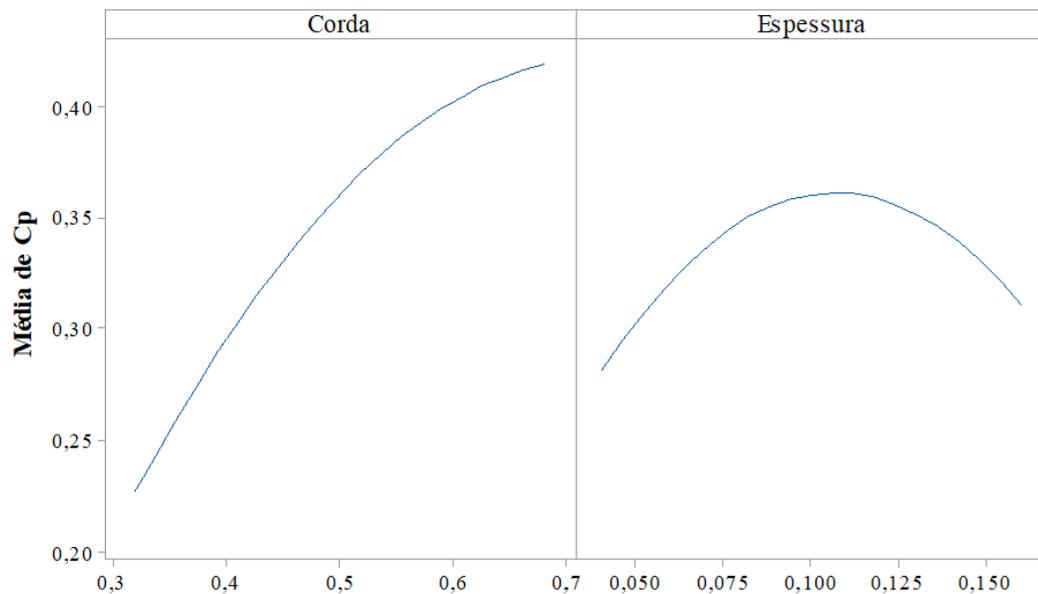


Figura 5.11 – Gráfico de efeitos principais para C_p para turbina com 2 pás

Tabela 5.6 – Comparação entre coeficientes de potência e erro associado para turbina com 2 pás

Método	Corda	Espessura	C_p	Erro [%]
Superfície de resposta	0,68	0,123	0,4292	
Verificação Ansys	0,68	0,123	0,4015	6,4539

A Equação 5.3 mostra o polinômio de aproximação e a Figura 5.12 apresenta a superfície gerada pelo conjunto de pontos do planejamento de experimentos e a aproximação por superfície de resposta para a configuração de turbina com 4 pás.

$$\begin{aligned}
 C_p = & -0,207 + 2,030(\text{corda}) + 2,39(\text{espessura}) - 2,792(\text{corda})(\text{corda}) \\
 & - 23,20(\text{espessura})(\text{espessura}) + 4,91(\text{corda})(\text{espessura})
 \end{aligned}
 \tag{5.3}$$

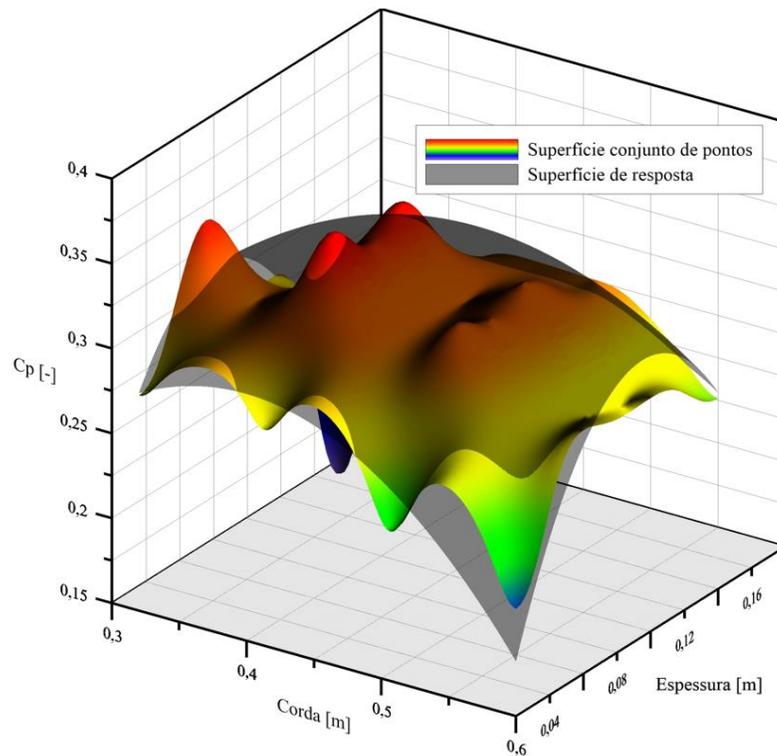


Figura 5.12 – Representação das superfícies, de dados e de resposta, para turbina com 4 pás

Como mostra a Tabela 5.7, os termos de maior influência foram interação entre espessura e espessura, interação entre corda e corda e interação entre corda e espessura. O coeficiente de potência pode ser descrito pelo polinômio de aproximação em 76,29% das vezes de forma satisfatória.

Tabela 5.7 – Análise de variância (ANOVA) para turbina com 4 pás

Fonte	GL	SQ (Aj.)	QM (Aj.)	Valor F	Valor-P
Modelo	5	0,040314	0,008063	10,65	0,001
Linear	2	0,000384	0,000192	0,25	0,781
Corda	1	0,000382	0,000382	0,50	0,494
Espessura	1	0,000002	0,000002	0,00	0,958
Quadrado	2	0,031518	0,015759	20,82	0,000
Corda*Corda	1	0,009464	0,009464	12,50	0,005
Espessura*Espessura	1	0,022055	0,022055	29,13	0,000
Interação com 2 Fatores	1	0,008412	0,008412	11,11	0,008
Corda*Espessura	1	0,008412	0,008412	11,11	0,008
Erro	10	0,007570	0,000757		
Total	15	0,047885			

Tabela 5.8 – Coeficiente de determinação para turbina com 4 pás

S	R²	R² (aj)	R² (pred)
0,0275137	84,19%	76,29%	40,82%

Pelo comportamento parabólico dos parâmetros corda e espessura mostrado na Figura 5.13, o máximo coeficiente de potência de 0,368 foi encontrado para um valor de corda de 0,45 m e de 0,10 m de espessura. O erro associado entre a aproximação por superfície de resposta e a verificação por simulação numérica foi de cerca de 1,86%, como mostrado na tabela 5.9.

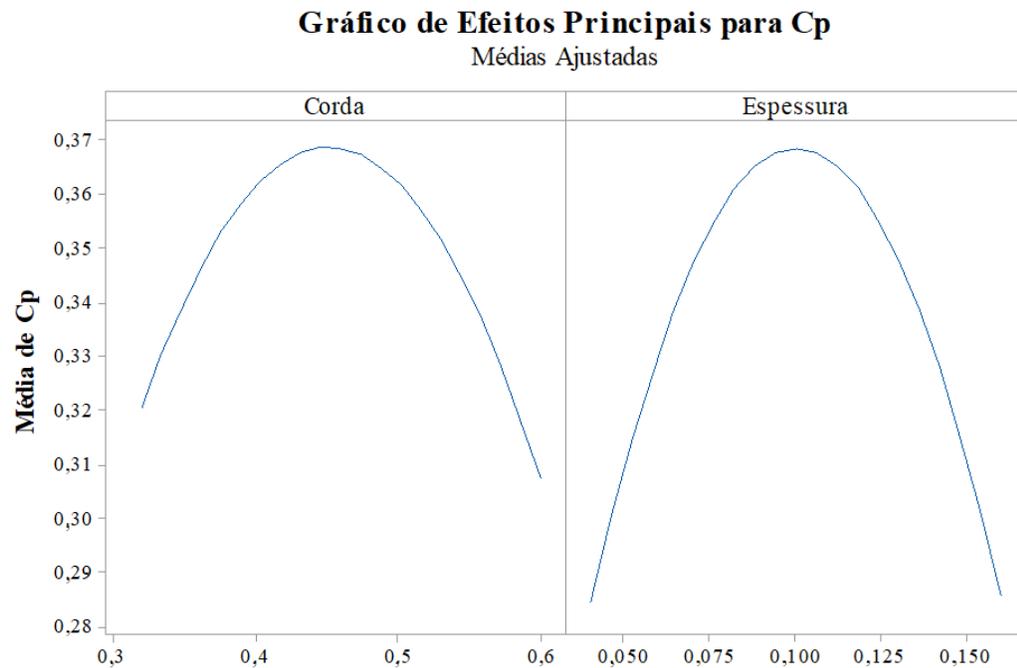
Figura 5.13 – Gráfico de efeitos principais para C_p para turbina com 4 pás

Tabela 5.9 – Comparação entre coeficientes de potência e erro associado para turbina com 4 pás

Método	Corda	Espessura	C_p	Erro [%]
Superfície de resposta	0,45	0,10	0,3688	
Verificação Ansys	0,45	0,10	0,3619	1,8628

Por fim, de posse das configurações ótimas para as turbinas com 2, 3 e 4 pás, foi levantada a curva C_p - TSR com o objetivo de analisar o comportamento de cada configuração. A Figura 5.14 apresenta as curvas referentes às geometrias otimizadas em comparação com os resultados experimentais de Bravo, Tullis e Ziada (2007).

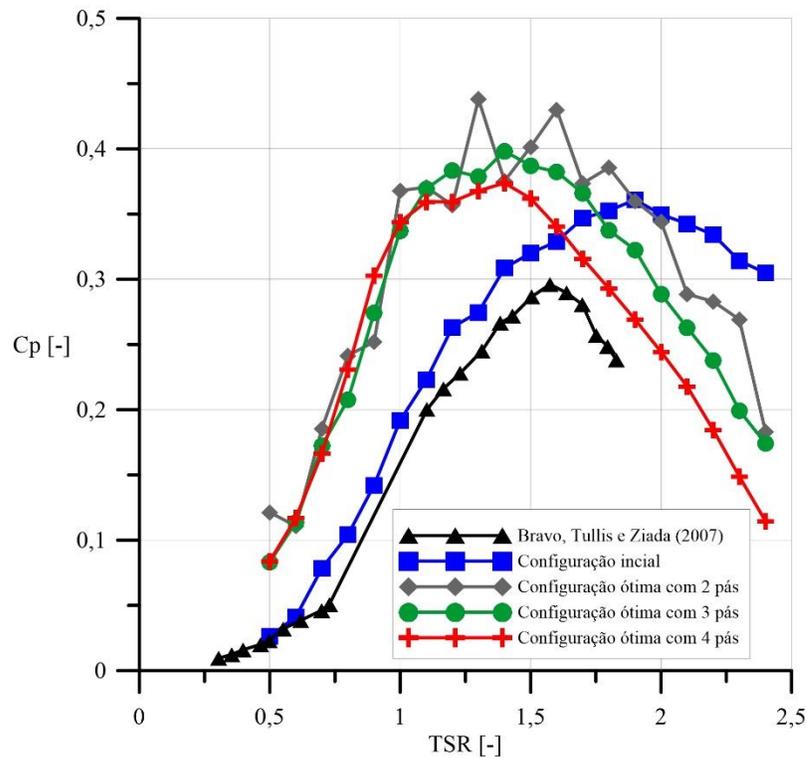


Figura 5.14 – Comparação curva C_p - TSR entre configurações ótimas e dados experimentais

Observa-se que todas as configurações apresentaram aumento do coeficiente de potência quando comparadas ao coeficiente de potência do modelo computacional com geometria inicial. A configuração com 2 pás resultou em um aumento médio do coeficiente de potência de 56% em comparação com a geometria inicial, porém, como nota-se, com um comportamento altamente instável. A configuração com 4 pás apresentou um comportamento mais estável em comparação à configuração com 2 pás, porém resultou em um aumento médio do coeficiente de potência de cerca de 36% em relação ao coeficiente de potência do modelo computacional com geometria inicial. Dessa forma, a configuração ótima escolhida foi aquela com 3 pás que resultou em um aumento médio do coeficiente de potência de 42% frente à geometria inicial, além de apresentar um comportamento mais estável para a faixa de TSR analisada.

6. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

A geometria inicial do rotor analisado foi composta por 3 pás de perfil NACA0015 com corda de 0,4 m e espessura efetiva de 0,06 m. O domínio de cálculo das simulações numéricas foi dividido em 3 subdomínios a fim de reduzir o custo computacional no processo de geração de novas malhas. O processo de otimização foi feito utilizando-se o algoritmo genético NSGA-II e aproximação por meio de superfície de resposta. Foram otimizadas configurações de turbinas com 2, 3 e 4 pás com o objetivo de encontrar aquela com melhor comportamento do coeficiente de potência em função da velocidade de ponta de pá.

O modelo computacional apresentou boa concordância com resultados experimentais, sendo, portanto, validado. Assim, as configurações de malha e domínio escolhidos foram suficientes para uma boa representação do problema. O processo de otimização utilizando aproximação por superfície de resposta se mostrou uma boa estratégia uma vez que os erros associados a esse processo foram controlados. Os indivíduos ótimos encontrados pelo algoritmo genético foram semelhantes àqueles encontrados pela superfície de resposta, cujo processo de otimização foi feito em um tempo consideravelmente menor.

As configurações de turbina com 2, 3 e 4 pás apresentaram, todas, aumento médio do coeficiente de potência quando comparadas aos dados experimentais. A configuração com 2 pás resultou no maior aumento do coeficiente de potência, 56% frente à geometria inicial, porém, o comportamento do coeficiente de potência em função do TSR se mostrou bastante instável. A configuração com 4 pás foi aquela com menor aumento médio do coeficiente de potência, 36% quando comparada à geometria inicial. Assim, foi escolhida a turbina com 3 pás como configuração ótima, cujo aumento médio do coeficiente de potência foi de cerca de 42% em comparação ao modelo computacional com geometria inicial, aliado a um comportamento estável para a faixa de TSR analisada. A geometria otimizada de perfil de pá resultou em uma corda de 0,53 m e espessura de 0,11 m.

Pode-se concluir que a otimização por meio de algoritmo genético utilizando a divisão do domínio de cálculo em subdomínios é uma boa estratégia para redução do custo computacional.

A aproximação por superfície de resposta é uma eficiente alternativa para reduzir o tempo de otimização aliado à boa solução do problema.

Acredita-se que melhores resultados de coeficiente de potência podem ser encontrados utilizando-se o TSR como variável de projeto, somado a corda e a espessura, e com a inclusão de mais um objetivo no processo de otimização: a minimização da variância do coeficiente de potência em função do TSR, juntamente com a aproximação do problema multiobjetivo por meio de funções de base radial. Esses serão os objetivos de trabalhos futuramente desenvolvidos.

Como sugestões para trabalhos futuros, sugere-se a introdução de polinômios de Bezier para geração do perfil e maximização do coeficiente de potência em função de um TSR definido no projeto preliminar; a avaliação dos efeitos tridimensionais para quantificar de forma mais precisa a potência de eixo da turbina; a análise experimental do comportamento das turbinas eólicas otimizadas em bancos de ensaios certificados com objetivo de iniciar a produção de aerogeradores de maior eficiência garantindo alta competitividade com outras alternativas disponíveis no mercado internacional.

7. APÊNDICE A

A Figura 7.1 apresenta o comportamento do coeficiente de momento em relação ao tempo de escoamento para uma turbina operando a uma de velocidade de ponta de pá de 0,2, considerada baixa. Pode-se observar o comportamento disforme do coeficiente de momento, ainda que periódico.

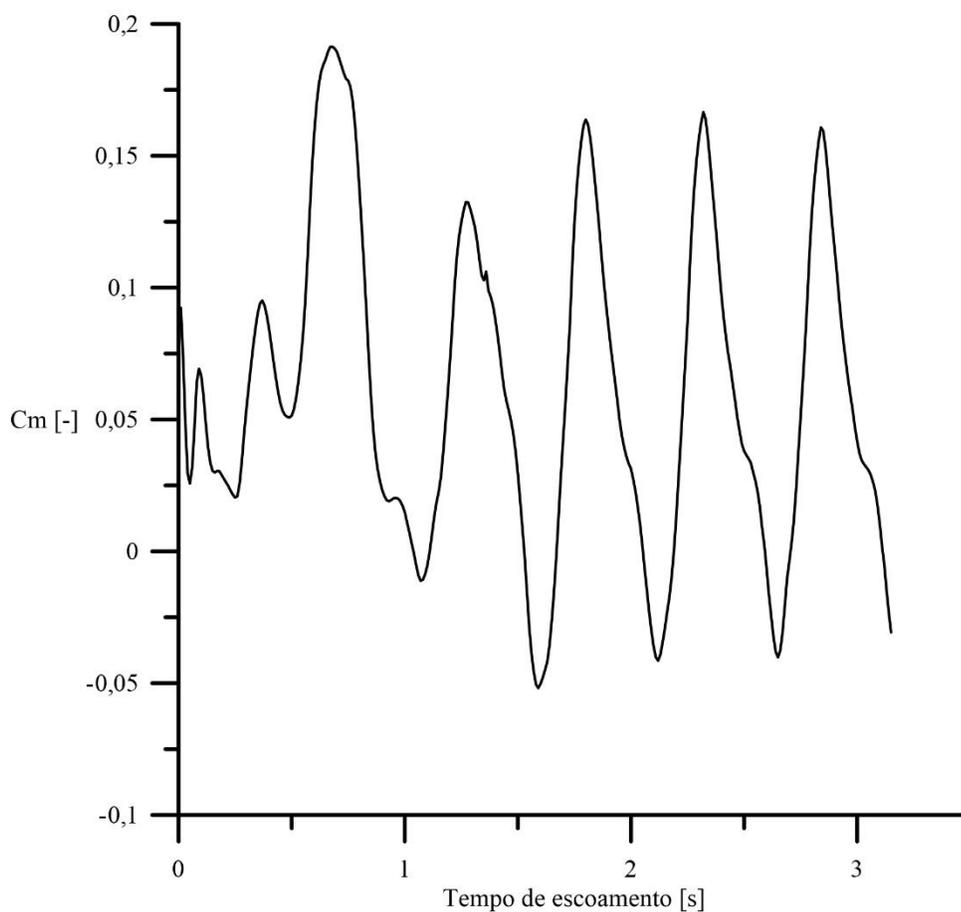


Figura 7.1 – Coeficiente de momento a uma razão de velocidade de ponta de pá de 0,2

Por outro lado, quando a mesma turbina opera a uma velocidade de ponta de pá de 1,8, correspondente ao máximo valor de coeficiente de potência, observa-se que o coeficiente de momento apresenta comportamento mais bem definido e periódico.

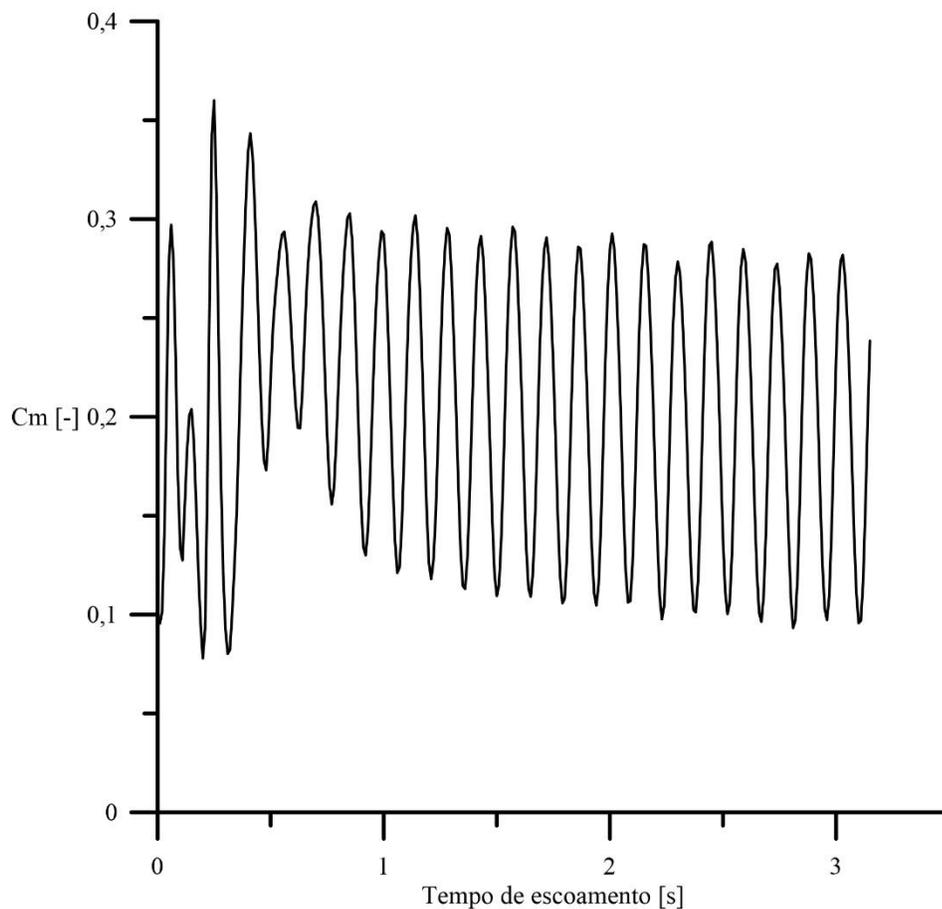


Figura 7.2 – Coeficiente de momento a uma razão de velocidade de ponta de pá de 1,8

Análise semelhante pode ser feita comparando-se a turbina com geometria inicial e com geometria otimizada, obtida na seção 5.3. Como mostram as Figuras 7.3 e 7.4, para um mesmo valor de velocidade de ponta de pá, a turbina com geometria inicial resultou em um coeficiente médio de momento de 0,2134, contra 0,2580 para a turbina com geometria otimizada. O aumento do coeficiente médio de momento torna-se evidente quando se analisa o comportamento periódico descrito pelas duas geometrias: a turbina com geometria inicial oscila entre valores aproximados de coeficiente de momento de 0,12 e 0,32, já a turbina com geometria otimizada oscila entre, aproximadamente, 0,12 e 0,39, resultando, assim, em um maior coeficiente médio de momento, e consequentemente, de potência.

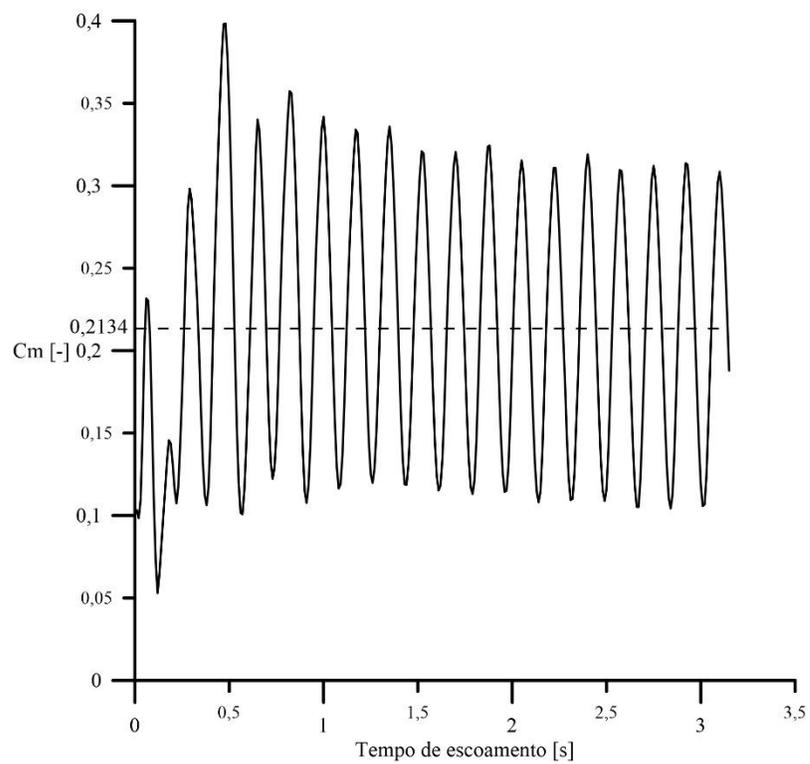


Figura 7.3 – Coeficiente de momento para turbina com geometria inicial

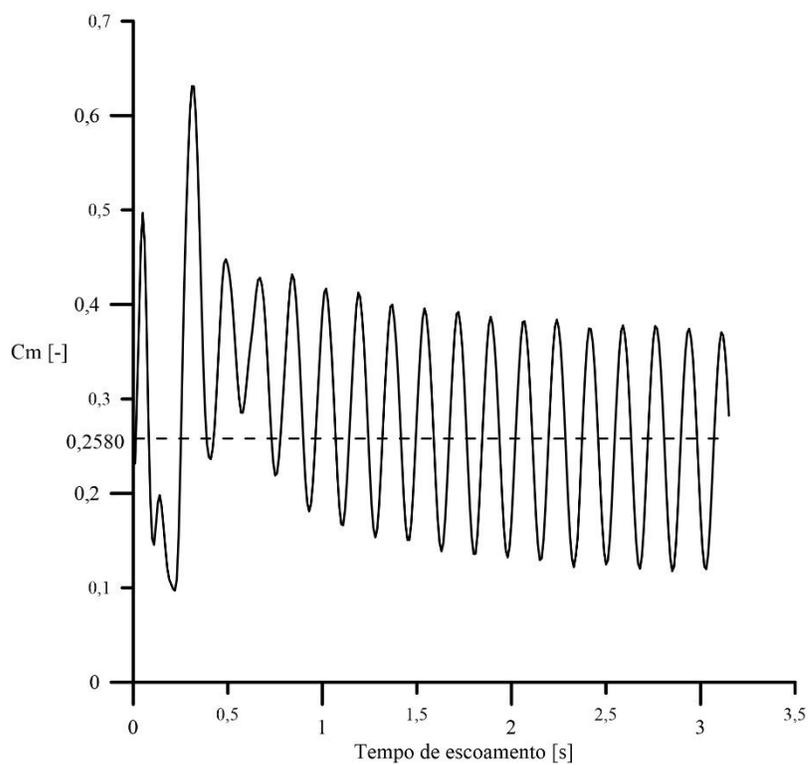


Figura 7.4 – Coeficiente de momento para turbina com geometria otimizada

As Figuras 7.5 e 7.6 apresentam, a título de comparação, os contornos de pressão para a turbina com geometria inicial e com geometria otimizada.

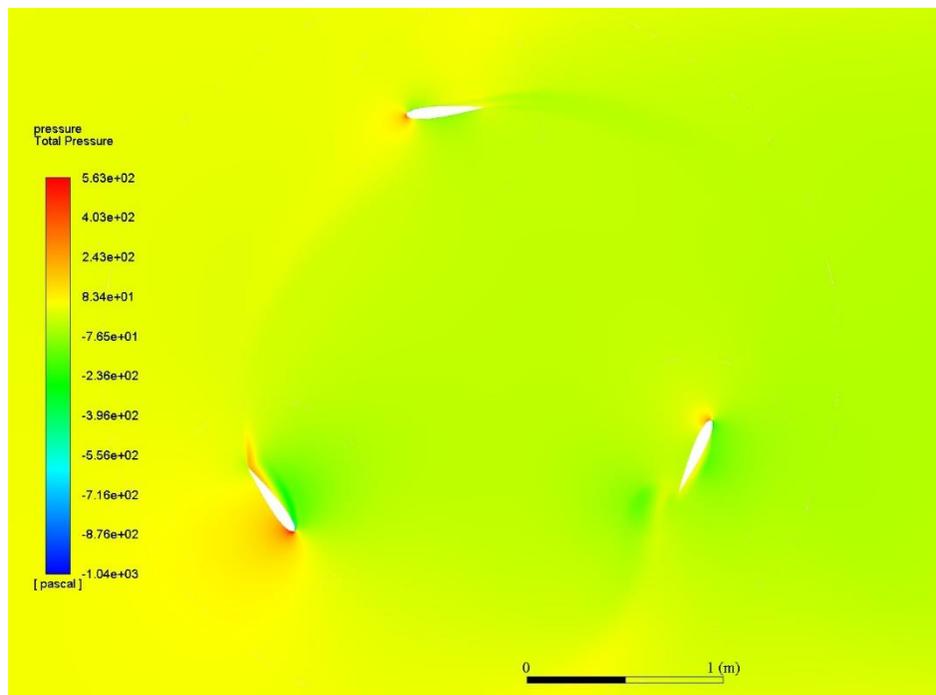


Figura 7.5 – Contornos de pressão para turbina com geometria inicial

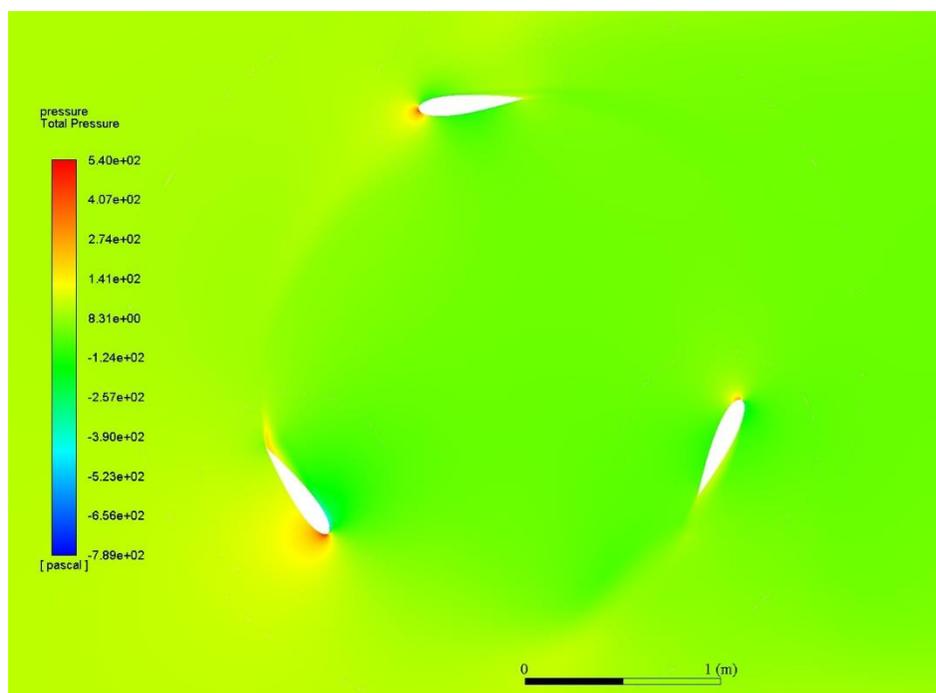


Figura 7.6 – Contornos de pressão para turbina com geometria otimizada

Comparações similares são feitas para os contornos de velocidade pelas Figuras 7.7 e 7.8, e para os contornos de intensidade de turbulência, associada à energia cinética turbulenta por unidade de volume, pelas Figuras 7.9 e 7.10.

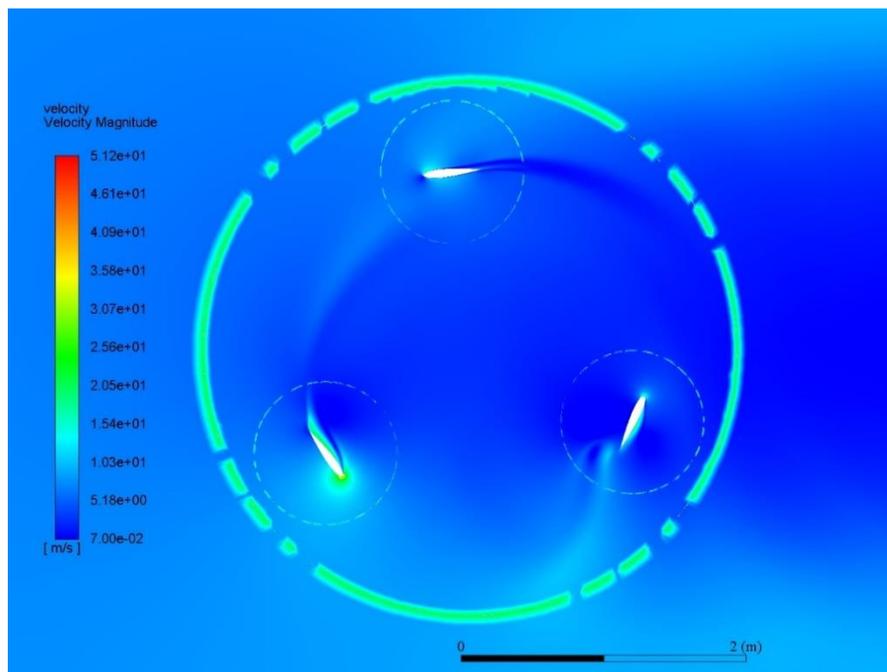


Figura 7.7 – Contornos de velocidade para turbina com geometria inicial

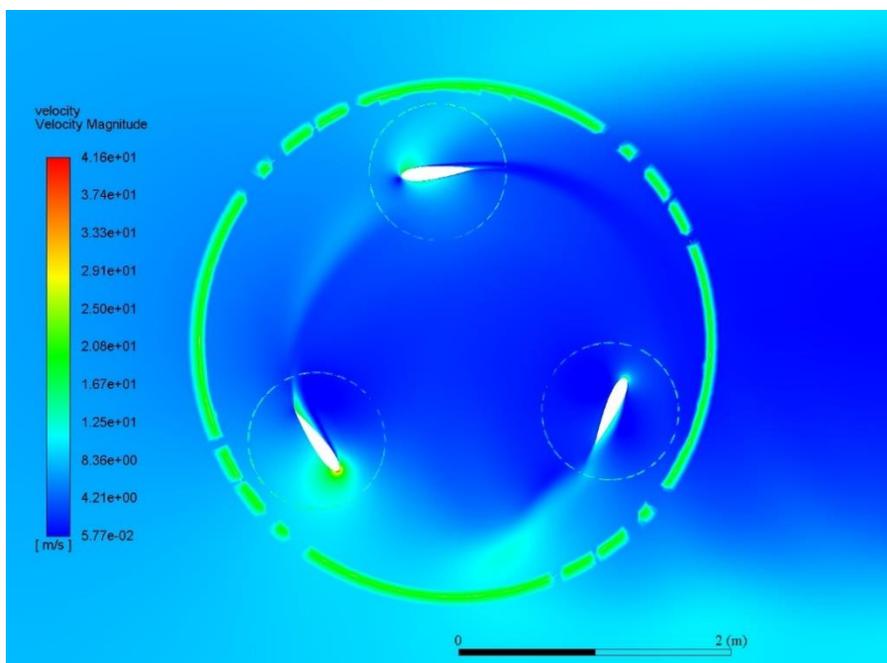


Figura 7.8 – Contornos de velocidade para turbina com geometria otimizada

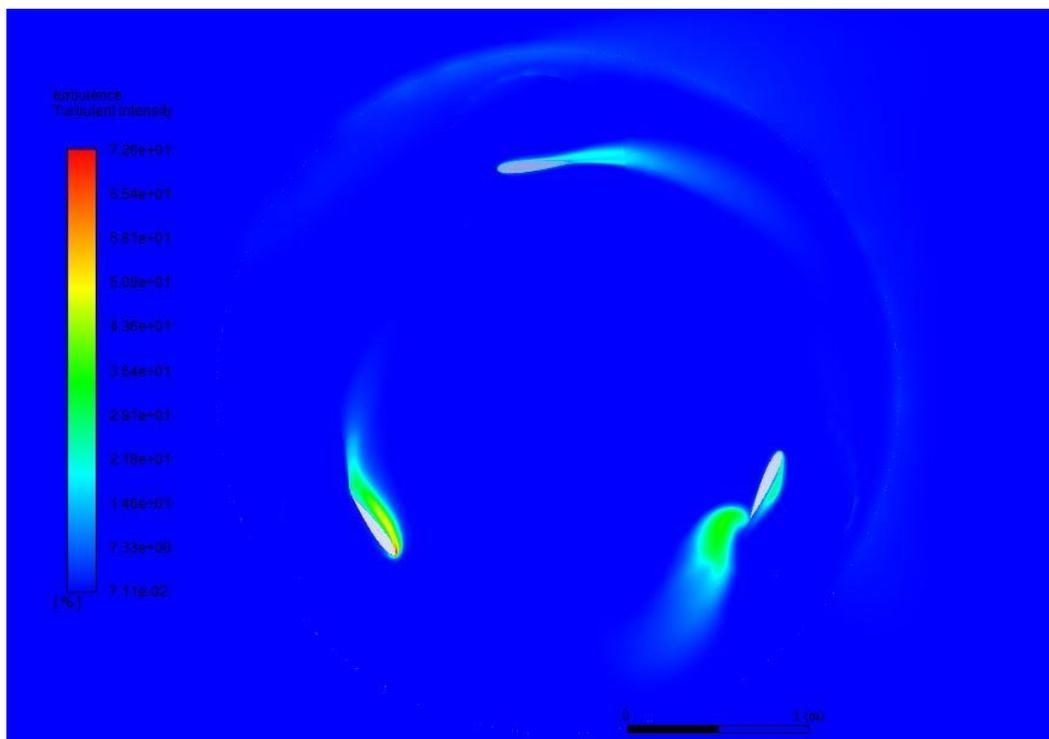


Figura 7.9 – Contornos de intensidade de turbulência para turbina com geometria inicial

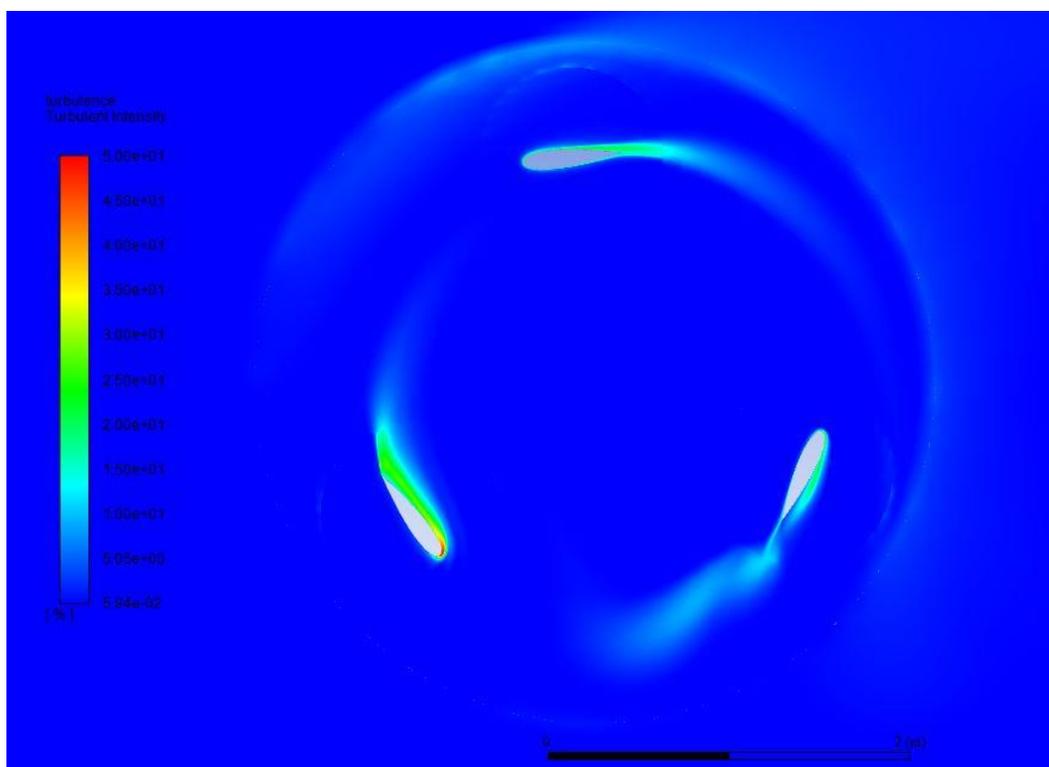


Figura 7.10 – Contornos de intensidade de turbulência para turbina com geometria otimizada

A Figura 7.11 mostra a distribuição de y^+ sobre a superfície do aerofólio em função da posição no eixo horizontal.

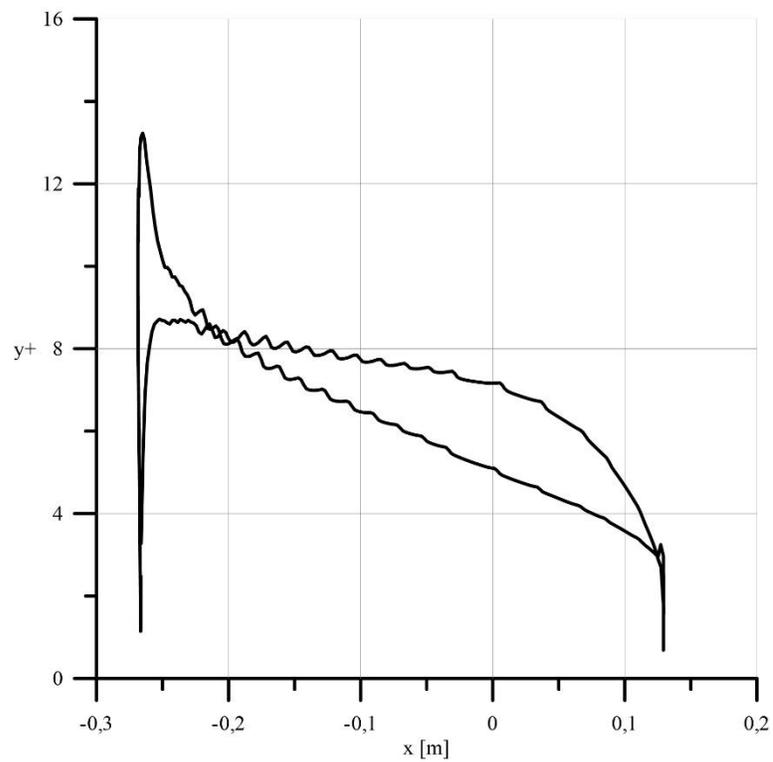


Figura 7.11 – Distribuição de y^+ em relação à coordenada x do aerofólio

REFERÊNCIAS

- ABEEólica, Boletim Anual de Geração Eólica de 2017. Disponível em: <<http://abeeolica.org.br/dados-abeeolica/>>. Acesso em 23 set. 2018.
- ALTAN, B. D.; ATILGAN, M. An experimental and numerical study on the improvement of the performance of Savonius wind rotor. *Energy Conversion and Management*, volume 49, issue 12, p. 3425-3432, 2008.
- ANDERSON, J. D. *Computational Fluid Dynamics*. McGraw-Hill, 1995.
- ANDERSON, J. D. *Fundamental of Aerodynamics*. 5 ed. Nova York, McGraw-Hill, 2011.
- ANP, Produção Nacional de Petróleo e LGN em metros cúbicos. Disponível em: <http://www.anp.gov.br/images/DADOS_ESTATISTICOS/Producao_Petroleo_LGN/Producao_de_Petroleo_m3.xls>. Acesso em: 22 set. 2018.
- ARPINO, F.; SCUNGIO M.; CORTELLESSA, G. Numerical performance assessment of an innovative Darrieus-style vertical axis wind turbine with auxiliary straight blades. *Energy Conversion and Management*, vol. 171, p. 769-777, 2018.
- BRAVO, R.; TULLIS, S.; ZIADA, S. Performance testing of a small vertical-axis wind turbine. *Proceedings of the 21st Canadian Congress of Applied Mechanics, CANCAM07*, Mechanical Engineering Department, McMaster University, Canada, 2007.
- BHUYAN, S.; BISWAS, A. Investigations on self-starting and performance characteristics of simple H and hybrid H-Savonius vertical axis wind rotors. *Energy Conversion and Management*, vol. 87, p. 859-867, 2014.
- CASTELLI, M. R.; ENGLARO, A.; BENINI, E. The Darrieus wind turbine: proposal for a new performance prediction model based on CFD. *Energy*, volume 36, issue 8, p. 4919-4934, 2011.
- CHAN, C.M.; BAI, H.L.; HE, D. Q. Blade shape optimization of the Savonius wind turbine using a genetic algorithm, *Applied Energy*, vol. 213, p. 148-157, 2018.
- CHOU, P. Y. On the velocity correlations and the solution of the equations of turbulent fluctuation. *Quart. Appl. Math.*, vol. 3, p. 38, 1945.
- CHOWDHURY, A., M.; AKIMOTO, H.; HARA, Y. Comparative CFD analysis of vertical axis wind turbine in upright and tilted configuration. *Renewable Energy*, vol. 85, p. 327-337, 2015.
- DAVIDOV, B. I. On the statistical dynamics of an incompressible fluid. *Doklady Akademiya Nauk SSSR*, vol. 136, p. 47, 1961.
- DEB, K. *Multi-objective optimization using evolutionary algorithms*. John Wiley & Sons, Inc., New York, 2001.
- DOBREV, I.; MASSOUH, F. CFD and PIV investigation of unsteady flow through Savonius wind turbine. *Energy Procedia*, volume 6, p. 711-720, 2011.
- DONCASTER, C. P.; DAVEY, A. J. H. *Analysis of Variance and Covariance*. Cambridge University Press, Cambridge, UK, 2007.

- FERREIRA, C. J. S.; VAN BUSSEL, G. W.; VAN KUIK, G. M. Wind Tunnel Hotwire Measurements, Flow Visualization and Thrust Measurement of a VAWT in Skew. *ASME. J. Sol. Energy Eng.* 2006;128(4):487-497. doi:10.1115/1.2349550.
- GOLDBERG, D. E. Genetic algorithms for search, optimization, and machine learning. Reading, MA: Addison-Wesley, 1989.
- GUERRI, O.; BOUHADEF, K.; HARHAD, A. Turbulent flow simulation of the NREL S809 airfoil. *Wind Engineering*, volume 30, p. 287-302. 2006.
- GWEC, *Global Wind Report 2017*. Disponível em: <<http://gwec.net/publications/global-wind-report-2/>>. Acesso em: 22 set. 2018.
- HASHEM, I.; MOHAMED M.H. Aerodynamic performance enhancements of H-rotor Darrieus wind turbine. *Energy*, volume 142, p. 531-545, 2017.
- HARLOW, F. H.; NAKAYAMA, P. I. Transport of turbulence energy decay rate. Los Alamos Sci. Lab., University of California Report, 1968.
- HOUGHTON, E. L.; CARPENTER, P. W. *Aerodynamics for Engineering Students*. 5 ed. Butterworth Heinemann, 2003.
- JEON, K. S.; JEONG, J. I.; PAN, J.-K.; RYU, K.-W. Effects of end plates with various shapes and sizes on helical Savonius wind turbines. *Renewable Energy*, vol. 79, p. 167-176, 2015.
- JONES, W. P.; LAUNDER, B. E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, vol. 15, pp. 301-314, 1972.
- KATZ, J.; PLOTKIN, A. *Low-Speed Aerodynamics*. Cambridge University Press, 2001.
- LAUNDER, B. E.; SHARMA, B. I. Application of energy dissipation model of turbulence to the calculation of flow near a spinning disc. *Letters in Heat and Mass Transfer*, vol. 1, n. 2, pp. 131-138, 1974.
- LEE, J.-H.; LEE, Y.-T.; LIM, H.-C. Effect of twist angle on the performance of Savonius wind turbine. *Renewable Energy*, vol 89, p. 231-244, 2016.
- LI, Q.; MAEDA, T.; KAMADA, Y.; MURATA, J.; FURUKAWA, K.; YAMAMOTO, M. Effect of number of blades on aerodynamic forces on a straight-bladed Vertical Axis Wind Turbine. *Energy*, volume 90, part 1, p. 784-795, 2015.
- MALISKA, C. R. *Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional: Fundamentos e Coordenadas Generalizadas*. 2 ed. LTC, 2012.
- MANWEL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. *Wind Energy Explained, Theory, Design and Application*. Second Edition, Wiley, 2009.
- MASKELL, EC. A theory of the blockage effect on bluff bodies and stalled wings in a closed wind tunnel. *ARC R and M 3400*, 1965.
- MCTAVISH, S.; FESZTY, D.; SANKAR T. Steady and rotating computational fluid dynamics simulations of a novel vertical axis wind turbine for small-scale power generation, *Renewable Energy*, vol. 41, p. 171-179, 2012.

- MERTENS, S.; VAN KUIK, G.; VAN BUSSEL, G. Performance of an H-Darrieus in the Skewed Flow on a Roof. *ASME. J. Sol. Energy Eng.* 2003;125(4):433-440. doi:10.1115/1.1629309.
- MILNE-THOMSON, L. M. *Theoretical Aerodynamics*. 4 ed. Nova York. Dover Publications, 1978.
- MOHAMED, M. H.; ALI, A. M.; HAFIZ, A. A. CFD analysis for H-rotor Darrieus turbine as a low speed wind energy converter. *Engineering Science and Technology, an International Journal*, vol. 18, issue 1, p. 1-13, 2015.
- MONTGOMERY, D. G. *Design and Analysis of Experiments*. Arizona State University. John Wiley & Sons, Inc. Ninth edition. 2009.
- PAIVA, A. P. D. *Metodologia de Superfície de Resposta e Análise de Componentes Principais em Otimização de Processos de Manufatura com Múltiplas Respostas Correlacionadas*. [S.l.]: Tese de Doutorado - Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Itajubá, 2006. 257 p.
- PATANKAR, S. V. *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*. Hemisphere Publishing Corporation, 1980.
- PATANKAR, S. V.; SPALDING D. B. *A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-dimensional Parabolic Flows*. Vol. 15, 1972.
- RAMADAN, A.; YOUSEF, K.; SAID, M.; MOHAMED, M.H. Shape optimization and experimental validation of a drag vertical axis wind turbine, *Energy*, vol. 151, p. 839-853, 2018.
- REZAEIHA, A.; KALKMAN, I.; BLOCKEN, B. CFD simulation of a vertical axis wind turbine operating at a moderate tip speed ratio: Guidelines for minimum domain size and azimuthal increment. *Renewable Energy*, vol. 107, p. 373-385, 2017.
- ROY, S.; SAHA, U. K. Wind tunnel experiments of a newly developed two-bladed Savonius-style wind turbine, *Applied Energy*, vol. 137, p. 117-125, 2015.
- SCUNGIO, M.; ARPINO F.; FOCANTI V.; PROFILI M.; ROTONDI, M. Wind tunnel testing of scaled models of a newly developed Darrieus-style vertical axis wind turbine with auxiliary straight blades. *Energy Conversion and Management*, vol. 130, p. 60-70, 2016.
- SRINIVAS, N.; DEB, K. Multi-objective function optimization using non-dominated sorting genetic algorithms. *Evolutionary Computation Journal* 2(3), 221-248, 1994.
- TAHANI, M.; RABBANI, A.; KASAEIAN, A.; MEHRPOOYA, M.; MIRHOSSEINI, M. Design and numerical investigation of Savonius wind turbine with discharge flow directing capability, *Energy*, vol. 130, p. 327-338, 2017.
- VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. *An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The finite volume method*. Nova York: John Wiley & Sons Inc., 1995.
- WHITE, F. M. *Mecânica dos Fluidos*. 6 ed. Porto Alegre, AMGH Editora, 2011.
- WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. 3 ed, DCW Industries, Inc., La Canada, CA, 2006.