



TIAGO PERES BATALHA

Projeto e Simulação Numérica de uma Turbina Hidrocínética de Eixo Vertical

40/2014

**CAMPINAS
2014**



UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

TIAGO PERES BATALHA

Projeto e Simulação Numérica de uma Turbina Hidrocinética de Eixo Vertical

Dissertação de Mestrado apresentada à Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual de Campinas como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Engenharia Térmica e Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA DISSERTAÇÃO DEFENDIDA PELO ALUNO TIAGO PERES BATALHA, E ORIENTADA PELO PROF. DR. KAMAL ABDEL RADI ISMAIL.

A handwritten signature in black ink, appearing to read "Kamal Abdel Radi Ismail", is written over a horizontal line.

ASSINATURA DO ORIENTADOR

CAMPINAS
2014

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA
BIBLIOTECA DA ÁREA DE ENGENHARIA - BAE - UNICAMP

B311p Batalha, Tiago Peres, 1986-
Projeto e simulação numérica de uma turbina hidrocínética de eixo vertical /
Tiago Peres Batalha. – Campinas, SP : [s.n.], 2014.

Orientador: Kamal Abdel Radi Ismail
Dissertação (mestrado) – Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de
Engenharia Mecânica.

1. Recursos renováveis. 2. Energia – Fontes alternativas. 3. Turbina hidráulica.
I. Ismail, Kamal Abdel Radi, 1940-. II. Universidade Estadual de Campinas.
Faculdade de Engenharia Mecânica. III. Título.

Título em outro idioma: Project and numerical simulation of a vertical axis hydrokinetic turbine

Palavras-chave em inglês:

Renewable resources

Energy – Alternative sources

Hydraulic turbine

Área de concentração: Térmica e Fluidos

Titulação: Mestre em Engenharia Mecânica

Banca examinadora:

Kamal Abdel Radi Ismail [Orientador]

Luiz Felipe Mendes de Moura

Alcides Padilha

Data de defesa: 07/04/2014

Programa de Pós-Graduação: Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE ESTADUAL DE CAMPINAS
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
COMISSÃO DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENERGIA

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO ACADÊMICO

**Projeto e Simulação Numérica de uma
Turbina Hidrocinética de Eixo Vertical**

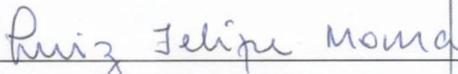
Autor: Tiago Peres Batalha

Orientador: Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail

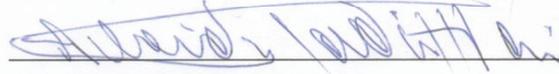
A Banca Examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Dissertação:



Prof. Dr. Kamal Abdel Radi Ismail, Presidente
UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Luiz Felipe Mendes de Moura
UNICAMP/FEM



Prof. Dr. Alcides Padilha
UNESP/BAURU

Campinas, 07 de abril de 2014.

Dedicatória

Dedico este trabalho à minha esposa Ana e meus pais Edson e Tânia.

Resumo

Áreas rurais ou isoladas são geralmente abastecidas com energia baseada na queima de óleo diesel. No entanto, estratégias melhores podem ser implementadas utilizando-se recursos de energia renováveis disponíveis na região como recursos hidráulicos, biomassa entre outros. A tecnologia hidrocínética está entre as mais promissoras soluções uma vez que é relativamente barata, de fácil manufatura, confiável e adequada para a maioria das áreas amazônicas devido à grande capacidade hidráulica e predominância de assentamentos de baixa densidade populacional localizados nas margens de rios. Esta dissertação desenvolve uma metodologia de simulação numérica de dinâmica dos fluidos com aplicação das equações de RANS (Reynolds Average Navier Stokes) e malhas bi e tridimensionais para caracterização e projeto de turbinas hidrocínéticas de eixo vertical. Diferentes perfis de pá foram analisados, tais como placa plana, arco circular, NACA simétrico e assimétrico. Os efeitos de número de pás, perfil da pá e velocidade do fluxo de água sobre os coeficientes de torque e potência são apresentados e discutidos. As vantagens desse tipo de turbina incluem operação independente da direção da corrente, reversibilidade, possibilidade de agrupamento, construção barata e sistemas de transmissão simples. Um sistema de apenas uma turbina de 0,5 m de raio e 1 m de altura com sete lâminas submetida à razão de velocidade da ponta de 2,5 com velocidade de fluxo de água de 2 m/s teria potência de aproximadamente 1,6 kW, o que é suficiente para alimentar aproximadamente 7 casas de padrão de consumo médio no Brasil.

Palavras-chave: Recursos renováveis, Energia – Fontes alternativas, Turbina hidráulica.

Abstract

Rural and isolated areas are usually served by diesel based energy supply. However, better strategies can be implemented using renewable energy sources available in the area such as hydraulic, biomass and others. The hydrokinetic technology is among the promising technologies since it is relatively cheap, easy to manufacture, reliable and suitable for most of the Amazon areas because of the large hydraulic capacity and low density population settlements near rivers borders. This dissertation uses CFD, RANS (Reynolds Average Navier Stokes) equations and two and three-dimensional meshes to characterize and develop a methodology of numerical simulation of a vertical axis hydrokinetic turbine. In the simulations, different blade profiles were used such as flat plate, circular arc, symmetric and asymmetric NACA profiles. The effects of the number of blades, blade profile and water flow velocity on the turbine torque and power coefficients were presented and discussed. The advantages of this type of turbines include operation independent of current direction, reversibility, possibility of stacking, cheap construction and simple transmission systems. A system with only one turbine with radius of 0.5 m and height of 1 m with seven blades submitted to a tip speed ratio of 2.5 with water flow velocity of 2 m/s would have power of approximately 1.6 kW, what is enough to supply energy to 7 standard homes in Brazil.

Key Words: Renewable resources, Energy – Alternative sources, Hydraulic turbine.

Lista de Ilustrações

Figura 1.1 - Consumo energético mundial por setor. (World Resources Institute – 2003)	1
Figura 1.2 - Moinho de vento holândes, séc. XVIII. (www.old-picture.com)	3
Figura 1.3 - Absorção de energia solar que provoca o aquecimento da terra. (RETScreen International, Clean Energy Project Analysis Background, 2005).	5
Figura 1.4 - Pequeno impacto visual de uma matriz de geração hidrocínética de 5 MW. (HARDISTY, 2009, p.101).	6
Figura 1.5 - Beta Turbine Generator Unit, o maior dispositivo de conversão de energia marinha já desenvolvido nos EUA da ORPC (Ocean Renewable Power Company's). (DOE – US Department of Energy)	7
Figura 1.6 - Média diária das marés no planeta. (www.pacificstormclimatology.org)	10
Figura 1.7 - Tipos básicos de turbina.	12
Figura 1.8 - Configurações básicas de turbinas de eixo vertical: (a) Darrieus completa, (b) "H", (c) "V", (d) "D", (e) Diamante, (f) "Giromill". (Sutherland, H. J.; Berg, D. E.; Ashwill, 2012).	13
Figura 1.9 - Turbina de eixo vertical do tipo Darrieus. (Carrigan, T. J., 2010, p.7).	14
Figura 1.10 - Turbina de eixo vertical do tipo Savonius. (Carrigan, T. J., 2010, p.8).	15
Figura 1.11 - Conceito de turbina de eixo vertical com encapsulamento - Neptune Proteus Mark III. (HARDISTY, 2009, p.101).	16
Figura 2.1 - Potencial hidrelétrico brasileiro. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS. Sistema de informação do potencial hidrelétrico brasileiro – SIPOT. Rio de Janeiro, 2003).	18
Figura 2.2 - Mapa hidrográfico da bacia amazônica próximo à Manaus. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS. Atlas do potencial hidrelétrico brasileiro. Rio de Janeiro, 2003).	19
Figura 2.3 - Bacia do rio Amazonas. (HARDISTY, 2009, p.255).	20

Figura 2.4 - Distribuição global de fluxo de marés de grande potencial. (HARDISTY, 2009, p.123).	21
Figura 2.5 - Médias climatológicas sazonais de temperatura, precipitação e velocidade de vento sobre o Brasil. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS, Atlas do Potencial Eólico Brasileiro, 2001)	22
Figura 2.6 - Isolinhas de velocidade do leito do rio Ivaí. (Kuerten, S.; Santos, M. L.; Silva, A., 2009, p. 143).	23
Figura 3.1 - Volume de controle ideal.	25
Figura 3.2 - Coeficiente de potência para o atuador de disco ideal.	26
Figura 3.3 - Dimensões básicas da turbina hidrocínética.	27
Figura 3.4 - Somatório de velocidades em função da posição de azimute da pá.	28
Figura 3.5 - Ângulo de ataque em função da posição de azimute.	29
Figura 3.6 - Ângulo de ataque em função da posição de azimute, com avanço de 20°.	30
Figura 3.7 - Número de Reynolds em função da posição de azimute.	31
Figura 3.8 - Perfil de aleta simétrico.	31
Figura 4.1 - Vista superior do domínio computacional.	36
Figura 4.2 - Malha no plano xy.	36
Figura 4.3 - Refinamento de parede próxima.	37
Figura 4.4 - Convergência do coeficiente de torque de acordo com o refinamento da malha.	38
Figura 5.1 – Perfis da pá. (a) Perfil plano. (b) Perfil arco circular. (c) Perfil NACA 0018. (d) Perfil NACA 1548.	40
Figura 5.2 - Configurações de turbinas hidrocínéticas de eixo vertical com três (a), cinco (b) e sete (c) pás.	41
Figura 5.3 - Perfil de aleta plano.	42
Figura 5.4 - Perfil de aleta arco circular.	43
Figura 5.5 - Perfil de aleta NACA 0018.	43
Figura 5.6 - Perfil de aleta NACA 1548.	44

Figura 5.7 - Comparação do coeficiente de sustentação e arrasto medidos experimentalmente pelo Sandia e resultados computacionais. (Fonte: Sandia, Relatório SAND80-2114)	45
Figura 5.8 - Posição de azimute.	46
Figura 5.9 - Coeficiente de torque para uma pá estática.	47
Figura 5.10 - Contornos de pressão e velocidade para perfil plano e $\theta = 0^\circ$	48
Figura 5.11 - Contornos de pressão e velocidade para perfil plano e $\theta = 90^\circ$.	48
Figura 5.12 - Contornos de pressão e velocidade para perfil plano e $\theta = 180^\circ$.	48
Figura 5.13 - Contornos de pressão e velocidade para perfil arco circular e $\theta = 0^\circ$.	50
Figura 5.14 - Contornos de pressão e velocidade para perfil arco circular e $\theta = 90^\circ$.	50
Figura 5.15 - Contornos de pressão e velocidade para perfil arco circular e $\theta = 180^\circ$.	50
Figura 5.16 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 0018 e $\theta = 0^\circ$.	52
Figura 5.17 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 0018 e $\theta = 90^\circ$.	52
Figura 5.18 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 0018 e $\theta = 180^\circ$.	52
Figura 5.19 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 1548 e $\theta = 0^\circ$.	53
Figura 5.20 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 1548 e $\theta = 90^\circ$.	53
Figura 5.21 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 1548 e $\theta = 180^\circ$.	53
Figura 5.22 - Coeficiente de torque para uma pá estática com aproximação para integração.	54
Figura 5.23 - Coeficiente de torque da turbina com três pás a partir da superposição dos resultados de uma pá.	55
Figura 5.24 - Coeficiente de torque da turbina com cinco pás a partir da superposição dos resultados de uma pá.	56
Figura 5.25 - Coeficiente de torque da turbina com sete pás a partir da superposição dos resultados de uma pá.	57
Figura 5.26 - Evolução do coeficiente de torque médio em função do número de aletas.	58
Figura 5.27 - Torque e posição de azimute para uma turbina com três pás.	59

Figura 5.28 - Fluxo através da turbina com três pás.	60
Figura 5.29 - Coeficiente de torque para turbina com três pás.	61
Figura 5.30 - Comparação do modelo de superposição a partir dos resultados da simulação de uma pá e modelo com três pás (perfil arco circular).	62
Figura 5.31 - Comparação do modelo de superposição a partir dos resultados da simulação de uma pá e modelo com três pás (NACA 0018).	63
Figura 5.32 - Campo de velocidade ao redor de uma turbina com cinco pás.	64
Figura 5.33 - Coeficiente de torque para turbina com cinco pás.	65
Figura 5.34 - Comparação do coeficiente de torque para turbina com 5 pás dentro de um período de 72°.	66
Figura 5.35 - Coeficiente de torque para turbina com sete pás.	67
Figura 5.36 - Coeficiente de torque com variação da velocidade de seção.	68
Figura 5.37 - Análise com variação da velocidade do fluxo de água ao longo da altura da turbina.	69
Figura 5.38 - Perfil de velocidade da água ao redor da turbina com sete (7) lâminas.	71
Figura 5.39 - Coeficiente de torque para $\lambda=1,25$.	72
Figura 5.40 - Coeficiente de potência em função da razão de velocidade da ponta.	74
Figura 6.1 - Âncora do tipo "sinker".	76
Figura 6.2 - Sistema para geração de energia (turbina hidrocínética de eixo vertical, plataforma flutuante e gerador).	79
Figura 6.3 - Sistema para geração de energia com ancoragem do tipo peso-morto.	80
Figura 6.4 - Matriz descentralizada para geração de energia através de correntezas.	81
Figura 6.5 - Matriz centralizada para geração de energia através de correntezas.	82
Figura C.0.1 - Volume de controle finito, fixo no espaço com o fluido movendo-se através dele.	94
Figura C.0.2 - Elemento de fluido móvel, infinitesimalmente pequeno. Apenas as forças na direção x são mostradas. (Anderson, J. D., 1995, p. 61)	96
Figura C.0.3 - Subdivisões dentro da região próxima à parede.	103

Lista de Tabelas

Tabela 1.1 - Distribuição dos investimentos nos EUA em conversão de energia marinha e hidrocínética por setor no período 2008-2011. (DOE – US Department of Energy)	8
Tabela 5.1 - Síntese dos resultados.	73
Tabela 6.1 - Coeficiente de Atrito para Âncoras Peso-Morto. (Handbook for Marine Geotechnical Engineering, 1985)	77

Lista de Símbolos

Letras Latinas

H	Altura da turbina	[m]
S	Área projetada da turbina	[m ²]
S_{ref}	Área varrida pela turbina	[m ²]
Q_{ul}	Capacidade máxima de carga lateral da âncora	[N]
C_d	Coefficiente de arrasto	
C_P	Coefficiente de potência	
C_l	Coefficiente de sustentação	
C_T	Coefficiente de torque	
$\overline{C_T}$	Coefficiente de torque médio	
$\overline{\vec{v}}$	Componente médio do vetor de velocidade	[m/s]
V_n	Componente perpendicular da velocidade na superfície	[m/s]
u	Componente de velocidade do fluido na direção x	[m/s]
v	Componente de velocidade do fluido na direção y	[m/s]
w	Componente de velocidade do fluido na direção z	[m/s]
c	Comprimento da corda da pá	[m]
k	Condutividade térmica	[W/(m·K)]
x	Coordenada na direção x	[m]
y	Coordenada na direção y	[m]
z	Coordenada na direção z	[m]
m	Curva máxima da linha central da pá assimétrica	
D/Dt	Derivada substancial	
h	Entalpia estática	[J]
e	Energia interna	[J]
h_o	Entalpia total	[J]
F_s	Fator de segurança da ancoragem	
D	Força de arrasto na pá	[N]
\vec{f}	Força de corpo por unidade de massa no elemento de fluido	[N/kg]

F	Força exercida pelo fluido no rotor	[N]
F_h	Força na direção horizontal no cabo de fixação da âncora	[N]
F_{ve}	Força na direção vertical no cabo de fixação da âncora	[N]
F_N	Força normal na pá	[N]
F_R	Força resultante na pá	[N]
L	Força de sustentação na pá	[N]
F_T	Força tangencial na pá	[N]
q̇	Fluxo de calor	[W/m ²]
p	Localização da máxima curva da pá assimétrica	
m	Massa	kg
th	Máxima espessura da pá em função da corda	[m]
y_t	Medida da metade da espessura da pá em uma dada posição x	[m]
N	Número de pás	
Re_c	Número de Reynolds	
Re_{rel}	Número de Reynolds relativo	
W_b	Peso submerso da âncora	[N]
x	Posição ao longo da corda da pá	[m]
(x_L, y_L)	Posição inferior da superfície da pá assimétrica	[m]
y⁺	Posição normalizada do primeiro nó da malha de superfície	
(x_U, y_U)	Posição superior da superfície da pá assimétrica	[m]
y_c	Posição vertical da linha central curva da pá assimétrica	[m]
P	Potência	[W]
P_T	Potência total do fluido através da seção transversal da turbina	[W]
p	Pressão no elemento de fluido	[Pa]
R	Raio da turbina	[m]
T	Temperatura	[K]
t	Tempo	[s]
T	Torque no eixo de rotação da turbina	[N·m]
dE	Trabalho no elemento de fluido infinitesimal	[J]
ā	Vetor de aceleração	[m/s ²]
V_θ	Velocidade tangencial da pá	[m/s]
V_R	Velocidade resultante da pá	[m/s]
F→	Vetor de força	[N]

\bar{V}	Vetor de velocidade do fluido incidente na pá	[m/s]
$d\vec{S}$	Vetor elementar de área da superfície de fluido	[m ²]
dV	Volume elementar dentro do volume de controle finito	[m ³]

Letras Gregas

α	Ângulo de ataque da pá	[Graus]
β	Ângulo de inclinação do fundo do leito	[Graus]
ϕ	Ângulo de tangência da linha central da pá assimétrica	[Graus]
μ_a	Coeficiente de atrito para o cálculo da ancoragem	
λ	Coeficiente de viscosidade segunda	[Pa·s]
\vec{v}'	Componente flutuante do vetor de velocidade	[m/s]
ρ	Densidade do fluido que atravessa a turbina	[kg/m ³]
η	Eficiência	
θ	Posição de azimute da pá	[Graus]
λ	Razão de velocidade da ponta	
σ	Solidez da turbina	
τ_{ij}	Tensão cisalhante no elemento de fluido	[Pa]
τ_{ii}	Tensão normal no elemento de fluido	[Pa]
v_1	Velocidade a juzante do rotor	[m/s]
v_2	Velocidade a montante do rotor	[m/s]
v_o	Velocidade de fluxo livre	[m/s]
ω	Velocidade de rotação da turbina	[m/s]
v	Velocidade do fluido no rotor	[m/s]
μ	Viscosidade dinâmica do fluido	[Pa·s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Fontes Alternativas de Geração de Energia	2
1.1.1	Prospecto Histórico	3
1.1.2	Razões Ambientais	4
1.1.3	Razões Econômicas	6
1.1.4	Razões Sociais	8
1.1.5	Razões Técnicas	9
1.2	Sistemas Hidráulicos de Pequeno Porte	9
1.3	Turbinas de Eixo vertical	11
1.3.1	Turbina Hidrocinética de Eixo vertical de Pequeno Porte	15
2	POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ATRAVÉS DE CORRENTES PLUVIAIS E MARÍTIMAS NO BRASIL	17
3	EXTRAÇÃO DE POTÊNCIA HIDROCINÉTICA	24
3.1	Turbina Ideal	24
3.2	Turbina Hidrocinética de Eixo vertical	26
4	METODOLOGIA	34
4.1	Condições de Contorno e Domínio Computacional	35
5	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	39
5.1	Parâmetros da Turbina	39
5.2	Perfil de Pá	42
5.3	Simulação das Características Aerodinâmicas da Pá de Perfil Simétrico	44
5.4	Simulação de Uma Pá	45
5.5	Simulação de Turbina com Três Pás	58
5.6	Simulação de Turbina com Cinco Pás	63
5.7	Simulação de Turbina com Sete Pás	66

5.8	Simulação com Velocidade Variável na Seção da Turbina	67
5.9	Análise Dinâmica do Torque	70
5.10	Síntese dos Resultados	72
5.11	Coefficiente de Potência em função da Razão de Velocidade da Ponta	74
6	PROPOSTA DE ANCORAGEM E PLATAFORMA FLUTUANTE	76
7	CONCLUSÕES	83
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	85
	APÊNDICE A - Programa para Gerar Perfil NACA 0018	89
	APÊNDICE B - Programa para Gerar Perfil NACA 1548	91
	APÊNDICE C - Equações Governantes da Dinâmica de Fluidos	94

1 INTRODUÇÃO

Com o aumento da demanda mundial por energia, recursos energéticos naturais têm sido explorados até a exaustão. Esse desbalanceamento entre oferta e demanda, principalmente segundo futuras projeções de aumento do consumo e escassez de recursos, fomenta pesquisas e projetos de alternativas viáveis para geração de energia.

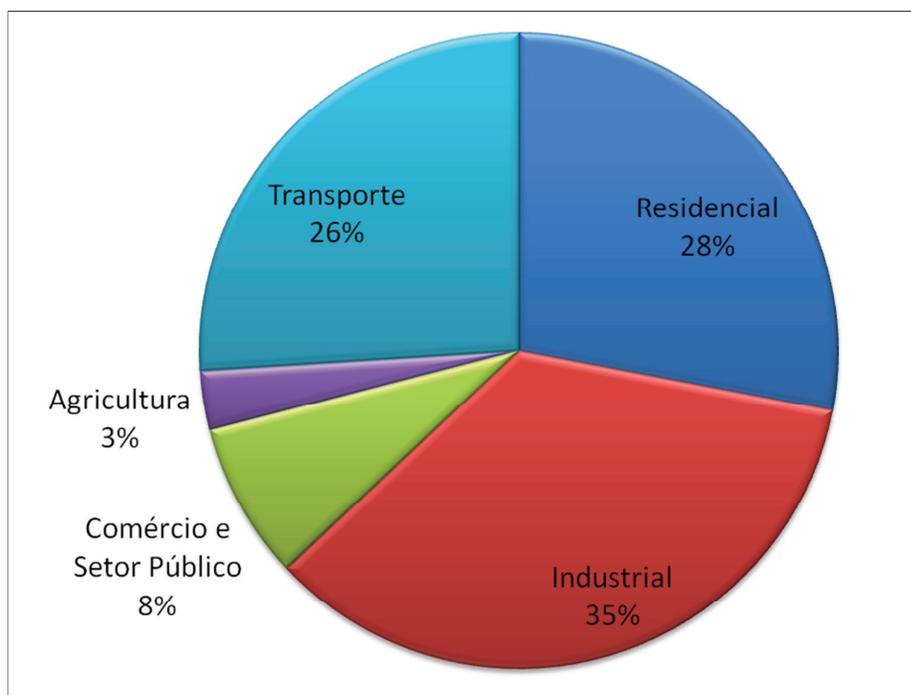


Figura 1.1 - Consumo energético mundial por setor. (World Resources Institute – 2003)

O uso de soluções energéticas limpas e de pequeno impacto ambiental - tecnologias energéticas eficientes e renováveis - tem aumentado consideravelmente ao longo das últimas décadas. Tecnologias antes consideradas exóticas estão se tornando realidades comerciais, fornecendo alternativas economicamente viáveis aos sistemas convencionais baseados em queima de combustível fóssil e produção centralizada de energia.

Tecnologias limpas e renováveis de geração de energia transformam um recurso renovável em calor útil, resfriamento, eletricidade ou energia mecânica e causam reduzida

agressão ao meio ambiente em que estão instaladas. Um recurso energético renovável é aquele que a utilização não afeta sua disponibilidade futura ou o ambiente em questão. Por exemplo, cada unidade de gás natural queimada para geração de eletricidade resulta em uma unidade a menos de gás natural para futura utilização, não figurando tal recurso dentre os chamados renováveis.

Recursos de energia renovável podem deixar de ser renovável se usados de maneira indiscriminada: árvores podem prover suplemento renovável de biomassa para combustão, por exemplo, mas não se a taxa de corte resultar em desmatamento.

Da mesma forma, grandes usinas hidrelétricas deixam de serem consideradas alternativas viáveis na medida em que seu impacto ambiental e social é geralmente enorme devido ao alagamento de áreas gigantescas.

Algumas tecnologias de energia renovável muito em voga atualmente incluem sistemas que convertem luz solar em eletricidade, aquecimento ou resfriamento; que geram eletricidade a partir do vento, quedas d'água, marés ou correntezas; e que extraem ou rejeitam calor para o solo.

1.1 Fontes Alternativas de Geração de Energia

A tendência mundial pela utilização de fontes limpas e renováveis de geração de energia tem se consolidado nos últimos anos.

Em junho de 2009 o Parlamento Europeu assinou o pacote de medidas chamado 20-20-20, determinando que até o ano de 2020, pelo menos 20% da energia consumida na União Europeia será provida por recursos renováveis de energia, assim como determina também a redução de pelo menos 20% de emissão dos gases de efeito estufa.

Nos Estados Unidos, legislações locais também têm estabelecido metas para redução de queima de combustíveis fósseis e aumento da diversidade de matrizes energéticas. Legislações, por exemplo do estado de Washington, requerem que até 2020 15% da produção de energia venha de recursos renováveis, como energia solar, eólica, biomassa e correntes pluviais.

Apesar da já estabelecida tendência mundial, no Brasil ainda existem poucos projetos e determinações governamentais que regulem a geração de eletricidade através de recursos renováveis, o que contrasta com o grande potencial do país seja pela elevada radiação solar

incidente em quase todo o país, como pela grande capacidade hidráulica pluvial e da extensa costa marítima, como pela já adiantada produção de etanol ou biomassa.

1.1.1 Prospecto Histórico

Apesar do grande interesse atual por fontes energéticas limpas e renováveis, algumas formas de extração de energia mecânica, por exemplo, do vento tem sido usadas por pelo menos 3000 anos, principalmente para moer grãos ou bombear água. A partir do início do século XIII, pelo menos, moinhos de vento de eixo vertical eram parte integrante da economia rural e apenas entraram em desuso com o advento de motores baratos impulsionados pela queima de combustíveis fósseis e posteriormente pelo avanço da eletrificação rural.



Figura 1.2 - Moinho de vento holandês, séc. XVIII. (www.old-picture.com)

O uso de turbinas eólicas para gerar eletricidade remonta ao final do século XIX com a concepção do gerador DC (corrente contínua) de 12 kW construído pela Brush nos EUA e as pesquisas conduzidas por LaCour na Dinamarca. No entanto, o interesse por tal forma de geração de energia enfraqueceu-se rapidamente uma vez que o acesso à malha elétrica foi garantido.

O interesse atual no desenvolvimento de atividades relacionadas ao setor de fontes alternativas de energia provêm da crise energética dos anos 70, quando o aumento repentino do preço do petróleo estimulou o estabelecimento de diversos programas de pesquisa,

desenvolvimento e demonstração, principalmente nos EUA, Reino Unido, Alemanha e Suécia.

Existia na época grande incerteza acerca da melhor arquitetura de turbina e diversos conceitos inovadores foram investigados, até mesmo em escala real. No Canadá, uma turbina eólica de eixo vertical do tipo Darrieus foi construída e esse conceito foi também investigado nos EUA pelo laboratório Sandia. Projetos semelhantes também foram realizados no Reino Unido e Alemanha, e conhecimentos importantes foram originados desses programas de pesquisa de financiamento governamental. No entanto, com o retorno dos baixos preços do petróleo, o crescimento do setor desacelerou.

Contudo, o ciclo de pesquisas e investimentos em sistemas alternativos de geração de energia recebe novamente grande interesse. Recentemente, muitas companhias novas tem se estabelecido e aprimorado sistemas alternativos de geração de energia, dentre os quais se torna importante pequenas instalações para geração individual de energia.

Tecnologias limpas de geração de energia estão recebendo atenção considerável de governos, indústrias e consumidores. Este interesse reflete a crescente conscientização dos benefícios ambientais, econômicos e sociais que essas tecnologias oferecem.

1.1.2 Razões Ambientais

A preocupação ambiental sobre o aquecimento global e poluição local é a primeira justificativa para muitas tecnologias limpas de geração de energia. O aquecimento global é o fenômeno de aumento das temperaturas médias observado mundialmente nos recentes anos. Essa tendência de aquecimento é geralmente explicada pelos ciclos térmicos naturais da terra, vide as eras glaciais, mas também atribuída ao aumento da emissão de certos gases, denominados gases de efeito estufa, os quais incluem dióxido de carbono, metano, óxidos nitrosos, vapor d'água, ozônio e etc. Os gases de efeito estufa são assim denominados porque a presença deles na atmosfera não bloqueia a luz solar de atingir a superfície da terra, mas retarda o escape do calor da terra. Como resultado, o calor é aprisionado, como numa estufa, e a temperatura aumenta.

O aquecimento global tem o potencial de causar massiva devastação ecológica e humana. No passado, mudanças drásticas e rápidas no clima resultaram na extinção de grande número de espécies de animais e plantas. O nível dos mares aumentará de acordo com o degelo das calotas polares, inundando áreas de baixa altitude ao redor do mundo. Enquanto a temperatura média aumentará, eventos climáticos extremos, incluindo tempestades de inverno

e frio extremo, serão mais recorrentes. Algumas áreas experimentarão mais inundações, enquanto outras sofrerão de seca e desertificação. Mudanças climáticas permitirão também que doenças tropicais invadam zonas temperadas, como, por exemplo, malária na Europa.

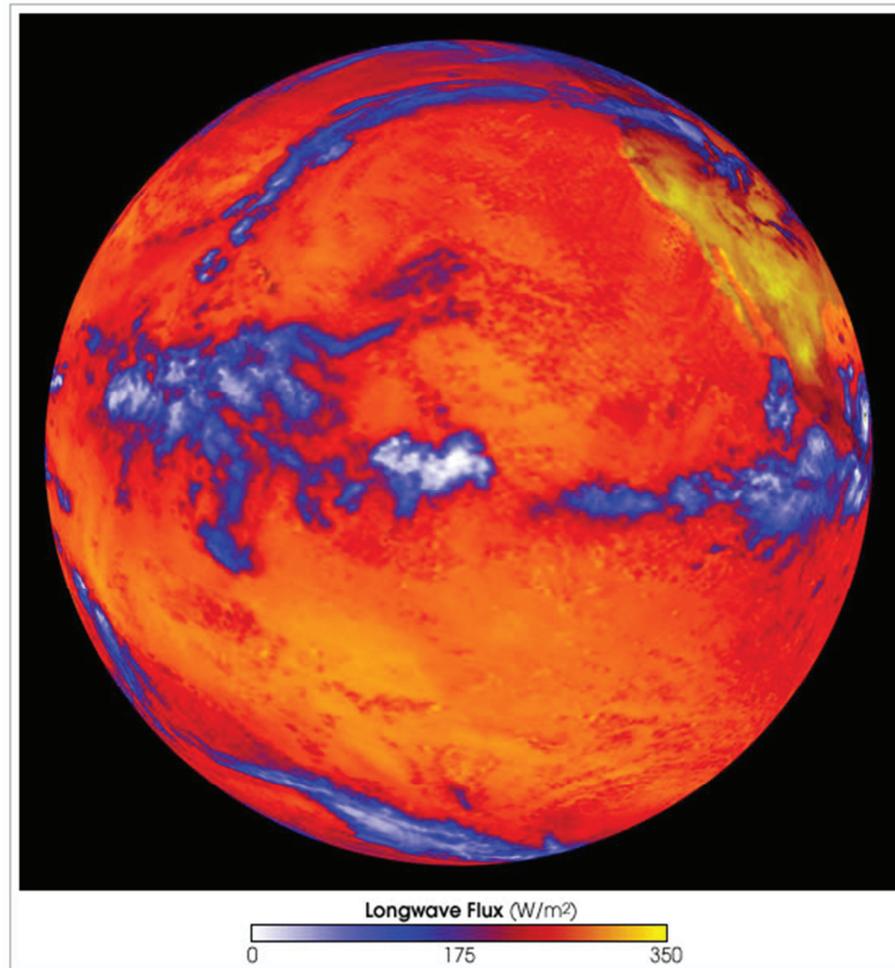


Figura 1.3 - Absorção de energia solar que provoca o aquecimento da terra. (RETScreen International, Clean Energy Project Analysis Background, 2005).

Além disso, sistemas convencionais de energia poluem em escala local. A combustão libera componentes e partículas que exacerbam condições respiratórias, tais como a fumaça que envolve muitas cidades; chuva ácida devido à presença de compostos de sulfúreo remanescente da queima de combustíveis fósseis. A poluição local não está limitada a emissões provenientes de combustão. Para sistemas reduzidos, ruído e poluição visual também tem significativo impacto para a qualidade de vida de habitantes próximos, e vazamentos de combustível resultam em sérios prejuízos ambientais e custos para descontaminação.



Figura 1.4 - Pequeno impacto visual de uma matriz de geração hidrocínética de 5 MW. (HARDISTY, 2009, p.101).

Outras formas de geração de energia tais como hidroelétricas, nos moldes convencionais, acarretam grande impacto ambiental devido às imensas áreas que necessitam serem alagadas. Outrossim, em países de grandes dimensões e geração centralizada de energia, como é o caso do Brasil, centrais hidrelétricas normalmente estão posicionadas a longas distâncias dos principais centros consumidores, sendo necessárias longas linhas de transmissão e diversas subestações elétricas, encarecendo o projeto como um todo.

Existem ainda meios de geração de energia que podem originar catástrofes de enormes proporções em caso de acidentes, como as usinas nucleares. Acidentes nucleares de grandes proporções como os de Chernobyl 1986 e Fukushima 2011 mudaram de uma vez por todas a vida das comunidades próximas e a extensão dos danos de tais catástrofes é incalculável. Em adição, existe o inconveniente do manuseio e armazenamento/descarte dos resíduos radioativos de tais indústrias.

1.1.3 Razões Econômicas

Grande parte do recente crescimento de vendas de soluções tecnológicas de energia limpa tem sido impulsionado por consumidores interessados principalmente na redução do custo do ciclo de vida, uma vez que, ao longo do tempo, tecnologias energéticas limpas são geralmente competitivas economicamente quando comparadas com tecnologias energéticas convencionais.

Não apenas o custo de soluções energéticas convencionais as tornam não atrativas; freqüentemente a incerteza associada com o custo é ainda mais inconveniente. O preço de energias convencionais aumenta e diminui de acordo com o local, políticas governamentais,

condições de oferta e demanda, situação econômica local e global e etc. Muitas vezes durante a década passada, altas repentinas do preço de energia convencional – eletricidade, gás natural e petróleo – causaram dificuldades para indivíduos, famílias, indústrias e governos.

Existem fortes razões para se acreditar que o custo de energia convencional irá aumentar nas próximas décadas. A taxa de descobrimento de novas reservas de petróleo está declinando, enquanto ao mesmo tempo, a demanda por energia está aumentando. As reservas convencionais restantes, embora vastas, estão concentradas em poucos países no planeta. Grandes reservas não-convencionais, como areias betuminosas, existem no Canadá, Venezuela e outras regiões, mas a produção de combustível a partir dessas fontes é ainda mais cara que os métodos convencionais e emitem carga extra de gases de efeito estufa.

Via de regra, os custos adicionais para desenvolvimento, fabricação e instalação de tecnologias limpas de geração de energia são balanceados devido ao baixo custo das entradas de energia. Por exemplo, no caso de energia solar, eólica ou hidrocínética, o custo marginal da entrada de energia é nulo.



Figura 1.5 - Beta Turbine Generator Unit, o maior dispositivo de conversão de energia marinha já desenvolvido nos EUA da ORPC (Ocean Renewable Power Company's). (DOE – US Department of Energy)

Nos EUA o DOE (Department of Energy) tem financiado diversos projetos de aceleração do desenvolvimento das tecnologias para extração de energia marinha e hidrocínética. Até 2011 foram investidos um total de US\$ 87000000 (oitenta e sete milhões

de dólares americanos) em diversas áreas que abrangem tanto o desenvolvimento de novas tecnologias, a construção de protótipos e instalações de teste, avaliação dos impactos ambientais, entre outros.

Tabela 1.1 - Distribuição dos investimentos nos EUA em conversão de energia marinha e hidrocínética por setor no período 2008-2011. (DOE – US Department of Energy)

Área de Pesquisa	Investimento Total	Porcentagem do Total
Desenvolvimento Tecnológico	\$76.992.442,00	88,3%
Sistemas de Conversão de Energia de Correntes Oceânicas, Rios e Marés	\$30.346.883,00	34,8%
Construção de Instalações de Testes	\$20.868.197,00	23,9%
Sistema de Conversão de Energia de Ondas	\$18.654.910,00	21,4%
Desenvolvimento de Componentes de Projetos	\$2.419.037,00	2,8%
Sistema de Conversão de Energia Térmica de Oceanos	\$2.035.723,00	2,3%
Avaliação da Tecnologia	\$1.467.692,00	1,7%
Testes e Instrumentação	\$1.200.000,00	1,4%
Aceleração e Desenvolvimento do Mercado	\$10.191.330,00	11,7%
Impactos Ambientais e Instalação	\$8.093.512,00	9,3%
Avaliação dos Recursos	\$2.097.773,00	2,4%
Total	\$87.183.727,00	

1.1.4 Razões Sociais

Tecnologias limpas de geração de energia estão associadas com um conjunto de benefícios sociais que são de particular interesse para os governos.

Primeiramente, as tecnologias convencionais de geração de energia exploram recursos concentrados de maneira intensiva e requerem a constante exploração de novos recursos naturais.

Adicionalmente, combustíveis fósseis drenam capital da economia local. Em contrapartida, medidas eficientes de energia são aplicadas geralmente em sistemas locais e utilizam recursos locais. Com isso, as transações tendem a acontecer entre organizações locais. Quando os recursos financeiros são mantidos dentro de uma comunidade, seu “efeito multiplicador” na área em questão é maximizado. Por exemplo, comparando-se um sistema de combustão de biomassa alimentado por lascas de madeira com uma caldeira alimentada por combustível importado: no último caso, a compra de combustível rende lucros às companhias petrolíferas externas à comunidade em questão; enquanto no primeiro caso, a coleta das lascas de madeira, beneficiamento, armazenamento e distribuição podem ser feitos por companhias locais que usam mão-de-obra local a qual gasta parte de sua renda em lojas e prestadores de serviço da região e assim o dinheiro circula dentro da comunidade. Globalmente, isso pode ou não ser vantajoso, mas é certamente do interesse de governos locais.

1.1.5 Razões Técnicas

Sistemas de geração de pequeno porte, como turbinas hidrocinéticas, reduzem a quantidade de carbono lançada na atmosfera, mas principalmente aumentam a estabilidade da rede de distribuição através da produção local de energia. Em países de grandes dimensões e distribuição esparsa da população, como em determinadas regiões do Brasil, grande somas de recursos financeiros são gastas para instalar e manter a grande rede de distribuição para todas as comunidades. Em contrapartida, comunidades que estão fora do alcance das redes utilizam a queima de combustíveis fósseis como fonte primária de energia, ou ainda sobrevivem sem o acesso à energia elétrica. A versatilidade de micro ou mini sistemas hidráulicos de geração de energia beneficiam comunidades remotas devido ao potencial baixo custo de uma fonte energética limpa.

1.2 Sistemas Hidráulicos de Pequeno Porte

Sistemas hidráulicos de pequeno porte convertem energia potencial e cinética da água em movimento em eletricidade, usando uma turbina que movimenta um gerador. A água em movimento em um rio ou queda d'água carrega energia e essa energia pode ser utilizada para movimentar os sistemas hidráulicos.

A maior parte da energia gerada de forma hidráulica na terra advém de projetos hidrelétricos gigantescos, que geralmente envolvem o acúmulo de enormes volumes de água atrás de uma barragem. Projetos de sistemas hidrelétricos de pequeno porte são muito mais modestos em escala e capacidade instalada.

Longas barragens para extrair energia das marés têm sido construídas no Canadá, Rússia e França desde a década de 60. No entanto, o custo inicial e o impacto ambiental de tais barragens têm se mostrado alto.

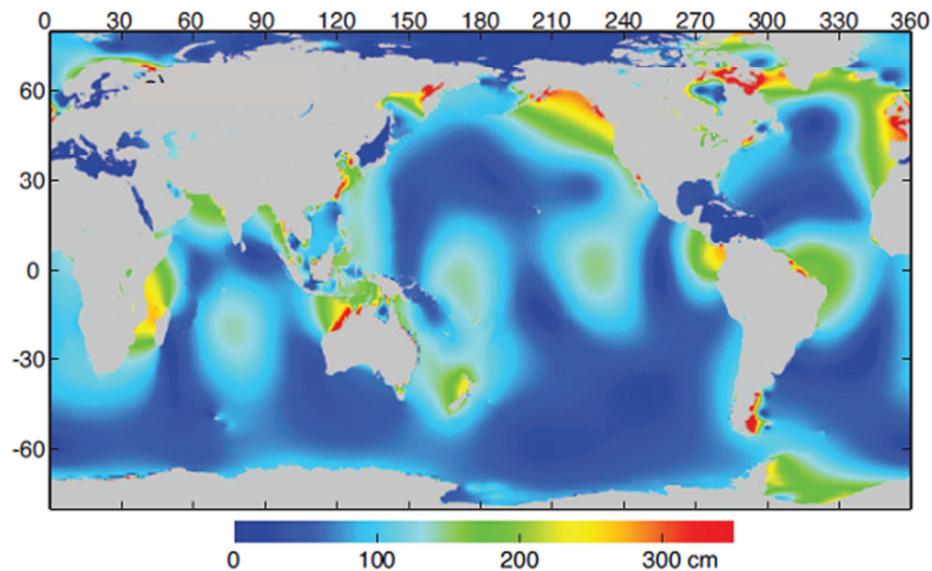


Figura 1.6 - Média diária das marés no planeta. (www.pacificstormclimatology.org)

De acordo com o Instituto de Pesquisa em Energia Elétrica dos EUA (EPRI – “Electrical Power Research Institute), um local viável para produção comercial de energia requer picos de corrente aquática de 1,5 m/s ou maior (Hagerman & Polagye, 2006). No entanto, outros estudos sugerem que a correnteza pode ser até de 1,0 m/s ou no mínimo 0,5 m/s para aplicações em escalas reduzidas como para o caso de pequenas comunidades ribeirinhas.

Diferentemente de instalações hidráulicas e barragens marítimas, turbinas de corrente hidráulica em fluxo aberto podem gerar potência do fluxo de água com menor impacto ambiental, com diversidade muito maior de lugares para possível instalação.

Desenvolvimentos recentes no projeto de turbinas de fluxo pluvial tem permitido o aumento de eficiência, segurança, potência de saída e redução das dimensões da turbina e da transmissão para uma dada potência de saída.

Finalmente, em alguns casos torna-se viável a utilização de pequenos sistemas hidráulicos que utilizam a energia cinética das correntes fluviais e marítimas. No entanto, um fluxo médio constante de água é necessário para o sucesso comercial de projetos hidroelétricos de pequeno porte, uma vez que a energia disponível em uma turbina hidráulica é proporcional à quantidade de água que flui através da turbina por unidade de tempo.

A energia de correnteza de água nos oceanos, rios e estuários tem sido reconhecida como uma oportunidade viável para extração de energia de forma limpa e renovável. Diferentemente de muitos outros recursos renováveis, a energia de marés pode ser prevista com facilidade. O potencial de energia de corrente de água no mundo é estimado em aproximadamente 1 TW em áreas acessíveis para instalação de dispositivos de extração de energia. (Hagerman & Polagye, 2006)

No entanto, apesar das diversas vantagens da instalação de pequenas centrais hidrocinéticas para geração de energia, existem também muitos desafios no projeto e operação de tais equipamentos e conseqüentes impactos no ecossistema, dentre eles: corrosão do equipamento, interação com a fauna aquática, alteração no nível de ruído aquático, alteração no transporte de sedimentos, competição com outros usuários (indústria da pesca, transporte aquático), desafios logísticos associados com a acessibilidade de locais remotos para pesquisa, instalação e manutenção dos dispositivos.

Devido a esses desafios ambientais, sociais e de engenharia, a extração hidrocinética de energia em escala comercial ainda está em desenvolvimento. No entanto, o aumento da demanda global por energia e a crescente afirmação de diminuição das reservas de petróleo no futuro têm encorajado o recente aumento do número de projetos e pesquisas sobre o assunto.

1.3 Turbinas de Eixo vertical

Uma turbina hidrocinética é um tipo de turbo máquina que transfere energia do fluido em energia mecânica através do uso de pás e um eixo que converte essa forma de energia em eletricidade por meio de um gerador.

Através do desenvolvimento da indústria eólica, vide seção 1.1.1, muitos conceitos de dispositivos para extrair energia cinética do fluxo de vento foram criados. Devido ao estado inicial da evolução da extração de energia de correntes de água, da mesma forma muitos conceitos de turbinas estão sendo desenvolvidos. Diferentes tipos de turbinas ou rotores podem ser usados com o propósito de converter energia hidrocinética em potência mecânica:

dispositivos para utilização do arrasto ou sustentação, turbinas de eixo horizontal ou vertical, turbinas híbridas que combinam aspectos de diferentes conceitos, turbinas com primitivo variável ou fixo, turbinas encapsuladas e etc.

No entanto, a maioria desses conceitos podem ser classificados em turbinas de fluxo axial (também chamada de turbina de eixo horizontal) no qual a direção do fluxo é paralela ao eixo de rotação, e fluxo transversal (turbina de eixo vertical), caracterizada pela ortogonalidade entre a direção do fluxo e o eixo de rotação do rotor.

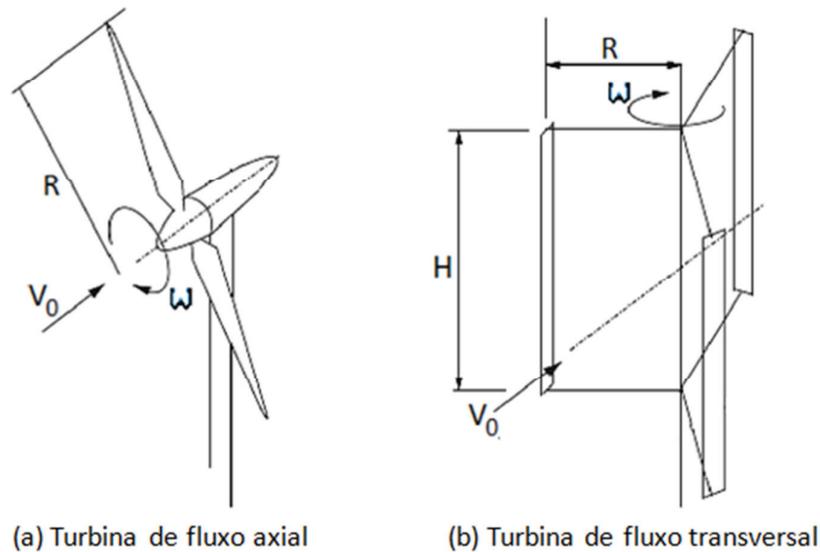


Figura 1.7 - Tipos básicos de turbina.

O fluido atravessa as aletas, induzindo forças hidrodinâmicas que geram torque com relação ao eixo de rotação. As turbinas de eixo horizontal tem seu eixo de geração de torque alinhado com o fluxo enquanto as turbinas de eixo vertical geram torque com relação à um eixo de rotação ortogonal ao fluxo. Esse fato torna o projeto de turbinas de eixo vertical ainda mais problemático, uma vez que, diferentemente das turbinas de eixo horizontal, as pás do rotor operam dentro da faixa completa de ângulo de ataque, sendo muito susceptível a cavitação e separação no fluido, fazendo com que o torque gerado no rotor seja altamente dependente do tempo ou posição de azimute.

Configurações típicas de turbinas de eixo vertical incluem o Darrieus completo, o “H”, o “V” (ou “Y”), o “Delta”, o “Diamante” e o “Gyromill”. No entanto, muitas configurações adicionais tem sido propostas, e algumas utilizam torção da turbina sobre o seu próprio eixo (configuração de “gaiola de esquilo”).

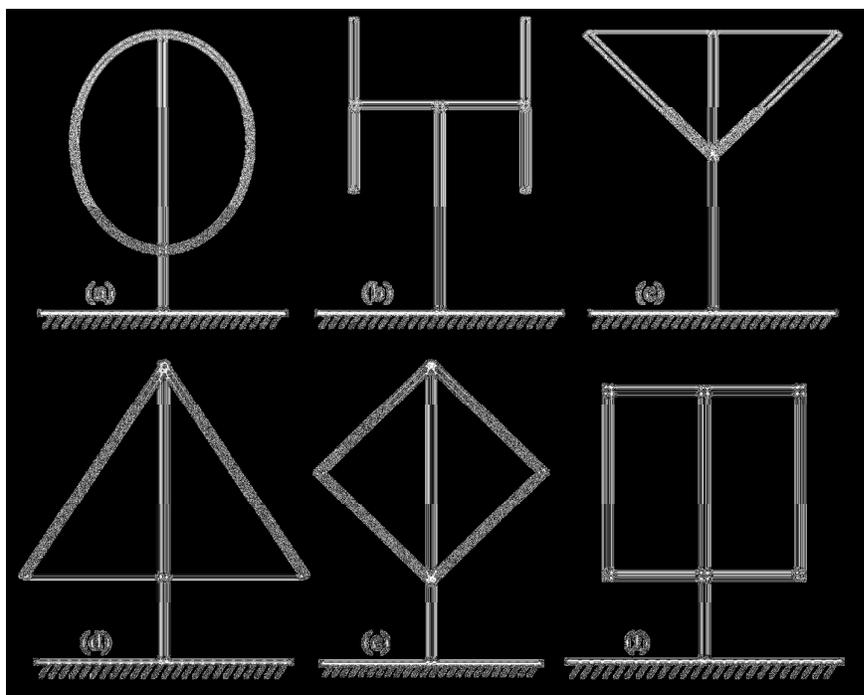


Figura 1.8 - Configurações básicas de turbinas de eixo vertical: (a) Darrieus completa, (b) "H", (c) "V", (d) "D", (e) Diamante, (f) "Giromill". (Sutherland, H. J.; Berg, D. E.; Ashwill, 2012).

Dentre as turbinas de eixo vertical dois tipos básicos se destacam pelo conceito de utilização das forças hidrodinâmicas do fluido, o rotor de Darrieus e o rotor de Savonius. A turbina do tipo Darrieus gira em torno de um eixo central devido às forças de sustentação produzidas por suas pás, enquanto o rotor de Savonius gira devido às forças de arrasto geradas nas pás.

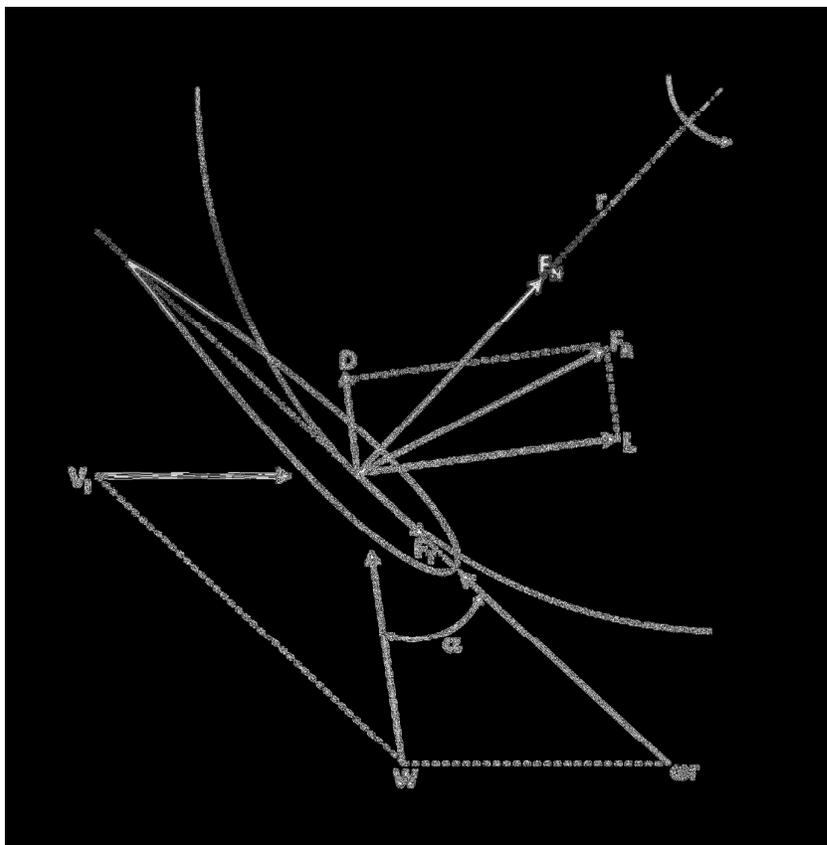


Figura 1.9 - Turbina de eixo vertical do tipo Darrieus. (Carrigan, T. J., 2010, p.7).

Na turbina de eixo vertical do tipo Darrieus, o ângulo de ataque de cada pá muda de acordo com a rotação das pás devido à variação da posição relativa entre a corda da pá e o vetor de velocidade da água. O torque é obtido através da decomposição das forças de arrasto e sustentação em componentes tangencial (componente responsável pela geração de torque no eixo) e normal (componente responsável pelo carregamento radial do eixo e dos apoios).

Já na turbina de eixo vertical do tipo Savonius a energia elétrica é gerada através do arrasto produzido quando o fluido atinge a porção côncava da pá. Um rotor de Savonius normalmente gira com velocidade equivalente a do fluxo de fluido, ou seja, com razão de velocidade de ponta próximo a 1.

Devido a baixa velocidade de rotação, turbinas do tipo Savonius são geralmente associadas com baixas eficiências para o caso eólico. No entanto, para aplicações hidrocinéticas esse alternativa pode ser viável uma vez que a densidade energética é muito maior para esse caso.

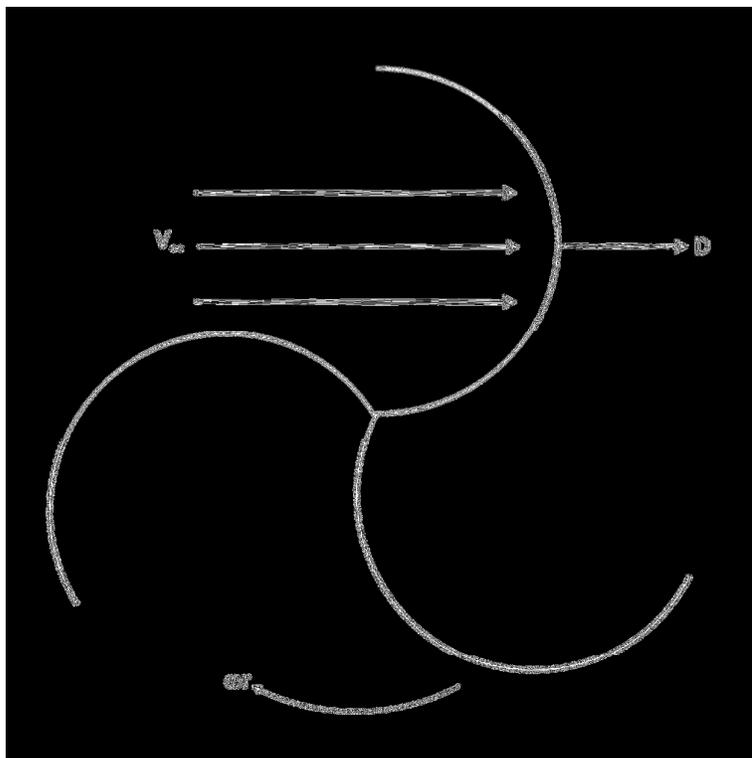


Figura 1.10 - Turbina de eixo vertical do tipo Savonius. (Carrigan, T. J., 2010, p.8).

1.3.1 Turbina Hidrocinética de Eixo vertical de Pequeno Porte

Atualmente, na indústria de energia eólica utiliza-se quase que exclusivamente turbinas de fluxo axial, visto a maior extração de energia desse tipo de projeto. No entanto, apesar da eficiência das turbinas de eixo vertical ser normalmente menor do que as turbinas de fluxo axial, as primeiras possuem certas vantagens que as tornam pertinentes para aplicações hidrocinéticas: habilidade para operar em baixas profundidades com gerador elétrico e transmissão acima d'água, facilidade de operação em canais com diferentes profundidades e largura, oportunidade de empilhamento em uma espécie de cerca para capturar maior quantidade de fluxo.

Uma vantagem considerável das turbinas hidrocinéticas de eixo vertical com relação às turbinas de fluxo axial é o fato de essas últimas atingirem normalmente altas velocidades de ponta, tornando-as mais propensas à cavitação, o que reduz a eficiência e pode originar danos superficiais. Diferenças significantes entre turbinas hidrocinéticas e turbinas eólicas incluem mudanças no número de Reynolds, diferentes condições de fluxo de entrada, diferentes características de esteio e possibilidade de cavitação.

As turbinas de eixo vertical são também geralmente projetadas com pás de dimensões reduzidas em comparação com as turbinas horizontais, tornando a fabricação e transporte dos equipamentos menos árduo.

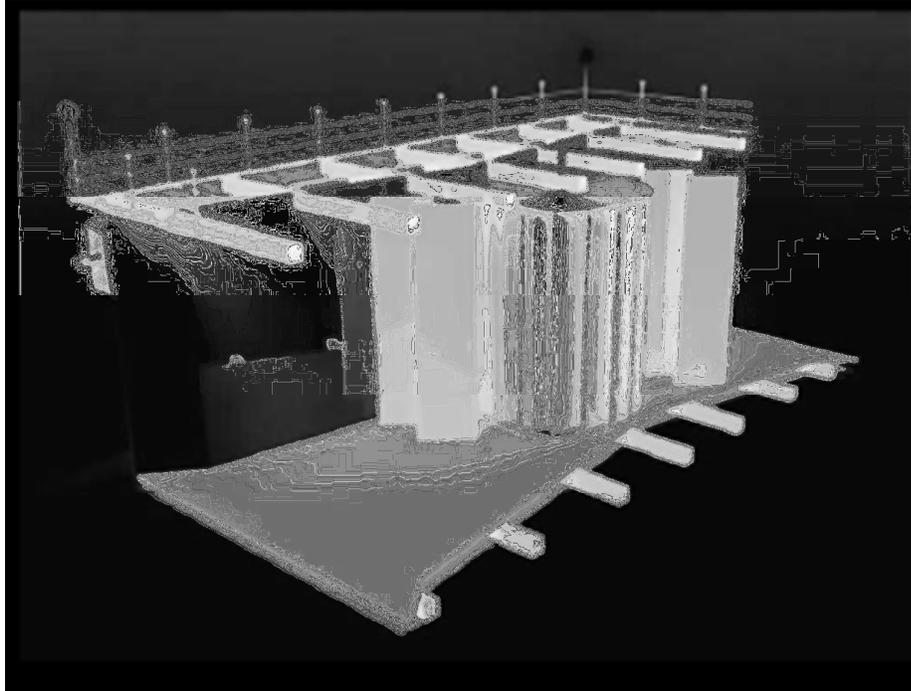


Figura 1.11 - Conceito de turbina de eixo vertical com encapsulamento - Neptune Proteus Mark III. (HARDISTY, 2009, p.101).

Para aumentar a densidade total de potência, alguns projetos incorporam um duto para afunilar mais massa através da área do rotor. Turbinas encapsuladas aumentam a velocidade na entrada do rotor por meio do efeito Venturi e, uma vez que o encapsulamento induz maior fluxo de massa através da turbina, aumenta-se a energia total disponível. No entanto, existe considerável aumento no custo total do projeto devido a grande estrutura que será anexada ao sistema.

2 POTENCIAL DE GERAÇÃO DE ENERGIA ATRAVÉS DE CORRENTES PLUVIAIS E MARÍTIMAS NO BRASIL

O Brasil possui um ótimo potencial de geração de energia através de correntes pluviais e marítimas. A rede hidrográfica brasileira se destaca pela sua grande capacidade energética, uma vez que existem vastas bacias hidrográficas com grandes trechos navegáveis e enorme potencial hidráulico.

O clima úmido do país origina inúmeros rios com grande volume de água e em sua maioria perenes, uma vez que o regime de nível, que é a variação do volume de águas dos rios e está relacionado à sua origem, é em geral pluvial, ou seja, proveniente das chuvas. Uma das exceções é a bacia amazônica, que possui regime de nível relacionado com o degelo da Cordilheira dos Andes. Adicionalmente, a muitos dos rios brasileiros correm sobre planaltos e depressões, o que gera inúmeras quedas d'água e afunilamentos de elevado potencial energético natural.

Outra vantagem significativa para a instalação de pequenas unidades de geração hidrocínética de energia elétrica no Brasil é a predominância de rios de drenagem exorréica, ou seja voltada para o oceano, e de tipo estuário, com um largo canal de escoamento e sem depósito de sedimentos, o que favorecem a instalação de pequenas turbinas. Existem ainda pouquíssimos do tipo delta, que formam regiões com grande acúmulo de detritos, ilhas e canais de escoamento na região da foz.

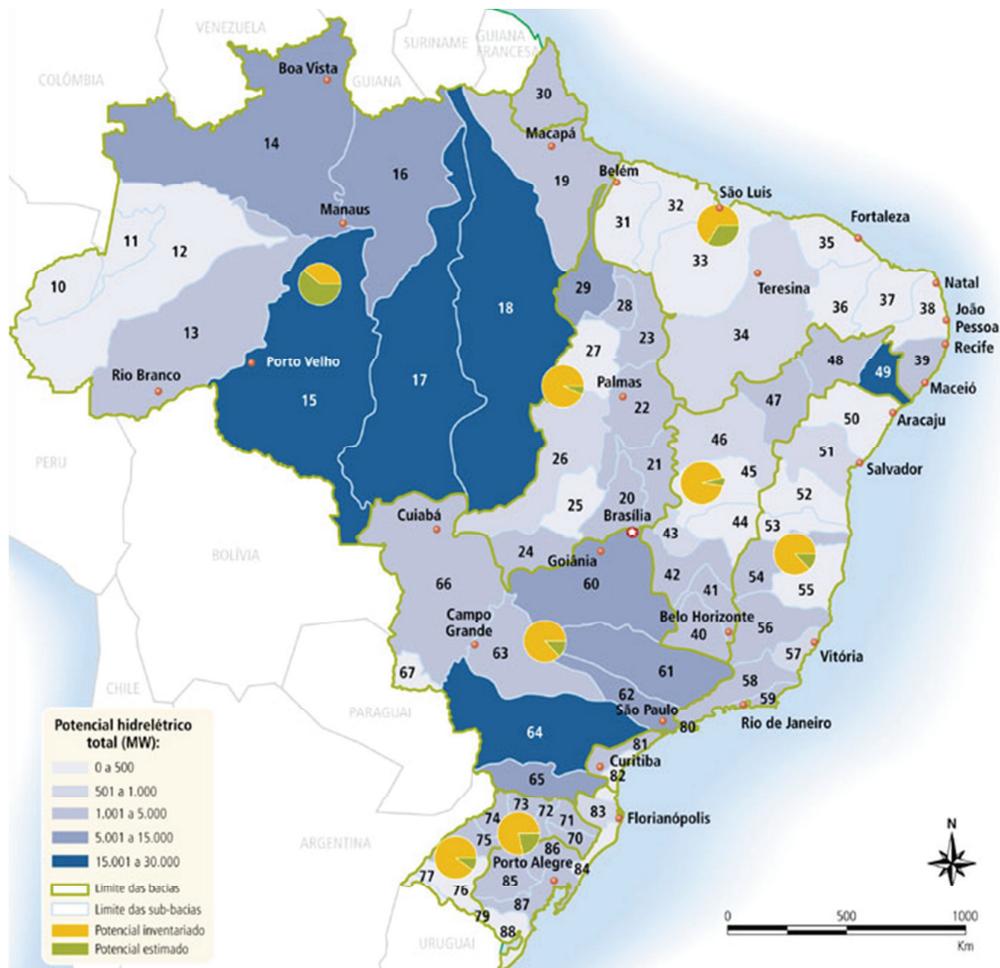


Figura 2.1 - Potencial hidrelétrico brasileiro. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS. Sistema de informação do potencial hidrelétrico brasileiro – SIPOT. Rio de Janeiro, 2003).

A Amazônia, por exemplo, possui a maior bacia de drenagem do mundo com cerca de 7.050.000 quilômetros quadrados. Dominada naturalmente pelo rio Amazonas, é responsável por cerca de um quinto do fluxo pluvial total do mundo e a descarga de água anual média do rio Amazonas no oceano Atlântico é de aproximadamente $1,8 \times 10^5 \text{ m}^3 \text{ s}^{-1}$. O estuário do rio Amazonas tem mais de 330 km de largura e a “...água do rio Amazonas pode migrar ao norte até Barbados e até uma distância de mais de 300 km da costa.” (HARDISTY, 2009, p.256).

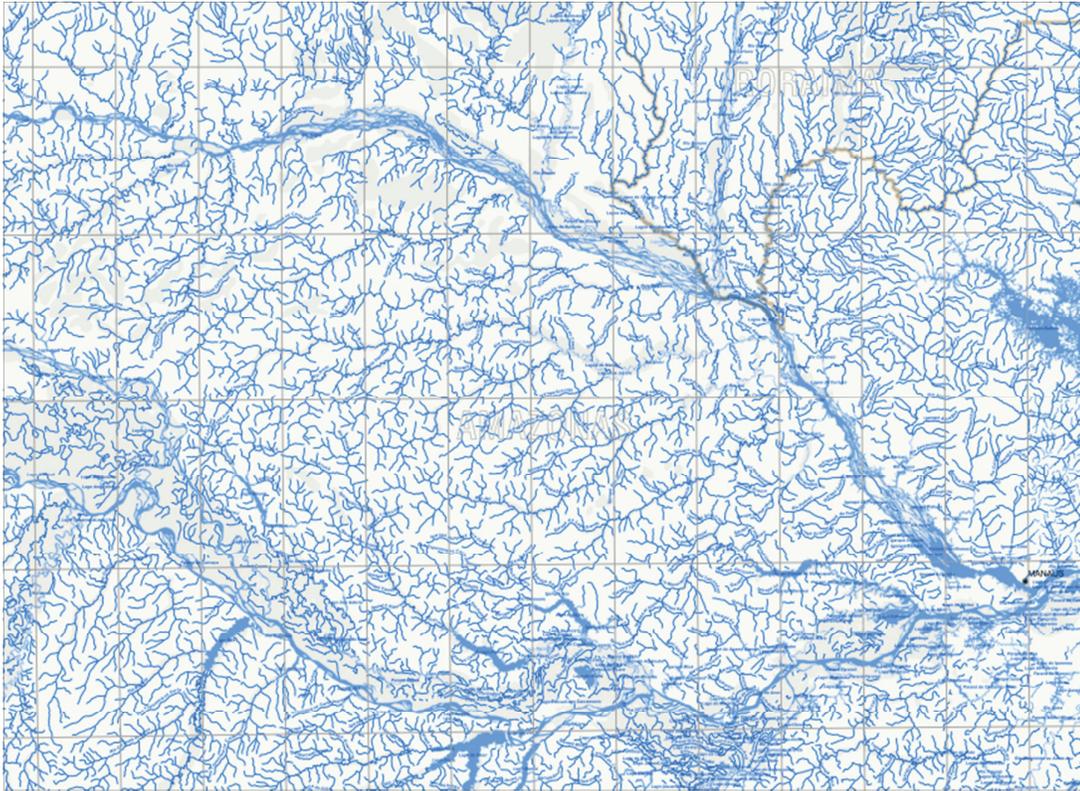


Figura 2.2 - Mapa hidrográfico da bacia amazônica próximo à Manaus. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS. Atlas do potencial hidrelétrico brasileiro. Rio de Janeiro, 2003).

Existem fortes correntezas associadas com a maré no estuário do rio Amazonas, as quais são resultado, em parte, do vasto volume de água que entra e sai do rio em cada maré e podem atingir velocidades na borda do estuário superiores 2,19 m/s próximo a estação 10.6 mostrada em detalhe na figura 2.3.

A densidade demográfica dessa região é também extremamente baixa, e com exceção de alguns aglomerados urbanos como Manaus, a população se caracteriza por diversas comunidades ribeirinhas em áreas remotas. Algumas dessas comunidades ainda convivem com problemas sérios de infra-estrutura, dentre os quais o acesso à energia elétrica. A utilização de sistemas descentralizados de geração de energia através de turbinas hidrocínicas se mostra uma excelente alternativa para tais comunidades, e é economicamente atrativo já que o custo de longas linhas de transmissão para o atendimento de pequenas comunidades é alto.

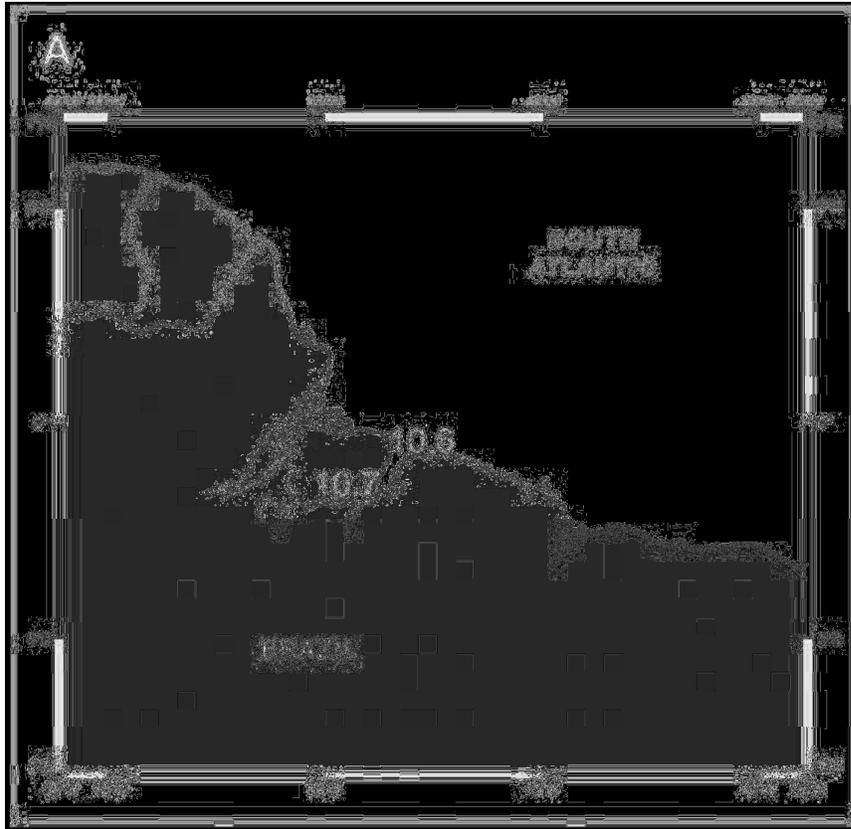


Figura 2.3 - Bacia do rio Amazonas. (HARDISTY, 2009, p.255).

Outra região litorânea de enorme potencial hidrocínético é a bacia do Rio de Janeiro, que compreende uma vasta área limitada ao sul pelo estado do Paraná, próximo ao porto de Paranaguá e ao norte pelo estado do Espírito Santo, englobando todo o litoral paulista e fluminense.

Medições realizadas próximas a entrada de Paranaguá resultaram em picos de correnteza média na ordem de 2,24 m/s, o que determina um potencial de geração de energia equivalente à bacia do rio Amazonas.

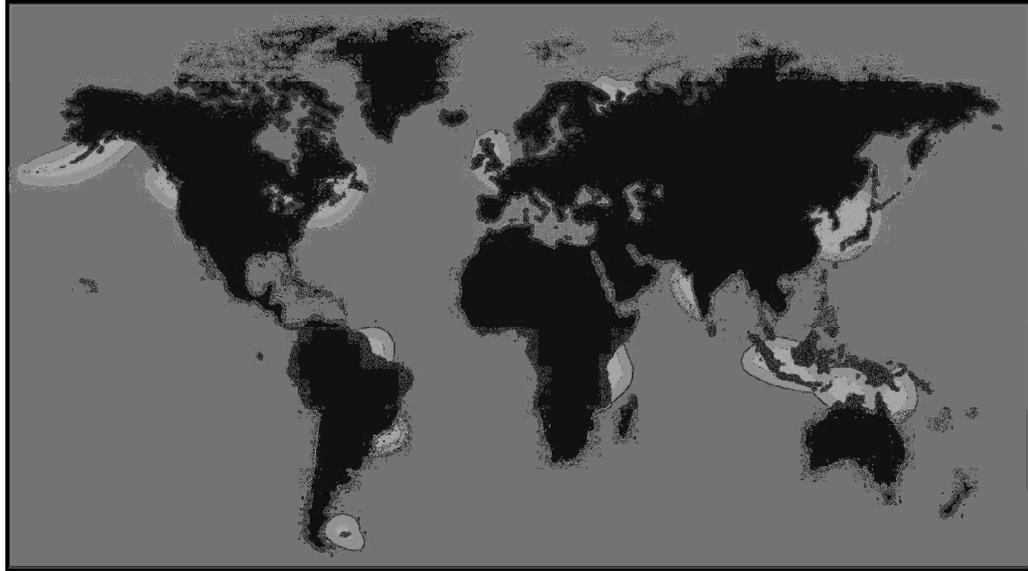


Figura 2.4 - Distribuição global de fluxo de marés de grande potencial. (HARDISTY, 2009, p.123).

Existe também complementaridade sazonal e geográfica entre os regimes naturais de vento, irradiação solar e precipitação pluvial. A inserção de sistemas alternativos de geração de energia em associação ou direcionados separadamente para cada região brasileira (turbinas hidrocínéticas, turbinas eólicas e usinas solares) potencializa a estabilidade sazonal na oferta de energia com custo ambiental extremamente baixo.

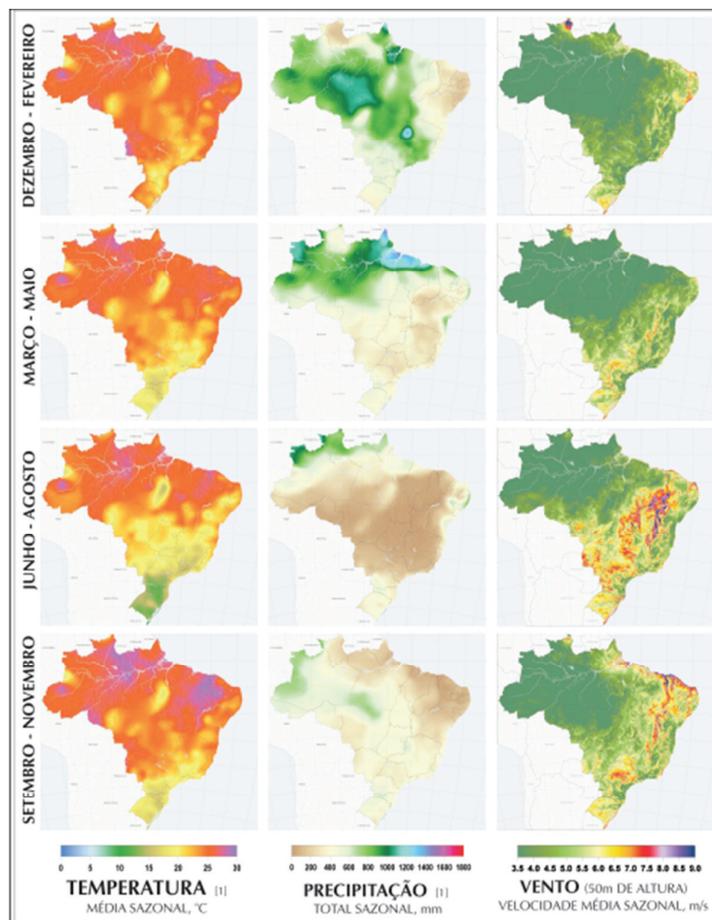


Figura 2.5 - Médias climatológicas sazonais de temperatura, precipitação e velocidade de vento sobre o Brasil. (CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS – ELETROBRAS, Atlas do Potencial Eólico Brasileiro, 2001)

Sistemas hidrocinéticos de geração de energia são os mais indicados principalmente nas regiões norte e centro-oeste brasileiras devido ao elevado nível de precipitação. Nessas regiões a associação de sistemas hidrocinéticos com sistemas solares e eólicos é uma alternativa viável.

Estudos detalhados devem ser feitos para cada caso de instalação e localização das turbinas, mas a região de máxima energia hidrocinética disponível se localiza tipicamente um pouco abaixo da superfície do leito. A figura 2.6 mostra as isolinhas de velocidade do rio Ivaí localizado na bacia do rio Paraná no período anual de maior vazão.

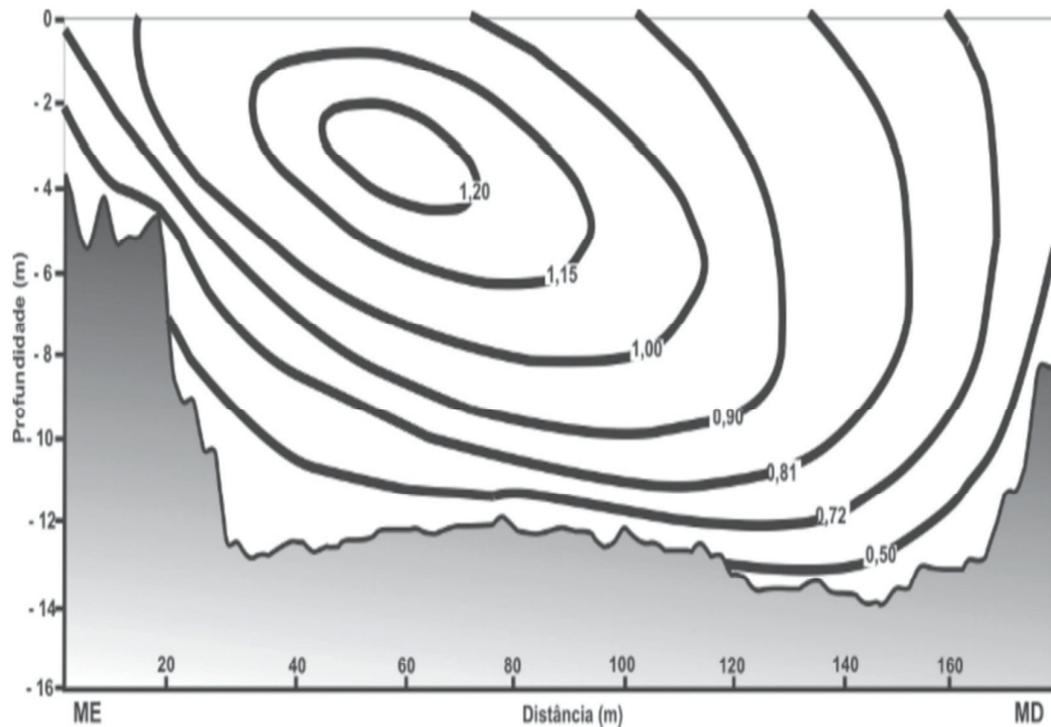


Figura 2.6 - Isolinhas de velocidade do leito do rio Ivaí. (Kuerten, S.; Santos, M. L.; Silva, A., 2009, p. 143).

De maneira bastante simplificada, para tal localidade, a turbina hidrocínética poderia ser posicionada aproximadamente entre dois e quatro metros de profundidade para utilização da região de maior potência hidráulica.

A velocidade não muda significativamente dentro de certo limite de altura. Tem-se, por exemplo, variação de aproximadamente 4% na velocidade de fluxo para uma turbina com altura superior a 4 metros, o que torna a relação de torque gerado em uma seção fina praticamente constante. Essa característica será de fundamental importância na aproximação do modelo tridimensional completo da turbina por um modelo com menor número de graus de liberdade de apenas uma pequena seção transversal.

3 EXTRAÇÃO DE POTÊNCIA HIDROCINÉTICA

A turbina hidrocínética captura a energia cinética das correntes de água em um rotor que consiste de duas ou mais pás mecanicamente acopladas a um gerador elétrico.

3.1 Turbina Ideal

Um modelo simples, atribuído a Betz (1926), pode ser usado para determinar a potência de uma turbina ideal, o empuxo da água no rotor ideal e o efeito da operação do rotor no ambiente local.

A análise assume um volume de controle, no qual os contornos do volume de controle são a superfície de um tubo de corrente e as duas seções transversais do tubo de corrente. O único fluxo é através das extremidades do tubo de corrente. A turbina é representada por um atuador de disco uniforme, o qual cria uma descontinuidade de pressão no fluido que passa através do tubo de corrente. Nota-se ainda que a análise não é limitada a nenhum tipo particular de turbina.

A análise considera fluxo em regime permanente, homogêneo, incompressível, sem arrasto por atrito, número infinito de pás, empuxo uniforme na área do rotor e a pressão estática distante a jusante e a montante do rotor é igual a pressão estática do ambiente sem perturbação.

Nessas condições, a potência total que pode ser extraída do fluido em movimento é determinada por:

$$P_T = \frac{1}{2} \rho S v_o^3 \quad (3.1)$$

Onde S é a área do disco ideal, ρ é a densidade do fluido (no estudo em questão a água), e v_o é a velocidade no dispositivo de potência.

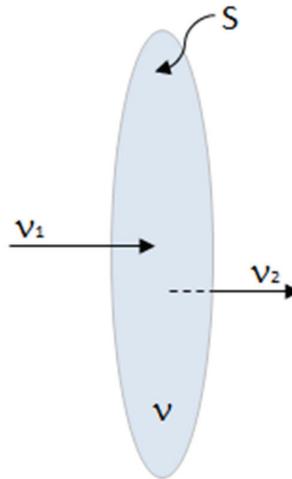


Figura 3.1 - Volume de controle ideal.

Aplicando a conservação de massa para este volume de controle,

$$\dot{m} = \rho S_1 v_1 = \rho S v = \rho S_2 v_2 \quad (3.2)$$

onde v_1 é a velocidade a montante do rotor e v_2 é a velocidade a jusante do rotor.

Já a força exercida pelo fluido no rotor pode ser escrita como

$$F = m \frac{dv}{dt} = \dot{m} \Delta v = \rho S v (v_1 - v_2) \quad (3.3)$$

O trabalho feito por essa força pode ser escrito como

$$dE = F dx \quad (3.4)$$

E derivando-se a equação do trabalho, determina-se a potência (taxa de variação do trabalho no tempo):

$$P = F \frac{dx}{dt} = F v = \rho S v^2 (v_1 - v_2) \quad (3.5)$$

No entanto, a potência pode ser calculada de outra maneira utilizando-se a energia cinética.

$$P = \frac{1}{2} \rho S v (v_1^2 - v_2^2) \quad (3.6)$$

Manuseando as equações 3.5 e 3.6 determina-se que a velocidade no disco ideal é a média da velocidade à montante e à jusante do disco:

$$v = \frac{1}{2} (v_1 + v_2) \quad (3.7)$$

Dessa forma, substituindo a informação contida na equação 3.7 na descrição de potência 3.6, a potência extraída no rotor pode ser expressa por:

$$P = \frac{1}{4} \rho S (v_1 + v_2) (v_1^2 - v_2^2) = \frac{1}{4} \rho S v_1^3 \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 + \left(\frac{v_2}{v_1} \right) - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^3 \right) \quad (3.8)$$

Já o coeficiente de potência pode ser calculado dividindo-se a equação 3.8 pela potência total do fluido (equação 3.1):

$$C_P = \frac{1}{2} \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 + \left(\frac{v_2}{v_1} \right) - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^3 \right) \quad (3.9)$$

Derivando-se a equação acima com relação à razão v_2/v_1 e igualando-se a zero, determina-se que o coeficiente de potência máximo é de aproximadamente 59,3% para a razão $v_2/v_1 = 1/3$.

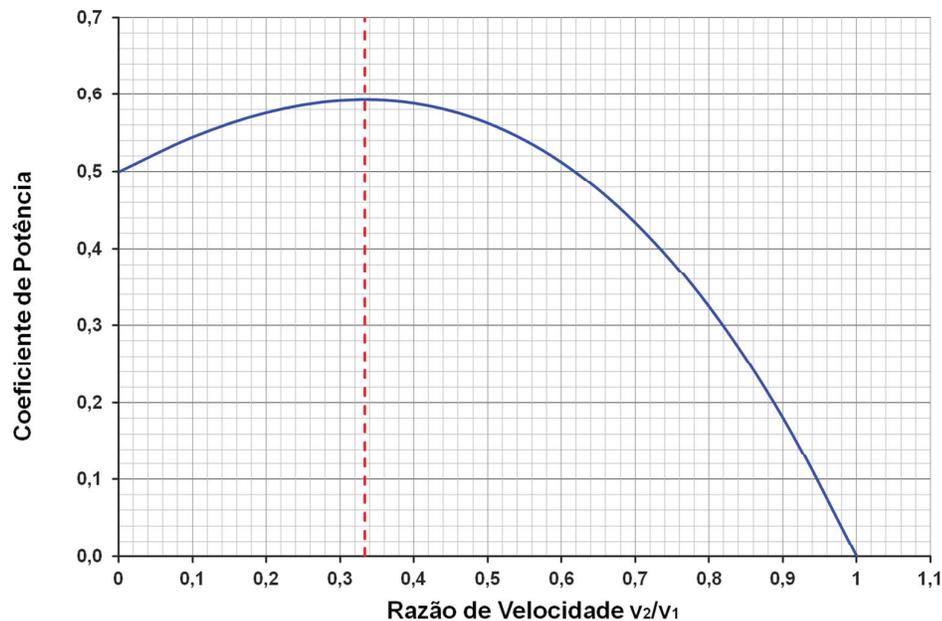


Figura 3.2 - Coeficiente de potência para o atuador de disco ideal.

Uma observação deve ser feita para valores muito baixos de velocidade da saída da turbina. Segundo o equacionamento acima, para valores próximos de zero para a razão entre as velocidades a eficiência da turbina se aproxima a 50%. No entanto, algumas considerações iniciais como densidade constante e fluxo apenas axial não são válidas nessa região, tornando o modelo inconsistente para velocidade de saída próxima a zero.

3.2 Turbina Hidrocinética de Eixo vertical

Para uma turbina de eixo vertical, a área varrida pela turbina é:

$$S_{\text{ref}} = 2RH \quad (3.10)$$

com R e H sendo o raio e a altura da turbina respectivamente, como mostrado na figura 3.3.

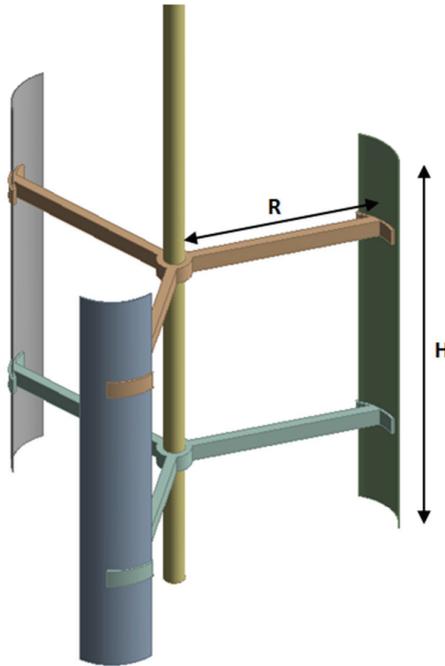


Figura 3.3 - Dimensões básicas da turbina hidrocínética.

Como já elucidado brevemente na seção 1.3.1, existem grandes diferenças entre o emprego de turbinas para extração de energia eólica e de correntes de água, o que pode determinar diferentes configurações ideais de turbina para cada aplicação.

Uma diferença muito importante entre fluxos de vento e de correntes aquáticas é a velocidade de fluxo livre típica. Turbinas eólicas são projetadas para velocidades típicas dos ventos ao redor de 12 m/s enquanto turbinas hidrocínéticas tendem a ficar próximo de 1 a 2 m/s no máximo. Como já descrito (equação 3.1), a potência disponível varia com o cubo da velocidade do fluxo, tornando esse fato de grande relevância.

Outra diferença, no entanto, é a densidade dos fluidos. Uma vez que a densidade da água é em torno de 840 vezes maior que a densidade do ar, o potencial de geração de energia é maximizado para aplicações hidrocínéticas.

Além de variações devido à mudança da corrente pluvial ou marítima, a dinâmica de uma turbina de eixo vertical pode ser por si só bastante complexa. O campo de escoamento é muito transitório e tridimensional e existe muita interferência entre os turbilhões de água e as pás. Em adição, o comportamento de separação do fluido é bastante importante uma vez que a pá encontra mudanças muito rápidas do ângulo de ataque com a rotação. Sendo assim, a teoria

básica de cálculo para o Momento de um Elemento de Pá pode servir apenas como um ponto de partida para o entendimento da dinâmica do fluxo através da turbina.

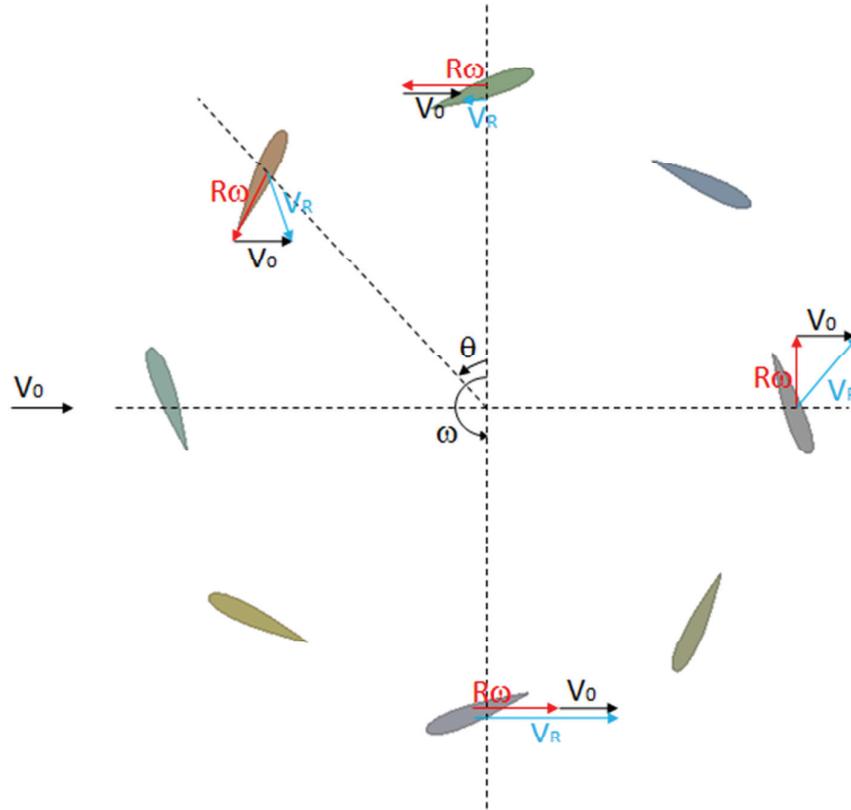


Figura 3.4 - Somatório de velocidades em função da posição de azimute da pá.

A posição da pá da turbina pode ser descrita por sua coordenada azimutal (θ). Com a rotação da pá, a velocidade resultante pode ser calculada através da velocidade de fluxo livre V_0 assim como pela velocidade tangencial $V_\theta = \omega R$ onde ω é a velocidade angular e R é o raio da turbina. O módulo da velocidade resultante para a pá em função da posição de azimute pode ser determinada por:

$$|\vec{V}_R| = \sqrt{(V_0 + V_\theta \cos \theta)^2 + (V_\theta \sin \theta)^2} \quad (3.11)$$

A razão da velocidade tangencial e da velocidade de fluxo livre é comumente chamada de razão de velocidade da ponta, λ , sendo assim:

$$\lambda = \frac{\omega R}{V_0} \quad (3.12)$$

O ângulo de ataque, α , é uma medida da distância angular entre a velocidade resultante V_R e a corda da pá, a qual para uma turbina de eixo vertical tem geralmente a mesma direção da velocidade tangencial. O ângulo de ataque pode ser calculado da seguinte forma:

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin \theta}{\lambda + \cos \theta} \right) \quad (3.13)$$

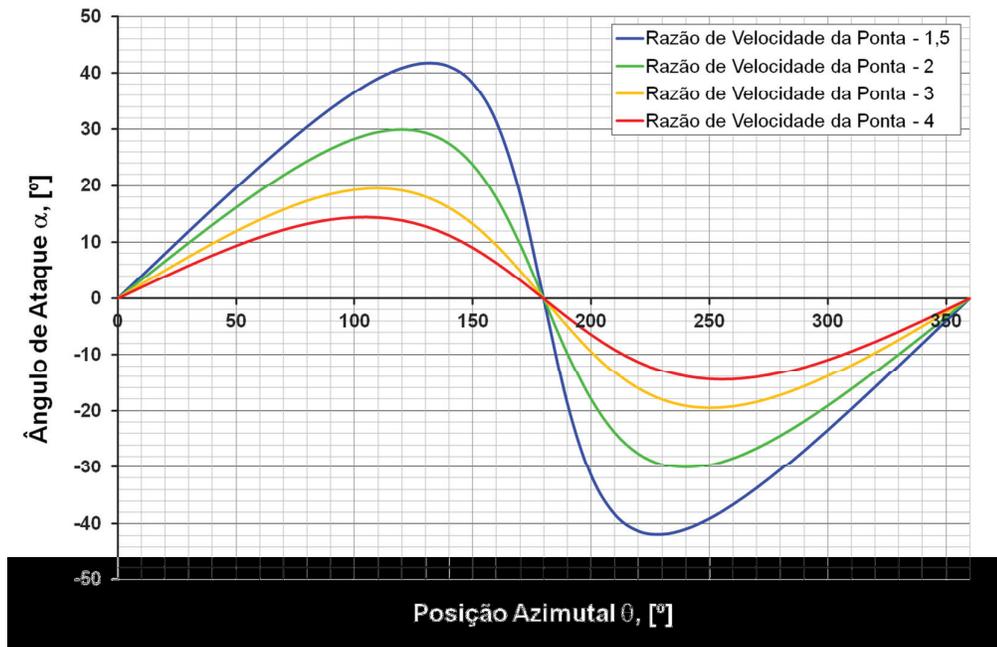


Figura 3.5 - Ângulo de ataque em função da posição de azimute.

Nota-se que na figura 3.5 a posição de azimute é dada de acordo com a referência mostrada na figura 3.4.

Projetos modernos de turbinas de eixo vertical utilizam ângulo de ataque com avanço permanente ou variável. No projeto aqui descrito, utilizar-se-á avanço permanente de 20° no ângulo de ataque. Esse avanço do ângulo de ataque se baseia em referências que indicam melhor eficiência aliada com redução das forças radiais na turbina e ainda pequena probabilidade de separação do fluido para deslocamento do ângulo de ataque de 20° . (LAZAUKAS e KIRKE, 2012)

Alguns projetos utilizam ainda ângulo de ataque variável, o que requer um sistema de controle e atuadores para variação do ângulo no decorrer do movimento rotacional da turbina. Essa opção não será estudada em detalhes no presente texto devido aos custos e aumento da complexidade envolvida com o projeto de turbinas hidrocínéticas de eixo vertical com ângulo de ataque variável.

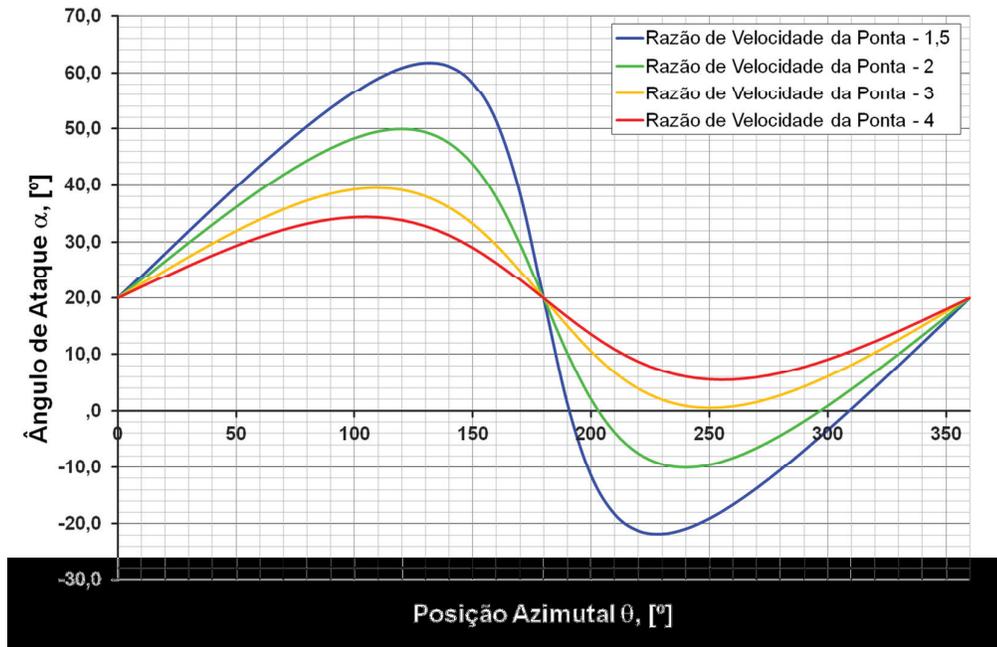


Figura 3.6 - Ângulo de ataque em função da posição de azimute, com avanço de 20°.

O cálculo do número de Reynolds é muito importante para a caracterização do fluxo. Na realidade existem dois números de Reynolds característicos a serem considerados. Primeiramente, o número de Reynolds pode ser determinado a partir da velocidade de fluxo livre e do comprimento da corda (c):

$$Re_c = \frac{\rho V_0 c}{\mu} \quad (3.14)$$

onde μ é a viscosidade dinâmica do fluido.

Este número de Reynolds serve como referência para a determinação do regime de operação da turbina, e é uma descrição adequada do fluxo para uma turbina estacionária, mas para uma turbina em movimento de rotação o número de Reynolds é melhor descrito a partir da velocidade relativa da turbina V_R . Dessa forma, o número de Reynolds relativo pode ser definido como:

$$Re_{rel} = \frac{\rho V_R c}{\mu} \quad (3.15)$$

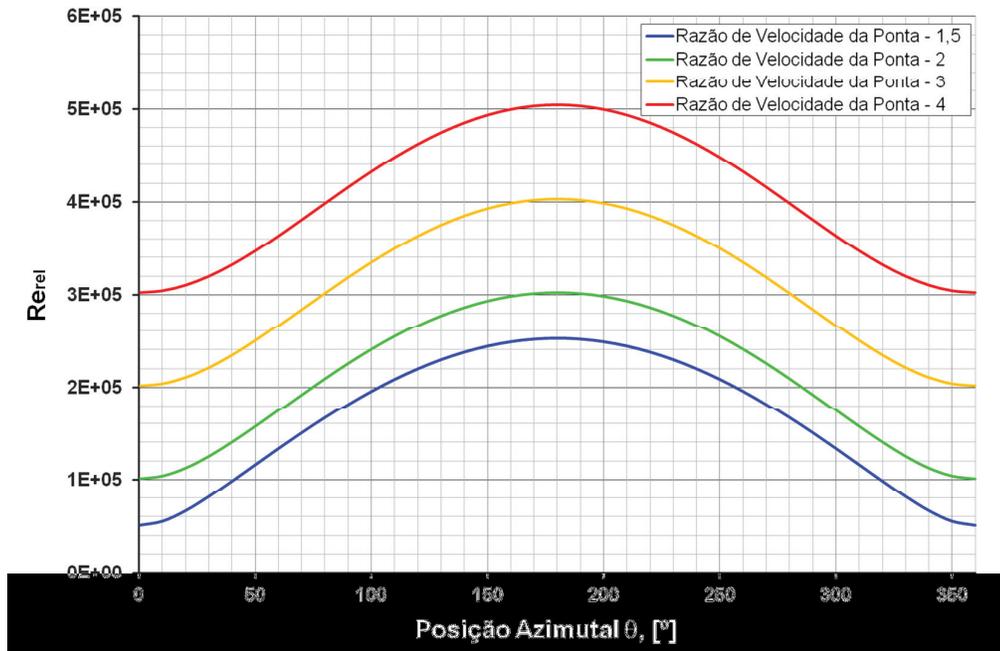


Figura 3.7 - Número de Reynolds em função da posição de azimute.

As forças de sustentação e arrasto, L e D , na pá resultam da diferença de pressão e tensão cisalhante nas paredes da pá. A força de arrasto é a componente na mesma direção do vetor de velocidade relativa da pá e a força de sustentação é a componente na direção perpendicular, vide figura 3.8. Tais forças hidrodinâmicas são especialmente dependentes do ângulo de ataque assim como do número de Reynolds relativo.

Considerando a análise bidimensional, essas forças podem ser normalizadas através dos coeficientes de sustentação e arrasto, C_l e C_d respectivamente.

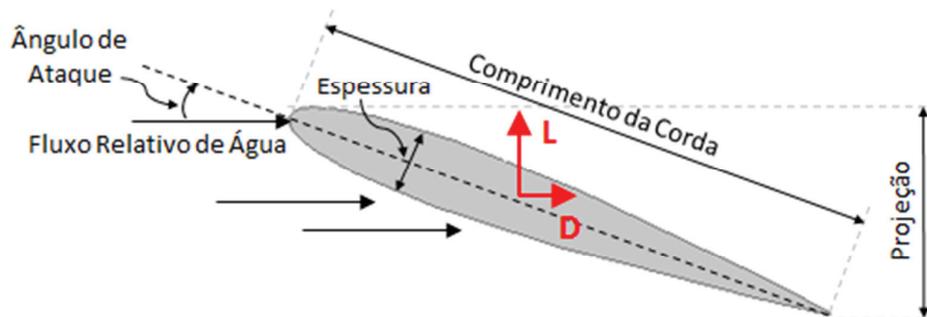


Figura 3.8 - Perfil de aleta simétrico.

$$C_d = \frac{2D}{\rho V_R^2 c} \quad (3.16)$$

$$C_l = \frac{2L}{\rho V_R^2 c} \quad (3.17)$$

O Método do Elemento de Pá (Blade Element Method – BEM) é um bom ponto de partida para a descrição da turbina hidrocínética; no entanto, a natureza complexa do fluxo através da turbina não pode ser totalmente avaliada através desse método.

Primeiramente, uma vez que cada uma das pás da turbina hidrocínética alteram a velocidade do fluido e a característica de turbulência, no detalhe a velocidade na borda de ataque das pás não será a velocidade de fluxo livre, ou seja, o movimento e posicionamento das pás alteram a velocidade do fluido incidente nas outras pás e conseqüentemente o torque desenvolvido por elas. Em adição, existe o problema de esteio dinâmico (separação do fluido na pá) onde os coeficientes de sustentação e arrasto para as pás não são apenas dependentes do ângulo de ataque, mas também da taxa de mudança do ângulo de ataque para uma pá em particular. Esta característica transiente e tridimensional do fluxo para uma turbina de eixo vertical torna a predição do fluxo e da extração de potência muito complicada.

Para valores altos de solidez (equação 3.18) a aproximação através do Método do Elemento de Pá ficará adicionalmente prejudicada devido à interação entre as pás descrita no parágrafo anterior.

$$\sigma = \frac{Nc}{2\pi R} \quad (3.18)$$

onde N é o número de pás da turbina.

As forças de arrasto e sustentação na pá criam um torque ao redor do eixo da turbina.

$$T = R(L \cos \alpha - D \sin \alpha) \quad (3.19)$$

Para melhor analisar a extração de torque da turbina é comum normalizar tal variável pelas características do fluxo e também pelos próprios dados geométricos da turbina, ou seja, pelo máximo torque que poderia ser desenvolvido pela turbina ideal:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 S_{ref} R} \quad (3.20)$$

O coeficiente de torque, descrito na equação 3.20, será a variável comumente utilizada para comparação dos diferentes conceitos de turbinas de eixo vertical analisadas nesse trabalho.

Já a potência extraída da turbina é determinada por

$$P = T\omega \quad (3.21)$$

O coeficiente de potência C_p é uma medida da quantidade de potência extraída a partir do total de potência disponível no fluxo.

$$C_P = \frac{P}{P_0} = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho V_0^3 S_{\text{ref}}} \quad (3.22)$$

O coeficiente de potência e o coeficiente de torque podem ser relacionados através da razão de velocidade da ponta.

$$C_P = \lambda C_T \quad (3.23)$$

4 METODOLOGIA

As análises de Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD, sigla em inglês) têm se popularizado como ferramentas para estudo e projeto de turbinas hidrocínéticas pela capacidade de resolver o campo completo de fluxo com poucas limitações.

O apêndice C apresenta em detalhes as características e deduções dos equacionamentos básicos da dinâmica dos fluidos envolvidos no problema em questão, os quais evidenciam a conservação de massa, quantidade de movimento e energia.

Pelo princípio de conservação de massa, a massa virtual que flui para fora do volume de controle V através da superfície S é igual à taxa temporal de decaimento da massa dentro do volume de controle.

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (4.1)$$

Para a descrição da conservação da quantidade de movimento, considera-se um elemento de fluido móvel, como mostrado na figura C.2. A segunda lei de Newton pode ser aplicada ao elemento de fluido móvel, de tal forma que as forças virtuais no elemento fluido são iguais a sua massa multiplicada por sua aceleração. Dessa forma obtém-se as equações completas de Navier-Stokes na forma conservativa;

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda (\nabla \cdot \vec{V}) \right) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho f_x \end{aligned} \quad (4.2a)$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\
&= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda (\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho f_y
\end{aligned} \tag{4.2b}$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\
&= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda (\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \rho f_z
\end{aligned} \tag{4.2c}$$

A seguir, aplica-se o princípio físico fundamental de conservação da energia, ou seja, a primeira lei da termodinâmica aplicada a um elemento de fluido que se move com o fluxo. Nessa condição, a taxa de mudança da energia dentro do elemento iguala-se a soma do fluxo virtual de calor dentro do elemento e da taxa de trabalho realizada no elemento devido as forças de corpo e superfície.

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] \\
&= \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial(u p)}{\partial x} - \frac{\partial(v p)}{\partial y} \\
&- \frac{\partial(w p)}{\partial z} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial(v \tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial(v \tau_{yy})}{\partial y} \\
&+ \frac{\partial(v \tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial(w \tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial(w \tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial(w \tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V}
\end{aligned} \tag{4.3}$$

4.1 Condições de Contorno e Domínio Computacional

Para minimizar os custos computacionais e ainda capturar fenômenos de oscilação do campo de velocidade e pressão no fluido foi empregado alongamento mínimo da região a montante da turbina. No entanto, a malha pôde ser reduzida devido a condição de simetria no plano transversal ao fluxo.



Figura 4.1 - Vista superior do domínio computacional.

Como mostrado na figura 4.1, o domínio se estende para a esquerda, para a direita e a jusante em $5R$, e em $30R$ a montante da turbina, sendo que R é a medida do raio da turbina.

Os contornos laterais foram configurados como parede sem escorregamento para melhor caracterização do fluxo transversal através da turbina, na entrada foi considerada velocidade de $0,5 \text{ m/s}$ e na saída considerou-se variação de pressão absoluta igual a zero.

O refinamento da malha foi aumentado devido ao tratamento de parede utilizado, modelo de parede próxima, em associação com o modelo padrão $k - \omega$, uma vez que esse modelo apresenta desempenho superior para camadas próximas a parede, cisalhamento livre, fluxos com baixo número de Reynolds, gradiente de pressão adversa e separação (aero e hidrodinâmica externa e turbo máquinas). As figuras 4.2 e 4.3 mostram a malha geral e detalhada do modelo de CFD.

As malhas criadas para a resolução do problema apresentam em média 1 milhão de elementos, dentre os quais aproximadamente 600 mil tetraedros, os quais foram utilizados para o refinamento próximo às pás mas não na superfície das mesmas, e 400 mil hexaedros utilizados tanto no domínio geral como nas camadas próximas às paredes das pás.

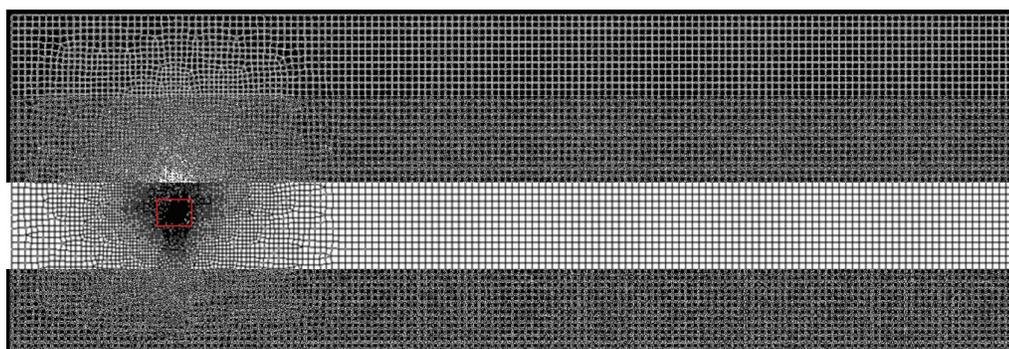


Figura 4.2 - Malha no plano xy .

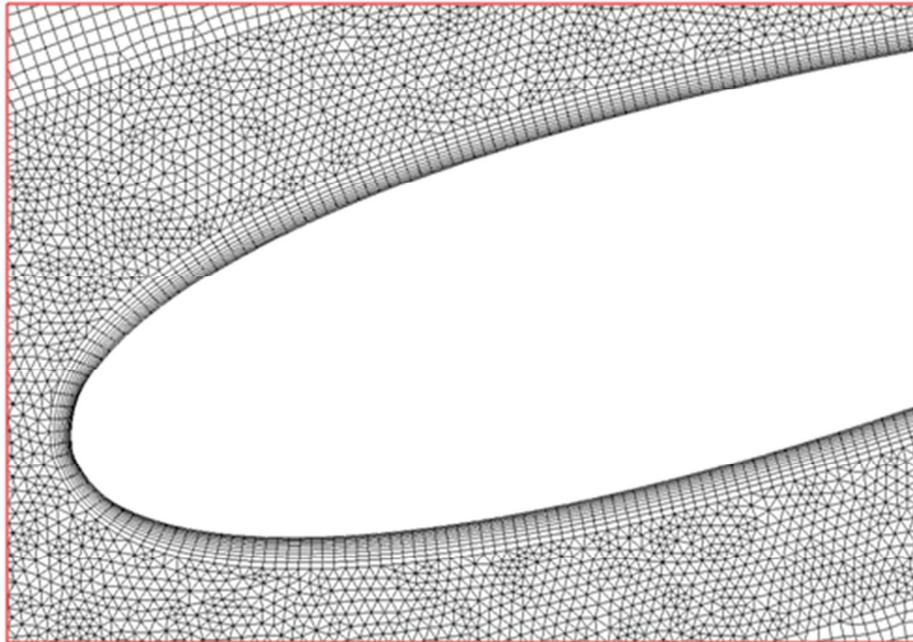


Figura 4.3 - Refinamento de parede próxima.

Para maior exatidão das respostas, considerou-se critério de convergência de $1e-5$ para o valor RMS dos resíduos. A figura 4.4 mostra ainda a convergência dos resultados de acordo com o refinamento do domínio ou seja aumento do número de células empregadas.

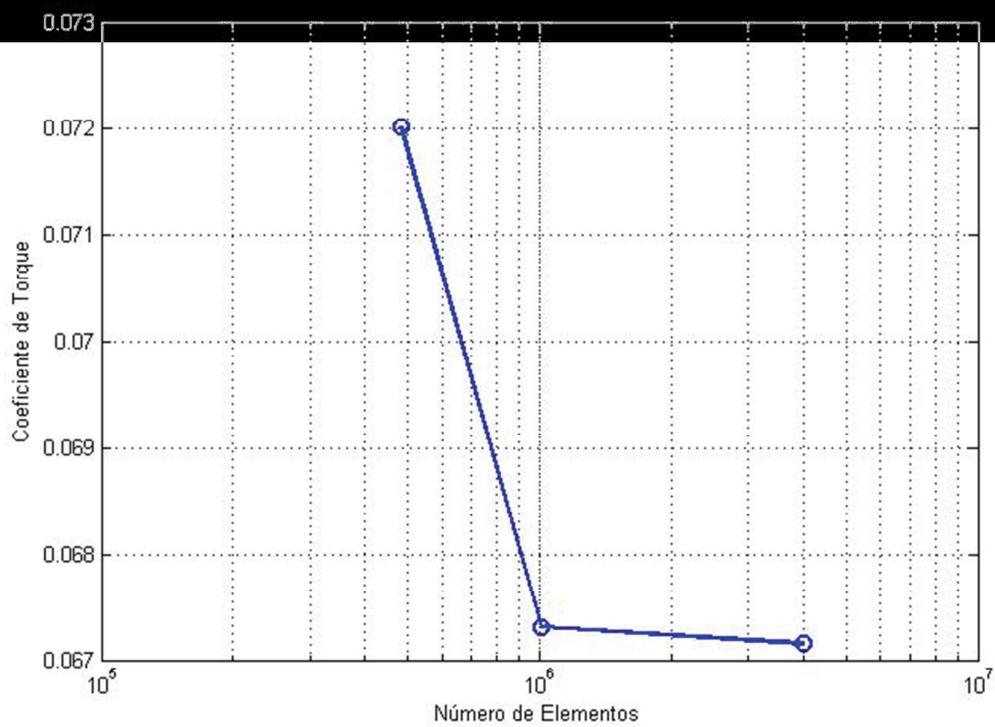


Figura 4.4 - Convergência do coeficiente de torque de acordo com o refinamento da malha.

5 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Por mais de quarenta anos, pesquisas e desenvolvimentos na área de energia eólica tem produzido uma quantidade enorme de informações sobre aspectos de projeto de turbinas de vento de fluxo axial. Enquanto esse tipo de turbina é atualmente bem desenvolvida nos diversos aspectos econômicos e tecnológicos, pouca atenção foi dada às turbinas de eixo vertical após a primeira década de desenvolvimento, quando a predominância das turbinas axiais para geração de eletricidade foi estabelecida.

Não obstante, pesquisas quanto à utilização de turbinas de eixo vertical em aplicações submersas são ainda mais recentes e pouco desenvolvidas, apesar das muitas vantagens desse tipo de turbina em aplicações hidrocínéticas, vide capítulo 1.

Em vista de tudo isso, existe atualmente muito pouca experimentação e informação sobre o comportamento das turbinas hidrocínéticas de eixo vertical, dificultando de certa forma a utilização de métodos mais simples para o cálculo da turbina, como, por exemplo, o Método do Elemento de Pá. Adicionalmente a falta de informação descrita anteriormente, soma-se a complexa interação entre o fluido e as pás em movimento rotacional, assim como a grande influência de uma pá sobre a outra na determinação do torque e potência do conjunto (vide seção 3.2).

Logo, o desenvolvimento de modelos numéricos se torna uma ferramenta indispensável no projeto das turbinas hidrocínéticas assim como na avaliação de fenômenos complexos de turbulência, ou mesmo da influência do agrupamento de turbinas, posicionamento dos cabos de fixação e etc.

5.1 Parâmetros da Turbina

Ao longo do projeto da turbina serão consideradas diversas configurações de turbina com o intuito de se determinar a melhor solução, não apenas com relação ao rendimento do sistema, mas também com relação a possíveis complexidades de manufatura das aletas e impacto ambiental.

Quatro geometrias básicas de aleta foram consideradas: perfil plano, perfil arco circular, perfil NACA 0018 e perfil assimétrico NACA 1548 , cada qual com comprimento de corda (c) de 0,18 m. Os perfis plano e arco circular possuem espessura de 5 mm. A figura 5.1 apresenta dos diversos perfis de pá estudados:

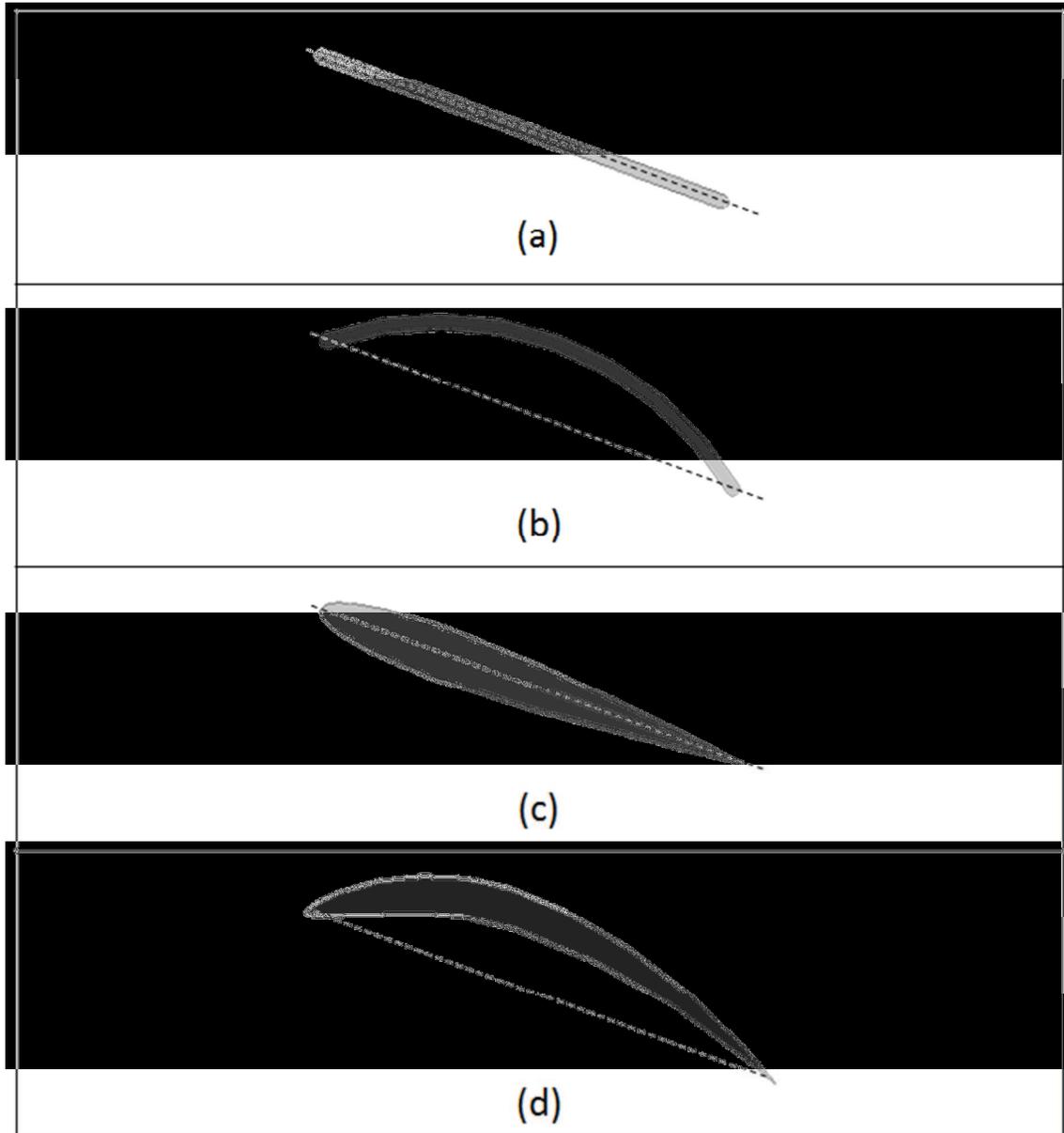


Figura 5.1 – Perfis da pá. (a) Perfil plano. (b) Perfil arco circular. (c) Perfil NACA 0018. (d) Perfil NACA 1548.

Três possibilidades quanto ao número de pás também serão estudadas (vide figura 5.2). Com o intuito de evitar simetria entre as pás da turbina e assim vislumbrar melhor condição

de torque de partida serão consideradas três (3), cinco (5) ou sete (7) pás na turbina hidrocínética.

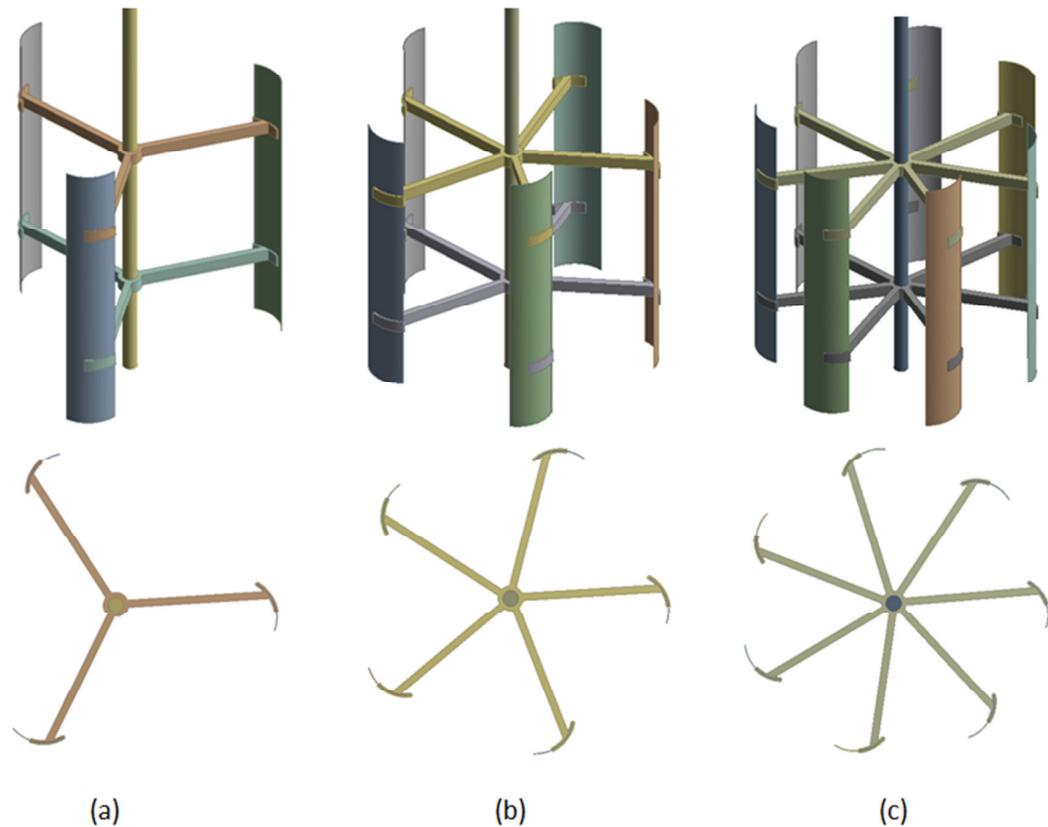


Figura 5.2 - Configurações de turbinas hidrocínéticas de eixo vertical com três (a), cinco (b) e sete (c) pás.

Pode-se notar que a configuração com sete (7) pás já apresenta solidez relativamente elevada, na ordem de 0,40, contra 0,17 e 0,29 para três (3) e cinco (5) pás respectivamente, considerando raio da turbina de 0,5 m. Através de um julgamento demasiadamente simplório conclui-se que o aumento do número de pás, e conseqüentemente da solidez, implicaria no aumento do torque médio assim como diminuição na amplitude de variação do torque da turbina. No entanto, diversos fenômenos são de fato mascarados por tal análise simplificada.

Na realidade, com o aumento do número de pás, a probabilidade e duração do tempo de influência de uma pá em outra são maximizadas, fazendo com que diversas aletas tenham característica de torque prejudicada pelas outras pás em diversas posições de azimute. O aumento da turbulência devido ao grande número de pás também é um fator preponderante para a diminuição da eficiência da turbina.

Economicamente, o aumento do número de pás tem grande influência no custo de produção da turbina, uma vez que o número de componentes do rotor (braços de fixação e encaixes) aumenta na razão de 3:1 com relação ao aumento do número de pás.

Por fim, ainda é esperado que turbinas hidrocínéticas com elevada solidez tenham maior impacto ambiental sobre a fauna aquática e também sejam mais propensas à falhas devido ao maior risco de acumulação e aprisionamento de partículas sólidas na turbina.

5.2 Perfil de Pá

O perfil das pás é fator preponderante para o funcionamento da turbina hidrocínética. Os quatro tipos de perfil analisados implicam em diferentes níveis de complexidade produtiva mas também apresentam eficiência teórica distintas.

O perfil de pá plano é o mais simples mas também o que apresenta menor expectativa de sucesso com sua aplicação devido à baixa razão entre as forças hidrodinâmicas, mas também devido à simetria de tal geometria, o que pode implicar em valor médio de torque extremamente baixo.

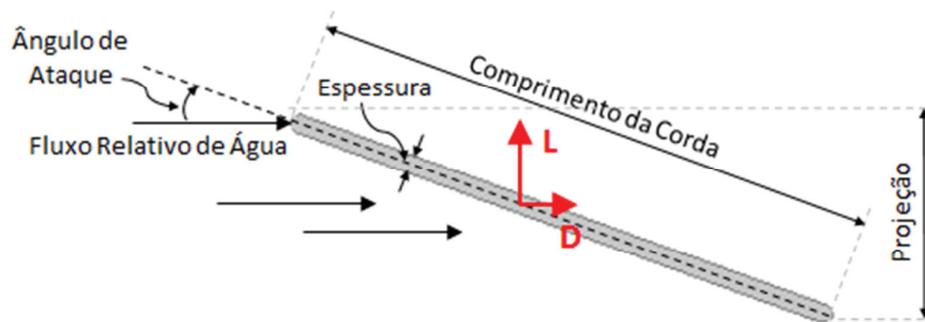


Figura 5.3 - Perfil de aleta plano.

O perfil de pá arco circular também é de manufatura bastante simples (seção de um tubo), no entanto, a eficiência do sistema deve ser maximizada com a sua utilização devido à maior razão entre as forças hidrodinâmicas e também por conta da assimetria do perfil. Esse tipo de perfil de pá é bastante utilizado em grandes máquinas de geração hidrelétrica, como por exemplo nas turbinas do tipo Pelton.

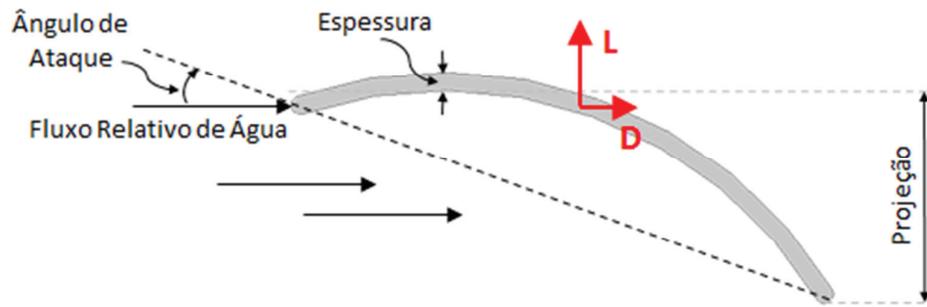


Figura 5.4 - Perfil de aleta arco circular.

O perfil mais amplamente utilizado em aplicações de geração de energia eólica é o perfil NACA, no caso em questão com espessura de 18%. Esse perfil é de manufatura consideravelmente mais complexa do que os anteriormente apresentados. O perfil geométrico pode ser obtido a partir da fórmula de forma da aleta NACA 00xx, onde xx é a razão de porcentagem entre o comprimento da corda e a espessura.

$$y_t = \frac{th}{0,2} c \left[0,2969 \sqrt{\frac{x}{c}} - 0,1260 \left(\frac{x}{c}\right) - 0,3516 \left(\frac{x}{c}\right)^2 + 0,2843 \left(\frac{x}{c}\right)^3 - 0,1015 \left(\frac{x}{c}\right)^4 \right] \quad (5.1)$$

Onde c é o comprimento da corda, x é a posição ao longo da corda de 0 a c , y é a medida da metade da espessura em um valor dado de x (o qual se posiciona na linha de centro) e th é a máxima espessura como fração da corda.

O programa mostrado no apêndice A foi utilizado para gerar a geometria da lâmina de maneira rápida e automática.

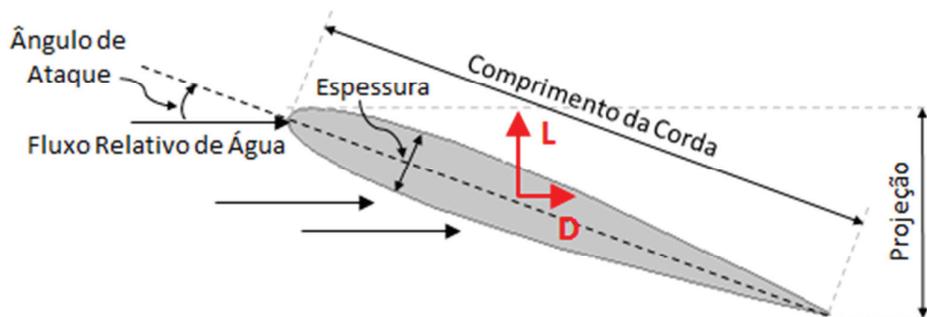


Figura 5.5 - Perfil de aleta NACA 0018.

Outro perfil largamente utilizado é o perfil NACA assimétrico. De fato, as lâminas assimétricas mais simples usam a mesma fórmula usada para gerar os perfis simétricos mas com uma linha média curva. A fórmula usada para calcular a linha média curva é:

$$y_c = \begin{cases} m \frac{x}{p^2} \left(2p - \frac{x}{c} \right), & 0 \leq x \leq p \cdot c \\ m \frac{c-x}{(1-p)^2} \left(1 + \frac{x}{c} - 2p \right), & p \cdot c \leq x \leq c \end{cases} \quad (5.2)$$

Onde m é a curva máxima e p é a localização de máxima curva.

Para essa aleta curva, as coordenadas (x_U, y_U) e (x_L, y_L) , das respectivas posições superiores e inferiores da superfície da aleta tornam-se:

$$x_U = x - y_t \sin \phi, \quad y_U = y_c + y_t \cos \phi \quad (5.3)$$

$$x_L = x + y_t \sin \phi, \quad y_L = y_c - y_t \cos \phi \quad (5.4)$$

onde

$$\phi = \tan^{-1} \left(\frac{dy_c}{dx} \right) \quad (5.5)$$

O perfil NACA 1548 é o de manufatura mais complexa dentre os analisados. Para gerar a geometria mostrada na figura 5.6 foi utilizado o programa desenvolvido no apêndice B.

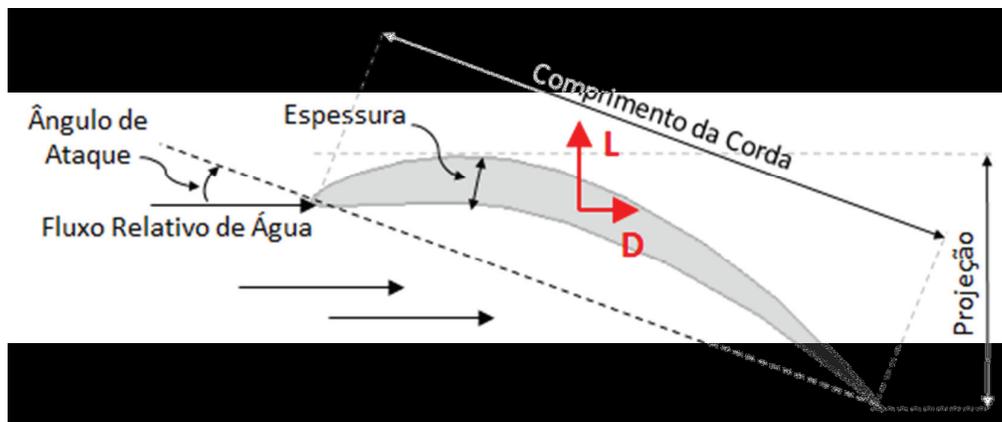


Figura 5.6 - Perfil de aleta NACA 1548.

5.3 Simulação das Características Aerodinâmicas da Pá de Perfil Simétrico

Com o intuito de validar os resultados obtidos através de aproximação numérica da dinâmica do fluido, os valores de coeficiente de sustentação e arrasto (equações 3.16 e 3.17) para o perfil NACA 0018 foram comparados com valores experimentais obtidos pelo “Sandia National Laboratories” [41]. Os resultados experimentais foram obtidos para aplicações eólicas com número de Reynolds igual à 10000.

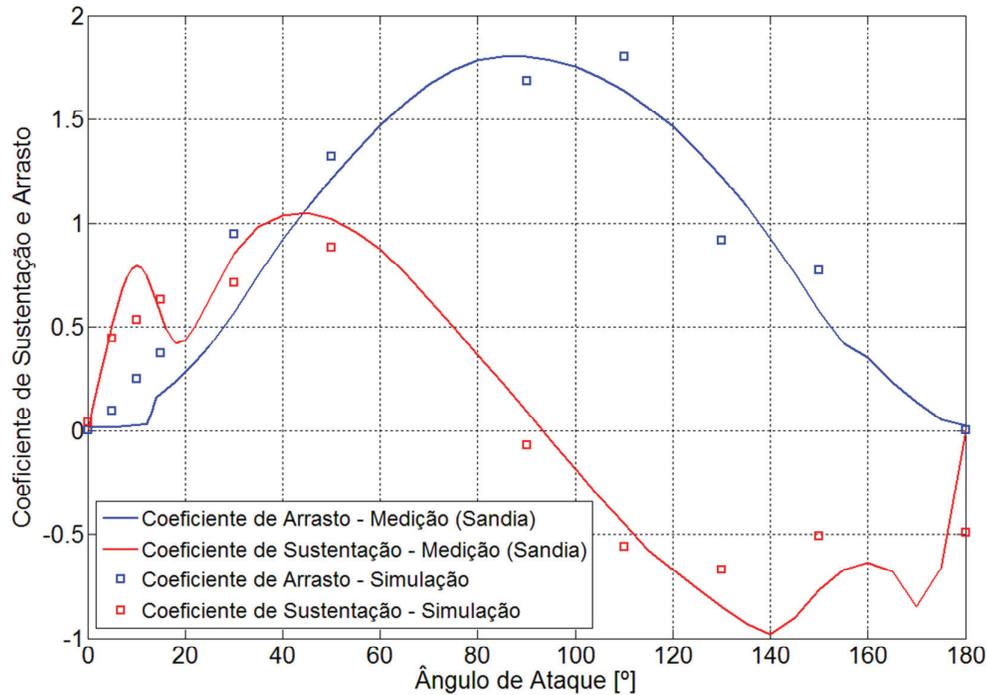


Figura 5.7 - Comparação do coeficiente de sustentação e arrasto medidos experimentalmente pelo Sandia e resultados computacionais. (Fonte: Sandia, Relatório SAND80-2114)

Foi determinado um erro total médio de 6,8% para o coeficiente de arrasto e 1,1% para o coeficiente de sustentação dentro da faixa de variação do ângulo de ataque compreendida entre 0° e 180°. Dessa maneira considera-se que os resultados simulados e experimentais apresentam boa concordância, e a diferença entre os resultados é compatível com os erros numéricos associados à convergência do problema e aproximações empregadas pelos modelos utilizados.

5.4 Simulação de Uma Pá

Simulações de CFD foram feitas para a configuração de turbina com apenas uma pá. Em cada simulação, a pá foi posicionada em um ângulo de azimute, θ , com relação a posição $\theta = 0^\circ$. Simulações em regime estacionário foram realizadas para 11 posições equidistantes dentro de uma revolução ($\Delta\theta = 30^\circ$). Na figura 5.8 é possível compreender o referencial utilizado para determinação da posição de azimute.

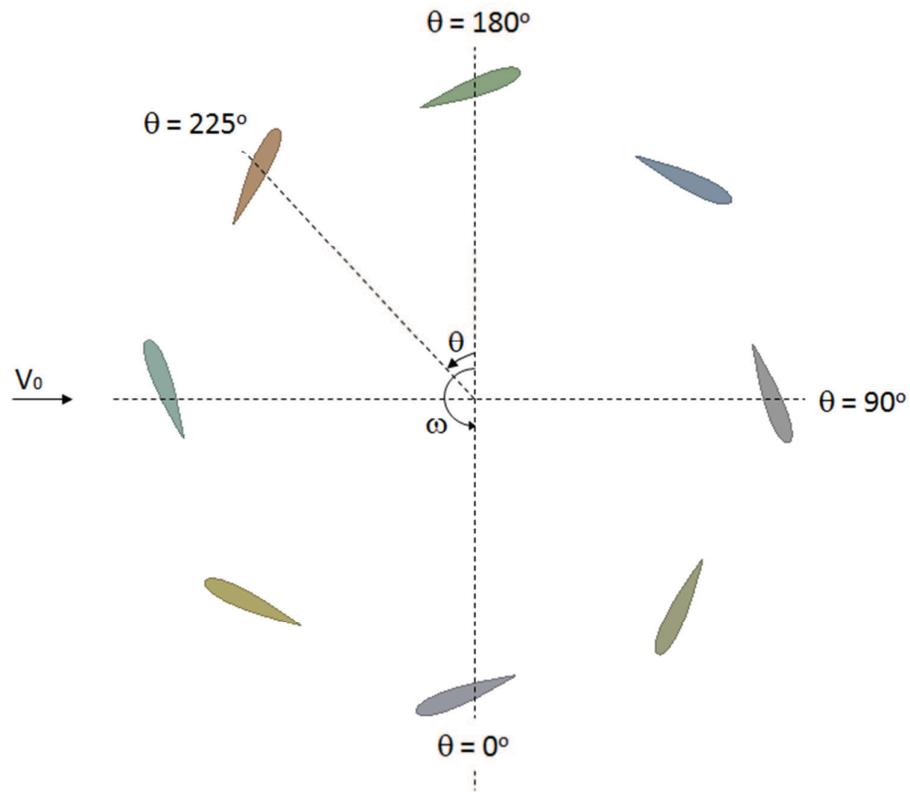


Figura 5.8 - Posição de azimute.

O coeficiente de torque, especificado pela equação 3.20, determinado dentro de um período (360°) para a simulação de pá única é apresentado.

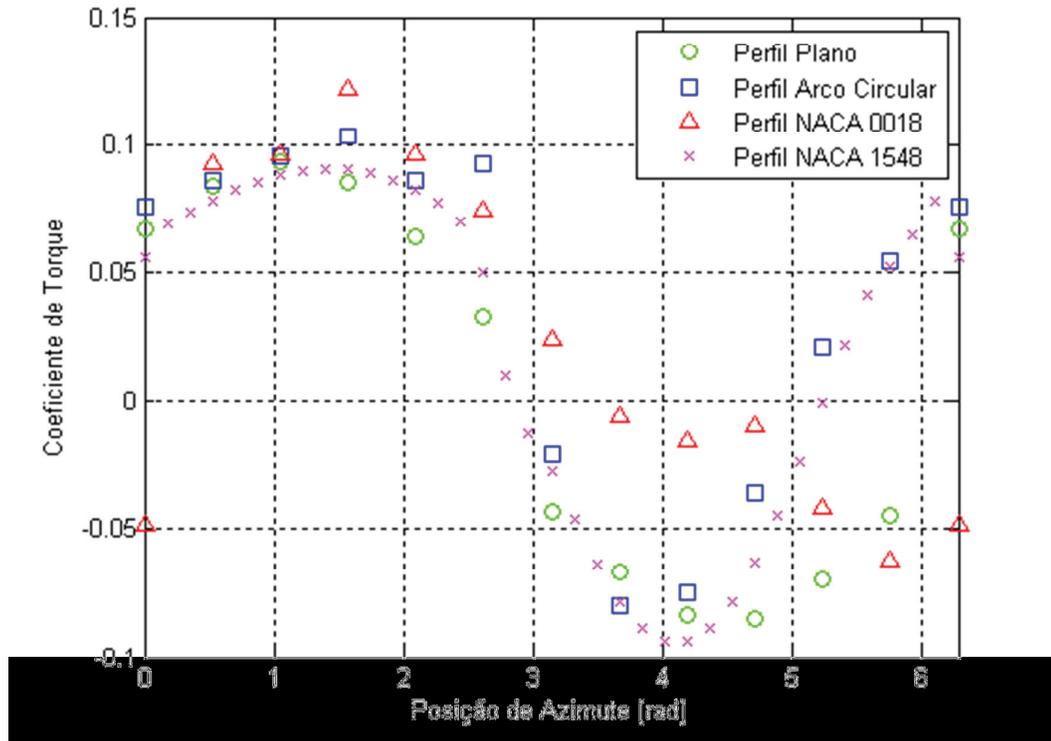


Figura 5.9 - Coeficiente de torque para uma pá estática.

O problema de simetria do perfil plano é evidente. Tal característica implica em baixo torque médio da turbina e dificuldades tanto para o início do funcionamento do equipamento quanto na manutenção do movimento devido ao torque requerido pelo gerador elétrico e às diversas perdas inerentes do mecanismo (perdas por atrito nos mancais, perdas viscosas nas conexões lubrificadas e etc.).

Sendo assim, o conceito de perfil plano é considerado inviável e não será investigado em detalhes nas próximas seções.

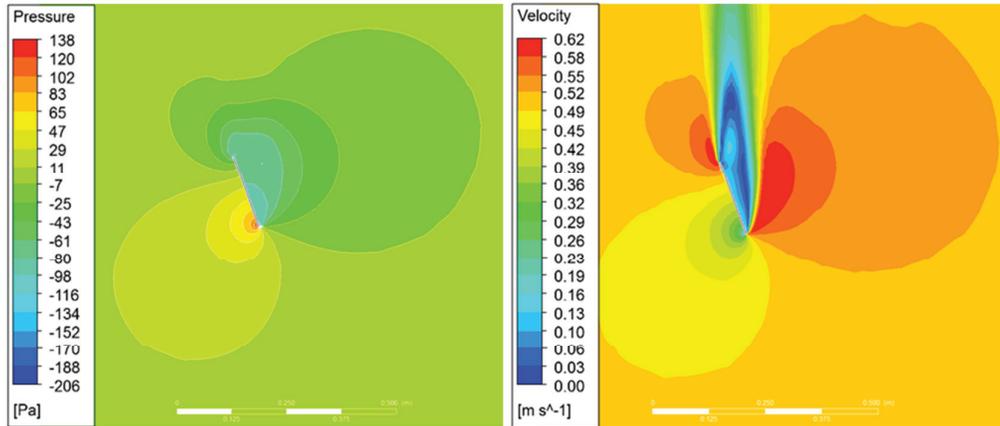


Figura 5.10 - Contornos de pressão e velocidade para perfil plano e $\theta = 0^\circ$

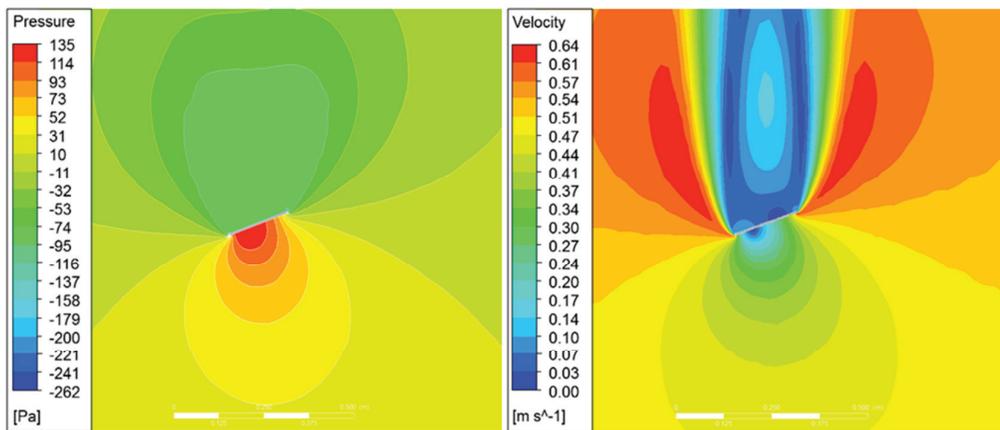


Figura 5.11 - Contornos de pressão e velocidade para perfil plano e $\theta = 90^\circ$.

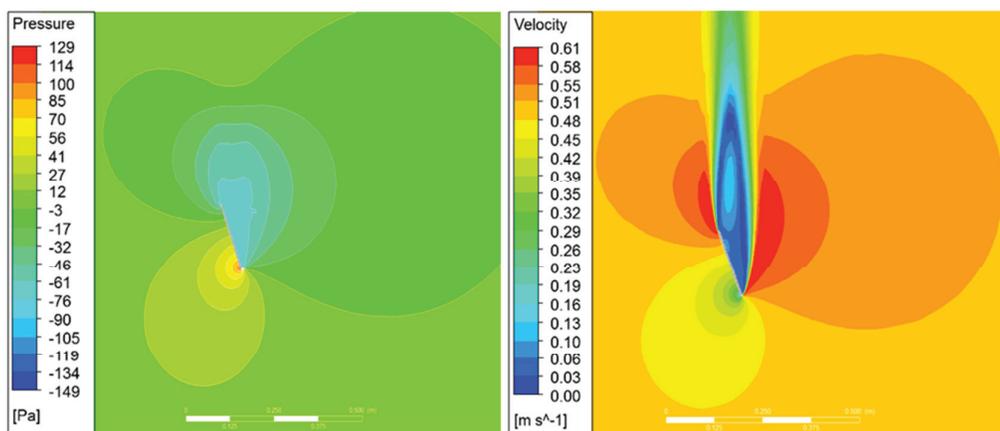


Figura 5.12 - Contornos de pressão e velocidade para perfil plano e $\theta = 180^\circ$.

Os contornos de pressão ao redor da pá de perfil plano para ângulos de azimute opostos (0° e 180° , 90° e 270° , 45° e 225° , etc) são equivalentes, induzindo torques de

aproximadamente mesma magnitude e sentido contrário, prejudicando a eficiência do mecanismo.

As configurações de perfil arco circular, NACA 0018 e NACA 1548 apresentam comportamento assimétrico dentro do período compreendido por uma revolução da turbina, no entanto, ainda apresentam zonas de inversão do sentido do torque, o que diminui a eficiência do equipamento.

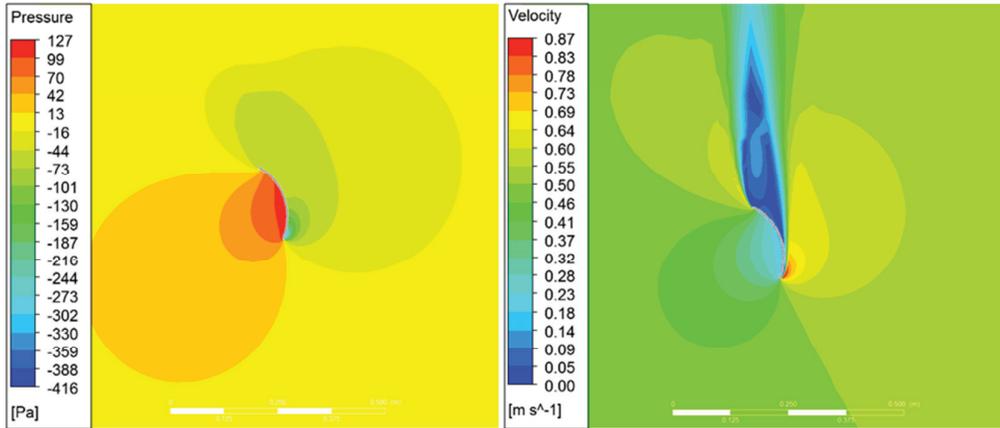


Figura 5.13 - Contornos de pressão e velocidade para perfil arco circular e $\theta = 0^\circ$.

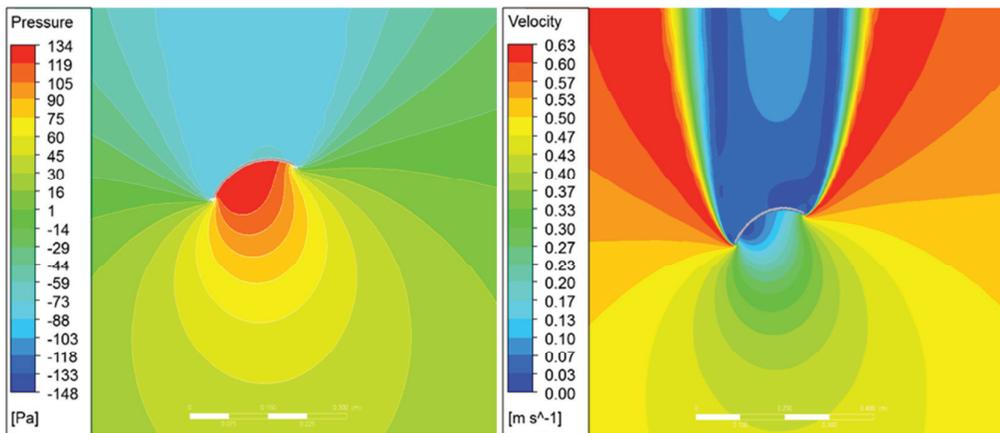


Figura 5.14 - Contornos de pressão e velocidade para perfil arco circular e $\theta = 90^\circ$.

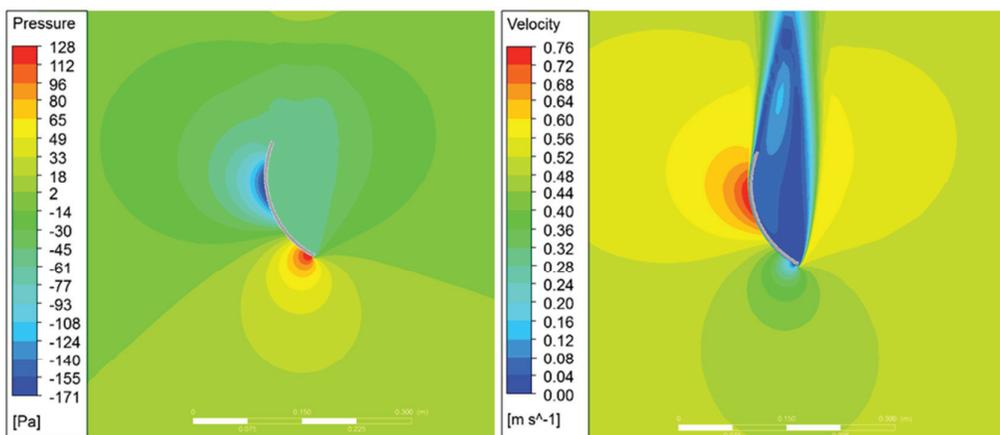


Figura 5.15 - Contornos de pressão e velocidade para perfil arco circular e $\theta = 180^\circ$.

As forças hidrodinâmicas produzidas quando da atuação da região côncava são consideravelmente maiores em comparação com a posição oposta de atuação da região

convexa, o que fica evidente pelos contornos de pressão ao redor da aleta de perfil arco circular.

Assim como no caso de pá de perfil arco circular, o perfil NACA 0018 também apresenta diferentes contornos de pressão para posições opostas de ângulo de azimute, maximizando o torque médio no período compreendido por uma revolução da aleta.

A mesma identidade também é encontrada para o perfil NACA 1548. Os resultados dessa configuração são relativamente próximos aos resultados encontrados para a lâmina com perfil arco circular, com ligeira vantagem para esse último.

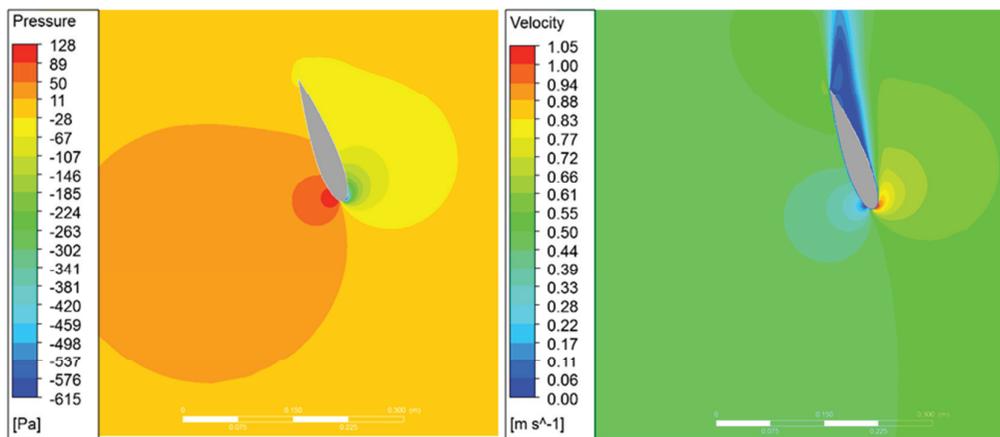


Figura 5.16 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 0018 e $\theta = 0^\circ$.

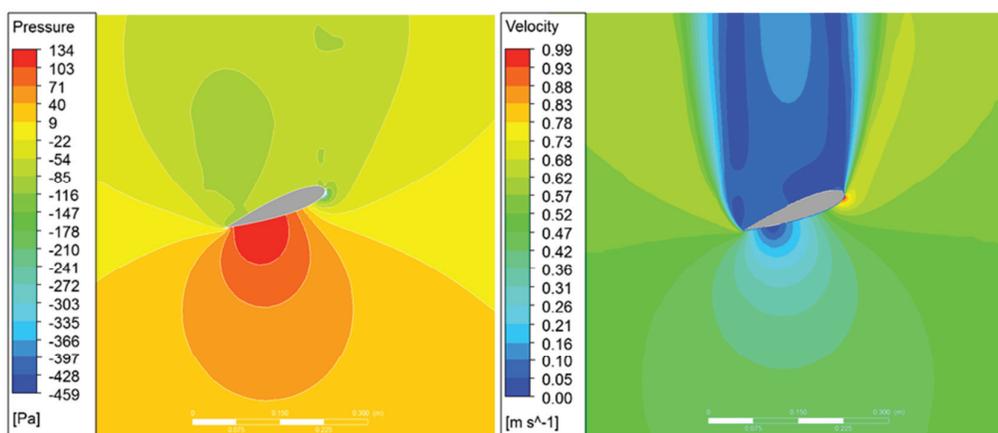


Figura 5.17 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 0018 e $\theta = 90^\circ$.

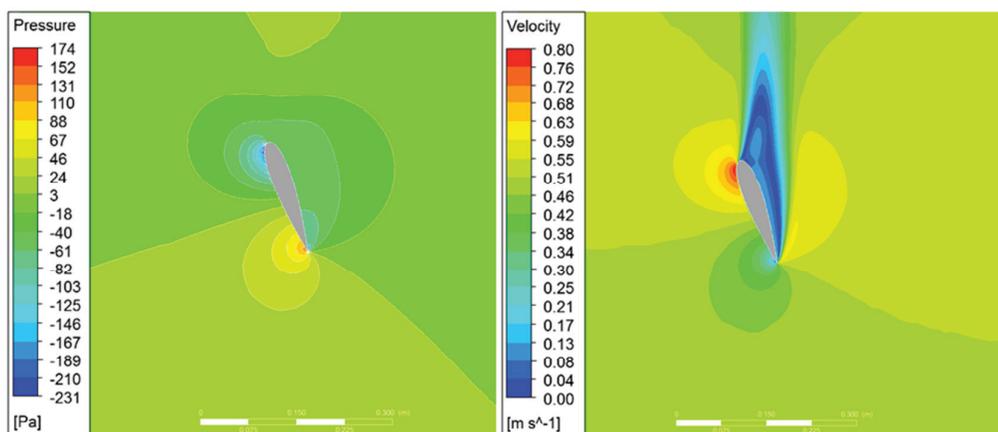


Figura 5.18 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 0018 e $\theta = 180^\circ$.

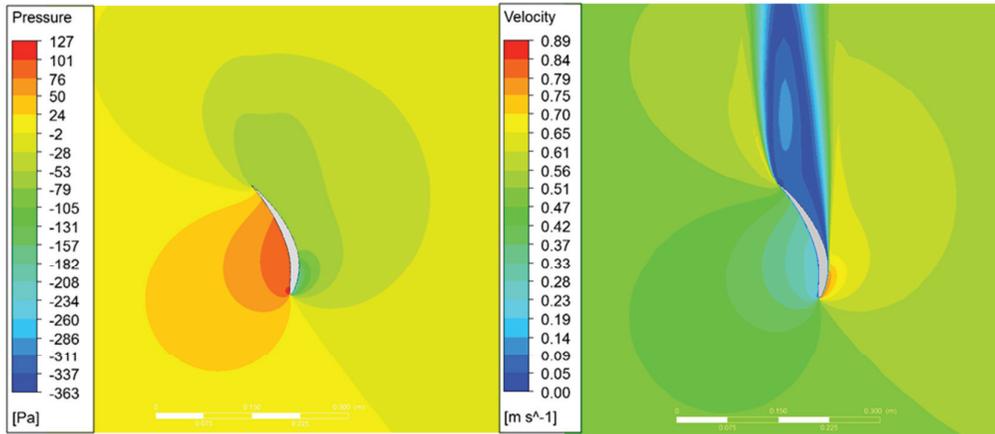


Figura 5.19 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 1548 e $\theta = 0^\circ$.

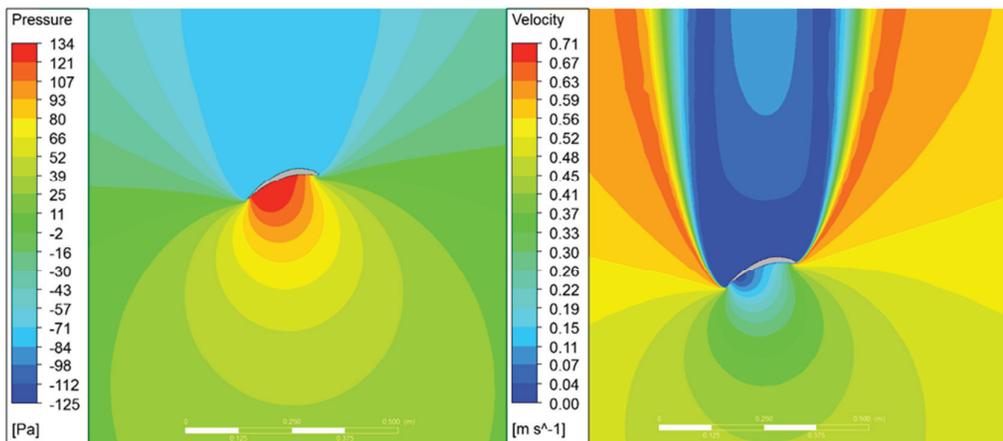


Figura 5.20 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 1548 e $\theta = 90^\circ$.

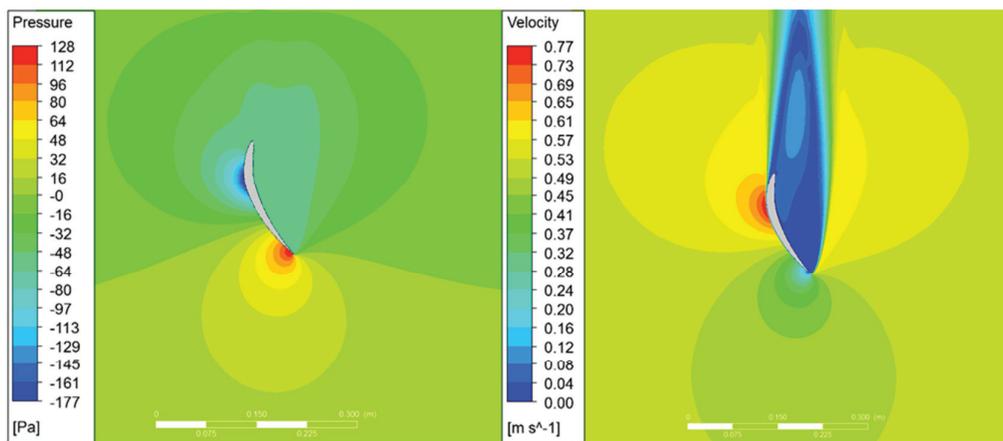


Figura 5.21 - Contornos de pressão e velocidade para perfil NACA 1548 e $\theta = 180^\circ$.

O valor médio do coeficiente de torque é estimado através da integração desse parâmetro no período correspondente à uma revolução da turbina. Para tanto utilizou-se a integração numérica pela regra do trapézio, vide figura 5.21.

$$\overline{C_T} = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} C_T(\theta) d\theta \quad (5.6)$$

A alternativa com pá de perfil plano atingiu baixo valor de coeficiente de torque médio, aproximadamente 0,003, contra 0,036, 0,027 e 0,020 para as propostas com perfil arco circular, NACA 0018 e NACA 1548 respectivamente.

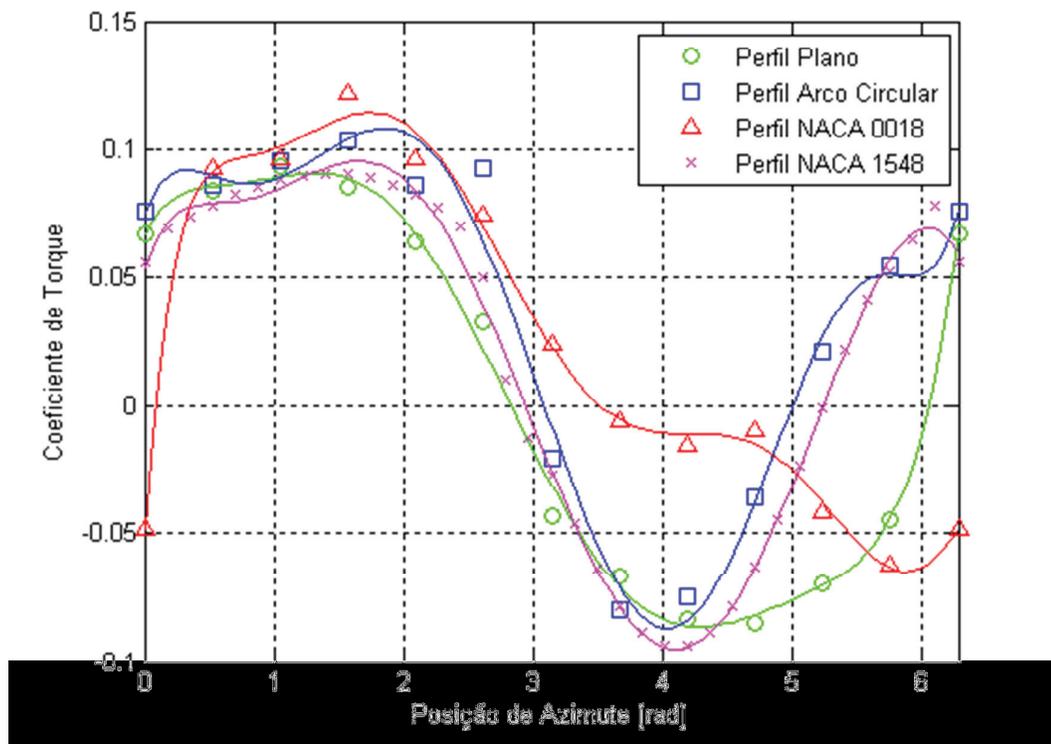


Figura 5.22 - Coeficiente de torque para uma pá estática com aproximação para integração.

Outro resultado importante que será extensivamente comentado diz respeito à amplitude de variação do coeficiente de torque. A alternativa com pá de perfil plano atingiu amplitude de variação do coeficiente de torque de aproximadamente 0,178, contra 0,183, 0,185 e 0,185 para as propostas com perfil arco circular, NACA 0018 e NACA 1548 respectivamente.

Tais valores de coeficiente de torque médio e amplitude de variação do coeficiente de torque evidenciam a característica de cada perfil em particular. A princípio pode-se deduzir que o melhor resultado foi encontrado para o perfil arco circular devido a maximização do coeficiente de torque médio.

Os resultados para a turbina com diversas pás podem ser simplificada obtidos pela superposição dos resultados da turbina de uma pá.

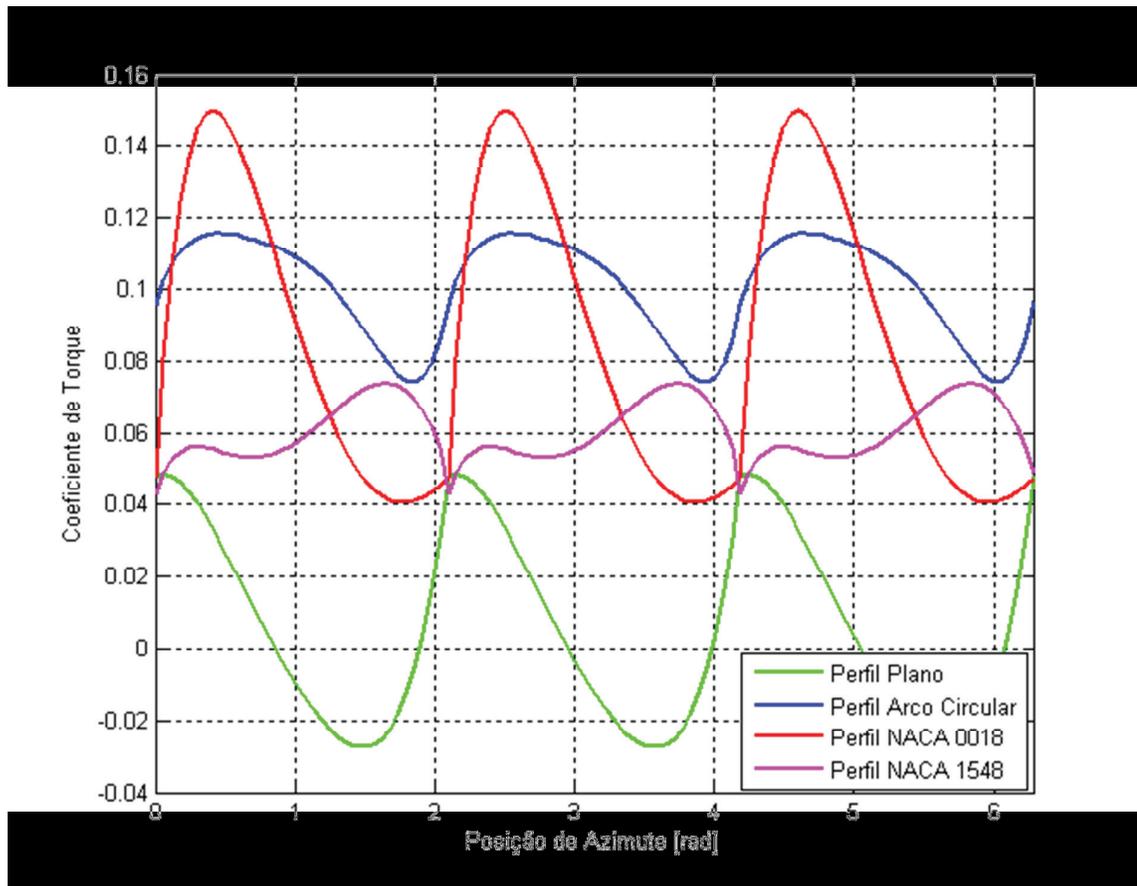


Figura 5.23 - Coeficiente de torque da turbina com três pás a partir da superposição dos resultados de uma pá.

Considerando uma turbina com três pás, a variante com perfil plano atinge coeficiente de torque médio na ordem de 0,005 e amplitude de variação do coeficiente de torque de 0,076, enquanto as variantes com perfil arco circular, NACA 0018 e NACA 1548 apresentam coeficiente de torque médio em torno de 0,100, 0,087 e 0,060 e amplitude de variação do coeficiente de torque de 0,041, 0,109 e 0,031 respectivamente.

A mesma metodologia de superposição de pás pode ser usada para os casos com cinco e sete pás.

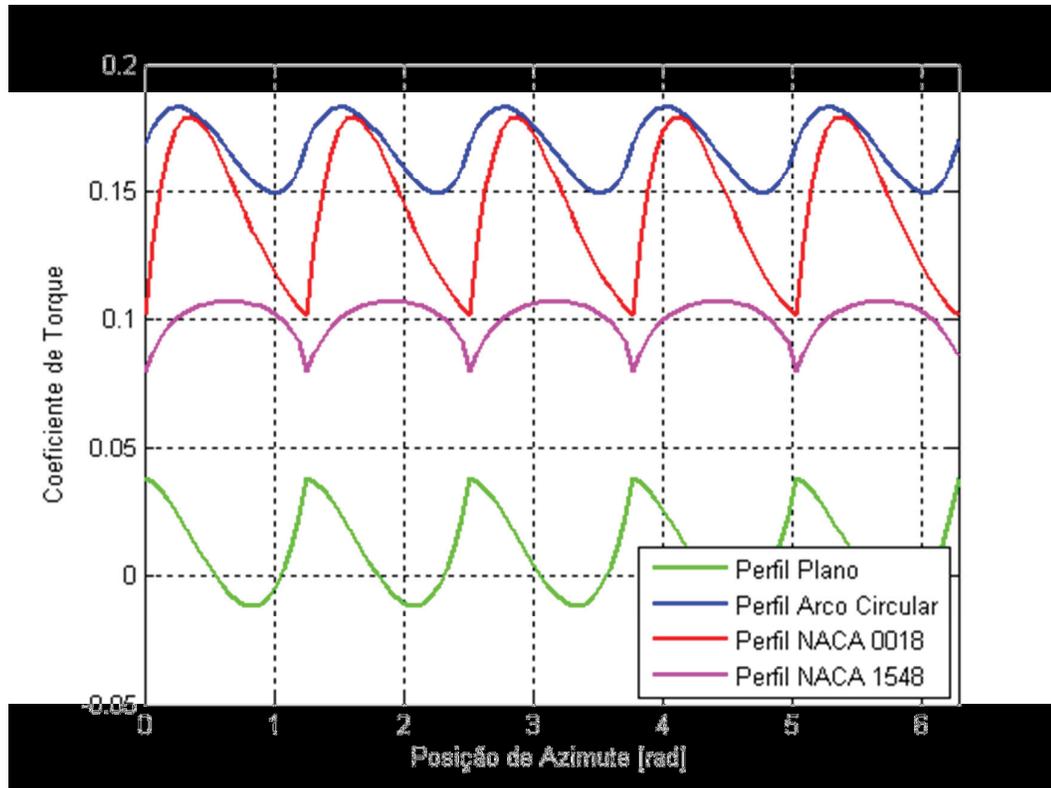


Figura 5.24 - Coeficiente de torque da turbina com cinco pás a partir da superposição dos resultados de uma pá.

A mesma tendência evolutiva foi obtida considerando a turbina com cinco pás: a alternativa com pá de perfil plano atingiu novamente baixo valor de coeficiente de torque médio, aproximadamente 0,009; contra 0,167, 0,144 e 0,100 para as propostas com perfil arco circular, NACA 0018 e NACA 1548 respectivamente. A amplitude de variação do coeficiente de torque foi de 0,050 para o perfil plano, 0,034 para o perfil arco circular, 0,078 para o perfil NACA 0018 e 0,027 para o perfil NACA 1548.

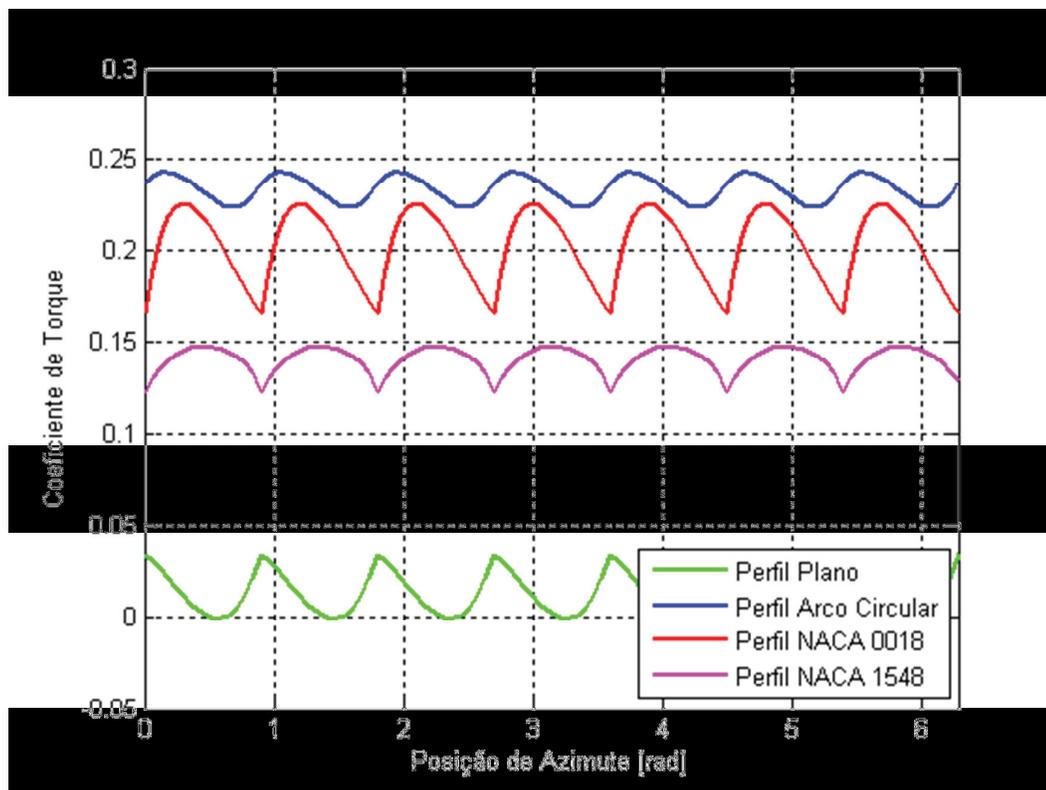


Figura 5.25 - Coeficiente de torque da turbina com sete pás a partir da superposição dos resultados de uma pá.

Por fim, a turbina com sete pás apresenta coeficiente de torque médio na faixa de 0,013, 0,234, 0,202 e 0,141 para as aletas com perfil plano, arco circular, NACA 0018 e NACA 1548 respectivamente. A amplitude de variação do coeficiente de torque foi de 0,035 para o perfil plano, 0,020 para o perfil arco circular, 0,061 para o perfil NACA 0018 e 0,025 para o perfil NACA 1548.

Além da maximização do coeficiente de torque em função do número de pás, há ainda redução da variação do torque durante o período de operação da turbina. Por exemplo, para perfil arco circular, a turbina com três pás apresentou amplitude de oscilação máxima com relação ao valor médio próxima à 41%, enquanto as propostas com cinco e sete pás apresentaram 20% e 9% respectivamente. De fato, o aumento da solidez não só contribuiu para o aumento no valor do coeficiente de torque médio desenvolvido pela turbina, mas também diminuiu a flutuação do coeficiente de torque ao longo do período de operação.

Este resultado é muito importante para o bom funcionamento do mecanismo, uma vez que a manutenção de baixos valores de variação de torque ao longo do período melhora a relação de geração de energia, mas principalmente diminui efeitos vibracionais e de carregamento das pás devido à variação das forças radiais e tangenciais das lâminas.

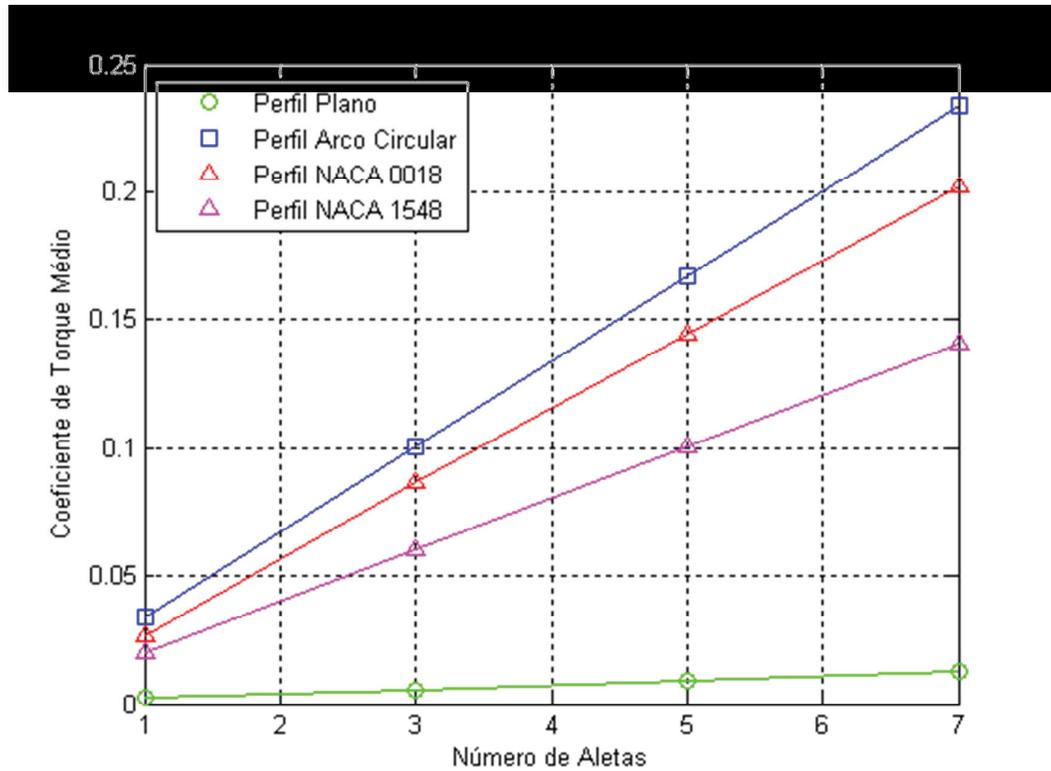


Figura 5.26 - Evolução do coeficiente de torque médio em função do número de aletas.

5.5 Simulação de Turbina com Três Pás

A extrapolação dos resultados de uma pá para as configurações de três, cinco e sete pás não considera interação entre as próprias pás, ou seja, cada uma das pás pode alterar a configuração de fluxo nas outras durante certo período de tempo. Tal interação mudaria a característica de torque gerado na turbina.

As variantes com perfil plano e perfil NACA 1548 foram excluídas das análises subsequentes devido ao elevado custo computacional da simulação e à resposta diminuta desses perfis de lâmina em comparação com os demais (perfil arco circular e perfil NACA 0018).

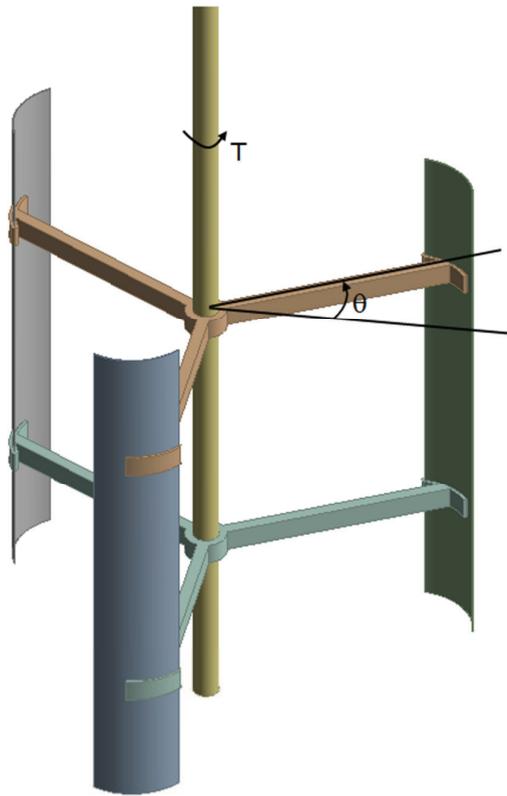


Figura 5.27 - Torque e posição de azimute para uma turbina com três pás.

A figura 5.28 equivale a posição $\theta = 0$. Nessa condição, a pá de número 3 afeta a condição de fluxo vista pela pá de número 2 e conseqüentemente o torque no eixo da turbina.

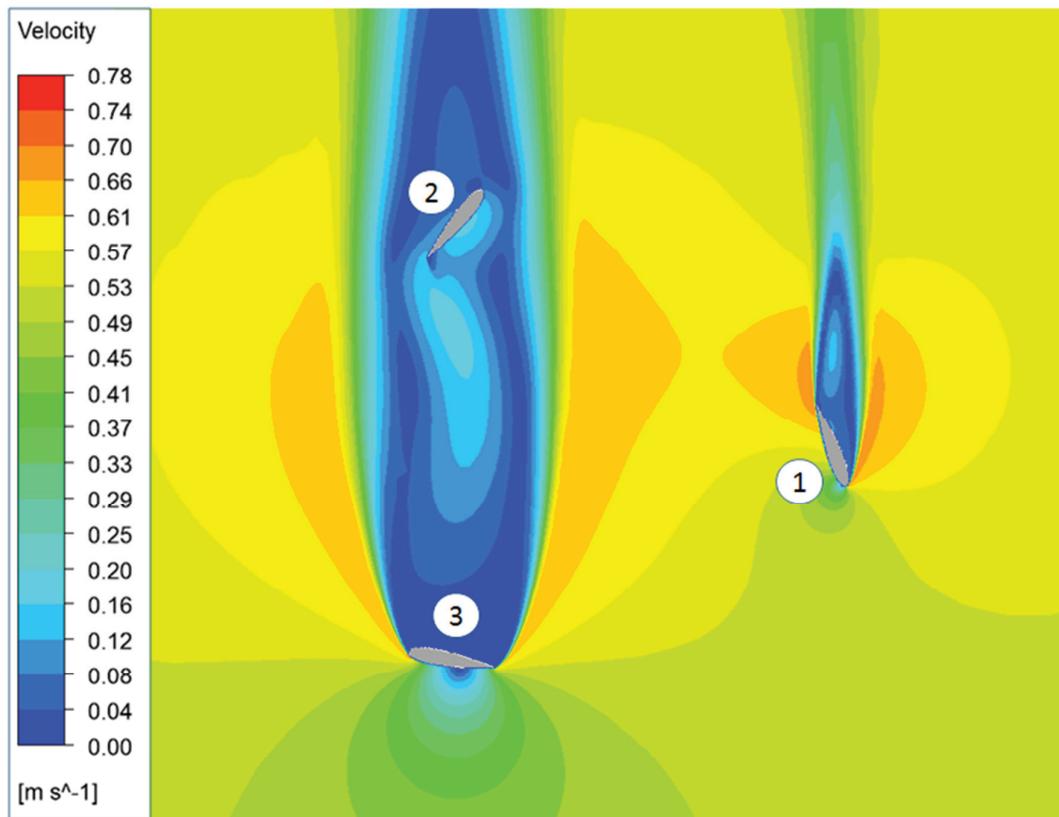


Figura 5.28 - Fluxo através da turbina com três pás.

As simulações foram realizadas para um período da turbina de três aletas, correspondente a 120° , percorridos com variação angular de 5° ($\Delta\theta = 5^\circ$).

A turbina com perfil arco circular apresentou melhor condição de torque em comparação com a turbina de perfil NACA 0018, o que confirma os resultados encontrados na simulação com apenas uma pá e também os resultados obtidos através da superposição dos resultados da simulação de uma pá para três pás.

Para determinação do torque médio, utiliza-se novamente a regra do trapézio com interpolação linear entre os pontos simulados. Dessa forma, o coeficiente de torque médio da turbina com pás de seção arco circular é de aproximadamente 0,070 contra 0,026 da turbina com pás de seção NACA 0018.

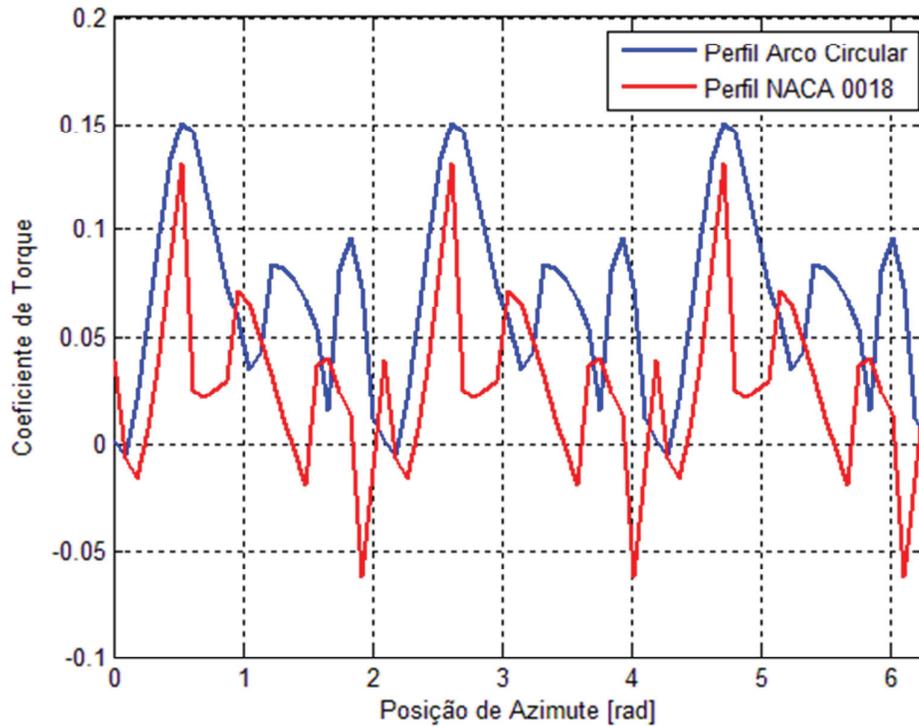


Figura 5.29 - Coeficiente de torque para turbina com três pás.

Os valores encontrados apresentam discordância com relação aos valores obtidos para o cálculo da turbina de três pás a partir da superposição dos resultados de uma pá. Tal discrepância é consequência da interação das próprias pás, isto é, cada uma das pás pode alterar o fluxo que atinge as demais, mudando o torque resultante no eixo da turbina. As figuras 5.30 e 5.31 apresentam as comparações entre os resultados obtidos a partir da superposição dos resultados da simulação de uma pá e da simulação com três pás.

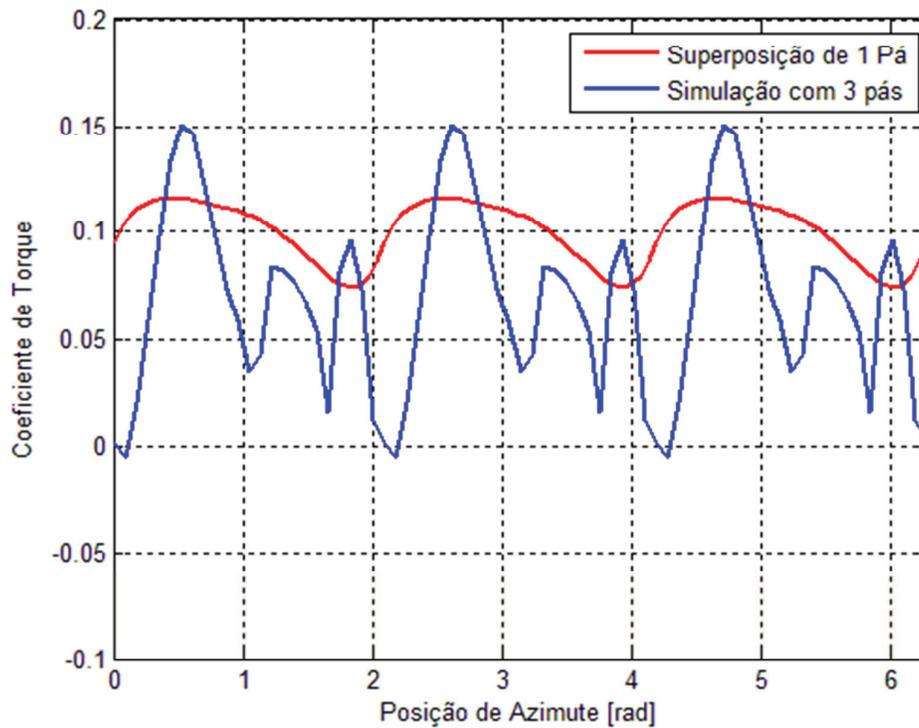


Figura 5.30 - Comparação do modelo de superposição a partir dos resultados da simulação de uma pá e modelo com três pás (perfil arco circular).

Como regra geral, as pás interagem negativamente entre si, ou seja, o torque efetivamente gerado na turbina com três pás é menor do que o estimado através da superposição dos resultados da simulação de uma única pá. Essa característica é consequência direta do aumento da solidez da turbina, e deve ser ampliado quando da utilização de cinco e sete pás.

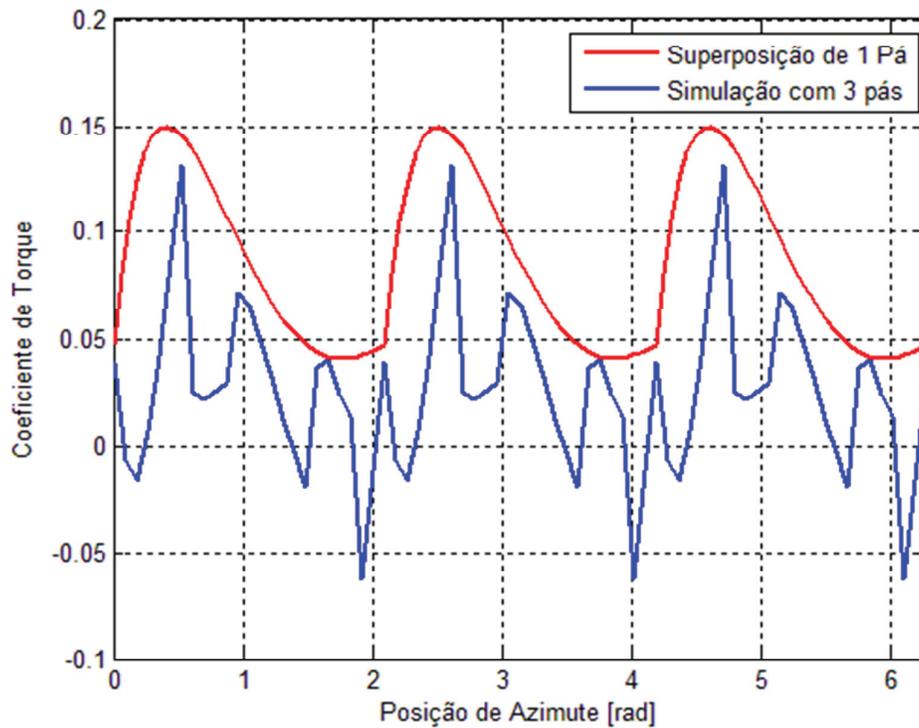


Figura 5.31 - Comparação do modelo de superposição a partir dos resultados da simulação de uma pá e modelo com três pás (NACA 0018).

5.6 Simulação de Turbina com Cinco Pás

Para o modelo de turbina com cinco pás existe ainda mais interação entre os componentes devido à maior solidez do mecanismo.

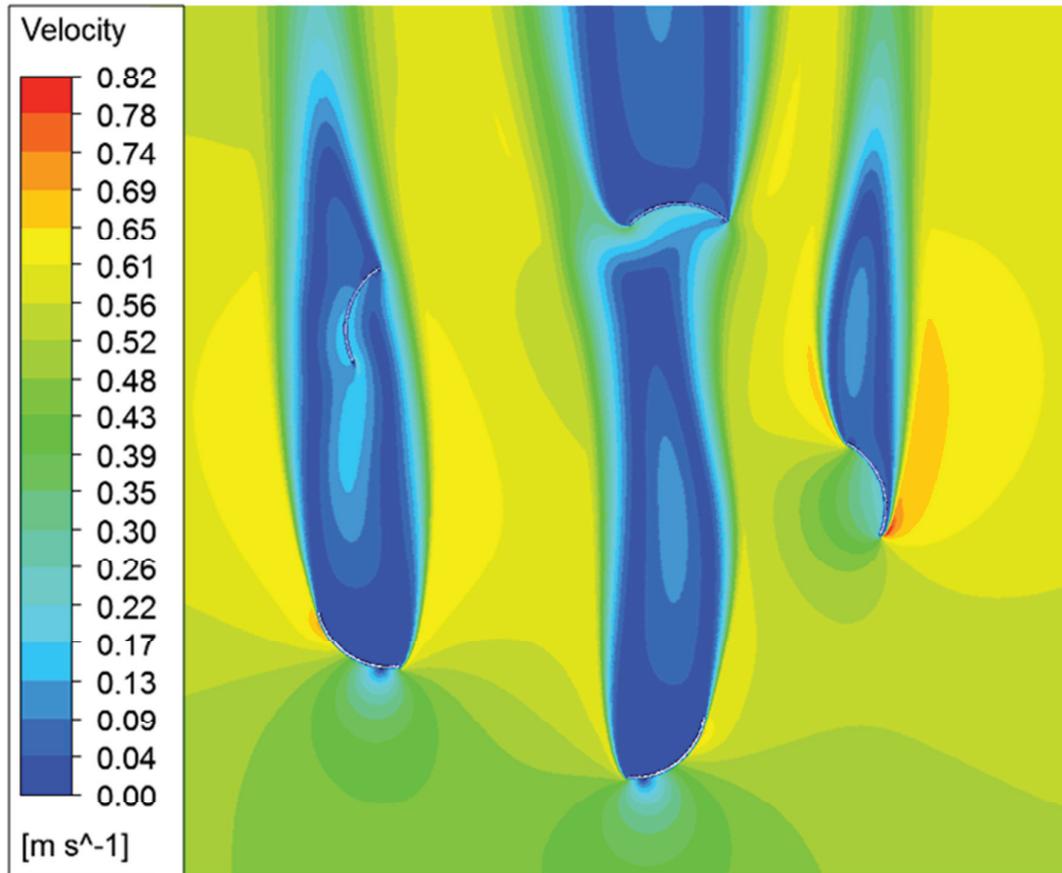


Figura 5.32 - Campo de velocidade ao redor de uma turbina com cinco pás.

O coeficiente de torque médio da turbina com pás de perfil arco circular (0,111) é consideravelmente maior com relação à turbina com pás de perfil NACA 0018 (0,037). A turbina com pás de perfil NACA 0018 não conseguiu desenvolver elevado coeficiente de torque em função da alta interação destrutiva entre as aletas e forças de arrasto de baixa magnitude.

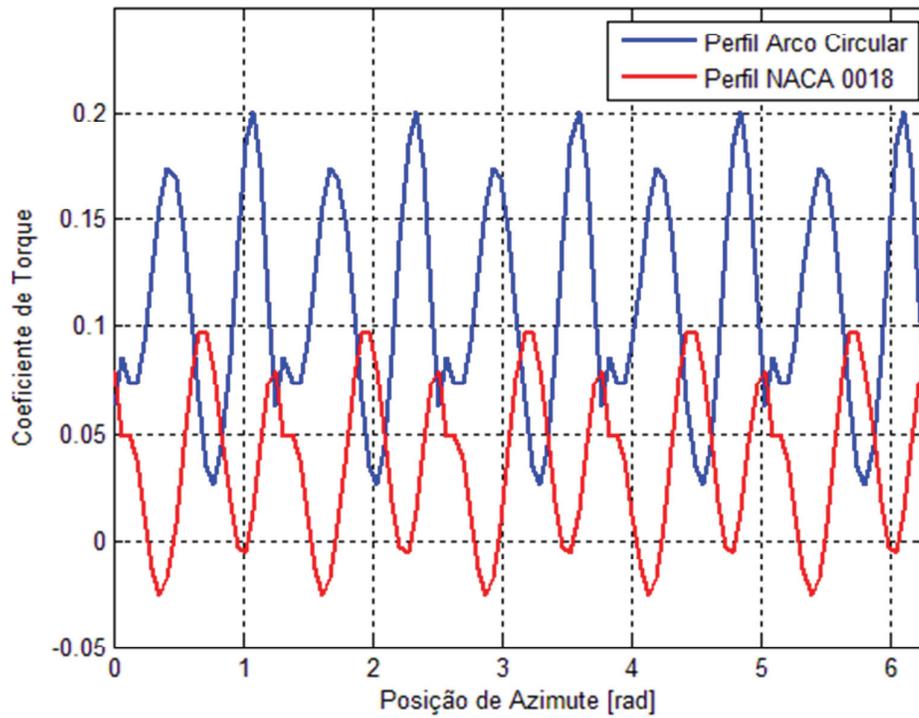


Figura 5.33 - Coeficiente de torque para turbina com cinco pás.

Afim de melhorar a visualização do coeficiente de torque dessa turbina, a figura 5.34 mostra em detalhe esse mesmo resultado em um período correspondente a 72° . Tanto o perfil arco circular como o NACA 0018 apresentam oscilações do torque gerado em função da posição de azimute, decorrente da mudança das forças hidrodinâmicas com o ângulo de ataque.

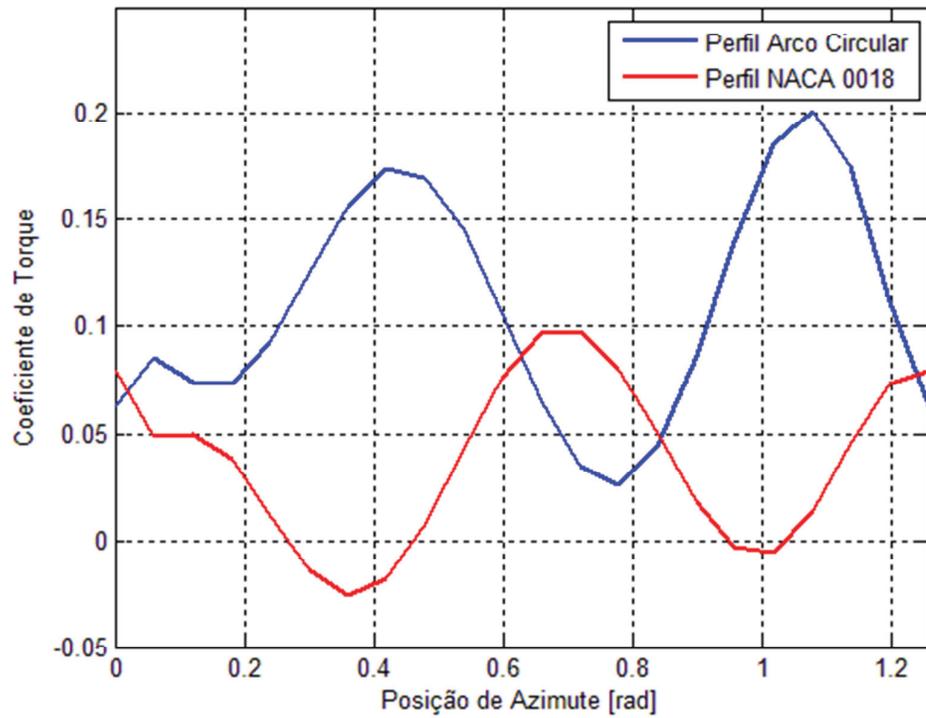


Figura 5.34 - Comparação do coeficiente de torque para turbina com 5 pás dentro de um período de 72° .

5.7 Simulação de Turbina com Sete Pás

O modelo com sete pás confirma a opção pelo perfil de seção arco circular, uma vez que o coeficiente de torque médio é consideravelmente maior em comparação com o perfil NACA 0018 (0,186 contra 0,031).

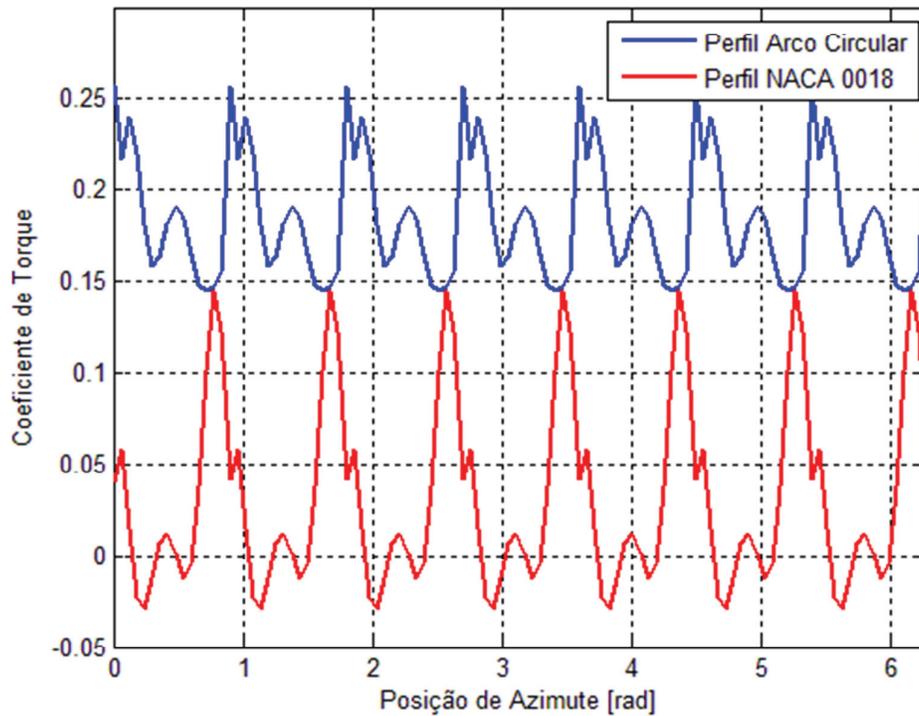


Figura 5.35 - Coeficiente de torque para turbina com sete pás.

5.8 Simulação com Velocidade Variável na Seção da Turbina

A utilização do coeficiente de torque como resposta da turbina permite a determinação da influência de diversos parâmetros de projeto e condições de funcionamento de maneira simplificada.

Como mostrado no capítulo 2, variações de velocidade na seção da turbina são esperadas de acordo com a correnteza e com a profundidade da respectiva seção (vide figura 2.6), no entanto, a variação da força nas pás com a mudança da velocidade pode ser considerada linear dentro da faixa reduzida de variação da velocidade, permanecendo o coeficiente de torque inalterado. A simulação com velocidade da água de 1 m/s com perfil de pá de arco circular confirma tal característica.

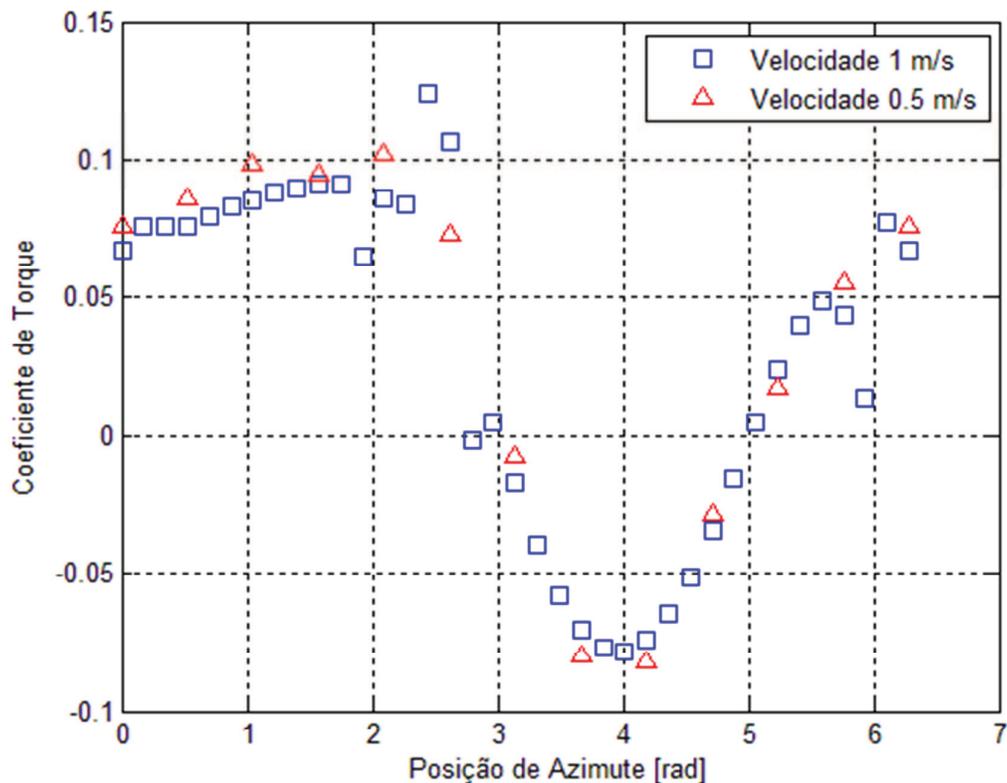


Figura 5.36 - Coeficiente de torque com variação da velocidade de seção.

Existe clara correspondência entre os valores de coeficiente de torque calculados para velocidade de fluxo livre de 0,5 m/s e 1,0 m/s, o que indica a relação linear entre o torque desenvolvido pela turbina e a velocidade de fluxo livre. Tal correspondência linear pode deixar de ser válida para velocidades de fluxo livre ainda maiores do que a faixa analisada devido aos efeitos de turbulência e cavitação. Entretanto, visto as correntezas médias esperadas para o padrão de rios brasileiros (vide capítulo 2), e a baixa velocidade de rotação das turbinas de eixo vertical, tal análise não se faz necessária.

A independência do coeficiente de torque com relação à velocidade do fluxo de água permite a simplificação do cálculo do torque até mesmo para os casos de variação do panorama de velocidade ao longo da altura da pá. Para exemplificar, assumisse que a velocidade de fluxo da água varia linearmente ao longo da altura da pá, como mostra a figura 5.37. Sendo assim, a velocidade de fluxo livre pode ser descrita em função da posição ao longo da lâmina (h) por:

$$\vec{V}_0 = (a + b \cdot h)i \quad (5.7)$$

Dessa forma, o torque gerado em uma superfície infinitesimal da pá de altura dh pode ser escrito por:

$$dT = C_T \cdot (\rho V_0^2 R^2 dh) \quad (5.8)$$

Para a determinação do torque gerado nessa condição basta a substituição da equação 5.7 na equação 5.8 e a integração do coeficiente de torque ao longo da altura (H) da pá.

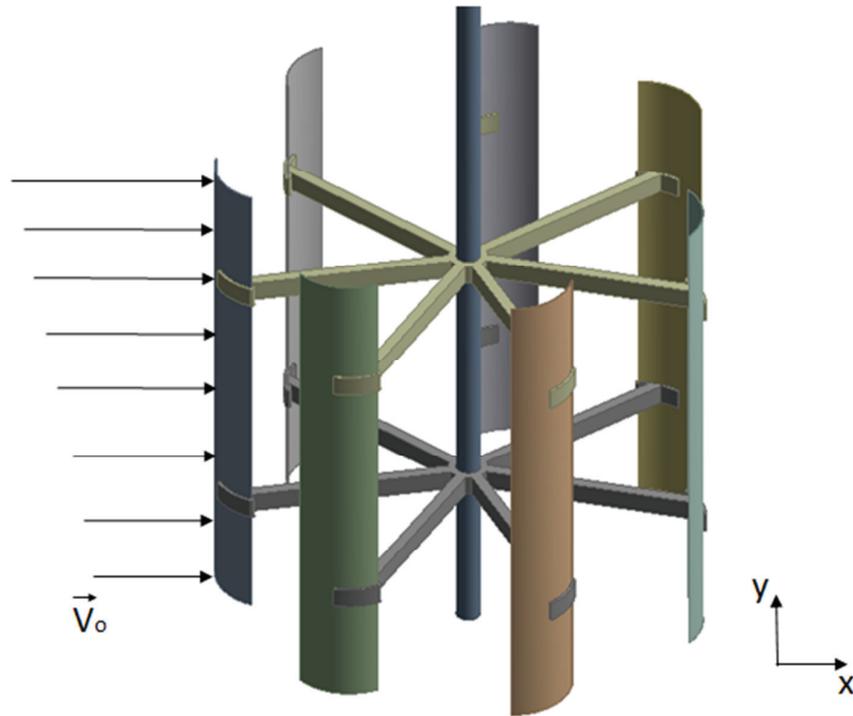


Figura 5.37 - Análise com variação da velocidade do fluxo de água ao longo da altura da turbina.

$$T = \int_0^H C_T \rho R^2 (a + b \cdot h)^2 dh \quad (5.9a)$$

$$T = C_T \rho R^2 \left(a^2 H + abH^2 + \frac{b^2 H^3}{3} \right) \quad (5.9b)$$

Uma turbina de 7 lâminas com perfil arco circular ($\overline{C_T} = 0,186$), com raio de 0,5 m e altura de 1 m, com velocidade variando de 1,6 m/s até 2 m/s ao longo da altura da pá, seria capaz de gerar torque médio na faixa de 150 Nm. Enquanto que a mesma turbina submetida a velocidade constante de 2 m/s seria capaz de gerar torque médio de 185 Nm.

5.9 Análise Dinâmica do Torque

Simulações numéricas também foram realizadas considerando-se a turbina envolta em um domínio rotativo. Tal consideração permite a análise de fenômenos dinâmicos até então desprezados. Resultados como o coeficiente de torque tendem a serem minimizados devido ao aumento de recirculação e turbulência, tensões cisalhantes no fluido e etc.

As simulações foram realizadas considerando pá de perfil arco circular e razão de velocidade da ponta (λ) de 1,25. Novamente fica evidente a influência do aumento do número de pás sobre o coeficiente de torque médio e a amplitude de oscilação do coeficiente de torque. Com o aumento do número de pás de três para sete, o coeficiente de torque médio aumenta de 0,050 para 0,117, e a amplitude de variação do coeficiente de torque diminui de 0,057 para 0,039. Da mesma forma o coeficiente de potência médio atinge 0,063 para a turbina com três pás e 0,147 para a turbina com sete pás.

Tais resultados apresentam consistência com o aumento da solidez da turbina, ou seja, o coeficiente de torque médio e também o coeficiente de potência médio são diretamente proporcionais a solidez da turbina, isso porque o aumento da solidez impacta diretamente sobre a impedância ao fluxo, favorecendo acréscimo na eficiência do mecanismo. O mesmo resultado também é encontrado em aplicações eólicas e é limitado para altos valores de razão de velocidade da ponta, o que normalmente não é alcançado para aplicações hidrocínéticas com turbinas de eixo vertical.

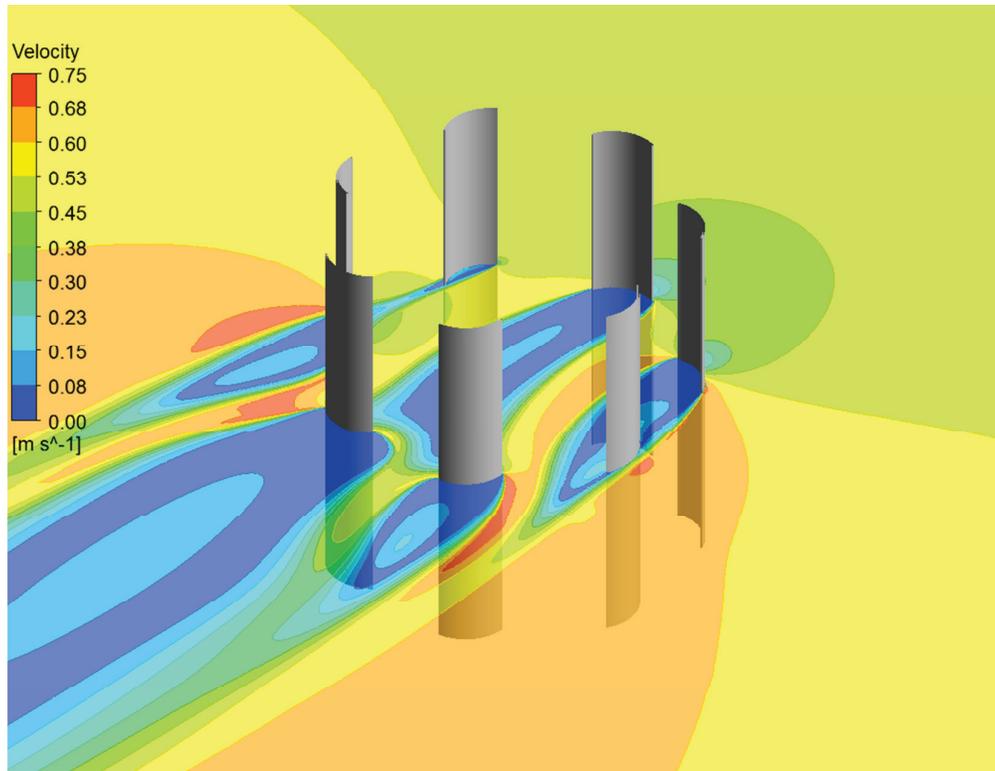


Figura 5.38 - Perfil de velocidade da água ao redor da turbina com sete (7) lâminas.

Além disso, o aumento da solidez implica em minimização da influência de efeitos locais como separação do fluido. Essa característica é evidente na figura 5.38, a turbina com três pás é muito mais susceptível a efeitos locais de separação do fluido devido aos grandes valores de ângulo de ataque e também à interação destrutiva entre as próprias pás. Já para a turbina com sete pás tais efeitos são de menor impacto.

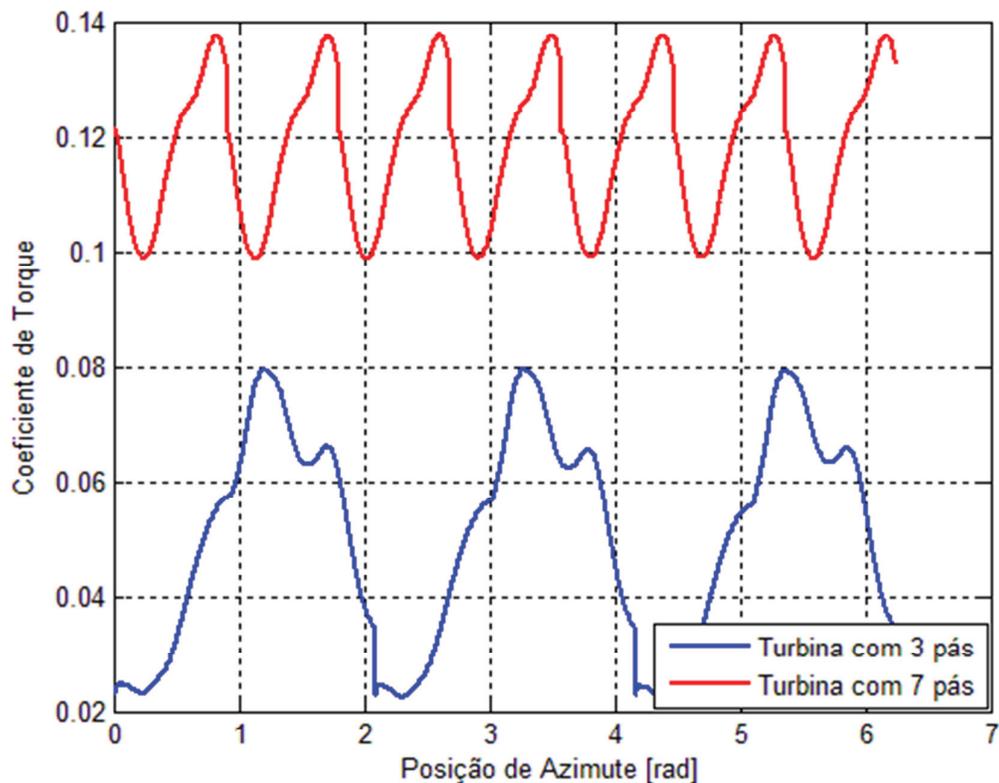


Figura 5.39 - Coeficiente de torque para $\lambda=1,25$.

As simulações com inclusão da rotação da turbina apresentam discrepância de aproximadamente 37% com relação as simulações com lâminas estáticas. Diferentes características de torque ocorrem em decorrência das diferenças de pressão, velocidade, turbulência e separação do fluido ao redor da pá.

5.10 Síntese dos Resultados

A tabela 5.1 apresenta os resultados obtidos para as diversas simulações realizadas durante a caracterização do comportamento das diferentes turbinas hidrocínéticas.

Os resultados são consistentes com as características simuladas e evidenciam a maior eficiência e comportamento das turbinas de alta solidez (maior número de pás) e perfil arco circular de pá dentro dos limites de velocidade de fluxo livre e rotação considerados.

Tabela 5.1 - Síntese dos resultados.

				$\overline{C_T}$	ΔC_T	$\overline{C_P}$
Simulação Estática	Análise por Superposição de Pás	Perfil Plano	1 pá	0,003	0,178	-
			3 pás	0,005	0,076	-
			5 pás	0,009	0,050	-
			7 pás	0,013	0,035	-
		Perfil Arco circular	1 pá	0,036	0,183	-
			3 pás	0,100	0,041	-
			5 pás	0,167	0,034	-
			7 pás	0,234	0,020	-
		Perfil NACA 0018	1 pá	0,027	0,185	-
			3 pás	0,087	0,109	-
			5 pás	0,144	0,078	-
			7 pás	0,202	0,061	-
		Perfil NACA 1548	1 pá	0,020	0,185	-
			3 pás	0,060	0,031	-
			5 pás	0,100	0,027	-
			7 pás	0,141	0,025	-
	Análise de Turbina Completa	Perfil Arco circular	3 pás	0,070	0,156	-
			5 pás	0,111	0,153	-
			7 pás	0,186	0,110	-
		Perfil NACA 0018	3 pás	0,026	0,193	-
5 pás			0,037	0,115	-	
7 pás			0,031	0,168	-	
Simulação	Análise de	Perfil	3 pás	0,050	0,057	0,063

Dinâmica	Turbina Completa	Arco circular	7 pás	0,117	0,039	0,147
----------	------------------	---------------	-------	-------	-------	-------

5.11 Coeficiente de Potência em função da Razão de Velocidade da Ponta

Uma vez que a turbina com 7 pás e perfil arco circular apresentou a maior característica de torque e potência e menor amplitude de variação do torque, tal turbina foi analisada também para outras faixas de razão de velocidade da ponta. Essa característica é deveras importante para o projeto e dimensionamento do gerador e do sistema de controle.

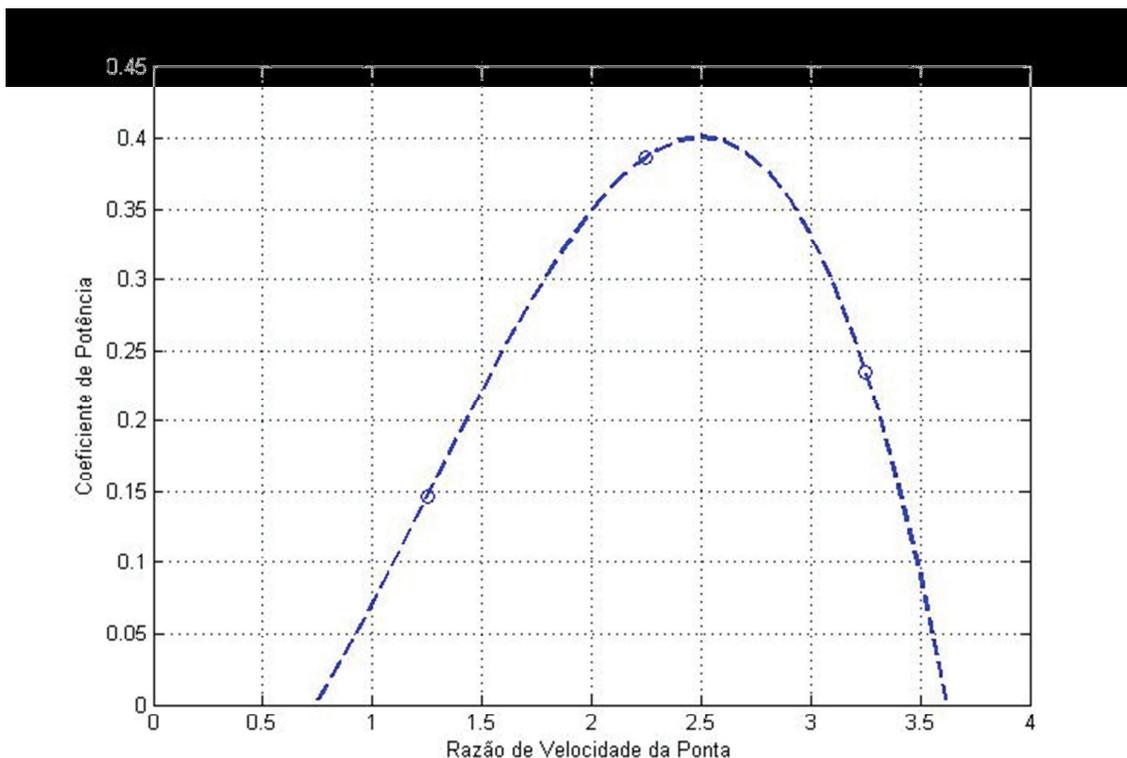


Figura 5.40 - Coeficiente de potência em função da razão de velocidade da ponta.

Um sistema de apenas uma turbina de 0,5 m de raio e 1 m de altura com sete lâminas submetida à razão de velocidade da ponta de 2,5 com velocidade de fluxo de água de 2 m/s teria potência de aproximadamente 1,6 kW. Isso equivale a aproximadamente 4147 MJ/mês, energia suficiente para a alimentar aproximadamente 7 casas de padrão de consumo médio no Brasil.

Trabalhos futuros devem incluir o completo mapeamento da turbina em função da razão de velocidade de ponta, assim como refinamento do avanço do ângulo de ataque em função da faixa de operação da turbina. Tais características são de suma importância para o projeto do gerador e do controlador do sistema de geração de energia de pequeno porte.

6 PROPOSTA DE ANCORAGEM E PLATAFORMA FLUTUANTE

FLUTUANTE

Existem diversos tipos de sistemas de ancoragem, os quais impactam diretamente na capacidade de fixação. O tipo mais simples e um dos mais eficientes, principalmente para pequenas plataformas flutuantes, é a âncora peso-morto. De fato, qualquer objeto pesado pode ser utilizado como uma âncora peso-morto. Aço, concreto, e agregados ferro-cimentado são comumente utilizados na construção desse tipo de âncora.

A âncora peso-morto possui diversas vantagens, dentre elas o baixo custo do equipamento, alta resistência a flutuação com cabos de conexão relativamente curtos, simplicidade e eficiência porque a força de fixação é basicamente realizada pela massa da âncora, tamanho da âncora determinado apenas pela carga flutuante, eficiência tanto para leitos rochosos ou arenosos e finalmente fácil inspeção dos cabos de fixação. Dentre as desvantagens desse tipo de ancoragem pode-se citar a baixa resistência lateral comparada a outros tipos de âncoras.

Alguns fatores devem ser levados em consideração na seleção e instalação de âncoras peso-morto, dentre eles a profundidade da água, inclinação do fundo do leito, presença e taxa de erosão do solo e grau de consolidação dos sedimentos.

Existem diversos conceitos de âncoras peso-morto, dentre as quais a do tipo "sinker" é a mais simples, de menor custo, de fácil instalação e manuseio mas ainda assim é uma das mais eficientes para estruturas flutuantes.

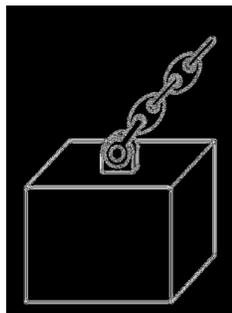


Figura 6.1 - Âncora do tipo "sinker".

A capacidade de fixação da âncora peso-morto é a força necessária para elevar ou arrastar o peso no fundo do leito. A resistência ao arrasto resulta do atrito entre o fundo do leito e a âncora. As cargas laterais resultam de diversas condições, como tração no cabo de fixação, forças devido a inclinação do leito e arrasto na embarcação flutuante. A capacidade máxima de carga lateral pode ser determinada por:

$$Q_{ul} = \mu[(W_b - F_{ve}) \cos \beta - F_h \sin \beta] \quad (6.1)$$

onde μ é o coeficiente de atrito entre a base da âncora e o solo, W_b é o peso da âncora submersa, F_{ve} é a força na direção vertical no cabo de fixação, F_h é a força na direção horizontal no cabo de fixação, β é o ângulo de inclinação do fundo do leito. Segundo essa hipótese conservativa, a massa deslocada de solo é desconsiderada.

Para manter a estabilidade contra o escorregamento utiliza-se um coeficiente de segurança, F_s . Desta forma, o peso submerso mínimo da âncora pode ser determinado a partir da equação de capacidade máxima de carga lateral. Após algumas manipulações matemáticas e desconsiderando-se a inclinação do leito tem-se:

$$W_b = \left(\frac{F_s F_h}{\mu} \right) + F_{ve} \quad (6.2)$$

Para a maioria das aplicações, fator de segurança de 1,5 a 2,0 é adequado.

O coeficiente de atrito depende do tipo de solo e da rugosidade da âncora. A tabela 6.1 apresenta os coeficientes de atrito para solos submersos não coesos.

Tabela 6.1 - Coeficiente de Atrito para Âncoras Peso-Morto. (Handbook for Marine Geotechnical Engineering, 1985)

Coeficiente de Atrito para Âncoras Peso-Morto						
Solo	Atrito Interno	Aço Polido	Aço Bruto	Concreto Polido	Concreto Bruto	PVC Polido
Areia de Quartzo	0,67	0,27	0,60	0,60	0,69	0,33
Areia Coralina	0,67	0,20	0,63	0,63	0,66	0,20
Areia Oolítica	0,79	0,23	0,56	0,58	0,74	0,26

Areia Fina	0,64	0,40	0,66	0,67	--	0,40
---------------	------	------	------	------	----	------

Um sistema de dimensões reduzidas de geração de energia, composto de plataforma flutuante, gerador e turbina hidrocínética de seção quadrada de 1 m de altura e 0,5 m de raio tem massa de aproximadamente 100 kg. Nessas condições o volume submerso de cada bóia de flutuação será de 0,05 m³, ou seja, aproximadamente 40% do volume das bóias estará submerso, o que equivale a uma área de seção transversal de aproximadamente 0,18 m². Foi assumido que as bóias são confeccionadas em polipropileno ($\rho = 946 \text{ kg/m}^3$) e tem espessura de parede de 3 mm.

Para âncoras de concreto bruto ($\rho = 2500 \text{ kg/m}^3$), coeficiente de segurança igual a 1,5, velocidade da correnteza na ordem de 2 m/s e solo de areia coralina, faz-se necessário a utilização de âncora de peso-morto de aproximadamente 140 kg.

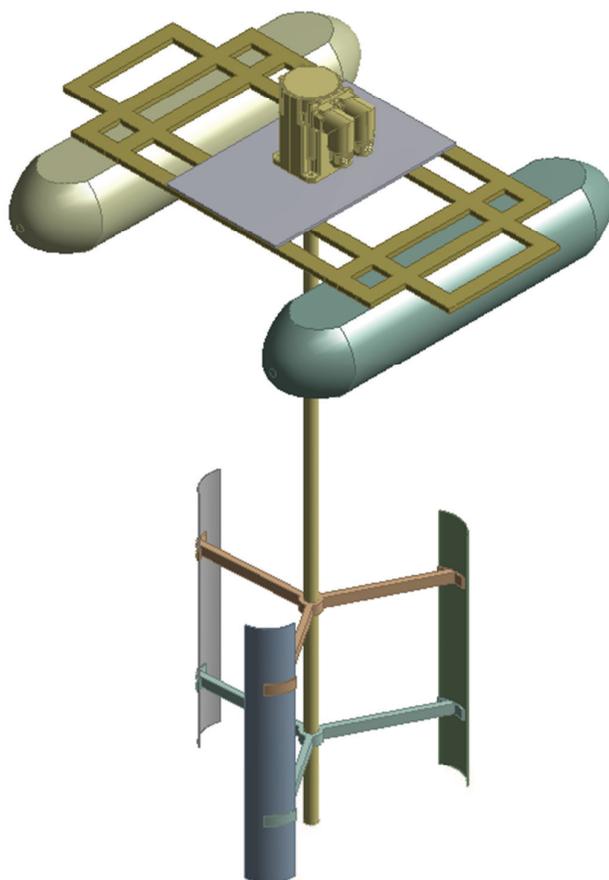


Figura 6.2 - Sistema para geração de energia (turbina hidrocínética de eixo vertical, plataforma flutuante e gerador).

Para garantir também melhor estabilidade rotacional à plataforma, a massa foi dividida em duas âncoras posicionadas simetricamente de acordo com a figura 6.3.

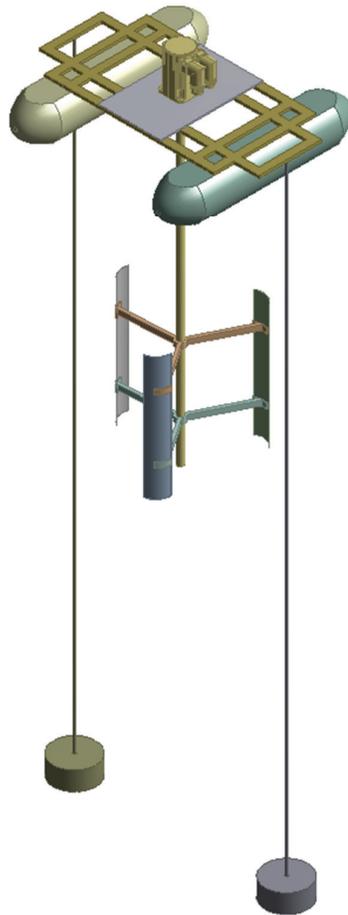


Figura 6.3 - Sistema para geração de energia com ancoragem do tipo peso-morto.

A construção de matrizes com diversas turbinas hidrocinéticas verticais é uma possibilidade viável para pequenas comunidades isoladas localizadas às margens de rios. Diversas configurações são possíveis, dentre elas, os sistemas totalmente descentralizados, de fácil expansão mas que apresentam maior custo devido a utilização de conjuntos independentes, e os sistemas centralizados, de expansão mais difícil mas menor razão de custo por potencial instalado.



Figura 6.4 - Matriz descentralizada para geração de energia através de correntezas.

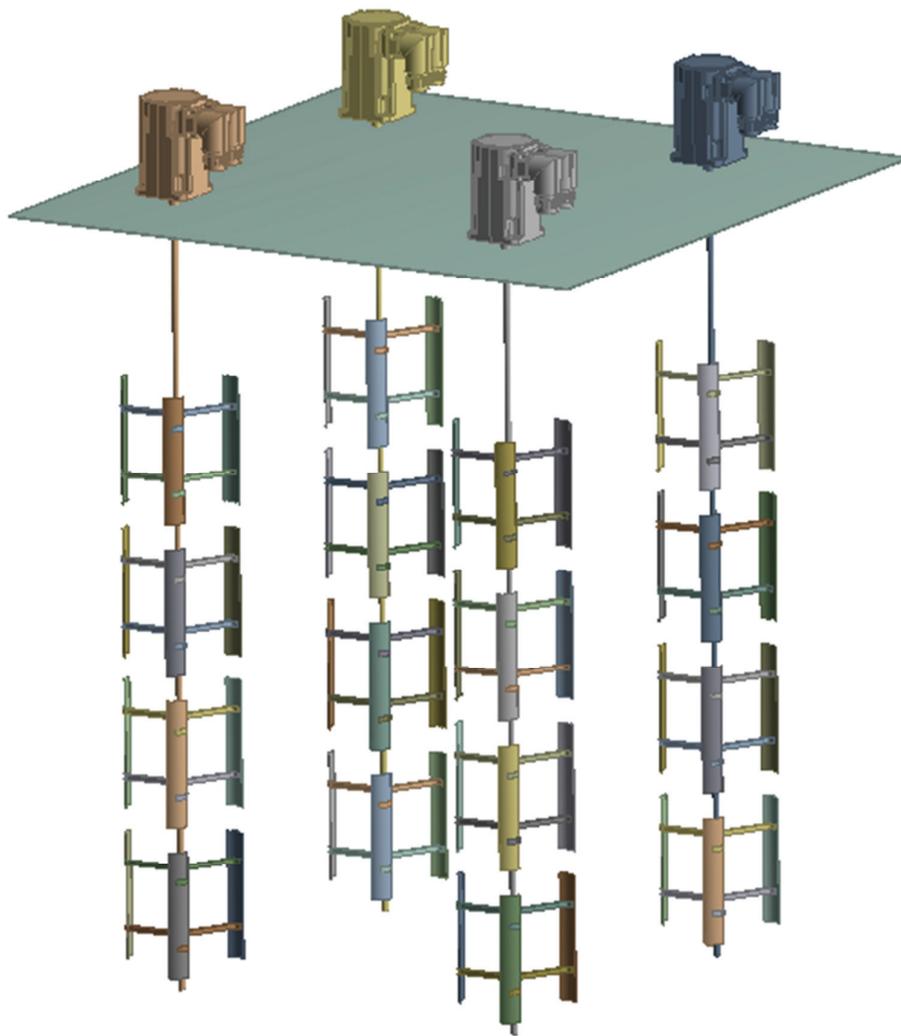


Figura 6.5 - Matriz centralizada para geração de energia através de correntezas.

7 CONCLUSÕES

Apesar da conversão energética de fluxos aquáticos, energia hidrocínética, compartilhar muitas similaridades com a conversão de fluxos de ar, energia eólica, a aplicação de turbinas hidrocínéticas cria novos desafios que envolvem diferentes considerações físicas.

Durante as últimas décadas prevaleceu o uso e desenvolvimento de turbinas eólicas de eixo horizontal, devido a diversas vantagens relacionadas desde a eficiência até custo e dimensões do equipamento para essa aplicação. No entanto, o emprego de turbinas de eixo vertical para aplicações hidrocínéticas é promissor devido à vantagens potenciais como: alta eficiência em faixas de baixa razão de velocidade da ponta; robustez mesmo quando submetida a correntes reversíveis; menor impacto sobre a fauna aquática devido à operação em baixa rotação; menor custo do equipamento em vista da possibilidade de conexão direta com o eixo do gerador ou transmissão, os quais podem ser facilmente posicionados fora da água diminuindo a degradação por corrosão; ampla gama de possibilidades de agrupamento e formação de matrizes de turbinas para geração de energia em maior escala.

Ao contrário do padrão energético adotado por diversos governos ao redor do planeta, muitas vezes por falta de melhores opções naturais, o Brasil possui recursos energéticos naturais, dentre eles hidráulicos, muito amplos e que permitem a diversificação e descentralização da matriz energética com o objetivo final de aumento da robustez, estabilidade da rede e redução de custos totais agregados durante o ciclo de vida das centrais de geração de energia. A utilização de turbinas hidrocínéticas é uma possibilidade viável como fonte alternativa, econômica e ambientalmente sustentável, de geração de energia no Brasil.

Esse tipo de projeto energético é adequado principalmente à região norte do país, devido a enorme densidade pluvial e à predominância de pequenas comunidades remotas que se dispõem normalmente às margens de rios perenes e de grande potencial energético. No entanto, outras regiões como a bacia do Rio de Janeiro, que compreende os litorais desde o estado do Paraná até o Espírito Santos também possuem elevado potencial hidrocínético, com velocidades de correnteza próximas às encontradas no gigantesco rio Amazonas.

Este trabalho adota simulação numérica de dinâmica de fluidos para o projeto e determinação da influência dos diversos parâmetros da turbina hidrocínética na eficiência do

mecanismo. Para caracterização dos efeitos de turbulência, foi utilizada a mediação de Reynolds das equações de Navier Stokes (RANS – Reynolds Average Navier Stokes) com o modelo de fechamento de turbulência $k-\omega$ em uma malha de alta densidade.

Os resultados mostraram maior coeficiente de torque para o projeto desenvolvido com perfil arco circular de pá, em detrimento dos perfis plano, NACA 0018 e NACA 1548. Tanto nos casos estáticos com análise por superposição de pás, quanto nos casos estáticos de turbina completa e no caso dinâmico, o perfil arco circular apresenta o maior potencial de utilização. De fato, esse perfil é menos sensível a grande variação do ângulo de ataque durante o período de operação da turbina.

Adicionalmente, o aumento da solidez da turbina, alcançado com o incremento do número de pás, também resultou em melhoria do comportamento do mecanismo, seja pela maximização do coeficiente de torque, seja pela minimização da flutuação desse parâmetro ao longo do ciclo de operação da turbina. O aumento do número de pás induz redução das forças hidrodinâmicas radiais no eixo do rotor, o que é desejado do ponto de vista estrutural.

Trabalhos subseqüentes devem incluir estudos detalhados de valores de avanço do ângulo de ataque em função das faixas de operações de velocidade da ponta da pá, assim como especificação do gerador, construção de protótipos e realização de testes para validação dos resultados e conceitos desenvolvidos no presente trabalho por meio de simulação numérica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMARANTE, O.A.C.; BROWER, M.; ZACK, J.; SÁ, A. L. **Atlas do Potencial Eólico Brasileiro**, Brasília, 2001. 44p.

ANDERSON, J.D. **Computational Fluid Dynamics: The Basics with Applications**, New York: McGraw-Hill, 1995. 543p.

ANSYS CFX 14.0 TUTORIAL, **Near-Wall Treatments for Wall-Bounded Turbulent Flows**, Canonsburg, 2011. 722p.

ARANGO, M.A. **Resource Assessment and Feasibility Study for Use of Hydrokinetic Turbines in the Tailwaters of the Priest Rapids Project**. 2011. 175p. Master of Science in Mechanical Engineering, University of Washington, Washington.

ASHWILL, T.D.; LEONARD, T.M. **Developments in Blade Shape Design for a Darrieus Vertical Axis Wind Turbine**, Livermore, Sandia National Laboratories, 1986. 22p.

BATTEN, W.M.J.; BAHAJ, A.S., MOLLAND, A.F.; CHAPLIN, J.R. Hydrodynamics of Marine Current Turbines, **Renewable Energy Journal**, n.31, p.249-256, 2006.

CARRIGAN, T.J. **Aerodynamic Shape Optimization of a Vertical Axis Wind Turbine**. 2010. 96p. Master of Science in Mechanical Engineering, Texas University, Arlington.

CATALANO, P.; TOGNACCINI, R. Rans Analysis of the low-Reynolds Number Flow around the sd7003 Airfoil, **Aerospace Science and Technology Journal**, n.15, p.615- 626, 2011.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, ELETROBRAS. **Atlas do Potencial Hidrelétrico Brasileiro**, Rio de Janeiro, 2003.

CENTRAIS ELÉTRICAS BRASILEIRAS, ELETROBRAS. **Sistema de Informação do Potencial Hidrelétrico Brasileiro**, SIPOT. Rio de Janeiro, 2003

DIXON, D. **Assessment of Water Potential and Developments Needs**, Electric Power Research Institute, Palo Alto, 2007. 110p.

GIBILISCO, S. **Alternative Energy Demystified: A self-teaching guide**, New York: McGraw-Hill, 2007. 337p.

PREVISIC, M.; BEDARD, R. **River In-Stream Energy Conversion (RISEC) Characterization of Alaska Sites**, Electric Power Research Institute, Alaska, 2008. 74p.

HARDISTY, J. **The Analysis of Tidal Stream Power**, Hull-UK: Wiley Blackwell, 2009. 332p.

HAU, E. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**, Munich: Springer, 2005. 791p.

JOHNSTON JR., S.F. **Proceedings of the Vertical Axis Wind Turbine (VAWT) Design Technology Seminar for Industry**, Livermore, Sandia National Laboratories, 1982. 341p.

JONES, W.P.; LAUNDER, B.E. The prediction of laminarization with a two-equation model of turbulence, **International Journal for Heat and Mass Transfer**, 1972. 9p.

KASSAM, S. **In-Situ Testing of a Darrieus Hydro Kinetic Turbine in Cold Climates**. 2009. 210p. Master of Science in Mechanical Engineering, University of Manitoba, Manitoba.

KIRKE, B.K. Tests on ducted and bare helical and straight blade Darrieus hydrokinetic turbines, **Renewable Energy Journal**, n.36, p.3013-3022, 2011.

KUERTEN, S.; SANTOS, M.L.; SILVA, A. **Variação das Características Hidrosedimentares e Geomorfologia do Leito do Rio Ivaí – PR em seu Curso Inferior**, São Paulo, UNESP Geociências, v.28, n.2, p.143-151, 2009.

LAZAUKAS, L.; KIRKE, B.K. Modeling passive pitch cross flow hydrokinetic turbines to maximize performance and smooth operation, **Renewable Energy Journal**, n.45, p.41-50, 2012.

MANWELL, J.F.; MCGOWAN, J.G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained**, Baffins Lane: John Wiley & Sons Ltd, 2002, 588p.

MESQUITA, A.R.; HARARI, J. Propagation of Tides and Circulation of Tidal Currents on the Southeastern Brazilian Shelf, Instituto Oceanográfico da Universidade de São Paulo, <http://www.mares.io.usp.br/aagn/32o1.html> (acessado em 02 de fevereiro de 2013).

RETSCREEN INTERNATIONAL, **Clean Energy Project Analysis: RETScreen Engineering & Cases Textbook**, Minister of Natural Resources Canada, 2005, 456p.

SHELDAHL, R.E. **Comparison of Field and Wind Tunnel Darrieus Wind Turbine Data**, Livermore, Sandia National Laboratories, 1981. 22p.

SORNES, K. **Small-scale Water Current Turbines for River Applications**, Oslo: Zero Emission Resource Organization, 2010, 24p.

ANDERSON, J.D. **Instructor's Solutions Manual to accompany Fundamentals of Aerodynamics**, New York: McGraw-Hill, 1995, 135p.

SUTHERLAND, H.J.; BERG, D.E.; ASHWILL, T.D. **A Retrospective of VAWT Technology**, Livermore, Sandia National Laboratories, 2012, 64p.

WOOD, D. **Small Wind Turbines: Analysis, Design and Application**, London: Springer, 2011, 291p.

WORSTELL, M.H. **Aerodynamic Performance of the 17 Meter Diameter Darrieus Wind Turbine**, Livermore, Sandia National Laboratories, 1978, 63p.

VAN ELS, R.H. **Sustentabilidade de projetos de implementação de aproveitamentos em comunidades tradicionais na Amazônia: Casos no Suriname e Amapá**, 2008. 261p. Tese de Doutorado – Universidade de Brasília, Brasília.

ZANETTE, J.; IMBAULT, D.; TOURABI, A. A design methodology for cross flow water turbines, **Renewable Energy Journal**, n.35, p.997-1009, 2009.

CADA, G.F.; BEVELHIMER, M.S. **Attraction to and Avoidance of Instream Hydrokinetic Turbines by Freshwater Aquatic Organisms**, Oak Ridge: Oak Ridge National Laboratory – U.S. Department of Energy, 2011, 43p.

GUNEY, M.S. Evaluation and measures to increase performance coefficient of hydrokinetic turbines, **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, n.15, p.3669-3675, 2011.

ANYI, M.; KIRKE, B. Evaluation of small axial flow hydrokinetic turbines for remote communities, **Energy for Sustainable Development**, n.14, p.110-116, 2010.

KHAN, M.J.; BHUYAN, G.; IQBAL, M.T.; QUAICOE, J.E. Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal applications: A technology status review, **Applied Energy**, n.86, p.1823-1835, 2009.

SHELDAHL, R.E., KLIMAS, P.C. **Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines**, Livermore, Sandia National Laboratories, 1981, 118p.

APÊNDICE A - Programa para Gerar Perfil NACA 0018

```
function planeSketchesOnly (p)
{
var n=1; //número de pás
var r=0.5; //diâmetro do rotor
var c=0.18; //comprimento da corda
var t=0.18; //espessura da pá
p.Plane = agb.GetActivePlane(); //função para gerar o plano do desenho
p.Origin = p.Plane.GetOrigin();
p.XAxis = p.Plane.GetXAxis();
p.YAxis = p.Plane.GetYAxis();
p.Sk1 = p.Plane.NewSketch(); //criação de um novo ambiente de desenho
p.Sk1.Name = "Sketch1";
for (j=0.0; j<n;j++)
{
airfoil(p,c,t,r,j); // chamada da função para criar a pá
}
with (p.Plane)
{
}
p.Plane.EvalDimCons();
return p;
} //End Plane JScript function: planeSketchesOnly
#####FUNÇÃO PARA DESENHAR O PERFIL#####
function airfoil(p,c,t,r,j) // função para desenhar a pá
{
with (p.Sk1)
{
#####PERFIL SUPERIOR#####
p.Sp7 = SplineBegin();
with(p.Sp7)
{
SplineFlexibility = agc.Yes;
var z=0.0 // variável de controle da posição y da pá
var xx=c/100. // incremento do comprimento da pá
var x=0.0 // posição x da pá
for(i=0.0; i<=100.0;i++)
{
if (i==100) // ajuste do final do perfil da pá
{
rt=-0.1036;
}
// cálculo da posição y do perfil da pá
z=0.2969*Math.sqrt(x/c)
z=z+(-0.1260*x/c)
z=z+(-0.3516*(x/c)*(x/c))
z=z+(0.2843*(x/c)*(x/c)*(x/c))
z=z+(rt*(x/c)*(x/c)*(x/c)*(x/c))

```

```

z=z*t*c/(0.2)
x=x+xx
x1=x
y1=z
SplineXY(x1, y1);
}
SplineFitPtEnd();
}
#####PERFIL INFERIOR#####
p.Sp8 = SplineBegin();
with(p.Sp8)
{
SplineFlexibility = agc.Yes;
var z=0.0 // variável de controle da posição y da pá
var xx=c/100 // incremento do comprimento da pá
var x=0.0 // posição x da pá
for(i=0.0; i<=100.0;i++)
{
z=0.2969*Math.sqrt(x/c)
z=z+(-0.1260*x/c)
z=z+(-0.3516*(x/c)*(x/c))
z=z+(0.2843*(x/c)*(x/c)*(x/c))
if (i==100) // ajuste do final do perfil da pá
{
rt=-0.1036;
}
z=z+(rt*(x/c)*(x/c)*(x/c)*(x/c))
z=z*t*c/(0.2)
x=x+xx
x1=x
y1= -z
SplineXY(x1, y1); }
SplineFitPtEnd();
}
//Finish
agb.Regen(); //To insure model validity
//End DM JScript

```

APÊNDICE B - Programa para Gerar Perfil NACA 1548

```
function planeSketchesOnly (p)
{
var n=1; //número de pás
var r=0.5; //raio do rotor
var c=0.18; //comprimento da corda
var t=0.08; //razão da espessura
var m=0.15; //máxima curva
var pa=0.4; //posição da máxima curva
p.Plane = agb.GetActivePlane();//função para gerar o plano do desenho
p.Origin = p.Plane.GetOrigin();
p.XAxis = p.Plane.GetXAxis();
p.YAxis = p.Plane.GetYAxis();
p.Sk1 = p.Plane.NewSketch(); //criação de um novo ambiente de desenho
p.Sk1.Name = "Sketch1";
for (j=0.0; j<n;j++)
{
airfoil(m,pa,p,c,t,r,j);
}
with (p.Plane)
{
}
p.Plane.EvalDimCons(); //Final evaluate of all dimensions and constraints in plane
return p;
}
#####FUNÇÃO PARA DESENHAR A PÁ#####
function airfoil(m,pa,p,c,t,ofx,ofz,rteta,r,j)
{
with (p.Sk1)
{
#####PERFIL SUPERIOR#####
p.Sp7 = SplineBegin();
with(p.Sp7)
{
SplineFlexibility = agc.Yes;
var z=0.0 //variável de posição y da pá
var rt=-0.1015;
var xx=c/1000. //incremento ao longo de x
var x=0.0
for(i=0.0; i<=1000.0;i++)
{
if (i==1000) //correção do final do perfil
{
rt=-0.1036;
}
}
// cálculo da posição y do perfil da pá
z=0.2969*Math.sqrt(x/c)
```

```

z=z+(-0.1260*x/c)
z=z+(-0.3516*(x/c)*(x/c))
z=z+(0.2843*(x/c)*(x/c)*(x/c))
z=z+(rt*(x/c)*(x/c)*(x/c)*(x/c))
z=z*t*c/(0.2)
if ((x>=0)&&(x<=pa*c)) // cálculo da linha média curva
{
zc=m*x*(2*pa-x/c)/(pa*pa)
teta=Math.atan(2*m*(c*pa-x)/(c*pa*pa))
}
if ((x>=pa*c)&&(x<=c)) // cálculo da linha média curva
{
zc=m*(c-x)*(1+x/c-2*pa)/((1-pa)*(1-pa))
teta=Math.atan(2*m*(pa*c-x)/(c*(1-pa)*(1-pa)))
}
x=x+xx
x1=x-z*Math.sin(teta) //posição ao longo de x
y1=zc+z*Math.cos(teta) //posição ao longo de y
SplineXY(x1, y1);
}
SplineFitPtEnd();
}
#####PÁ INFERIOR#####
p.Sp8 = SplineBegin();
with(p.Sp8)
{
SplineFlexibility = agc.Yes;
var z=0.0 //variável de posição y da pá
var rt=-0.1015;
var xx=c/1000. //incremento ao longo de x
var x=0.0
for(i=0.0; i<=1000.0;i++)
{
if (i==1000) //correção do final do perfil
{
rt=-0.1036;
}
// cálculo da posição y do perfil da pá
z=0.2969*Math.sqrt(x/c)
z=z+(-0.1260*x/c)
z=z+(-0.3516*(x/c)*(x/c))
z=z+(0.2843*(x/c)*(x/c)*(x/c))
z=z+(rt*(x/c)*(x/c)*(x/c)*(x/c))
z=z*t*c/(0.2)
if ((x>=0)&&(x<=pa*c)) // cálculo da linha média curva
{
zc=m*x*(2*pa-x/c)/(pa*pa)
teta=Math.atan(2*m*(c*pa-x)/(c*pa*pa))
}
if ((x>=pa*c)&&(x<=c)) // cálculo da linha média curva
{
zc=m*(c-x)*(1+x/c-2*pa)/((1-pa)*(1-pa))
teta=Math.atan(2*m*(pa*c-x)/(c*(1-pa)*(1-pa)))
}
}
x=x+xx

```

```
x1=x+z*Math.sin(teta) //posição ao longo de x
y1=z-z*Math.cos(teta) //posição ao longo de y
  SplineXY(x1, y1);
}
SplineFitPtEnd();
}
//Finish
agb.Regen(); //To insure model validity
//End DM Jscript
```

APÊNDICE C - Equações Governantes da Dinâmica de Fluidos

Todas as formas de estudo computacional de dinâmica de fluidos são baseadas nas equações fundamentais de continuidade, momento e de energia.

C.1 Equação de Continuidade

O princípio físico de conservação de massa é a base para a determinação da equação da continuidade.

Tomando, por exemplo, um volume de controle fixo no espaço, de forma arbitrária e tamanho finito, vide figura C.1. A superfície que cerca esse volume de controle é chamada de superfície de controle. O fluido move-se através do volume de controle, fluindo pela superfície de controle. Em um ponto na superfície de controle a velocidade do fluxo é \vec{V} e o vetor elementar de área da superfície é $d\vec{S}$. Designa-se dV como o volume elementar dentro do volume de controle finito.

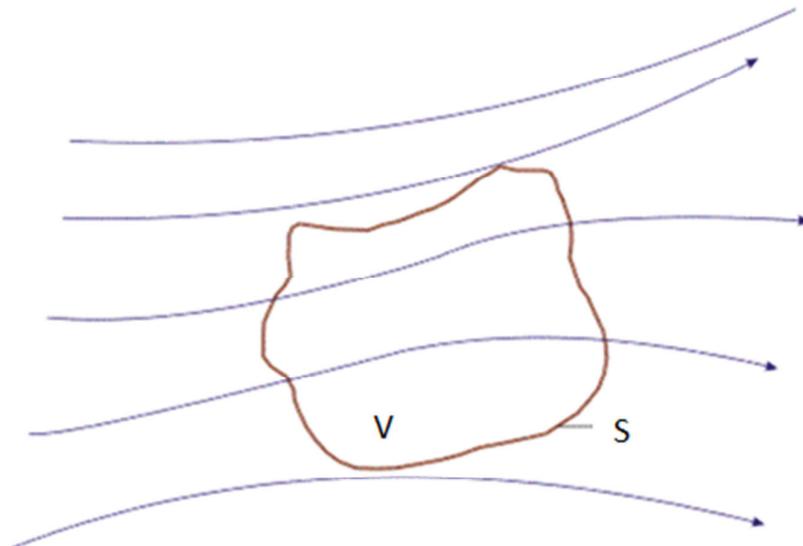


Figura C.0.1 - Volume de controle finito, fixo no espaço com o fluido movendo-se através dele.

Pelo princípio de conservação de massa, a massa virtual que flui para fora do volume de controle V através da superfície S é igual à taxa temporal de decaimento da massa dentro do volume de controle.

O fluxo de massa de um fluido em movimento através de uma superfície fixa é igual ao produto da densidade pela área da superfície pelo componente perpendicular da velocidade na superfície, dessa forma:

$$\rho V_n dS = \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} \quad (C.1)$$

Nota-se que $d\vec{S}$ sempre aponta para fora do volume de controle, e quando \vec{V} também aponta para fora do volume de controle o produto é positivo e designa fluxo para fora do volume de controle.

O fluxo virtual de massa para fora do volume de controle inteiro é a soma em S do fluxo de massa elementar.

$$\iint_S \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} \quad (C.2)$$

Já a massa contida dentro do volume elementar dV é ρdV . E a massa total dentro do volume de controle é

$$\iiint_V \rho dV \quad (C.3)$$

A taxa temporal de diminuição de massa dentro de V é então

$$-\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV \quad (C.4)$$

Substituindo os dois termos segundo o princípio físico chega-se a forma integral da equação da continuidade:

$$\frac{\partial}{\partial t} \iiint_V \rho dV + \iint_S \rho \vec{V} \cdot d\vec{S} = 0 \quad (C.5)$$

C.2 Equação de Quantidade de Movimento

Aplica-se outro princípio físico fundamental para um modelo do fluxo, nominalmente a segunda lei de Newton:

$$\vec{F} = m\vec{a} \quad (C.6)$$

Considera-se um elemento de fluido móvel, como mostrado na figura C.2. A segunda lei de Newton, expressa acima, pode ser aplicada ao elemento de fluido móvel da figura C.2, de tal forma que as forças virtuais no elemento fluido são iguais a sua massa multiplicada por sua aceleração.

Existem duas fontes básicas de forças. As forças de corpo, que atuam diretamente sobre a massa volumétrica do elemento de fluido. Essas forças atuam a distância; exemplos são as forças gravitacionais, elétricas e magnéticas. As forças de superfície atuam diretamente na superfície do elemento de fluido e são originadas da distribuição de pressão que atua na superfície imposta pelo fluido que se localiza ao redor do elemento, ou da distribuição de tensões cisalhantes e normais que atuam na superfície, também impostas pelo fluido fora do elemento que “puxa” e “empurra” as superfícies do elemento devido ao atrito.

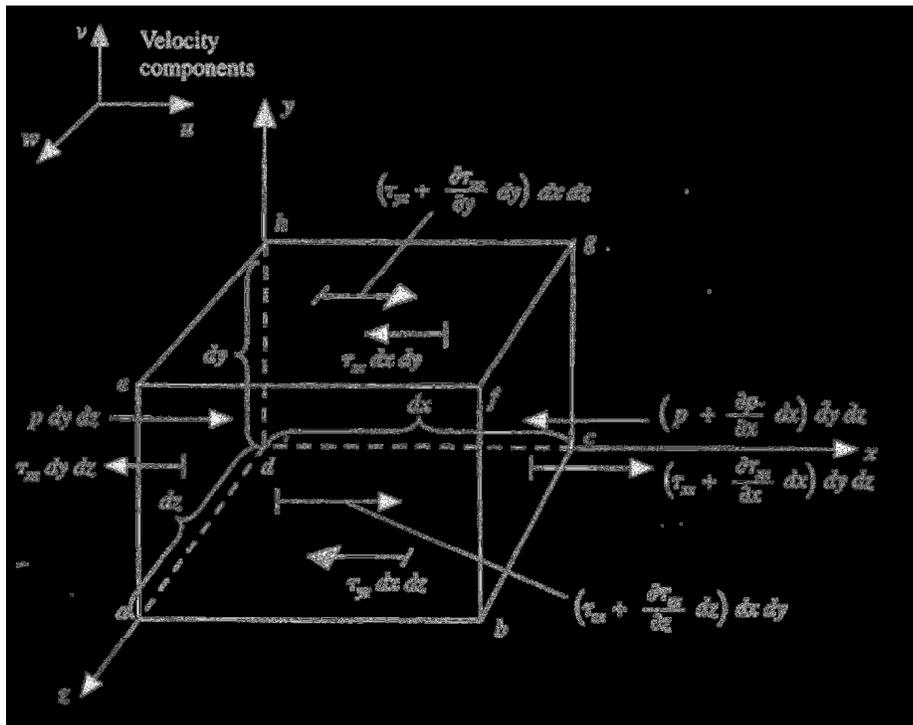


Figura C.0.2 - Elemento de fluido móvel, infinitesimalmente pequeno. Apenas as forças na direção x são mostradas. (Anderson, J. D., 1995, p. 61)

Denotando as forças de corpo por unidade de massa no elemento de fluido por \vec{f} , com f_x sendo a componente na direção x. Uma vez que o volume do elemento de fluido é $dx dy dz$; então a força de corpo da direção x pode ser definida por

$$\rho f_x (dx dy dz) \quad (C.7)$$

As tensões cisalhantes e normais no fluido estão relacionadas à taxa temporal de variação da deformação no elemento de fluido. A tensão cisalhante, denotada por τ_{yx} , está

relacionada com a taxa temporal de variação da deformação cisalhante no elemento de fluido, enquanto a tensão normal, denotada por τ_{xx} , está relacionada com a taxa temporal de mudança do volume do elemento de fluido. Na maior parte dos fluxos viscosos, as tensões normais são muito menores do que as tensões cisalhantes, sendo até negligenciadas. Tensões normais tornam-se importantes em condições nas quais os gradientes da velocidade normal são muito grandes, como por exemplo em ondas de choque.

A soma das forças de superfície no elemento infinitesimal na direção x resulta em

$$\begin{aligned} \left[p - \left(p + \frac{\partial p}{\partial x} dx \right) \right] dy dz + \left[\left(\tau_{xx} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} dx \right) - \tau_{xx} \right] dy dz \\ + \left[\left(\tau_{yx} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} dy \right) - \tau_{yx} \right] dx dz + \left[\left(\tau_{zx} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} dz \right) - \tau_{zx} \right] dx dy \end{aligned} \quad (C.8)$$

A força total na direção x é dada pela soma das equações 4.7 e 4.8

$$F_x = \left[-\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} \right] dx dy dz + \rho f_x (dx dy dz) \quad (C.9)$$

O componente de aceleração na direção x, denotado por a_x , é simplesmente a taxa temporal de variação de u, mas como trata-se de um elemento de fluido móvel, esta taxa temporal de variação é dada pela derivada substancial.

$$a_x = \frac{Du}{Dt} \quad (C.10)$$

Combinando-se as equações 4.6, 4.9 e 4.10:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (C.11a)$$

A mesma abordagem pode ser utilizada nas direções y e z:

$$\rho \frac{Dv}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (C.11b)$$

$$\rho \frac{Dw}{Dt} = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (C.11c)$$

As equações diferenciais parciais apresentadas acima foram obtidas diretamente através da aplicação do princípio físico fundamental em um elemento de fluido infinitesimal. Como este elemento de fluido está se movendo com o fluxo, tais equações estão na forma não-conservativa. Tais equações são escalares e também conhecidas por equações de Navier-Stokes.

As equações de Navier-Stokes podem ser obtidas na forma conservativa pela expansão da derivada substancial.

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \vec{V} \cdot \nabla u \quad (C.12)$$

Também expandindo o seguinte termo derivativo

$$\rho \frac{\partial u}{\partial t} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u \frac{\partial(\rho)}{\partial t} \quad (C.13)$$

Lembrando da identidade vetorial para o divergente do produto de um escalar por um vetor,

$$\nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) + (\rho \vec{V}) \cdot \nabla u$$

ou

$$(\rho \vec{V}) \cdot \nabla u = \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) - u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \quad (C.14)$$

Substituindo as equações C.13 e C.14 em C.12

$$\begin{aligned} \rho \frac{Du}{Dt} &= \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u \frac{\partial(\rho)}{\partial t} - u \nabla \cdot (\rho \vec{V}) + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) \\ &= \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} - u \left[\frac{\partial(\rho)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}) \right] + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) \end{aligned} \quad (C.15)$$

No entanto, o termo entre colchetes é simplesmente o lado esquerdo da equação da continuidade:

$$\rho \frac{Du}{Dt} = \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) \quad (C.16)$$

A substituição da equação C.16 em C.11 resulta na forma conservativa das equações de Navier-Stokes.

$$\frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho u \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{xx}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yx}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zx}}{\partial z} + \rho f_x \quad (C.17a)$$

$$\frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho v \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{xy}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yy}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zy}}{\partial z} + \rho f_y \quad (C.17b)$$

$$\frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho w \vec{V}) = -\frac{\partial p}{\partial z} + \frac{\partial \tau_{xz}}{\partial x} + \frac{\partial \tau_{yz}}{\partial y} + \frac{\partial \tau_{zz}}{\partial z} + \rho f_z \quad (C.17c)$$

Para fluidos newtonianos, as tensões cisalhantes em um fluido são proporcionais aos gradientes de velocidade. Para tais fluidos Stokes obteve que

$$\tau_{xx} = \lambda(\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \quad (C.18a)$$

$$\tau_{yy} = \lambda(\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \quad (\text{C.18b})$$

$$\tau_{zz} = \lambda(\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \quad (\text{C.18c})$$

$$\tau_{xy} = \tau_{yx} = \mu \left[\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right] \quad (\text{C.18d})$$

$$\tau_{xz} = \tau_{zx} = \mu \left[\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right] \quad (\text{C.18e})$$

$$\tau_{yz} = \tau_{zy} = \mu \left[\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right] \quad (\text{C.18f})$$

onde μ é o coeficiente de viscosidade molecular e λ é o coeficiente de viscosidade segunda. Stokes também postulou a hipótese que

$$\lambda = -\frac{2}{3}\mu \quad (\text{C.19})$$

o que, apesar de ser freqüentemente usado, ainda não foi confirmado.

Substituindo as equações C.18 em C.17, obtém-se as equações completas de Navier-Stokes na forma conservativa;

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho uw)}{\partial z} \\ = -\frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda(\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial u}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \rho f_x \end{aligned} \quad (\text{C.20a})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho v)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho uv)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v^2)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho vw)}{\partial z} \\ = -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{\partial y} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda(\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial v}{\partial y} \right) \\ + \frac{\partial}{\partial z} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] + \rho f_y \end{aligned} \quad (\text{C.20b})$$

$$\begin{aligned}
& \frac{\partial(\rho w)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u w)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho v w)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho w^2)}{\partial z} \\
&= -\frac{\partial p}{\partial y} + \frac{\partial}{\partial x} \left[\mu \left(\frac{\partial u}{\partial z} + \frac{\partial w}{\partial x} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\mu \left(\frac{\partial w}{\partial y} + \frac{\partial v}{\partial z} \right) \right] \\
&+ \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda (\nabla \cdot \vec{V}) + 2\mu \frac{\partial w}{\partial z} \right) + \rho f_z
\end{aligned} \tag{C.20c}$$

C.3 Equação de Energia

Nessa seção, aplica-se o princípio físico fundamental de conservação da energia, ou seja, a primeira lei da termodinâmica aplicada a um elemento de fluido que se move com o fluxo. Nessa condição, a taxa de mudança da energia dentro do elemento iguala-se a soma do fluxo virtual de calor dentro do elemento e da taxa de trabalho realizada no elemento devido as forças de corpo e superfície.

A taxa de trabalho realizada pelas forças de corpo atuantes no elemento de fluido que se move a uma velocidade \vec{V} é

$$\rho \vec{f} \cdot \vec{V} (dx dy dz) \tag{C.21}$$

Considerando-se todas as forças de superfície mostradas na figura C.2 (apenas na direção x), a taxa de trabalho virtual realizada sobre o elemento de fluido móvel é

$$\left[-\frac{\partial(u p)}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial(u \tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial(u \tau_{zx})}{\partial z} \right] dx dy dz \tag{C.22}$$

O fluxo virtual de calor no elemento é devido ao aquecimento volumétrico pela absorção ou emissão de radiação e a transferência de calor através da superfície devido a gradientes de temperatura, ou seja, condução térmica.

O aquecimento volumétrico do elemento de fluido móvel é dado por

$$\rho \dot{q} dx dy dz \tag{C.23}$$

O calor transferido na direção x para o elemento de fluido por condução térmica é

$$\left[\dot{q}_x - \left(\dot{q}_x + \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} dx \right) \right] dy dz = \frac{\partial \dot{q}_x}{\partial x} dx dy dz \tag{C.24}$$

O fluxo de calor devido a condução térmica, pela lei de Fourier de condução de calor, é proporcional ao gradiente de temperatura local:

$$\dot{q}_x = -k \frac{\partial T}{\partial x} \tag{C.25}$$

onde k é a condutividade térmica.

Então, o calor transferido por condução térmica, considerando todas as direções pode ser escrito como

$$\left[\rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx dy dz \quad (C.26)$$

A energia do elemento de fluido em movimento pode ser modelada pela energia interna devido ao movimento aleatório das moléculas em movimento e pela energia cinética devido ao movimento de translação do elemento de fluido. Dessa forma, o elemento de fluido móvel possui ambas energia interna e cinética, e a soma dessas é a energia total.

$$\rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) dx dy dz \quad (C.27)$$

A equação final de energia é obtida na forma não conservativa.

$$\begin{aligned} \rho \frac{D}{Dt} \left(e + \frac{V^2}{2} \right) = & \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} \\ & - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} \\ & + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (C.28)$$

A energia interna pode ser expressa apenas por e , ou em termos da entalpia estática h , ou ainda da entalpia total $h_0 = h + V^2/2$.

Após diversas manipulações semelhantes às realizadas para a equação de momento, obtém-se a equação de energia na forma conservativa.

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \right] + \nabla \cdot \left[\rho \left(e + \frac{V^2}{2} \right) \vec{V} \right] \\ = \rho \dot{q} + \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k \frac{\partial T}{\partial z} \right) - \frac{\partial (up)}{\partial x} - \frac{\partial (vp)}{\partial y} \\ - \frac{\partial (wp)}{\partial z} + \frac{\partial (u\tau_{xx})}{\partial x} + \frac{\partial (u\tau_{yx})}{\partial y} + \frac{\partial (u\tau_{zx})}{\partial z} + \frac{\partial (v\tau_{xy})}{\partial x} + \frac{\partial (v\tau_{yy})}{\partial y} \\ + \frac{\partial (v\tau_{zy})}{\partial z} + \frac{\partial (w\tau_{xz})}{\partial x} + \frac{\partial (w\tau_{yz})}{\partial y} + \frac{\partial (w\tau_{zz})}{\partial z} + \rho \vec{f} \cdot \vec{V} \end{aligned} \quad (C.29)$$

C.4 Turbulência

Fluxos turbulentos contém campos de velocidade caoticamente flutuantes em uma grande escala temporal e espacial. A observação de tais flutuações requer um campo de fluxo altamente resolvido e é computacionalmente muito caro. A técnica de Mediação de Reynolds

(Reynolds Averaging) é uma alternativa muito popular para a análise de fluxos turbulentos. Nesse método, as variáveis nas equações de Navier-Stokes são decompostas em seus componentes médios e flutuantes.

Sendo assim, a decomposição de Reynolds da velocidade pode ser escrita como

$$\vec{V} = \overline{\vec{V}} + \vec{v}' \quad (\text{C.30})$$

As equações resultantes dessa decomposição são conhecidas como equações de Navier-Stokes por mediação de Reynolds. As equações de continuidade e momento para fluxos incompressíveis tornam-se:

Conservação de massa

$$\nabla \cdot \overline{\vec{V}} = 0 ; \nabla \cdot \vec{v}' = 0 \quad (\text{C.31})$$

Conservação de momento

$$\frac{D\overline{V}_1}{Dt} = \nu \nabla^2 \overline{V}_1 - \frac{\partial \overline{v_1'v_j'}}{\partial x_j} - \frac{1}{\rho} \frac{\partial \overline{p}}{\partial x_i} \quad (\text{C.32})$$

As equações instantâneas de Navier-Stokes usam variáveis médias no tempo, no entanto um termo adicional aparece nas equações de momento $\overline{v_1'v_j'}$ conhecido como Tensor de Reynolds. Esse termo cria nove incógnitas adicionais, necessitando de modelos de fechamento para resolver o sistema de equações. Muitos modelos de turbulência têm sido desenvolvidos, mas os mais usados são os modelos de turbulência de duas equações, $k - \epsilon$ e $k - \omega$.

Desenvolvido por Jones e Launder (1972), o modelo $k - \epsilon$ é o modelo de turbulência mais amplamente utilizado nos códigos de CFD. Este modelo têm se mostrado adequado para prever fluxos cisalhantes mas encontra problemas na resolução de fluxos próximos a paredes e gradientes de pressão adversos. Outro problema bem conhecido desse modelo é sua inabilidade para determinar fluxos turbulentos de baixo número de Reynolds.

Para resolver esses problemas para fluxos próximos a paredes, Wilcox (1993) desenvolveu o modelo $k - \omega$, o qual aumentou a habilidade para tratar a região viscosa próximo às paredes assim como gradientes de pressão na direção do fluxo. Isto o torna um modelo mais preciso e robusto para fluxos que são determinados pelos efeitos de parede.

Além de escolher o modelo mais adequado de turbulência, é importante representar a região próxima a parede de maneira adequada, uma vez que as paredes tem impacto significativo no fluxo. Especificamente, o grande cisalhamento imposto pela condição de contorno de parede sem escorregamento necessita ser bem representada na solução de velocidade na parede. Em adição, a turbulência também é afetada pela presença de paredes.

Muito próximo às paredes, amortecimento viscoso e o próprio bloqueio cinemático reduzem a velocidade tangencial e flutuações normais respectivamente.

Próximo a uma parede sem escorregamento, existem fortes gradientes nas variáveis dependentes, efeitos viscosos no processo de transporte também são grandes, e a representação desses processos numa simulação numérica expõe problemas como modelagem de efeitos viscosos na parede e resolução de rápidas variações das variáveis do fluxo.

Essa região próxima a parede, onde a solução contém elevados gradientes, é muito influente na determinação das características médias do fluxo mas é também a mais importante fonte de turbulência e vorticidade. Uma vez que esse transporte ocorre em uma escala muito menor relativo as outras escalas de comprimento do domínio, para se obter uma solução precisa é necessário alta resolução de malha nas paredes.

Experimentos e análises matemáticas têm mostrado que a região próxima da parede pode ser subdividida em duas camadas. Na camada mais interna, chamada de subcamada viscosa, o fluxo é praticamente laminar, e a viscosidade (molecular) é dominante na transferência de momento e calor. Um pouco mais longe da parede, na camada logarítmica, a turbulência domina o processo de mistura. Finalmente, existe a região entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica chamada de camada amortecida, onde os efeitos de viscosidade molecular e turbulência são de igual importância.

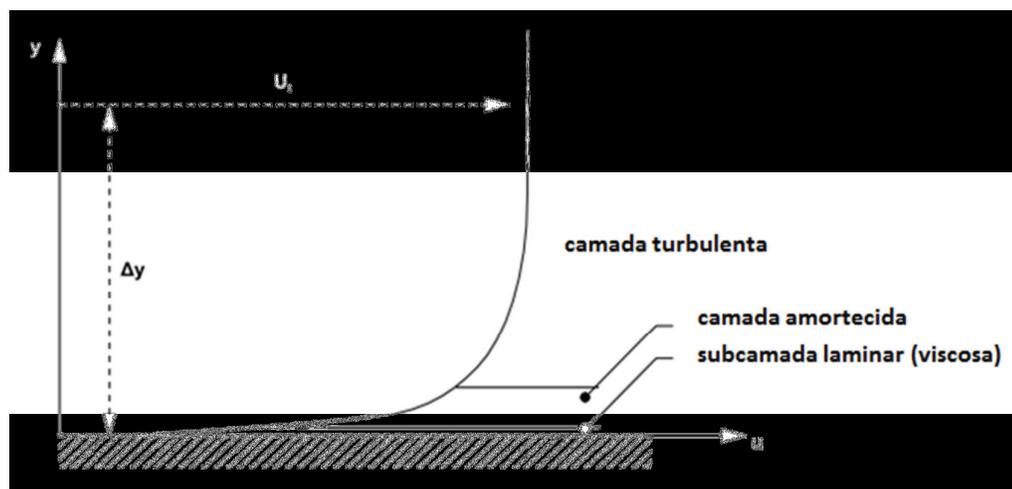


Figura C.0.3 - Subdivisões dentro da região próxima à parede.

Assumindo que o perfil logarítmico aproxima razoavelmente a distribuição de velocidade próxima à parede, tem-se um meio para calcular numericamente a tensão

cisalhante no fluido como função da velocidade a certa distância da parede. Isto é conhecido como ‘função logarítmica de parede’.

O método de função de parede usa fórmulas empíricas que impõem condições adequadas próximas da parede sem resolver a camada de contorno. A maior vantagem dessa técnica é que as camadas de cisalhamento de alto gradiente podem ser modeladas com malhas relativamente grosseiras, economizando recursos computacionais e também evitando a necessidade de cálculo dos efeitos viscosos no modelo de turbulência.

O refinamento da malha próximo a parede é determinado a partir do cálculo do y^+ , que determina a distância não dimensional entre a parede e o primeiro nó da malha, o qual, exceto para valores muito pequenos de número de Reynolds, pode ser determinado por:

$$\Delta y = cy^+ \sqrt{74} Re_c^{-13/14} \quad (C.33)$$

onde

$$Re_c = \frac{\rho V_\infty c}{\mu} \quad (C.34)$$

e Δy é a distância entre a parede e o primeiro nó.

Uma boa malha deve ter um número mínimo de pontos dentro da camada limite para que o modelo de turbulência possa trabalhar adequadamente. Como regra geral, a camada limite deve ser resolvida com ao menos 10 nós para função de parede, sendo que o nó mais próximo da parede deve estar dentro do intervalo $30 < y^+ < 300$.

No entanto, uma alternativa de maior custo computacional mas também de maior robustez e precisão é o “modelo de parede próxima”, no qual a subcamada viscosa é completamente resolvida pela malha. Esse modelo requer grande refinamento de malha próximo a parede e o nó mais próximo da parede deve satisfazer $y^+ < 2$.