

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio

Germán Alejandro Ibarra Bolaños

Itajubá, Maio de 2015

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Germán Alejandro Ibarra Bolaños

Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio

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

Área de concentração:

Exploração do Uso Racional de Recursos Naturais e Energia.

Orientador:

Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho

Co-orientador:

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramirez Camacho

**Mai de 2015
Itajubá**

**UNIVERSIDADE FEDERAL DE ITAJUBÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM
ENGENHARIA DE ENERGIA**

Germán Alejandro Ibarra Bolaños

Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio

Dissertação aprovada por banca examinadora em 07 de maio de 2015, conferindo ao autor o título de **Mestre em Ciências em Engenharia de Energia.**

Banca examinadora:

Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho (Orientador)

Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramírez Camacho (Co-orientador)

Prof. Dr. Hélcio Francisco Villa Nova - UNIFEI

Prof.^a Dr.^a Regiane Fortes Patella – LEGI-Grenoble INP

**Itajubá
2015**

Dedicatória

Aos meus pais, Luís e Blanca;

Aos meus irmãos, Daniel e Marcela;

À minha namorada Adriana, e sua família;

À memória da minha avó, Maria Luísa: um beijo no céu...

Agradecimentos

Primeiro, agradeço a Deus por me acompanhar fielmente nos meus caminhos, me demonstrando todo o seu amor sempre, mesmo com todos meus erros. Agradeço por todas as experiências durante este período e que agora fazem parte da minha vida.

Aos meus pais, Luís e Blanca, os meus irmãos, Daniel e Marcela, e a minha namorada Adriana e sua família, por todo o amor, carinho e apoio incondicional. Sem vocês, isto não teria sido possível.

Ao meu orientador, o Prof. Dr. Geraldo Lúcio Tiago Filho, por ter me dado a oportunidade de trabalhar com ele. Agradeço-lhe a confiança, as conversas interessantes e todos os conselhos que recebi dele. Foi um prazer ter sido o seu orientado.

Ao meu co-orientador, o Prof. Dr. Ramiro Gustavo Ramírez Camacho, por toda a ajuda e os conhecimentos adquiridos na realização do trabalho. Assim mesmo, agradeço-lhe por todo o seu apoio e a amizade.

A todos os demais professores, dentro e fora do Brasil, pela colaboração durante esta parte do meu processo de formação.

Aos meus amigos, especialmente, Sebastián, Anita, Gaylord, Germán, Antonio, Milena, Lidiane, Andrés e todos em Itajubá; também, Santiago, Luís Carlos e família, Carlos e Gretta, Johan e todos os amigos em Guaratinguetá. Em geral, a todos os brasileiros e amigos latino-americanos que fizeram parte desta experiência.

Aos membros do LHV, GEER e do CERPCH, em especial, Roberto, Priscila, Luciano, Luzia, Camila, Adriana, Lucia, Adriano e Jonathan, por toda a sua ajuda, amizade e momentos de confraternização.

Finalmente, e também importante, a CAPES, pelo apoio financeiro.

“Invention is the most important product of man's creative brain. The ultimate purpose is the complete mastery of mind over the material world, the harnessing of human nature to human needs”.

Nikola Tesla

My Inventions, in Electrical Experimenter magazine (1919)

Resumo

IBARRA B., G. A. (2015), Estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio, Itajubá, 128 p. Dissertação (Mestrado em Engenharia da Energia) – Instituto de Recursos Naturais, Universidade Federal de Itajubá.

O objeto de estudo neste trabalho é uma turbina hidrocínética cuja principal característica é o uso de rotores axiais em configuração multiestágio; isto é, instalados no mesmo eixo e, portanto, operando na mesma rotação. O projeto base da turbina corresponde ao chamado Grupo gerador “Poraquê”[®], composto de rotores axiais de quatro pás com geometria plana, criado e ensaiado em laboratório por pesquisadores da Universidade Federal de Itajubá. Esta geometria do rotor é agora ensaiada numericamente utilizando a abordagem da Dinâmica de Fluidos Computacional, especificamente, o programa ANSYS[®] FLUENT[™] V14. As condições de operação são de fluxo livre, ou seja, sem interação de paredes próximas, a diferença dos ensaios experimentais prévios.

Os resultados indicam que o rotor axial “Poraquê” apresenta características de desempenho inferiores quando opera em fluxo livre. Isto significa que a proximidade com as paredes do canal hidráulico gerou efeitos de bloqueio (*blockage effects*) que, de acordo com a literatura, são responsáveis de incrementar a eficiência e reduzir a separação axial entre rotores. Utilizando os conceitos da teoria e projeto de turbomáquinas como a teoria da grade linear, a teoria da asa de sustentação e do equilíbrio radial, foi possível calcular uma nova geometria de rotor com melhores características de desempenho. O estudo finaliza mencionando que na operação do sistema deve-se incluir o estudo dos efeitos de parede, e aponta a novos aspectos a serem incluídos em tais aplicações no futuro.

Palavras-chave: Energia hidrocínética, ganho de eficiência, projeto de turbinas axiais.

Abstract

IBARRA B., G. A. (2015), Study and improvement of a multistage hydrokinetic turbine, Itajubá, 128 p. Dissertation (Master of Science in Energy Engineering) – Natural Resources Institute, Federal University of Itajubá.

The object of study in this work is a hydrokinetic turbine whose main characteristic is the use of axial-flow rotors in a multistage configuration; i.e. placed on the same shaft and, therefore, operating at the same rotational speed. Rotor geometry is based on the one used in the “Poraquê” hydrokinetic turbine[®] consisting in four flat-bladed propellers, conceived and experimentally tested in laboratory by researchers at Federal University of Itajubá. This rotor geometry is now numerically tested using Computational Fluid Dynamics, specifically, the software ANSYS[®] FLUENT[™] V14. Modeling involves free-stream operating conditions, i.e. without wall interference over flow field, as it happened in previous experimental tests.

Results indicate that performance characteristics of the axial-flow rotor used in the “Poraquê” hydrokinetic turbine decrease for free-stream operation. This means that rotor proximity with hydraulic channel walls generated blockage effects, which are the cause of increase performance and reduce axial-separation between rotors, based on literature. Using the concepts of turbomachinery design, such as the linear cascade theory, the blade element theory and the radial equilibrium equation it was possible to get new rotor geometry with better performance. This study concludes mentioning that operating conditions would consider blockage effects studies, and points out other aspects to be included in such future applications.

Keywords: Hydrokinetic Energy, efficiency gain, Axial-flow turbine design.

SUMÁRIO

Sumário	i
Lista de Figuras	iv
Lista de Tabelas	ix
Simbologia	x
Letras latinas	x
Letras gregas	xii
Abreviaturas e siglas	xii
1. INTRODUÇÃO	1
1.1 Motivação	1
1.2 Objetivos e hipótese de estudo	6
1.2.1 Objetivo geral	6
1.2.2 Objetivos específicos	6
1.2.3 Hipótese de estudo	7
1.3 Contribuição	8
1.4 Organização do trabalho	8
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	10
2.1 Princípio de funcionamento	10
2.1.1 Desempenho	14
2.1.2 Esteira	21
2.2 Panorama da energia hidrocínética	23
2.2.1 Contexto mundial	23
2.2.2 Contexto regional	27
2.2.3 Contexto local	30
2.3 Sistemas hidrocínéticos com múltiplos rotores	35
2.3.1 Sistemas multiestágio	36
2.3.2 Grupo Gerador “Poraquê”	37
3. MODELAGEM EM DINÂMICA DE FLUIDOS COMPUTACIONAL	40
3.1 Equações gerais	40
3.1.1 Conservação da massa	41
3.1.2 Conservação da quantidade de movimento	41
3.2 Modelagem de turbinas de fluxo livre	42
3.2.1 Sistemas de referência	42
3.2.2 Malha computacional e condições de contorno	44

3.2.3	Escala do domínio computacional	45
3.2.4	Modelagem da turbulência	47
3.2.4.1	Lei da parede	47
3.2.4.2	Modelos de turbulência (Modelo κ - ω SST)	48
3.2.5	Parâmetros adicionais de solução	51
3.3	Metodologia e condições adotadas	53
3.3.1	Aspectos gerais	54
3.2.2	Condições de contorno e da turbulência	54
4.	RESULTADOS – ROTOR DE PÁ PLANA	57
4.1	Resultados para um único rotor	57
4.1.1	Geometria e malha computacional	57
4.1.2	Características de desempenho	60
4.1.3	Análise da esteira	65
4.2	Resultados para dois rotores multiestágio	69
4.2.1	Definição da separação entre rotores	69
4.2.2	Geometria e malha computacional	70
4.2.3	Características de desempenho	71
4.2.4	Análise da esteira	74
5.	RESULTADOS – ROTOR DE PÁ COM TORÇÃO	78
5.1	Conceitos teóricos para rotores axiais	78
5.1.1	Análise da grade linear e a teoria da asa de sustentação	78
5.1.2	Acoplamento de teorias	82
5.1.3	Equação de equilíbrio radial	83
5.2	Procedimento de projeto	84
5.2.1	Pré-projeto	85
5.2.2	Projeto	86
5.3	Resultados para um único rotor	93
5.3.1	Geometria e malha computacional	93
5.3.2	Características de desempenho	95
5.3.3	Análise da esteira	99
5.4	Resultados para dois rotores multiestágio	102
5.4.1	Definição da separação entre rotores	102
5.4.2	Geometria e malha computacional	103
5.4.3	Características de desempenho	104
5.4.4	Análise da esteira	106

6. CONCLUSÕES E TRABALHO FUTURO	108
6.1 Conclusões	108
6.2 Recomendações e trabalho futuro	111
REFERÊNCIAS	113
APÊNDICE A Teoria do disco atuador de Betz	125
APÊNDICE B Relação entre a solidez e os parâmetros de desempenho	129
APÊNDICE C Análise da gestão tecnológica aplicada à energia hidrocínética	131
APÊNDICE D Valores do parâmetro y^+ nas modelagens computacionais	135
APÊNDICE E Tabela de dados do projeto do rotor de pá com torção	137
APÊNDICE F Diagrama polar do perfil em chapa circular	139
APÊNDICE G Distribuição do coeficiente de pressão em ambos os rotores	140

Lista de Figuras

Figura 1.1	Mapa do potencial estimado em correntes de marés, a ser aproveitado com tecnologias como a hidrocínética.	3
Figura 1.2	Mapas mundiais em escala 1:5.000.000.	3
Figura 1.3	Densidade de população sem acesso à eletricidade e energia moderna para cocção em 2005.	4
Figura 1.4	Disponibilidade hídrica superficial estimada no Brasil em 2012.	5
Figura 2.1	Queda bruta (Hbr) em um aproveitamento hidrelétrico.	10
Figura 2.2	Velocidades do fluxo na entrada e saída do volume de controle que contém o rotor.	13
Figura 2.3	Representação da Teoria do disco atuador.	15
Figura 2.4	Esquemas relacionados à Teoria do Elemento da Pá proposta por Glauert.	17
Figura 2.5	Coeficiente de potência ideal em função de parâmetros reais para turbinas de fluxo livre.	18
Figura 2.6	Curvas de desempenho para turbinas de fluxo livre.	20
Figura 2.7	Zonas características na esteira de turbinas de fluxo livre.	21
Figura 2.8	Sistema de vórtices gerados na esteira de uma turbina de fluxo livre.	22
Figura 2.9	Projetos de energia oceânica pré-comerciais e comerciais de Ocean Energy Systems.	23
Figura 2.10	Projetos sobre energia oceânica e hidrocínética continental, registrados na base de dados do Departamento de Energia dos Estados Unidos.	24
Figura 2.11	Exemplos de projetos hidrocínéticos no mundo.	26
Figura 2.12	Participação da geração elétrica por tipo de fonte em cada país membro da OLADE.	27
Figura 2.13	Exemplos de projetos hidrocínéticos na América do Sul.	29
Figura 2.14	Primeiros sistemas hidrocínéticos ensaiados na Amazônia Brasileira.	30
Figura 2.15	Outros sistemas hidrocínéticos ensaiados pelo INPA.	31
Figura 2.16	Turbina desenvolvida na Universidade de Brasil.	32
Figura 2.17	Alguns sistemas hidrocínéticos propostos no Brasil.	33
Figura 2.18	Sistemas propostos na universidade Federal de Itajubá.	34

Figura 2.19	Configurações de turbinas hidrocinéticas estudadas para seu uso em parques hidrocinéticos.	35
Figura 2.20	Sistema multiestágio da empresa norte-americana Hydro Green Energy.	36
Figura 2.19	Configuração de turbinas hidrocinéticas.	
Figura 2.19	Configurações de turbinas hidrocinéticas estudadas para o seu uso em parques hidrocinéticos.	35
Figura 2.20	Sistema multiestágio da empresa dos Estados Unidos, Hydro Green Energy.	36
Figura 2.21	Sistemas multiestágio baseados no conceito do inventor Tonchev.	37
Figura 2.22	Grupo Gerador “Poraquê”.	37
Figura 2.23	Detalhes da bancada de ensaios do Grupo Gerador “Poraquê”.	38
Figura 2.24	Detalhes dos ensaios experimentais do Grupo Gerador “Poraquê”.	39
Figura 3.1	Algumas modelagens computacionais utilizando ANSYS® FLUENT™.	43
Figura 3.2	Tipos de elementos em uma malha híbrida.	44
Figura 3.3	Correspondência das coordenadas R e Z entre os nós dos planos de periodicidade.	45
Figura 3.4	Escala dos modelos computacionais em Dinâmica de Fluidos Computacional.	46
Figura 3.5	Perfil de velocidades na camada limite de um escoamento turbulento na proximidade de uma parede ($\kappa \approx 0,41$ e $C \approx 5,0$).	48
Figura 3.6	Simulação de grandes escalas (LES) de duas turbinas eólicas de 5 MW para estudar a interação baseada na esteira.	49
Figura 3.7	Esquema representando a metodologia proposta para o presente estudo, envolvendo a revisão bibliográfica realizada.	53
Figura 4.1	Geometrias geradas para a análise do rotor de pá plana.	58
Figura 4.2	Superfícies principais do campo distante.	58
Figura 4.3	Distribuição meridional dos elementos da malha computacional.	59
Figura 4.4	Domínio computacional e condições de contorno nas modelagens computacionais.	60
Figura 4.5	Curva do coeficiente de potência em função da velocidade específica ($C_p - \lambda$).	60
Figura 4.6	Curva do coeficiente de torque em função da velocidade específica ($C_Q - \lambda$).	61

Figura 4.7	Curvas de potência de eixo do rotor de pá plana em função da rotação.	62
Figura 4.8	Linhas de trajetória liberadas desde o cubo e os bordos das pás do rotor de pá plana ($V = 1,5$ m/s).	63
Figura 4.9	Formação dos vórtices da ponta da pá e das zonas de recirculação após as pás planas ($V = 1,5$ m/s).	64
Figura 4.10	Contornos da pressão estática sobre o rotor de pá plana para $V=1,5$ m/s na Tabela 4.2.	64
Figura 4.11	Contornos da magnitude da velocidade na esteira do rotor de pá plana no plano médio para $V=1,5$ m/s na Tabela 4.2.	65
Figura 4.12	Distribuição da magnitude da velocidade sobre a linha média para cada velocidade incidente na Figura 4.11.	66
Figura 4.13	Distribuição adimensional da magnitude da velocidade em relação às velocidades de ensaio (V_{ref}) e a distância ao longo da esteira na Figura 4.12.	67
Figura 4.14	Déficit da velocidade na esteira do rotor para $V=1,5$ m/s na Tabela 4.2.	68
Figura 4.15	Contornos da intensidade de turbulência do rotor de pá plana no plano médio.	68
Figura 4.16	Componentes axial e tangencial da velocidade na esteira rotacional.	69
Figura 4.17	Distribuição da velocidade tangencial na esteira do rotor de pá plana.	70
Figura 4.18	Malha computacional para dois rotores com ângulo de defasagem igual a 45 graus.	71
Figura 4.19	Ganho de eficiência para dois rotores multiestágio de pá plana em função do ângulo de defasagem para uma separação axial de 6D.	72
Figura 4.20	Condições de instabilidade nos ensaios experimentais.	73
Figura 4.21	Contornos de velocidade no plano médio para $V=2$ m/s e defasagem de 67,5 graus.	74
Figura 4.22	Linhas de trajetória do vórtice da esteira do primeiro rotor sobre o segundo para $V=2,0$ m/s e 67,5 graus.	75
Figura 4.23	Sistema hidrocínético de 500 kW da empresa Fri-El Green Power.	76
Figura 4.24	Sistema AK-1000 de 1MW da empresa Hallin Marine Subsea International Ltd.	77
Figura 4.25	Influência da relação de bloqueio sobre as turbinas de um parque hidrocínético.	77

Figura 5.1	Análise de grade linear de uma máquina de fluxo motora.	79
Figura 5.2	Teorema de Kutta-Joukowski para uma grade linear.	80
Figura 5.3	Diagrama polar de perfil E387 a partir de dados experimentais de três laboratórios diferentes.	82
Figura 5.4	Triângulos de velocidade no projeto do novo rotor com perfil de arco de círculo.	87
Figura 5.5	Detalhes geométricos do perfil em chapa circular.	90
Figura 5.6	Algumas geometrias de ogivas em turbinas eólicas.	92
Figura 5.7	Coeficientes de arrasto de formas geométricas tridimensionais simples.	92
Figura 5.8	Geometria do rotor de pá com torção.	93
Figura 5.9	Domínio computacional para o rotor de pá com torção.	94
Figura 5.10	Distribuição dos elementos da malha computacional no corte meridional para o rotor melhorado.	94
Figura 5.11	Comparação das curvas do coeficiente de potência em função da velocidade específica ($C_p - \lambda$).	95
Figura 5.12	Comparação das curvas do coeficiente de torque em função da velocidade específica ($C_q - \lambda$).	95
Figura 5.13	Curvas de potência de eixo do rotor de pá com torção em função da rotação e para cada velocidade do escoamento.	96
Figura 5.14	Linhas de trajetória desde o rotor de pá com torção para $V=2$ m/s na Tabela 5.2.	97
Figura 5.15	Linhas de trajetória desde as pás do rotor de pá com torção apresentando os vórtices da esteira, da ponta da pá e do núcleo.	98
Figura 5.16	Contornos da pressão estática sobre o rotor de pá com torção.	99
Figura 5.17	Contornos da magnitude velocidade na esteira do rotor melhorado no plano médio para $V=1,5$ m/s na Tabela 5.2.	100
Figura 5.18	Valores da magnitude da velocidade sobre a linha média para cada velocidade incidente na Figura 5.17.	100
Figura 5.19	Valores adimensionais da velocidade em relação às velocidades de ensaio (V_{ref}) e a distância ao longo da esteira na Figura 5.18.	101
Figura 5.20	Déficit da velocidade na esteira do rotor da pá com torção.	101
Figura 5.21	Contornos da intensidade de turbulência no plano médio do rotor de pá plana.	102
Figura 5.22	Distribuição dos elementos da malha computacional no corte meridional para dois rotores de pá com torção.	103

Figura 5.23	Ganho de eficiência para dois rotores multiestágio de pá com torção em função do ângulo de defasagem para 6D.	104
Figura 5.24	Esquema geral da teoria dos múltiplos discos atuadores com algumas das variáveis consideradas nesse estudo.	105
Figura 5.25	Contornos da magnitude da velocidade no plano médio para $V=2$ m/s e defasagem de 67,5 graus.	106
Figura 5.26	Linhas de trajetória na esteira do primeiro rotor acompanhando a geometria das pás do segundo rotor.	107
Figura A.1	Volume de controle e grandezas envolvidas na análise de Betz.	125
Figura B.1	Relação entre a solidez e a velocidade específica.	130
Figura C.1	Representação qualitativa do ciclo de vida de uma tecnologia através da curva “S”.	131
Figura C.2	Avaliação qualitativa do ciclo de vida da tecnologia hidrocínética.	133
Figura D.1	Contornos do y^+ sobre o rotor de pá plana para $V=1,5$ m/s na Tabela 4.2.	135
Figura D.2	Contornos do y^+ sobre os rotores de pá plana em configuração multiestágio para $V=2$ m/s na Figura 4.19.	135
Figura D.3	Contornos do y^+ sobre o rotor de pá com torção para $V=1,5$ m/s na Tabela 5.2.	136
Figura D.4	Contornos do y^+ sobre os rotores de pá com torção em configuração multiestágio para $V=2$ m/s na Figura 5.23.	136
Figura F.1	Diagrama polar do perfil em chapa em arco de círculo.	139
Figura G.1	Distribuição do coeficiente de pressão para o rotor de pá plana correspondente às condições da Figura 4.10.	141
Figura G.2	Distribuição do coeficiente de pressão para o rotor de pá com torção correspondente às condições da Figura 5.16.	141

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Alguns valores do coeficiente de potência ideal em função da velocidade específica segundo a teoria de Glauert.	16
Tabela 2.2	Países membros de acordo internacional sobre energia oceânica.	23
Tabela 2.3	Alguns projetos sobre energia hidrocínética reportados e não reportados em bases de dados.	25
Tabela 2.4	Outras patentes de sistemas hidrocínicos no Brasil.	34
Tabela 3.1	Valores de κ e ω para cada velocidade do escoamento nas modelagens numéricas.	55
Tabela 4.1	Parâmetros de malha associados às superfícies principais do domínio computacional.	59
Tabela 4.2	Condições de máximo C_p do rotor de pá plana para cada velocidade incidente.	61
Tabela 5.1	Desvantagens geométricas do rotor de pá plana e as propostas de solução.	85
Tabela 5.2	Condições de máximo rendimento do rotor de pá com torção para cada velocidade do escoamento.	96
Tabela 5.3	Valores do coeficiente de potência baseados na teoria dos múltiplos discos atuadores de Newman.	105
Tabela C.1	Etapas de desenvolvimento da tecnologia hidrocínética em geral.	132
Tabela C.2	Matriz de avaliação para alguns grupos geradores da tecnologia hidrocínética.	133
Tabela E.1	Dados de projeto do rotor de pá com torção.	137

Simbologia

Letras latinas

a^*	Acelerações aparentes
A_e	Área da seção do escoamento
A_r	Área circular varrida pelo rotor
A_p	Área projetada pelas pás do rotor no plano de rotação
b	Largura do canal
C	Velocidade absoluta no triângulo de velocidades
C_p	Coeficiente de pressão
C_P	Coeficiente de potência
C_Q	Coeficiente de torque
C_a	Coeficiente de arrasto
C_s	Coeficiente de sustentação
C_μ	Constante do modelo κ - ε
D_c	Diâmetro do cubo
D_e	Diâmetro externo do rotor
D_i	Diâmetro interno do rotor
D_ω	Termo de difusão cruzado de ω
E_c	Energia cinética
E_P	Energia potencial gravitacional
f	Arqueamento do perfil
F	Força resultante sobre a pá
F_a	Força de arrasto
F_s	Força de sustentação
g	Aceleração da gravidade
$\tilde{G}_\kappa, \tilde{G}\omega$	Termos da produção de κ e ω
h	Profundidade do escoamento
H	Queda líquida
H_{br}	Queda bruta
H_p	Perdas de energia por unidade de peso
I	Matriz identidade, intensidade de turbulência
l, l_c	Comprimento característico da turbulência, corda do perfil

L	Comprimento característico
m	Massa
$\dot{m}$	Vazão mássica
n	Rotação do eixo em RPM
N	Número de rotores
N_{qA}	Rotação específica de Addison
p	Pressão do fluido
p_∞	Pressão do escoamento não perturbado
P	Potência bruta
P_e, P_{mec}	Potência de eixo ou mecânica
P_h	Potência hidráulica ou disponível
P_n	Componente normal de F
P_t	Componente tangencial de F
Q	Vazão volumétrica
r	Raio do rotor
r_a	Raio de arqueamento do perfil
Re	Número de Reynolds
$\ddot{R}_o$	Aceleração de translação
R_b	Relação de bloqueio
s	Elemento de linha
S_k, S_ω	Termos fonte de κ e ω
t	Tempo, espessura, passo entre pás
T	Torque
u, u^+	Velocidades da lei da parede
u^*	Velocidade de atrito
U	Velocidade periférica no triângulo de velocidades
v	Velocidade do fluido
v_x	Velocidade axial do fluido
v_∞	Velocidade do escoamento não perturbado
V	Volume
W	Velocidade relativa no triângulo de velocidades
W_∞	Velocidade relativa média
x	Coordenada espacial
y, y^+	Distâncias da lei da parede
y_p	Distância deste a parede até o primeiro nó da malha

$Y, Y_{pá}$	Trabalho específico
Y_k, Y_ω	Termos de dissipação de κ e ω
z	Altura geodésica desde certa referência (direção axial)
Z	Número de pás

Letras gregas

α	Ângulo da velocidade absoluta em relação à direção circunferencial.
β	Ângulo de montagem da pá
β_∞	Ângulo da velocidade relativa média em relação à direção axial
δ	Ângulo de ataque
ϵ	Coeficiente de escorregamento
θ	Direção circunferencial
κ	Energia cinética turbulenta
λ	Velocidade específica
μ	Viscosidade dinâmica do fluido
ν	Viscosidade cinemática do fluido
ρ	Massa específica do fluido
τ	Grau de reação
ω	Velocidade angular, taxa de dissipação viscosa
Γ	Circulação
Γ_k, Γ_ω	Termos de difusividade efetiva de κ e ω
Δ	Operador delta
∇	Operador nabla
Ω	Solidez do rotor

Abreviaturas e siglas

CAD	Computer-aided design (Desenho auxiliado por computador)
CAE	Computer-aided engineering (Engenharia auxiliada por computador)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinâmica de fluidos computacional)

EPE	Empresa de Pesquisa Energética
EPO	European Patent Office (Escritório Europeio de patentes)
EPRI	Electric Power Research Institute (Instituto de pesquisa em energia elétrica)
FINATEC	Fundação de Empreendimentos Científicos e Tecnológicos
FIPEC	Fundo de Incentivo à Pesquisa Técnico-Científica
IGES	Initial Graphics Exchange Specification (Especificação de conversão inicial de gráficos)
IIASA	International Institute for Applied Systems Analysis (Instituto internacional para a análise de sistemas aplicados)
INPA	Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia
INPI	Instituto Nacional da Propriedade Industrial
IPAM	Instituto de Pesquisa Ambiental da Amazônia
LES	Large Eddy Simulation (Simulação de grandes escalas)
OLADE	Organização Latino-Americana de Energia
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes equations (Equações medias de Reynolds)
SIG	Sistemas de Informação Geográfica
SST	Shear Stress Transport (Tensão cisalhante)
SIMPLE	Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations (Método semi-implícito para as equações associadas à pressão)
UFF	Universidade Federal Fluminense
UFMG	Universidade Federal de Minas Gerais
UFPA	Universidade Federal do Pará
UFRJ	Universidade Federal do Rio de Janeiro
UnB	Universidade de Brasília
UNICAMP	Universidade Estadual de Campinas
UNIFEI	Universidade Federal de Itajubá
USAID	United States Agency for International Development (Agência dos Estados Unidos para o desenvolvimento Internacional)

Capítulo 1

Introdução

Um dos temas amplamente discutidos na área da energia é a dependência nos combustíveis fósseis. O planejamento energético mundial, realizado por agências internacionais, reconhece esta situação e propõe cenários futuros procurando mudanças na geração e uso da energia, visando um aumento na participação das energias renováveis e procurando uma maior sustentabilidade.

Atualmente, as energias renováveis experimentam um crescimento contínuo, baseado na pesquisa e a inovação. A energia hidrocínética é uma das opções consideradas dentro dos cenários energéticos devido ao seu potencial e baixo impacto ambiental. Portanto, esta forma de energia hidrelétrica não convencional vem sendo explorada especialmente por vários países industrializados, tais como os Estados Unidos, a Inglaterra e a França.

Estudos recentes sugerem que pode existir um potencial maior para esta energia. Portanto, o desenvolvimento de tecnologia hidrocínética, e também oceânica em geral, é de especial importância. Nesta dissertação, apresenta-se o estudo e melhoramento de uma turbina hidrocínética multiestágio, chamada de Grupo Gerador “Poraquê”. Uma concepção que visa extrair mais energia do escoamento, o que pode favorecer a sua implantação prática.

1.1 Motivação

Em 2012, a conferência das Nações Unidas sobre desenvolvimento sustentável incluiu a análise de determinadas diretrizes como parte de cenários energéticos futuros para 2020, 2030 e 2050 (IIASA, 2012). O crescimento da população e da demanda de energia representa vários desafios, tais como a redução das emissões de gases contaminantes, o acesso à energia

para mais pessoas, uma maior participação das energias renováveis e da eficiência energética, e o aumento da segurança energética das nações.

Segundo o relatório do evento, uma maior inclusão das energias renováveis no futuro depende do seu apropriado desenvolvimento. A criação de um sistema de incentivos é importante para favorecer o surgimento e operação sustentável de cada tecnologia. Assim, os impactos ambientais e sociais podem ser positivos na mudança climática, a geração de emprego e o melhoramento das condições de vida da população. Alguns países avançados já começaram com este processo, como o caso dos Estados Unidos.

Dessa forma, energias como a eólica, solar fotovoltaica e hidrocinética têm sido favorecidas. Estas opções, especialmente, oferecem a vantagem de não precisar de água adicional para sistemas de refrigeração ou com fins de evaporação, como acontece com a geotérmica, usinas de concentração solar ou as opções de base biológica. Contudo, cada tecnologia deve se desenvolver para reduzir custos e permitir o seu uso estendido em aplicações isoladas ou como parte dos sistemas interligados nacionais.

Em relação à energia hidrocinética, o seu potencial no mundo foi estimado em 2004 como 2,7 TW (Huang, 2004). Em geral, o interesse aumentou com os avanços tecnológicos e os progressos na implantação prática (Khan et al, 2009) que continuam atualmente. Assim, são vários os projetos de demonstração utilizando protótipos de diferentes escalas e potências para aumentar a confiança na tecnologia. Da mesma forma, são desenvolvidos estudos de impacto ambiental, estudos de regulamentação, entre outros temas importantes.

Nos oceanos, o potencial está concentrado em certas regiões onde as correntes são favorecidas, em parte, por determinadas condições geográficas (vide Figura 1.1). Geralmente, os sistemas são projetados para produzir grandes potências e compensar os investimentos realizados. Aliás, muitos estudos nos últimos dez anos estão focados ao uso simultâneo de várias unidades em diferentes arranjos, tal como acontece com os parques eólicos (Wedam et al, 2004) (Mycek et al, 2014).

Na parte continental, pode-se gerar uma visão geral do potencial existente observando a quantidade de rios navegáveis no mundo presentes em regiões de baixos declives (vide Figura 1.2). No entanto, as avaliações existentes de potencial são limitadas e realizadas para projetos específicos. Os dados hidrográficos gerais não permitem quantificar de forma fácil a energia disponível (Vermaak et al, 2014) e devem ser utilizados com ferramentas mais elaboradas, como os sistemas de informação geográfica (SIG) ou modelagens computacionais.

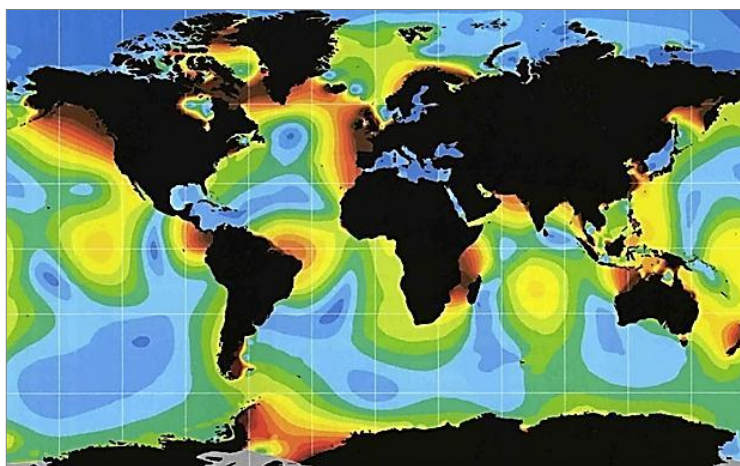


Figura 1.1 - Mapa do potencial estimado em correntes de marés, a ser aproveitado com tecnologias como a hidrocinética (Minesto Co., 2014).

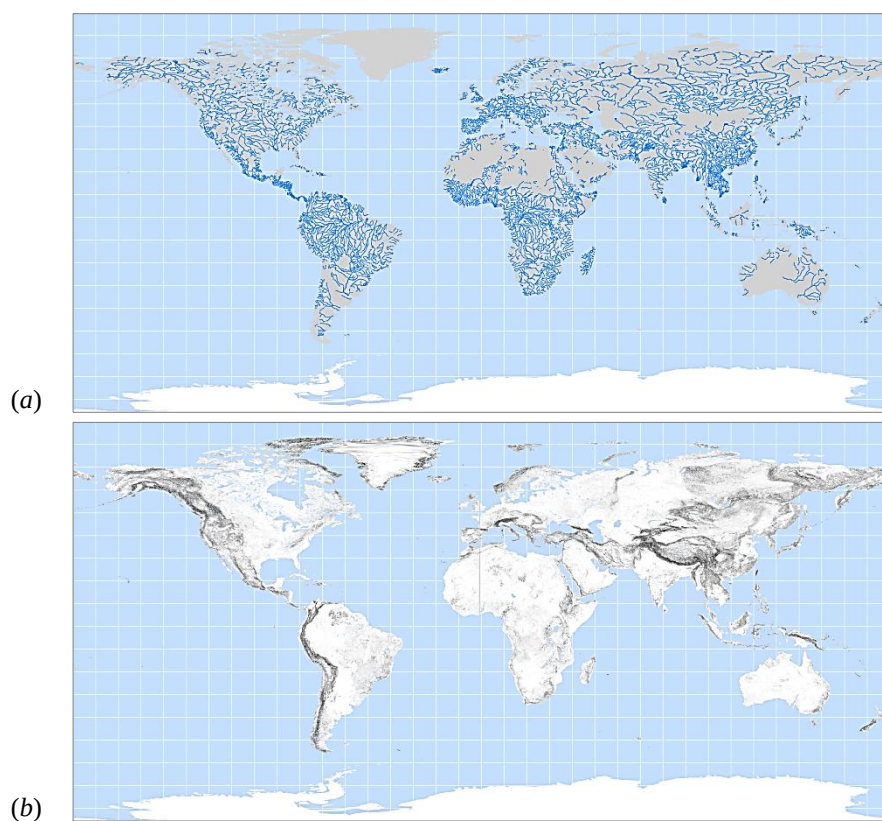


Figura 1.2 - Mapas mundiais em escala 1:5.000.000. (a) Rios navegáveis e (b) declives (JRC, 2013).

Tais ferramentas permitem relacionar principalmente informação topográfica com dados hidrodinâmicos, considerando o regime torrencial nos rios e a interação com os ventos nos oceanos. Assim, pesquisadores nos Estados Unidos determinaram que o potencial

hidrocinético do país a partir dos rios é de 120 TWh/ano, que corresponde a 3% da demanda anual do país (EPRI, 2012). De forma similar, Bódis et al (2014) desenvolveu uma metodologia para identificar novo potencial hidrelétrico de pequena escala em toda Europa.

No Brasil, já foram realizados dois trabalhos sobre identificação de potencial hidrocinético. O primeiro é uma primeira aproximação sobre o potencial de mercado na região oeste do Estado da Bahia (Ferizola et al, 2007). Utilizando um Sistema de Informação Geográfica integrando dados socioeconômicos, o estudo concluiu que 31 dos 100 municípios avaliados têm potencial hidrocinético. Os autores sugerem a utilização da turbina axial desenvolvida na Universidade de Brasília e apresentada na seção 2.2.3.

O segundo trabalho é relacionado com o potencial a partir de correntes oceânicas (Kirinus et al, 2015). Neste caso, uma modelagem computacional permitiu resolver as equações de Navier-Stokes, da conservação de massa e da turbulência (modelo de Smagorinsky) em escala macro. Os resultados apresentam correntes multidirecionais, com potencial de 10 kW/dia e 3,5 kW/dia na região do litoral norte e sul, respectivamente. Aqui os autores sugerem a utilização de turbinas de escoamento cruzado, especialmente de tipo helicoidal.

Portanto, a determinação do potencial será aquela que determine a futura implantação da energia hidrocinética. Novos projetos podem ser aplicados de forma mais seletiva no mundo, incluindo as regiões com baixa cobertura de eletricidade na Figura 1.3 devido à presença abundante de rios (vide Figura 1.2a). Nesse caso, precisa-se de investimentos, parcerias institucionais, e programas de eletrificação rural para atender estas pequenas demandas.

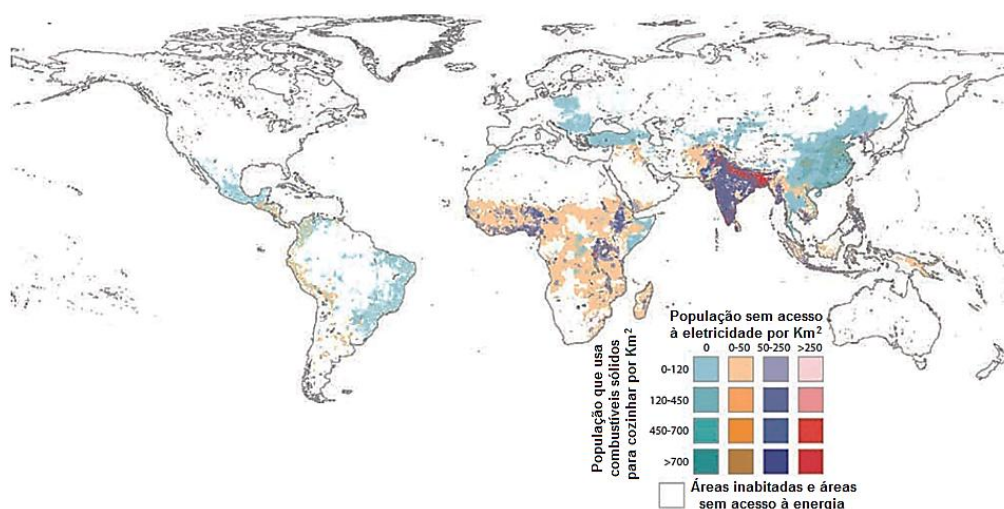


Figura 1.3 - Densidade de população sem acesso à eletricidade e energia moderna para cocção em 2005 (IIASA, 2012).

Além disso, a energia hidrocínética apresenta novas aplicações. Alguns trabalhos publicados recentemente apresentam o uso de turbinas para bombeamento de água com fins de armazenamento de energia em zonas rurais (Kusakana, 2015), ou para a recuperação da energia não aproveitada em plantas de abastecimento de água (Nogueira e Perrella, 2014) e canais de fuga de usinas hidrelétricas (Liu e Packey, 2014).

Esta última aplicação já é considerada no Brasil através do projeto “Tucunaré”, financiado pela Eletronorte e que envolve participantes de sete universidades do país. O objetivo é o desenvolvimento e implantação de turbinas hidrocínéticas de 1 MWh na usina hidrelétrica Tucuruí, Estado do Pará. Dependendo dos resultados, a experiência pode ser replicada em outras usinas como a de Belo Monte, Samuel e Balbina (Echeverria e Leão, 2012).

Assim, segundo a Agência de notícias da Eletronorte, em cinco anos espera-se implantar o primeiro parque hidrocínético do país (Eletronorte, 2014). Este tipo de empreendimentos envolve arranjos de várias turbinas e representa um desafio devido aos altos custos de fabricação, instalação e operação de todos os equipamentos. No entanto, corresponde a uma alternativa de aumentar a geração de energia renovável com melhores eficiências.

Logo, pode-se pensar em um potencial hidrocínético significativo no Brasil que vale a pena ser explorado. Primeiro, devido a que a geração hidrelétrica representa um 76,9% da matriz elétrica (EPE, 2014); e segundo, pelas condições favoráveis em relação à disponibilidade hídrica superficial em relação a outros países (vide Figura 1.4).

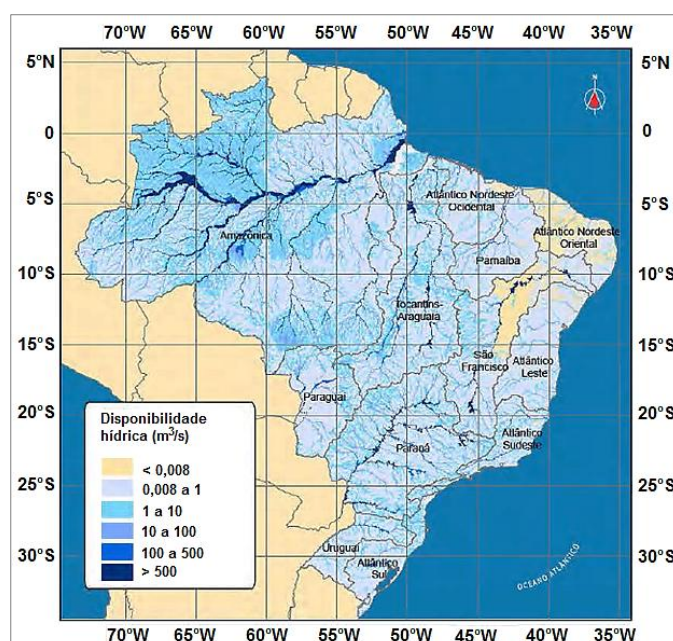


Figura 1.4 - Disponibilidade hídrica superficial estimada no Brasil em 2012 (ANA, 2013).

1.2 Objetivos e hipótese de estudo

O Brasil tem uma série de desenvolvimentos na tecnologia hidrocínética desde 1980. No entanto, até agora não foi possível obter um sistema de baixo custo e com uma eficiência razoável (Gama Viana, 2005). A turbina hidrocínética multiestágio pode ser uma opção para atingir tais objetivos no futuro. Portanto, para a realização deste trabalho foram consideradas as seguintes diretrizes:

- a) O desempenho da turbina já foi estudado experimentalmente em laboratório (Tiago *et al*, 2010), porém em fluxo confinado (proximidade de paredes do canal).
- b) O desempenho da turbina em fluxo livre ainda não foi explorado, ademais, ensaios experimentais em essa condição não são possíveis por enquanto.

Portanto, propõe-se o uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD, siglas em inglês) para o estudo do sistema em fluxo livre. Ademais, inclui-se uma proposta de melhoramento na geometria do rotor e a respectiva análise do ganho de eficiência obtido pela turbina.

1.2.1 Objetivo geral

Estudar e melhorar a eficiência hidráulica da turbina hidrocínética multiestágio a partir do uso de mais de um rotor de baixo custo, utilizando a Dinâmica de Fluidos Computacional e conceitos teóricos de turbomáquinas.

1.2.2 Objetivos específicos

- 1) Determinar o rendimento do rotor inicial para estabelecer o ponto de referência em futuras comparações.
- 2) Explorar a possibilidade de um ganho de eficiência derivado do uso de mais de um rotor, segundo as características da esteira e o ângulo de defasagem.
- 3) Propor melhoras no projeto do rotor para aumentar a eficiência individual em comparação ao rotor inicial.

- 4) Explorar a possibilidade de um ganho de eficiência derivado do uso de mais de um novo rotor baseado nas diferentes características da esteira e do ângulo de defasagem; em comparação ao caso inicial.

1.2.3 Hipótese de estudo

De acordo com o texto da patente PI0603901-4, relacionada à turbina hidrocinética multiestágio (ou Grupo gerador “Poraquê”), a concepção do sistema é focada ao seu uso em corredeiras de rios (INPI, 2008). Esta condição corresponde a escoamentos em regime torrencial, com profundidades relativamente baixas. No entanto, as condições de operação da turbina podem não incluir necessariamente a proximidade do leito do rio ou de outro tipo de superfícies em geral. Logo, isto teria maior correspondência com um fluxo livre.

No entanto, o trabalho prévio de tipo experimental foi realizado em uma bancada adaptada a um canal estreito, se comparar sua largura (0,4 m) em relação ao diâmetro do rotor (0,3 m). Isto é descrito com mais detalhes na seção 2.3.2. Portanto, os resultados em essas condições correspondem à operação em fluxo confinado. Tais resultados sugerem que utilizando três rotores de baixa hidrodinâmica foi possível ultrapassar o limite de Betz (Tiago et al, 2010).

Considera-se provável que a proximidade das paredes do canal influenciasse esse aumento de eficiência. Isto obedece ao fato de que um fluxo livre tem espaço para tomar a trajetória de menor resistência, não necessariamente em interação com os rotores. Pelo contrário, um fluxo confinado está obrigando a interagir de forma mais ativa e prolongada devido à restrição de espaço. Logo, espera-se que a eficiência da turbina em fluxo livre seja inferior à eficiência em fluxo confinado.

Finalmente, é importante esclarecer que, em geral, as modelagens realizadas em Dinâmica dos Fluidos Computacional precisam de validação experimental. Em esta abordagem, as equações de conservação e da turbulência são resolvidas a partir de modelos matemáticos em um processo iterativo e sujeito a imprecisões. Portanto, a solução de um modelo desenvolvido apropriadamente é só a representação de uma realidade simplificada de forma razoável.

1.3 Contribuição

Os resultados de este estudo podem disponibilizar informação para conhecer algumas condições de operação favoráveis e desfavoráveis do sistema. Questões sobre as características e geometria dos rotores, assim como a sua melhor configuração em número, separação e orientação relativa serão analisadas e discutidas. A informação fornecida visa ajudar na tomada de decisões em futuros projetos ou atividades relacionadas.

O conceito de uma turbina multiestágio é inovador, já que oferece uma alternativa diferente de incrementar a eficiência com um custo menor. Atualmente, os sistemas hidrocínéticos convencionais com rotores axiais requerem de maior investimento para o mesmo fim. Isto é evidenciado através dos requerimentos na geometria especial das pás, os tamanhos das turbinas e as técnicas de fabricação.

Esta dissertação complementa o estudo da turbina realizado previamente. No entanto, espera-se que o seu processo de desenvolvimento continue, com o objetivo de aumentar a relação custo-benefício. Assim, é possível que seja considerada como parte dos equipamentos em projetos hidrocínéticos futuros para produzir potências significativas, ou para atender pequenas demandas em benefício de pessoas menos favorecidas.

1.4 Organização do trabalho

A dissertação é apresentada em cinco capítulos adicionais, incluindo informação complementar em apêndices e nas referências bibliográficas:

O capítulo 2 apresenta uma descrição sobre os conceitos básicos da energia hidrocínética, junto com o seu panorama atual, abordando os contextos global, regional e local (no caso do Brasil). Também, apresenta a turbina hidrocínética multiestágio desde a sua concepção, descrevendo o procedimento do projeto inicial, ensaios e resultados experimentais prévios. Finalmente, analisa-se o ciclo de vida da tecnologia segundo a curva tipo “S”.

O capítulo 3 apresenta as considerações gerais sobre a modelagem em Dinâmica dos fluidos computacional, focando-se nos sistemas hidrocínéticos em fluxo livre (sem interação de paredes). Finalmente, descreve-se a metodologia, as simplificações e condições de contorno selecionadas para as modelagens computacionais a serem realizadas.

O capítulo 4 apresenta os resultados da modelagem do rotor de pá plana, projetado previamente. Primeiro, são discutidos os resultados sobre o desempenho e as características da esteira evidenciadas para um único rotor, as quais determinam a localização do segundo rotor. Em seguida, são discutidos os resultados correspondentes à operação de dois rotores multiestágio, considerando a posição relativa (axial e angular) entre eles.

O capítulo 5 apresenta os resultados do rotor de pá com torção. Primeiro, descrevem-se os conceitos sobre a teoria de grades lineares, da asa de sustentação e da equação de equilíbrio radial. Depois, são descritos os cálculos do pré-dimensionamento e projeto do rotor. Posteriormente, apresentam-se os resultados do desempenho e das características da esteira de um único rotor, e finalmente, os resultados para dois rotores multiestágio. Os dados são analisados em comparação ao caso do rotor de pá plana.

O capítulo 6 apresenta as conclusões do trabalho, considerando a análise do ganho de eficiência em todos os casos estudados, tanto em fluxo livre quanto em confinado. Também, oferecem-se sugestões e recomendações para futuros trabalhos e contribuir ao processo de desenvolvimento integral do sistema.

Capítulo 2

Revisão bibliográfica

A tecnologia hidrocínética é um tipo de energia renovável emergente na atualidade, cujas aplicações têm um potencial significativo na extração de grandes quantidades de energia no caso das correntes oceânicas, e de potências menores, porém importantes, dos rios e outras correntezas. A seguir descrevem-se os conceitos teóricos básicos sobre a energia hidrocínética (seção 2.1), junto com a descrição do panorama mundial, na região da América do Sul e no Brasil (seção 2.2). Posteriormente, apresentam-se os sistemas hidrocínéticos com múltiplos rotores (seção 2.3), e finalmente, analisam-se aspectos sobre a gestão tecnológica (seção 2.4).

2.1 Princípio de funcionamento

O esquema geral de um aproveitamento hidrelétrico é como se apresenta na Figura 2.1.



Figura 2.1 - Queda bruta (H_{br}) em um aproveitamento hidrelétrico. Modificado de (NRC, 2004).

Em geral, a energia hidrelétrica é disponibilizada quando se consegue situar uma massa de água (m) em um nível geodésico maior que outro de referência (1 e 2, respetivamente), entre os quais é colocada a turbina para começar a conversão de energia. A energia potencial gravitacional (E_p) envolvida é dada pela expressão:

$$E_p = mgH_{br} \quad (2.1)$$

Onde g é a aceleração da gravidade local e H_{br} a altura de queda bruta, a diferença dos níveis 1 e 2. Utilizando a definição de densidade de massa (ρ), a equação 1 é reescrita como:

$$E_p = (\rho V)gH_{br} \quad (2.2)$$

Onde V é o volume correspondente. Agora, tomando a velocidade de transformação dessa energia em um tempo Δt :

$$\frac{E_p}{\Delta t} = \left(\rho \frac{V}{\Delta t} \right) gH_{br} \quad (2.3)$$

Obtém-se a potência bruta (P):

$$P = \rho gQH_{br} \quad (2.4)$$

Onde Q é a vazão turbinada. No entanto, a potência disponível é menor do que a potência bruta devido às perdas de energia (H_p) na condução do fluido, entre o nível a montante no reservatório (ponto 1) e a entrada da turbina hidráulica (ponto e) na Figura 2.1:

$$H = H_{br} - H_{p\ 1 \rightarrow e} \quad (2.5)$$

Logo, a potência hidráulica disponível (P_h) é calculada utilizando a queda líquida (H):

$$P_h = \rho gQH \quad (2.6)$$

Por outro lado, a queda líquida está relacionada com o trabalho específico (Y) através da seguinte equação (Oliveira, 2013):

$$Y = gH \quad (2.7)$$

O trabalho específico representa a energia hidráulica por unidade de massa disponível para ser transformada em energia mecânica. Esta grandeza também pode ser calculada a partir da equação de Bernoulli, formulada nos pontos de entrada (E_e) e de saída (E_s) da turbina, respectivamente (Souza *et al*, 2009):

$$E_e = \frac{p_e}{\rho} + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \quad (2.8a)$$

$$E_s = \frac{p_s}{\rho} + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \quad (2.8b)$$

Onde p é a pressão, v a velocidade e z a altura geodésica do escoamento (vide Figura 2.1). Nas pás da turbina, isto é, na análise da grade em movimento, se apresenta uma troca de energias onde (Bran e Souza, 1984):

$$Y = E_e - E_s = \left(\frac{p_e - p_s}{\rho} \right) + \left(\frac{v_e^2 - v_s^2}{2} \right) + g(z_e - z_s) \quad (2.9)$$

O princípio de operação das turbinas de fluxo livre (hidrocinéticas e eólicas) em sua forma básica, só considera a componente de energia cinética como a única aproveitável. Portanto, a eficiência resulta menor em relação às turbinas hidráulicas convencionais.

Assim, a definição do trabalho específico resulta:

$$Y = E_e - E_s = \frac{v_e^2 - v_s^2}{2} \quad (2.10)$$

No entanto, para determinar o trabalho específico ideal só é considerada a velocidade na entrada (v_e); da mesma forma que nos cálculos prévios ao dimensionamento da turbina. Substituindo para a velocidade do escoamento não perturbado (v_∞), obtém-se:

$$Y = \frac{v_\infty^2}{2} \quad (2.11)$$

Agora, considerando a Equação 2.7 e a Equação 2.11, a queda líquida é determinada como:

$$H = \frac{v_{\infty}^2}{2g} \quad (2.12)$$

Substituindo a Equação 2.12 na Equação 2.6, a potência hidráulica fica:

$$P_h = \rho g Q \left(\frac{v_{\infty}^2}{2g} \right) \quad (2.13)$$

E utilizando a equação da continuidade para um fluido incompressível, considerando a área circular varrida pelo rotor (A_r) na Figura 2.2, temos que:

$$P_h = \rho g (v_{\infty} A_r) \left(\frac{v_{\infty}^2}{2g} \right) \quad (2.14)$$

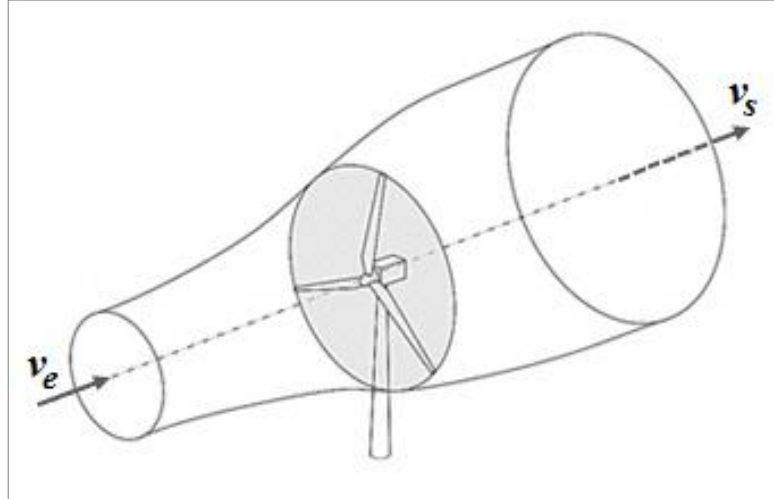


Figura 2.2 - Velocidades do fluxo na entrada e saída do volume de controle que contém o rotor.
(Jenkins *et al*, 2001).

Reorganizando os termos, a expressão da potência hidráulica disponível resulta:

$$P_h = \frac{1}{2} \rho A_r v_{\infty}^3 \quad (2.15)$$

O resultado na Equação 2.15 também pode se obter analisando diretamente a energia cinética de uma massa de fluido (m), parte de um fluxo não perturbado (Hau, 2006):

$$E_c = \frac{1}{2} m v_\infty^2 \quad (2.16)$$

Utilizando a definição de massa específica e tomando a velocidade de transformação dessa energia em um tempo Δt , tem-se:

$$\frac{E_c}{\Delta t} = \frac{1}{2} \left(\rho \frac{V}{\Delta t} \right) v_\infty^2 \quad (2.17)$$

Finalmente, considerando a vazão volumétrica como o produto da velocidade do fluxo não perturbado (v_∞) e a área varrida pelo rotor (A_r), resulta como antecipado:

$$P_h = \frac{1}{2} \rho A_r v_\infty^3$$

2.1.1 Desempenho

A eficiência de uma turbina hidráulica é, por definição, a relação entre a potência mecânica (ou potência de eixo) e a potência hidráulica disponível. No caso das turbinas de fluxo livre, Albert Betz (1920) demonstrou teoricamente que o limite máximo de eficiência, chamada de *coeficiente de potencia* (C_P), resulta:

$$C_{P,max} = 0,593 \quad (2.18)$$

A teoria de Betz (vide Apêndice A) é conhecida como *teoria do disco atuador* e determina que só um 59,3% da potência hidráulica disponível pode ser extraída do fluxo livre. Este valor constante é chamado de *limite de Betz* e serve de referência na energia eólica e hidrocínética.

A teoria do disco atuador considera um fluxo ideal que incide sobre o disco, que representa inicialmente a turbina com número infinito de pás. A Figura 2.3 apresenta o volume de controle e a variação de velocidade e de pressão correspondentes, onde o máximo coeficiente de potência ocorre para $v_2/v_1 = 1/3$. Observa-se que as grandezas se recuperam a jusante.

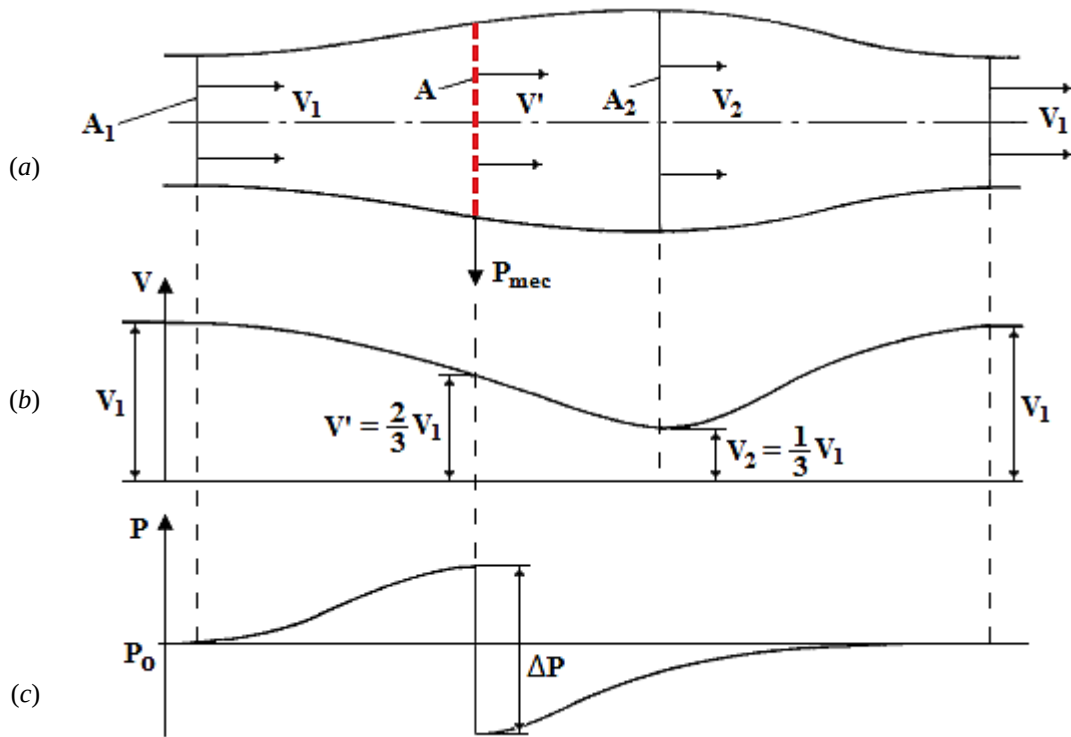


Figura 2.3 - Representação da Teoria do disco atuador. (a) Volume de controle entre 1 e 2, incluindo a esteira distante; (b) variação da velocidade e (c) da pressão (Hau, 2006).

Desta forma, a função do limite de Betz foi determinar a máxima eficiência de conversão, de forma análoga como a eficiência do ciclo de Carnot o faz para uma máquina térmica. Este aspecto, também comentado por Gruber (2012), significa que só uma parcela da energia disponível pode ser utilizada para produzir trabalho útil, enquanto o resto deve ser necessariamente rejeitado.

Posteriormente, Glauert (1926) incluiu a rotação do disco atuador para introduzir as perdas pelo movimento da esteira. Assim, o fluxo adotava um movimento rotatório através de tubos de corrente concêntricos, formando em somatória o mesmo volume de controle. Como resultado, a esteira adotou duas componentes de velocidade devidas à translação e rotação, cuja relação é denotada pelo parâmetro adimensional chamado de *velocidade específica* (λ):

$$\lambda = \frac{\omega r}{v_{\infty}} \quad (2.19)$$

Onde o produto entre velocidade angular ω e o raio do rotor r representa a velocidade periférica na ponta da pá, em relação à velocidade do fluxo livre V_{∞} .

Portanto, o coeficiente de potência (C_p) passou a ser dependente da velocidade específica (λ). Para valores baixos de λ , a magnitude da energia cinética rotacional na esteira é alta, reduzindo a energia útil do fluxo livre e também o C_p . Por sua vez, conforme λ aumenta, o C_p se aproxima ao limite de Betz e a energia cinética rotacional na esteira tende a zero (Wilson e Lissaman, 1974). Alguns valores desta relação são apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 - Alguns valores do coeficiente de potência ideal em função da velocidade específica segundo a teoria de Glauert (Spera, 2009).

Velocidade específica (λ)	Coeficiente de potência (C_p)	Velocidade específica (λ)	Coeficiente de potência (C_p)
0,25	0,176	5,00	0,570
0,50	0,289	6,0	0,576
0,75	0,364	7,00	0,580
1,00	0,416	8,00	0,582
1,50	0,477	9,00	0,584
2,00	0,511	10,00	0,585
3,00	0,545	11,00	0,586
4,00	0,562	12,00	0,587

Em seguida, Glauert (1935) propôs a Teoria do elemento da pá (*Blade Element Theory*), considerando as forças e propriedades aerodinâmicas dos perfis. A teoria foi baseada em duas análises: primeiro, a análise da quantidade de movimento nas direções axial e radial do fluxo na esteira, segundo, a definição das forças de sustentação (F_s) e arrasto (F_a) sobre elementos diferenciais da pá com rotação em relação a uma determinada distância radial (vide Figura 2.4).

Logo, as forças aerodinâmicas podiam ser determinadas utilizando o diagrama polar do respectivo perfil, que fornece dados experimentais dos coeficientes de sustentação (C_s) e arrasto (C_a) (Lyon *et al*, 1997):

$$C_s = \frac{F_s}{\frac{1}{2} \rho A v_\infty^2} \quad (2.20)$$

$$C_a = \frac{F_a}{\frac{1}{2} \rho A v_\infty^2} \quad (2.21)$$

Onde ρ é a massa específica do fluido, A a área do perfil e V_∞ a velocidade do fluxo no perturbado. Em geral, na análise de grades lineares aplicada a turbomáquinas axiais a velocidade considerada é a componente relativa média w_∞ . A relação C_a/C_s é chamada de coeficiente de escorregamento ϵ (Manzanares *et al*, 2006).

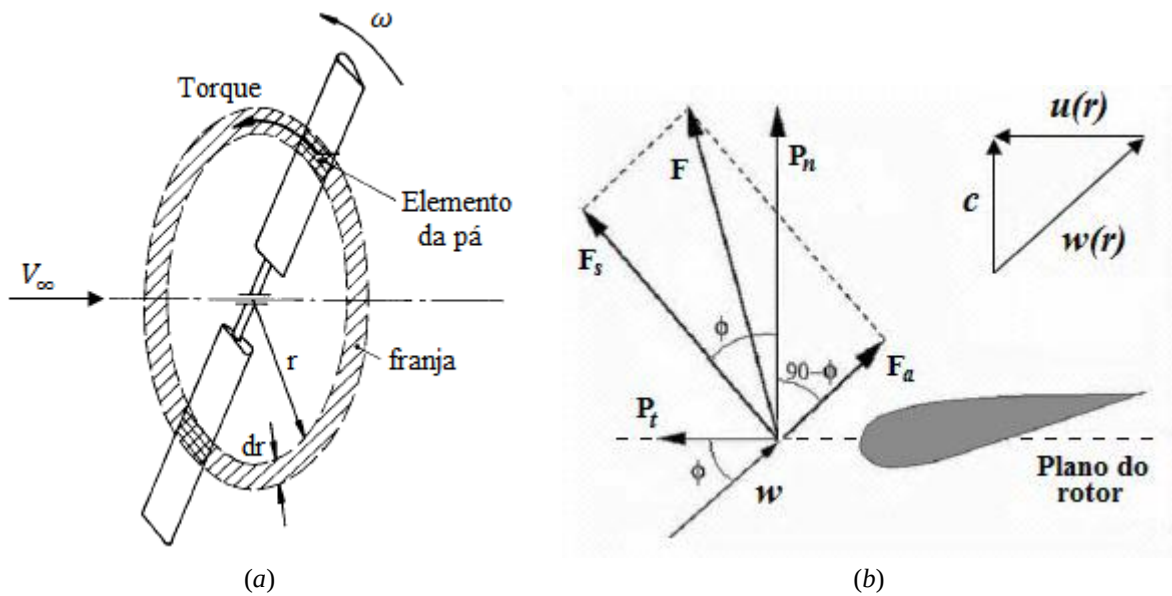


Figura 2.4 - Esquemas relacionados à Teoria do Elemento da Pá proposta por Glauert. (a) Franja anular diferencial, (b) triângulo de velocidades e forças aerodinâmicas e sobre o perfil. Nomenclatura: F força resultante, P_n e P_t componente normal e tangencial de F , respectivamente (Hau, 2006) (Hansen, 2008).

Desta forma, foi possível calcular o coeficiente de potência de turbinas de eixo horizontal para condições mais reais. Com a adição do número finito de pás (z) obteve-se a seguinte equação empírica em função da velocidade específica e do coeficiente de escorregamento (ϵ), a relação entre os coeficientes de arrasto e sustentação (Wilson *et al*, 1976):

$$C_P = 0,593 \left[\frac{\lambda Z^{0,67}}{1,48 + (Z^{0,67} - 0,04)\lambda + 0,0025\lambda^2} - \left(\frac{1,92 \lambda^2 Z}{1 + 2\lambda Z} \right) \epsilon \right] \quad (2.22)$$

A Figura 2.5a apresenta alguns exemplos de curvas, incluindo o limite dado por Glauert (1935). Nota-se que com o aumento do número de pás e do coeficiente de escorregamento, as curvas adquirem um máximo C_p , porém com uma menor faixa de λ . Assim, o máximo coeficiente de potência vai depender de cada caso particular. Em geral, os efeitos que diminuem o coeficiente de potência são representados na Figura 2.5b.

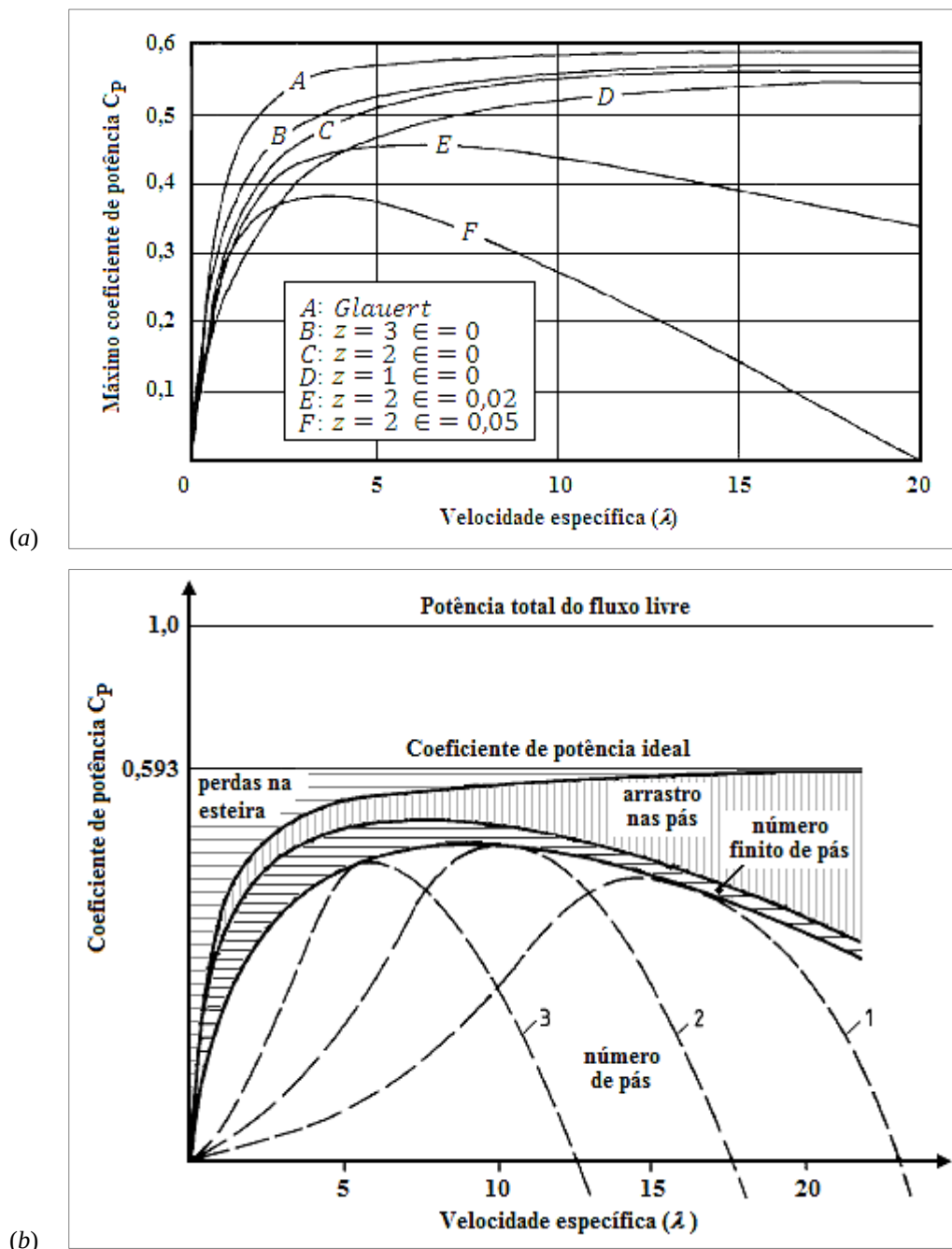


Figura 2.5 - Coeficiente de potência ideal em função de parâmetros reais para turbinas de fluxo livre. (a) Representação da Equação empírica 2.22, (b) influência representativa de cada efeito sobre o valor ideal do coeficiente de potência (Hau, 2006).

A Teoria do Elemento da Pá se tornou em um dos aportes mais importantes na teoria das turbomáquinas. No caso da tecnologia eólica, estudos posteriores favoreceram seu desenvolvimento durante o século XX, servindo de inspiração para a tecnologia hidrocínética. Ambos os casos têm filosofias de projeto e desempenhos similares, apesar da diferença de massa específica de cada fluido (Sale *et al*, 2009).

O torque (T) também foi considerado como uma variável para medir o desempenho, considerando sua relação com a potência de eixo e a velocidade angular da turbina. De forma análoga, o chamado *coeficiente de torque* (C_Q) é definido como (Kolekar *et al*, 2013):

$$C_Q = \frac{C_P}{\lambda} = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho r A_r v_\infty^2} \quad (2.23)$$

Este parâmetro permite relacionar a turbina com seu uso potencial. Turbinas com mais velocidade específica geram um torque pequeno, diminuindo os requerimentos do multiplicador de rotação e favorecendo a geração de energia. Pelo contrário, turbinas de baixa velocidade específica geram um torque maior, podendo ser utilizadas também para aproveitar diretamente a sua força motriz; por exemplo, em sistemas de bombeamento (Vries, 1979).

Este comportamento é influenciado também pela geometria do rotor através do parâmetro chamado de *solidez*. Ele é definido como a relação entre a área das pás do rotor projetada sobre o plano de rotação (A_p), e a área circular varrida por ele. Para um rotor de eixo horizontal, a solidez é calculada com a seguinte expressão (Wilson e Lissaman, 1974):

$$\Omega = \frac{A_p}{\frac{\pi}{4} D_e^2} \quad (2.24)$$

Onde D_e é o diâmetro externo do rotor. Para um coeficiente de potência constante, uma alta solidez se traduz em um rotor de baixa velocidade específica e um relativo alto coeficiente de torque. Aliás, existe uma relação inversa entre a solidez e a velocidade específica, identificada por Betz no cálculo do rotor ideal (Gasch e Twele, 2002).

Portanto, a solidez de turbinas eólicas modernas para geração de energia em grande escala é inferior a 0,1 (Spera, 2009). Isto indica que a preferência por pás esbeltas permite uma operação em uma faixa ampla em relação à velocidade específica. Nessa condição, o coeficiente de potência se conserva relativamente constante, como observado na Figura 2.6.

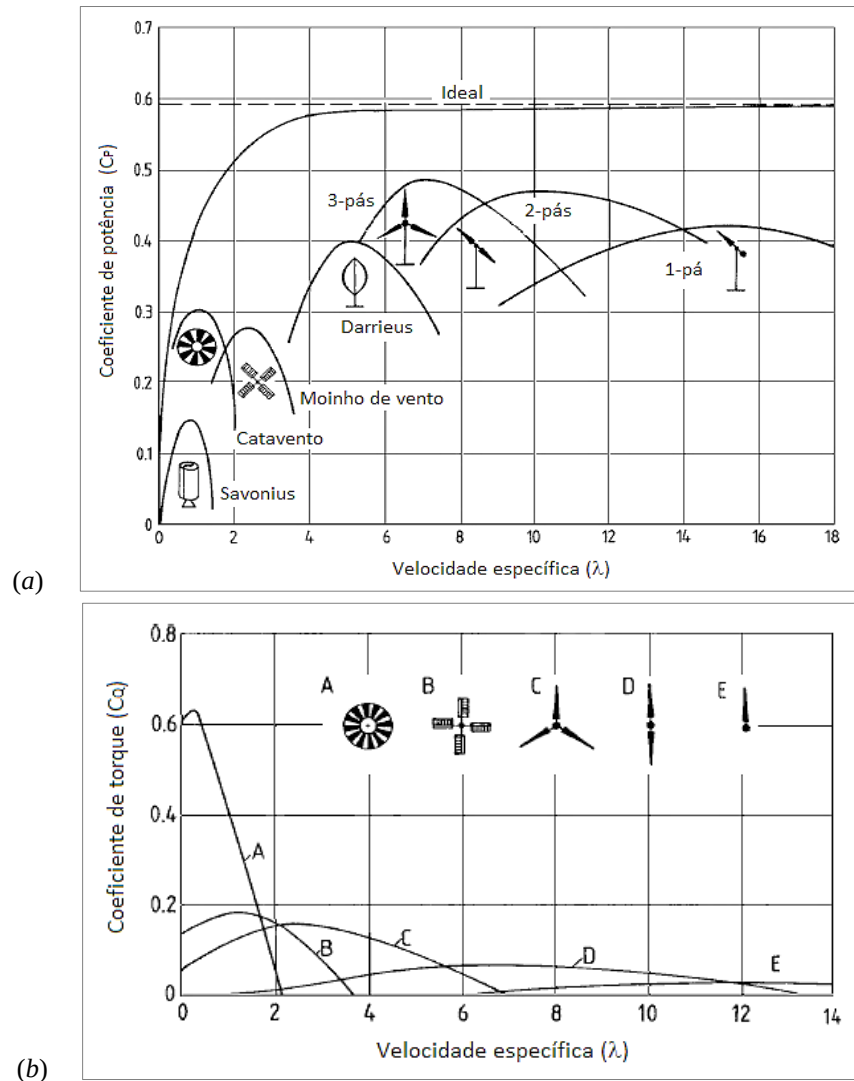


Figura 2.6. Curvas de desempenho para turbinas de fluxo livre. (a) Coeficiente de potência em comparação à curva ideal de Glauert, (b) coeficiente de torque correspondente (Hau, 2006).

Observa-se que as turbinas de eixo horizontal com alta solidez apresentam uma faixa de velocidade específica limitada, em torno de dois. Isto se deve ao número e geometria das pás, requeridos para capturar a energia do fluxo livre (vide Apêndice B). Consequentemente, às perdas por arrasto são consideráveis (vide Figura 2.5b) e o coeficiente de potência é inevitavelmente inferior em comparação às turbinas de menor solidez.

As turbinas de baixa velocidade específica ($\lambda < 2.5$ aproximadamente) têm pás diferentes daquelas de geometria esbelta, utilizadas geralmente nas turbinas de fluxo livre mais eficientes. Este tipo de turbinas experimentam em maior nível as perdas devidas à geometria do perfil, transferidas ao fluxo na esteira (Gasch e Tvele, 2002). Estes aspectos são descritos na seguinte seção.

2.1.2 Esteira

Durante a interação com o fluxo incidente, gera-se sobre a pá uma força tangencial (P_t) que é responsável pelo torque produzido no eixo da turbina, como observado na Figura 2.4. No entanto, pelo princípio de ação-reação, uma força de igual magnitude e direção contrária gera um torque reativo sobre o fluxo que forma a esteira. Por esta razão, o sentido de giro da esteira é contrario ao sentido da rotação da turbina (Sanderse, 2009).

A força tangencial reativa representa um impulso que deriva na energia cinética rotacional do escoamento da esteira. Isto significa que parte da energia do fluxo livre passa a fornecer a rotação da esteira, efeito considerado uma perda de energia. Estas perdas podem atingir um 30% dependendo da geometria das pás e o perfil utilizado.

Logo, para turbinas com velocidades específicas altas (maiores de três), estas perdas são baixas porque a conversão de energia se realiza com torques baixos e rotações altas. No caso de turbinas com baixas velocidades específicas, as perdas são inevitáveis devido à presença de torques altos (Gasch e Twele, 2002).

A esteira de turbinas de fluxo livre pode ser dividida em duas (Sanderse, 2009) ou três regiões (Hau, 2006), segundo alguns autores na literatura. Em geral, as regiões principais correspondem à esteira próxima (*near wake*) e a esteira distante (*far wake*); a terceira é simplesmente uma região intermediária. Juntando ambas as abordagens, a descrição da esteira é realizada a partir das duas regiões principais (vide Figura 2.7).

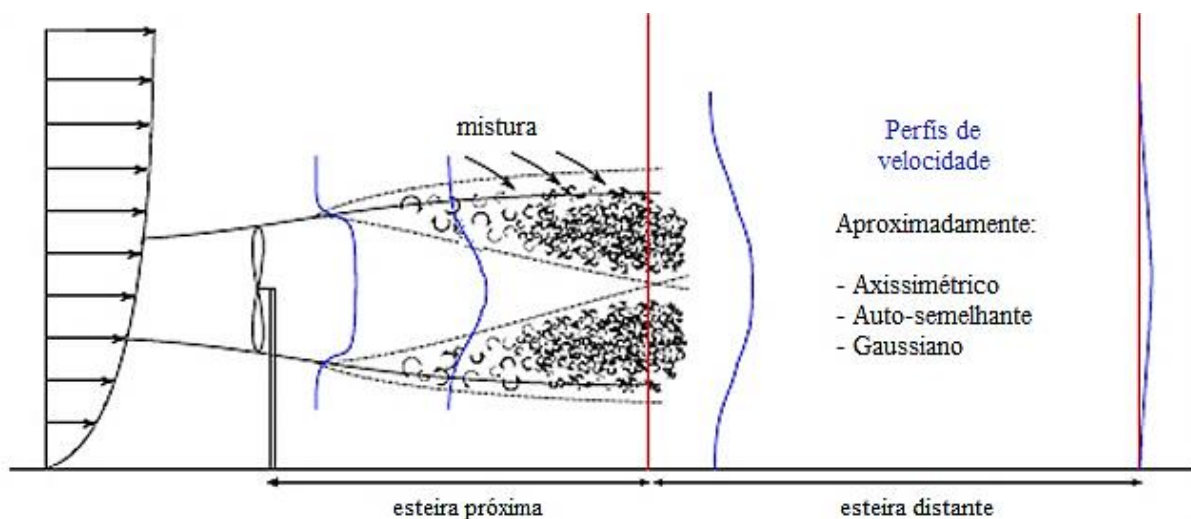


Figura 2.7 - Zonas características na esteira de turbinas de fluxo livre (Sanderse, 2009).

A esteira próxima é definida como a região entre o plano do rotor e uma distância de até $4D$ (sendo D o diâmetro do rotor). As características do campo de fluxo recebem uma influência significativa da geometria do rotor, já que se gera uma zona de baixa pressão e velocidade chamada de *núcleo*, cuja mínima velocidade se localiza entre $1-2D$. No entanto, esta distância pode se prolongar mais em ambientes de baixa turbulência.

A diferença entre as velocidades dentro e fora da esteira cria a chamada *camada de cisalhamento*, onde se apresenta a formação de vórtices devido à diferença de pressão. A intensidade de turbulência apresenta dois valores altos, e um valor mínimo na parte interna. Dentro do núcleo, a pressão e a velocidade se equilibram devido à natureza de mistura do fluxo; isto deriva finalmente no colapso do núcleo. No entanto, o tamanho da esteira aumenta enquanto a velocidade se recupera gradualmente.

Na esteira distante, a recuperação da velocidade depende da intensidade de turbulência do escoamento circundante. Em particular, níveis baixos levam a uma recuperação lenta da velocidade do fluxo livre. Assim, para uma distância razoável, o perfil de velocidades adota uma distribuição Gaussiana. Por sua vez, o sistema de vórtices gerado desde o rotor continua com seu desenvolvimento em direções específicas (vide Figura 2.8a). Estes vórtices correspondem a: o vórtice da esteira, da ponta da pá (*tip vortex*), da ogiva (*central vortex*) e da circulação nas pás (*lift-generating vortices*) (vide Figura 2.8b).

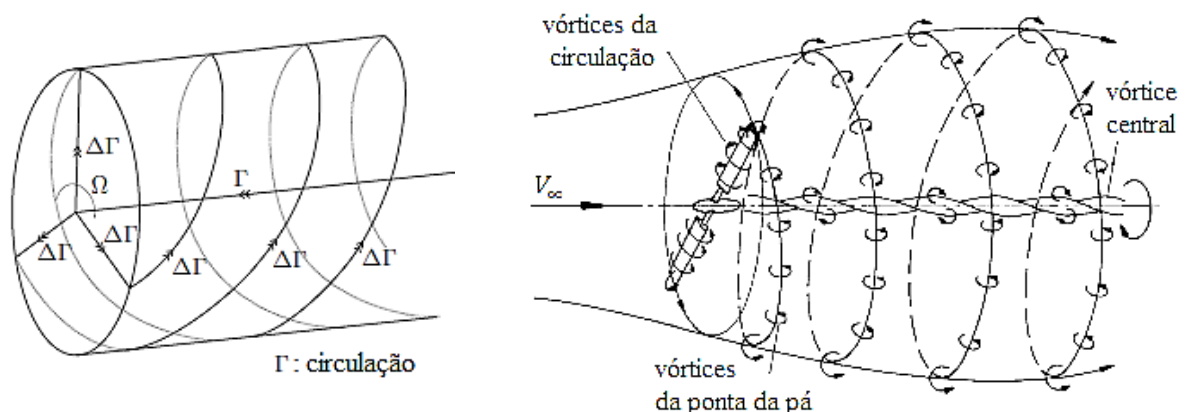


Figura 2.8 - Sistema de vórtices gerados na esteira de uma turbina fluxo livre. O vórtice principal tem uma rotação contrária ao rotor da turbina, (Hau, 2006).

2.2 Panorama da energia hidrocinética

2.2.1 Contexto mundial

Atualmente, existem vários projetos em diferentes estágios de execução. Tais projetos são reportados por bases de dados elaboradas por instituições em países avançados, com grande interesse nesta fonte de energia. Uma das bases de dados é elaborada por Sistemas de Energia oceânica (*Ocean Energy Systems*), um acordo de cooperação intergovernamental estabelecido em 2001 e com apoio da Agência Internacional de Energia (OES, 2015), apresentada na Figura 2.9. Os países membros são mencionados na Tabela 2.2.

Tabela 2.2 - Países membros do acordo internacional sobre energia oceânica.

Continente	Países
África	África do Sul, Nigéria.
América	Canadá, México, Estados Unidos.
Ásia	China, Japão, Singapura, República de Coreia.
Europa	Bélgica, Dinamarca, Alemanha, Irlanda, Itália, Mônaco, Noruega, Portugal, Espanha, Suécia, Holanda, Reino Unido.
Oceania	Austrália, Nova Zelândia.

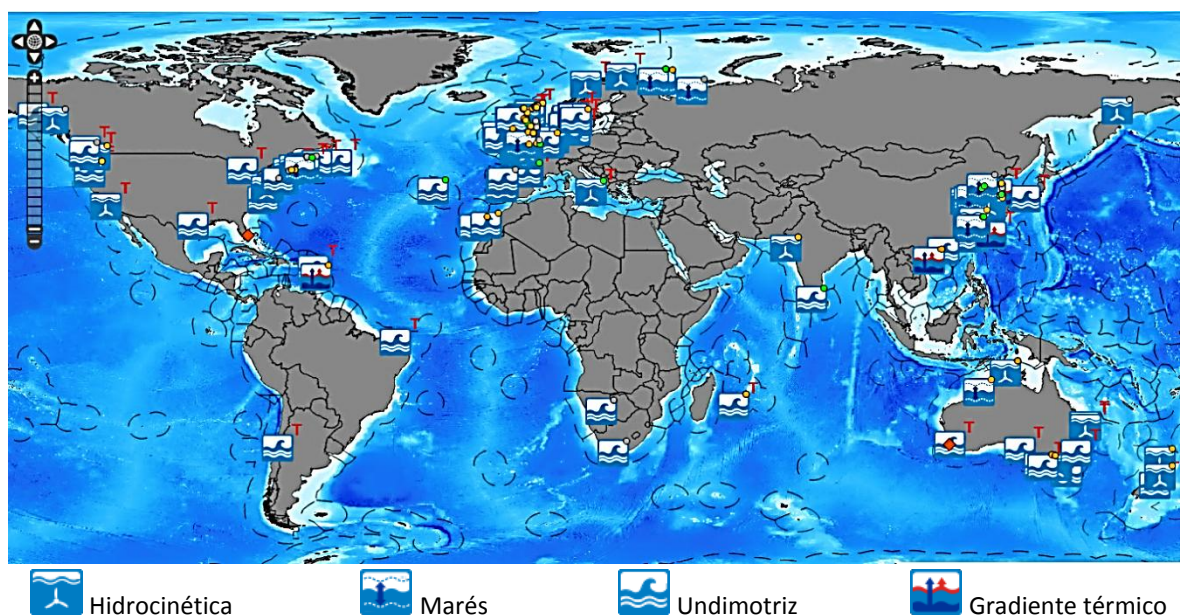


Figura 2.9 - Projetos de energia oceânica pré-comerciais e comerciais de Ocean Energy Systems.

Outra base de dados importante é aquela elaborada pelo Departamento de Energia dos Estados Unidos (OpenEI, 2015). Da mesma forma, as informações relacionam projetos atualizados sobre energia oceânica em todas suas formas, no entanto, incluindo também aplicações hidrocínéticas realizadas na parte continental. A base de dados está montada sobre uma plataforma on-line que permite aos usuários registrados adicionar e modificar a informação sobre os projetos, tecnologias e empresas envolvidas (vide Figura 2.10).

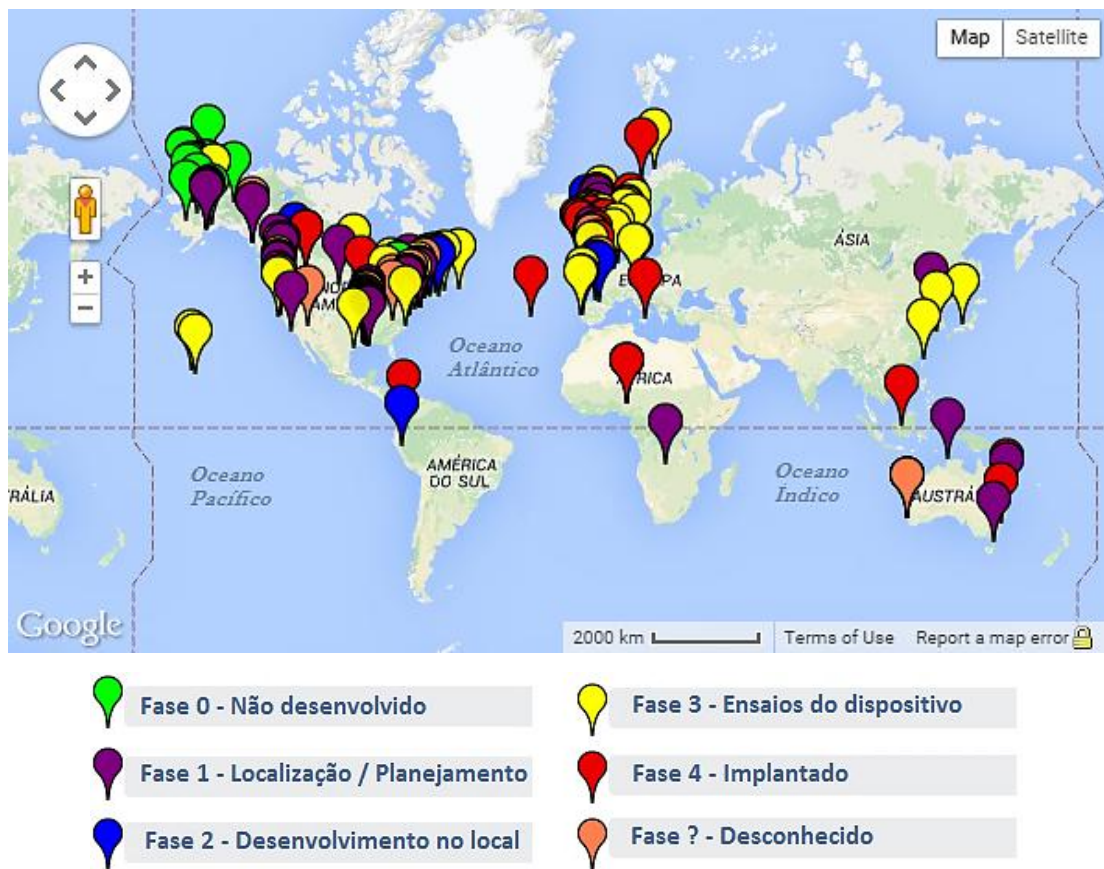


Figura 2.10 - Projetos sobre energia oceânica e hidrocínética continental registrados na base de dados do Departamento de Energia dos Estados Unidos (OpenEI(a), 2015).

A Figura 2.10 apresenta a classificação dada aos projetos, descrita a seguir:

- **Fase 0: Projetos não desenvolvidos.**

Projetos que tiveram um local específico permitido ou estiveram no processo de licenciamento, mas por alguma razão não continuaram.

▪ **Fase 1: Projetos em localização ou planejamento.**

Projetos que ainda não estão “na água”, isto é, instalados. No entanto, estão à espera ou receberam alguma licença ou autorização para realizar avaliações ambientais no lugar de implantação.

▪ **Fase 2: Desenvolvimento no local de implantação.**

Projetos que já têm um local de implantação e os preparativos já começaram. Por exemplo, a instalação de um cabo submarino, etc.

▪ **Fase 3: Testes/ensaios de dispositivos.**

Projetos em que os dispositivos são submetidos ou já passaram por testes ou comissionamento antes da implantação.

▪ **Fase 4: Projeto implantado.**

Projetos comerciais concluídos com todas as unidades “na água”, ou projetos comerciais do passado que tiveram uma remoção de todos os dispositivos e remediação ambiental.

▪ **Estado indefinido.**

O progresso do projeto é atualmente desconhecido.

As Figuras 2.9 e 2.10 são as referências que permitem observar que praticamente a maioria dos projetos é realizada em países avançados. As bases de dados apresentam projetos diferentes, e existem alguns casos não reportados. Alguns dos projetos mais relevantes são apresentados na Tabela 2.3 e na Figura 2.11, incluindo aqueles em países em desenvolvimento.

Tabela 2.3 - Alguns projetos sobre energia hidrocínética reportados e não reportados em bases de dados.

País	Nome do projeto	Fase	Empresa	Turbina (P[MW])
África do Sul*	Durban hydrokinetic energy project	1	Hydro Alternative Energy	Não disponível (5)
Austrália	QSEIF Grant Sea Testing	4	MHK Technologies	Davidson Hill Venturi DHV Turbine (5,5)
China	Zhejiang hydrokinetic project	3	Atlantis Resources Limited	Open Ocean horizontal axis AR1000
Coréia**	Uldolmok Tidal Power Plant	4	GCK Technology Inc.	Gorlov Helical Turbine (1)

Tabela 3.3. (Continuação)

Estados Unidos	Lock and Dam No.2 Hydroelectric Project	4	Hydro Green Energy	Ducted horizontal axis Turbine (13)
Índia ***	Mundra Gujarat India Project	1	Gujarat Power Corp. Ltd. & Atlantis Resources	Open Ocean horizontal axis AR1000 (250)
Japão	Muroran Institute of Technology Pilot Project	3	Muroran Institute of Technology	Oscillating Wave Surge Converter
Reino Unido	Sea Generation Project	4	Marine Current Turbines Ltd.	Open Ocean horizontal axis SeaGen (1,2)

* Energy4Africa, 2012; ** RED, 2011; *** Atlantis Resources, 2014.

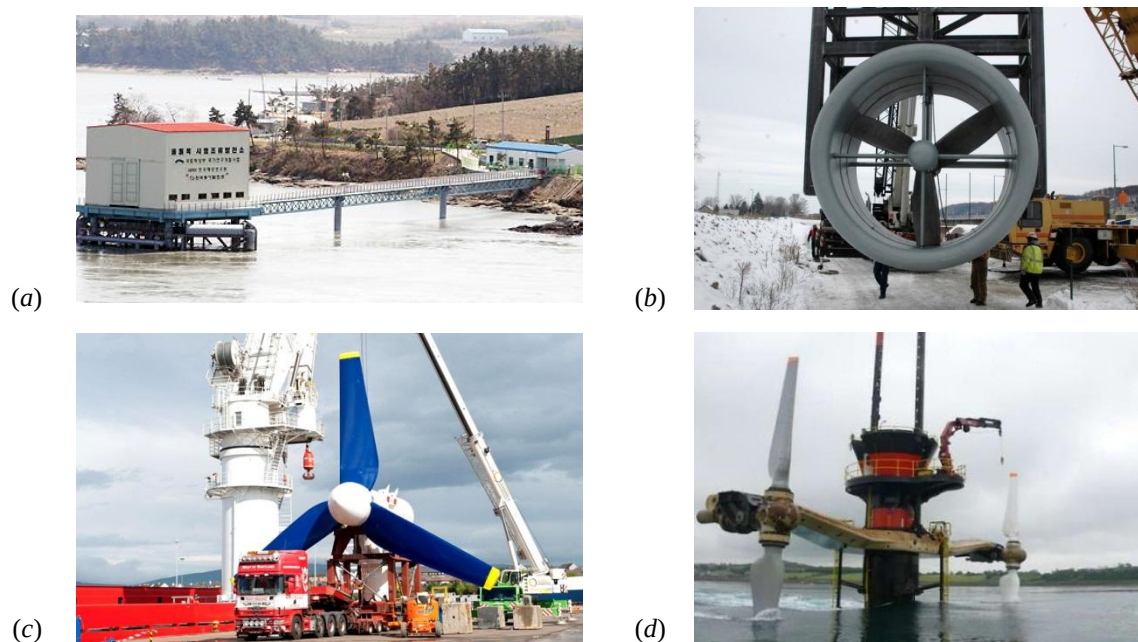


Figura 2.11 - Exemplos de projetos hidrocínéticos no mundo. (a) Usina Uldolmok na Coreia, (b) Turbina no Rio Mississippi nos EUA, (c) Turbina a ser instalada na China e Índia, (d) Projeto SeaGen no Reino Unido.

Em particular, estes casos correspondem a aproveitamentos planejados e implantados em alguns países que utilizam combustíveis fósseis para a geração elétrica. Segundo dados da Empresa de Pesquisa Energética, em 2011 tal geração foi de 9.144 TWh com carvão, 1.058 TWh com petróleo e 4.852 TWh com gás natural (EPE, 2014). Por esta razão, pode-se mencionar que a hidrocínética está sendo considerada como opção energética renovável para diminuir as emissões de CO₂.

Contudo, embora existam vários projetos no futuro, a energia hidrocínética ainda representa uma opção energética de alto custo. As perspectivas estão dadas pelo trabalho conjunto entre os governos (com a criação de políticas de incentivo e investimentos), as empresas privadas e os centros de pesquisa, incluindo as universidades. Esta sinergia já deu resultados favoráveis no caso dos Estados Unidos. Por exemplo, em 2010 o Departamento de Energia aprovou 37 milhões de dólares para financiar 27 projetos para desenvolvimento de novos conceitos, protótipos e ensaios preliminares de implantação (Hydroworld, 2010).

2.2.2 Contexto regional

Segundo a informação da Organização Latino-Americana de Energia-OLADE¹, a geração de eletricidade nos países da América do Sul tem uma parcela renovável significativa (vide Figura 2.12), com a hidrelétrica convencional como fonte principal. Embora a maior parte dos países tenham índices altos de eletrificação com uma cobertura média de 90,34%, alguns devem melhorar nas zonas rurais. Portanto, o uso de energias renováveis vem sendo promovido através da cooperação entre o setor público, setor privado, centros acadêmicos e ONGs para a sua implantação em essas zonas (Cayo, 2013) (Rivas, 2014).

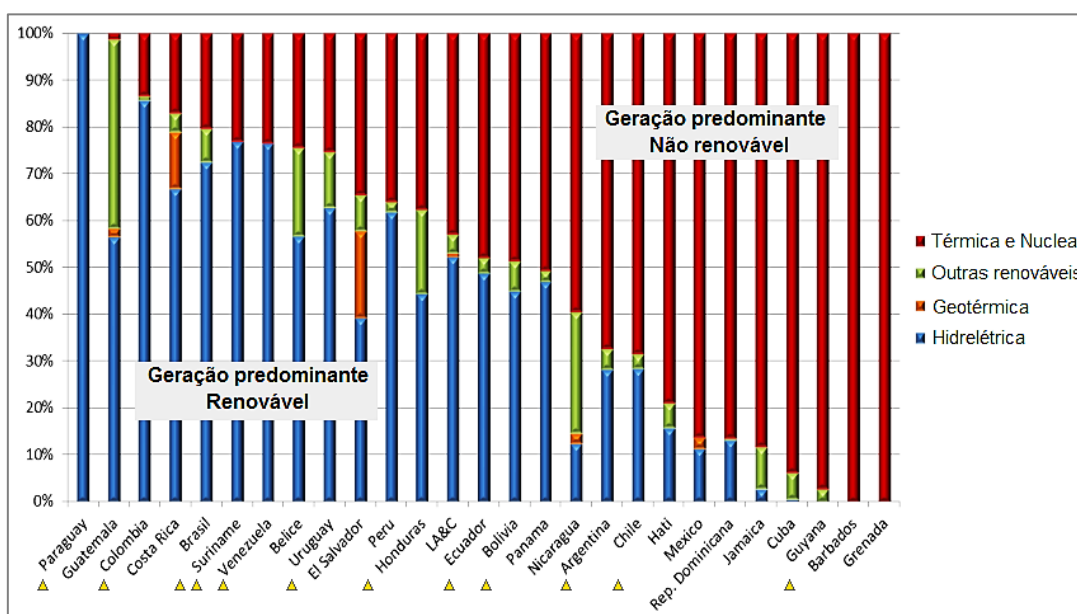


Figura 2.12 - Participação da geração elétrica por tipo de fonte em cada país membro da OLADE.

¹ Instituição criada em 1973, cujos membros são 27 países da América Latina: América do Sul, América Central, México e o Caribe, e Argélia como país convidado (www.olade.org).

De acordo com dados apresentados no IV Seminário Latino-americano e do Caribe de Eletricidade – ELEC 2014, quase 30 milhões de pessoas aproximadamente ainda não têm acesso à eletricidade na região. Atender a demanda faltante requer uma capacidade instalada de 16.000 MW, especialmente nas zonas rurais, considerando que cobertura média na região é de 90,34% (Ferreira, 2014). Portanto, o uso da energia hidrocinética representa uma opção tecnicamente viável, devido à presença de numerosos rios.

Logo, a energia hidrocinética vem sendo incentivada por certas instituições. Por exemplo, em 2014 o Banco de Desenvolvimento de América Latina - CAF lançou um edital para receber propostas patenteáveis sobre tecnologias que aproveitem melhor os recursos naturais. O edital esteve dirigido a instituições acadêmicas e o público em geral. As categorias oferecidas consideravam sistemas hidrocinéticos e sistemas com energia solar térmica para ar condicionado e dessalinização (CAF, 2014).

No entanto, existem diversas experiências prévias no projeto e uso da tecnologia na América do Sul. Em geral, os projetos correspondem a aplicações de baixa potência (0,25–0,5 kW) que utilizam, principalmente, turbinas axiais. Uma delas é um rotor simples e com três pás, similar a uma turbina eólica, chamada de turbina Garman (Anyi e Kirke, 2010). Esta tecnologia se encontra desenvolvida e já foi utilizada em zonas rurais de países como o Peru (Soluciones Prácticas, 2007), o Equador (Fedeta, 2014) e a Colômbia (Aprotec, 2015) (vide Figura 2.13a).

Outras turbinas mais elaboradas já foram utilizadas na Argentina e no Brasil. O primeiro caso corresponde à turbina da empresa INVAP, com três pás, 0,45 m de diâmetro e 4,5 kW de potência. O projeto piloto foi realizado na região de Luján de Cuyo, em parceria com a Universidad Nacional de Cuyo (vide Figura 2.13b). Em princípio, a tecnologia está dirigida às pequenas e medianas empresas, com possibilidade de ser utilizada em canais de irrigação. O objetivo da empresa é desenvolver equipamento comercial de até 30 kW (UnCuyo, 2014).

Por outro lado, o Brasil tem um maior número de experiências entre todos os países da região, descritas na próxima seção. Contudo, pode-se mencionar o projeto mais recente, financiado com R\$ 10 milhões pela empresa ELETRONORTE. O projeto chamado “Tucunaré” envolve quatro empresas (TipoD, Solve Engenharia, Fibrasynthetica e Voith Hydro) e pessoal de sete universidades do país (UnB, UFPA, UFRJ, UFMG, UNIFEI, UNICAMP e UFF), segundo o publicado na Revista de jornalismo científico e cultural da Universidade de Brasília (Echeverria e Leão, 2012).

O objetivo do projeto é a construção e operação de turbinas de 1 MWh e diâmetros entre 10-15 m no canal de fuga da Usina Hidrelétrica de Tucuruí, Estado do Pará. Se os resultados do projeto são os esperados pelos participantes, espera-se que o modelo seja replicado em outras usinas hidrelétricas como a de Belo Monte (Estado do Pará), Samuel (Estado de Rondônia) e Balbina (Estado do Amapá). Em cinco anos, também se considera a implantação de um parque hidrocinético, sendo todo um desafio na região.

Por sua vez, na Colômbia também existe um projeto piloto sobre o uso de uma turbina hidrocinética de 5 kW no canal de fuga da Usina Hidrelétrica de Salvajina. A turbina é da empresa alemã *Smart Hydro Power* e a geração elétrica inclui a integração com painéis solares e um gerador Diesel. Da mesma maneira, esta empresa já realiza outro projeto piloto no Peru, neste caso, para atendimento de comunidades rurais. O projeto é financiado pelo governo, em particular, na região de Mariscal Cáceres (vide Figura 2.13c). Ambos os casos fazem parte da base de dados do Departamento de Energia dos Estados Unidos (vide Figura 2.10).



(a)



(b)



(c)

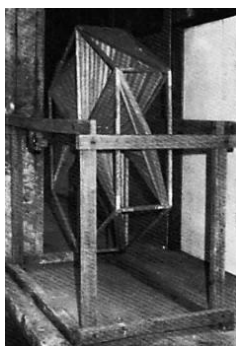
Figura 2.13 - Exemplos de projetos hidrocinéticos na América do Sul. (a) Turbina Garman no Equador, (b) turbina axial na Argentina, (c) turbina da empresa Smart Hydro Power no Peru.

Logo, a América do Sul está sendo considerado como uma região de interesse para os grandes fabricantes de sistemas hidrocínéticos do mundo. Por sua vez, a empresa norte-americana *Hydro Green Energy* menciona em seu portal na Internet um projeto de 15 MW no Chile e destaca outros países como potenciais clientes: El Salvador, Honduras, Nicarágua, Colômbia, Panamá e Peru. (HGE, 2015). Adicionalmente, empresa holandesa *Tocado International BV* está na busca de mercado em países como o Chile, o Brasil e a Argentina (Renewable Energy World, 2014).

Em geral, o resto de países da América do Sul ainda não possui experiências relevantes. Países como a Venezuela, Uruguai e Paraguai têm porcentagens de cobertura elétrica de praticamente 99% (Ferreira, 2014). A Bolívia ainda não considerou a aplicação da energia hidrocínética, enquanto o Chile já está realizando trabalhos em parceria com outros países, como o Brasil e o Canadá (Electricidad, 2014).

2.2.3 Contexto local

As experiências no Brasil começaram desde 1980. Os primeiros trabalhos foram realizados por Pesquisadores do Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia - INPA, com o desenvolvimento de equipamento de baixo custo para aproveitar a correnteza dos rios da Amazônia. Em 1980 foram fabricados e ensaiados três rotores: Um rotor axial com diâmetro externo de 0.75 m, um rotor Savonius com comprimento maior de 0.9 m, e uma roda d'água flutuante de 12 pranchas e diâmetro externo de 1 m (Harwood, 1980) (vide Figura 2.14).



(a)



(b)



(c)

Figura 2.14 - Primeiros sistemas hidrocínéticos ensaiados na Amazônia Brasileira. (a) Turbina axial, (b) Savonius e (c) Roda d'água.

Os modelos, construídos com materiais locais, foram avaliados segundo a potência gerada, peso, facilidade de construção, uso em escala ampliada, manutenção, resistência contra detritos flutuantes e custo total (incluindo materiais e construção). No final, a turbina axial resultou a melhor opção. O estudo também ressaltou a necessidade de avaliar melhor o recurso e a produção de mínimo 300 W para sua viabilidade econômica. Também, trataram-se temas como o uso de unidades em série e de geradores comerciais (Harwood, 1980).

Em 1985 foi ensaiado o protótipo do sistema chamado de “Cata-água”, baseado em um rotor axial de nove pás montado por baixo de uma estrutura flutuante (vide Figura 2.15a). A potência máxima produzida foi de 1 kW com uma correnteza de 1.1 m/s. A eletricidade fornecida pelo gerador elétrico de quatro polos e 1800 rpm foi em corrente alternada em tensão de 110V, 60 Hz e controle manual. Sua construção considerou materiais locais e conseguiu ser competitivo em comparação com outros equipamentos (Harwood, 1985).

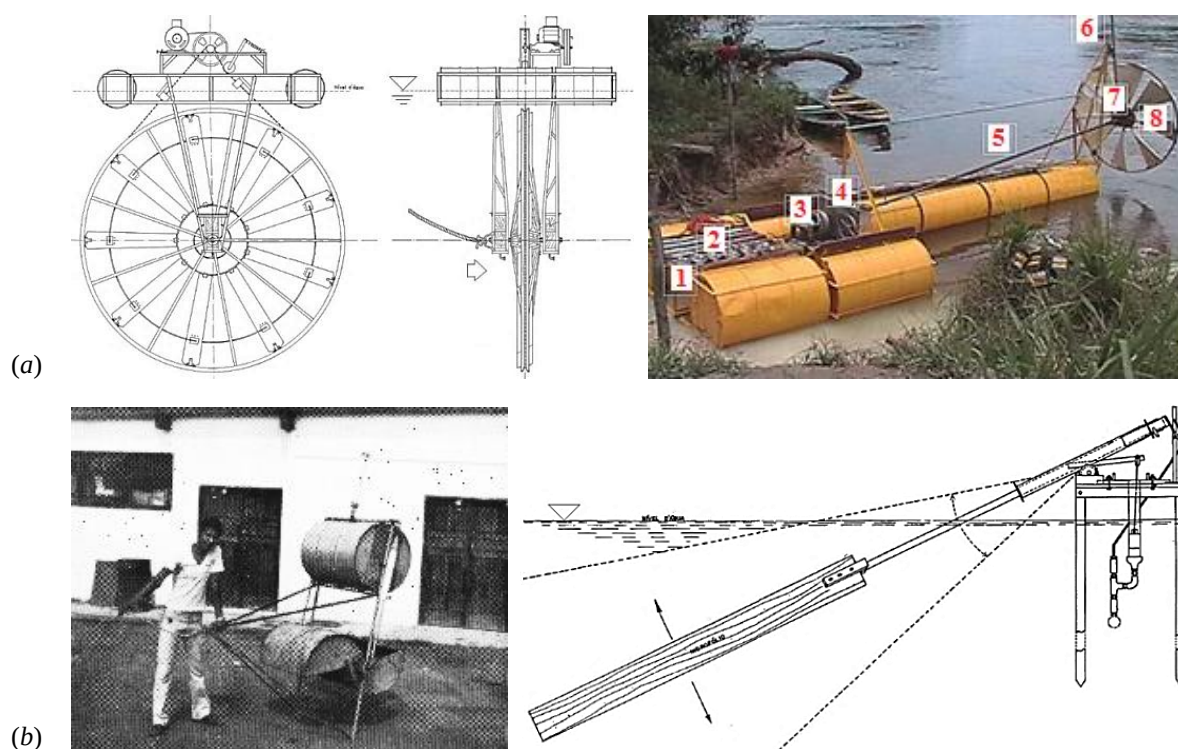


Figura 2.15 - Outros sistemas hidrocínéticos ensaiados pelo INPA. (a) Cata-Água (Nomenclatura: 1-frente, 2-bancada com lâmpadas, 3-gerador, 4-caixa de engrenagens, 5-eixo inclinado, 6-guincho, 7-bucha, 8-turbina), (b) sistemas de bombeamento com rotor Savonius e pá oscilante.

A eficiência do sistema foi de 12%, incluindo as perdas mecânicas e elétricas. A maior dificuldade nos ensaios se deveu aos detritos flutuantes, especialmente as ilhas de capim. O financiamento do projeto foi realizado por duas instituições: o Fundo de Incentivo à Pesquisa Técnico-Científica – FIPEC e o Banco do Brasil. A equipe do INPA também trabalhou em outros dois sistemas hidrocinéticos, porém no aproveitamento direto da potência mecânica com fins de bombeamento (vide Figura 2.15b) (Harwood e Siqueira, 1992).

Posteriormente, pesquisadores da Universidade de Brasília trabalharam em vários sistemas hidrocinéticos simples desde 1987. O modelo definitivo foi a primeira geração de uma turbina axial com carcaça e tubo de sucção, que operou de forma piloto em 1995. O rotor tinha 0,8 m de diâmetro com duas pás e estava protegido contra detritos por uma grade cônica. O projeto recebeu financiamento da Fundação de Empreendimentos Científicos e Tecnológicos – FINATEC (Van Els *et al*, 2003).

Os ensaios foram realizados no Município de Correntina, Estado da Bahia (vide Figura 2.16a). A potência produzida foi de 1 kW a partir de dois geradores de corrente alternada de 2 kVA (Anyi & Kirke, 2011). O sistema operou durante nove anos de forma ininterrompida, permitindo o funcionamento de um posto médico, portanto, novos recursos econômicos se receberam para o seu melhoramento (Van Els *et al*, 2003).

Esse melhoramento deu origem à segunda geração do sistema (vide Figura 2.16b). A inovação consistiu na adaptação de um difusor cônico de maior tamanho (baseado na tecnologia eólica) para aumentar o rendimento do sistema. Em 2005 foi também instalada no Município de Correntina e em 2006 no Município de Mazagão. Posteriormente, foi criada a terceira geração ao obter um modelo mais compacto e hidrodinâmico (vide Figura 2.16c), sistema patenteado pelo INPI com o número PI 0805515–7A2 (Brasil Junior *et al*, 2007).



Figura 2.16 - Turbina desenvolvida na Universidade de Brasília. (a) Primeira, (b) segunda e (c) terceira geração.

Outros sistemas hidrocínéticos foram propostos por inventores e instituições diferentes. Em 2003, ensaios experimentais do protótipo de uma roda d'água foram realizados no canal de fuga da Usina Parigot de Souza, Estado do Paraná (vide Figura 2.17a). O sistema foi criado por Isac Gonçalves Ribeiro e pode operar em rios cujas profundidades estejam entre 0,5 – 1,0 m. O custo da roda foi estimado entre R\$ 7.000 e 25.000, dependendo do tamanho. A respectiva patente é PI 0105286–B1 (Movido a vento, 2003).

Um projeto piloto também foi realizado na região próxima à cidade de Belém, Estado do Pará, em 2006. O objetivo era o aproveitamento das correntezas bidirecionais produzidas pelas marés da zona, cuja altura chegava a 1,5 – 3,5 m. A turbina utilizada foi uma Gorlov de eixo vertical com 1,2 m de diâmetro, cuja rotação era independente da direção do escoamento (vide Figura 2.17b). Isto representava uma das suas grandes vantagens.

O equipamento foi de fabricação local, exceto as sete pás helicoidais. No entanto, o relatório que apresenta estas informações, não disponibiliza os resultados dos ensaios. O projeto contou com a participação do Instituto de Pesquisa Ambiental da Amazônia – IPAM, a Universidade Federal do Pará e o Museu Goldi, sendo financiado por organizações internacionais como USAID e WWF-UK (Anderson, 2014).



Figura 2.17 - Alguns sistemas hidrocínéticos propostos no Brasil. (a) Roda d'água e (b) projeto piloto no Estado do Pará.

Dois novos sistemas foram propostos desde a Universidade Federal de Itajubá – UNIFEI (vide Figura 2.18). O primeiro foi chamado de Grupo gerador “Poraquê”, objeto do presente estudo e descrito em detalhe na seguinte seção. Basicamente, consiste em vários rotores axiais com um mesmo eixo de rotação para tentar extrair mais energia do escoamento. O sistema recebeu a patente PI 0603901-4 (Tiago *et al*, 2010).

O segundo sistema recebeu o nome “Hidropólio” e a diferença dos outros sistemas descritos, produz um movimento oscilatório. A correnteza, de baixa velocidade, incide sobre os perfis gerando forças hidrodinâmicas que acionam um mecanismo articulado com um elemento deslizante. Este elemento corresponde ao núcleo magnético do gerador elétrico linear. O Instituto da Propriedade Industrial lhe outorgou o número de patente UM 8603061-2U2 (Tiago *et al*, 2010).

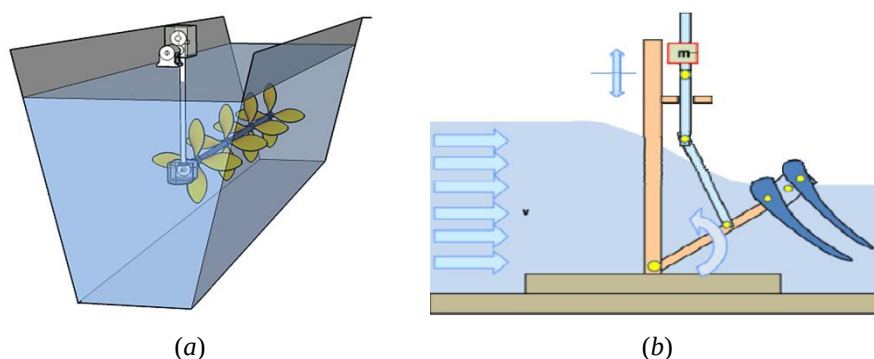


Figura 2.18. Sistemas propostos na Universidade Federal de Itajubá. (a) Grupo gerador “Poraquê”® e (b) sistema Hidropólio®.

Assim, pode-se notar que o Brasil tem um processo de muitos anos na energia hidrocinética. São vários os sistemas desenvolvidos e cada projeto diferente oferece características diferentes e interessantes. Em adição aos trabalhos aqui descritos, a Tabela 2.4 apresenta outros sistemas patenteados no Brasil.

Tabela 2.4 - Outras patentes de sistemas hidrocinéticos no Brasil (INPI, 2014).

Sistema	Número de patente	Inventor
Carretel hidrocinético	MU 8700981-1	Dercy Valetim Guaitoli
Hélice flutuante em formato de Bulbo	MU 8900451-5U2	Dercy Valetim Guaitoli
Conversor de energia hidrocinética e multiplicador de velocidade e torque	PI 8500143-0	Adelino da Silva Simões
Dispositivo para acionamento de eletro-geradores em usinas hidrelétricas alimentadas por energia hidrocinética	MU 8803230-2U2	Celso Borelli Moreira
Captador de energia fluvial “Tora Biturbinada”	PI 0303083-0	Fernando Osório Severo Germano

2.3 Sistemas hidrocínéticos com múltiplos rotores

Para aumentar a energia gerada, a hidrodinâmica dos rotores foi melhorada no tipo de perfis utilizados e na geometria das pás. Assim, foi possível aumentar a sustentação, considerando também a cavitação em rotores grandes. Dentro das turbinas de fluxo livre, a turbina de maior difusão chegou a ser o rotor axial com três pás, baixa solidez e maior eficiência. Foram publicadas várias propostas de novas pás (Anyi e Kirke, 2011) (Yavuz e Koç, 2012) (Wu *et al*, 2013) e sistemas para variar o ângulo de ataque (Bahaj *et al*, 2007).

Também, foram estudados mecanismos para incrementar a velocidade do escoamento incidente e assim, a potência hidráulica disponível (Equação 2.15). Como resultado, as turbinas tinham uma rotação maior conservando a velocidade específica (Equação 2.19). Isso diminuiu os requerimentos sobre o elemento multiplicador (Ponta e Shankar, 2000) (Bedard *et al*, 2005), porém aumentando o investimento inicial (Güney e Kaygusuz, 2010).

No entanto, depois de tais avanços, a única variável restante para ser modificada foi a área do rotor. Certamente, os parques hidrocínéticos aumentam a potência hidráulica disponível ao ter uma área total maior, pois basicamente são similares aos parques eólicos. Atualmente, estudam-se os efeitos de interferência entre rotores para determinar a sua melhor localização relativa, pois a esteira modifica a uniformidade do escoamento que incide sobre os rotores posteriores (vide Figura 2.19). Em alguns casos a velocidade se recupera em uma distância de 10–20 diâmetros de rotor na esteira (Bahaj, 2011) (Mycek *et al*, 2014).

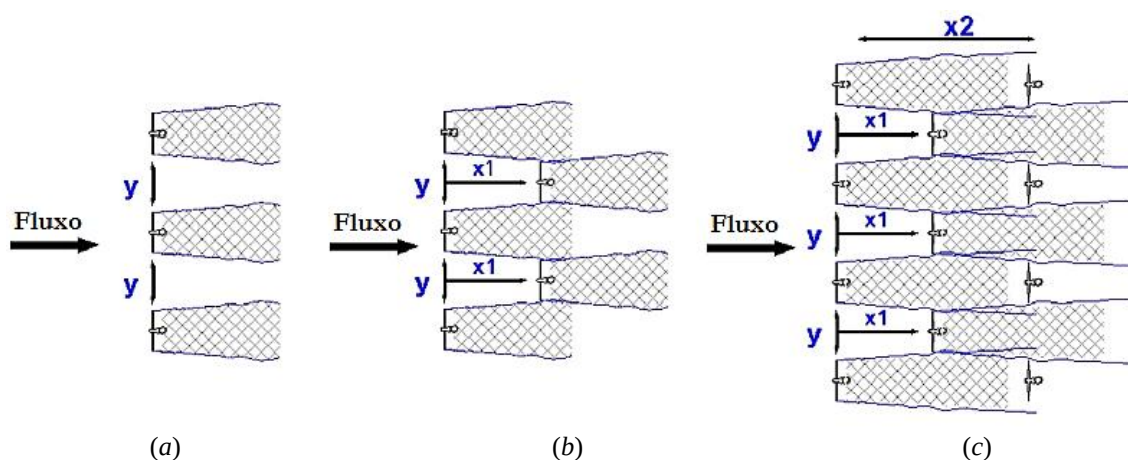


Figura 2.19 - Configurações de turbinas hidrocínéticas estudadas para seu uso em parques hidrocínéticos. Nomenclatura: x e y são os eixos do sistema de referência em coordenadas cartesianas, x_1 e x_2 correspondem às separações entre rotores nesse trabalho (Bahaj e Myers, 2013).

Além dos parques hidrocinéticos, um incremento na área total para ter mais potência hidráulica disponível pode ser obtido utilizando sistemas multiestágio. Estes sistemas são relativamente atuais, onde vários rotores montados sobre o mesmo eixo de rotação. A seguir, são descritos alguns deles, finalizando com o Grupo gerador “Poraquê”, tema do presente estudo.

2.3.1 Sistemas multiestágio

A disposição dos rotores é similar daquela encontrada em outras turbomáquinas conhecidas como as turbinas a gás, embora com maior separação entre rotores. O primeiro destes sistemas é um projeto conceitual da empresa Hydro Green Energy (HGE, 2002). O sistema foi concebido para que fosse modular, com rotores de diferente diâmetro colocados dentro de uma mesma carcaça. O gerador elétrico é periférico, uma vantagem em arranjos de várias unidades (vide Figura 2.20). Não existem aplicações reportadas deste sistema.

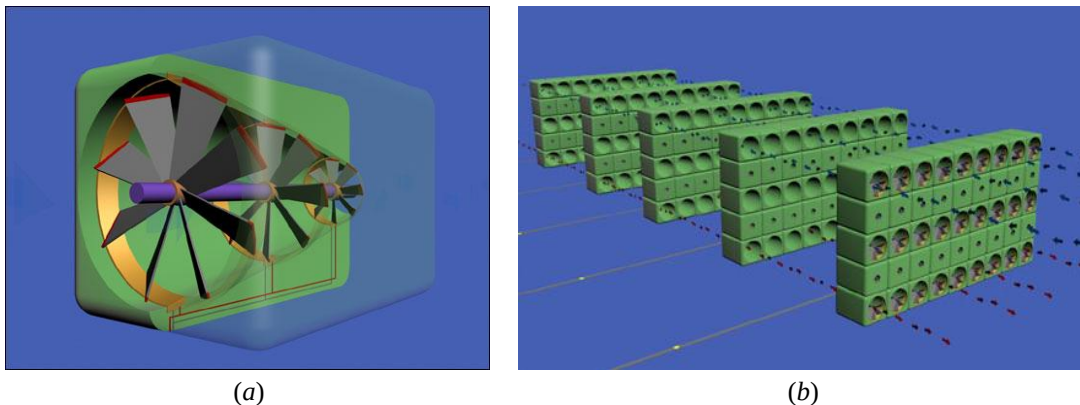


Figura 2.20 - Sistema multiestágio da empresa norte-americana, Hydro Green Energy.

Outro conceito, apresentado recentemente, é baseado em rotores axiais colocados em uma configuração alternada. Isto é possível com vários eixos paralelos e próximos entre si (vide Figura 2.21). O espaço entre turbinas corresponde a um canal que gera um efeito ‘jato’ para equalizar a pressão por trás de cada turbina, melhorando a eficiência. O inventor, o búlgaro George Tonchev Ph.D., já adaptou esta configuração em alguns sistemas hidrocinéticos que operam com fluxo livre e confinado (Tonchev, 2014). Estes sistemas receberam patentes internacionais em 2008 e 2009 (EPO, 2014).



Figura 2.21 - Sistemas multiestágio baseados no conceito do inventor Tonchev. (a) Pequeno modelo do sistema com três eixos de rotores superpostos, (b) representação gráfica do sistema flutuante.

2.3.2 Grupo gerador “Poraquê”

O nome do sistema foi inspirado na enguia elétrica (*Electrophorus electricus*), espécie comumente conhecida na Amazônia como “Poraquê” (de Castro, 2010). O sistema original é composto basicamente por uma série de rotores axiais, colocados no mesmo eixo horizontal de rotação comum. Este eixo vai acoplado com outro eixo vertical para transmitir a potência ao multiplicador de rotação, conectado finalmente ao gerador elétrico.

Um sistema externo é o responsável de acondicionar a tensão e a frequência da eletricidade (vide Figura 2.22a). Estes equipamentos são colocados em uma plataforma principal com dois flutuadores laterais, sendo necessário fixar a sua posição em algum lugar do rio. O conceito inclui a possibilidade de conectar mais plataformas flutuantes acopladas em um dos extremos do eixo principal (vide Figura 2.22b).

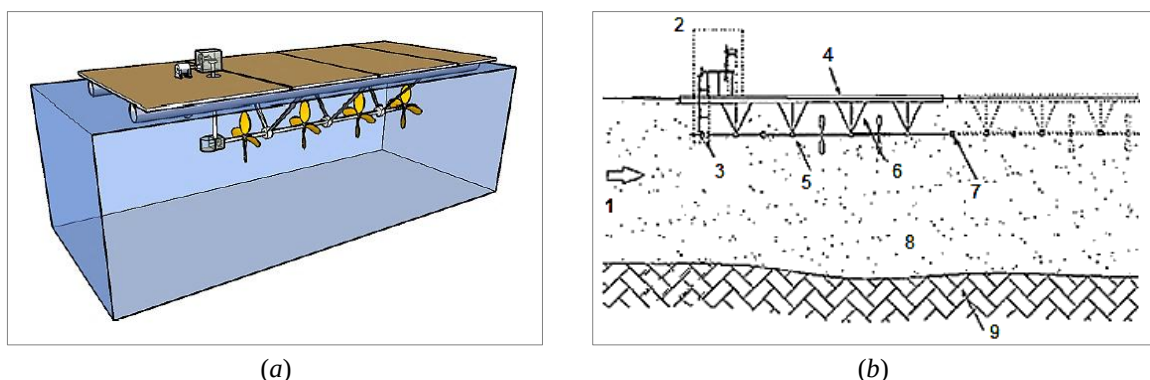


Figura 2.22. Grupo Gerador Poraquê. (a) representação CAD, (b) desenho no registro de patente.
Nomenclatura: 1- Escoamento, 2-Multiplicador e gerador, 3-Acoplamento, 4-Base e flutuadores, 5-Eixo, 6-Estrutura, 7-Acoplamento para outras unidades, 8- Escoamento, 9- leito do rio.

Teoricamente, o escoamento incide sobre todos os rotores produzindo um ganho de eficiência em comparação a um único rotor. A *prova do conceito* do sistema também considerou rotores de fabricação simples, com o objetivo de estudar um sistema de baixo custo. Esta alternativa favoreceria a viabilidade econômica da tecnologia nos países em desenvolvimento, em comparação a outras opções renováveis.

Os ensaios experimentais foram realizados no canal hidráulico do Laboratório de Pequenas Centrais Hidrelétricas da Universidade Federal de Itajubá. No entanto, devido às restrições operacionais, a largura do canal foi reduzida de 1 m até 0,4 m para trabalhar com profundidades e velocidades mais apropriadas. Assim, alguns parâmetros de projeto importantes do rotor foram definidos como (Bardelli de Rossi, 2009):

- Diâmetro externo (D_e) igual a 0,3 m;
- Número de pás (z) igual a 4;
- Ângulo da pá (β) igual a 25 graus;
- Fator de estrangulamento (coeficiente de solidez) igual a 0,98;
- Diâmetro interno (D_i) de 0,08 m;
- Relação de cubo (D_i/D_e) de 0,267.

A bancada de ensaios incluía uma contração assimétrica e uma estrutura principal, que suportava os mancais, o eixo principal, o sistema de transmissão e o freio tipo Prony (vide Figura 2.23). Este freio utilizava um trecho de correia para restringir por atrito a rotação de uma polia de alumínio, que com ajuda de massas calibradas fornecia um torque equivalente.

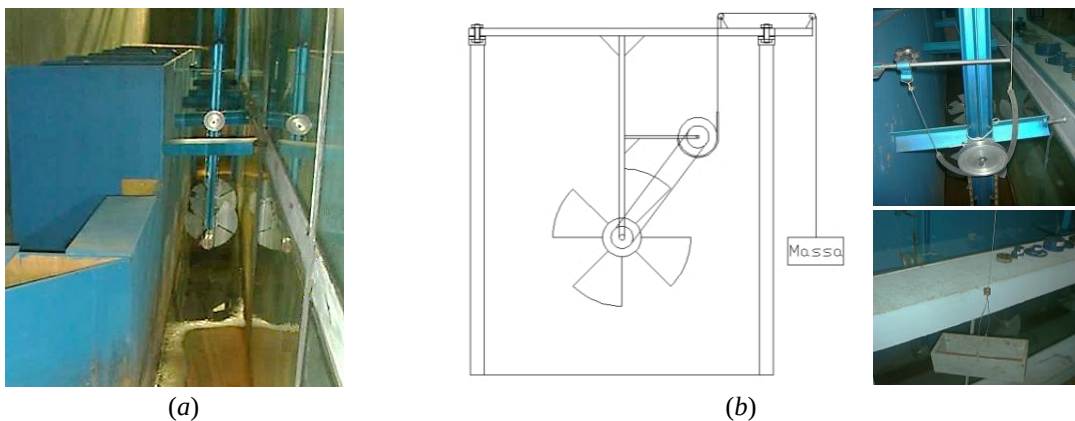


Figura 2.23 - Detalhes da bancada de ensaios do Grupo gerador “Poraquê”. (a) Estrutura e contração assimétrica, (b) freio tipo Prony (Bardelli de Rossi, 2009).

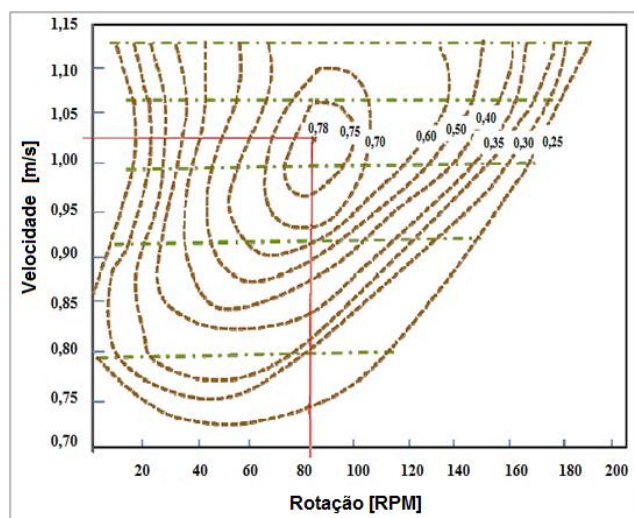
O material de fabricação foi aço inoxidável. As pás foram cordadas de uma chapa de 3 mm de espessura, o cubo foi um cilindro simples com duas perfurações: uma axial para inserir o eixo principal (de 12,7 mm de diâmetro) e outra radial para colocar o parafuso de fixação. Logo, as pás seriam unidas ao cubo com soldagem MIG (*Metal Inert Gas*) (vide Figura 2.24a). O parafuso de fixação permitiu um posicionamento sem complicações de cada rotor sobre o eixo fabricado em aço e com 12,7 mm de diâmetro.

O procedimento experimental envolvia a medição de variáveis, tanto do escoamento quanto da máquina hidráulica. Para determinar a vazão foi calculada uma curva-chave, relacionando as medições de velocidade com as respectivas profundidades do escoamento, isto é, com as áreas da seção. Um tacômetro forneceu a rotação do eixo principal e o torque foi calculado utilizando o freio de Prony. Foram ensaiados até quatro rotores considerando diferentes separações (0,23; 0,48; 0,73; 1,18; 1,42 e 1,66 m) e defasagens relativas (0, 10, 20, 30 e 40 graus) entre eles (Bardelli de Rossi, 2009).

A eficiência máxima obtida para um único rotor foi de 34% e aumentou até 78% utilizando a seguinte configuração: três rotores separados 0,73 m (equivalente a 2,43 Diâmetros), defasagem de 30 graus, rotação de 94 RPM, velocidade do escoamento de 1,08 m/s, e rotação específica de 680 (Tiago *et al*, 2010). O diagrama de colina do grupo gerador nestas condições é apresentado na Figura 2.24b. Embora a incerteza das medições não seja reportada, o valor da máxima eficiência supera o limite de Betz (59,3%).



(a)



(b)

Figura 2.24 - Detalhes dos ensaios experimentais do Grupo Gerador “Poraquê”. (a) Geometria do rotor, (b) campo de operação experimental para a configuração de máxima eficiência, 78% (Tiago *et al*, 2010).

Capítulo 3

Modelagem em Dinâmica de fluidos computacional

Os conceitos mais relevantes sobre a Dinâmica de Fluidos Computacional (seção 3.1) e a sua aplicação na modelagem de sistemas hidrocinéticos de fluxo livre (seção 3.2) são apresentados neste capítulo. Descrevem-se as diferentes abordagens utilizadas na atualidade e posteriormente, a correspondente metodologia adotada para o presente estudo (seção 3.3). Todos estes temas incluem o tratamento respectivo que o programa selecionado Ansys® Fluent™ V14 realiza sobre eles.

3.1 Equações gerais

De forma geral, as equações de conservação da mecânica de fluidos correspondem à equação de continuidade, as equações da quantidade de movimento e a equação da energia. Neste caso, trata-se de uma modelagem simplificada de um escoamento incompressível e sem variação de temperatura; portanto, a equação da energia não será utilizada.

Para um sistema de referência não inercial ligado ao rotor de uma turbomáquina, as equações gerais incluem a velocidade relativa ($\vec{W}$) ao invés da absoluta ($\vec{C}$). Para um observador em um marco de referência inercial, a velocidade percebida é como segue:

$$\vec{C} = \vec{U} + \vec{W} = (\vec{\omega} \times \vec{r}) + \vec{W} \quad (3.1)$$

Onde $\vec{\omega}$ é o vetor associado à velocidade angular do rotor e $\vec{r}$ o vetor de posição de uma partícula de fluido que atravessa o marco de referência não inercial em um determinado tempo t (Schobeiri, 2005).

3.1.1 Conservação da massa

De acordo com Shobeiri (2005), utilizando a Equação 3.1, a conservação da massa fica:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \vec{\nabla} \cdot [\rho(\vec{W}_i + \vec{\omega}_i \times \vec{r}_i)] = 0 \quad (3.2)$$

Desenvolvendo o segundo termo, temos que:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + (\vec{\omega}_i \times \vec{r}_i) \cdot \vec{\nabla} \rho + \vec{W}_i \cdot \vec{\nabla} \rho + \rho \vec{\nabla} \cdot \vec{W}_i + \rho \vec{\nabla} \cdot (\vec{\omega}_i \times \vec{r}_i) = 0 \quad (3.3)$$

Os dois primeiros termos correspondem à variação da massa específica (ρ) em relação ao marco de referência não inercial no tempo e no espaço, respectivamente. Quando agrupados, adotam o subscrito R para denotar o marco de referência em rotação. Logo, considerando que o termo $\vec{\nabla} \cdot (\vec{\omega}_i \times \vec{r}_i) = 0$, a Equação 3.3 se reduz à forma geral:

$$\frac{\partial \rho_R}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho \vec{W}_i) = 0 \quad (3.4)$$

O primeiro termo é nulo só quando o escoamento é incompressível e axisimétrico.

3.1.2 Conservação da quantidade de movimento

Da mesma forma, a equação da conservação da quantidade de movimento por unidade de massa, para o mesmo marco de referência não inercial é:

$$\rho \left[\frac{\partial \vec{W}}{\partial t} + (\vec{W} \cdot \vec{\nabla} \vec{W}) + \vec{a}^* \right] = -\nabla p + \nabla \cdot \vec{\tau} + \rho \vec{g} \quad (3.5)$$

Onde o primeiro membro é composto pela aceleração local (nula para estado estacionário), a aceleração convectiva e as chamadas *acelerações aparentes* ($\vec{a}^*$), respectivamente. Esta última é representada por (Manzanares, 2006):

$$\vec{a}^* = (\vec{\omega} \times \vec{r}_p) + (\vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r}_p) + (2\vec{\omega} \times \vec{w}) + \ddot{\vec{R}}_o \quad (3.6)$$

As acelerações aparentes incluem os efeitos do movimento relativo, através da aceleração tangencial, a aceleração normal (centrípeta), e a aceleração de Coriolis. O último termo $\ddot{\vec{R}}_0$ denota a aceleração de translação do volume de controle em relação ao marco de referencia inercial. Neste caso, essa translação é nula, já que o rotor está fixado a uma estrutura sem movimento (ou ancorada, no caso hidrocínético).

O segundo membro da Equação 3.5 contém o gradiente de pressões, a divergência do tensor das tensões viscosas ($\vec{\tau}$) e os efeitos gravitacionais. De acordo com Manzanares *et al* (2006), estes efeitos gravitacionais podem ser negligenciados para uma turbomáquina axial. Por outro lado, o tensor das tensões viscosas é determinado pela expressão:

$$\vec{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{w} + \nabla \vec{w}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{w} \vec{I} \right] \quad (3.7)$$

3.2 Modelagem de turbinas de fluxo livre

3.2.1 Sistemas de referência

O programa Ansys® Fluent™ V14 oferece algumas abordagens para modelar, de forma simultânea, vários domínios em sistemas de referência inerciais e não inerciais. Assim, é possível resolver problemas que envolvem movimentos de translação e rotação. Neste último, o programa adiciona as componentes de aceleração descritas na seção anterior, ademais, a solução é obtida em estado estacionário com respeito ao sistema de referência não inercial. As abordagens são quatro:

- Modelo de Único Domínio Referencial (*Single Reference Frame*);
- Modelo de Múltiplos Domínios de Referência (*Multiple Reference Frame*);
- Modelo de Plano de Mistura (*Mixing Plane Model*);
- Modelo de Malha Deslizante (*Sliding Mesh Model*).

O programa resolve todas as abordagens em estado estacionário, com exceção do Modelo de Malha Deslizante (ANSYS® FLUENT™, 2011). A Figura 3.1 apresenta exemplos em turbinas hidrocínéticas.

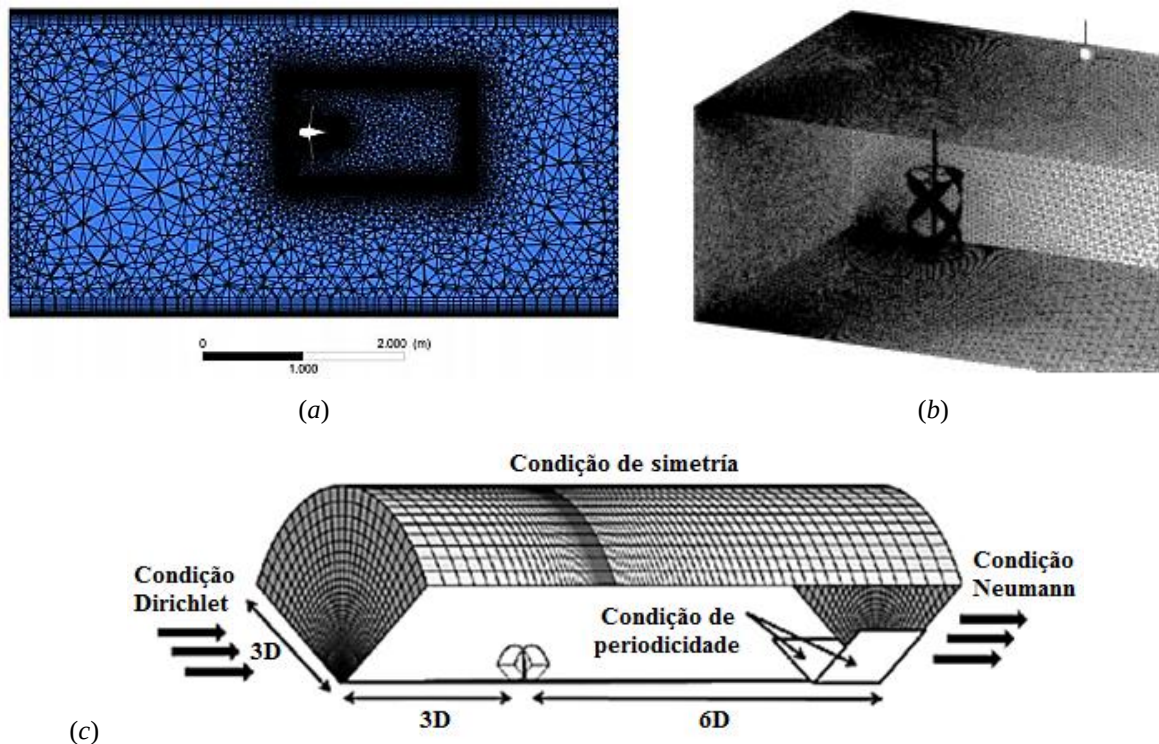


Figura 3.1 - Algumas modelagens computacionais utilizando ANSYS® FLUENT™. (a) Dois domínios (Schleicher *et al*, 2013), (b) um domínio completo (Zaidi *et al*, 2013), (c) dois domínios com condição de periodicidade (Lee *et al*, 2012).

O Modelo de Único Domínio Referencial resulta ser o mais conveniente (Espinosa, 2013), pois mesmo com dois rotores multiestágio, um único domínio é utilizado porque a rotação é referida ao mesmo eixo comum. Assim, as modelagens se tornam estacionárias, precisando de condições de contorno mais simples para o processamento dos dados e obter a convergência.

Ademais, a abordagem do único domínio referencial permite o uso de condições de contorno de periodicidade, modelando só uma parte do volume total e resultando em um menor consumo computacional. Para este estudo foi disponibilizado um computador com um processador Intel® Core™ i7-3770 @ 3.4 GHz e uma memória RAM de 8G (requerimento mínimo de Ansys®).

No entanto, mesmo utilizando este modelo ainda existe a possibilidade de ter fenômenos transientes sobre o domínio não inercial devido à turbulência, separação da camada limite e outros (ANSYS® FLUENT™, 2011). Esta condição se torna importante, especialmente porque o escoamento na região da esteira é considerado um fenômeno transiente (Vermeer *et al*, 2003). Isto pode influenciar a forma na qual se consegue a convergência.

3.2.2 Malha computacional e condições de contorno

Como é possível observar na Figura 3.1, as modelagens correspondem a domínios tridimensionais, tanto com malhas estruturadas como não estruturadas. A malha não é outra coisa que a discretização do volume total em outros de menor tamanho, onde as equações de conservação são resolvidas encontrando convergência depois de chegar a ser balanceadas. Dependendo da geometria das pás, utilizam-se malhas não estruturadas para se ajustar melhor.

Em alguns casos, também são preferidas as malha híbridas, onde a malha estruturada é designada para a região distante do rotor. A malha híbrida é composta por vários tipos de elementos (vide Figura 3.2). Na superfície, onde se precisa de um refinamento maior, são utilizados elementos tipo Prisma, seguidos de elementos piramidais e finalmente tetraédricos. Os hexagonais não foram utilizados.

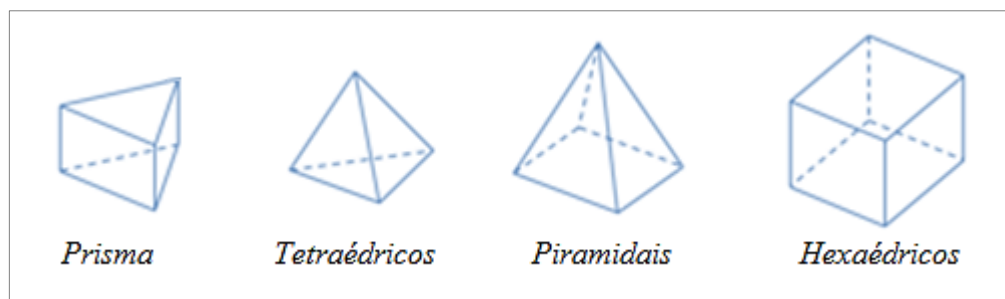


Figura 3.2 - Tipos de elementos em uma malha híbrida. (Ramírez, 2013).

Os planos de periodicidade são utilizados quando se considera que o escoamento é simétrico em relação a um eixo de giro rotação, ou seja, quando a direção de entrada e saída é normal ao plano de periodicidade. Assim, esta opção deve ser ativada desde a criação da malha no programa Ansys® ICEM CFD™, já que requer que exista correspondência entre os nós de cada plano (vide Figura 3.3).

As condições de contorno são definidas segundo o caso em estudo. Na entrada, prefere-se definir valores de velocidade, cujo perfil é uniforme ou pode ter algum outro proveniente de medições experimentais (Schleicher *et al*, 2013). As superfícies que representam o rotor são designadas como superfícies com a condição de não escorregamento (*not-slip condition*), normalmente, sem adicionar alguma rugosidade relativa (Jo *et al*, 2014).

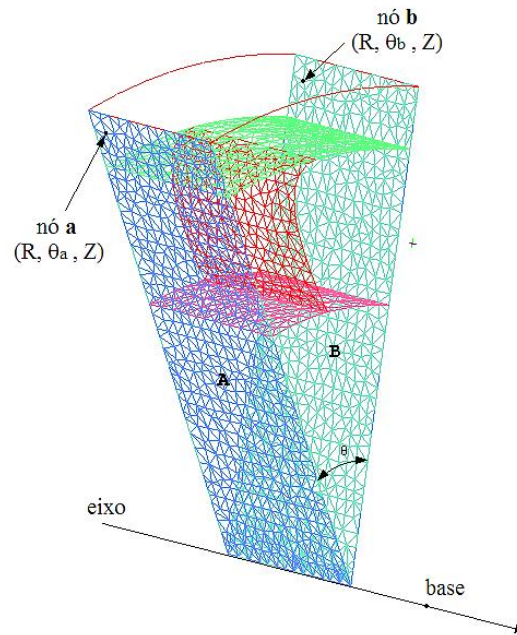


Figura 3.3 - Correspondência das coordenadas R e Z entre os nós dos planos de periodicidade (ANSYS® ICEM CFD™, 2011).

As superfícies próximas ao rotor podem ter associados valores diferentes. Primeiro: uma velocidade igual a zero para incluir também a condição de não escorregamento, no caso de modelar os efeitos sobre o desempenho do ambiente no lugar de implantação (Bahaj, 2011). Segundo: um valor diferente de velocidade que denote translação ou rotação (Kang *et al*, 2012); terceiro, uma superfície de simetria (Lee *et al*, 2012).

Na saída, designam-se valores de referência ou distribuições de pressão, especialmente no caso de considerar superfície livre. Em muitos casos, a pressão de referência corresponde a uma pressão absoluta de uma atmosfera ou zero manométrico (Harrison *et al*, 2010). Em outras modelagens onde a profundidade de instalação da turbina é conhecida, designa-se uma distribuição hidrostática utilizando as funções programadas pelo usuário ou UDFs (*User Defined Functions*) (Adamski, 2013).

3.2.3 Escala do domínio computacional

A malha computacional deve ser adequada para calcular de forma razoável as variáveis de campo. Em aplicações hidrocínéticas, a modelagem de escoamentos envolve domínios de diferentes escalas em relação ao tamanho, sendo classificadas e parametrizadas com respeito ao diâmetro do rotor (D), sendo segundo (Colby e Adonizio, 2009):

– **Micro-escala ($0,01D < L \leq 2D$)**

Considera a hidrodinâmica da região próxima de um rotor (ogiva, estrutura de suporte, etc.) que poderia influenciar o desempenho do sistema (Figura 4.4a). Portanto, é importante considerar a lei da parede na modelagem da camada limite turbulenta.

– **Meso-escala ($2D < L \leq 200D$)**

Relacionada com a interação entre turbinas de um mesmo arranjo, e com as fronteiras do volume de água. Busca-se analisar as características tridimensionais da esteira sobre o desempenho, requerimentos estruturais e a interação com a fauna subaquática (Figura 4.4b).

– **Macro-escala ($200D < L$)**

Envolve a hidrodinâmica de um arranjo de no mínimo por 30 turbinas ao longo do volume de água completo, que pode ser um trecho de rio, estuário ou canal (Figura 4.4c).

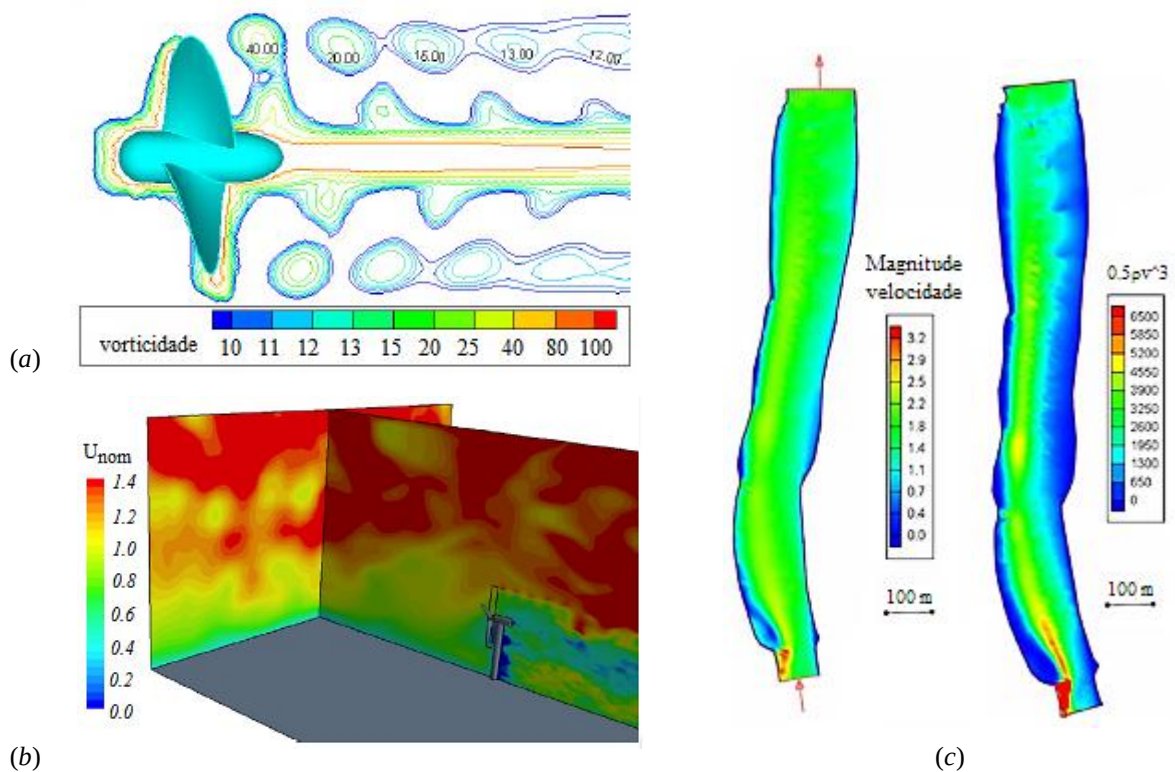


Figura 3.4 - Escalas dos modelos computacionais em Dinâmica de Fluidos Computacional. (a) Escala micro, vorticidade (He *et al*, 2012); (b) escala intermédia, velocidade instantânea com DES (Romero e Richmond, 2014) e (c) escala macro, velocidade e densidade de potência (Toniolo *et al*, 2010).

3.2.4 Modelagem da turbulência

3.2.4.1 Lei da parede

A interação entre um escoamento com movimento relativo a uma superfície resulta em uma gradiente de velocidades, devido à condição de não escorregamento. A partir da análise teórica e experimental, foram definidos os seguintes parâmetros adimensionais baseados na velocidade (u) e distância desde a superfície (y), respectivamente (White, 2002):

$$u^+ = \frac{u}{u^*} = u \left(\frac{\rho}{\tau_w} \right)^{1/2} \quad (3.8)$$

$$y^+ = \frac{yu^*}{\nu} \quad (3.9)$$

Onde u^* é a velocidade de atrito, τ_w a tensão de cisalhamento na parede, ρ a densidade e ν a viscosidade cinemática do fluido. Para o escoamento turbulento, a proximidade da parede tem um perfil associado composto por três regiões (Tennekes e Lumley, 1994) (Figura 4.5):

– **A Subcamada viscosa ($y^+ \leq 5$)**

A produção de turbulência, como resultado das pequenas flutuações de velocidade, é equilibrada pela dissipação viscosa. Assim, considera-se que o perfil de velocidades é linear, razão pela qual é chamada às vezes de subcamada laminar. Predominam as tensões de cisalhamento laminar.

– **A Camada de superposição ($5 < y^+ \leq 30$)**

Medições experimentais demonstram uma transição do perfil de velocidades, sendo linear na subcamada viscosa e se tornando logarítmico na região externa. Como resultado, os efeitos de ambas as tensões de cisalhamento, laminar e turbulenta, são considerados.

– **A Camada externa ($30 < y^+$)**

As tensões de cisalhamento turbulentas se tornam dominantes, sendo várias ordens de magnitude maior às laminares. A intensidade de turbulência na direção principal é maior do que nas direções transversais.

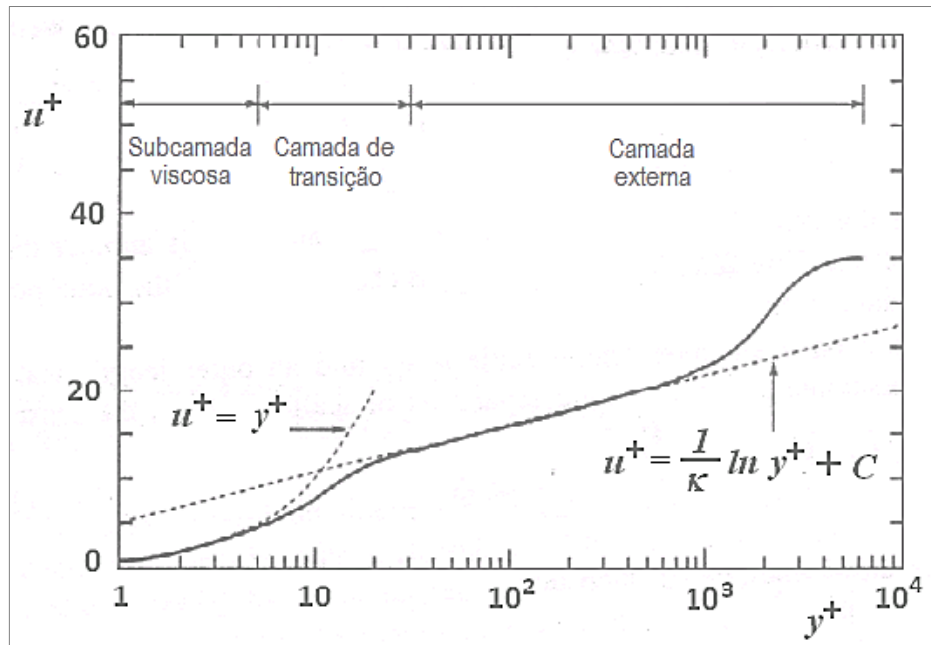


Figura 3.5 - Perfil de velocidades na camada limite de um escoamento turbulento na proximidade de uma parede ($\kappa \approx 0,41$ e $C \approx 5,0$) (Wilcox, 1998).

Normalmente, para modelar computacionalmente este conceito, recomenda-se colocar entre 10 e 20 elementos dentro da camada limite (ANSYS® FLUENT™, 2011). Isto significa que se requer de uma malha fina, precisando um recurso computacional bastante considerável.

Quando tal refinamento não é possível, o programa ANSYS® FLUENT™ V14 oferece a opção de utilizar funções de parede para resolver o perfil de velocidades na região adjacente. Assim, as funções são ativadas quando o parâmetro y^+ determinado (Ansys Inc., 2011) Recomenda-se que os valores do não ultrapassem o valor de 300 (Espinosa, 2013).

3.2.4.2 Modelos de turbulência (Modelo κ - ω SST)

Junto com a transição laminar-turbulenta, a modelagem da turbulência é uma parte importante na Dinâmica de Fluidos Computacional. Em um escoamento turbulento, as variáveis de campo (pressão, velocidade, temperatura, etc.) apresentam variações não periódicas nas três direções no espaço. Uma compreensão progressiva dos fenômenos envolvidos na turbulência permite o uso de abordagens com proximidade razoável à realidade, com resultados admissíveis em áreas como a engenharia.

A escolha do modelo depende do tipo de estudo e informação a ser obtida em cada caso. Para turbinas de fluxo livre o mais utilizado é o modelo $\kappa\text{-}\omega$ SST (*Shear Stress Transport*), baseado nas equações de Reynolds (*RANS: Reynolds Averaged Navier-Stokes equations*). A versão de Florian Menter é preferida devido a que consegue modelar melhor a interação com as pás da turbina em comparação com outros modelos utilizados, tal como o modelo algébrico Baldwin-Lomax e o modelo $\kappa\text{-}\epsilon$ (Vermeer *et al*, 2003).

De acordo com Menter *et al* (2003), o modelo $\kappa\text{-}\omega$ SST inclui as vantagens dos modelos padrão $\kappa\text{-}\omega$ e do $\kappa\text{-}\epsilon$. O primeiro é utilizado nas regiões próximas das paredes com uma formulação de baixo número de Reynolds, enquanto nas regiões afastadas a opção $\kappa\text{-}\epsilon$ é utilizada junto com funções de parede. A seleção de ambos os modelos realiza-se sem a interação do usuário, dependendo do cálculo da distância desde a parede (Menter *et al*, 2003).

Para análise transitória, utiliza-se também a simulação de grandes escalas (*LES: Large Eddy Simulation*), na qual se realiza uma filtragem para modelar as escalas pequenas e simular as grandes escalas da turbulência. A representação física dos resultados é mais realista (vide Figura 3.6), no entanto, precisa de uma malha mais fina e um recurso computacional maior. O uso de *LES* está restrito para número de Reynolds moderados (McDonough, 2007).

Recentemente, tem sido utilizada uma abordagem híbrida LES/RANS para diminuir o custo computacional, chamada de Simulação dos Vórtices Desprendidos (*DES: Detached Eddy Simulation*). Um exemplo foi apresentado na Figura 3.4b. Basicamente, nesta abordagem as pequenas escalas próximas das paredes são modeladas com equações RANS, precisando de malhas finas. As grandes escalas em regiões mais afastadas são simuladas com a opção do LES (Johansen *et al*, 2002).

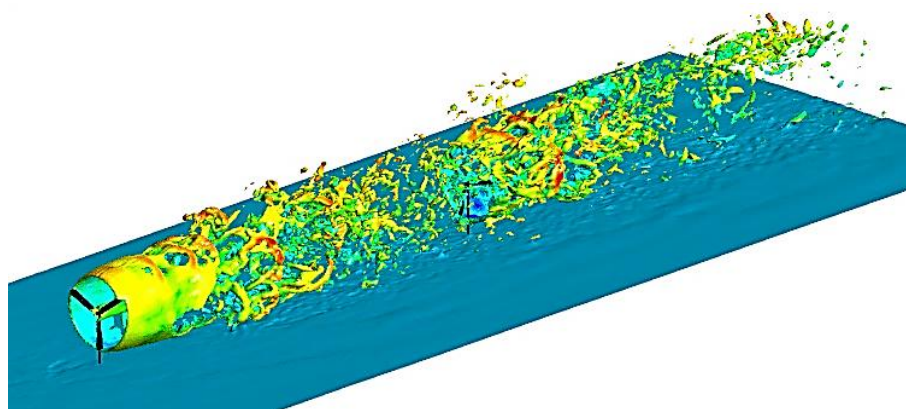


Figura 3.6 - Simulação de grandes escalas (LES) de duas turbinas eólicas de 5 MW para estudar a interação baseada na esteira (University of Auckland, 2013).

Certamente, o modelo com menores requerimentos computacionais é o modelo $\kappa\text{-}\omega$ SST, sendo uma opção razoável que oferece bons resultados (Vermeer *et al*, 2003). Portanto, a solução em estado estacionário é uma das simplificações mais relevantes em este estudo. A seguir é apresentada a sua formulação correspondente.

A análise de Reynolds para obter a média das equações de Navier-Stokes (RANS) começa ao considerar que cada variável de campo é dada por uma componente média e outra flutuante. Assim, as componentes da velocidade relativa $\vec{w}$ no marco de referência não inercial para o sistema de coordenadas cartesianas é representada em notação indicial como:

$$W_i = \bar{W}_i + W'_i \quad (3.10a)$$

E da mesma forma para a pressão p :

$$p = \bar{p} + p' \quad (3.10b)$$

O que muda as equações de conservação (3.1) e (3.2). Primeiro, considerando agora uma análise estacionária, os termos temporais são anulados. Para a conservação da massa, em notação indicial, a velocidade relativa inclui as componentes médias:

$$\frac{\partial}{\partial x_i} (\bar{W}_i) = 0 \quad (3.11)$$

Para a conservação da quantidade de movimento para sistema não inercial:

$$\rho \bar{W}_j \frac{\partial \bar{W}_i}{\partial x_j} + \rho(\bar{a}_i^*) = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \mu \frac{\partial^2 \bar{W}_i}{\partial x_j^2} - \rho \frac{\partial}{\partial x_j} \overline{W'_i W'_j} + \rho g_i \quad (3.12)$$

O terceiro termo, no segundo membro da equação 3.12, contém as chamadas *tensões de Reynolds* $\rho \overline{w'_i w'_j}$, compostas pelo tensor simétrico (Espinosa, 2013):

$$\overline{w'_i w'_j} = \begin{bmatrix} \overline{w'_x w'_x} & \overline{w'_x w'_y} & \overline{w'_x w'_z} \\ \overline{w'_y w'_x} & \overline{w'_y w'_y} & \overline{w'_y w'_z} \\ \overline{w'_z w'_x} & \overline{w'_z w'_y} & \overline{w'_z w'_z} \end{bmatrix} \quad (3.13)$$

Para a modelagem das tensões de Reynolds utiliza-se a hipótese de Boussinesq, baseada no conceito da viscosidade turbulenta (μ_t), uma propriedade do escoamento e não do fluido:

$$-\rho \overline{w'_i w'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial w_i}{\partial w_j} + \frac{\partial w_j}{\partial w_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\rho \kappa + \mu_t \frac{\partial w_k}{\partial x_k} \right) \delta_{ij} \quad (3.14)$$

Onde κ é a energia cinética turbulenta e δ_{ij} é o operador matemático *Delta de Kronecker*. Finalmente, as duas equações de transporte, em estado estacionário, para a energia cinética turbulenta (κ) e a taxa de dissipação viscosa (ω) no modelo κ - ω SST de Menter são dadas como (Menter *et al*, 2003):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \kappa u_i) = \tilde{G}_k - \beta^* \rho \kappa \omega + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right] \quad (3.15a)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) \\ = \alpha \rho S^2 - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_i} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \right] + 2(1 - F_1) \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \frac{\partial \omega}{\partial x_i} \end{aligned} \quad (3.15b)$$

O programa Ansys reorganiza estas equações da forma (ANSYS Inc., 2011):

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \kappa) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \kappa u_i) = \tilde{G}_k - Y_k + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\Gamma_k \frac{\partial \kappa}{\partial x_i} \right) + S_k \quad (3.16a)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \omega) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho \omega u_j) = G_\omega - Y_\omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\Gamma_\omega \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) + D_\omega + S_\omega \quad (3.16b)$$

Onde $\tilde{G}_k$ e $\tilde{G}_\omega$ são os termos de produção, Y_k e Y_ω são os termos de dissipação, Γ_k e Γ_ω são os termos da difusividade efetiva e, S_k e S_ω são os termos fonte. O termo D_ω é chamado de termo de difusão cruzado, que contém uma das funções de mistura.

3.2.5 Parâmetros adicionais de solução

A Dinâmica de Fluidos Computacional é composta por três partes: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento (Versteeg e Malalasekera, 2007). As seções anteriores apresentaram aspectos relacionados com o pré-processamento, que envolve a preparação da

geometria, a geração da malha computacional (volumes de controle), a seleção do fenômeno sob estudo (equações de conservação), a definição dos fluidos envolvidos (incluindo ar no caso da superfície livre) e as condições de contorno correspondentes.

No processamento, como parte do *método dos volumes finitos* as equações de conservação são integradas em cada volume de controle, isto é, cada elemento da malha gerada. Em seguida, as equações integrais são transformadas em um sistema de equações algébricas através da discretização, sendo resolvidas de forma iterativa (por não apresentar linearidade). Para obter a solução, utiliza-se o método SIMPLE para resolver o acoplamento pressão-velocidade, pois ambos os campos são desconhecidos em um princípio.

Já no pós-processamento, os campos de todas as variáveis podem ser representados através de contornos em escala de cores ou de gráficos quantitativos. No entanto, é importante notar que, devido à natureza iterativa do problema, precisa-se definir um erro mínimo desejável ou *critério de convergência* (Espinosa, 2013). Geralmente, não existe um único critério que seja reconhecido para avaliar a convergência, por esta razão, são consideradas três situações (Ansys Inc., 2011):

– ***Análise dos resíduos.***

A convergência é obtida quando o resíduo de todas as variáveis é igual ao critério estabelecido pelo usuário. Geralmente, os valores oscilam entre 1×10^{-4} , suficiente para obter uma avaliação do campo do escoamento; e 1×10^{-6} , requerida em problemas com geometrias complexas.

– ***Análise dos balanços de massa, momentum e energia.***

Quando os resíduos não diminuem para igualar o critério de convergência, verificam-se os valores dos balanços de massa, momentum e energia. Nesse caso, considera-se que a convergência é obtida se a diferença entre os fluxos na entrada e na saída é menor ao 0,2%.

Por outro lado, os resultados precisam ser independentes do número de elementos da malha computacional. Assim, o *estudo de independência de malha* começa com a convergência de uma primeira modelagem, seguida por uma segunda cujo número de elementos é incrementado 1,5 vezes. Logo, se os valores de interesse são semelhantes ou atingem o critério estabelecido, a independência será obtida com sucesso; se não fosse o caso, uma terceira modelagem é requerida (LEAP CFD TEAM, 2012).

3.3 Metodologia e condições adotadas

Após a realização da revisão bibliográfica sobre o estado da tecnologia hidrocínética, os dados relevantes sobre o grupo gerador “Poraquê” e os aspectos relacionados com as abordagens baseadas na Dinâmica de Fluidos Computacional, apresenta-se a metodologia proposta neste estudo (Figura 4.7). Considerando os objetivos planteados, o estudo continua com a modelagem do rotor original, explorando o seu rendimento e as interações com um segundo rotor multiestágio, como a micro e a meso escala da modelagem sugerem.

Em seguida, estes resultados são analisados junto com as tendências de projeto atuais identificadas na revisão bibliográfica. Como resultado, obtêm-se os dados de projeto para o rotor melhorado, dimensionado a partir da teoria do vórtice livre que é utilizada satisfatoriamente em turbinas axiais. Posteriormente, segue a modelagem do rotor individual, e dependendo dos novos resultados, a modelagem dos dois novos rotores multiestágio. No final, os dados são discutidos para apresentar as conclusões e recomendações.

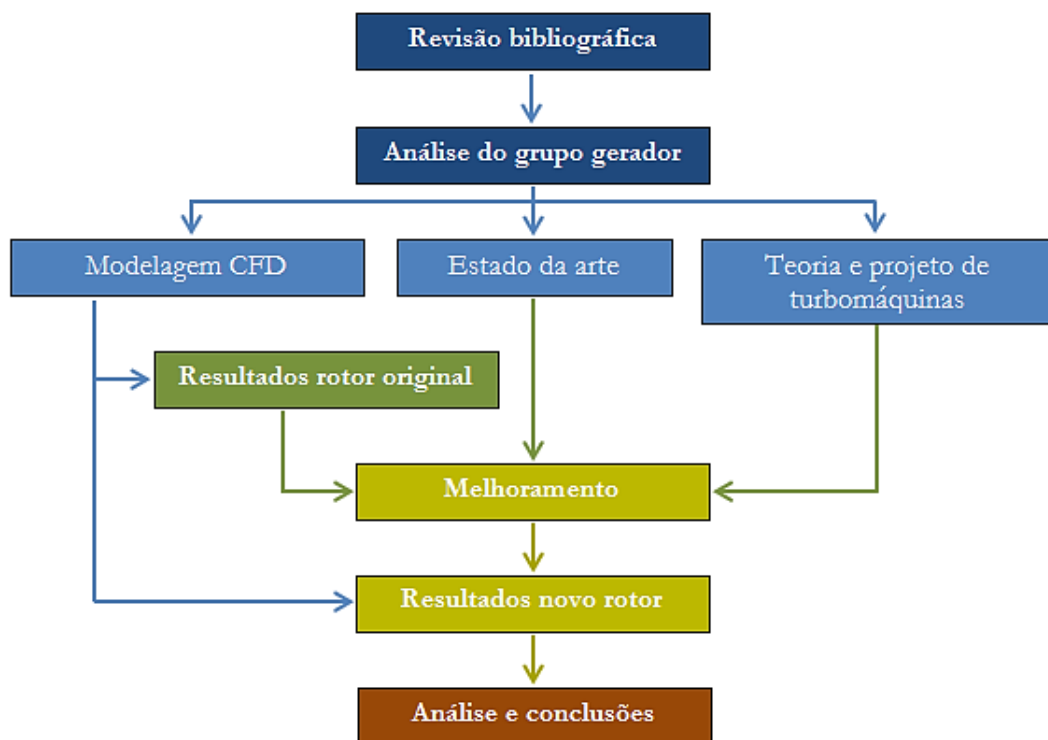


Figura 3.7 - Esquema representando a metodologia proposta para o presente estudo, envolvendo a revisão bibliográfica realizada.

3.3.1 Aspectos gerais

O objetivo é realizar uma modelagem simplificada, conforme o recurso computacional disponível e selecionando parâmetros adequados para obter resultados aceitáveis dentro das simplificações. A abordagem adotada inclui um cenário sem superfície livre, em estado estacionário e sem variação de temperatura. Portanto, a equação da energia é desacoplada da equação da quantidade de movimento.

Utiliza-se o Modelo de Único Domínio Referencial (*Single Reference Frame*) para resolver as equações no marco de referencia não inercial, incluindo as acelerações aparentes. Isto envolve a criação somente de uma malha computacional. Em relação à geometria de estudo, é utilizada uma quarta parte do volume total como na Figura 3.1c, considerando planos de simetria para diminuir o consumo computacional.

A malha computacional é não estruturada, composta por prismas, tetraedros e pirâmides; neste caso, os elementos hexaédricos não são considerados. O tamanho e a taxas de crescimento dos elementos são controladas pensando na representação da camada limite turbulenta através das funções de parede.

3.3.2 Condições de contorno e da turbulência

O modelo de turbulência é o κ - ω SST, muito recomendado para o caso de turbinas de fluxo livre. As abordagens transitórias podem oferecer resultados mais completos, já que representam a evolução temporal das estruturas do escoamento. No entanto, o modelo κ - ω SST é apropriado considerando o recurso computacional disponível.

Em relação à lei da parede, o cálculo da distância adimensional desde a parede que o programa ANSYS® FLUENT™ realiza é dado pela expressão (Minin e Minin, 2011):

$$y^+ = \frac{\rho C_\mu^{1/4} k^{1/2} y_p}{\mu} \quad (3.17)$$

Onde ρ e μ são a densidade e viscosidade dinâmica do fluido, κ a energia cinética turbulenta, C_μ uma das constantes utilizadas no modelo de turbulência κ - ε (sendo ε a dissipação viscosa), e y_p a distância do primeiro nó desde a superfície.

As condições de contorno incluem na entrada quatro valores de velocidade em perfil uniforme, sendo 1,17, 1,50, 1,75 e 2,00 m/s. Esta faixa abarca velocidades comuns para turbinas hidrocínéticas, de acordo com Johnson e Pride (2010). Com estes valores de velocidade, calculam-se os valores iniciais para a energia cinética turbulenta (κ) e a taxa específica de dissipação viscosa (ω) (ANSYS® FLUENT™, 2011):

$$\kappa = \frac{3}{2}(vI)^2 \quad (3.18)$$

$$\omega = \frac{\kappa^{1/2}}{C_\mu^{1/4} l} \quad (3.19)$$

Onde I é a intensidade de turbulência, v é a velocidade média do escoamento, C_μ uma das constantes utilizadas no modelo de turbulência κ - ε ($C_\mu = 0,09$) e l é o comprimento característico da turbulência ($l = 0,021$ m). Este comprimento é calculado com a expressão:

$$l = 0,07L \quad (3.20)$$

Onde L é chamado de comprimento característico, neste caso, igual ao diâmetro do rotor (D). O comprimento característico da turbulência representa o tamanho dos vórtices no escoamento turbulento.

A intensidade de turbulência é de 1%, um valor baixo para determinar o máximo rendimento do sistema em condições favoráveis. Portanto, os valores correspondentes para κ , ω e y_p para este estudo são apresentados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1. Valores de κ e ω para cada velocidade do escoamento nas modelagens numéricas.

Velocidade [m/s]	1,17	1,50	1,75	2,00
κ [$\times 10^{-5}$]	20,53	33,75	45,94	60,00
ω [$\times 10^{-2}$]	124,58	159,72	186,34	212,96
y_p [mm]	1,44	1,12	0,96	0,84

As superfícies que representam aos rotores são definidas como lisas e com a condição de não escorregamento. As superfícies são associadas ao marco de referência não inercial, cujos valores de rotação constante são 37, 56, 73, 96, 124, 149 e 175 RPM. Esta faixa foi determinada a partir dos dados descritos por Bardelli de Rossi (2009). Portanto, com quatro velocidades e sete rotações, são 28 modelagens para o caso de um único rotor.

Para a configuração multiestágio, a variação do ângulo de defasagem é realizada em quatro valores para abarcar 90 graus, sendo: 0, 22,5, 45 e 67,5 graus. Esta variação do ângulo é realizada só para o caso de máxima eficiência. Logo, o número de modelos é de quatro, para um total de 32 modelos por tipo de rotor axial.

A superfície exterior (ou fronteira do volume) tem associada uma velocidade de translação, em igual direção ao fluxo de entrada. Isto evita que a condição de não escorregamento influencie o comportamento do escoamento, especialmente por se tratar de uma modelagem em fluxo livre. Portanto, a condição de simetria na Figura 3.1c não é utilizada. Na saída, a condição imposta é uma pressão manométrica igual do zero. Dessa forma, a modelagem computacional é realizada para obter os resultados propostos na micro e meso-escala.

Com o objetivo de representar melhor o sistema de vórtices, o programa oferece a opção de dar ao modelo de turbulência uma maior sensibilidade no cálculo das linhas de corrente. Esta opção é dada através da ativação de um *fator de correção*, que multiplica ao termo de produção da energia cinética turbulenta (Equação 3.13a). O valor do fator é escolhido automaticamente pelo programa, com um valor máximo de 1,25. O uso deste fator já forneceu resultados satisfatórios em outros estudos (Smirnov & Menter, 2009). Neste estudo, não são comparados resultados com e sem o uso deste fator.

O esquema SIMPLE foi definido como o método de acoplamento Pressão–Velocidade. A discretização espacial dos termos convectivos incluiu o método dos mínimos quadrados (variação linear) para o cálculo dos gradientes nas equações de conservação, ademais de métodos de segunda ordem para o cálculo da pressão, momentum, a energia cinética turbulenta e a taxa de dissipação viscosa. Finalmente, utiliza-se uma convergência de até 1×10^{-5} nos resíduos escalados (*scaled residuals*).

O torque numérico, resultado da integração das tensões viscosas sobre as pás, é utilizado para calcular os coeficientes de potência e torque. No primeiro caso, calculando a potência de eixo através do produto com a velocidade de rotação correspondente; no segundo caso, o torque entra no cálculo do coeficiente.

Capítulo 4

Resultados - Rotor de Pá Plana

Apresenta-se a aplicação da metodologia ao caso do rotor original, de pá plana, cujo projeto foi descrito na seção 2.3.2. Os resultados para um único rotor (seção 4.1) e dois rotores multiestágio (seção 4.2) têm como função servir de referência em futuras comparações com o rotor melhorado com base no projeto de pás com torção. Em cada situação, se faz uma análise da geração da geometria e da malha computacional, em seguida os resultados do campo de escoamento, com objetivo de qualificar as eficiências incluindo os efeitos esteira, dadas condições de contorno aplicadas a rotores hidrocínéticos.

4.1 Resultados para um único rotor

4.1.1 Geometria e malha computacional

As dimensões do rotor foram obtidas da medição direta sobre um modelo fabricado, apresentado na Figura 2.24a (seção 2.3.2). Para cálculo do escoamento foi escolhida uma região periódica, denominada de domínio de Campo distante ou “*Far-Field*”. Este domínio consiste em um quarto de cilindro que inclui a geometria do rotor (vide Figura 4.1).

O programa CAD/CAE Solid Edge ST5[®] foi utilizado como ferramenta para gerar as geometrias do rotor, e do domínio de Campo distante. Arquivos em formato IGES foram exportados para o programa ANSYS[®] V14.0 ICEM CFD[™], com milímetros como unidades métrica de trabalho. Posteriormente, foram definidas as nomenclaturas para as superfícies principais do domínio (vide Figura 4.2).

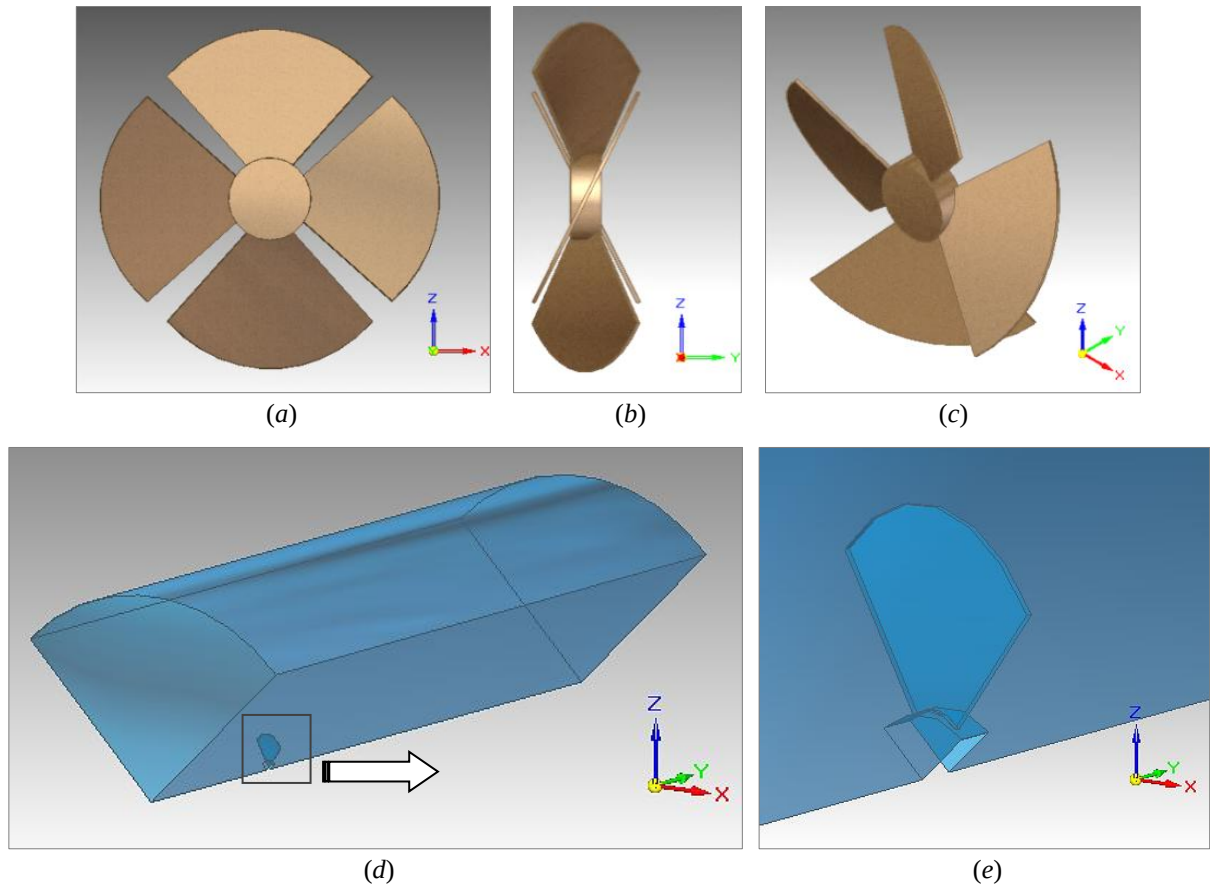


Figura 4.1 - Geometrias geradas para a análise do rotor de pá plana. Rotor: (a) vista frontal, (b) vista lateral direita e (c) projeção isométrica; Far-Field: (d) Geometria do domínio completo, (e) detalhe do rotor.

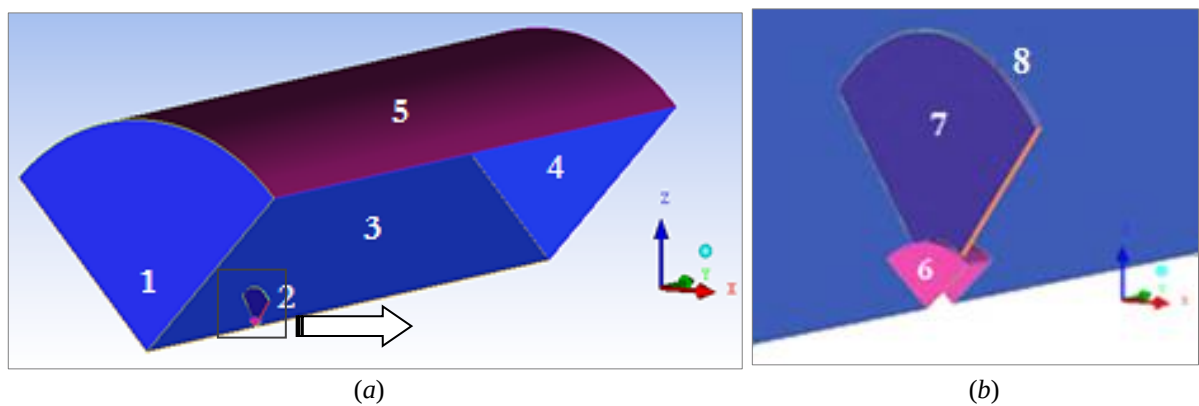


Figura 4.2 - Superfícies principais do campo distante. (a) Vista geral e (b) detalhe do rotor. Nomenclatura: 1-Entrada, 2-Rotor, 3-Plano de periodicidade, 4-Saída, 5-Superfície externa, 6-Cubo, 7-Pá, 8-Bordo externo.

Para obter malhas não estruturadas adequadas é necessário designar sobre as superfícies principais, parâmetros relacionados com o tamanho e com as taxas de crescimento dos elementos. Foram geradas duas malhas diferentes para realizar o estudo de independência

numérica dos resultados, adotando um critério de 1% na diferença dos valores do torque calculados sobre as superfícies do rotor em torno do eixo Y positivo.

Para cada malha computacional, o número de elementos foi de 1.253.101 (236.220 nós) e 1.883.925 (329.416 nós), respectivamente. Nota-se que a diferença é de 1,5 vezes aproximadamente, conforme descrito na metodologia (seção 3.2.5). Os resultados de torque obtidos com a segunda malha exibiram uma variação de até 0,90% em relação aos resultados da primeira e, portanto, são aqueles apresentados nesta seção.

A Tabela 4.1 apresenta os parâmetros utilizados na geração da segunda malha computacional. Neste estudo, foi conveniente designar parâmetros similares na região da esteira para conseguir uma melhor distribuição dos elementos (vide Figura 4.3), segundo as condições de contorno determinadas na metodologia (vide Figura 4.4).

Tabela 4.1 - Parâmetros de malha associados às superfícies principais do domínio computacional.

Superfície	Tamanho [mm]	Altura [mm]	Taxa de crescimento [%]
Entrada	30 – 40	20 – 30	10 – 15
Cubo / pá / bordo externo	2 – 3	1	10
Periodicidade	30 – 40	20 – 30	10 – 15
Saída	30 – 40	20 – 30	10 – 15
Externa	40 – 50	20 – 30	10 – 15
Região da esteira	10 – 20	10 – 15	10 – 15

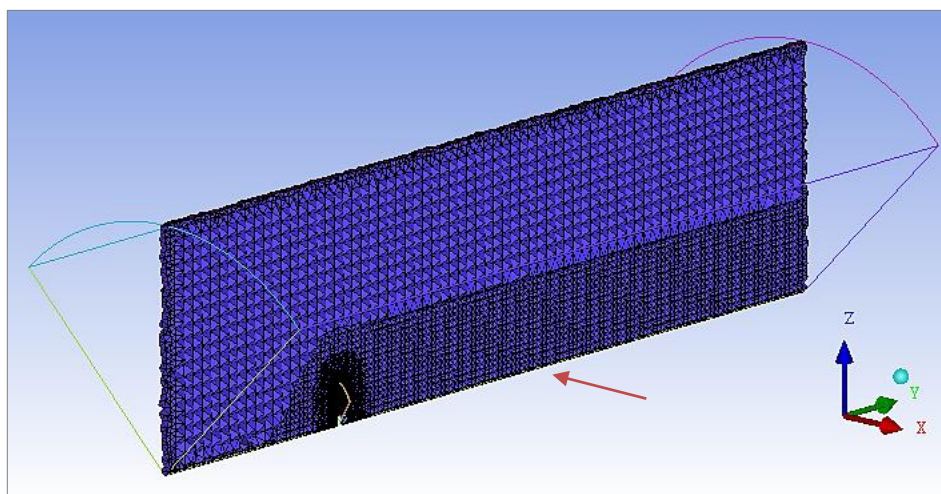


Figura 4.3 - Distribuição meridional dos elementos da malha computacional.

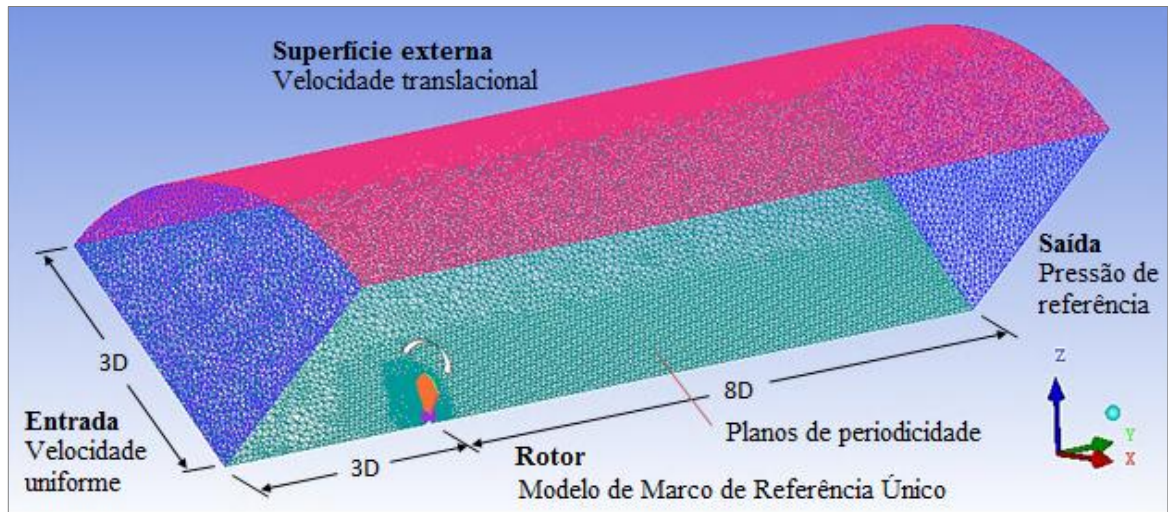


Figura 4.4 - Domínio computacional e condições de contorno nas modelagens computacionais.

4.1.2 Características de desempenho

Com os quatro valores de velocidade incidente (1,17; 1,50; 1,75; 2,00 m/s), os resultados dos coeficientes de potência (C_p) e de torque (C_Q) em função da velocidade específica (λ) são apresentados na Figura 4.5 e 4.6, respectivamente. Verifica-se uma tendência definida em cada caso, suscitada a partir da soma de comportamentos dados para cada velocidade de escoamento. Em comparação com a Figura 2.6, corresponde a um rotor de baixa velocidade específica devido a sua alta solidez.

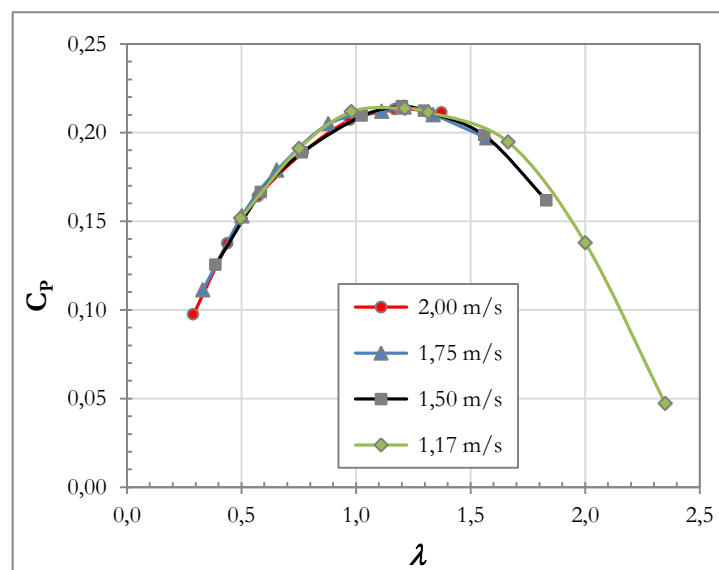


Figura 4.5 - Curva do coeficiente de potência em função da velocidade específica ($C_p - \lambda$).

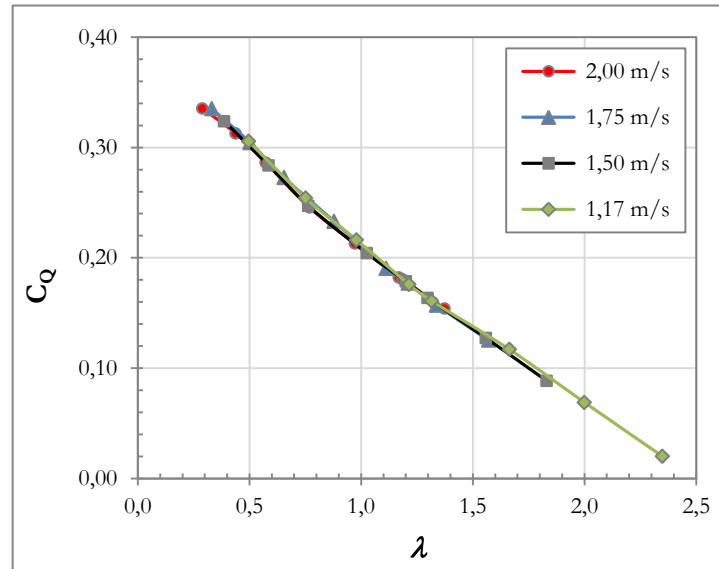


Figura 4.6 - Curva do coeficiente de torque em função da velocidade específica ($C_Q - \lambda$).

Os valores máximos para o coeficiente de potência e torque correspondem a $C_P = 0,215$ ($\lambda = 1,202$) e $C_Q = 0,335$ ($\lambda = 0,291$), respectivamente. Este comportamento corresponde a uma turbina de baixa velocidade específica, chamada de rotor lento por Schubel e Crossley (2012). Os rotores lentos ($\lambda < 2$) têm associada uma alta solidez, que neste caso foi calculada como 0,859 utilizando a projeção da área das pás sobre o plano de rotação.

Os rotores lentos conservam um valor do C_P para valores próximos de velocidade específica, razão pela qual são utilizados em aplicações diretas de força motriz como o bombeamento (Vries, 1979). Rotores mais rápidos também conservam o valor do C_P , porém para uma faixa ampla de velocidades específicas (vide Figura 2.6a). A Tabela 4.2 apresenta os resultados correspondentes ao máximo C_P para cada velocidade de escoamento.

Tabela 4.2. Condições de máximo C_P do rotor de pá plana para cada velocidade incidente.

Velocidade [m/s]	1,17	1,50	1,75	2,00
C_P [%]	21,36	21,47	21,43	21,39
λ	1,214	1,202	1,211	1,187
n [rpm]	90,41	114,81	134,93	151,13
P [W]	12,07	25,57	40,58	60,78
D_P [W/m ²]	175,75	361,68	574,16	859,86

Tomando os dados da potência de eixo máxima (P_e), tem-se a equação:

$$P_e = 1,71 \times 10^{-5} \cdot n^3 \quad [W] \quad (4.1)$$

Onde n é a rotação do rotor em RPM, válida para a faixa estudada: 37-175 rpm. A equação foi obtida utilizando o método dos mínimos quadrados ($R^2 = 0,9999$). A curva de potência máxima corresponde à linha tracejada na Figura 4.7, onde são apresentadas as curvas de potência para cada velocidade de escoamento.

A densidade de potência (D_P), também apresentada na Tabela 4.2, é a relação entre a potência e a área do rotor projetada sobre um plano perpendicular ao eixo de rotação. A equação que relaciona da densidade de potência é dada por:

$$D_P = 107,02 \cdot v^3 \quad [W/m^2] \quad (4.2)$$

Onde v é a velocidade do escoamento incidente em m/s e também é válida para a faixa estudada: 1,17 a 2,00 m/s. Similarmente, a equação foi também ajustada utilizando o método dos mínimos quadrados ($R^2 = 0,9999$). A densidade de potência é preferida para a comparação com outras fontes energéticas.

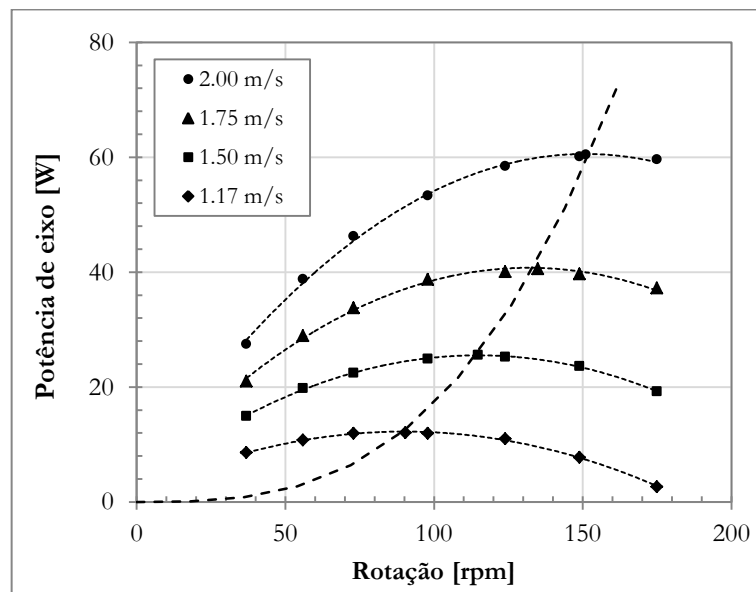


Figura 4.7 - Curvas de potência de eixo do rotor de pá plana em função da rotação. Linha tracejada: curva de potência máxima.

Por outro lado, a seguir são apresentados três aspectos que justificam a relativa baixa eficiência do rotor em fluxo livre. Primeiro, rotores de alta solidez conduzem melhor o escoamento devido a maior área do canal entre as pás; entretanto essa situação favorece ao incremento de atrito viscoso que também é transferido à esteira (Gasch e Tvele, 2002). Rotores de baixa solidez também geram esteiras porém com taxas de dissipação maiores.

Segundo, no projeto do rotor de pá plana os cálculos foram realizados considerando a altura média da pá. A geometria plana induz regiões de choque na entrada do rotor devido à variação nos triângulos de velocidade em direção radial, já que a direção da velocidade relativa permanece constante enquanto a velocidade periférica varia com a distância ao eixo de rotação. O choque poderia diminuir considerando pás com torção, ou incluindo um sistema diretor que modifique a direção da velocidade absoluta incidente sobre o rotor.

Terceiro, a eficiência interna do rotor depende da relação de cubo (Oliveira, 2014): a relação entre o diâmetro interno e externo do rotor (D_i/D_e). No projeto, esta relação foi fixada em 0,267 e no modelo fabricado foi determinada como 0,250 (Tiago *et al*, 2010). Estes valores são menores ao valor inferior da faixa recomendada de 0,4-0,6 para rotores axiais tipo Kaplan e hélice (Bran e Souza, 1984).

Na Figura 4.8 e 4.9, os vórtices forçados na esteira são visualizados através das linhas de trajetória, indicando a aparição de zonas de recirculação associadas com baixas pressões provocadas pela separação das camadas limites. Tais regiões estão presentes na parte posterior do cubo e nos bordos de ataque e fuga da pá. O vórtice gerado pelo cubo é responsável pela “zona morta”, onde a pressão se mantém constante com baixas velocidades.

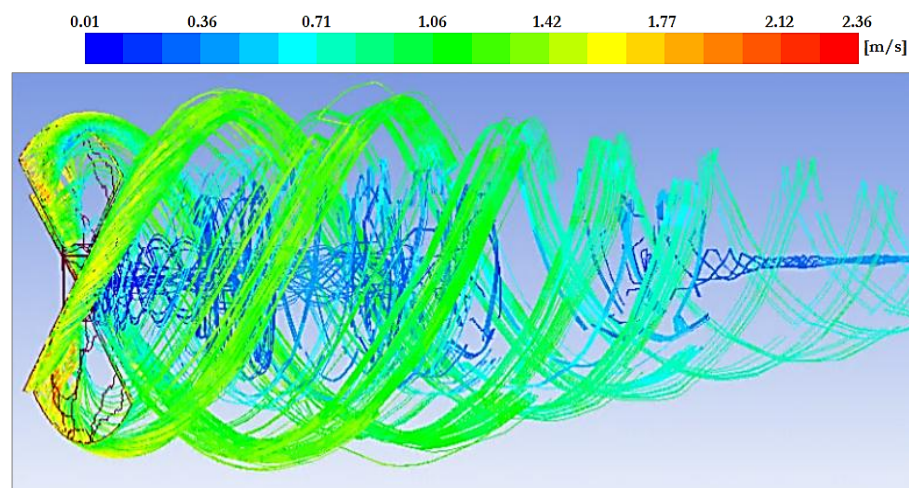


Figura 4.8 - Linhas de trajetória liberadas desde o cubo e os bordos das pás do rotor de pá plana ($V=1,5$ m/s).

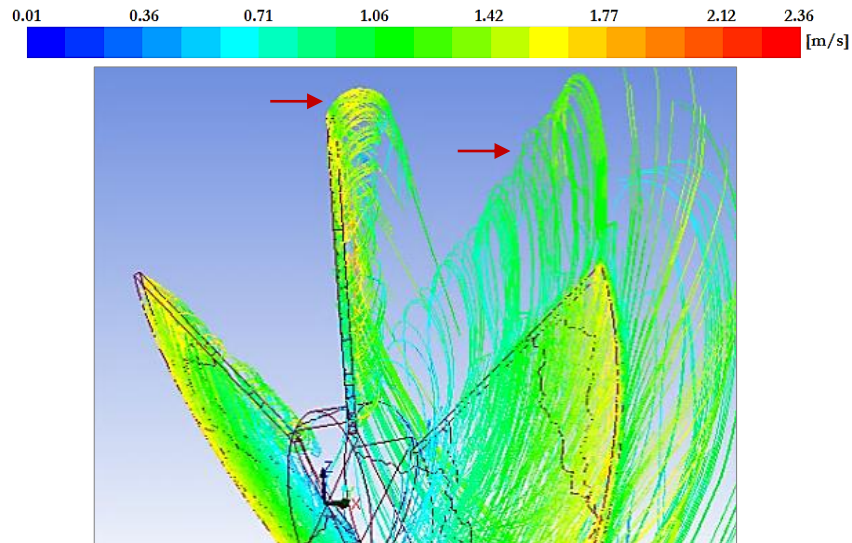


Figura 4.9. Formação dos vórtices da ponta da pá e das zonas de recirculação após as pás planas ($V=1,5$ m/s).

Os contornos de pressão estática no lado de pressão da pá apresentam valores negativos, indicando uma distribuição inapropriada (vide Figura 4.10). Consequentemente, só uma porção da pá é responsável pela geração de sustentação, a principal responsável da conversão de energia (Manzanares *et al*, 2006). No lado de sucção, as regiões de menor pressão encontram-se localizadas no bordo de ataque, como evidência da separação da camada limite. A recirculação se deve à baixa relação de cubo, que prejudica a hidrodinâmica do rotor. O carregamento sobre a pá é apresentado no Apêndice G.

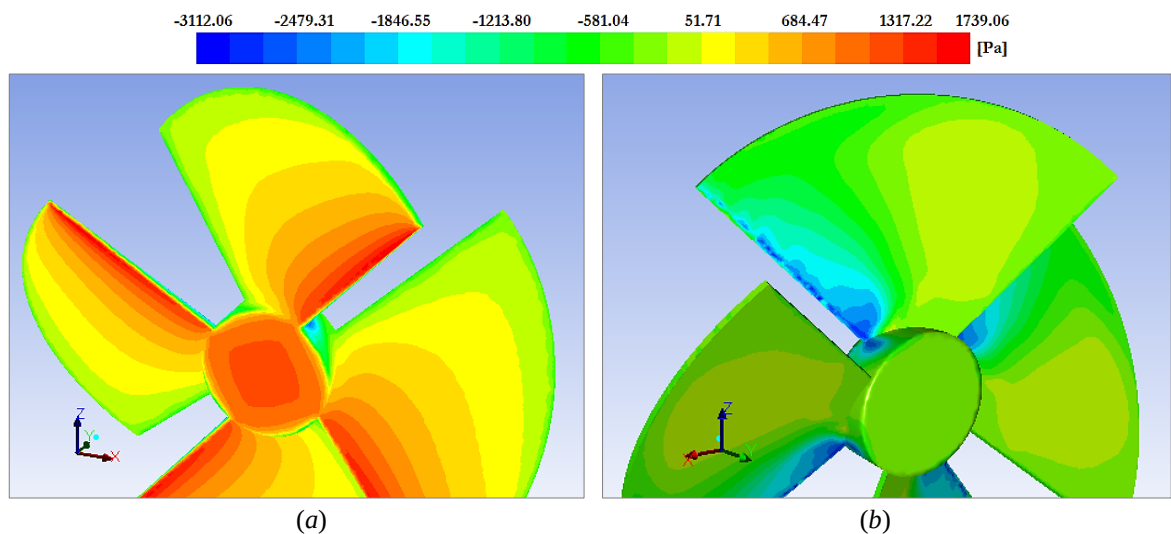


Figura 4.10 - Contornos da pressão estática sobre o rotor de pá plana para $V=1,5$ m/s na Tabela 4.2. (a) Lado de pressão e de (b) sucção.

Para quantificar o impacto da ausência de uma ogiva, foram obtidos os valores de pressão na face frontal (1739 Pa) e posterior do cubo (-581 Pa). Assim, a diferença de pressão estática resulta em 2320 Pa, valor que será comparado com a diferença de pressão estática correspondente à ogiva. A ogiva é normalmente utilizada em turbinas axiais, com formatos arredondados para guiar melhor o escoamento. Para todas as simulações, foram reportadas valores de y^+ , na faixa entre 20 e 120 (Apêndice D).

4.1.3 Análise da esteira

Na Figura 4.11 apresentam-se os contornos de velocidade no plano médio em relação à extensão do domínio, adimensionalizado respeito ao diâmetro do rotor D (0,3 m). Observa-se uma distribuição gradual que inclui a zona do núcleo e de parte da correspondente esteira distante, mencionadas por Hau (2006) e Sanderse (2009). Da mesma maneira, nota-se que o núcleo chega ocupar uma distância entre 5-6D (1,5-1,8 m), e logo após, a velocidade começa a se recuperar rapidamente em relação ao seu valor inicial.

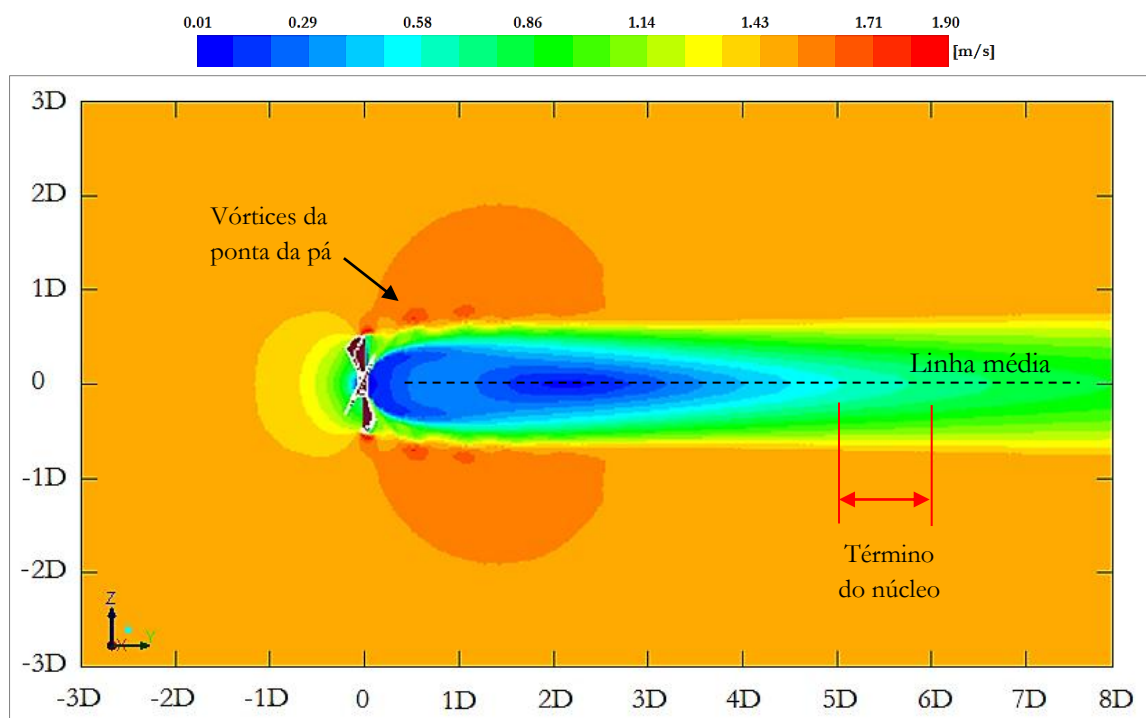


Figura 4.11. Contornos da magnitude da velocidade na esteira do rotor de pá plana no plano médio para $v=1,5$ m/s na Tabela 4.2.

Inicialmente, um segundo rotor em configuração multiestágio pode estar localizado entre 5-6D operando em fluxo livre. Este valor resulta maior em comparação à separação entre rotores de $2,43D$ ($0,73\text{ m}$), estudada experimentalmente em fluxo confinado (Tiago *et al*, 2010). Esta diferença é devida a que em fluxo livre a esteira se desenvolve sem restrições de espaço, já que não existem superfícies por perto. Isto é mencionado por Stelzenmuller (2013), quem realizou ensaios experimentais de rotores hidrocínéticos em série.

Na Figura 4.12 são apresentados os valores de velocidade sobre a linha média na esteira do rotor (vide Figura 4.11). Nota-se que a tendência é similar para cada velocidade, com uma variação total de $0,42\text{ m/s}$ na zona de núcleo seguida por uma recuperação gradual. A região de baixa velocidade está dentro do núcleo, a $2,2D$ ($0,66\text{ m}$), próxima à faixa mencionada na teoria de 1-2D devido à baixa turbulência do fluxo incidente (Hau, 2006).

Realizando a adimensionalização dos dados em relação a cada velocidade de escoamento e ao diâmetro do rotor, todas as curvas adotam uma única tendência onde a recuperação atinge 60% (vide Figura 4.13). Este comportamento indica que a recuperação da velocidade na esteira seria praticamente independente da velocidade do escoamento, no caso do rotor de pá plana operando em fluxo livre.

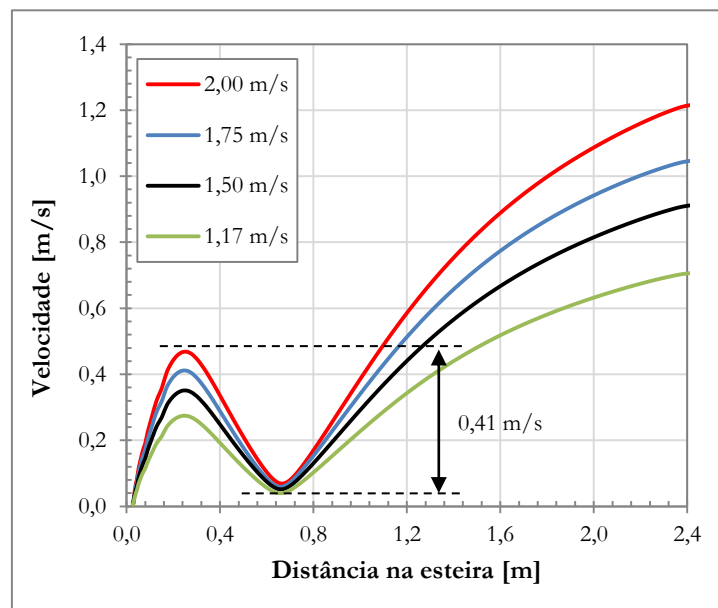


Figura 4.12. Distribuição da magnitude da velocidade sobre a linha média para cada velocidade incidente na Figura 4.11.

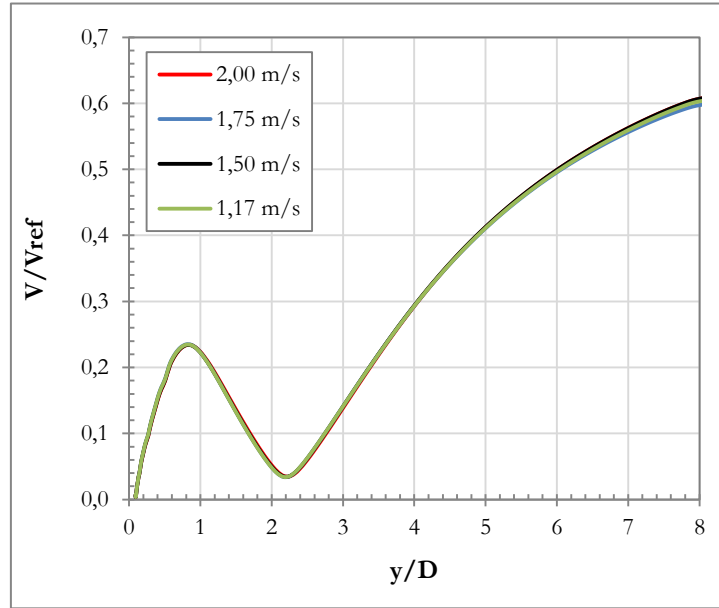


Figura 4.13 - Distribuição adimensional de velocidade em relação às velocidades de ensaio (V_{ref}) e a distância ao longo da esteira na Figura 4.12.

O *déficit da velocidade*, apresentado na Figura 4.14, é uma forma qualitativa de representar o tamanho ou extensão da esteira em diferentes distâncias. Define-se como (Jo *et al*, 2014):

$$Déficit = 1 - \frac{v_x}{v} \quad (4.3)$$

Onde v_x é a componente axial da velocidade e v é a velocidade total do escoamento. Neste caso, o comportamento resulta similar em comparação a outros trabalhos realizados com rotores hidrocínéticos de melhor hidrodinâmica (Bahaj, 2011) (Jo *et al*, 2014). As diferenças são as seguintes. Primeiro, o déficit não chega ultrapassar 60%, e segundo, as curvas nunca se superpõem. No caso do rotor de pá plana, as duas condições não são satisfeitas, pois o valor máximo do déficit é de 95,52% para 2D e a curva de 1D intersecta outras duas linhas.

Por outro lado, a intensidade de turbulência (I) é uma medida do nível das flutuações de velocidade. Ela é definida como a raiz quadrada da média das flutuações de velocidade (u'_i) ao quadrado em relação à velocidade média temporal (Munson *et al*, 2002):

$$I = \frac{\sqrt{\overline{(u'_i)^2}}}{v} \quad (4.4)$$

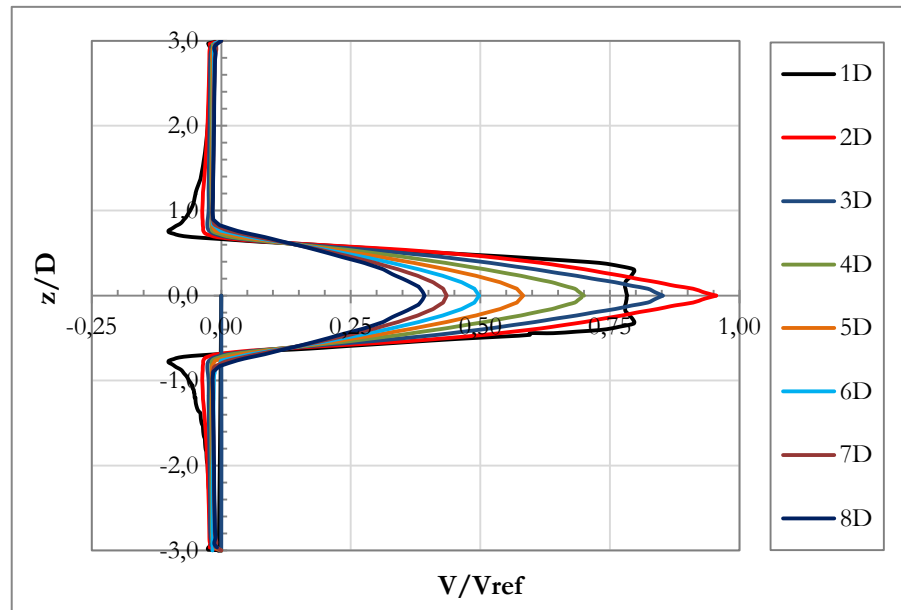


Figura 4.14 - Déficit da velocidade na esteira do rotor original para $V=1,5\text{m/s}$ na Tabela 4.2. Nota-se como a esteira reduz sua extensão conforme a distância desde o rotor aumenta.

Os contornos de intensidade de turbulência sobre o plano médio (vide Figura 4.15) apresentam um valor máximo de 27,49% no rotor; mais de duas vezes o valor na esteira. Assim, embora exista uma recuperação gradual da velocidade, permanece a intensidade de turbulência como descrito na teoria de Hau (2006). Além disso, observa-se que a região do escoamento perturbado aumenta, e as condições para um segundo rotor são mais adversas.

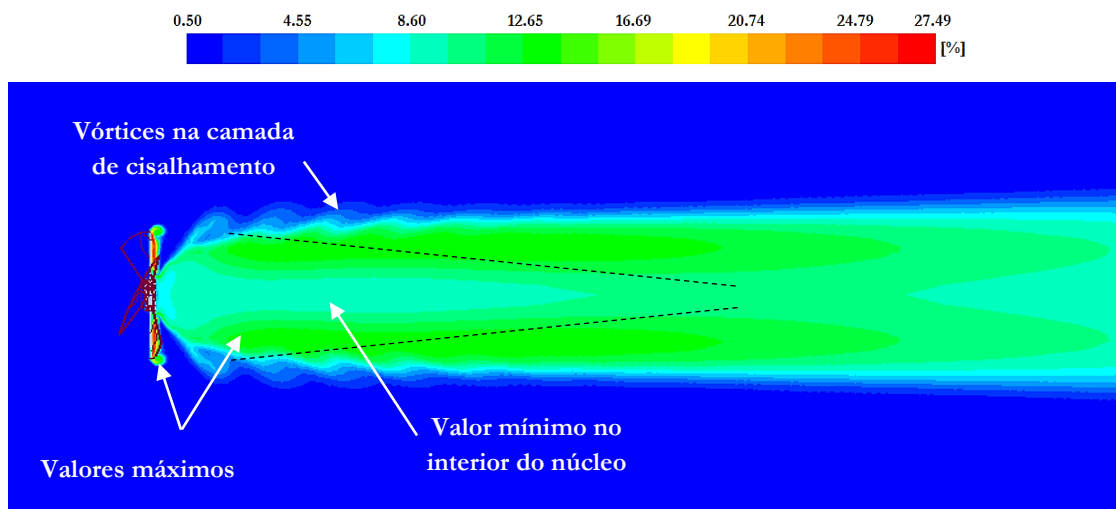


Figura 4.15 - Contornos da intensidade de turbulência do rotor de pá plana no plano médio.

4.2 Resultados para dois rotores multiestágio

4.2.1 Definição da separação entre rotores

Colocando o segundo rotor dentro da esteira do primeiro, as modelagens computacionais só conseguiram divergir. Agora, observando a Figura 4.11, é possível determinar de forma qualitativa que o núcleo parece desaparecer em uma distância entre quatro e seis diâmetros de rotor, enquanto a Figura 4.13 não oferece informação relevante para definir um critério claro para a separação entre rotores.

No entanto, a esteira é um escoamento rotativo que se desenvolve em torno do mesmo eixo do rotor. Consequentemente, em um sistema de coordenadas cilíndricas a velocidade da esteira tem componentes na direção axial, tangencial e radial (vide Figura 4.16). Logo, a magnitude da componente tangencial pode ser considerada proporcional à intensidade do movimento rotatório da esteira.

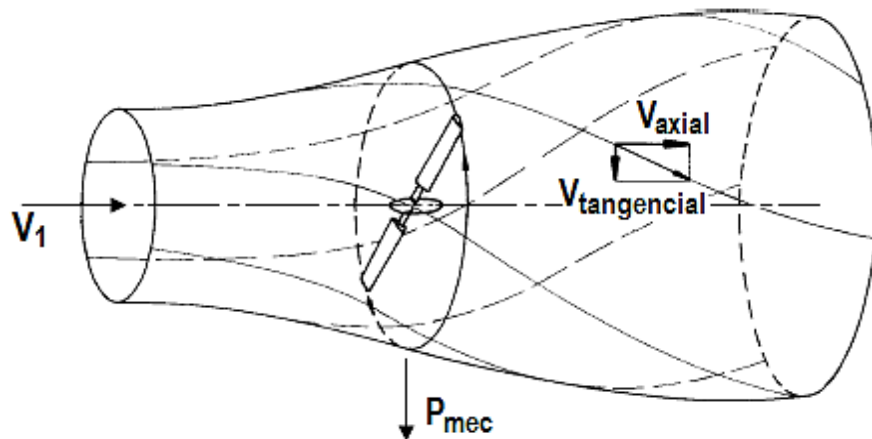


Figura 4.16 - Componente axial e tangencial da velocidade na esteira rotacional (A componente radial não é mostrada) (Hau, 2006).

Portanto, neste estudo propõe-se analisar a variação da componente tangencial, como primeira aproximação para determinar um critério de separação entre rotores operando em fluxo livre. A Figura 4.17 apresenta a distribuição desta componente para cada velocidade incidente, em função da distância na esteira adimensionalizada em relação ao diâmetro do rotor D (0,3 m).

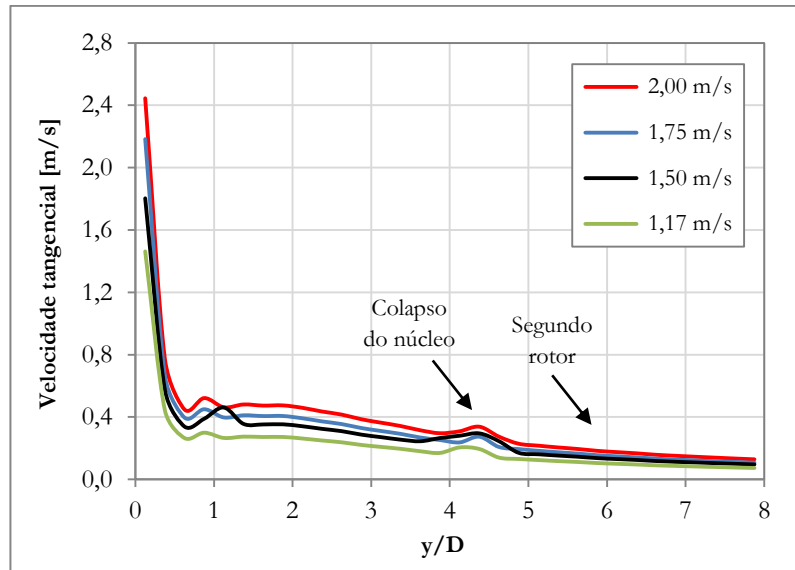


Figura 4.17 - Distribuição da velocidade tangencial na esteira do rotor de pá plana.

Nota-se que para y/D próximo do zero, a velocidade tangencial corresponde aproximadamente à velocidade na ponta da pá em cada caso. A distribuição apresenta uma diminuição súbita até $1D$, seguida de outra diminuição gradual até $4D$. Contudo, observa-se um leve incremento entre $4-5D$ como resultado do colapso do núcleo, e só a partir de $5D$ encontra certa estabilidade. Não obstante, pensando na zona de estagnação do cubo, o segundo rotor é localizado a uma distância de $6D$.

4.2.2 Geometria e malha computacional

A geometria e a malha computacional foram geradas de forma similar ao caso de um único rotor. Após a importação dos arquivos da geometria em formato IGES, foram criadas as superfícies principais e aplicados os parâmetros de malha apresentados na Tabela 4.1. Para dar espaço à esteira do segundo rotor, o comprimento do domínio foi aumentado em dois diâmetros de rotor para um total de $13D$, como observado na Figura 4.18.

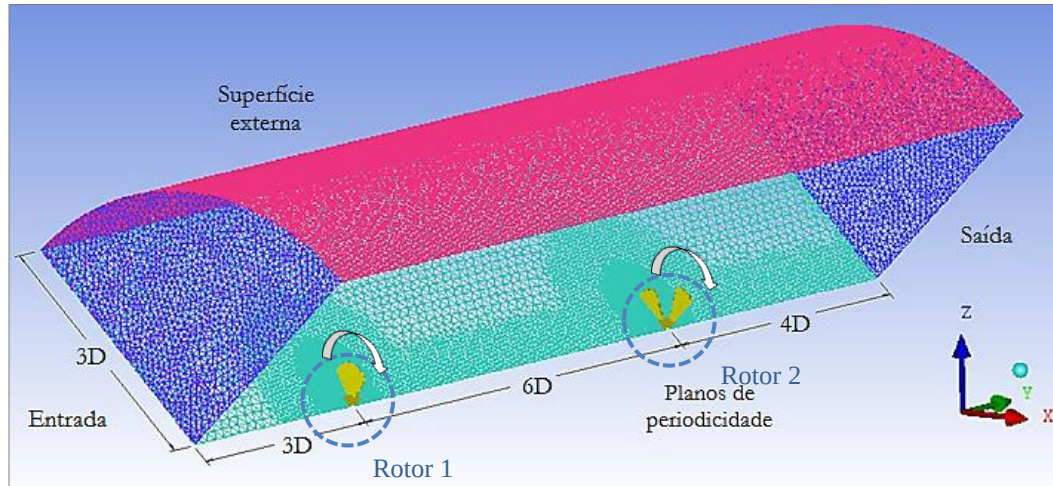


Figura 4.18 - Malha computacional para dois rotores com ângulo de defasagem igual a 45 graus (O número de elementos é de 2.712.975).

O estudo de dois rotores multiestágio visa obter o coeficiente de potência para diferentes posições relativas entre rotores. Isto é chamado de “ângulo de defasagem” e neste estudo são considerados quatro valores: 0, 22,5, 45,0, e 67,5 graus. Portanto, foram geradas quatro malhas computacionais, cujo número de elementos está na faixa entre 2.665.044 – 2.712.975. Os demais parâmetros e condições de contorno foram conservados.

4.2.3 Características de desempenho

Foram realizadas quatro modelagens computacionais, correspondentes às condições de máximo rendimento apresentadas na Tabela 4.1. Os resultados são apresentados na Figura 4.19, definindo o *ganho de eficiência* (ΔC_P) como a diferença entre o coeficiente de potência (C_P) obtido com dois rotores e com um único rotor:

$$\Delta C_P = C_{P,2R} - C_{P,1R} \quad (4.5)$$

Observa-se que o ganho de eficiência cai na faixa entre 3,75 – 4,36%, sendo máximo para um ângulo de defasagem de 67,5 graus. Em escoamento confinado, os resultados experimentais apresentaram um ganho entre 16-23%, máximo para zero graus e uma separação de 2,37D (Tiago *et al*, 2010). Portanto, em fluxo confinado a turbina hidrocínética multiestágio opera com maior coeficiente de potência e rotores com separação menor.

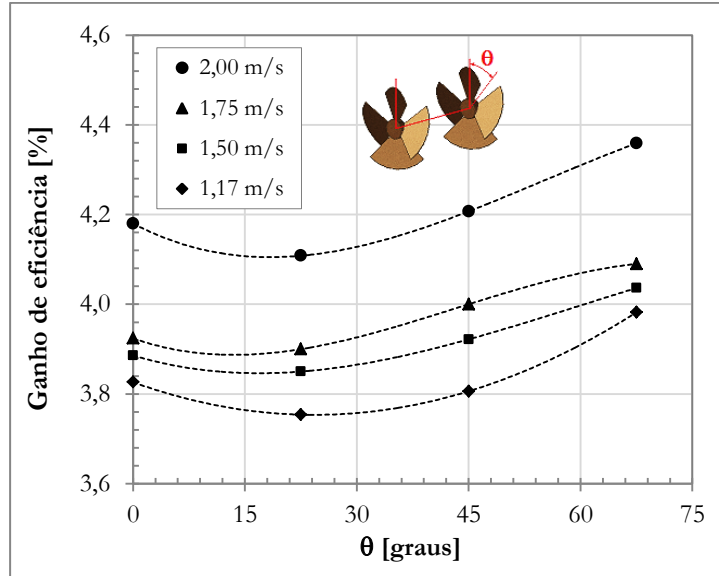


Figura 4.19 - Ganho de eficiência para dois rotores multiestágio de pá com torção em função do ângulo de defasagem para uma separação axial de 6D.

Recentes estudos indicam que a proximidade de paredes com turbinas hidrocinéticas favorece o seu rendimento e limita o desenvolvimento da esteira, diminuindo a separação entre rotores (Vennell, 2013) (Stelzenmuller, 2013). Estes efeitos são associados à denominada *relação de bloqueio*, um parâmetro adimensional conhecido em experimentação. É definida como a relação entre a área varrida pelo rotor (A_r) no plano de rotação e a área da seção do escoamento (A_e) no canal hidráulico:

$$R_b = \frac{A_r}{A_e} = \frac{\pi D_e^2}{4bh} \quad (4.6)$$

Onde D_e é o diâmetro exterior do rotor, b é a largura do canal e h a profundidade do escoamento nos ensaios experimentais realizados previamente. Um valor alto de R_b significa que o rotor ocupa um espaço grande da seção do canal hidráulico, forçando uma interação maior com o fluxo de água. Logo, a conversão de energia e a eficiência aumentam.

Para os estudos de turbinas hidrocinéticas em fluxo livre sem efeitos de parede, recomenda-se trabalhar com relações de bloqueio na faixa entre 5,0-6,4% (Arakeri, 1990) (Ibarra e Palacios, 2013). No entanto, em muitas vezes não é possível cumprir com esse requerimento devido às limitações nos tamanhos e capacidades operacionais dos laboratórios (EquiMar, 2011).

Por essa razão, existem na literatura alguns trabalhos de tipo teórico ou experimental, que propõem a correção dos resultados com altas relações de bloqueio para obter o equivalente em fluxo livre. Bahaj *et al* (2007) apresenta a expressão:

$$C_{P,F} = C_{P,T} \left(\frac{v_T}{v_F} \right)^3 \quad (4.7)$$

Onde v é a velocidade correspondente ao coeficiente de potência C_P encontrado, e F e T são os subscritos para as condições de fluxo livre e confinado, respectivamente.

Para o rotor de pá plana é possível determinar a relação de bloqueio utilizando os dados de largura e profundidades de escoamento durante os ensaios experimentais, disponíveis no relatório realizado por Bardelli de Rossi (2009). Aplicando a Equação 4.6, esta relação tem valores na faixa entre 34-41%, sendo superior à recomendada. Por conseguinte, a turbina hidrocinética multiestágio operou com efeitos de parede durante os ensaios prévios.

Utilizando a equação 4.7, o coeficiente de potência (C_P) do rotor de pá plana em fluxo livre cai de 0,340 para 0,161. Um valor similar é reportado por Gorban *et al* (2001) para a turbina Tyson, cujo rotor é de alta solidez. Para comparar este valor equivalente com o máximo rendimento apresentado na Tabela 4.2 ($C_P = 0,215$), precisam-se considerar tanto as perdas por atrito em todos os elementos da transmissão quanto às instabilidades no fluxo. No primeiro caso, por exemplo, considerando uma eficiência de 90%, o coeficiente de potência cai de 0,215 para 0,194 resultando mais próximo ao equivalente (Figura 4.20a).

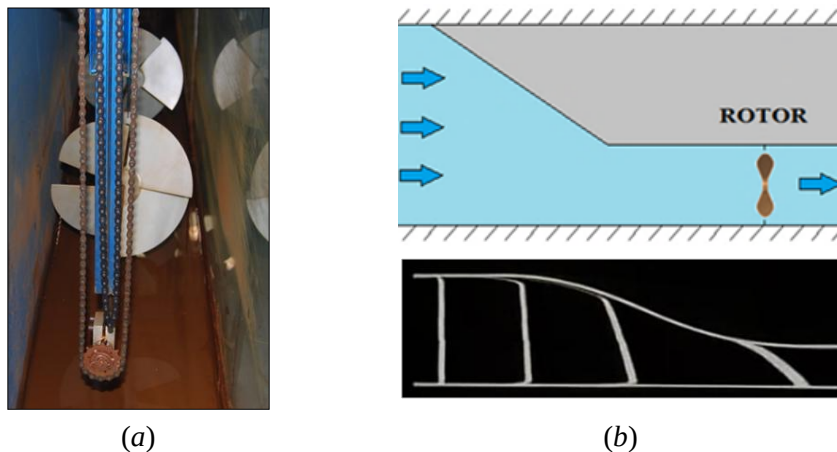


Figura 4.20 - Condições de instabilidades nos ensaios experimentais. (a) Interferência do sistema de transmissão, (b) modificação do perfil de velocidades devido à seção convergente assimétrica. (Bardelli de Rossi, 2009).

Em relação às condições do escoamento, a primeira diferença está no perfil de velocidade no plano meridional (Figura 4.20b). O perfil foi provavelmente modificado pela seção convergente assimétrica, localizada a montante dos rotores na bancada. A segunda diferença está na interferência realizada pelo sistema de transmissão também sobre o escoamento incidente (Figura 4.20b). Estes aspectos não foram incluídos nas modelagens numéricas e podem ser os responsáveis pela diferença restante entre os valores do máximo C_p .

4.2.4 Análise da esteira

Os contornos de velocidade no plano médio são apresentados na Figura 4.21 para o caso de maior ganho de eficiência: uma velocidade de 2 m/s e um ângulo de defasagem de 67,5 graus. Nota-se que as esteiras são proporcionais e as zonas de baixa velocidade não têm interferência notável. Esta visualização demonstra de que as dimensões do domínio são adequadas, especialmente para o desenvolvimento da esteira do segundo rotor. Os valores do y^+ são apresentados no Apêndice D.

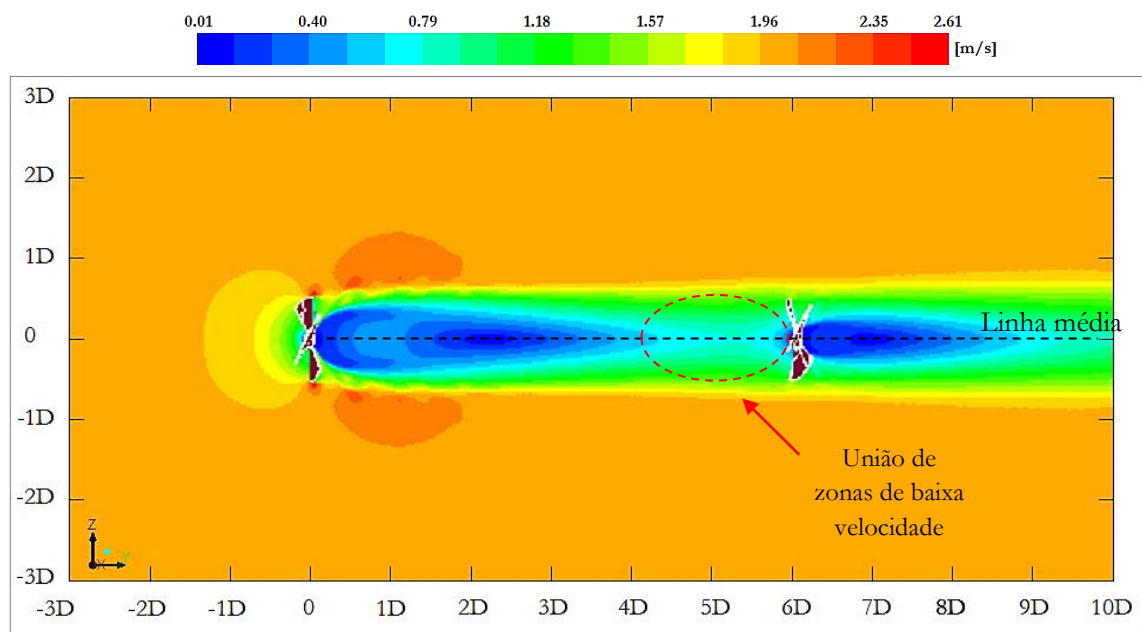


Figura 4.21 - Contornos de velocidade no plano médio para $V = 2$ m/s e defasagem de 67,5 graus.

Certamente, embora exista uma recuperação da velocidade, a zona de escoamento perturbado parece afetar a operação do segundo rotor. Provavelmente, melhorando a

geometria das pás e incluindo uma ogiva mais hidrodinâmica seria possível diminuir um pouco as regiões de baixa velocidade. Na literatura, menciona-se que em fluxo livre a velocidade se recupera em uma distância equivalente a 10–20 diâmetros de rotor (Bahaj, 2011) (Mycek *et al*, 2014).

Esta condição pode não ser apropriada para um sistema multiestágio, com um eixo comum, especialmente com rotores de maior tamanho. Portanto, os efeitos de parede são estudados (ESDU, 1998), já que ajudam à recuperação rápida da componente axial da velocidade e melhoram as condições para rotores posteriores. Dessa forma, a turbina hidrocinética multiestágio conseguiu atingir uma eficiência superior ao limite de Betz. Pelo contrário, em fluxo livre a componente axial se recupera lentamente.

A Figura 4.22 apresenta as linhas de trajetória liberadas desde o primeiro rotor. Observa-se que o escoamento incidente sobre o segundo rotor ainda conserva o movimento rotatório dado pelo vórtice da esteira. Isto significa que a direção do escoamento é praticamente igual à orientação da pá, representada pelo ângulo de montagem. Portanto, a mudança na quantidade de movimento (direção ou magnitude da velocidade) só é devida ao atrito, produzindo um ganho de eficiência baixo.

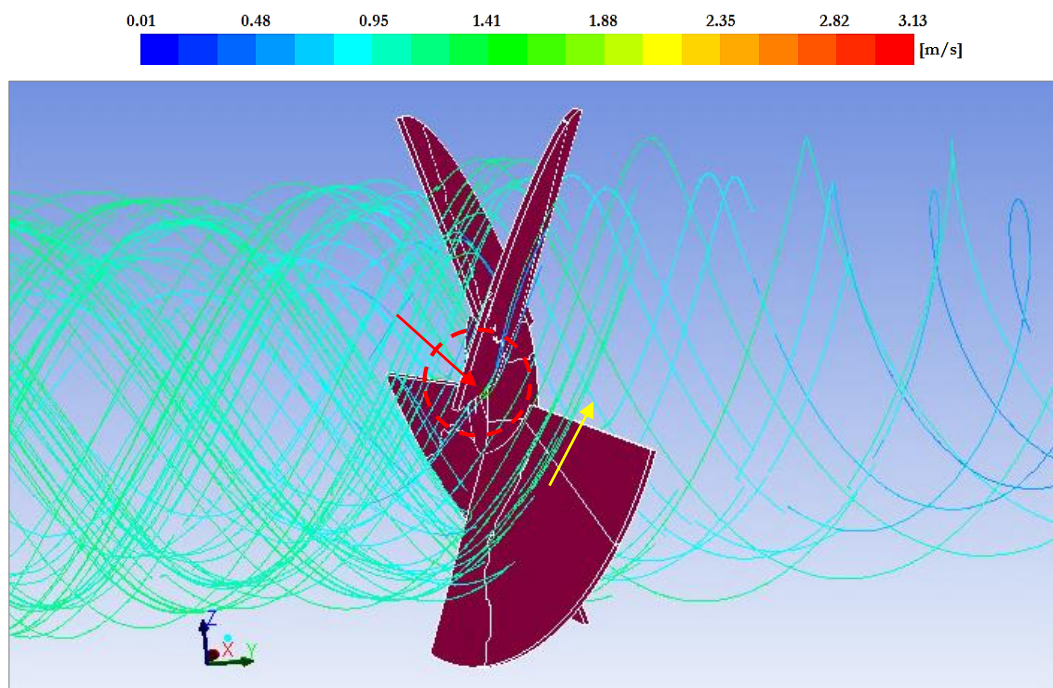


Figura 4.22 - Linhas de trajetória do vórtice da esteira do primeiro rotor sobre o segundo para $V=2,0$ m/s e 67,5 graus. Parte do fluxo muda um pouco a sua direção (seta vermelha), o resto continua sem mudança (seta amarela).

Dessa forma, nota-se que a modificação da esteira, dada pela relação de bloqueio, resulta conveniente para modificar o escoamento incidente no segundo rotor. Contudo, o uso de rotores em série em fluxo livre é uma alternativa já testada no mundo, porém com rotores de baixa solidez, maior coeficiente de potência, melhor hidrodinâmica e esteiras com menos perdas e maiores taxas de dissipação. Existem dois casos, apresentados a seguir.

O primeiro é o sistema criado pela empresa italiana *Fri-El Green Power* (Figura 4.23). Consiste em um sistema hidrocínético para aplicações oceânicas, com uma capacidade de 500 kW (Lago *et al*, 2010). Os rotores axiais são de três pás, conectados através do mesmo eixo horizontal e separados moderadamente devido à baixa solidez. Esta configuração guarda certa semelhança com a concepção da turbina hidrocínética multiestágio.

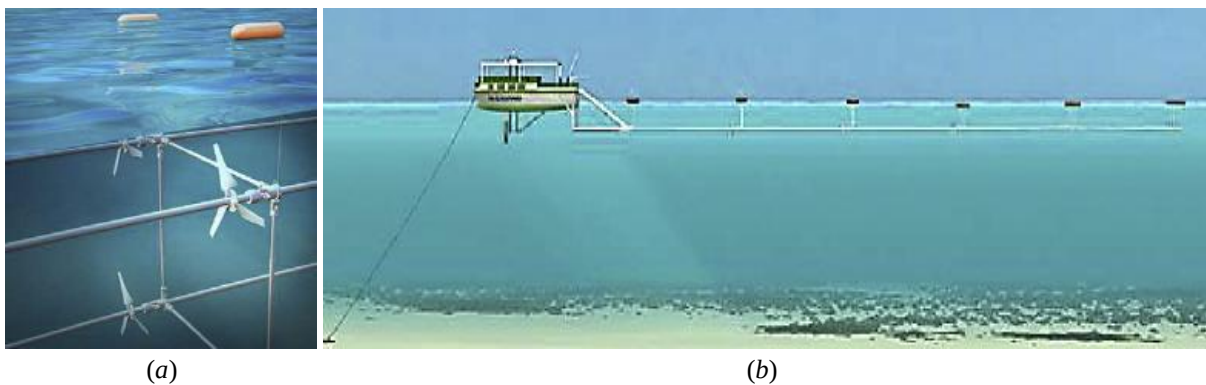


Figura 4.23 - Sistema hidrocínético de 500 kW da empresa *Fri-El Green Power*. (a) Estrutura que alberga eixos e rotores axiais, (b) vista lateral da configuração da estrutura principal.

O segundo é o sistema AK-1000 da empresa *Hallin Marine Subsea International Ltd* em parceria com *Atlantis Resources Corporation*. Foi instalado por primeira vez em uma zona próxima às Ilhas Orkney, na Escócia, sendo conectada à rede através do Centro Europeio de Energia Oceânica em 2011. O sistema produz 1MW de potência nominal a partir dos dois rotores axiais de 18 m de diâmetro. Devido a baixa solidez, a separação entre rotores é de só 1D aproximadamente, com um ângulo de defasagem de zero graus (vide Figura 4.24).

Atualmente, existem três projetos de demonstração reportados na base de dados do Departamento de Energia dos Estados Unidos (seção 3.2): um na Índia e dois nos Estados Unidos. Dentro das expectativas está a implantação em arranjos de várias unidades, especialmente no oceano, já que precisa de 35 m de profundidade (HALLIN, 2015).



Figura 4.24 - Sistema AK-1000 de 1 MW da empresa Hallin Marine Subsea International Ltd. (a) Vista geral do sistema, (b) projeção de uso em arranjos.

Logo, a relação de bloqueio é uma variável de estudo relevante na área da energia hidrocínética. Uma tendência recente consiste em estudar parques hidrocínicos dentro de um canal artificial para aproveitar correntes de marés (Figura 4.25a) (Vennell *et al*, 2015). Outro caso corresponde ao estudo da influencia da relação de bloqueio sobre a potência produzida por um arranjo de turbinas (Vennell, 2013). Para uma faixa entre 10-35% é possível superar o limite de Betz, tal como aconteceu nos ensaios experimentais (Figura 4.25b). No entanto, segundo Vennell (2013), quando o número de filas aumenta tanto o coeficiente de potência quanto a potência produzida parecem diminuir, mesmo incrementando a relação de bloqueio.

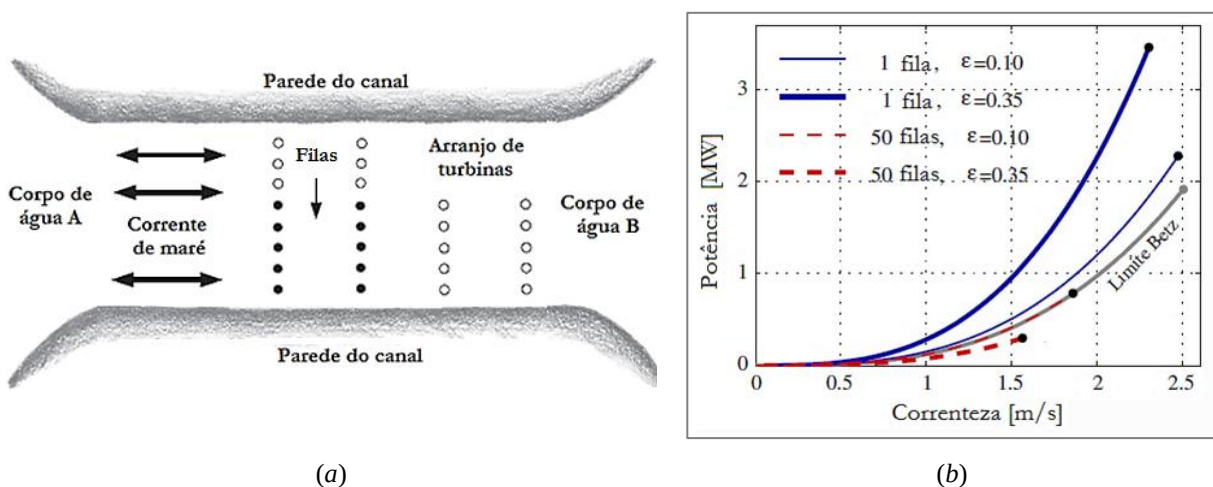


Figura 4.25 - Influência da relação de bloqueio sobre as turbinas de um parque hidrocínético. (a) Configuração de turbinas no canal artificial, e (b) efeito da relação de bloqueio ϵ sobre a potência produzida, superando o limite de Betz.

Capítulo 5

Resultados - Rotor de pá com torção

Apresenta-se a análise de um rotor melhorado que inclui pás com torção, levando em consideração os resultados do rotor de pá plana. Em princípio, expõem-se os conceitos teóricos envolvidos no projeto do rotor axial (seção 5.1), continuando com o procedimento de cálculo que levou ao seu dimensionamento (seção 5.2) a partir da aplicação de equilíbrio radial e a condição de vórtice livre.

Para fins de comparação, parâmetros como o número de pás e o diâmetro externo foram conservados iguais, assim como o domínio computacional e todas as condições de contorno utilizadas nas modelagens. Finalmente, apresentam-se os resultados para um único rotor (seção 5.3) e dois rotores multiestágio (seção 5.4), em comparação aos resultados do rotor de pá plana.

5.1 Conceitos teóricos para rotores axiais

5.1.1 Análise da grade linear e a teoria da asa de sustentação

O teorema de Kutta-Joukowski é utilizado para determinar a força de sustentação (F_S) que o escoamento exerce sobre um perfil de uma grade linear. Portanto, considera-se um número finito de pás, suficientemente curtas para ignorar o componente radial da velocidade. O escoamento é assumido bidimensional, incompressível, potencial e estacionário em relação à grade. Logo, a circulação (Γ) em torno do perfil, cujo contorno é dado pelas linhas tracejadas na Figura 5.1, é definida como:

$$\Gamma = \int_{abcd} \vec{W} \cdot d\vec{s} \quad (5.1)$$

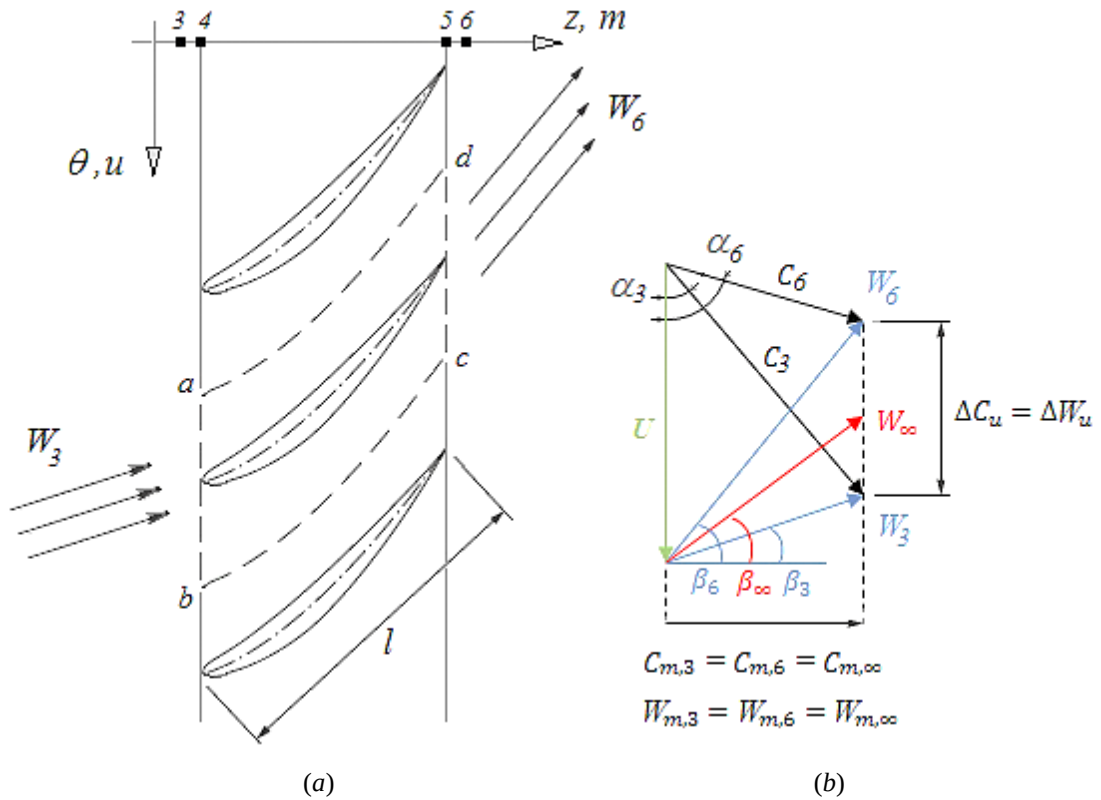


Figura 5.1 - Análise da grade linear de uma máquina de fluxo motora. (a) Grade linear móvel de largura b , (b) triângulos de velocidade (Manzanares *et al*, 2006).

Onde $\vec{w}$ e $\vec{c}$ são os vetores de velocidade relativa e absoluta, respectivamente. Considerando as linhas bc e da simétricas, e os termos restantes como uniformes, a circulação resulta:

$$\Gamma = \int_{cd} W_{6,u} \cdot d\vec{s} - \int_{ab} W_{3,u} \cdot d\vec{s} = t(W_{6,u} - W_{3,u}) = t\Delta W_u = t\Delta C_u \quad (5.2)$$

Utilizando a forma integral da equação da quantidade de movimento sobre o volume de controle (dado pelo contorno $abcd$), e a equação de Bernoulli para o rotor, é possível obter os componentes da força de sustentação (F_s) na direção circunferencial (θ) e axial (z), respectivamente (vide Figura 5.2):

$$\vec{F}_{s,\theta} = \dot{m}\Delta c_u = (\rho W_{m\infty}tb)\Delta c_u = b\rho W_{\infty}\Gamma \text{sen}\beta_{\infty} \quad (5.3)$$

$$\vec{F}_{s,z} = \rho(W_{6u} - W_{3u})tbW_{u,\infty} = b\rho W_{\infty}\Gamma \cos\beta_{\infty} \quad (5.4)$$

Onde ρ é a massa específica do fluido, b a largura do perfil na direção radial e β_{∞} o ângulo entre a velocidade média $\vec{w}_{\infty}$ e a direção axial z . Portanto, a força de sustentação é finalmente expressada como:

$$\vec{F}_s = \vec{F}_{s,\theta} + \vec{F}_{s,z} = b\rho W_{\infty}\Gamma(\cos\beta_{\infty}\hat{e}_z + \text{sen}\beta_{\infty}\hat{e}_{\theta}) \quad (5.5)$$

Cuja intensidade é dada por:

$$F_s = b\rho W_{\infty}\Gamma = \rho W_{\infty}t\Delta c_u \quad (5.6)$$

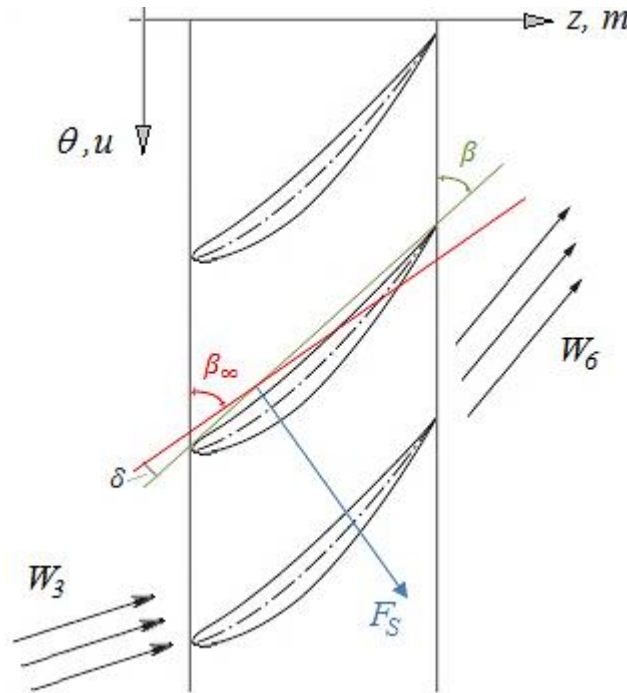


Figura 5.2 - Teorema de Kutta-Joukowski para uma grade linear (Manzanares *et al*, 2006).

Idealmente, a direção da força de sustentação ($\vec{F}_s$) é perpendicular à velocidade vetorial média $\vec{w}_{\infty}$, cuja respectiva intensidade é dada por:

$$W_{\infty} = \frac{1}{2}(w_3 + w_6) \quad (5.7)$$

Sendo a média entre a velocidade relativa na entrada (W_3) e na saída (W_6). Esta velocidade faz o papel de velocidade incidente para uma asa de sustentação, sendo referência para definir o ângulo de ataque (δ) e o ângulo de montagem da pá, apresentados na Figura 5.2:

$$\beta = \beta_{\infty} - \delta \quad (5.8)$$

No caso de escoamento real, os efeitos viscosos e de descolamento da camada limite reduzem a transferência de energia ao rotor. Esta resistência é quantificada através da chamada *força de arrasto* ($\vec{F}_A$), mencionada na seção 2.1.1 (vide Figura 2.4), cuja direção é a mesma da velocidade média $\vec{W}_{\infty}$. A relação entre a intensidade de ambas as forças é chamada de *Coefficiente de escorregamento* (ϵ) (Manzanares *et al*, 2006):

$$\epsilon = \frac{F_a}{F_s} \quad (5.9)$$

O coeficiente de escorregamento depende da forma do perfil e do ângulo de ataque. Esta informação é representada nos *diagramas polares*, a partir de dados experimentais utilizando os coeficientes de sustentação e arrasto (vide Figura 5.3), definidos na seção 2.1.1. Na literatura existem várias referências que contêm as coordenadas em dos perfis no sistema de referência cartesiano, os diagramas polares e as curvas dos coeficientes em função do ângulo de ataque (Lyon *et al*, 1997).

No projeto do rotor, precisa-se selecionar um perfil apropriado para a aplicação desejada (propulsores, turbinas, etc.) e com um coeficiente de escorregamento mínimo. Isto é, assume-se o valor do coeficiente como da sua tangente $\epsilon = \tan (F_a/F_s)$ no seu diagrama polar. Desta forma, assegura-se uma força de arrasto pequena e um coeficiente de escorregamento próximo do zero, com uma sustentação razoável.

Geralmente, as turbinas hidrocinéticas e eólicas são projetadas de forma similar. A corda do perfil diminui com a altura da pá para reduzir o arrasto, com uma torção maior na base do que na ponta (Anyi e Kirke, 2011). Contudo, neste estudo propõe-se explorar uma pá com geometria diferente, resultado do acoplamento entre a teoria da grade linear e teoria da asa de sustentação, incluindo a aplicação da teoria do vórtice potencial.

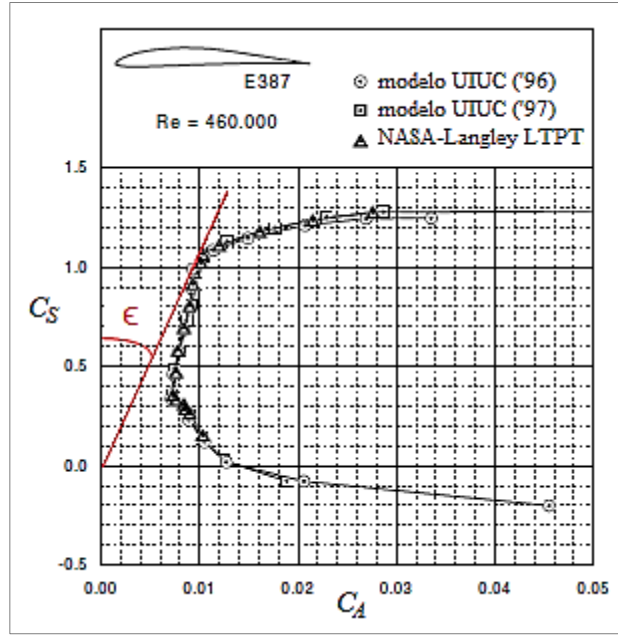


Figura 5.3 - Diagrama polar do perfil E387 a partir de dados experimentais de três laboratórios diferentes (Lyon *et al*, 1997).

5.1.2 Acoplamento de teorias

O acoplamento entre teorias é realizado através da força de sustentação, determinada a partir do Teorema de Kutta-Joukowski na Equação 5.6, assim como da definição do coeficiente de sustentação na Equação 2.20 (seção 2.1.1), reescrita como:

$$C_s = \frac{F_s}{\frac{1}{2} \rho A W_\infty^2} \quad (2.20)$$

Igualando as duas equações, tem-se que:

$$F_s = \rho W_\infty t \Delta c_u = \frac{1}{2} \rho A W_\infty^2 C_s \quad (5.10)$$

Resultando na expressão,

$$C_s \frac{l}{t} = \frac{2 \Delta C_u}{W_\infty} \quad (5.11)$$

Logo, esta expressão permite relacionar grandezas dos triângulos de velocidade com a geometria e as características adimensionais esperadas dos perfis em grade. Visto que os efeitos do arrasto são considerados pequenos, a teoria do escoamento potencial em torno de perfis aerodinâmicos pode ser utilizada de forma aceitável. Neste caso, a força de sustentação é determinada para baixos ângulos de ataque e perfis pouco arqueados, base do projeto de turbomáquinas axiais aplicada neste trabalho.

5.1.3 Equação de equilíbrio radial

Por enquanto, a teoria apresentada considera expressões na direção axial e circunferencial, já que se adota um escoamento em duas dimensões. No entanto, para tomar conta dos efeitos na direção radial é utilizada uma equação de equilíbrio, importante na definição da distribuição de velocidade na saída da pá. Logo de aplicar a equação de quantidade de movimento na direção radial, analisando as forças resultantes e assumindo escoamento incompressível e com simetria axial, obtém-se (Manzanares *et al*, 2006):

$$\frac{dp}{dr} = \rho \frac{C_u^2}{r} \quad (5.12)$$

Onde ρ é a densidade de massa do fluido, C_u a velocidade circunferencial e r o raio. O primeiro membro da equação representa a variação da pressão (p) na direção radial. Para este caso, aplica-se a equação de Bernouilli ignorando os efeitos gravitacionais (simetria axial) e utilizando a definição do triângulo de velocidade:

$$\frac{p}{\rho} + \frac{C^2}{2} = \frac{p}{\rho} + \left(\frac{W^2}{2} + \frac{U^2}{2} \right) = constante \quad (5.13)$$

E por diferenciação, vem:

$$\frac{dp}{\rho} + \frac{dW^2}{2} = 0 \quad (5.14)$$

Onde a velocidade tangencial U é igual à entrada e saída para um mesmo raio sobre a pá, portanto, a sua diferencial da considerada nula.

Da equação de Euler das turbomáquinas, define-se o trabalho específico ($Y_{pá}$) em relação à entrada da pá, o ponto 4 na Figura 5.1a, como:

$$Y_{pá} = -UC_{u4} = -UC_u \quad (5.15)$$

E tomando a sua diferencial:

$$dY_{pá} = -d(UC_u) = -\frac{dC^2}{2} + \frac{dW^2}{2} \quad (5.16)$$

Agora, se considerar o trabalho específico ($Y_{pá}$) como uniforme ao longo do raio ($Y_{pá}$ constante), vem como resultado a condição de *vórtice livre* (ou potencial):

$$rC_u = \text{constante} \quad (5.17)$$

Finalmente, igualando a equação de equilíbrio radial (Equação 5.12) com a equação de Bernouilli (Equação 5.14), e depois do tratamento matemático correspondente, obtém-se que a componente meridional da velocidade absoluta (C_m) é constante ao longo da altura da pá. Este resultado significa que a distribuição da velocidade é constante na direção meridional (vide Figura 5.1b) para cada posição radial. Por outro lado, a distribuição da velocidade é hiperbólica na direção circunferencial (Manzanares *et al*, 2006).

5.2 Procedimento de projeto

Para projetar o novo rotor foram considerados, além dos conceitos teóricos, os resultados da modelagem computacional do rotor original apresentados na seção 4.2.1. As desvantagens da geometria e os aspectos relacionados com o baixo desempenho são apresentados na Tabela 5.1 junto com as estratégias adotadas.

O novo projeto não inclui o arredondamento nos cantos das pás nem o uso de perfis hidrodinâmicos. No primeiro caso, a literatura recomenda conservar a projeção radial das pás (Pfleiderer e Petermann, 1979), e o valor certo pode resultar de um processo de otimização. No segundo, caso, foi requerido não usar um perfil especial para não incrementar os custos de fabricação. O diâmetro externo será conservado para comparar os desempenhos dos rotores.

Tabela 5.1 - Desvantagens geométricas do rotor de pá plana e as propostas de solução.

Desvantagem do rotor original	Correção
Baixa relação de cubo (D_i/D_e)	Um valor maior de 0,4 é a condição necessária para a aplicação da condição do vórtice livre.
Perfil de pá plana	A condição do vórtice livre assegura o equilíbrio radial, resultando em uma pá com torção definida e um perfil com arqueamento, comum em turbomáquinas axiais.
Ausência de ogiva	A abordagem inclui o diâmetro da ogiva, mas a sua geometria pode adotar várias formas. Uma proposta de ogiva é explorada.

Com esta abordagem, busca-se melhorar a geometria do rotor sem perder a sua simplicidade. A eficácia desta abordagem é avaliada neste estudo para identificar novos aspectos a serem incluídos em outro projeto mais detalhado, que possa incluir os efeitos da relação de bloqueio; isto é, operando em fluxo confinado. Assim, seria possível continuar com o processo de desenvolvimento do grupo gerador “Poraquê”.

5.2.1 Pré-projeto

Utiliza-se o diagrama de pré-dimensionamento de rotores axiais tipo Kaplan e hélice (Bran e Souza, 1984). Pode-se observar que para considerar um número de pás (Z) igual a quatro, a rotação específica (N_{qA}) cai na faixa entre 789 e 950 aproximadamente. No entanto, a relação de cubo (D_i/D_e) mais distante de 0,4 (o limite inferior para a aplicação da condição do vórtice livre) corresponde ao valor inferior, ou seja, $N_{qA} = 789$.

Portanto, para essa rotação específica tem-se que:

$$\frac{D_i}{D_e} = 0,458 \quad (5.18)$$

E com o diâmetro externo fixado em 0,300 m, o diâmetro interno fica em:

$$D_i = 0,137 \text{ m} \quad (5.19)$$

A velocidade de projeto selecionada foi de 1,5 m/s por ser a média dentro da faixa comum para as turbinas hidrocínéticas (Johnson & Pride, 2010). Assim, o trabalho específico e a vazão são calculados respectivamente como:

$$Y = \frac{V_{\infty}^2}{2} = 1,125 \frac{m^2}{s^2} \quad (5.20)$$

$$Q = \frac{\pi}{4} (D_e^2 - D_i^2) = 0,084 \frac{m^3}{s} \quad (5.21)$$

E utilizando a definição da rotação específica (N_{qA}), a rotação da turbina é calculada como:

$$n = \frac{N_{qA}}{10^3} \frac{Y^{0,75}}{Q^{0,50}} = 178,7 \text{ rpm} \quad (5.22)$$

Comumente, no projeto de turbinas hidráulicas axiais a rotação de projeto não sempre corresponde à rotação de maior eficiência. O valor de 178,75 rpm estaria por fora da faixa estudada que vai de 37 a 175 rpm. No entanto, devido à similaridade geométrica de ambos os rotores, a mesma faixa será utilizada na análise posterior. Nota-se que a rotação de projeto diminui com um aumento no número de pás ou com o diâmetro externo.

5.2.2 Projeto

O procedimento de cálculo começa definindo o *número de estações*, isto é, as seções radiais onde todas as grandezas envolvidas no acoplamento da teoria da grade linear e da asa de sustentação são calculadas (seção 5.1.3). Para este caso, adota-se um número de 11 estações para uma representação razoável da pá no momento de criar a geometria no programa CAD/CAE e a malha computacional.

Por outro lado, como foi mencionado no começo da seção 5.2, o projeto não inclui o uso de perfis hidrodinâmicos para não incrementar os custos de fabricação. Este aspecto foi considerado um dos requerimentos especiais do projeto. Portanto, para conservar a natureza simples do rotor foi selecionado um perfil em chapa, sendo que o arco de círculo apresenta os melhores resultados. Ademais, o perfil em chapa permite acabamentos superficiais menos demandantes em comparação ao uso de perfis hidrodinâmicos (Bran e Souza, 1984).

Os triângulos de velocidade da grade linear são apresentados na Figura 5.4. Nota-se que para este caso, a velocidade absoluta na entrada tem uma direção axial porque não existe um distribuidor prévio. A diferença do rotor original, a curvatura do perfil produz uma maior mudança da quantidade de movimento através da mudança da direção da velocidade relativa (W). Em outras palavras, esta característica representa um indicio da melhora da eficiência. Logo, espera-se que o ângulo da velocidade absoluta (α_6) na saída seja maior de 90 graus.

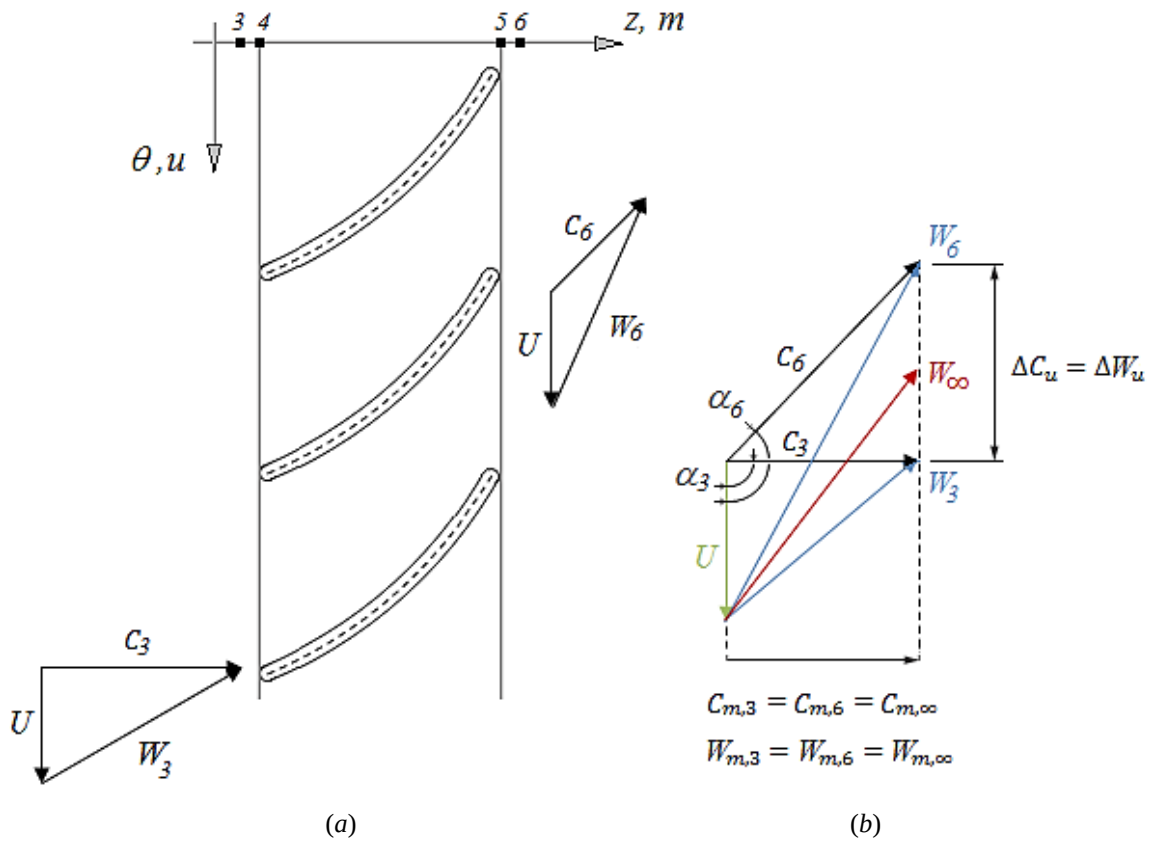


Figura 5.4 - Triângulos de velocidade no projeto do novo rotor com perfil de arco de círculo.

Seguindo o procedimento de cálculo descrito por Bran e Souza (1984), apresentam-se os cálculos para cada estação (i) (Os valores calculados são apresentados no Apêndice E):

I. O diâmetro (D_i). Sendo N o número total de estações, tem-se:

$$D_i = D_c + \left[\left(\frac{i-1}{N-1} \right) \cdot (D_e - D_c) \right] \quad ; \quad 2 \leq i \leq N \quad (5.23)$$

II. A velocidade circunferencial (U_i):

$$U_i = \frac{\pi \cdot D_i \cdot n}{60} \quad (5.24)$$

III. A projeção da velocidade absoluta na saída (C_6) sobre a direção da velocidade circunferencial (U). Já que $C_{u6} = \Delta C_u$ (Figura 6.4), tem-se:

$$\Delta C_{u,i} = \frac{Y_{pá}}{U_i} \quad (5.25)$$

IV. O ângulo de saída (α_6), formado entre a velocidade circunferencial (U) e a velocidade absoluta na saída (C_6). Utiliza-se a componente meridional (C_m):

$$\alpha_{6,i} = 180 - \tan^{-1} \left(\frac{C_m}{C_{u6,i}} \right) \quad (5.26)$$

V. A velocidade relativa média (W_∞):

$$W_{\infty,i} = \sqrt{\left(U_i + \frac{\Delta C_{u,i}}{2} \right)^2 + C_m^2} \quad (5.27)$$

VI. O ângulo (β_∞) formado entre a velocidade média (W_∞) e a velocidade circunferencial (U). Utiliza-se a componente meridional (C_m):

$$\beta_{\infty,i} = \sin^{-1} \left(\frac{C_m}{W_{\infty,i}} \right) \quad (5.28)$$

VII. O produto entre o coeficiente de sustentação (C_s) e a relação corda/passo (l/t). Realmente, calcula-se o segundo membro da equação de acoplamento de ambas as teorias (Equação 6.11):

$$\left(C_s \cdot \frac{l}{t} \right)_i = \frac{2 \cdot \Delta C_{u,i}}{W_{\infty,i}} \quad (5.29)$$

VIII. O passo (t). Considerando um número de pás (Z) igual a quatro, tem-se:

$$t_i = \frac{\pi \cdot D_i}{Z} \quad (5.30)$$

IX. A corda do perfil (l), de acordo com Souza (2011):

$$l_i = \frac{l_c \cdot D_i \cdot \cos \beta_{\infty, c}}{D_c \cdot \cos \beta_{\infty, i}} \quad (5.31a)$$

Onde D é o diâmetro e β_{∞} o ângulo da velocidade média (passo IV). O subscrito c faz referência à seção do cubo, cuja corda (l_c) é calculada com a expressão:

$$l_c = 3,173 \cdot (a + b \cdot N_{qA} - c \cdot N_{qA}^2 + d \cdot N_{qA}^3) \cdot \frac{D_c}{Z} \quad (5.31b)$$

Com $a = 1,689$, $b = 2,368 \times 10^{-3}$, $c = 7,235 \times 10^{-6}$ e $d = 4,302 \times 10^{-9}$, Z o número de pás e D_c o diâmetro do cubo (ou diâmetro interno, D_i).

X. As relações corda-passo (l/t) correspondentes:

$$\left(\frac{l}{t}\right)_i = \frac{l_i}{t_i} \quad (5.32)$$

XI. O coeficiente de sustentação (C_s):

$$C_{s,i} = \left(\frac{2 \cdot \Delta C_{u,i}}{W_{\infty,i}} \cdot \frac{t_i}{l_i} \right) \quad (5.33)$$

XII. O ângulo de ataque (δ): Diagrama polar do perfil em chapa circular.

Normalmente, existe uma equação que relaciona o coeficiente de sustentação com o ângulo de ataque. No entanto, neste caso o diagrama polar já inclui as linhas do ângulo de ataque (Apêndice F). Portanto, este ângulo dependerá dos valores do coeficiente de sustentação resultantes dos cálculos, para obter as relações geométricas do perfil (vide Figura 5.5).

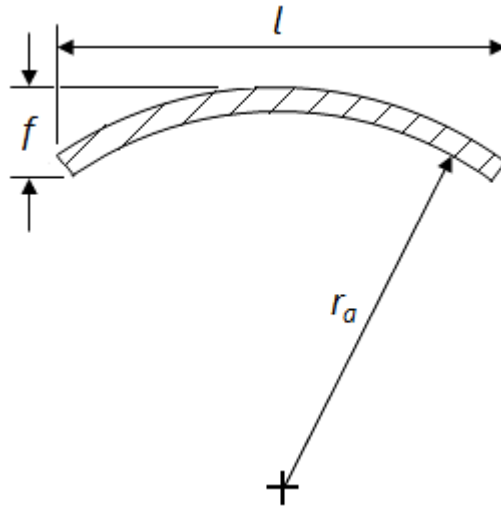


Figura 5.5 - Detalhes geométricos do perfil em chapa circular. Nomenclatura: corda (l), arqueamento (f), raio (R). (Bran e Souza, 1984).

XIII. A relação corda/raio de arqueamento do perfil (l/r_a):

Determinada em função do coeficiente de sustentação e o ângulo de ataque.

$$\left(\frac{l}{r_a}\right)_i = f(C_{s,i}, \delta_i) \quad (5.34)$$

XIV. O raio de arqueamento do perfil (r_a):

$$r_{a,i} = l_i \cdot \left(\frac{r_a}{l}\right)_i \quad (5.35)$$

XV. A relação arqueamento/corda do perfil (f/l):

Vem da equivalência dada pela natureza do diagrama polar.

$$\left(\frac{f}{l}\right)_i = 0,125 \left(\frac{l}{r_a}\right)_i \quad (5.36)$$

XVI. O arqueamento do perfil (f):

$$f_i = l_i \cdot \left(\frac{R}{l}\right)_i \quad (5.37)$$

XVII. O ângulo de montagem em cada estação (β_i):

$$\beta_i = \beta_{\infty,i} - \delta_i \quad (5.38)$$

XVIII. O número de Reynolds baseado na corda (Re_c):

Sendo ν a viscosidade cinemática do fluido.

$$Re_{c,i} = \frac{w_{\infty,i} \cdot l_i}{\nu} \quad (5.39)$$

XIX. O coeficiente de escorregamento (ϵ):

Neste caso o diagrama polar fornece valores diretos, sem precisar do coeficiente de arrasto (C_a).

$$\epsilon_i = \frac{C_{a,i}}{C_{s,i}} \quad (5.40)$$

XX. O grau de reação para número finito de pás (τ):

$$\tau_i = 1 - \frac{C_{u6,i}}{2 U_i} \quad (5.41)$$

Após o calculo das grandezas para cada estação radial do novo rotor, há algumas considerações importantes a fazer. É importante ressaltar que a relação corda/passo (l/t) influencia a abertura das pás e, portanto, a solidez do rotor. No projeto realizado, esta relação é conhecida só depois de calcular o passo (Etapa VIII) e a corda (Etapa IX), onde as equações para a corda são sugestões encontradas em literatura mais recente (Souza, 2011).

Contudo, é possível projetar de uma forma alternativa calculando o passo e depois dando valores para a relação corda/passo, segundo a experiência do projetista (Manzanares *et al*, 2006). Na literatura, o valor inicial da relação é sempre próximo de um (Pfleiderer e Petermann, 1979) (Bran e Souza, 1984), mas poderia não ser a melhor opção para este caso. Logo, esta segunda opção resulta em inúmeras possibilidades para a geometria das pás, tornando-se um cenário favorável para um processo de otimização.

Por outro lado, a geometria da ogiva é definida por separado, já que não está incluída no procedimento de cálculo do rotor. Existem várias geometrias reportadas na literatura, baseadas em equações ou formas geométricas especiais e que são aplicadas principalmente em turbinas eólicas (Figura 5.6). Para este projeto foram consideradas formas simplificadas, baseadas no seu baixo coeficiente de arrasto. Assim, foi decidido explorar uma ogiva com frente elipsoidal ($L/d = 2$) (Figura 5.7) e uma extensão tangencial posterior afiada.

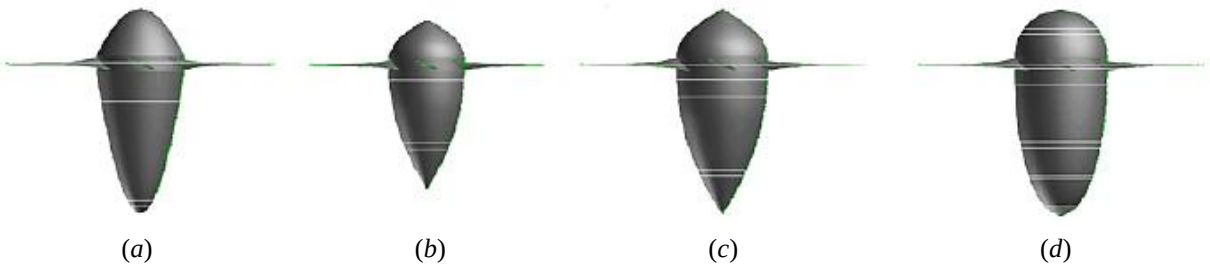


Figura 5.6 - Algumas geometrias de ogivas em turbinas eólicas. (a) Perfil de parábola, (b) curva tangente, (c) curva secante, (d) forma elíptica (Wang *et al*, 2008).

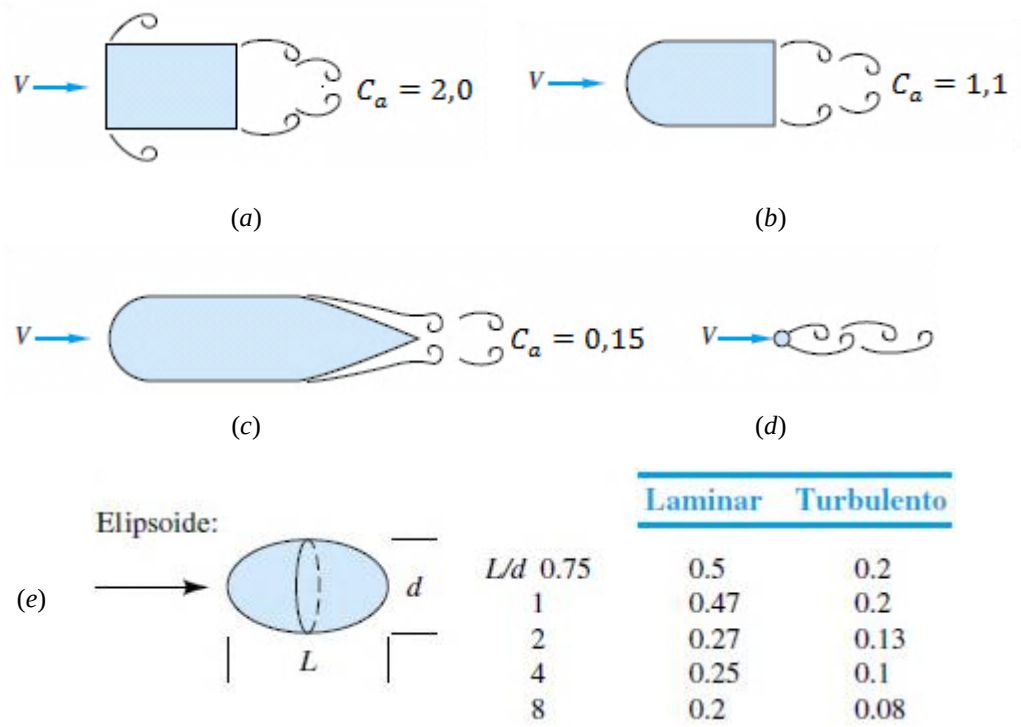


Figura 5.7 - Coeficientes de arrasto de formas geométricas tridimensionais simples. (a) Cilindro retangular, (b) bico arredondado, (c) bico arredondado com bordo afiado, (d) cilindro com igual arrasto que o caso (c), (e) elipsoide (White, 2002).

5.3 Resultados para um único rotor

5.3.1 Geometria e malha computacional

As pás foram geradas a partir da sucessão de perfis em cada estação radial, onde a torção é dada pelo ângulo de montagem (β) correspondente. A ogiva foi baseada na geometria da Figura 5.7c, a partir de duas elipsoides de relação $L/d = 2$ e uma extensão para a ponta arredondada. Finalmente, a geometria do rotor melhorado é apresentada na Figura 5.8. Nota-se que o arqueamento do perfil é moderado.

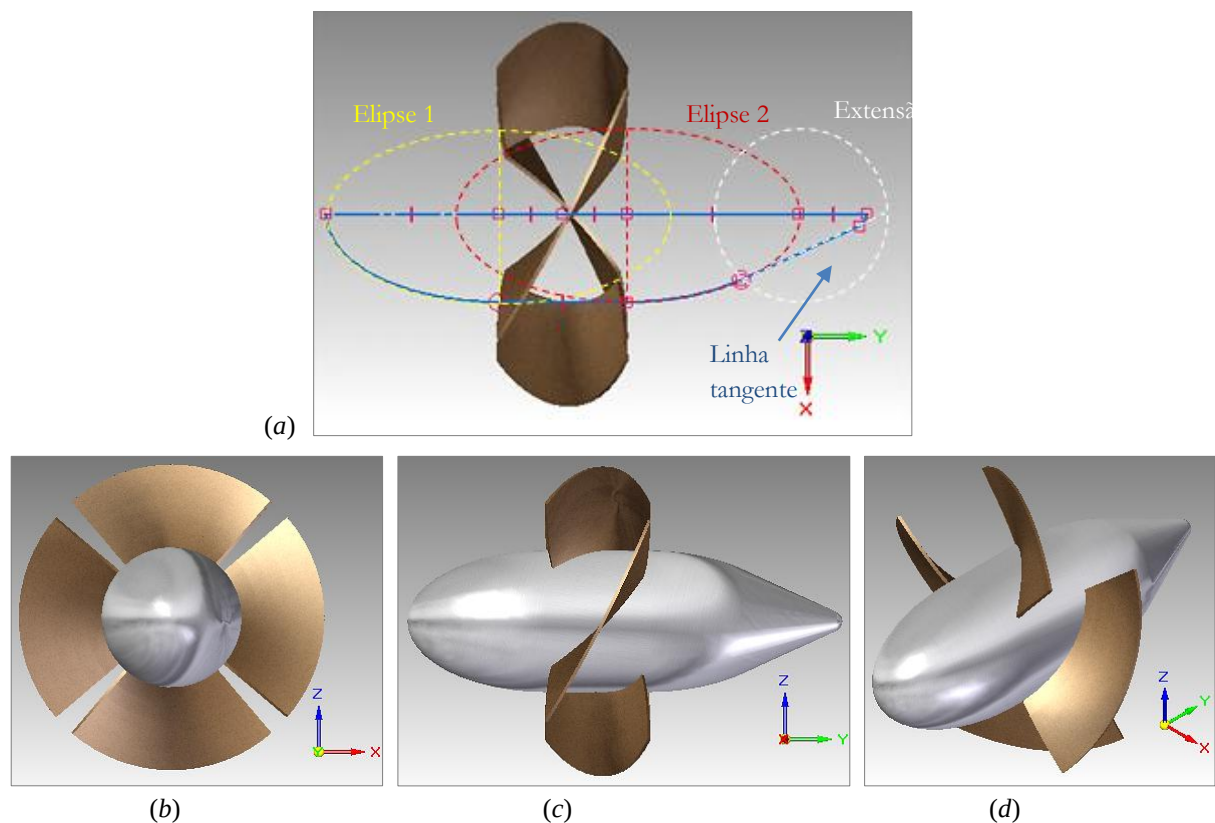


Figura 5.8 - Geometria do rotor de pá com torção. (a) Linhas base para a criação da ogiva, (b) vista frontal, (c) vista lateral esquerda e (c) projeção isométrica.

De forma similar ao rotor de pá plana, a geometria do domínio computacional de Campo distante foi gerada no programa CAD/CAE Solid Edge ST5[®], sendo importada em formato IGES no programa IGES ao programa Ansys[®] V14.0 ICFM CFD[™] para criar as superfícies principais (vide Figura 5.9). Para a geração da malha foram aplicados os mesmos parâmetros da Tabela 4.1. Assim, foi possível obter uma malha com 1.946.702 elementos e 343572 nós.

O incremento no número de elementos foi devido à presença das superfícies maiores na ogiva. Contudo, a distribuição dos elementos no plano meridional (vide Figura 5.10) é similar em ambos os casos. Assim, com malhas similares em distribuição e refinamento, a comparação dos resultados pode ser realizada de forma mais conveniente e razoável.

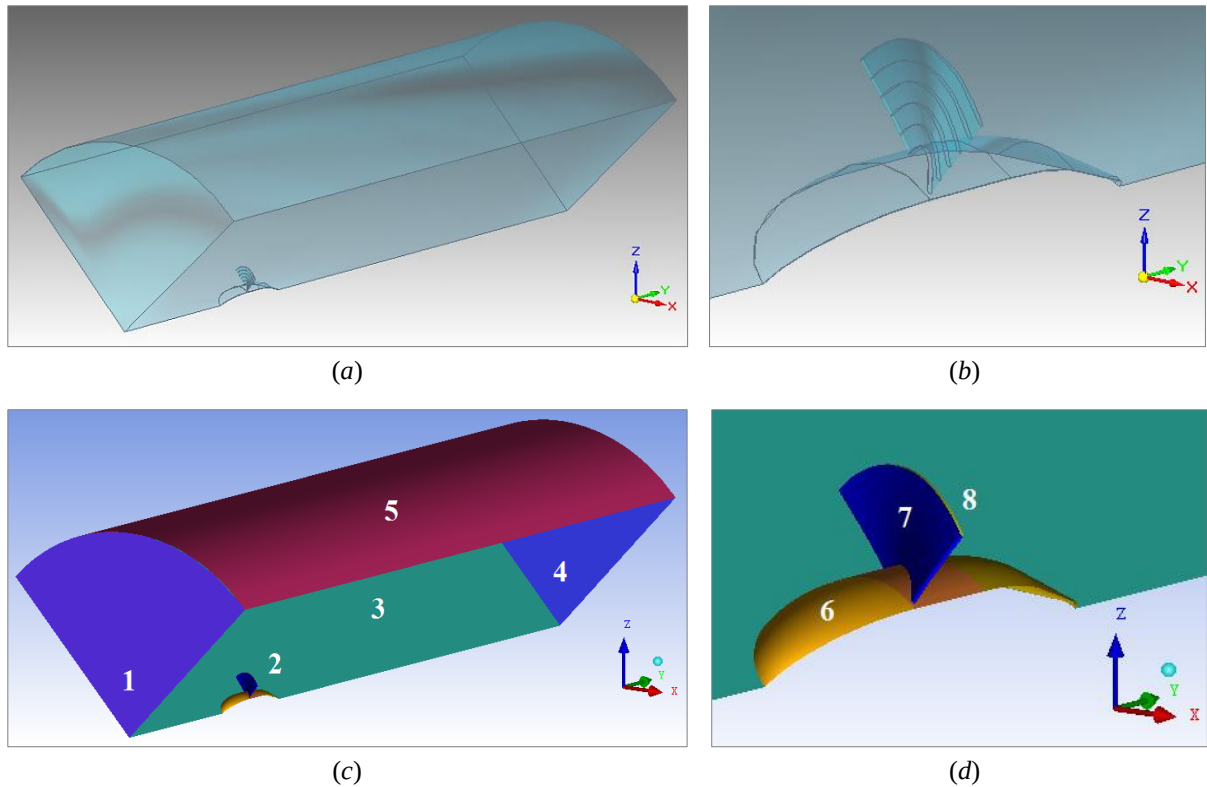


Figura 5.9 - Domínio computacional para o rotor de pá com torção. Em CAD/CAE: (a) Volume completo e (b) detalhe da turbina com 6 estações; Em ICEM CFD™: (c) volume completo e (d) detalhe do rotor. Nomenclatura: 1-Entrada, 2-rotor, 3- periodicidade, 4-saída, 5-superfície externa, 6-ogiva, 7-pá, 8-bordo.

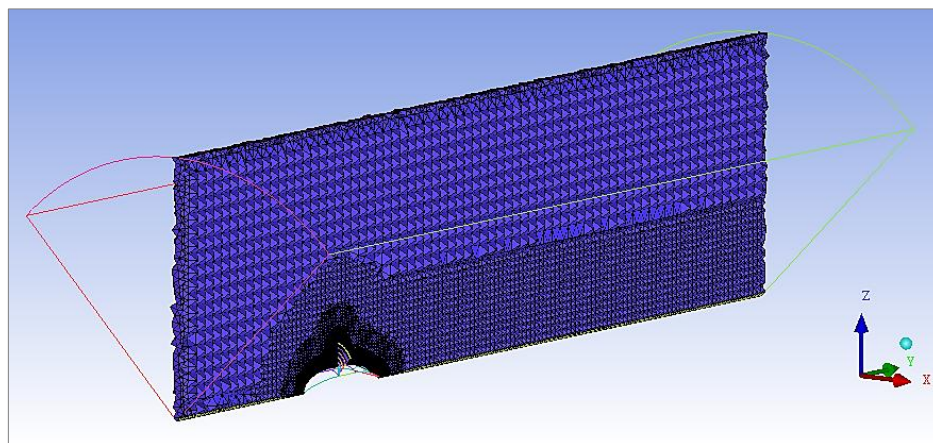


Figura 5.10 - Distribuição dos elementos da malha computacional no corte meridional para o rotor melhorado (A linha do vértice também tem parâmetros de malha).

5.3.2 Características de desempenho

O dimensionamento do rotor e da ogiva foi realizado para modificar a geometria para guiar melhor o escoamento. Como resultado, os coeficientes de potência (C_P) e de torque (C_Q) experimentaram um incremento, em relação ao caso do rotor original (vide Figura 5.11 e 5.12). Os valores máximos correspondem a $C_P = 0,316$ ($\lambda = 1,215$) e $C_Q = 0,517$ ($\lambda = 0,291$). O aumento em ambos os coeficientes é devido à diminuição nas perdas por arrasto na esteira, apesar de que o coeficiente de escorregamento supere 0,05 (Apêndice C).

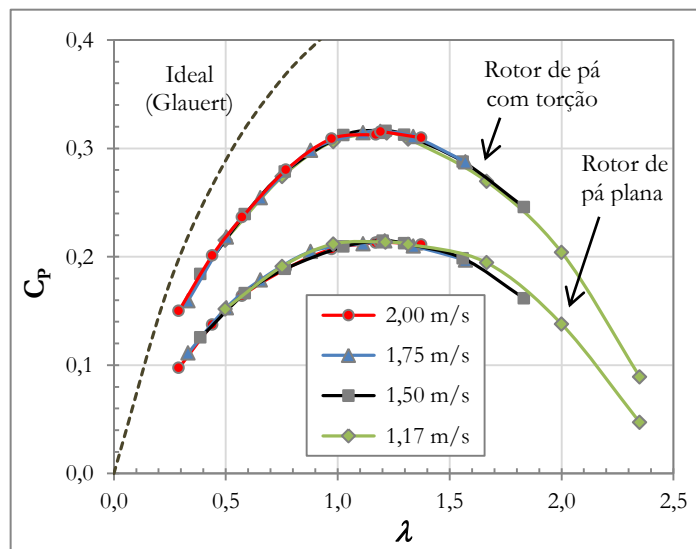


Figura 5.11 – Comparação das curvas do coeficiente de potência em função da velocidade específica ($C_P - \lambda$).

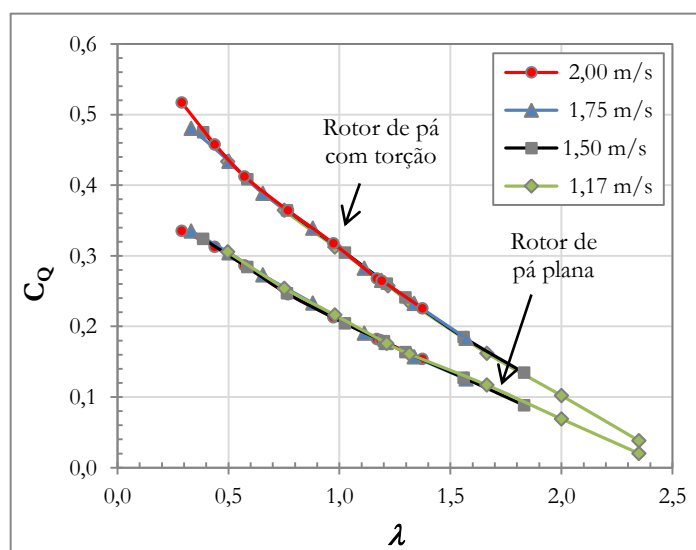


Figura 5.12 - Comparação das curvas do coeficiente de torque em função da velocidade específica ($C_Q - \lambda$).

A solidez do rotor com torção foi calculada como 0,928, relativamente próxima à solidez do rotor de pá plana com 0,859. Lembrando que a solidez tem uma relação inversa com a velocidade específica (Fernandez, 1993), por conseguinte, os valores máximos de ambos os coeficientes se apresentam para uma velocidade específica similar.

Também, o coeficiente de potência não apresentou variações significativas na faixa de estudo, tal como aconteceu no rotor de pá plana (Vries, 1979). A Tabela 5.2 apresenta estes resultados, incluindo a densidade de potência correspondente. Da mesma forma, na Figura 5.13 é possível observar os dados da potência em relação ao rotor original. Ressalta-se que os resultados podem ser ainda melhores em fluxo confinado.

Tabela 5.2 - Condições de máximo rendimento do rotor de pá com torção para cada velocidade do escoamento.

Velocidade [m/s]	1,17	1,50	1,75	2,00
C_p [%]	31,41	31,60	31,56	31,54
λ	1,219	1,215	1,191	1,192
n [rpm]	90,80	116,03	132,64	151,80
P [W]	17,75	37,63	59,67	89,02
D_p [W/m ²]	251,08	532,37	844,17	1259,33

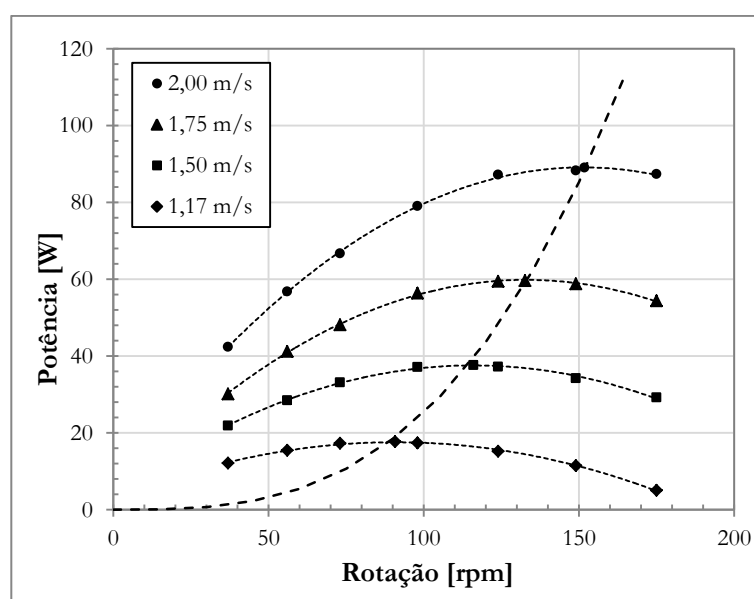


Figura 5.13 - Curvas de potência de eixo do rotor de pá com torção em função da rotação e para cada velocidade do escoamento. Linha pontilhada: curva de potência máxima.

A partir dos dados da Tabela 5.2, as equações para determinar a potência de eixo (P_e) e a densidade de potência (D_p), respectivamente, são:

$$P = 2,53 \times 10^{-5} \cdot n^3 \quad [W] \quad (5.42)$$

$$D_p = 157,46 \cdot V^3 \quad [W/m^2] \quad (5.43)$$

Onde n é a rotação em rpm e V a velocidade do escoamento em m/s. As equações foram obtidas utilizando o método dos mínimos quadrados, resultando em coeficientes de determinação (R^2) de 0,9702 e 0,9997, respectivamente.

A Figura 5.14 e 5.15 apresenta as linhas de trajetória no rotor de pá com torção. Neste caso, também é possível observar o vórtice da esteira, o vórtice da ponta da pá e o vórtice do núcleo. Nota-se que devido à alta solidez o rotor ainda gera uma esteira considerável que se estende em toda a região a jusante. Contudo, não são observadas evidências claras de zonas de recirculação, produto de perdas por choque.

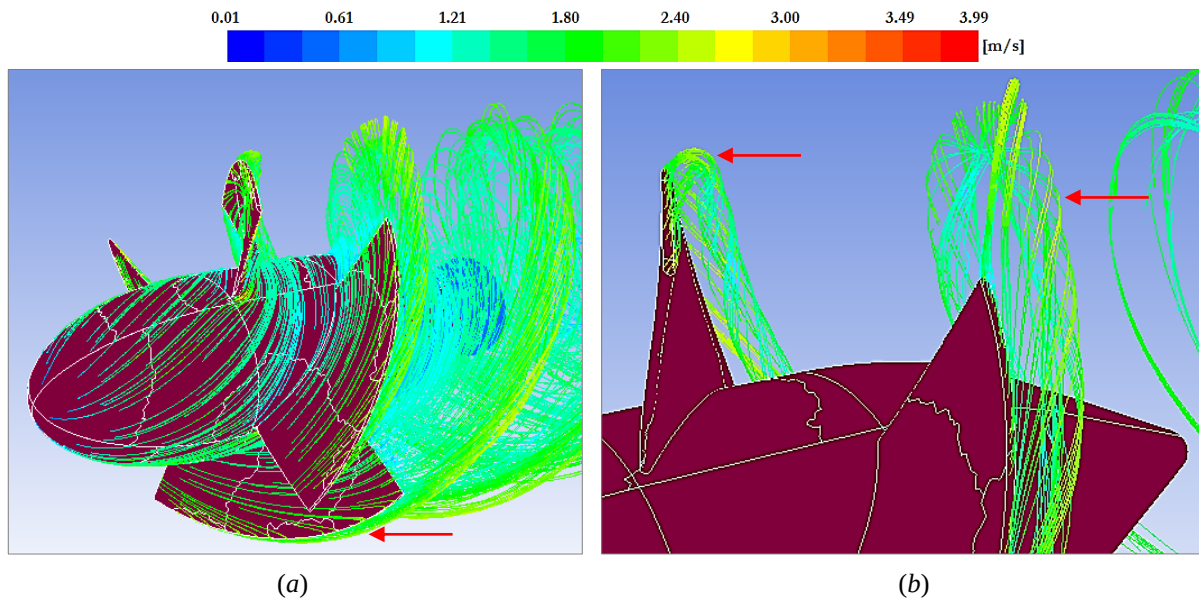


Figura 5.14 - Linhas de trajetória desde o rotor de pá com torção para $V = 2$ m/s na Tabela 5.2. (a) Vista geral sobre a ogiva, as pás (efeito centrífugo) e a esteira próxima; (b) vista do vórtice na ponta das pás.

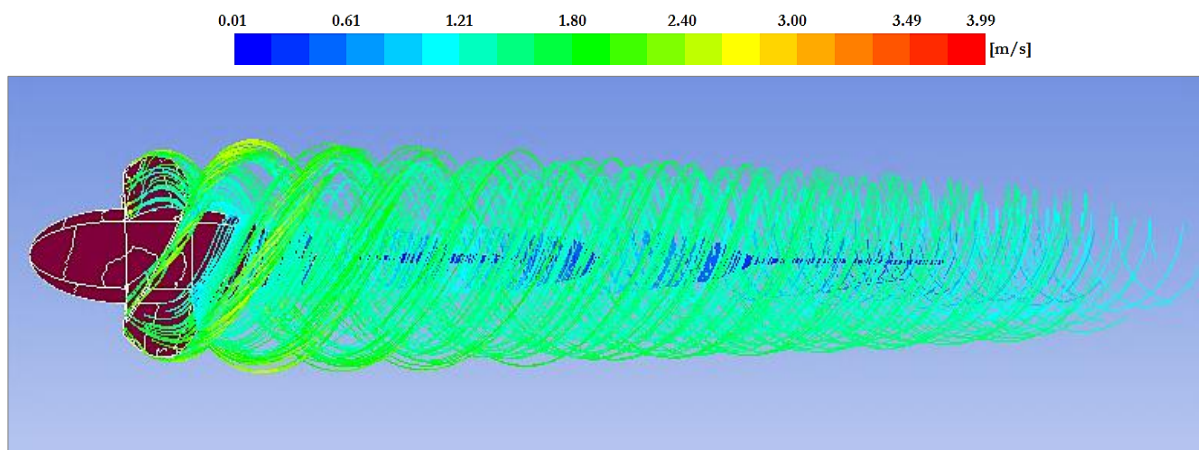


Figura 5.15 - Linhas de trajetória desde as pás do rotor de pá com torção apresentando os vórtices da esteira, da ponta das pás e do núcleo.

Com as linhas de trajetória também é possível identificar outro efeito relevante. Em fluxo livre, o escoamento no rotor experimenta um efeito centrífugo que termina por limitar a interação dele com as pás (vide Figura 5.14a). O fato de ter pás de comprimento pequeno permite controlar a distribuição da velocidade através da condição do vórtice livre, mas favorece o efeito centrífugo descrito. Logo, resulta conveniente estudar o rotor melhorado em condições de fluxo confinado, inclusive dentro de uma carcaça.

Por outro lado, os contornos de pressão estática na Figura 5.16 revelam uma distribuição mais apropriada em relação ao rotor de pá plana. No lado de pressão praticamente a totalidade da pá tem valores positivos com exceção de uma pequena faixa no bordo de fuga. Isto indica um descolamento da camada limite razoável, que também acontece na ponta da pá devido em parte ao efeito centrífugo. No lado de sucção a zona de menor pressão resulta ser uma pequena linha sobre o bordo de ataque, produto da aceleração do escoamento.

Os valores de pressão estática na parte frontal (1294 Pa) e posterior (-446 Pa) da ogiva revelam que a diferença (1740 Pa) diminuiu 25% em relação ao rotor original (2320 Pa), como comentado a partir da Figura 4.10 (seção 4.1.2). Logo, a inclusão de uma ogiva era necessária para guiar melhor o escoamento. É importante ressaltar que todos os valores de pressão na modelagem são referidos ao valor da pressão de referência na saída (pressão manométrica zero). Portanto, a magnitude dos valores negativos não representa risco de cavitação. Os valores do y^+ são apresentados no Apêndice D e o carregamento sobre a pá no Apêndice G.

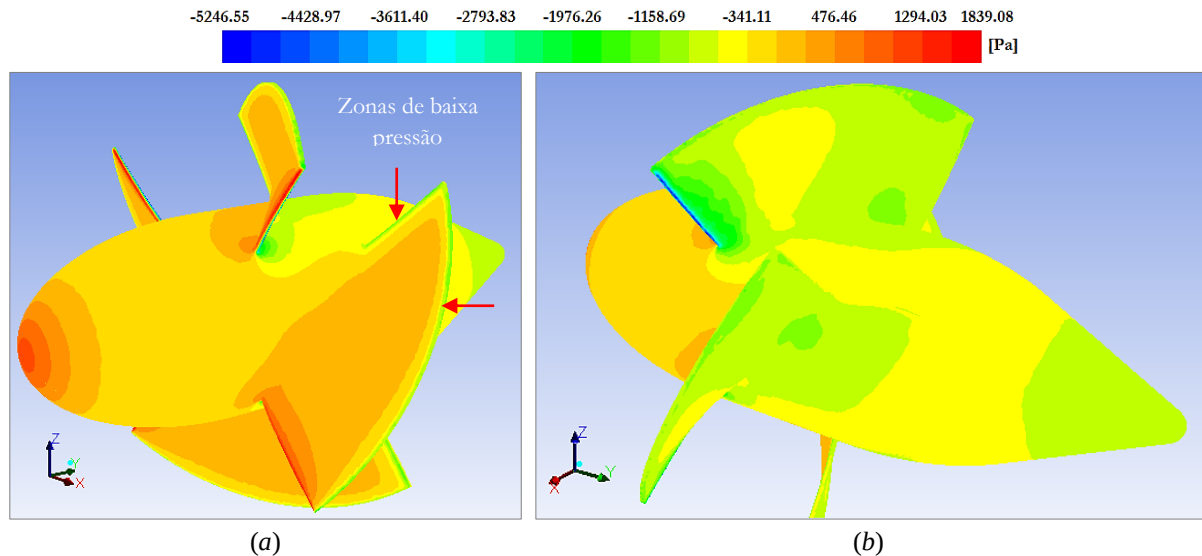


Figura 5.16 - Contornos da pressão estática sobre o rotor de pá com torção. (a) Lado de pressão (nota-se a baixa pressão na ponta e bordo de fuga), (b) Lado de sucção (nota-se a baixa pressão no bordo de ataque).

5.3.3 Análise da esteira

Através dos contornos de velocidade no plano médio (Figura 5.17) é possível notar que a esteira tem um núcleo reduzido, porém mais extenso. Isto é, um diâmetro de rotor a mais em comparação ao rotor de pá plana: entre 6-7D (1,8-2,1 m) aproximadamente. A consequência direta é o incremento da separação entre rotores. No entanto, na realidade o espaço ocupado pelo núcleo corresponderia ao espaço do eixo comum para ambos os rotores multiestágio. Portanto, esta visualização é representativa para fins de comparação.

Sobre a linha média, os valores de velocidade também indicam uma recuperação gradual (Figura 5.18). A tendência das curvas é similar ao caso do rotor de pá plana, embora com uma variação total menos pronunciada dentro do núcleo (0,12 m/s). Isto indica um comportamento mais equilibrado no núcleo e região de mistura. A zona de baixa velocidade corresponde a 2,5D, um pouco deslocada da faixa entre 1-2D devido à baixo nível de turbulência do fluxo incidente, conforme descrito na literatura na seção 3.1.2.

Os valores adimensionalizados também se ajustam sobre uma única tendência (Figura 5.16b), indicando a independência da velocidade do escoamento incidente. No entanto, essa recuperação não ocorre com a mesma taxa. Para o rotor de pá plana, a recuperação chega a 60% em 8D, enquanto para o rotor melhorado é de 46% na mesma distância.

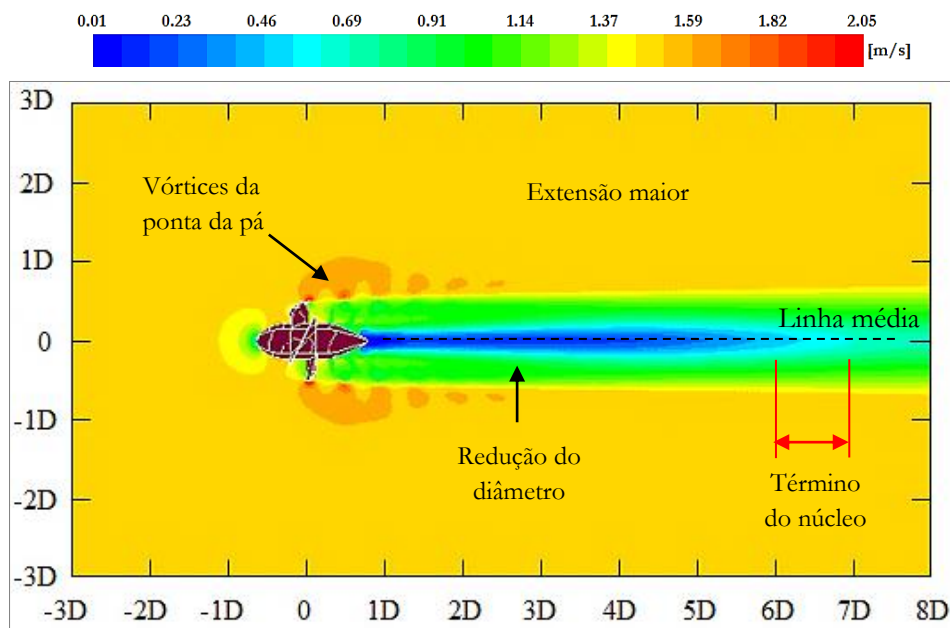


Figura 5.17 – Contornos da magnitude da velocidade na esteira do rotor melhorado no plano médio para $V=1,5$ m/s na Tabela 5.2.

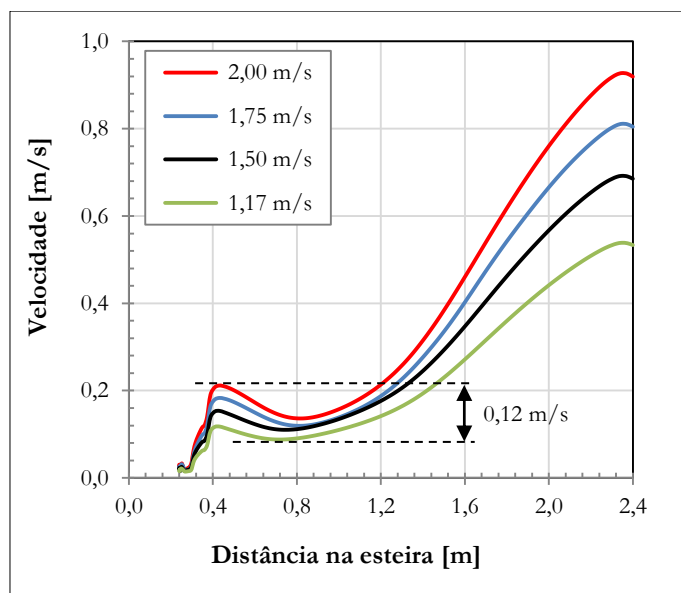


Figura 5.18 - Valores da magnitude da velocidade sobre a linha média para cada velocidade incidente na Figura 5.17.

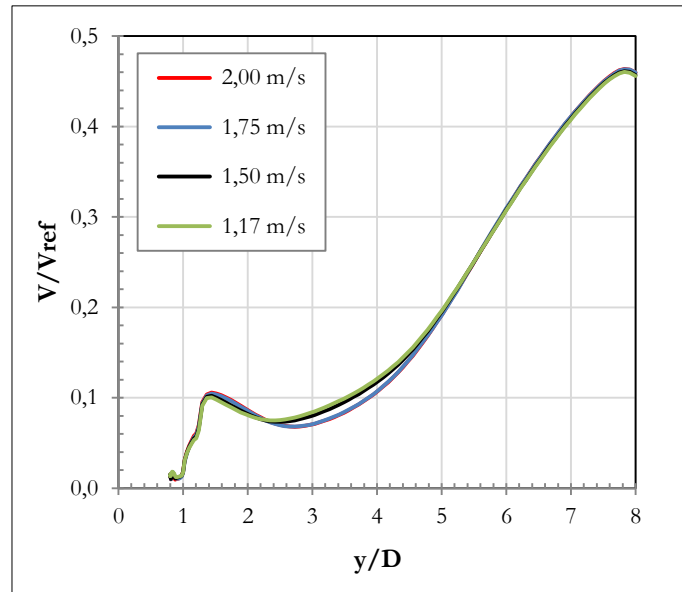


Figura 5.19 – Valores adimensionais de velocidade com relação às velocidades de ensaio (V_{ref}) e a distância ao longo da esteira na Figura 6.18.

Esta recuperação é também analisada a partir do cálculo e representação do déficit da velocidade (Figura 5.20). O valor máximo também ultrapassa o 60% devido à alta solidez, porém as curvas não se superpõem. Isto representa um avanço, já que indica que o escoamento é mais equilibrado e com menos perdas. Em um estudo posterior resultaria conveniente incluir o eixo de rotação para analisar o déficit por se tratar de uma turbina multiestágio. Assim, é provável que a distribuição mude no eixo principal.

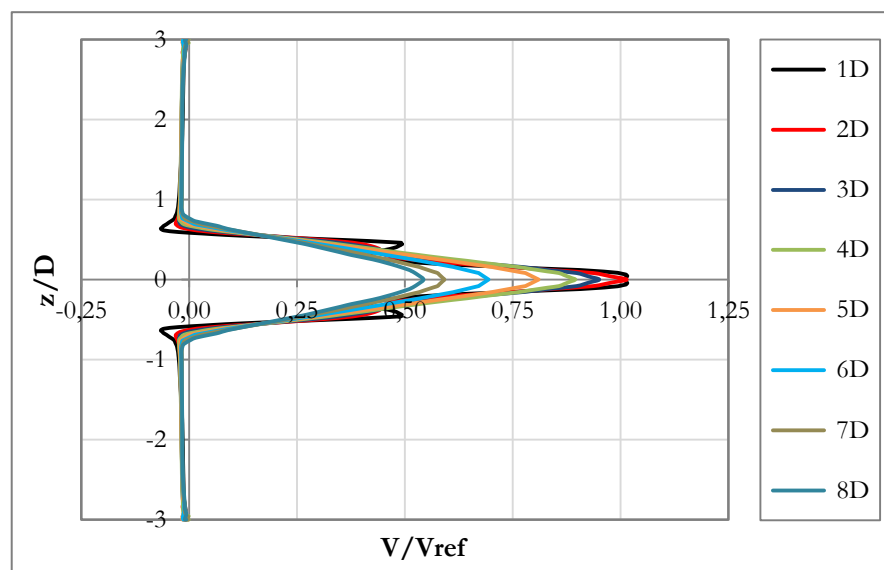


Figura 5.20 - Déficit da velocidade na esteira do rotor de pá com torção.

Por outro lado, os contornos da intensidade de turbulência também apresentam o máximo valor no rotor (Figura 5.21). Não obstante, neste caso o valor máximo chega a 13,88% e representa uma diminuição de um 49,5% em relação ao caso do rotor original (27,49%). Notam-se como os valores são baixos na região logo após do rotor, aumentando por volta de 10% na esteira a jusante. Isto evidencia a relativa uniformidade do escoamento na saída do rotor, como resultado da condição de vórtice livre na equação de equilíbrio radial.

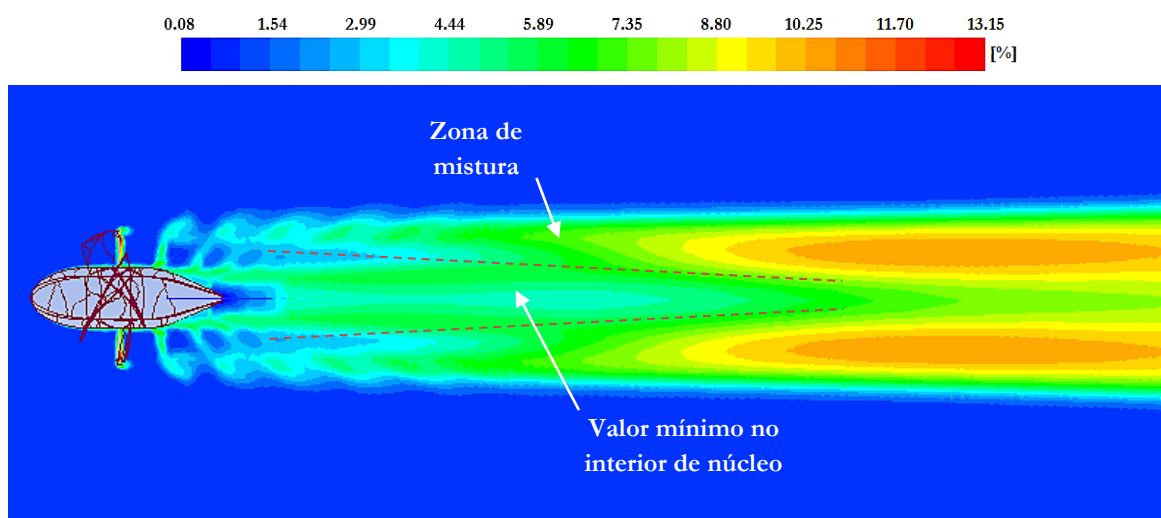


Figura 5.21 - Contornos da intensidade de turbulência no plano médio do rotor de pá com torção.

5.4 Resultados para dois rotores multiestágio

5.4.1 Definição da separação entre rotores

Na Figura 5.17 é possível notar que o núcleo da esteira chega a seis diâmetros de rotor (6D). Para fins de comparação com o caso do rotor de pá plana, as primeiras modelagens foram realizadas utilizando esta separação. No entanto, os resultados apresentavam uma interferência entre o primeiro núcleo e a zona de estagnação do segundo rotor; por conseguinte, não existia ganho de eficiência.

No caso do rotor de pá plana, a extensão do núcleo chegou até 5D e certa estabilidade foi possível a partir de 6D; isto foi observado na distribuição da velocidade tangencial (vide Figura 5.14). Em outras palavras, a separação entre rotores (6D) foi 1D maior à extensão

máxima do núcleo observada nos contornos de velocidade (5D) (Figura 5.9). Para o rotor de pá com torção, os contornos de velocidade (vide Figura 5.17) apresentam um núcleo estendido até 6D. Aplicando a mesma análise, tenta-se a separação entre rotores de 7D.

5.4.2 Geometria e malha computacional

Com o incremento na distância entre rotores, o comprimento do volume de estudo mudou de treze para quatorze diâmetros de rotor (D). As demais dimensões foram conservadas sem alteração: 3D entre a superfície de entrada e o primeiro rotor, e 4D entre o segundo rotor e a superfície de saída. De novo, os arquivos da geometria foram importados no programa ANSYS® V14.0 ICEM CFD™ para a criação das superfícies principais.

Com os mesmos parâmetros de malha, foram criadas quatro malhas para realizar a análise do ganho de eficiência em função do ângulo de defasagem (0, 22,5, 45, 67,5 graus). O número de elementos esteve na faixa entre 3.038.790 (706926 nós) e 3.046.630 (708.179 nós). Nota-se o aumento no número de elementos devido ao comprimento maior do volume, assim como a presença da ogiva (vide Figura 5.22). As condições de contorno foram conservadas iguais.

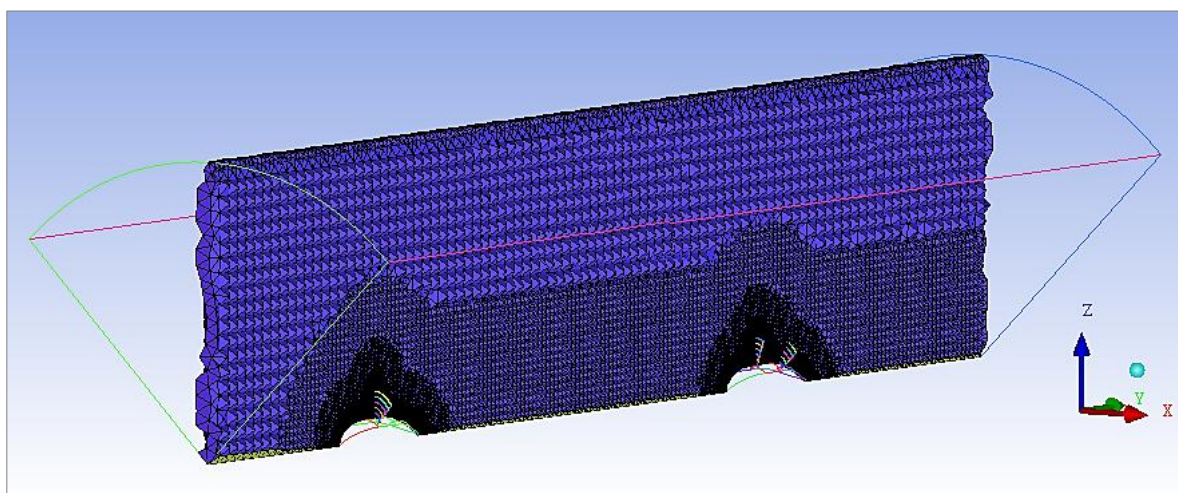


Figura 5.22 - Distribuição dos elementos da malha computacional no corte meridional para dois rotores de pá com torção.

5.4.3 Características de desempenho

Na operação multiestágio dos rotores melhorados o ganho de eficiência (ΔC_P), definido na Equação 4.5, resultou menor em comparação ao caso do rotor original (vide Figura 5.23). A faixa encontrada foi de 1,85-2,92% e corresponde também a um ângulo de 67,5 graus. Neste caso, as tendências são mais uniformes e com pouca inclinação. Portanto, em fluxo livre, rotores com alta solidez não obtêm um ganho significativo.

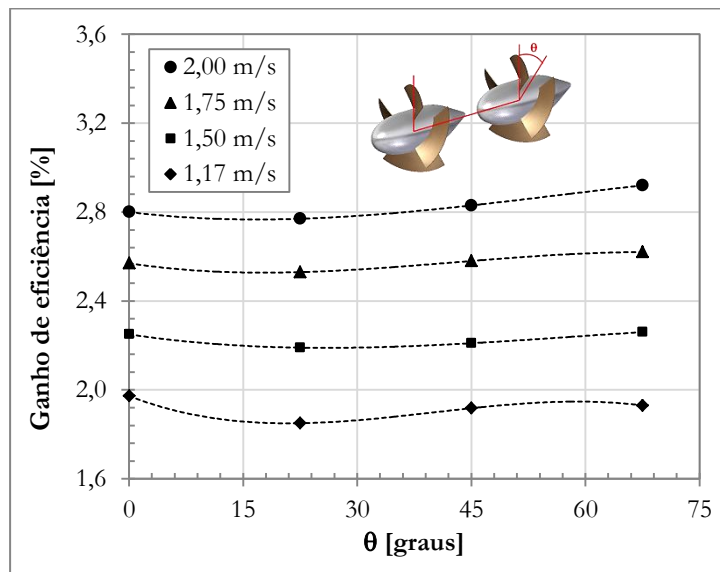


Figura 5.23 - Ganho de eficiência para dois rotores multiestágio de pá com torção em função do ângulo de defasagem para 6D.

Esta última afirmação estaria apoiada na teoria dos múltiplos discos atuadores, proposta por Newman (1986). A teoria considera a turbina sendo representada por vários discos colocados em série, analisando diferentes tubos de corrente em contato com cada disco (Figura 6.24). Também, assume-se que a separação entre discos não afeta a característica unidimensional do escoamento ideal, incluindo a interação da esteira com o rotor consecutivo.

A teoria apresenta validação experimental. Como resultado, Newman derivou a seguinte expressão para o coeficiente de potência (C_P) em função do número de rotores (n):

$$C_P = \frac{8N(N+1)}{3(2N+1)^2} \quad (5.44)$$

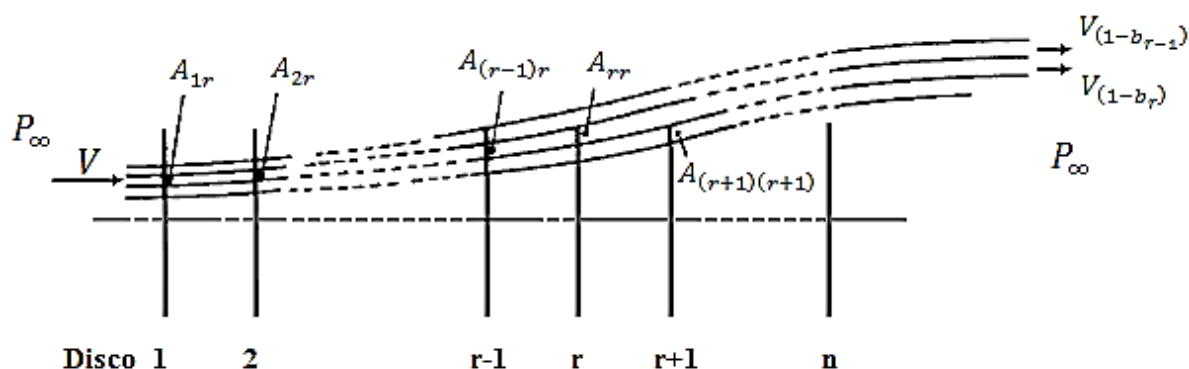


Figura 5.24 - Esquema geral da teoria dos múltiplos discos atuadores com algumas das variáveis consideradas nesse estudo. Nomenclatura: pressão do escoamento não perturbado (P_∞), velocidade incidente (V), área do disco (A), fator axial de saída (b).

Alguns valores calculados com a Equação 5.44 são apresentados na Tabela 5.3, incluindo o ganho de eficiência relativo e absoluto em função do número de rotores. Newman aponta que para um número elevado de rotores, o coeficiente de potência chega ao limite de $2/3$ ou 66,67%. Logo, o ganho de eficiência absoluto é de 13% em relação ao limite de Betz.

Note-se que com dois rotores, o ganho teórico resulta em 4,74%. O máximo ganho obtido nas modelagens computacionais é de 4,36% e 2,92% para ambos os rotores, de pá plana e com torção, respectivamente. Logo, o ganho obtido está por dentro dos limites teóricos.

Tabela 5.3 - Valores do coeficiente de potência baseados na teoria dos múltiplos discos atuadores de Newman (Equação 5.44).

Número de rotores (N)	C_p [%]	ΔC_p relativo [%]*	ΔC_p total [%]**
1	59,26	-	-
2	64,00	4,74	4,74
3	65,31	1,31	6,05
4	65,84	0,54	6,86
5	66,12	0,27	7,26

* Obtido em cada estágio com a adição do rotor.

** Acumulativo.

5.4.4 Análise da esteira

A Figura 5.25 apresenta os contornos da magnitude da velocidade no plano médio para uma velocidade de 2 m/s e um ângulo de defasagem de 67,5 graus. Observa-se que o núcleo do primeiro rotor interage com a região de estagnação do segundo. Seria adequado em futuros estudos, incluir o eixo de rotação comum a ambos os rotores para analisar a sua influencia na região da esteira. Assim, seria possível determinar uma separação mais dada às condições reais de operação, especialmente em fluxo confinado.

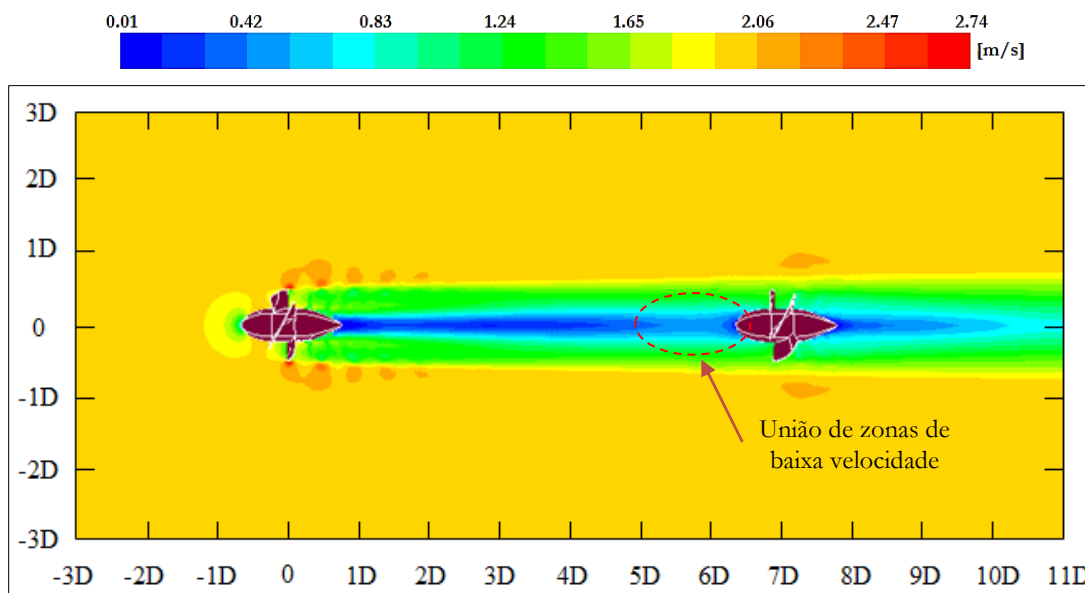


Figura 5.25 - Contornos da magnitude da velocidade no plano médio para $V = 2$ m/s e defasagem de 67,5 graus.

Percebe-se, pelas linhas de trajetória na Figura 5.26, que o escoamento incidente no segundo rotor também conserva o movimento rotatório dado pela esteira. Neste caso, o ganho de eficiência também é devido só à pequena parcela obtida do atrito com as pás do rotor. Por conseguinte, mesmo com um rotor mais hidrodinâmico, o ganho de eficiência é pequeno utilizando dois rotores iguais. Os valores do y^+ são apresentados no Apêndice D.

Mudar a geometria do segundo rotor pode ser uma opção, sempre que conserve o mesmo tipo de rotação, segundo os novos triângulos de velocidade. No entanto, isto pode incrementar os custos finais ou pode não resultar economicamente viável, segundo a validade da teoria dos múltiplos discos atuadores proposta por Newman (1986).

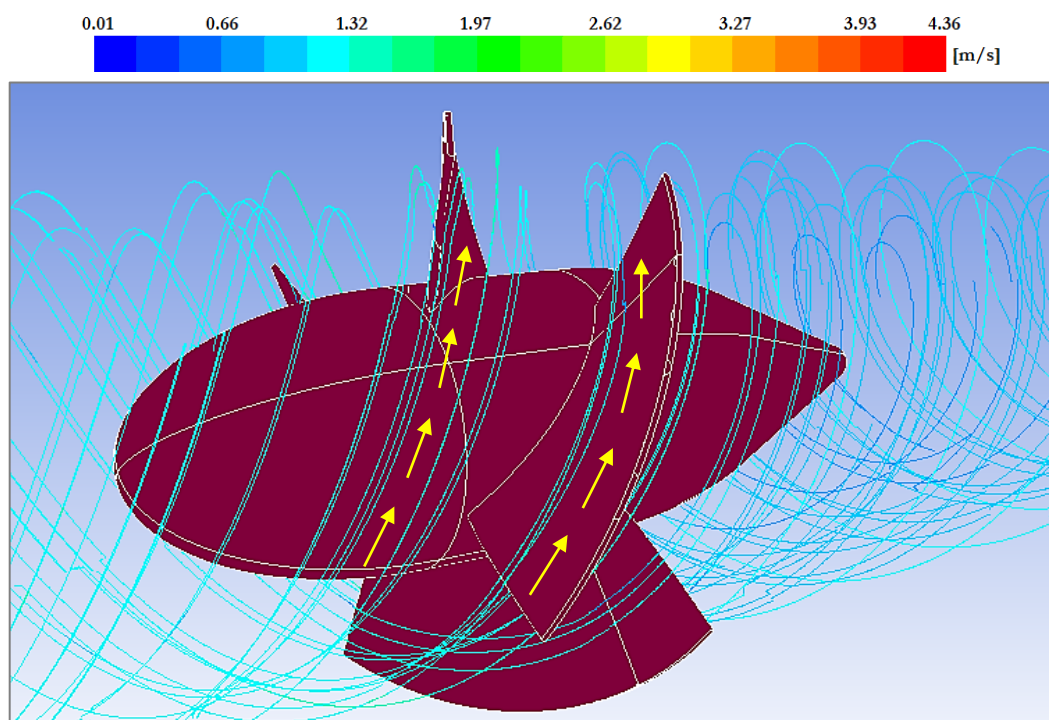


Figura 5.26. Linhas de trajetória na esteira do primeiro rotor acompanhando a geometria das pás do segundo rotor.

Capítulo 6

Conclusões e recomendações

Foram analisados dois tipos de rotor axial, um de pá plana e outro de pá com torção, como parte da chamada turbina hidrocínética multiestágio. Depois das diferentes modelagens numéricas utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional, é possível elaborar algumas conclusões importantes. Da mesma forma, são propostas algumas atividades como trabalhos futuros, visando direcionar melhor o processo de desenvolvimento do sistema estudado.

6.1 Conclusões

Neste estudo, a energia hidrocínética é apresentada como uma das fontes renováveis de interesse na atualidade. Os projetos mais relevantes se encontram reportados na Internet, especificamente em bases de dados de instituições que tratam diretamente o tema. Neste estudo, foram apresentadas duas: a primeira do Departamento de Energia dos Estados Unidos e a segunda do Acordo Governamental Internacional chamado de *Ocean Energy Systems*. A partir da informação fornecida, percebe-se que países que utilizam combustíveis fósseis na sua matriz elétrica já têm projetos de energia hidrocínética, como a China, Rússia e Austrália.

Na região da América do Sul, só cinco países (Argentina, Brasil, Colômbia, Equador e Peru) apresentam algum tipo de desenvolvimento tecnológico relacionado à energia hidrocínética. Tal desenvolvimento inclui a concepção de novo equipamento, ensaios experimentais, em laboratório e in situ, e a operação atual de poucas unidades utilizadas em geração descentralizada. Estes empreendimentos são de baixa potência em relação aos projetos realizados em países avançados.

Uma participação mais visível da energia hidrocínética na região, e até no próprio Brasil, seria imaginável com incentivos de tipo político e econômico. Em países desenvolvidos, especialmente nos Estados Unidos, estes mecanismos permitiram o desenvolvimento da tecnologia hidrocínética incluindo a determinação do potencial teórico, a otimização de rotores e demais componentes, e os estudos de impacto sobre a fauna subaquática.

Em relação às modelagens computacionais realizadas neste trabalho, a seleção da geometria e das condições de contorno em estado estacionário é suficiente para fornecer resultados coerentes com a teoria descrita para turbinas eólicas de fluxo livre. Assim, foi possível identificar que ambos os rotores apresentam características de desempenho próprias de rotores lentos ($\lambda < 3$) devido à alta solidez ($\Omega > 0,85$). Logo, o coeficiente de potência ideal é de 0,416, dado por Glauert (1935).

No caso do rotor de pá plana, os máximos coeficientes de potência e de torque foram de $C_P = 0.215$ ($\lambda = 1.202$) e $C_Q = 0.335$ ($\lambda = 0.291$), respectivamente. Em ausência de um sistema diretor, a geometria plana da pá favorece a aparição de zonas de recirculação no rotor, provocadas pela variação da velocidade periférica na direção radial e a baixa relação de cubo. As modelagens apresentam um núcleo de esteira amplo, prolongado entre cinco e seis diâmetros de rotor aproximadamente (1,5-1,8 m), onde a velocidade na linha média se recupera de forma independente da velocidade do escoamento incidente.

Em operação com duas unidades multiestágio em fluxo livre, a separação mínima entre rotores de pá foi determinada em seis diâmetros de rotor (1,8 m). O ganho de eficiência (coeficiente de potência) produzido em função do ângulo de defasagem esteve na faixa entre 3,75 – 4,36%, sendo máximo para 67,5 graus. Claramente este resultado é inferior ao ganho obtido em fluxo confinado, reportado nos ensaios experimentais como 23% para zero graus.

Esta diferença vem da influencia dos efeitos de parede, mencionados na literatura como os responsáveis de limitar o tamanho da esteira e ajudar à recuperação mais rápida da componente axial da velocidade. A relação de bloqueio, que deveria ser menor a 5%, esteve entre 34 e 41% nos ensaios experimentais. Por conseguinte, a separação entre dois rotores foi de 2,34 diâmetros de rotor (0,71 m) em comparação aos 6 diâmetros (1,8 m) em fluxo livre.

Para o rotor de pá com torção, os máximos coeficientes de potência e de torque aumentaram para a $C_P = 0,316$ ($\lambda = 1,215$) e $C_Q = 0,517$ ($\lambda = 0,291$), respectivamente, 0,1 menor do que o valor ideal de Glauert. Devido à alta solidez, estes valores máximos correspondem a velocidades específicas similares em comparação ao rotor de pá plana. Este

melhoramento foi o resultado da torção feita no projeto da pá, embora sem incluir perfil hidrodinâmico, assim como do incremento na relação de cubo de 0,267 para 0,458, dentro da faixa recomendada para rotores axiais (0,4-0,6).

O rotor produz na esteira um núcleo mais estreito, porém mais comprido: entre seis e sete diâmetros do rotor (1,8-2,1 m). Isto é devido ao tipo de separação do escoamento que ocorre desde uma superfície mais hidrodinâmica, representada pela ogiva. As regiões de separação ocorrem principalmente na ponta das pás e são produzidas por efeitos centrífugos. Portanto, é possível imaginar que tais efeitos, que limitam a interação entre o escoamento incidente e o rotor, podem diminuir se o rotor operasse dentro de uma carcaça.

Contudo, a separação do escoamento das pás diminui como resultado do aperfeiçoamento da geometria. A intensidade de turbulência foi reduzida de 27,49% para 13,88% na zona das pás, com um valor de 5% entre dois e três diâmetros de rotor (0,6-0,9 m) e um valor máximo de 10% a partir de cinco diâmetros (1,5 m). Isto indica que possivelmente, com certos efeitos de parede, um segundo rotor em fluxo confinado possa operar com um escoamento de menor intensidade de turbulência.

A recuperação da velocidade na linha média também ocorre de forma independente da velocidade de escoamento incidente, embora com uma taxa menor em comparação ao rotor de pá plana. Em oito diâmetros de rotor (2,4 m), a recuperação da velocidade atinge 61% e 46% no caso do rotor de pá plana e do rotor com torção, respectivamente. No entanto, a variação da velocidade dentro do núcleo é mais equilibrada para o rotor de pá com torção.

Em operação com duas unidades multiestágio, a separação mínima se incrementou até sete diâmetros de rotor (2,1 m). O ganho de eficiência produzido em função do ângulo de defasagem esteve na faixa entre 1,85 – 2,92%, máximo também para 67,5 graus. Este resultado, menor em comparação ao rotor de pá plana, deve-se a que o escoamento na esteira conserva o movimento rotativo e em sentido contrário imposto pela interação com o primeiro rotor. Como resultado, o escoamento incidente no segundo rotor é principalmente rotativo, logo, não se produz uma mudança significativa na quantidade de movimento.

Finalmente, a solidez influencia o desempenho de um rotor de fluxo livre. Um rotor de solidez alta, como ambas as geometrias estudadas, produz um alto torque e favorece que uma parte importante da energia do fluxo livre seja convertida em energia cinética rotacional na esteira. Se comparar os resultados das curvas $C_p - \lambda$ para os dois rotores com as curvas da equação de Glauert (Equação 3.22), nota-se que o arrasto reduz a velocidade específica.

6.2 Recomendações e trabalho futuro

O desenvolvimento do trabalho seguiu determinadas diretrizes para obter uma análise do projeto original e de uma proposta de aperfeiçoamento. No entanto, alguns aspectos ficaram por fora do escopo do estudo e podem representar opções de pesquisa no futuro, como parte do processo de desenvolvimento da turbina. Estas opções de exploração são descritas a seguir.

Para completar a análise do rotor de pá plana, pode-se incluir como variáveis as seguintes grandezas: o número de pás, a rotação de projeto, o ângulo de montagem da pá, a relação de cubo (dentro da faixa recomendada), a geometria da ogiva e o diâmetro externo. Isto pode ser realizado para condições de escoamento confinado devido ao ganho de eficiência obtido na operação multiestágio. No entanto, a velocidade específica deve ficar por baixo de 3, já que nesta condição o rotor não precisa de pás com geometrias especiais.

Para explorar as capacidades do rotor de pá com torção é conveniente realizar um estudo de otimização da pá. A função objetivo corresponderia à expressão do coeficiente de potência, mudando a relação corda/passo para encontrar a geometria e solidez apropriadas. O uso de perfis hidrodinâmicos seria opcional, porém é recomendado quando a velocidade específica seja maior de três. A solidez do rotor estaria em função do torque mínimo produzido pelas pás do rotor, dado pelos requerimentos do gerador elétrico. Finalmente, pode-se incluir também a otimização da geometria da ogiva ou o estudo de formas simplificadas.

Adicionalmente, devido a que rotores com alta solidez geram esteiras com alta energia cinética rotacional, pode-se estudar a inclusão de um distribuidor a jusante do primeiro rotor. Para o rotor de solidez apropriada, o projeto deste elemento fixo deve considerar a entrada do fluxo com o ângulo da velocidade absoluta na saída do rotor, e a saída com um ângulo que garanta a direção axial do fluxo para o segundo rotor. O distribuidor pode diminuir a energia disponível, porém o seu uso deve considerar velocidades maiores.

Se a Dinâmica de Fluidos Computacional é utilizada novamente, pode-se realizar uma avaliação dos resultados incluindo o eixo de rotação da turbina e variando o modelo de turbulência: $k-\epsilon$ para regime estacionário (para comparação com o $k-\omega$ SST), e LES ou DES para regime transitório. Neste último caso, é importante ressaltar a necessidade de computadores de melhor capacidade, já que corresponde a uma sucessão de modelagens onde cada uma representa uma pequena fração de segundo (Por exemplo, uma modelagem cada 0,05 segundos).

Ensaio experimentais poderiam ser realizados para validar modelagens computacionais ou explorar novas estratégias ou geometrias de rotor. O importante é contar com fluxo em condições controladas, determinando as condições do fluxo na entrada e saída da seção estudada. Isto pode incluir a medição do perfil de velocidades e do nível de turbulência. Em relação ao torque, sugere-se a medição direta utilizando um transdutor de torque, ao invés de outras opções cuja incerteza seja difícil de quantificar.

Referências

ADAMSKI, S. **Numerical Modeling of the Effects of a Free Surface on the Operating Characteristics of Marine Hydrokinetic Turbines**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia Mecânica, University of Washington, 2013, 142p.

AHMAD, M.; NOREZAM, S. **Exploring the Concept of Technology Management through Dynamic Capability Perspective**. International Journal of Business and Social Science, Vol.2, No.5, 2011, p.41-54.

ANDERSON, S. **The Tide-Energy Project Near the Mouth of the Amazon: a brief, illustrated overview**. Disponível no site: <www.globalcoral.org/Tide_Energy_Overview_English.doc>. Acesso: 01 Junho 2014.

ANSYS® FLUENT™, Academic Research, Release 14 (a). **Introductory Fluent training: Moving zones**. Help System, 2011, Ansys Inc.

ANYI, M.; KIRKE, B. **Hydrokinetic turbine blades: Design and local construction techniques for remote communities**. Energy and Sustainable Development, Vol. 15, 2011, p. 223-230.

APROTEC. **Turbinas de rio**. Disponível no site: <<http://www.aprotec.com.co/pages/Aqua.html>>. Acesso: 08 Janeiro 2015.

ARAKERI, V. **Fluid flow studies in water tunnels**. Current Science, Indian Academy of Sciences, Vol. 50, No.1. 1990.

ATLANTIS RESOURCES. **Projects: Mundra, Gujarat, India**. Disponível no site: <<http://atlantisresourcesltd.com/projects/india.html>>. Acesso: 05 Janeiro 2015.

BAHAJ, A. **Generating Electricity from the oceans**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol. 15, 2011, p.3399-3416.

BAHAJ, A.; MYERS, L. **Shaping array design of marine current energy converters through scaled experimental analysis**. Energy, Vol.59, 2013, p.83-94.

BAHAJ, A.; MOLLAND, A.; CHAPLIN, J.; BATTEN W. **Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank**. Renewable Energy, Vol. 32, 2007, p.407-426.

BARDELLI de ROSSI, C. **Desenvolvimento de um protótipo de um grupo gerador hidrocínético denominado “PORAQUÊ” para fins de geração de energia elétrica**. Relatório técnico, Associação Pró-Energias Renováveis – APROER, 2009.

BEDARD, R.; PREVISIC, M.; SIDDIQUI, O.; HAGERMAN, G.; ROBINSON, M. **Final survey and characterization tidal in stream energy conversion (TISEC)**. Technical Report EPRI-TP-004 NA (California ,USA, 9 November 2005) (EPRI Electric Power Research Institute Inc. EPRI).

BETZ, A. **Das maximum der theoretisch möglichen Ausnutzung des Windes durch Windmotoren Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen**. 1920.

BÓDIS, K.; MONFORTI, F.; SZABÓ, S. **Could Europe have more mini hydro sites? A suitability analysis based on continentally harmonized geographical and hydrological data**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.37, 2014, p.794–808.

BRAN, R.; SOUZA Z. **Máquinas de fluxo: Turbinas, bombas e ventiladores**. Rio de Janeiro: AO Livro Técnico S.A., 1984, 262p.

BRASIL JUNIOR, A.; VAN ELS, R.; SALOMON, L.; OLIVEIRA, T.; RODRIGUES, A.; FERREIRA, W. **Turbina hidrocínética Geração 3**. IV Congresso de Inovação Tecnológica em Energia Elétrica (Araxá: Brasil, 19-21 Novembro 2007).

CAF – BANCO DE DESARROLLO DE AMÉRICA LATINA. **CAF promueve la generación de soluciones tecnológicas patentables**. Disponível no site: <<http://www.caf.com/es/actualidad/noticias/2014/09/caf-promueve-la-generacion-de-soluciones-tecnologicas-patentables>>. Acesso: 03 Janeiro 2015.

CAYO, J. **Acceso universal a la energía eléctrica: Lecciones de Europa para América Latina**. Congreso Internacional sobre el Acceso Universal a los Servicios Públicos de Energía (Lima: Perú, 30-31 Mayo 2013).

COLBY, J.; ADONIZIO, M. **Hydrodynamic analysis of kinetic hydropower arrays**. Waterpower XVI, Vol. 204, 2009, 15p.

DE CASTRO E CASTRO, N. **Revisão taxonômica de Electrophorus Gill, 1864 (Gymnotiformes, Gymnotidae) com descrição de quatro espécies novas**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Programa de Pós-Graduação em Zoologia, Belém, 2010, 82 p.

ECHEVERRIA, L.; LEÃO, N. **A favor da correnteza**. Darcy: Revista de Jornalismo Científico e Cultural da Universidade de Brasília, No.12, Agosto-Setembro 2012, p.44-47.

EERE – Office of Energy Efficiency & Renewable Energy. **Energy Department Announces \$8 Million to Develop Advanced Components for Wave, Tidal, and Current Energy Systems**. Disponível no site: <<http://energy.gov/eere/articles/energy-department-announces-8-million-develop-advanced-components-wave-tidal-and>>. Acesso: 06 Janeiro 2015.

ELECTRICIDAD. **Experiencia canadiense en energía de las corrientes de ríos podría importarse a Chile**. Disponível no site: <<http://www.revistaei.cl/2014/11/06/experiencia-canadiense-en-energia-de-las-corrientes-de-los-rios-podria-importarse-chile/>>. Acesso: 08 Janeiro 2015.

ENERGY4AFRICA. **Hydro Alternative Energy announces Hydrokinetic Energy project in Durban, South Africa**. Disponível no site: <<http://energy4africa.info/za/news/viewnews.php?ID=658>>. Acesso: 05 Janeiro 2015.

EPE – EMPRESA DE PESQUISA ENERGÉTICA (BRASIL). **Balanco Energético Nacional 2014, Ano base 2012**. Rio de Janeiro: EPE, 2014.

EPO – EUROPEAN PATENT OFFICE. **Search by inventor: George Tonchev**. Disponível no site: <http://worldwide.espacenet.com/searchResults?bookmarkedResults=true&submitted=true&DB=EPODOC&locale=en_ep&sf=a&PGS=10&locale=en_EP&ST=advanced&IN=Georgi%20Tonchev>. Acesso: 13 Janeiro 2015.

EQUIMAR. **EquiMar Project 2011**. Disponível no site: <<http://www.equimar.org/>>. Acesso: 06 Janeiro 2015.

ELETRONORTE. **Parques hidrelétricos hidrocinéticos fluviais são tema de seminário**. <<http://www.eletronorte.com/elb/data/Pages/LUMISEB7EA1A1ITEMID8BF5B06B934B46CA96F75E42935C4A2DPTBRIE.htm>>. Acesso: 14 Novembro 2014.

ESDU Data Memorandum 80024. **Blockage corrections for bluff bodies in confined flows.** Royal Aeronautical Society, November 1998.

ESPINOSA, A. **Desenvolvimento de uma Metodologia para o Projeto Aerodinâmico de Rotores Axiais Reversíveis de Ventiladores de Jato de Túneis Rodoviários.** Dissertação (Mestrado em Dinâmica dos Fluidos e Máquina de Fluxo) - Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, Itajubá, 2013, 112 p.

FEDETA – FUNDACIÓN ECUATORIANA DE TECNOLOGIA APROPIADA, “Turbinas de rio”, disponível no site: <http://fedeta.org/web/index.php?option=com_content&task=view&id=54&Itemid=54>, acesso 03 Janeiro 2015.

FELIZOLA, E.; MAROCCOLO, J.; FONSECA, M. **Identificação de áreas potenciais para implantação de turbina hidrocinética através da utilização de técnicas de geoprocessamento.** XIII Simpósio Brasileiro de Sensoramento remoto (Florianópolis: Brasil, 21-26 Abril 2007), INPE, p.2549-2556.

FERNANDEZ, P. **Energía Eólica.** Santander (España): Servicio Publicaciones E.T.S.I. Industriales y T.), 1993.

FERREIRA, F. **Experiencia Regional sobre Electrificación Rural y Generación Distribuida.** IV Seminario Latinoamericano y del Caribe de Electricidad – ELEC (Lima: Perú, 22-23 Septiembre, 2014).

GASCH, R.; TWELE, J. **Wind Power Plants.** Solarpraxis: Berlin, Germany, 2002.

GLAUERT, H. **The Analysis of Experimental Results in the Windmill Brake and Vortex Ring States of an Airscrew.** Reports and Memoranda, No. 1023, 1926.

GLAUERT, H. **Aerodynamic Theory (Durand, W, ed.).** Capítulo XI, Berlin: Springer Verlag, 1935.

GORBAN, A.; GORLOV, A.; SILANTYEV, V. **Limits of the Turbine Efficiency for Free Fluid Flow.** Journal of Energy Resources Technology, Vol. 123, No. 4, 2001, p.311-317.

GRUBER, T. **Experimental Analysis of an Energy Self Sufficient Ocean Buoy Utilizing a Bi-Directional Turbine.** Dissertação de Mestrado, Massachusetts Institute of Technology, Engenharia Mecânica, Cambridge, 2012, 75p.

GÜNEY, M.; KAYGUSUZ. **Hydrokinetic energy conversion systems: A technology status review.** Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.14, 2010, p.2296-3004.

HALLIN MARINE SUBSEA INTERNATIONAL LTD. **Hallin installs world's largest subsea tidal turbine.** Disponível no site: <<http://www.hallinmarine.com/2010/09/hallin-installs-worlds-largest-subsea-tidal-turbine/>>. Acesso: 15 Janeiro 2015.

HANSEN, M. **Aerodynamics of Wind turbines.** Earthscan: Padstow, 2008, 181p.

HARDWOOD, J.(a) **Comparação de três rotores feitos localmente com eixos em diferentes dimensões extraindo energia cinética hidráulica dos rios amazônicos.** Acta Amazônica, Vol.10 (1), 1980, p.167-177.

HARDWOOD, J.(b). **Protótipo de um Cata-Água que gera 1 kW de eletricidade.** Acta Amazônica, Vol.15 (3), 1985, p.403-412.

HARDWOOD, J.; ALMEIDA, R. **Bomba acionada por um rotor Savonius submerso.** Acta Amazônica, Vol.12 (3), 1982, p.639-648.

HARDWOOD, J.; SIQUEIRA, R. **Bomba com braço oscilante acionada por correnteza de rios.** Acta Amazônica, Vol.22 (3), 1992, p.421-436.

HARRISON, M; BATTEN, W; MYERS, L; BAHAI, A, “A comparison between CFD simulations and experiments for predicting the far wake of horizontal axis tidal turbines”, IET Renewable Power Generation, 2010, p.566-575.

HAU, E. **Wind turbines: Fundamentals, technologies, application, economics.** Springer: Berlin, 2006, 879p.

HE, M.; WANG, C.; CHANG, X.; HUANG, S. **Analysis of a propeller wake flow field using viscous fluid mechanics.** Journal of Marine Science and Application, Vol.11 (3), 2012, p.295-300.

HGE – Hydro Green Energy(a). **Circumferential hydrokinetic generator.** Disponível no site: <<http://www.hgenergy.com/hydro/circumferential-hydrokinetic-generator-2002.html>>. Acesso: 07 Janeiro 2015.

HGE – Hydro Green Energy(b). **Our Projects: Latin America.** Disponível no site: <<http://hgenergy.com/index.php/projects/latin-america/>>. Acesso 07 Janeiro 2015.

HUANG, R. **Encyclopedia of energy.** Amsterdam: Elsevier; 2004.

HYDROWORLD. **DOE awards millions for marine and hydrokinetic energy technology.** Disponível no site: <<http://www.hydroworld.com/articles/2010/09/doe-awards-37-million.html>>. Acesso: 06 Janeiro 2015.

IBARRA, G.; PALACIOS, J. **Criterios de diseño para un túnel de agua de bajo costo.** Ingeniería y Competitividad, Vol. 15 (1), p.139-149.

IIASA – INTERNATIONAL INSTITUTE FOR APPLIED SYSTEMS ANALYSIS. **Global Energy Assessment: Toward a Sustainable Future.** Cambridge: Cambridge University Press, 2012, 118p.

INPI – INSTITUTO NACIONAL DE PROPRIEDADE INTELECTUAL (BRASIL). **Patentes, desenhos industriais, contratos, programas de computador, indicações geográficas.** Revista da Propriedade Industrial No. 1932, Seção I, 2008, 148p.

JENKINS, N.; BURTON, T.; SHARPE, D.; BOSSANYI, E. **Wind Energy Handbook.** New York: John Wiley & Sons, Inc., 2001, 642p.

JO, C.; LEE, J.; RHO, Y.; LEE, K. **Performance analysis of a HAT tidal current turbine and wake flow characteristics.** Renewable Energy, Vol. 65, 2014, p.175-182.

JOHANSEN, J.; SORENSEN, N.; MICHELSEN, J.; SCHRECK, S. **Detached-eddy simulation of flow around the NREL phase VI blade.** Wind Energy, Vol.5, 2002, p.185–197.

JOHNSON, J.; PRIDE, D. **River, Tidal and Ocean Current Hydrokinetic energy technologies: Status and Future opportunities in Alaska.** Technical Report by Alaska Center for Energy and Power, 2010, 32p.

JRC – JOINT RESEARCH CENTRE. **Travel time to major cities: A global map of Accessibility.** Disponível no site: <<http://bioval.jrc.ec.europa.eu/products/gam/sources.htm>> Acesso: 05 Novembro 2013.

KHALIL, T. **Management of Technology: The Key to Competitiveness and Wealth Creation.** Boston: McGraw-Hill, 2000, 483 p.

KANG, S.; BORAZJANI, I.; COLBY, J.; SOTIROPOULOS, F. **Numerical simulation of 3D flow past a real-life marine hydrokinetic turbine.** Advances in Water Resources, Vol.39, 2012, p.33-43.

KHAN, M.; BHUYAN, G.; IQBAL M.; QUAICOE, J. **Hydrokinetic energy conversion systems and assessment of horizontal and vertical axis turbines for river and tidal application: a technology status review.** Applied Energy, Vol. 86, 2009, p.1823–3535.

KOLEKAR, N.; HU, Z.; BANERJEE, A.; DU, X. **Hydrodynamic Design and Optimization of Hydrokinetic Turbines using a Robust Design Method**. Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium METS13 (Washington, D.C., EEUU, 10-11 Abril 2013).

KUSAKANA, K. **Feasibility analysis of river off-grid hydrokinetic systems with pumped hydro storage in rural applications**. Energy Conversion and Management, Vol.96, 2015, p.352 -362.

LAGO, L.I.; PONTA, F.L.; CHEN, L. **Advances and trends in hydrokinetic turbine systems**. Energy for Sustainable Development, Vol.14, 2010, p.287 - 296.

LEAP CFD TEAM. **Tips & Tricks: Convergence and Mesh Independence Study**. Disponível no site: <<http://www.computationalfluidynamics.com.au/convergence-and-mesh-independent-study/>>. Acesso: 28 Novembro 2014.

LEE, J.; PARK, S.; KIM, D.; RHEE, S.; KIM, M. **Computational methods for performance analysis of horizontal axis tidal stream turbines**. Applied Energy, Vol.98, 2012, p.512-523.

LIU, Y.; PACKKEY, D. **Combined-cycle hydropower systems – The potential of applying hydrokinetic turbines in the tailwaters of existing conventional hydropower stations**. Renewable energy, Vol.66, 2014, p.228-231.

LYON, C.; BROEREN, A.; GUIGUÈRE, P.; GOPALARATHNAM, A.; SELIG, S. **Summary of Low-Speed Airfoil Data**. SoarTech Publications: Virginia Beach, 1997, 418p.

MANZANARES, N. **Apostilha: Mecânica dos Fluidos I**. Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 45 p, 2006.

MANZANARES, N.; RIOS, J.; RAMIREZ, R.; ALBUQUERQUE, R. **Apostilha: Teoria da Asa de Sustentação Aplicada às Máquinas de Fluxo**. Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 24 p, 2006.

McDONOUGH, J. **Introductory lectures on turbulence: Physics, mathematics and modeling**. Department of Mechanical Engineering and Mathematics, University of Kentucky, 2007, 174p.

MENTER, F.R.; KUNTZ, M.; LANGTRY, R. **Ten years of industrial experience with the SST turbulence model**. Turbulence, heat and mass transfer, Vol.4, 2003, p.625-632.

MINESTO COMPANY. **Ocean Energy**. Disponível no site: <<http://minesto.com/ocean-energy/>>. Acesso: 07 Novembro 2014.

MININ, I.; MININ, O. **Computational Fluid Dynamics Technologies and applications**. Croatia: InTech, 2011, 396p.

MOVIDO A VENTO. **Turbina/Usina/Estação/Posto TNVFAC TNVAC movidas por água corrente**. Disponível no site: <<http://www.movidoavento.com/>>. Acesso 10 Setembro 2014.

MUNSON, B.; YOUNG, D.; OKIISHI, T. **Fundamentals of Fluid Mechanics**. New York: John Wiley & Sons, Inc., 2002, 328p.

MYCEK, P.; GAURIER, B.; GERMAIN, G.; PINON, G.; RIVOALEN, E. **Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behavior. Part II: Two interacting turbines**. Renewable Energy, Vol.68, 2014, p.876–892.

MYERS, L.; BAHAI A. **Wake studies of a 1/30th scale horizontal axis marine current turbine**. Ocean Engineering, Vol.34, 2007, p.758–762.

NEWMAN, B.G. **Multiple Actuator-Disc Theory for Wind Turbines**. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, Vol.24, 1986, p.215-225.

NISHINO, T.; WILLDEN, R. **Effects of 3-D channel blockage and turbulent wake mixing on the limit of power extraction by tidal turbines**. International Journal of Heat and Fluid Flow, Vol.37, 2012, p.123–135.

NOGUEIRA, M.; PERRELLA, J. **Hydropower recovery in water supply systems: Models and case study**. Energy Conversion and Management, Vol.84, 2014, p.414–426.

NRC – NATURAL RESOURCES CANADA. **Micro Hydro-power systems: A buyer's guide**. Disponível no site: <<http://www.nrcan.gc.ca/energy/publications/sciences-technology/renewable/6487>>. Acesso: Dezembro 12 2013.

OERTEL, H. **“Prandtl's Essentials of Fluid Mechanics”**. New York: Springer-Verlag Inc., 2004, 723p.

OES – OCEAN ENERGY SYSTEMS. **GIS Map: Offshore Installations Worldwide**. Disponível no site: <<http://www.ocean-energy-systems.org/>>, Acesso: Janeiro 10 2015.

OLIVEIRA, W. **Apostilha: Teoria das Turbomáquinas, Capítulo 1: Generalidades sobre turbomáquinas**. Instituto de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Itajubá, 14 p, 2006.

OpenEI – Open Energy Information. **Marine and Hydrokinetic Technology Database**. Disponível no site: <http://en.openei.org/wiki/Marine_and_Hydrokinetic_Technology_Database>. Acesso: Janeiro 10 2015.

PFLEIDERER, C.; PETERMANN, H. **Máquinas de fluxo**. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos – Editora S.A., 1979, 454p.

PONTA, R.; SHANKAR, G. **An improved vertical-axis water-current turbine incorporating a channelling device**. Renewable Energy, Vol.20, 2000, p.223–241.

RED – RENEWABLE ENERGY DEVELOPMENT. **Tidal Power | Uldolmok Power Plant Completed**. Disponível no site: <<http://renewableenergydev.com/tidal-power-uldolmok-power-plant-completed/>>. Acesso: 07 Novembro 2014.

RENEWABLE ENERGY WORLD MAGAZINE. **Run-of-River Hydropower market worth \$1.4 Billion in 10 years, says expert**. Disponível no site: <http://digital.renewableenergyworld.com/renewableenergyworld/20140506?sub_id=CQpy6O21mfcy#pg2>. Acesso: 08 Janeiro 2015.

RIVAS, S. **Propuestas y Estrategias de Cooperación para el Desarrollo y Acceso Sostenible a la Energía**. IX Foro de Integración Energética Regional (San Salvador, El Salvador, 3-4 May 2014).

ROMERO, P.; RICHMOND, M. **Simulating blade-strike on fish passing through marine hydrokinetic turbines**. Renewable Energy, Vol.71, 2014, p.401-413.

ROSS, I. **Wind tunnel blockage corrections: an application to vertical-axis wind turbines**. Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeroespacial) - Escola de Engenharia, Dayton University. Dayton, 2010, 115 p.

SALE, D.; JONKMAN, J.; MUSIAL, W. **Hydrodynamic optimization method and design code for stall-regulated hydrokinetic turbine rotors**. ASME 28 International Conference on Ocean, Offshore and Arctic Engineering (Honolulu: USA, 11 May – 5 June 2009), (National Renewable Energy Laboratory, NREL/CP-500-45021) pp 1–17.

SANDERSE, B. **Aerodynamics of Wind Turbine Wake: Literature review**. Energy Research Centre of the Netherlands, Report ECN-E--09-016, 2009, 46p.

SCHLEICHER, W.; RIGLIN, J.; KRAYBILL, Z.; OZTEKIN, A. **Design and simulation of a micro hydrokinetic turbine**. Proceedings of the 1st Marine Energy Technology Symposium METS13 (Washington, D.C.: USA, April 10-11, 2013).

SCHOBEIRI, M. **Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance**. Springer-Verlag: Berlin Heidelberg, 2005, 522p.

SCHUBEL, P.; CROSSLEY, R. **Wind Turbine Blade Design**. Energies, Vol.5, 2012, p.3425-3449.

SMIRNOV, P.; MENTER, F. **Sensitization of the SST Turbulence Model to Rotation and Curvature by Applying the Spalart-Shur Correction Term**. Journal of Turbomachinery, Transactions ASME, Vol.131 (4), 2009, 040410.

SOLUCIONES PRÁCTICAS. **Innovación e Investigación en Tecnologías de Energías Renovables (IITER)**. Disponível no site: <<http://www.solucionespracticas.org.pe/innovacion-e-investigacion-en-tecnologias-de-energias-renovables-iiter>>. Acesso: 03 Janeiro 2015.

SOUZA, Z. **Projeto de Máquinas de Fluxo: Tomo IV, turbinas Hidráulicas com rotores tipo axiais**. Acta: Minas Gerais, 2011, 152p.

SOUZA, Z.; HENRIQUES, A.; BORTONI, E. **Centrais Hidrelétricas: Implantação e comissionamento**. Editora Interciência: Rio de Janeiro, 2009, 520p.

SPERA, D. **Wind Turbine Technology (Editor): Fundamental concepts of wind turbine engineering**. ASME Press: New York, 2009, 835p.

STELZENMULLER, N. **Marine Hydrokinetic Turbine Array Optimization and Wake Characteristics**. The 66th Annual Meeting of American Physical Society (APS) (Pittsburg: USA, 24-26 November 2013).

TENNEKES, H.; LUMLEY, J. **A first course in turbulence**. The MIT Press: Cambridge, 1994, 300p.

TIAGO, G. SOUZA, Z.; BARDELLI, C.; MAMBELI, R.; BRAGA, F. **Poraquê hydrokinetic turbine**. IOP Conference Series: Earth and Environment Science, Vol.12, No.1, 2010, 13p.

TIAGO, G.; BRAGA, F.; MAMBELI, R.; GUIMARÃES, L.; PASSOS, B. **Development of a hydrokinetic device for the generation of electricity suitable for low-speeds Hidropólio®**, IOP Conference Series: Earth and Environment Science, Vol.12, No.1, 2010, 9p.

TONCHEV. **Hydrokinetic Power Plants with Submerged JET Turbines**. Disponível no site: <<http://www.tonchev.org/videohydrokinetic.html>>. Acesso: 15 Dezembro 2014.

TONIOLO, H.; DUVOY, P.; VANLESBERG, S.; JOHNSON, J. **Modelling and field measurements in support of the hydrokinetic resource assessment for the Tanana river at Nenana, Alaska**. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part A, Journal of Power and Energy, Vol.224, 2010, p.1127-1139.

UNIVERSITY OF AUCKLAND, Faculty of Engineering. **Our research (Energy): Improving the performance of wind farms.**, disponível no site: < <http://www.engineering.auckland.ac.nz/en/about/our-research/energy-research/wind-farm-performance.html>>. Acesso: 06 Agosto 2014.

UNCUYO – Universidad Nacional de Cuyo. **Probaron una turbina hidrocínética que producirá energía renovable**. Disponível no site: <<http://www.uncu.edu.ar/probaron-una-turbina-hidrocinetica-para-producir-energia-renovable>>. Acesso: 04 Janeiro 2015.

VAN ELS, R.; OLIVEIRA, C.; DIAS, A.; BALDUINO, L. **Hydrokinetic propeller type turbine for the electrification of isolated householders or community and social end-users**. Proceedings of COBEM 2003 (São Paulo: Brazil, 10-14 November 2003).

VENNELL, R. **Exceeding the Betz limit with tidal turbines**. Renewable Energy, Vol.55, 2013, p.277–285.

VENNELL, R.; FUNKE, S.; DRAPER, S.; STEVENS, C.; DIVETT, T. **Designing large arrays of tidal turbines: A synthesis and review**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.41, 2015, p.454-472.

VERMAAK, H.; KUSAKANA, K.; KOKO, S. **Status of micro-hydrokinetic river technology in rural applications: A review of literature**. Renewable and Sustainable Energy Reviews, Vol.29, 2014, p.625–633.

VERMEER, L.; SÓRENSEN, J.; CRESPO, A. **Wind turbine wake aerodynamics**. Progress in Aerospace Sciences, Vol.39, 2003, p.467-510.

VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. **An introduction to Computational Fluid Dynamics**. Pearson Prentice Hall: Harlow, 2007, 503p.

VRIES, O. **Fluid Dynamic aspects of Wind Energy conversion**. National Aerospace Laboratory NLR (Países Baixos), AGARD-AG.243, 1979, 150 p.

WANG, F.; BAI, L.; FLETCHER, J.; WHITEFORD, J.; CULLEN, D. **Development of small domestic wind turbine with scoop and prediction of its annual power output**. Renewable Energy, 33, 2008, p.1637-1651.

WEDAM, G.; KELLNER, R.; BRAUNSHOFER, R. **Innovative hydropower development in an urban environment**. 19th World Energy Congress (Sydney: Australia, September 5-9, 2004).

WERLE, M. **Wind Turbine Wall-Blockage Performance Corrections**. Journal of Propulsion and Power, Vol.26 (6), 2010, p. 1317-1321.

WHITE, F. **Fluid Mechanics**, McGraw-Hill: Boston, 2002, 826p.

WHITE, M.A.; BRUTON, G.D. **The Management of Technology and Innovation: A Strategic Approach**. Canada: Thomson South-Western, 2007, 416p.

WILCOX, D. **Turbulence modeling for CFD**. DCW Industries Inc.: Chicago, 1998, 460p.

WILSON, R.E.; LISSAMAN, P.B.S. **Applied Aerodynamics of Wind Power Machines**. Oregon State University: Estados Unidos, 1974, 109p.

WILSON, R.E.; LISSAMAN, P.B.S.; WALKER, S.N. **Aerodynamic Performance of Wind Turbines**. U.S. Department of Energy, ERDA/NSF/04014-7611, 1976.

WU, B.; ZHANG, X.; CHEN, J.; XU, M.; LI, G. **Design of high-efficient and universally applicable blades of tidal stream turbine**. Energy Vol.60, p. 187-194.

YAVUZ, T.; KOÇ, E. **Performance analysis of double blade airfoil for hydrokinetic turbine applications**. Energy Conversion and Management, Vol.63, p.95-100.

ZAIDI, M.; UDDIN, A.; ADEEL, A.; AHMED, S. **Numerical simulations of hydrokinetic turbine for power generation**. Proceedings of International Conference on Energy and Sustainability (Karachi: Pakistan, April 27th 2013) (NED University of Engineering & Technology).

Apêndice A

Teoria do disco atuador de Betz

Apresentada em 1926 por Albert Betz, é uma teoria simples que define a máxima energia aproveitável para sistemas de extração de energia cinética. O escoamento no plano do disco é rotacional e viscoso, mas não é considerado nesta primeira abordagem. A análise considera as seguintes suposições:

- Escoamento ideal na região de entrada e de saída: incompressível, irrotacional, uniforme e não viscoso;
- As constantes de Bernouilli são diferentes para cada linha de corrente entre na entrada e saída, devido à energia transferida ao disco;
- Incremento e decremento gradual da pressão;
- Continuidade da velocidade através do disco;
- Número infinito de pás.

A Figura A.1 apresenta o volume de controle da análise (Hau, 2006):

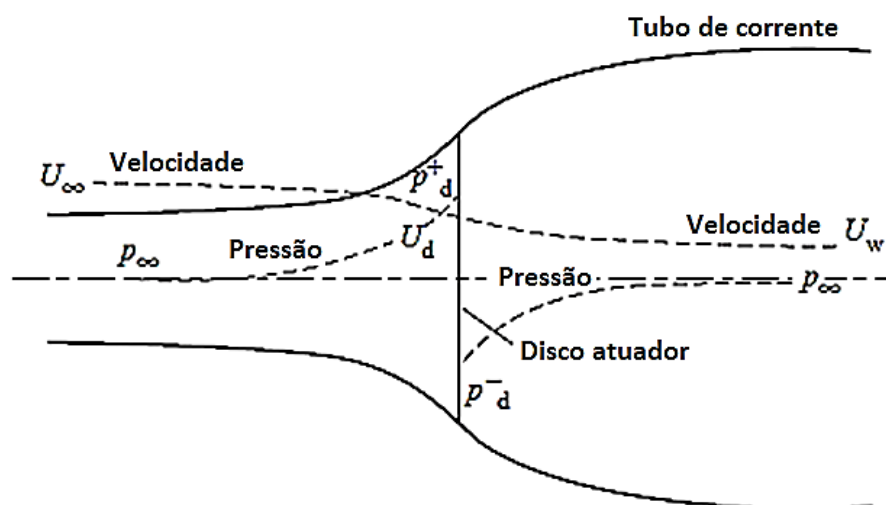


Figura A.1 - Volume de controle e grandezas envolvidas na análise de Betz

Considera-se um tubo de corrente para definir o volume de controle que é atravessado pelo escoamento analisado (Figura A1). Na região da entrada o escoamento tem uma velocidade e pressão definidas como U_∞ e P_∞ respectivamente, mas quando avança experimenta uma diminuição na velocidade (U_d) pela presença do disco.

Isto gera o aumento de duas quantidades: a área da seção do tubo de corrente para respeitar a conservação da massa, e da pressão (P_d^+) para equilibrar a conservação da energia (devido à diminuição na energia cinética e sem extração de trabalho até esse instante).

O aumento na pressão permite a extração de energia no plano do disco, mas o valor da pressão desce imediatamente na zona posterior (P_d^-) enquanto a velocidade continua diminuindo de forma gradual (U_w), o que também acontece com a energia cinética. Da mesma maneira, a redução na velocidade obriga um aumento da seção do tubo de corrente e da pressão (P_∞).

Essas duas condições, de baixa pressão e velocidade, são características da região conhecida como a *esteira*. Finalmente, esta teoria convencional também considera que na região longe e posterior à estela há uma interação entre o escoamento livre e aquele do tubo de corrente, fazendo que a velocidade volte ao seu valor inicial (U_∞).

$$\rho A_\infty U_\infty = \rho A_d V_d = \rho A_w U_w \quad (\text{A.1})$$

O fluxo mássico no plano do disco:

$$\dot{m}_d = \rho \dot{V} = \rho(A_d U_d) \quad (\text{A.2})$$

Com $v_1 = v_\infty$ e $v_4 = U_w$. Quando o escoamento atravessa o tubo de corrente apresenta uma taxa de mudança no momentum. A equação da aplicada na entrada e saída do tubo de corrente:

$$T = \dot{m}v_1 - \dot{m}v_4 = \dot{m}(v_1 - v_4) \quad (\text{A.3})$$

A força T que produz essa mudança no momentum é devida à diferença de pressão no disco ($P_d^+ - P_d^-$). Primeiro, aplica-se a equação da energia (Bernouilli) entre os planos 1-2 e 3-4 para conhecer os valores da pressão (vide Figura A1).

$$P_1 + \frac{\rho}{2}v_1^2 + \rho gh_1 = P_2 + \frac{\rho}{2}v_2^2 + \rho gh_2 \quad ; \quad \text{Com } P_2 = P_d^+ \quad (\text{A.4})$$

$$P_3 + \frac{\rho}{2}v_3^2 = P_4 + \frac{\rho}{2}v_4^2 \quad ; \quad \text{Com } P_3 = P_d^- \quad e \quad h_1 = h_2 \quad (\text{A.5})$$

E calcula-se a diferença de pressão como:

$$\Delta P_{2-3} = \left(P_1 + \frac{\rho}{2}v_1^2 - \frac{\rho}{2}v_2^2 \right) - \left(P_4 + \frac{\rho}{2}v_4^2 - \frac{\rho}{2}v_3^2 \right) \quad (\text{A.6})$$

$$\Delta P_{2-3} = \frac{\rho}{2}v_1^2 - \frac{\rho}{2}v_4^2 \quad ; \quad \text{Com } P_1 = P_4 = P_o \quad e \quad v_2 = v_3 = U_d \quad (\text{A.7})$$

E a força de empuxo (T) exercida por essa diferença de pressão:

$$T = \Delta P_{2-3} A_r = \frac{\rho}{2} A_r (v_1^2 - v_4^2) \quad (\text{A.8})$$

A força máxima seria máxima se a velocidade na saída fosse nula, não entanto, isso não teria um significado físico quando se trata de um escoamento contínuo. Por essa razão continua-se a análise igualando para a força T (equações A3 y A4), substituindo o fluxo mássico no disco $\dot{m}_d$ (equação A2) para obter a velocidade no plano do disco:

$$T = \frac{\rho}{2} A_r (v_1^2 - v_4^2) = (\rho A_d U_d) (v_1 - v_4) \quad (\text{A.9})$$

$$U_d = \frac{1}{2} (v_1 + v_4) \quad (\text{A.10})$$

Sendo o fluxo mássico no plano do disco:

$$T = \Delta P_{2-3} A_r = \frac{\rho}{2} A_r (v_1^2 - v_4^2) \quad (\text{A.11})$$

$$\dot{m}_d = \rho A_d U_d = \rho A_d \left(\frac{v_1 + v_4}{2} \right) \quad (\text{A.12})$$

A potência mecânica extraída no disco pode ser expressa, segundo a conservação da energia em relação ao tempo, como:

$$P = \dot{E}_1 - \dot{E}_2 \quad (\text{A.13})$$

$$P = \frac{1}{2} \rho [A_1 v_1^3 - A_4 v_4^3] \quad (\text{A.14})$$

$$P = \frac{1}{2} \dot{m}_d (v_1^2 - v_2^2) \quad (\text{A.15})$$

Substituindo o fluxo mássico no disco, obtém-se:

$$P = \frac{1}{4} \rho A_d (v_1 + v_2) (v_1^2 - v_2^2) \quad (\text{A.16})$$

No entanto, para uma análise eliminar as quantidades desconhecidas resulta útil uma análise adimensional e define-se o *Coefficiente de potência*, considerando a velocidade v_1 (A_∞) como aquela de referência para a potência disponível, P_∞ :

$$C_p = \frac{P}{P_o} = \frac{\frac{1}{4} \rho A_r (v_1 + v_2) (v_1^2 - v_2^2)}{\frac{1}{2} \rho A_r v_1^3} = \frac{1}{2} \left(\frac{v_1 + v_2}{v_1} \right) \left(\frac{v_1^2 - v_2^2}{v_1^2} \right) \quad (\text{A.17})$$

$$C_p = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{v_2}{v_1} \right) \left(1 - \left(\frac{v_2}{v_1} \right)^2 \right) \quad (\text{A.18})$$

Substituindo por outra variável, por exemplo, a , só para um melhor entendimento do processo matemático:

$$C_p = \frac{1}{2} (1 + a) (1 - a^2) = \frac{1}{2} (1 + a - a^2 - a^3) \quad (\text{A.19})$$

$$\frac{dC_p}{da} = \frac{d}{da} \left[\frac{1}{2} (1 - a^2 - a^3) \right] = 1 - 2a - 3a^2 \quad (\text{A.20})$$

Para encontrar o máximo, iguala-se a zero e encontram-se as raízes:

$$1 - 2a - 3a^2 = 0 \quad \rightarrow \quad a = -1 \quad e \quad a = 1/3 \quad (\text{A.21})$$

A única solução com significado físico é:

$$a = 1/3 = v_2/v_1 \quad (\text{A.22})$$

Substituindo na equação do C_p :

$$C_p = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{1}{3} \right) \left(1 - \left(\frac{1}{3} \right)^2 \right) = \frac{1}{2} \times \frac{4}{3} \times \frac{8}{9} = \frac{16}{27} = 0,592 \approx 0,593 \quad (\text{A.23})$$

Apêndice B

Relação entre a solidez e os parâmetros de desempenho

A solidez ($\mathcal{Q}$), definida na equação 2.24, quantifica a porção da área circular representada pelas pás. Esta característica tem uma influência significativa sobre o desempenho do rotor (C_P e C_Q), como observado na Figura 2.6. Este fato deve-se a que a solidez é inversamente proporcional à velocidade específica (λ), resultado da análise de Betz para dimensionar o seu rotor ótimo (Glash e Twele, 2012).

Assim, considerando a teoria do elemento da pá, a potência (P) extraída pelo rotor com Z número de pás é dada por:

$$dP = Z P_t \omega r \quad (\text{B.1})$$

Assumindo que no ponto de maior desempenho, a força tangencial é produzida principalmente pela sustentação (ou seja, $C_s \ll C_a$), obtém-se:

$$dP = Z \omega r \left(\frac{\rho}{2} C_L w^2 c(r) dr \right) \sin \phi \quad (\text{B.2})$$

Onde $c(r)$ é a corda em função do raio de giro e o ângulo ϕ é definido entre a direção tangencial e relativa (vide Figura 2.4). Igualando a equação B.2 com a potência máxima de Betz dada pelo seu limite, e utilizando a equação 2.20 do coeficiente de sustentação (C_s), a corda pode ser expressa como:

$$c(r) = \frac{0,593(2\pi r)v_1^3}{Z C_L w^2 \omega r \sin \phi} \quad (\text{B.3})$$

Utilizando as relações dos triângulos de velocidade:

$$v_1 = \frac{2}{3}(w \sen\phi) ; u = \omega r = w \cos\phi \quad (\text{B.4})$$

A expressão obtida, considerando a definição da velocidade específica, fica em:

$$c(r) = \frac{2\pi R}{Z} \frac{8}{9C_L} \frac{1}{\lambda_p \sqrt{\lambda_p^2 \left(\frac{r}{R}\right)^2 + \frac{4}{9}}} \quad (\text{B.5})$$

Logo, a partir da equação B.5 é verificada a relação inversa entre a corda do perfil em cada estação radial e a velocidade específica de projeto, representada graficamente na Figura B1.

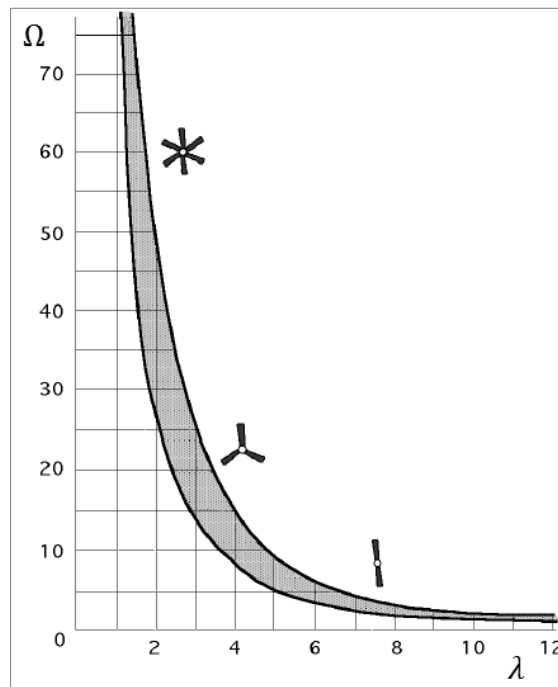


Figura B.1 – Relação entre a solidez e a velocidade específica (Fernandez, 1993).

Apêndice C

Análise da gestão tecnológica aplicada à energia hidrocinética

Um dos objetivos da Gestão da Tecnologia (*Technology Management*) é analisar o comportamento das tecnologias ao longo do tempo utilizando a curva logística “tipo S” (Khalil, 2000). Esta é uma das representações aceitas para o ciclo de vida de uma tecnologia específica, já que permite avaliar o estágio tecnológico segundo um “parâmetro de desempenho” próprio, representado no eixo das ordenadas como observado na Figura C.1 (White e Bruton, 2007).

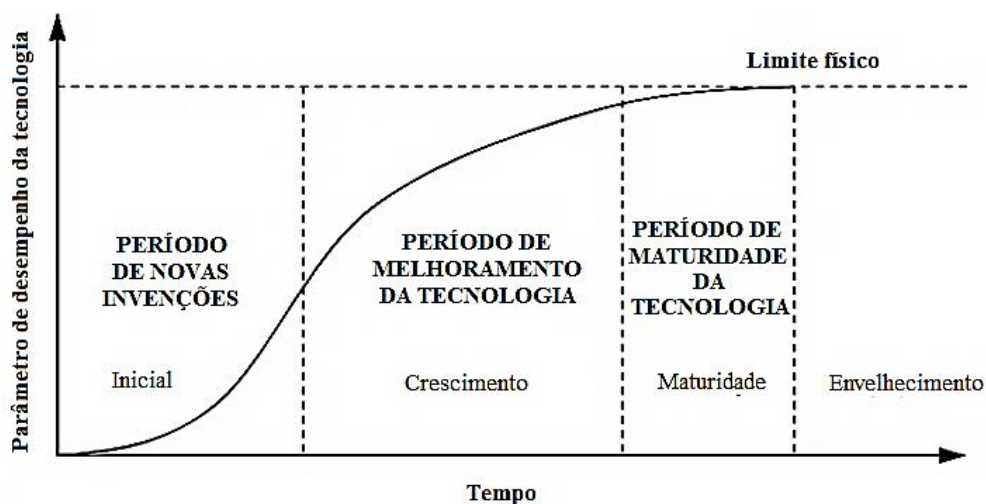


Figura C.1 - Representação qualitativa do ciclo de vida de uma tecnologia através da curva “S” (Ahmad & Norezam, 2011).

Em relação à tecnologia hidrocinética, pode-se realizar a seguinte descrição dos três primeiros estágios na Figura AP.1, de acordo com os níveis de disponibilidade (*readiness level*), apresentados na base de dados do Departamento de Energia dos Estados Unidos.

Tabela C.1. Etapas de desenvolvimento da tecnologia hidrocínética em geral (EERE, 2015).

Estágio	Características	Nível de disponibilidade
Inicial	<i>Período de novas invenções</i>	– Descobrimento;
	▪ A primeira validação: funcionalidade do sistema.	– Definição do conceito;
	▪ Avalia-se o mérito científico, potenciais aplicações comerciais.	– Desenvolvimento inicial;
	▪ Publicação de artigos, planejamento do produto.	– Projeto e engenharia.
Crescimento	<i>Período de melhoramento da tecnologia</i>	– Prova do conceito;
	▪ Iniciam-se estudos com modelos a escala (1 : 10).	– Integração e ensaios laboratório;
	▪ Objetivo: validação completa o desenvolvimento em laboratório dos elementos críticos do sistema.	– Ensaios, demonstração e operação em aplicação real.
Maturidade	<i>Implantação</i>	– Produção e comercialização;
	▪ Aplicação comercial sob em condições reais.	– Aplicação.
Envelhecimento	<i>Renovação</i>	– Atualização;
	▪ Chega-se no limite físico e a utilidade da tecnologia diminui, levando à necessidade de ser modificada de modo a evitar a sua obsolescência.	– Substituição.

Esta visão deste processo em questão mostra a pesquisa científica como base da inovação tecnológica. Os estudos posteriores possibilitam levar as atividades de pesquisa a outros níveis, onde é indispensável o recurso humano (pesquisadores, engenheiros, técnicos, etc.) e tecnológico (recurso computacional, laboratórios e equipamento especializado). Com maior apoio, poderia se gerar uma oportunidade para o desenvolvimento de tecnologia própria, eficiente e de baixo custo, o que representa o desafio atual.

Em relação à aplicação do conceito da curva S, em princípio poderia se propor que o *limite de Betz* como limite físico. No entanto, cada tecnologia atinge um coeficiente de potência próprio como observado na Figura 2.6, sem considerar que a eficiência global dos sistemas é ainda menor. Como parte deste estudo é proposta uma representação do estado atual da tecnologia hidrocínética através de um *índice de desenvolvimento*.

Este índice é o resultado de uma análise quantitativa utilizando uma matriz de avaliação, na qual se outorga um peso porcentual a cada um dos três primeiros estágios; em particular, e

como primeira aproximação, o peso porcentual é de 33,3% Logo, cada tecnologia pode ser avaliada em cada nível de disponibilidade atingido, baseada em uma escala numérica; neste caso, uma escala sobre 10. Finalmente, cada tecnologia tem um índice, e pode ser situada na curva S. Um exemplo de aplicação é apresentado na Tabela C.2 e na Figura C.2.

Tabela C.2. Matriz de avaliação para alguns grupos geradores da tecnologia hidrocinética (O autor).

Tecnologia	Estágio			Índice de desenvolvimento
	<i>Inicial</i>	<i>Crescimento</i>	<i>Maturidade</i>	
Poraquê, UNIFEI, Brasil.	0,27	0,16	-	0,43
INVAP, Argentina.	0,33	0,24	-	0,57
FEDETA, Equador.	0,33	0,27	0,03	0,64
UnB/Eletronorte, Brasil.	0,33	0,33	0,02	0,69
Smart Grid, Canada.	0,33	0,33	0,05	0,72
ENERMAR, Itália.	0,33	0,33	0,08	0,75
SEAFLOW, Inglaterra.	0,33	0,33	0,17	0,84

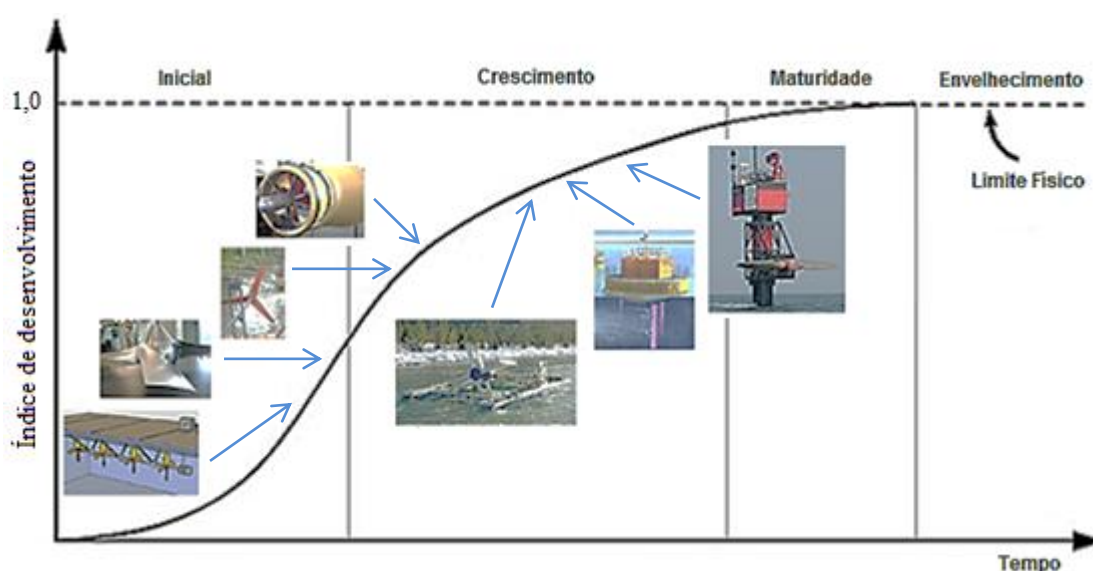


Figura C.2 - Avaliação qualitativa do ciclo de vida da tecnologia hidrocinética (O autor).

Contudo, os valores do índice de desenvolvimento podem mudar de acordo com o peso percentual dado para cada estágio. A intensão da proposta é sugerir uma abordagem para a avaliação do ciclo de vida da tecnologia, desde o ponto de vista da gestão tecnológica. Assim, o índice de desenvolvimento pode ser utilizado, por exemplo, na avaliação de diferentes opções tecnológicas para um projeto em particular.

Apêndice D

Valores do parâmetro y^+ nas modelagens computacionais

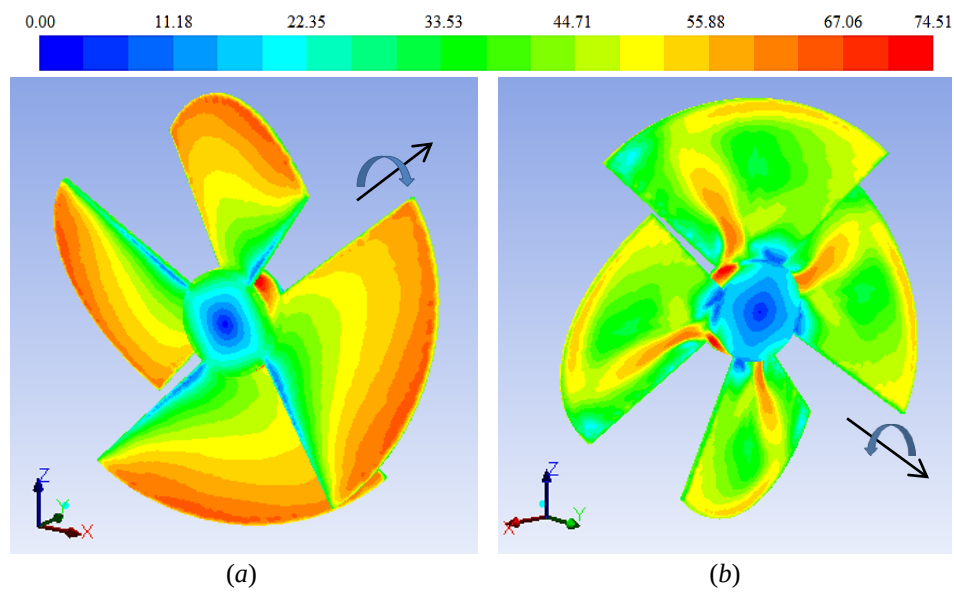


Figura D.1 – Contornos do y^+ sobre o rotor de pá plana para $V=1,5$ m/s na Tabela 4.2. (a) Lado de pressão e de (b) sucção.

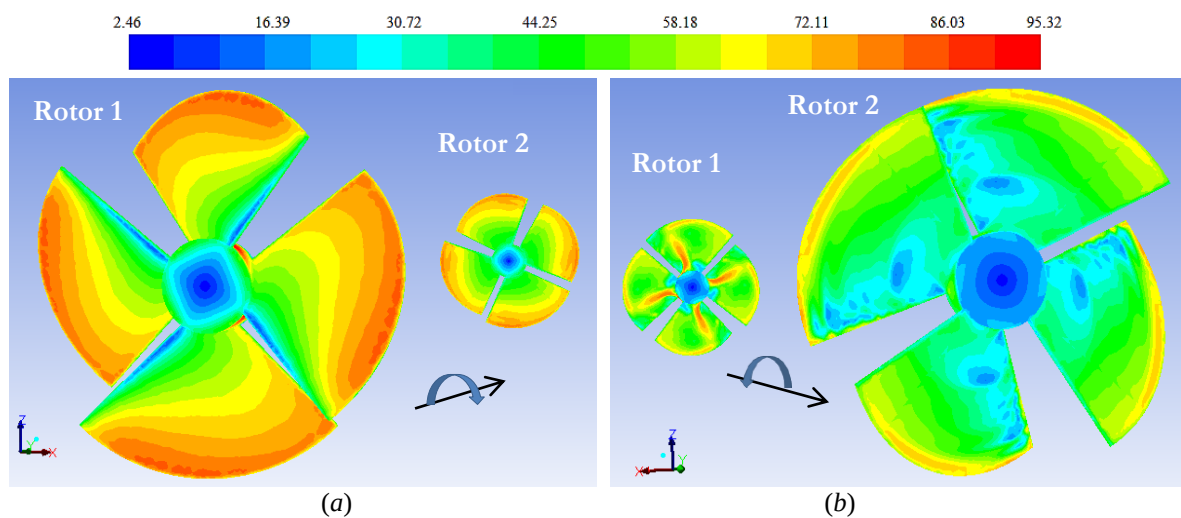


Figura D.2 – Contorno do y^+ sobre os rotores de pá plana em configuração multiestágio para $V=2,0$ m/s e defasagem de 67,5 graus na Figura 4.19. (a) Lado de pressão e de (b) sucção.

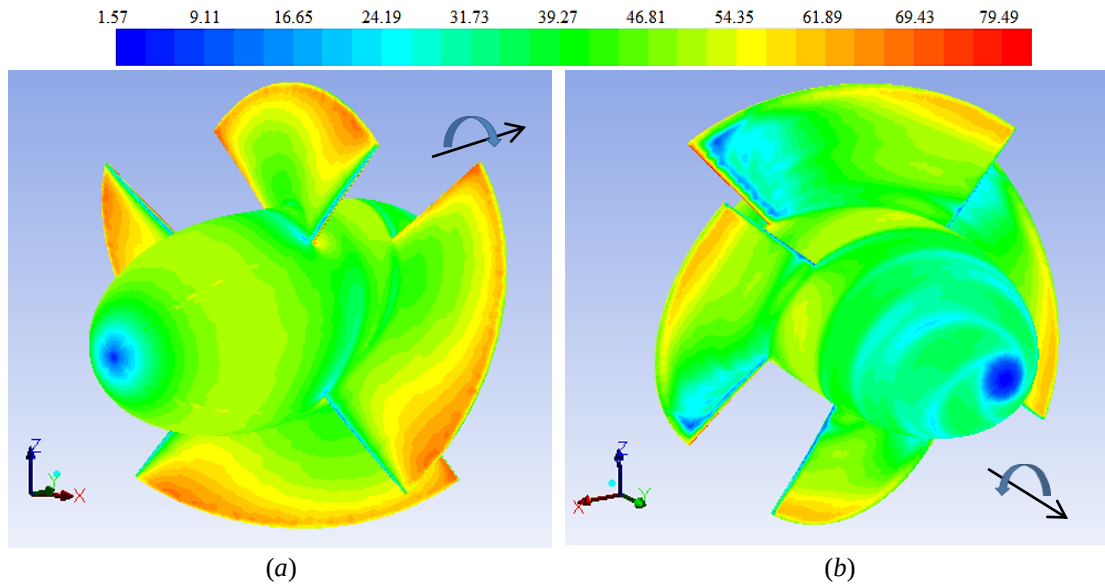


Figura D.3 – Contorno do y^+ sobre o rotor de pá com torção para $V=1,5$ m/s na Tabela 5.2. (a) Lado de pressão e de (b) sucção.

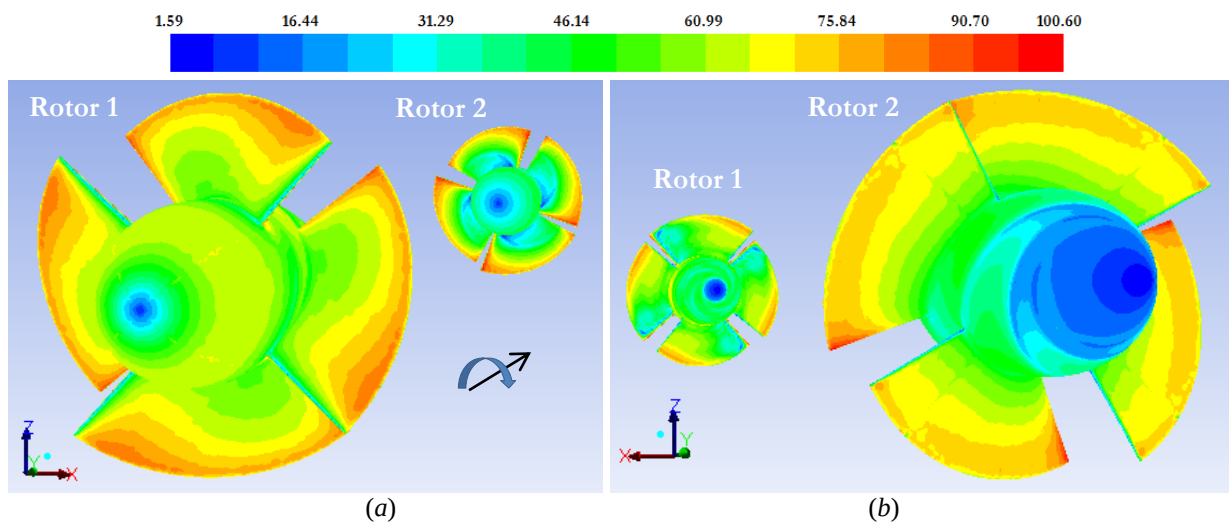


Figura D.4 – Contorno do y^+ sobre os rotores de pá com torção na configuração multiestágio para $V=2,0$ m/s na Figura 5.23. (a) Lado de pressão e de (b) sucção.

Apêndice E

Tabela de dados do projeto do rotor de pá com torção

Tabela E.1 – Dados de projeto do rotor de pá com torção

-	I	II	III	IV	V	VI
Estação	Diâmetro [m]	U [m/s]	ΔC_u [m/s]	α_6 [graus]	$W_{\infty,i}$ [m/s]	β_{∞} [graus]
Cubo	0,137	1,286	0,467	107,29	2,14	44,63
2	0,154	1,438	0,417	105,55	2,23	42,32
3	0,170	1,590	0,378	104,13	2,33	40,13
4	0,186	1,743	0,345	102,94	2,43	38,07
5	0,202	1,895	0,317	101,93	2,54	36,15
6	0,219	2,047	0,293	101,06	2,66	34,36
7	0,235	2,199	0,273	100,32	2,78	32,71
8	0,251	2,351	0,255	99,66	2,90	31,18
9	0,267	2,503	0,240	99,08	3,02	29,76
10	0,284	2,656	0,226	98,57	3,15	28,45
Ponta	0,300	2,808	0,214	98,11	3,28	27,23

Tabela E.1 – Dados de projeto do rotor de pá com torção (*Continuação*)

VII	VIII	IX	X	XI	XII	XIII
$C_s \cdot \frac{l}{t}$	t [m]	l [m]	$\frac{l}{t}$	C_s	δ [graus]	$\frac{l}{r_a}$
0,437	0,108	0,126	1,164	0,376	0	0,380
0,375	0,121	0,135	1,121	0,334	0	0,346
0,324	0,133	0,145	1,084	0,299	0	0,318
0,283	0,146	0,154	1,053	0,269	0	0,291
0,249	0,159	0,163	1,026	0,243	0	0,267
0,221	0,172	0,172	1,004	0,220	0	0,246
0,197	0,185	0,182	0,985	0,200	0	0,226
0,176	0,197	0,191	0,968	0,182	0	0,209
0,159	0,210	0,201	0,954	0,166	0	0,195
0,144	0,223	0,210	0,942	0,152	0	0,182
0,130	0,236	0,220	0,932	0,140	0	0,171

Tabela E.1 – Dados de projeto do rotor de pá com torção (*Continuação*)

XIV	XV	XVI	XVII	XVIII	XIX	XX
r_a	$\frac{f}{l}$	f	β [graus]	Re_c	ϵ	τ
330,6	0,048	6,0	44,63	267.248,5	> 0,05	0,819
390,5	0,043	5,9	42,32	300.148,5	> 0,05	0,855
455,3	0,040	5,7	40,13	335.282,9	> 0,05	0,881
528,4	0,036	5,6	38,07	372.920,8	> 0,05	0,901
610,5	0,033	5,5	36,15	413.247,6	> 0,05	0,916
702,1	0,031	5,3	34,36	456.393,2	> 0,05	0,928
803,2	0,028	5,1	32,71	502.450,3	> 0,05	0,938
913,0	0,026	5,0	31,18	551.485,8	> 0,05	0,946
1029,9	0,024	4,9	29,76	603.549,2	> 0,05	0,952
1151,0	0,023	4,8	28,45	658.677,4	> 0,05	0,957
1284,4	0,021	4,7	27,23	716.898,5	> 0,05	0,962

Apêndice F

Diagrama polar do perfil em chapa circular

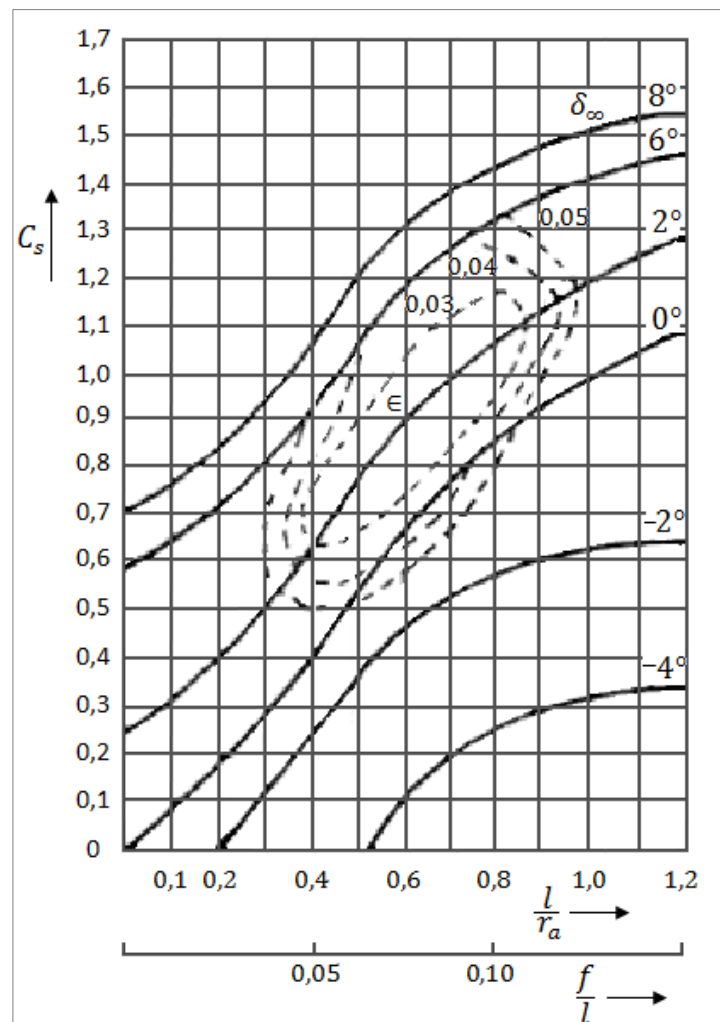


Figura F.1 – Diagrama polar do perfil em chapa em arco de círculo (Bran e Souza, 1984).

Apêndice G

Distribuição do coeficiente de pressão em ambos os rotores

O coeficiente de pressão (C_p) é uma forma de analisar a distribuição de pressão na superfície da pá, com objetivo de quantificar o carregamento hidrodinâmico e definido pela expressão:

$$C_{p,i} = \frac{p_i - p_\infty}{\frac{1}{2} \rho v_\infty^2} \quad (\text{G.1})$$

Onde p é a pressão estática local sobre a pá, ρ é a massa específica do fluido, e p_∞ e v_∞ são a pressão e a velocidade do escoamento incidente não perturbado, respectivamente.

A Figura G1 apresenta para o rotor de pá plana, a distribuição de pressões a 20%, 50% e 80% da altura da pá. Nota-se que para as três situações, a pressão no lado de sucção se mantém quase sem variação entre 0,6 - 0,9 da corda adimensional. Isto sugere uma separação da camada limite que, por sua vez, origina uma região chamada de “aguas mortas”.

Este comportamento é mais acentuado na região próxima do cubo, representada pela curva a 20% da altura da pá, e que pode se observar na Figura 4.10. Na região do bordo de fuga (a partir de 0,90 da corda adimensional) existe um cruzamento da pressão, típico das separações das camadas limites do lado de sucção e de pressão em condições reais de escoamento.

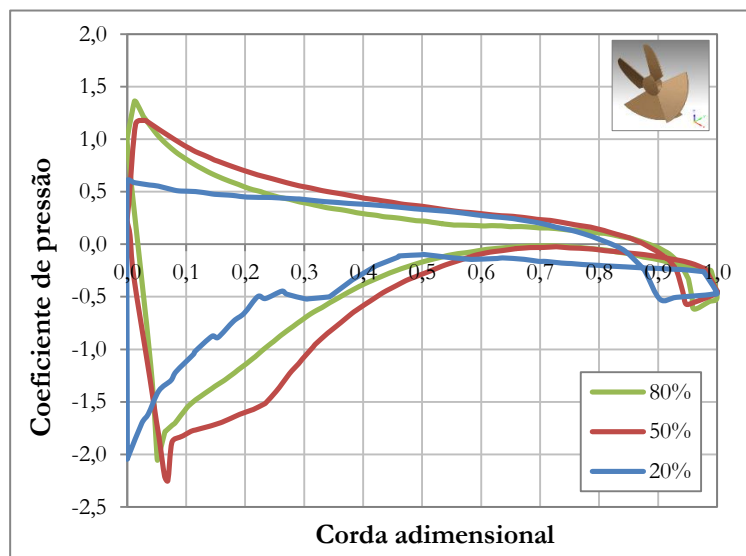


Figura G.1 – Coeficiente de pressão em três alturas da pá de geometria plana (vide Figura 4.10).

A Figura G2 apresenta a distribuição de pressões para o rotor de pá com torção. Observa-se que as distribuições nas três alturas da pá são similares, verificando o cumprimento do equilíbrio radial considerada no projeto da pá: trabalho específico constante ao longo da altura da pá. Esta condição é aquela da qual resulta a hipótese do vórtice livre.

Também, nota-se que o gradiente de pressão é estável ao longo do comprimento da corda, resultando em camadas limites mais coladas sobre a superfície da pá do lado de sucção. Na região do bordo de fuga, existe também um cruzamento típico das variações de velocidades nos lados de pressão e sucção da pá.

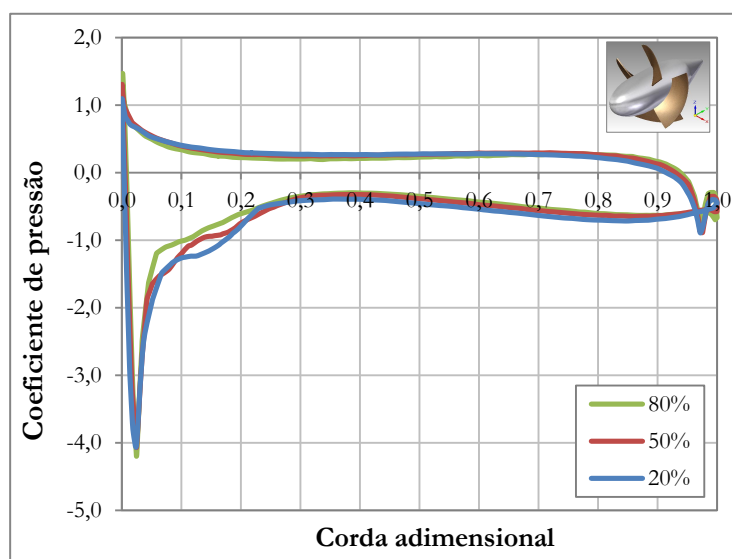


Figura G.2 – Coeficiente de pressão em três alturas de pá de geometria com torção (vide Figura 5.16)