



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ

INSTITUTO DE TECNOLOGIA

PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA DE RECURSOS
NATURAIS DA AMAZÔNIA - PRODERNA

Adry Kleber Ferreira de Lima

ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE UMA TURBINA HIDROcinÉTICA COM DIFUSOR

PROJETADA PARA O APROVEITAMENTO DA ENERGIA REMANESCENTE DA

BARRAGEM DE TUCURUÍ

Belém

2023

Adry Kleber Ferreira de Lima

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE UMA TURBINA HIDROCINÉTICA COM DIFUSOR
PROJETADA PARA O APROVEITAMENTO DA ENERGIA REMANESCENTE DA
BARRAGEM DE TUCURUÍ**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia - PRODERNA, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de doutor em engenharia de recursos naturais.

Universidade Federal do Pará

Orientador: Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz

Coorientador: Prof. Dr. Erb Ferreira Lins

Belém

2023

**Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)**

L732e Lima, Adry Kleber Ferreira de.
ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE UMA TURBINA
HIDROCINÉTICA COM DIFUSOR PROJETADA PARA O
APROVEITAMENTO DA ENERGIA REMANESCENTE DA
BARRAGEM DE TUCURUÍ / Adry Kleber Ferreira de Lima,
Jerson Rogério Pinheiro Vaz . — 2023.
82 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz
Coorientador(a): Prof. Dr. Erb Ferreira Lins
Tese (Doutorado) - Universidade Federal do Pará, Instituto de
Tecnologia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia de
Recursos Naturais na Amazônia, Belém, 2023.

1. Turbinas Hidrocinéticas. 2. Difusor. 3. CFD. I. Título.

CDD 016.333709811

Adry Kleber Ferreira de Lima

**ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE UMA TURBINA HIDROCINÉTICA COM DIFUSOR
PROJETADA PARA O APROVEITAMENTO DA ENERGIA REMANESCENTE DA
BARRAGEM DE TUCURUÍ**

Tese de doutorado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Recursos Naturais da Amazônia - PRODERNA, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de doutor em engenharia de recursos naturais.

Situação: _____

Belém, 15 de maio de 2023.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz
Orientador - PRODERNA/UFPA

Prof. Dr. Erb Ferreira Lins
Coorientador - PRODERNA/UFPA

Prof. Dr. Claudio José Cavalcante Blanco
Membro Interno - PRODERNA/UFPA

Prof^ª. Dra. Adriane Prisco Petry
Membro Externo - PROMEC/UFRGS

Aos meus filhos e maiores tesouros da vida, Pedro e Julia.

Agradecimentos

Primeiramente agradeço, imensamente, a DEUS, pois sem ELE nada disso seria possível, somente eu e uns poucos que me acompanharam de perto sabem às provações pelas quais passei nessa trajetória chamada doutorado, mas DEUS mostrou o quão presente é em minha vida enviando diversos de seus anjos para me socorrer em cada momento de dificuldade.

Em seguida agradeço aos meus familiares, por todo apoio de sempre, fosse em questões emocionais ou quais quer outras.

Registro aqui também um agradecimento especial a um dos anjos que o SENHOR me enviou, Larissa Grasielly Vieira Cantão, que veio como minha compaheira no momento mais inusitado de minha vida e aceitou de bom grado a árdua tarefa de compartilhar a vida e enfrentar os desafios que lhe são cabíveis, com todo amor e respeito eu lhe agradeço do fundo do coração meu amor.

Jamais poderia deixar de agradecer a uma família que DEUS me deu, FAMÍLIA 307: Mayke Feitosa, Eduardo Aguiar, Laila Rover, Francisco Pessoa, Evanice Gomes, Vanessa Watrin, Raisal Cardoso, Sálua Quemel, Renato Francisco, Josias Cruz e Bosco são os "irmãos" que pude conhecer por meio de um grande amigo Professor Claudio Blanco que generosamente me permitiu conviver diariamente com essa equipe maravilhosa durante a construção desse trabalho.

Uma outra família que DEUS me deu foi a FAMÍLIA ALEATÓRIOS. O quê dizer dessa galera? Pessoas incrivelmente maravilhosas que me acolheram, sem saber ou perceber, e me proporcionaram momentos ÉPICOS de muita significância regados a risos e afins... simplesmente perfeitos, amo a todos.

Por fim gostaria de agradecer ao Professor André Mesquita que por meio do PRO AMAZÔNIA, fomentado pela CAPES, possibilitaram o início de tudo.

“Ninguém te poderá resistir, todos os dias da tua vida; como fui com Moisés, assim serei contigo; não te deixarei nem te desampararei. Esforça-te, e tem bom ânimo; porque tu farás a este povo herdar a terra que jurei a seus pais lhes daria. Tão-somente esforça-te e tem mui bom ânimo, para teres o cuidado de fazer conforme a toda a lei que meu servo Moisés te ordenou; dela não te desvies, nem para a direita nem para a esquerda, para que prudentemente te conduzas por onde quer que andares. Não se aparte da tua boca o livro desta lei; antes medita nele dia e noite, para que tenhas cuidado de fazer conforme a tudo quanto nele está escrito; porque então farás prosperar o teu caminho, e serás bem sucedido. Não to mandei eu? Esforça-te, e tem bom ânimo; não temas, nem te espantes; porque o Senhor teu Deus é contigo, por onde quer que andares.”

(Josué 1:5-9)

Resumo

Aproveitar a energia remanescente à jusante de barragens atingiu, recentemente, grande interesse, uma vez que a energia cinética transportada pela corrente de água é realmente considerável. O presente trabalho, **ESTUDO DA EFICIÊNCIA DE UMA TURBINA HIDROCINÉTICA COM DIFUSOR PROJETADA PARA O APROVEITAMENTO DA ENERGIA REMANESCENTE DA BARRAGEM DE TUCURUÍ**, desenvolve um estudo sobre o desempenho de uma turbina hidrocínética de eixo horizontal acoplada a um difusor, a fim de quantificar o ganho de energia comparando as duas possibilidades de turbinas com e sem difusor. Utiliza-se uma turbina hidrocínética de 3 pás com 10 m de diâmetro envolta por um difusor cônico flangeado. Uma modelagem numérica usando dinâmica de fluidos computacional (CFD) é realizada com base na formulação Reynolds Averaged Navier- Stokes, usando o modelo de turbulência $k\omega - SST$ (Shear Stress Transport). Os resultados obtidos apresentam boa concordância com dados teóricos e experimentais disponíveis na literatura.

Palavras-chave: Turbinas Hidrocínéticas, Difusor, CFD.

Abstract

Harnessing the remaining energy downstream of dams has recently attained great attention as the kinetic energy transported by the water current is indeed considerable. This work develops a study on the performance of a horizontal-axis hydro turbine under diffuser effect, in order to quantify the energy gain by comparing both turbines with and without diffuser. A 3-bladed hydro turbine with 10 m diameter shrouded by a flanged conical diffuser is employed. A numerical modeling using computational fluid dynamics is carried out based on the Reynolds Averaged Navier-Stokes formulation, using the $\kappa - \omega - SST$ (Shear Stress Transport) turbulence model. The results yield good agreement with experimental and theoretical data available in literature.

Keywords: Hydrokinetic Turbines, Diffuser, CFD.

Lista de ilustrações

Figura 1.	Pá baseada na NREL PHASE VI (a) Distribuição do ângulo de torção e corda da pá (b) Forma da pá	25
Figura 2.	Ilustração do difusor cônico flangeado. Fonte: Adaptado de Silva <i>et al.</i> (2018).	26
Figura 3.	Imagens de satélite da barragem de Tucuruí. Fonte: Adaptado de Google Earth (2022).	26
Figura 4.	Ocorrência de velocidade no rio. Fonte: Holanda <i>et al.</i> (2017).	27
Figura 5.	Densidade de energia em função da velocidade de corrente do rio. Fonte: Adaptado de Holanda <i>et al.</i> (2017).	27
Figura 6.	Componentes de uma turbina hidrocínética com difusor (Van-Els <i>et al.</i> , 2003)	28
Figura 7.	Representação de uma turbina com difusor flangeado (Abe e Ohya, 2004).	29
Figura 8.	Efeito Difusor (Gharraee, 2015).	31
Figura 9.	Volume de controle para o disco atuador. Fonte: Rio Vaz <i>et al.</i> (2013)	34
Figura 10.	Volume de controle para um disco atuador com difusor. Fonte: Rio Vaz <i>et al.</i> (2013)	36
Figura 11.	Ilustração do perfil de velocidade axial sobre o eixo de simetria de um difusor sem a turbina. Fonte: Rio Vaz <i>et al.</i> (2013)	37
Figura 12.	Forças atuantes sobre uma seção da pá. Fonte: Rio Vaz <i>et al.</i> (2013).	40
Figura 13.	Malha em CFD do modelo completo	46
Figura 14.	Condições de contorno	47
Figura 15.	Perfil de velocidade para um difusor sem flange	50
Figura 16.	Perfil de velocidade para um difusor flangeado.	50
Figura 17.	Validação do modelo CFD da turbina hidrocínética.	51
Figura 18.	Campo de velocidade no plano da turbina.	52
Figura 19.	Perfil de velocidade no eixo da turbina.	53

Figura 20.	Campo de energia cinética de turbulência no plano da turbina	54
Figura 21.	Potência de saída em função da velocidade de corrente.	55
Figura 22.	Curva C_P x λ teórica e numérica para os casos com e sem difusor . . .	56

Lista de tabelas

Tabela 1.	Parâmetros de projeto usados no modelo. Fonte: Silva <i>et al.</i> (2018) . . .	24
Tabela 2.	Refinamento e seleção de malha.	47

Lista de abreviaturas e siglas

BEMT	Blade Element Momentum Theory (Teoria do Elemento de Pá)
CECS	Current Energy Conversion Systems (Sistema de Conversão de Energia de Correntes)
CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
DAHT	Diffuser-augmented Hydrokinetic Turbine (Turbina Hidrocinética Aumentada por Difusor)
DNS	Direct Numeric Simulation (Simulação Numérica Direta)
GCI	Grid Convergence Index (Índice de Convergência de Malha)
HT	Hydrokinetic Turbine (Turbina Hidrocinética)
MRF	Moving Reference Frame (Malha com Movimento de Referência)
LES	Large Eddy Simulation (Simulação em Escala de Grandes Vórtices)
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes (Equações de Navier-Stokes Médias em Reynolds)
TSR	Tip Speed Ratio (Razão de Velocidade de Ponta): $TSR = \Omega R / V_0$
VOF	Volume Of Fluid Technique (Técnica de Modelação em Volume de Fluido)

Lista de símbolos

a, a'	Fator de indução de velocidades axial e tangencial
a_b, a'_b	Fator de indução axial e tangencial nas pás
A	Área do disco (m^2)
A_3	Seção na saída do difusor (m^2)
c	Corda (m)
c^{uc}, c^{co}	Corda não-corrigida e corrigida (m)
C_l, C_d	Coefficientes de Sustentação e Arrasto
C_P	Coefficiente de Potência: $C_P = \frac{P}{1/2\rho AV_0^3}$
c_{p3}	Coefficiente de pressão na saída do difusor
c_{pmin}	Coefficiente de pressão mínimo
C_n	Coefficiente de força normal
C_T	Coefficiente de empuxo: $C_T = \frac{T}{1/2\rho AV_0^2}$
C_{Td}	Coefficiente de empuxo do difusor
D	Diâmetro da turbina (m)
D_i, D_e	Diâmetro de entrada e de saída do difusor (m)
dP	Elementar de potência (W)
D_r	Força de arrasto (Drag) (Kg m s^{-2})
f	Termo fonte adicional (m s^{-2})
f_s	Fator de segurança

F	Fator de Prandtl
F_c	Constante empírica do modelo de cavitação
g	Aceleração da gravidade (m s^{-2})
h, H	Distância entre a posição radial/central da turbina e a superfície livre (m)
\dot{m}_l, \dot{m}_v	Taxa de transferência de massa por unidade de volume em líquido e vapor
L_1, L_2	Extensões do difusor a montante e a jusante ao plano do rotor (m)
L_d	Comprimento total do difusor (m)
L_i	Força de sustentação (Lift) (Kg m s^{-2})
N	Número de pás
N_B	Número de bolhas por unidade de volume de mistura
p	Pressão local (Pa)
p_{atm}	Pressão atmosférica (Pa)
p_0	Pressão externa do escoamento (Pa)
p_2	Pressão a jusante da turbina (Pa)
p_3	Pressão na saída do difusor (Pa)
p_v	Pressão de vapor (Pa)
r	Posição adial no plano do rotor (m)
R	Raio do rotor (m)
r_*	Posição radial relativa
r_l, r_v	Frações volumétricas de líquido e vapor

r_{nuc}	Fração volumétrica de nucleação
R_B	Raio da bolha (m)
S_{ij}	Tensor médio da taxa de deformação
\bar{u}_i, u'_i	Componentes de velocidade média e flutuações da velocidade média
$\overline{u'_i u'_j}$	Tensor de tensões de Reynolds
t_d	Espessura da parede do difusor (m)
V_x	Componente X da velocidade do escoamento na linha de centro do difusor (m s^{-1})
V_0	Velocidade do escoamento livre (m s^{-1})
V_1, V_2	Velocidade axial no rotor (m s^{-1})
V_3, V_4	Velocidade axial na saída do difusor e na esteira (m s^{-1})
V_{CAV}	Velocidade mínima de cavitação (m s^{-1})
X	Posição longitudinal na linha de centro do difusor (m)
W	Velocidade relativa do fluido
α	Ângulo de ataque (rad)
β	Razão de área seccional
Δ_y	Distância da parede (m)
ϵ	Dissipação da energia cinética por unidade de massa ($\text{m}^2 \text{s}^{-3}$)
ϵ_1	Razão de velocidade
ϵ_4	Razão de velocidade na esteira
η_d	Eficiência do difusor
γ	Razão de aceleração do difusor

κ	Energia cinética das flutuações turbulentas por unidade de massa ($\text{m}^2 \text{s}^{-2}$)
μ	Viscosidade dinâmica ($\text{kg m}^{-1} \text{s}^{-1}$)
ν	Viscosidade cinemática ($\text{m}^2 \text{s}^{-1}$)
ω	Taxa de dissipação específica
Ω	Velocidade angular do rotor da turbina (s^{-1})
ρ	Massa específica do fluido (kg m^{-3})
ρ_l, ρ_v, ρ_m	Massas específicas do líquido, vapor e mistura (kg m^{-3})
σ	Número de cavitação
σ_s	Solidez local
σ_{st}	Coefficiente de tensão superficial
ϕ	Ângulo do escoamento (rad)
ϕ_d	Ângulo de abertura do difusor (rad)
τ_{ij}	Tensor de Reynolds, $-\overline{u'_i u'_j}$ ($\text{m}^2 \text{s}^2$)
θ	Ângulo de torção (rad)

Sumário

1	INTRODUÇÃO	19
1.1	Considerações gerais	19
1.2	Justificativas	21
1.3	Objetivos	22
1.3.1	Objetivo Geral	22
1.3.2	Objetivos específicos	22
2	A TURBINA HIDROCINÉTICA DE EIXO HORIZONTAL	23
2.1	Configuração da turbina hidráulica	23
2.2	Energia remanescente à jusante da barragem de Tucuruí	26
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	28
4	TEORIA DO ELEMENTO DE PÁ COM DIFUSOR	34
4.1	A teoria clássica	34
4.2	O efeito do difusor sobre a teoria clássica	35
4.2.1	A teoria clássica com difusor	35
4.3	Efeito da rotação na esteira	38
4.4	Efeito do difusor sobre a teoria BET	39
4.5	Extensão da correção de Glauert ao caso de turbinas de eixo horizontal com difusor	41
5	METODOLOGIA NUMÉRICA	43
5.1	Considerações Iniciais	43
5.2	O Modelo Numérico	43
6	RESULTADOS E DISCUSSÃO	49
6.1	Considerações Iniciais	49
6.2	Validação Numérica	49

6.3	Desempenho da turbina acoplada ao difusor	51
7	CONCLUSÕES	58

1 Introdução

1.1 Considerações gerais

O uso de turbinas hidrocínéticas tem sido amplamente investigado, pois tal tecnologia permite o aproveitamento de energia cinética de correntes de água e tem baixo impacto ambiental. Esse tipo de turbina pode ser utilizada com difusor, que é normalmente instalado em torno do rotor hidrocínético, a fim de aumentar sua potência produzida, geralmente levando a um aumento de cerca de duas vezes. Segundo Silva et al. (2018), turbinas hidrocínéticas com difusor aproveitam o efeito Venturi, reduzindo a pressão do fluido à jusante e aumentando a velocidade axial através de uma contração, sendo essa localizada na estricção do difusor, onde é posicionado o rotor.

Embora o difusor tenha sido amplamente utilizado em turbinas hidrocínéticas, esta tecnologia foi originalmente projetada para ser aplicada em turbinas eólicas. Portanto a teoria sobre o ganho da turbina hidrocínética por uso de um difusor é normalmente baseada em turbinas eólicas, e então outros trabalhos sobre essa hipótese precisam ser levados em consideração. Por exemplo, Vaz et al. (2018) desenvolveram uma nova abordagem para a otimização aerodinâmica de um a turbina eólica com um difusor baseado em uma extensão da conhecida Teoria dos Elemento de Pá (Blade Element Theory - BET) e um modelo simples para eficiência do difusor. Seu trabalho mostrou que o aumento no coeficiente de potência da turbina com difusor é de 35% em comparação a turbina sem difusor, além disso Rio Vaz et al. (2014) desenvolveram uma abordagem inovadora para análise de desempenho de turbinas eólicas com difusor baseado no modelo BET, onde uma análise unidimensional semi-empírica mais geral foi realizada, estendendo a correção de Glauert para evitar os altos valores do fator de indução axial.

Em relação às turbinas hidrocínéticas com difusor, vários trabalhos estão disponíveis na literatura. Em Shives e Crawford (2011), foram desenvolvidos estudos sobre os efeitos de fluxo e pressão de base para projetos de turbinas de maré em canais usando

simulações de dinâmica dos fluidos computacional (CFD, do inglês Computational Fluid Dynamics), através dos quais eles demonstraram que o efeito de pressão pode fornecer um ganho em desempenho significativo. Já Gaden e Bibeau (2010) desenvolveram um estudo numérico para investigar o uso de difusores para melhorar o desempenho e a viabilidade de turbinas hidrocínética, mostrando que a potência pode aumentar por um fator de 3,1. Recentemente, Holanda et al. (2017) desenvolveram um estudo sobre o aproveitamento da energia remanescente à jusante de usinas hidrelétricas em rios, a fim de avaliar o potencial hidrocínético. No referido trabalho foi utilizada uma turbina hidrocínética de três pás, com 10 m de diâmetro, com capacidade de geração de 204 MW.

O estudo de modelos matemáticos aplicados ao projeto aero e hidrodinâmico de turbinas de eixo horizontal se tornou-se importante devido ao uso de tecnologias de baixo impacto ambiental aplicadas à geração eficiente de energia. Nos últimos anos, a tecnologia do difusor tem sido estudada por pesquisadores de todo o mundo, devido ao aumento da eficiência que o difusor é capaz de produzir em turbinas eólicas e hidrocínéticas. Hansen et al. (apud Silva et al., 2018) desenvolveram uma análise unidimensional usando um modelo em CFD para avaliar o efeito provocado por um difusor constituído por um perfil NACA0015 sobre uma turbina ideal, onde se observou que o limite de Betz (59,25%), pode ser excedido. Abe e Ohya (apud Vaz et al., 2018) desenvolveram uma investigação experimental numérica do escoamento em torno de difusores utilizando modelagem em CFD, através do qual os autores sugerem que o coeficiente de carga para o melhor desempenho de uma turbina eólica com difusor é consideravelmente menor do que para uma turbina sem difusor. Ohya e Karasudani (apud Rio Vaz et al., 2014) desenvolveram um novo sistema de turbina eólica que consiste em um difusor com uma aba na forma de lente na saída do difusor. A turbina eólica envolta com um difusor de abas largas demonstrou aumento de potência por um fator de cerca de 2-5 comparado com uma turbina eólica sem difusor, para um determinado diâmetro da turbina e velocidade do vento. Isso ocorre devido uma região de baixa pressão, onde ocorre uma forte formação de vórtice atrás da aba larga, o qual aumenta o fluxo de massa no rotor da turbina eólica dentro do difusor.

Estes aspectos ressaltam a importância do desenvolvimento de modelagens capazes

de projetar turbinas de eixo horizontal com difusores com boa precisão. A principal motivação para a presente abordagem é a análise do efeito difusor utilizando CFD, comparando-o com a teoria BET, visto que, os modelos matemáticos com base na teoria BET apresentam boa concordância com dados experimentais, mas, ainda sim são mais simples do que os baseados em CFD.

O presente trabalho estuda o uso de uma turbina hidrocínética com difusor para aproveitar a energia remanescente à jusante da barragem de Tucuruí, localizada na região amazônica. O objetivo é avaliar o ganho de energia adicionando um difusor ao redor do rotor hidrocínético, para isso uma modelagem CFD é empregada, através da qual o método de volume finito (LeVeque, 2002) é usado. A partir da aplicação da BET estendida às turbinas com difusor, é possível avaliar o referido estudo em termos de comportamento físico satisfatório. Neste caso, o fluxo em torno de uma turbina hidrocínética de 3 pás com 10 m de diâmetro envolta por um difusor cônico flangeado é analisado, apresentando boa concordância entre o modelo CFD e BET, demonstrando que a eficiência da turbina hidrocínética pode aumentar cerca de 55% sob efeito do difusor.

1.2 Justificativas

O presente trabalho por apresenta novas contribuições para o projeto de turbinas hidrocínéticas, no que tange um melhor desempenho, a fim de otimizar o aproveitamento do potencial energético remanescente à jusante de barragens, melhorando o uso de recursos hídricos para geração de energia elétrica, que se apresenta com insumo importantíssimo na conjuntura global e de demanda cada vez mais crescente. Vale ressaltar que a implantação de turbinas hidrocínéticas não se restringem ao aproveitamento energético remanescentes de barragens. Estudos sobre a viabilidade de implantação de sistemas hidrocínéticos apresentam diversas localidades na região amazônica com potencial significativo. A exemplo, tem-se o estudo realizado por Blanco et al. (2009), onde foi mostrado que o campo de velocidade da Baía do Guajará, às margens de Belém, pode atingir magnitude de 1,60 m/s e uma profundidade maior que 10m, apontando a região como um potencial hidrocínético.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo Geral

Obter uma metodologia para o projeto de turbinas hidrocínéticas com difusor utilizando modelagens em CFD em complementação às técnicas de otimização através do modelo BET, a fim de serem aplicadas ao aproveitamento da energia remanescente da barragem de Tucuruí.

1.3.2 Objetivos específicos

- Construção de um modelo computacional para estudo de um difusor flangeado;
- Validação do modelo do difusor flangeado;
- Construção do modelo numérico computacional de uma turbina, utilizando Ansys-CFX;
- Validação do modelo da turbina completa (turbina + difusor);

2 A Turbina Hidrocinética de Eixo Horizontal

2.1 Configuração da turbina hidráulica

O desenvolvimento de modelos matemáticos aplicados a otimização aero ou hidrodinâmica de pás de turbinas eólicas ou hidrocinéticas de eixo horizontal tem se tornado expressivo, destacando-se modelos como algoritmos genéticos baseados na seleção dos parâmetros aero ou hidrodinâmicos do rotor que maximizam o coeficiente de potência da turbina. Entretanto, tais modelos utilizam uma estrutura muito sensível quanto ao critério de convergência. O modelo clássico descrito no trabalho de Glauert ainda é o mais utilizado por apresentar baixo custo computacional e fácil implementação de acordo com Silva et al. (2017), principalmente para o caso de rotores eólicos ou hidrocinéticos de pequeno porte.

Para obtenção de resultados experimentais, a fim de implementar e validar o modelo numérico foi utilizada uma turbina hidrocinética de 2 pás, com 10 m de diâmetro, projetada utilizando dados disponibilizados do modelo NREL PAHSE VI. A turbina tem um diâmetro de cubo de 1,2 m e a pá foi construída usando o aerofólio NACA 653-618, como mostrado na tab. 1. A distribuição do ângulo de torção e da corda da turbina é mostrada na Fig. 1. A otimização clássica da Glauert foi usada para projetar a pá, conforme descrito em Rio Vaz et al. (2013). As principais equações de Glauert são:

$$a' = (1 - 3a)/(4a - 1) \quad (2.1)$$

e

$$16a^3 - 24a^2 + [9 - 3x^2]a + x^2 = 0 \quad (2.2)$$

onde a e a' são fatores de indução axial e tangencial, respectivamente. Esses parâmetros maximizam o coeficiente de potência da turbina (C_p), através da maximização de $a'(1 - a)$ na equação

$$C_p = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda a'(1-a)x^3 dx \quad (2.3)$$

Sendo ω a velocidade angular da turbina, r o raio e V_0 a velocidade de corrente do fluido, tem-se λ como a razão de velocidade na ponta da pá e $x = \frac{\omega r}{V_0}$ sendo a velocidade ao longo da pá.

De acordo com Hansen (2015), se os ângulos de ataque locais estiverem abaixo do ângulo de estol, a e a' são dependentes, pois a força de sustentação, de acordo com a teoria do fluxo potencial, é perpendicular a velocidade local vista pela pá, W . A velocidade induzida total, w , deve estar na mesma direção da força de sustentação.

Por outro lado, quando o ângulo de ataque local está acima do ângulo de estol, a Eq. (2.4) torna-se inválida uma vez que o arrasto, que é ignorado na teoria do potencial, torna-se relevante. Como recentemente mostrado por Wood et al.(2015), a Eq. (2.4) é somente estritamente verdadeira se o passo do vórtice helicoidal formado pelas pás na esteira da turbina é independente de r .

$$(1-a) \frac{da'}{da} = a' \quad (2.4)$$

Em particular, para $\lambda < 1$, temos o comportamento do campo de velocidade induzido parece ser fortemente dependente do raio da turbina. Wood et al.(2015) mostrou numericamente que a otimização de turbinas sem difusor têm passo constante apenas quando λ está em torno de 1 ou mais. Portanto, é importante notar que o presente procedimento de otimização é válido para $\lambda > 1$ aproximadamente.

Tabela 1. Parâmetros de projeto usados no modelo. Fonte: Silva *et al.* (2018)

Parâmetros	Valores	Unidades
Diâmetro da Turbina	10	m
Diâmetro do cubo da Turbina	1.2	m
Número de pás	3	
Velocidade da água	0.9 - 3	m/s
Densidade da água	997	kg/m ³
Rotação	8 - 33.92	rpm
Perfil do aerofólio	NACA 653 - 618	

Autoria própria

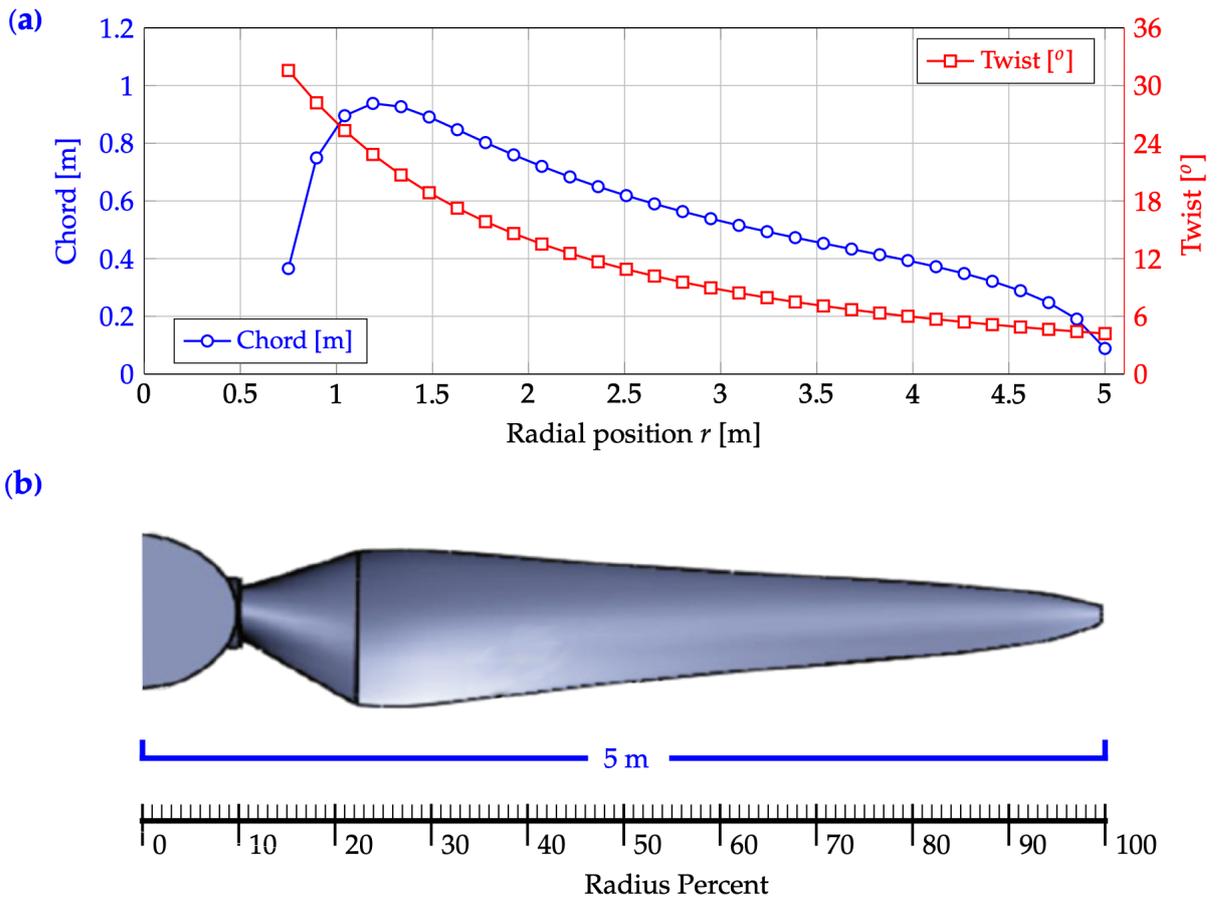


Figura 1. Pá baseada na NREL PHASE VI (a) Distribuição do ângulo de torção e corda da pá (b) Forma da pá

O difusor cônico flangeado projetado por Silva et al. (2018) é empregado aqui (Fig. 2), que é baseado no trabalho de Abe e Ohya. (2004) e Abe et al. (2005). Esse difusor, possui entrada com diâmetro de $1.01D$, permanecendo cilíndrico com comprimento de $0.14D$ em relação à entrada, em seguida apresentando uma parte cônica com ângulo de abertura de 4° . De acordo com Abe e Ohya (2004), o conceito de projeto para uma turbina com difusor flangeado é consideravelmente diferente do conceito para uma turbina normal, em que o coeficiente de carga local para o melhor desempenho de um difusor flangeado é consideravelmente menor do que para uma turbina sem difusor. Sua investigação sugere que um coeficiente de carga relativamente pequeno, evitando uma separação e manutenção de um coeficiente de recuperação de alta pressão, tende a dar alto desempenho para uma turbina com difusor flangeado. Assim, neste trabalho, é presumível que o difusor cônico

flangeado seja uma boa escolha para ser usado em turbinas hidrocínéticas.

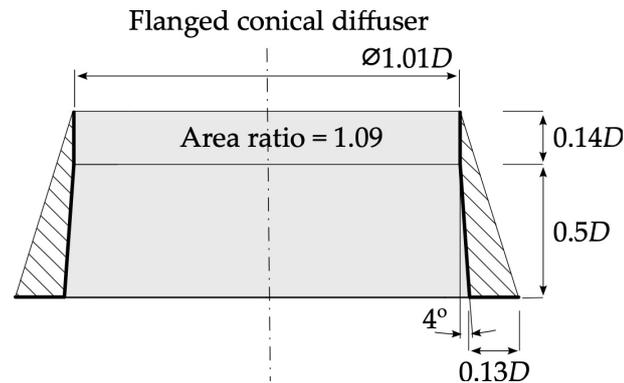


Figura 2. Ilustração do difusor cônico flangeado. Fonte: Adaptado de Silva *et al.* (2018).

2.2 Energia remanescente à jusante da barragem de Tucuruí

A usina hidrelétrica de Tucuruí está localizada no rio Tocantins (Fig. 3), que pertence à região amazônica. A hidrelétrica de Tucuruí possui 25 turbinas hidráulicas (hidro geradores), do tipo Francis, com uma capacidade instalada de 8370 MW, produzindo 21,4 TWh de eletricidade, é a maior usina genuinamente brasileira, haja visto que a barragem de Itaipu é binacional (Brasil-Paraguai), a energia remanescente da represa de Tucuruí foi há pouco tempo estudada por Holanda *et al.* (2017), que determinaram as velocidades e profundidades.



Figura 3. Imagens de satélite da barragem de Tucuruí. Fonte: Adaptado de Google Earth (2022).

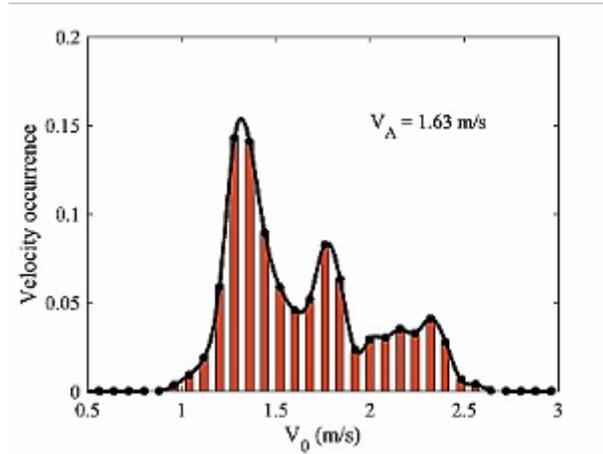


Figura 4. Ocorrência de velocidade no rio. Fonte: Holanda *et al.* (2017).

A figura 4 mostra a frequência de ocorrência da velocidade do rio, onde a média é de $V_A = 1.63\text{m/s}$, conforme relatado em Holanda *et al.* (2017), os dados consistem em medidas coletadas de 01/01/2008 a 22/07/2013. Os dados batimétricos foram fornecidos pela Empresa Eletronorte/Eletróbrás, esses dados foram obtidos da Administração de Hidropostos da Amazônia Oriental (AHIMOR) e foram coletados em setembro de 2004 usando um único sonar ecológico.

Na figura 5 observa-se a densidade de energia calculada, neste caso, a energia mais alta ocorre em $V_0 = 2.35\text{m/s}$, que é usado aqui para projetar a turbina hidrocínética.

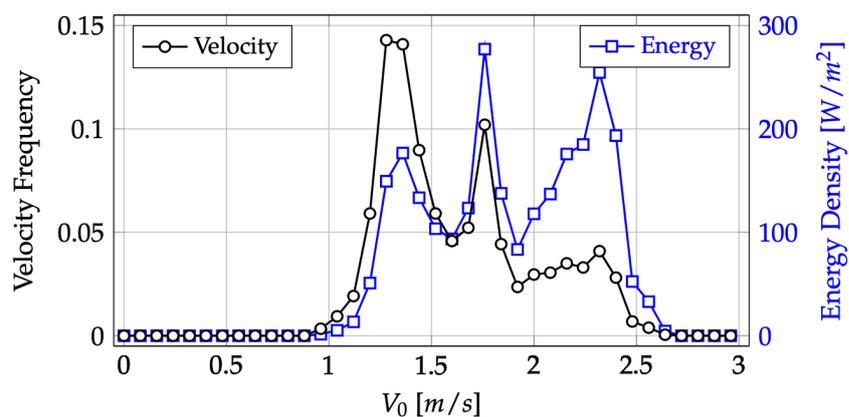


Figura 5. Densidade de energia em função da velocidade de corrente do rio. Fonte: Adaptado de Holanda *et al.* (2017).

3 Revisão Bibliográfica

Os difusores são tecnologias que têm como principal objetivo aumentar a vazão mássica através do rotor da turbina promovendo uma maior extração da energia cinética contida no fluido, sendo interessantes às localidades que apresentam baixas velocidades de vento ou de correnteza de água. A junção do difusor e a turbina, assim como seus componentes são ilustrados na Fig. 6.

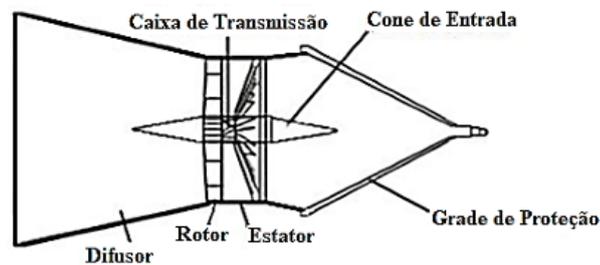


Figura 6. Componentes de uma turbina hidrocínética com difusor (Van-Els *et al.*, 2003)

A ideia da utilização do difusor para aumentar a vazão mássica não é recente. Betz (1926) investigou a possibilidade do aumento de potência em uma turbina eólica usando um difusor para reduzir a pressão a montante da turbina objetivando o aumento da vazão mássica. Posteriormente, diversos pesquisadores prosseguiram com essa investigação, dentre eles: Lilley e Rainbird (1956), Iwasaki (1953), Igra (1976, 1981), Gilbert *et al.* (1978), Fletcher (1981) e Abe *et al.* (2005).

No que tange o estudo da influência da geometria do difusor na eficiência do rotor, Lilley e Rainbird (1956) mostraram que uma turbina com difusor pode produzir duas vezes mais potência quando comparada a turbinas sem difusores com o mesmo diâmetro de rotor, sugerindo que com a presença de um flap (elemento semelhante aos utilizados em aeronaves para o controle da sustentação aerodinâmica das asas) no plano de saída do difusor poderia amenizar o problema da separação do escoamento, ocorrido em função do aumento do ângulo de abertura do difusor.

Fletcher (1981) indicou que a utilização de perfis aerodinâmicos de elevado coefici-

ente de sustentação em difusores não melhoraria a eficiência de uma turbina, concluindo também que, dependendo da razão de área e do número de Reynolds, as turbinas dotadas de difusor seriam capazes de gerar uma potência de saída de 2 a 4 vezes maior que de turbinas sem difusor com a mesma área de rotor.

Abe et al. (2005) propuseram o uso de um difusor constituído de uma região cônica, de um flange em forma de anel na saída do difusor Fig. 7, objetivando criar uma zona de baixa pressão, e de um pequeno bocal localizado na entrada do difusor, com o intuito de melhorar a captura do escoamento incidente, sendo assim, o coeficiente de potência da turbina em questão era 4 vezes maior comparado às turbinas sem difusores.

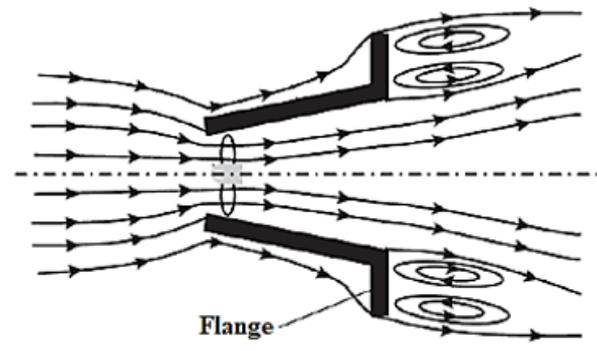


Figura 7. Representação de uma turbina com difusor flangeado (Abe e Ohya, 2004).

Ohya et al. (2008) realizaram um importante trabalho experimental e computacional, respectivamente, tanto em difusores flangeados (Abe e Ohya, 2004) como em difusores lente-flangeado (Ohya e Karasudani, 2010). O flange produz uma queda de pressão mais alta atrás do rotor, o que melhora o desempenho da turbina pela ação de uma zona de recirculação criada pelo flange.

Hu e Wang (2015) mediram a influência de um difusor flangeado em uma turbina eólica. Os seus resultados experimentais revelaram que a velocidade de rotação e o carregamento sobre as pás são maiores do que as turbinas sem um difusor flangeado. Abe e Ohya (2004) fizeram uma investigação numérica e experimental de DAWTs com flanges, sugerindo que o coeficiente de empuxo para o melhor desempenho de um difusor flangeado é consideravelmente menor do que para uma turbina eólica sem difusor. Além disso, avaliou-se evitar a separação da camada de limite e manter um alto coeficiente de

recuperação de pressão, para dar alto desempenho. Para tal, Ohya e Karasudani (2010) desenvolveram uma turbina com difusor lente-flangeado. A potência gerada pela turbina foi aumentada de um fator entre 2 e 5 acima de uma turbina sem difusor com o mesmo diâmetro da pá e velocidade do vento. Isso ocorreu porque regiões de baixa pressão, devido a uma forte formação de vórtice atrás do difusor, aumenta a vazão mássica através das pás. Estes aspectos destacam a importância do desenvolvimento de modelos capazes de otimizar DAWTs (Lubitz e Shomer, 2014).

Análises teóricas baseadas na Teoria do Momentum Unidimensional foram feitas por De Vries (1979), van Bussel (1999, 2007) e Jamieson (2009). A primeira análise em CFD foi feita por Hansen et al. (2000) e mais tarde seguida por Phillips (2003) em sua tese de doutorado, onde comparou as análises em CFD com resultados experimentais. Novas ideias para o projeto de turbinas com difusores surgiram com Werle e Presz (2008, 2009) e posteriormente trabalhos incluindo CFD e modelos de vórtice assim como o projeto de difusores foram feitos por Hjort e Larsen (2014).

O estudo do projeto hidrodinâmico de DAHTs (do inglês: Diffuser-Augmented Hydro Turbines) é muito importante para melhorar as tecnologias de turbinas, já que são relevantes a razão da área do difusor e a eficiência para o aumento do coeficiente de potência do sistema. DAHTs utilizam o efeito Venturi Fig. 8, reduzindo a pressão do fluido a jusante e aumentando a velocidade axial através de uma contração. A contração está localizada na “garganta” do difusor onde o rotor é colocado. Turbinas com difusores também têm a vantagem de permitir que o rotor comece a girar em velocidades mais baixas do que as de escoamento (turbinas sem difusor), porque ocorre uma maior diferença de pressão entre a entrada e a saída do difusor, promovendo o aumento da velocidade dentro dele e, por conseguinte, um acréscimo na eficiência da turbina. Estas características implicam numa maior produção de energia de sistemas DAHTs (Ramos e Iglesias, 2013) com um potencial significativo de redução de custos de energia (Vazquez e Iglesias, 2015).

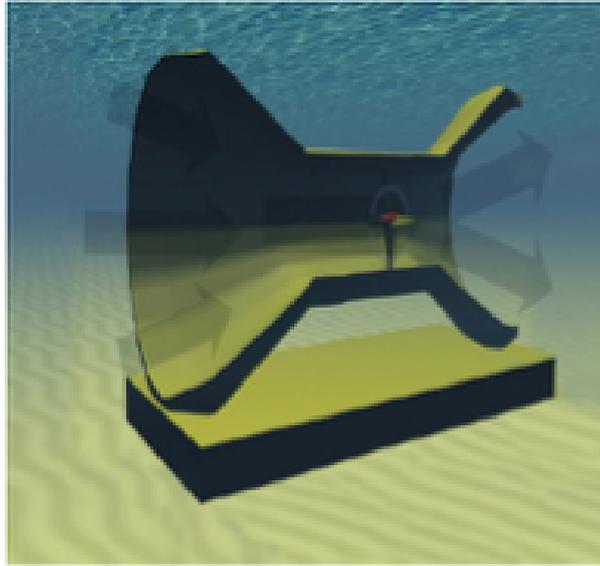


Figura 8. Efeito Difusor (Gharraee, 2015).

Diversos trabalhos sobre turbinas maré motrizes estão presentes na literatura. A fim de se fazer uma revisão dos principais estudos, alguns trabalhos são apresentados em sequência. Gaden e Bibeau (2010) desenvolveram um estudo numérico para investigar o uso de difusores para melhorar o desempenho e a viabilidade de turbinas hidráulicas, relatando que a potência pode aumentar por um fator de 3.1. Mehmood et al. (2012) exploraram várias formas baseadas em aerofólios tipo NACA e observaram um aumento significativo da velocidade na “garganta” do difusor.

A adição de um difusor a uma turbina hidrocínética de eixo horizontal é uma das poucas maneiras em que a produção de energia pode ser aumentada de forma econômica, conforme observado por Al-Sulaiman e Yilbas (2015). Há uma extensa literatura sobre o desempenho de turbinas eólicas com difusor DAWTs (do inglês: Diffuser-Augmented Wind Turbines). No entanto, para o caso de turbinas hidrocínéticas poucos são os trabalhos.

Embora o presente trabalho lide com DAHTs, a abordagem matemática vem da teoria da turbina eólica com difusor (DAWT) e, portanto, trabalhos adicionais sobre DAWTs precisam ser considerados. Por exemplo, Shahsavarifard et al. (2013) desenvolveram uma análise experimental de dois difusores com diferentes geometrias, alcançando coeficiente de potência máximo de 0.84, muito além do limite de Betz-Joukowski, demonstrando o potencial de turbinas com difusores. Utilizando a teoria da Dinâmica dos Fluidos

Computacional CFD (do inglês: Computation Fluid Dynamics) e o momentum axial em 1D, Hansen et al. (2000) demonstraram que o aumento de potência das turbinas com difusores é proporcional ao aumento da vazão mássica através das pás da turbina. Rio Vaz et al. (2014) desenvolveram uma abordagem inovadora para a análise de desempenho de DAWTs com base na Teoria BEM, na qual uma análise unidimensional semi-empírica mais geral foi realizada, estendendo a correção de Glauert, a fim de evitar os altos valores do fator de indução axial. Além disso, Vaz e Wood (2016) implementaram um algoritmo para otimizar o comprimento da corda da pá e as distribuições do ângulo de torção de uma turbina eólica com difusor, melhorando a geometria do rotor aerodinamicamente.

Ressalta-se que em todas as citações anteriores sobre DAWT, a eficiência do difusor não foi implementada na Teoria BEM, sendo a principal motivação da presente tese. Sendo assim, neste trabalho propõe-se uma nova abordagem para o projeto de DAHTs, inserindo o efeito da eficiência do difusor no modelo BEM. Novas expressões para o fator de indução axial e empuxo são obtidas, objetivando avaliar o desempenho das DAHTs. Uma formulação para a correção do fator de indução axial também é proposta. As comparações são feitas usando dados experimentais obtidos da literatura e um estudo utilizando CFD para dois difusores diferentes: difusor cônico-flangeado (Flanged Lens Diffuser - FCD) e difusor lente-flangeado (Flanged Conical Diffuser - FLD), (Silva et al. 2018).

Para garantir resultados com melhor exatidão, uma validação usando apenas a turbina de escoamento livre e um difusor vazio é apresentada. Neste caso, são utilizados dados experimentais da turbina NREL PHASE VI (2001) e do difusor flangeado proposto por Abe e Ohya (2005), respectivamente. Ressalta-se que o BEM precisa considerar a influência da eficiência do difusor para prever com exatidão o desempenho da DAHT. Em outras palavras, se o BEM não considerar a eficiência do difusor, o coeficiente de potência da turbina pode ser superestimado.

Nos últimos anos, as turbinas com difusores têm se tornado uma alternativa promissora para a geração de energia elétrica, principalmente porque a tecnologia do difusor melhora o desempenho da turbina. Tais turbinas, em geral, não requerem grandes áreas inundadas ou estruturas civis complexas (Belloni et al., 2017), contribuindo de forma

expressiva para reduzir impactos ambientais.

4 Teoria do Elemento de Pá com Difusor

4.1 A teoria clássica

A teoria clássica considera que a turbina é representada por um disco atuador ideal, ou seja, sem atrito e sem a componente da velocidade de rotação na esteira. Neste caso, para a análise unidimensional, as velocidades induzidas u e u_1 no disco e na esteira, respectivamente, conforme mostrado na Fig. 9, são escritos como:

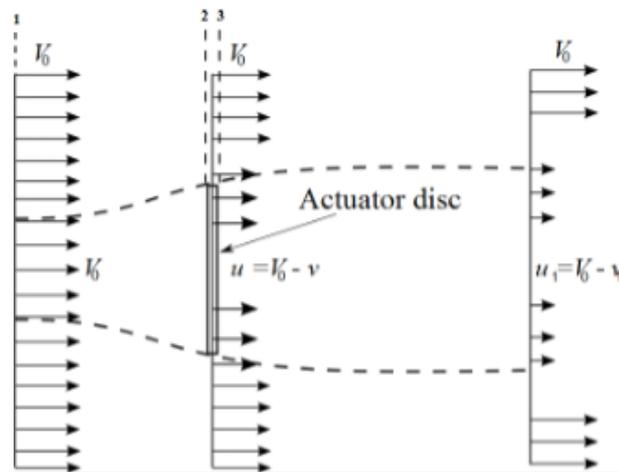


Figura 9. Volume de controle para o disco atuador. Fonte: Rio Vaz *et al.* (2013)

$$V_0 - V = u = (1 - a)V_0 \quad (4.1)$$

e

$$V_0 - V_1 = u_1 = (1 - 2a)V_0 \quad (4.2)$$

onde $V = aV_0$ e $V_1 = 2aV_0$. As equações para os coeficientes de empuxo e potência para a turbina ideal, são obtidos a partir da aplicação da equação de conservação de energia no volume de controle mostrado a seguir, resultando em:

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = 4a(1 - a) \quad (4.3)$$

$$C_P = \frac{P}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{Tu}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = 4a(1-a)^2 \quad (4.4)$$

Aplicando a equação do balanço de momento axial para o volume de controle, representado na Fig. 9, considerando regime estacionário, usando a conservação da massa e as hipóteses simplificadoras para um rotor ideal, é possível obter a importante formulação:

$$u = \frac{1}{2}(V_0 + u_1) \quad (4.5)$$

Este resultado mostra que a velocidade no plano do rotor é a média da velocidade de corrente e a velocidade u_1 na esteira. Para a teoria clássica, um resultado importante é a maximização do coeficiente de potência, em que $dC_P/da = 0$ produz $a_{opt} = 1/3$, $C_{opt} = 0.89$ e $C_{max} = 16/27$. Isto mostra que o máximo de energia extraída por uma turbina é de 59,3%. Este valor é conhecido na literatura como o limite de Betz (Gaden & Bibeau. 2010).

4.2 O efeito do difusor sobre a teoria clássica

4.2.1 A teoria clássica com difusor

Para descrever a teoria clássica com difusor utiliza-se uma formulação similar ao utilizado na teoria clássica sem difusor. No entanto, considera-se as perdas através do difusor (Rio Vaz et al., 2013; Abe e Ohya, 2004) que possui o comportamento de um duto. A Fig. 9 mostra o volume de controle para o disco atuador, com difusor.

O difusor é um dispositivo que tem a função de provocar um efeito de aumento no fluxo de massa através do rotor, devido à queda de pressão à jusante e, portanto, um aumento da velocidade do escoamento no disco. A Fig. 11 ilustra um perfil de velocidade típico sobre o eixo de simetria de um difusor sem a turbina. Nesta configuração, a razão de aumento de velocidade do difusor, γ , é definida por:

$$\gamma = \frac{V_1^*}{V_0} \quad (4.11)$$

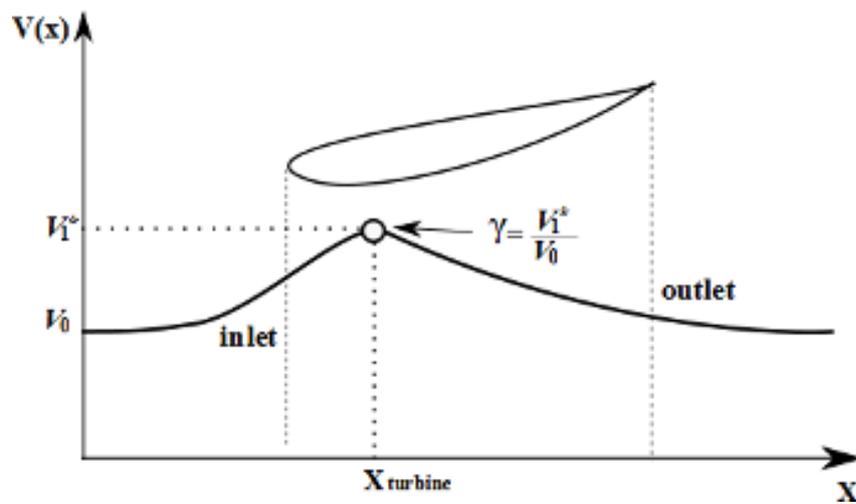


Figura 11. Ilustração do perfil de velocidade axial sobre o eixo de simetria de um difusor sem a turbina. Fonte: Rio Vaz *et al.* (2013)

Assim, a velocidade do fluxo que chega no disco torna-se:

$$V_1 = V_2 = (1 - \tilde{a})V_1^* \quad (4.12)$$

e a razão de aumento de velocidade assume a forma:

$$\varepsilon = \frac{V_1}{V_0} = \gamma(1 - \tilde{a}) \quad (4.13)$$

As equações (4.8) e (4.9) se tornam:

$$cp_3 = (1 - \beta^2\gamma^2)(1 - \tilde{a})^2 + \tilde{a}(3\tilde{a} - 2) \quad (4.14)$$

$$C_P^d = \gamma(1 - \tilde{a})^2[4\tilde{a} + \gamma^2(1 - \tilde{a})(1 - \beta^2)(n_d - 1)] \quad (4.15)$$

Se considerar que não existem perdas através do difusor, implica que a eficiência do difusor é unitária, o que produz:

$$C_P^d = 4\gamma\tilde{a}(1 - \tilde{a})^2 \quad (4.16)$$

Aplicando a equação de equilíbrio de energia semelhante à teoria clássica, e utilizando o volume de controle representado na Fig. 9, o coeficiente de empuxo é dado por:

$$C_T^d = \frac{T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho A(V_0^2 - V_4^2)}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = 4\tilde{a}(1 - \tilde{a}) \quad (4.17)$$

Combinando as Eq. (4.17) e (4.18), tem-se:

$$C_P^d = \frac{P_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{V_1 T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \varepsilon C_T^d \quad (4.18)$$

Na Equação (4.16) se $\gamma = 1$, reduz-se ao caso das turbinas sem difusor. Nota-se também que o coeficiente de energia apresenta um valor máximo, onde $\tilde{a}_{opt} = 1/3 = 0.89$. Portanto, o limite teórico para uma turbina com difusor é uma função da geometria do difusor. Conclusão semelhante também foi obtido por outros autores (Silva *et al.*, 2018, Abe e Ohya, 2004). O significado deste resultado é que, matematicamente, o carregamento sobre o rotor é semelhante à teoria do disco atuador, mas as respostas são diferentes porque o fator de indução no plano axial do rotor é influenciado pelo difusor.

4.3 Efeito da rotação na esteira

Na teoria clássica, não há rotação na esteira. No entanto, para as turbinas modernas é necessário considerar o efeito do fator de indução tangencial. Assim, o torque disponível elementar, M_d , pode ser obtido diretamente a partir da equação do momento angular aplicada a um volume de controle infinitesimal, com área dada por $dA = 2\pi r dr$.

$$dM_d = \rho V_1 w r^2 dA = 2p\tilde{a}' V_1 \Omega r^2 dA \quad (4.19)$$

onde $w = 2\Omega\tilde{a}'$. O coeficiente de torque é:

$$C_M^d = \frac{dM_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} = \frac{4\tilde{a}' V_1 \Omega r^2}{V_0^2} \quad (4.20)$$

Portanto, a potência elementar é dada por:

$$dP_d = \Omega dM_d = 2p\tilde{a}'V_1\Omega^2r^2dA \quad (4.21)$$

Ao integrar a Eq. (4.21) a partir de $r = 0$ até $r = R$, o coeficiente de potência é:

$$C_P^d = \frac{P_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda \gamma\tilde{a}'(1 - \tilde{a})x^3 dx \quad (4.22)$$

onde $x = \Omega r/V_0$ e $\lambda = \Omega R/V_0$.

4.4 Efeito do difusor sobre a teoria BET

Nesta seção, será mostrado que o efeito do difusor é incorporado à teoria BET. Para isso, considera-se que o volume de controle representado na Fig. 9, onde são impostas as condições para perda zero no difusor e velocidade de fluxo na esteira dada pela Eq. (4.10). As velocidades induzidas V_1 e V_2 são dadas pela Eq. (4.12), como mostrado na Fig. 9 e V_3 , utilizando a equação da continuidade é escrita como:

$$V_3 = \beta V_1 = \beta\gamma(1 - \tilde{a})V_0 \quad (4.23)$$

Os coeficientes de forças normal e tangencial, são definidos por:

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi \quad (4.24)$$

$$C_t = \frac{F_t}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} = C_L \sin\phi - C_D \cos\phi \quad (4.25)$$

O ângulo de fluxo ϕ é obtido a partir do diagrama de velocidade, como mostrado na Fig. 12, a seguir.

$$\tan\phi = \gamma \frac{(1 - \tilde{a})V_0}{(1 + \tilde{a}')\Omega r} \quad (4.26)$$

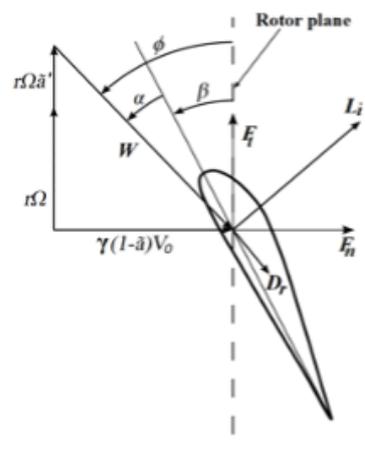


Figura 12. Forças atuantes sobre uma seção da pá. Fonte: Rio Vaz *et al.* (2013).

Desta forma, é possível expressar os coeficientes de empuxo e de momento como:

$$C_T^d = \frac{dT_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} = \left(\frac{W}{V_0}\right)^2 \sigma C_n = \left(\frac{V_1}{V_0 \sin\phi}\right)^2 \sigma C_n \quad (4.27)$$

$$C_M^d = \frac{dM_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} = \left(\frac{W}{V_0}\right)^2 r \sigma C_t = \left(\frac{V_1}{V_0 \sin\phi}\right)^2 r \sigma C_t \quad (4.28)$$

onde $\sigma = Bc/2\pi r$ é a solidez. O fator de indução axial é obtido igualando as Eqs. (4.17) e (4.27), e o fator de indução tangencial é obtida igualando as Eqs. (4.20) e (4.28).

$$\frac{\tilde{a}}{1 - \tilde{a}} = \gamma^2 \frac{\sigma C_n}{4 \sin^2\phi} \quad (4.29)$$

$$\frac{\tilde{a}'}{1 - \tilde{a}'} = \frac{\sigma C_t}{4 \sin\phi \cdot \cos\phi} \quad (4.30)$$

Por conseguinte, o desempenho do rotor, pode ser expresso como uma função dos coeficientes de indução, desde que as características hidrodinâmicas do perfil da pá estão disponíveis. O procedimento para o cálculo de \tilde{a} e \tilde{a}' para cada seção radial ao longo da pá, a partir de sua parte mais externa é descrita seguindo o procedimento descrito na tabela abaixo, conhecidos os parâmetros: r , $c(r)$, $\gamma(r)$, $\beta(r)$, $C_L(\alpha)$, $C_D(\alpha)$ e V_0 .

Passo	Procedimento
1	Entrar com os valores iniciais para \tilde{a} e \tilde{a}' . Neste trabalho utilizou-se $\tilde{a} = 1/3$ e $\tilde{a}' = 0$
2	Calcula-se o ϕ utilizando a Eq. (29).
3	Calcula-se o ângulo de ataque $\alpha = \phi - \theta$
4	Calcula-se C_n e C_t , utilizando as Eq. (27) e (28).
5	Calculam-se os novos valores de \tilde{a} e \tilde{a}' , utilizando as Eq. (32) e (33).
6	Calcula-se o $Erro = \phi_{iter+1} - \phi_{iter} $. Se não houver convergência o procedimento reinicia do passo 2.
7	Calculam-se as forças radiais sobre cada seção da pá.

Tabela 2 - Procedimento de cálculo dos fatores de indução

4.5 Extensão da correção de Glauert ao caso de turbinas de eixo horizontal com difusor

Aqui a correção de Glauert para o caso de turbinas eólicas e hidrocínéticas com difusores é estendida conforme descrito em Rio Vaz *et al.* (2014). Para obter isso, utiliza-se o resultado para o coeficiente de empuxo da Eq. (4.17), o qual apresenta um comportamento similar ao de uma turbina sem difusor, tal como discutido por outros autores (Silva *et al.*, 2018, Abe e Ohya, 2004). Em outras palavras, o empuxo sobre uma turbina com difusor varia com o fator de indução axial da mesma maneira como na teoria do disco atuador. Desta forma é possível introduzir uma correção para os elevados valores de \tilde{a} , utilizando a Eq. (4.28) (Abe *et al.*, 2005), considerando-se a hipótese de que a correção de Glauert também é válida para turbinas com difusores, onde F representa o fator de perda de Prandtl (Silva, 2018).

$$C_T^d = \begin{cases} 4\tilde{a}(1 - \tilde{a})F, & \text{para } \tilde{a} \leq 1/3 \\ 4\tilde{a} \left[1 - \frac{\tilde{a}}{4}(5 - 3\tilde{a}) \right], & \text{para } \tilde{a} > 1/3 \end{cases} \quad (4.31)$$

Igualando as equações. (4.27) e (4.31) é possível determinar a correção para o fator de indução axial considerando os altos valores de \tilde{a} , em que o parâmetro a_c é de 0.2 e o parâmetro K carrega informações sobre o efeito do difusor e da geometria da turbina. Para calcular as velocidades induzidas corretamente, antes do estol, a Eq. (4.32) deve ser substituída pela Eq. (4.29).

$$\tilde{a} = \begin{cases} \frac{1}{1+K}; & \text{para } \tilde{a} \leq a_c \\ \frac{1}{2} \left\{ 2 + k(1 - 2a_c) - \sqrt{[k(1 - 2a_c) + 2]^2 + 4(Ka_c^2 - 1)} \right\}; & \text{para } \tilde{a} > a_c \end{cases} \quad (4.32)$$

$$K = \frac{4Fsen^2\phi}{\gamma^2\sigma C_n} \quad (4.33)$$

5 Metodologia Numérica

5.1 Considerações Iniciais

Neste capítulo será abordado o procedimento utilizado na simulação em CFD para obtenção dos campos de pressão e velocidade, bem como observação dos fenômenos fluidodinâmicos ocorrentes neles, inerentes ao funcionamento da turbina e suas condições de instalação.

5.2 O Modelo Numérico

As simulações são realizadas por meio de modelagem computacional de dinâmica de fluidos (CFD) utilizando o método de volumes finitos (Hirsch, 2007). Toda a construção geométrica, discretização e solução das equações foram feitas no software ANSYS CFX (ANSYS, 2016). As equações de Navier-Stokes são resolvidas para determinar os campos de velocidade e pressão, considerando o fluxo incompressível e totalmente turbulento. Para levar em conta os fenômenos de turbulência sem resolver numericamente todas as escalas de vórtices, as equações de Reynolds Averaged Navier- Stokes (RANS) são empregadas (Sotiropoulos, 1998), o equacionamento RANS também se apresenta com maior viabilidade por permitir o uso de malhas não estruturadas o que para o presente estudo é de grande valia em virtude da grande complexidade geométrica das pás da turbina, da discrepância entre a espessura do difusor com suas demais dimensões, além da necessidade de atender critérios numéricos inerentes à simulação, como o uso de camadas prismáticas para aumento da eficiência da lei de parede do modelo de turbulência adotado, conforme será visto mais adiante. Portanto, as equações governantes do fluxo são equações de continuidade e quantidade de movimento descritas, respectivamente nas eq. 31 e 32.

$$\frac{\partial}{\partial x_i} \bar{u}_i = 0 \quad (5.1)$$

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial t} + \rho \bar{u}_i \frac{\partial u_j}{\partial x_i} = - \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_i} (2\mu S_{ij} - \overline{\mu u'_i u'_j}) + \rho f_i \quad (5.2)$$

onde u_i são os componentes da velocidade, ρ é a densidade, p é a pressão, μ é a viscosidade dinâmica e f é uma força de corpo por unidade de volume que pode representar Coriolis e contribuições centrífugas. A contribuição das flutuações de velocidade turbulenta, u'_i , na média temporal dos campos de velocidade e pressão é dada pelo tensor de tensão de Reynolds $\tau_{ij} = \overline{u'_i u'_j}$, que deve ser modelado (Davidson, 2004; Pope, 2000). Existem vários modelos numéricos disponíveis na literatura para avaliar este tensor de tensão de Reynolds, como descrito em Argyropoulos e Markatos (2015).

Neste trabalho o modelo de turbulência adotado, em função da necessidade de determinar os fenômenos ocorrente nas proximidades das pás da turbina, bem como a influência da esteira próxima nos mesmos, foi o $\kappa - \omega - SST$ (originalmente mostrado por Menter et al., 2004) mas na forma descrita por Silva *et al.* (2016). Este modelo foi desenvolvido para atender à necessidade de modelos que possam lidar com fluxos aeronáuticos com fortes gradientes de pressão adversa e separação da camada limite. Ele combina a lei de parede do modelo $\kappa - \omega$, em regiões próximas às paredes sólidas, com as equações do modelo $k - \varepsilon$, para fluxo livre fora da camada limite. Isto é possível devido à definição de funções auxiliares, que dependem principalmente das quantidades turbulentas e da distância normal adimensional da parede. O modelo $\kappa - \omega$ calcula a contribuição turbulenta das camadas limites internas sem quaisquer funções extras de amortecimento e o $k - \varepsilon$ atua fora da camada limite, evitando a sensibilidade excessiva do $\kappa - \omega$ para as condições de fluxo livre de entrada. O modelo $\kappa - \omega - SST$ mostrou resultados muito bons para fluxos limitados pela parede, mesmo em regiões altamente separadas. É uma escolha comum para simulação numérica de vazões através de turbinas hidrocínéticas, que possui similaridade com turbinas eólicas.

O modelo geométrico é definido pela soma de dois volumes, um hexaedro e um disco, correspondendo respectivamente aos domínios estático e rotativo. No entanto, vale a pena mencionar que esses dois domínios não se sobrepõem e o domínio estático e o rotativo estão interconectados por uma interface. Segundo Silva et al. (2018), a fim de

parametrizar e possibilitar a simulação de turbinas de tamanhos variados, o raio do rotor deve ser utilizado como parâmetro essencial para a construção do volume de controle (domínios estático e rotativo). A dimensão atual do domínio em função do raio do rotor R pode ser vista na figura 14.

A qualidade da malha de volumes finitos é de fundamental importância, pois influencia diretamente na qualidade dos campos de velocidade e pressão. Por isso, para gerar uma malha adequada para o modelo geométrico e características do escoamento, alguns parâmetros relevantes são observados, tais como: y^+ e o skewness. O parâmetro y^+ representa a distância da parede, de forma adimensional, e é definido por

$$y^+ = \frac{\rho y u^+}{\mu} \quad (5.3)$$

onde u^+ é a velocidade de cisalhamento da parede e y é a distância dimensional da parede, desta forma, a região da parede próxima pode ser subdividida em três camadas: camada viscosa $y^+ < 5$, camada intermediária $5 < y^+ < 30$ e camada totalmente turbulenta $y^+ > 30$, (Schlichting e Gersten, 2017). Consequentemente, para resolver a subcamada viscosa, os valores de y^+ geralmente devem ser menores que 5. No modelo $k - \omega - SST$, o valor máximo de y^+ deve ser 1 (Wilcox, 2006). Portanto, a fim de atender a esse critério, utiliza-se o recurso inflation, que consiste na compilação de várias camadas de prismas sobre uma determinada superfície, resultando num aumento da eficiência da lei de parede e, consequentemente, o cálculo correto da variação do campo de pressão na região. O skewness é, também, um parâmetro adimensional que indica a qualidade da malha, verificando a qualidade geométrica da célula, ou seja, o nível de distorção sofrido por uma célula devido às proporções geométricas, quanto mais próximo de 0 for o valor de skewness, mais conformidade geométrica e, consequentemente, qualidade terá a malha (Mavriplis, 1996). Esses parâmetros são avaliados nesta simulação.

Fonte: Autoria própria

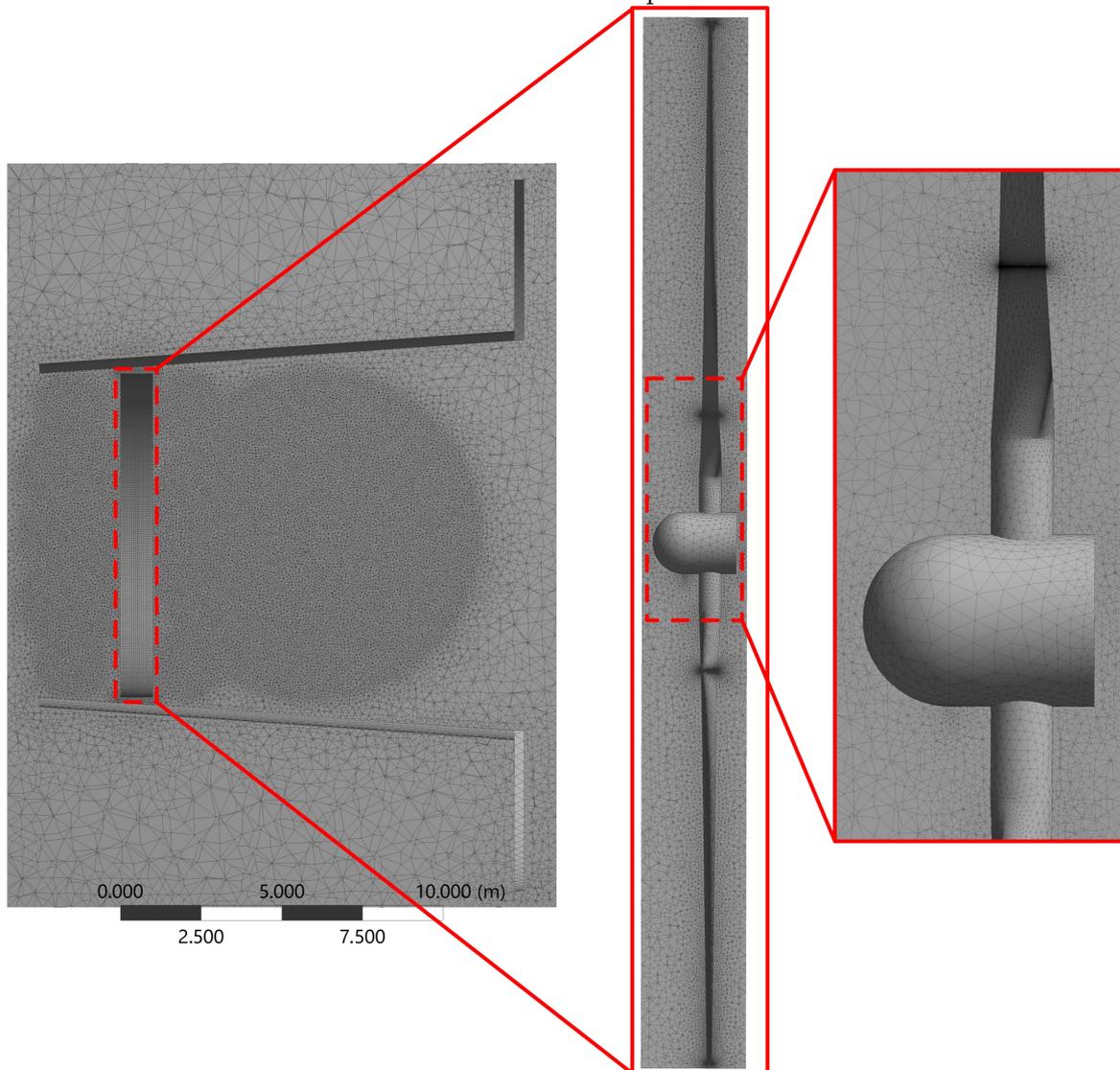


Figura 13. Malha em CFD do modelo completo

Na Fig. 13 observa-se o refinamento da malha obtido para todas as simulações, devido às grandes dimensões necessárias ao domínio computacional, no intuito de atenuar o efeito de bloqueio, requerido neste trabalho, a malha é refinada em zonas onde as características de fluxo mais afetam o desempenho da turbina, como nas paredes do difusor e nas superfícies que compõe o rotor. Esse refinamento se dá por meio da aplicação de uma série de camadas prismáticas, possibilitando maior eficiência das equações que compõe a lei de parede e o modelo de turbulência utilizado, esse processo apresenta interferência direta na qualidade e eficiência da malha, tornando necessário um processo de convergência

e seleção de malha, conforme observado na tabela 2.

Tabela 2. Refinamento e seleção de malha.

Mesh	Number of nodes [10 ⁶]	Prismatic layers	Y ⁺		Power [kW]
			y_{max}^+	y_{avg}^+	
Mesh 1	2.47	25	5.45	3.43	2.81
Mesh 2	3.78	25	1.36	0.85	2.76
Mesh 3	5.62	25	0.42	0.26	4.96
Mesh 4	6.35	25	0.45	0.09	5.66
Mesh 5	7.63	25	0.48	0.08	5.83
Mesh 6	8.30	25	0.48	0.08	5.94

O parâmetro Y^+ mostrado na tabela 2 foi utilizado como elemento de convergência e seleção da malha a ser utilizada na simulação, pois conforme Wilcox, para o modelo $k - \omega SST$ o mínimo valor de Y^+ é 1, para que se obtenha resultados mais precisos, ou seja quanto menor for o valor de Y^+ , a baixo de 1, mais eficiente tende a ser a malha.

As condições de contorno usadas são mostradas na Fig. 14, a seguir.

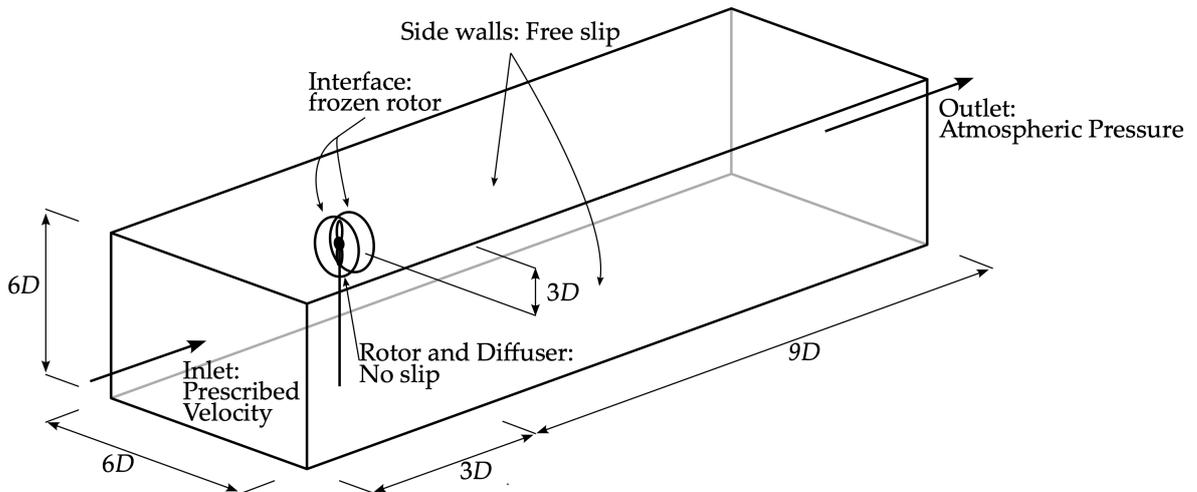


Figura 14. Condições de contorno

As condições de contorno são definidas da seguinte maneira. Na entrada, a velocidade é prescrita com valor 2.5 m/s (correspondente à velocidade de corrente obtida nas medições exibidas anteriormente), com 5% de intensidade turbulenta. Nas paredes laterais, bem como de fundo e topo, são definidas como paredes com condição de deslizamento (sem tensões tangenciais), como estas paredes estão longe da turbina, esta suposição é válida. No limite de saída, uma especificação de pressão estática é usada. Na interface entre os

domínios estático e rotativo é utilizada a configuração *frozen rotor*, para determinar melhor a transição de fluxo entre domínios.

6 Resultados e Discussão

6.1 Considerações Iniciais

Neste capítulo será discutido, primeiramente, o procedimento de validação do modelo referente ao sistema completo (rotor e difusor), em seguida serão feitas comparações entre a modelagem em CFD e abordagem em BET, variando as velocidades de corrente e avaliando a performance da turbina.

6.2 Validação Numérica

Segundo Silva *et al.* (2017), o bordo de fuga das pás do rotor e os efeitos viscosos da camada limite promovem intensos gradientes de velocidade normal, conseqüentemente resultam na necessidade de um maior refinamento da malha computacional. Os gradientes de velocidade de corrente, por outro lado, são geralmente baixos. Para capturar com precisão toda a região da camada limite nas pás da turbina, há a necessidade de implementação um refinamento localizado, constituído de 25 camadas prismáticas, na região de proximidade com a superfície da pá da turbina, a referida quantidade de prismas foi utilizada em virtude da necessidade de obtenção de uma resolução mais detalhada da camada limite, a partir da implementação do modelo $\kappa - \omega - SST$, por isso as camadas do prisma devem conter toda a camada limite. Portanto, conforme discutido anteriormente, fez-se o refinamento da malha observando os valores de y^+ , cujos quais podem ser observados na tabela 3, em seus máximos e médios para cada discretização.

Neste trabalho, a validação numérica é realizada em duas etapas. Primeiro, a modelagem do difusor que é validada usando as medições feitas por Abe et al. (2005), cujos resultados são mostrados nas Figs. 15 e 16, a seguir.

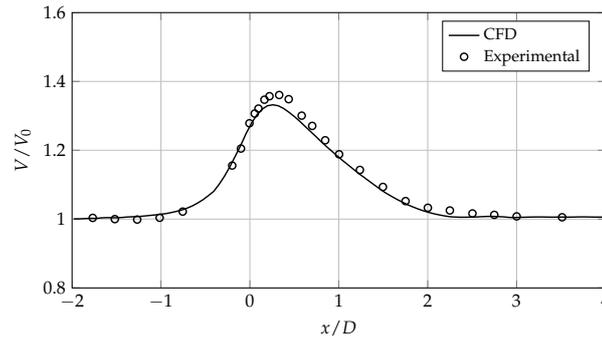


Figura 15. Perfil de velocidade para um difusor sem flange

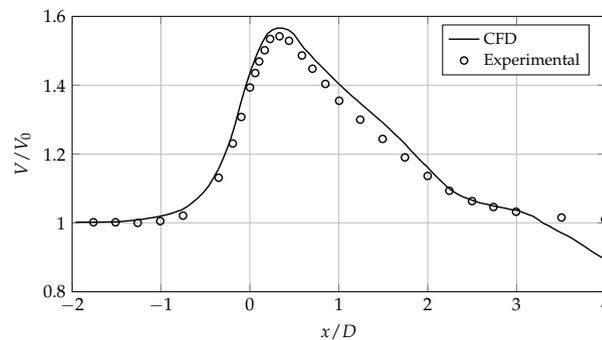


Figura 16. Perfil de velocidade para um difusor flangeado.

Pode ser observado que os resultados apresentados neste trabalho, para um difusor vazio (sem a presença do rotor em seu interior), são bons, pois apresentam consistência física. Vale a pena notar que o difusor na Fig. 15 é predominantemente cônico, enquanto na Fig. 16 é cônico, mas com um flange na saída, outra observação pertinente é a divergência entre as curvas CFD e Experimental na porção final do gráfico, mais exatamente a partir de $x/D = 3$, essa divergência se dá por conta dos resultados em CFD serem de baixa confiabilidade nessa região do domínio, que se trata da região de saída e esteira distante, onde a malha numérica não possui refinamento qualitativo, porém não é algo que compromete a validade do estudo uma vez que se trata de resultados em regiões inexpressivas para o projeto em questão.

O segundo passo da validação refere-se ao uso de resultados experimentais da turbina NREL Fase VI do National Renewable Energy Laboratory (Hand et al., 2001), em comparação com os resultados obtidos nas simulações em CFD, averiguando a concordância entre eles. Conforme pode ser observado na Fig. 17

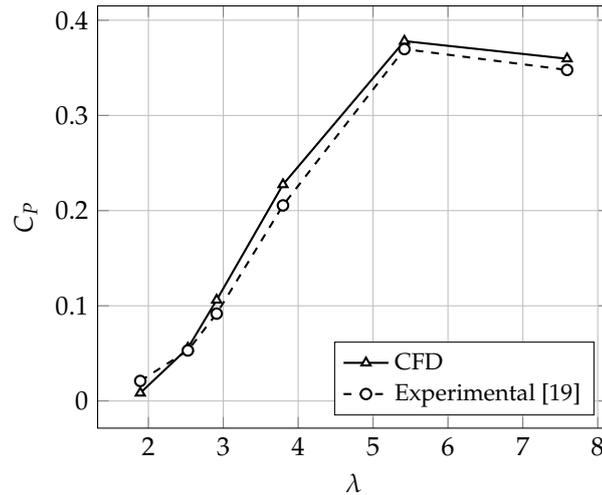


Figura 17. Validação do modelo CFD da turbina hidrocínética.

O impacto do refinamento da malha na potência desta turbina é mostrado na Tab. 3 para $\lambda = 5.4$. Seis malhas diferentes foram desenvolvidas variando o refinamento local, na região do rotor, a fim de possibilitar o cálculo correto dos campos de velocidade e pressão, bem como os fenômenos inerentes a eles.

A potência de saída experimental para $\lambda = 5.4$ é $P = 6.1$ kW. Assim, o erro entre a modelagem CFD e o experimento é de 2,6% em relação à malha 6, mostrando a convergência dos resultados numéricos. Embora a validação considere o difusor e a turbina separados, neste trabalho, uma vez que os resultados precisos de cada um desses equipamentos sejam alcançados, a modelagem CFD para o sistema acoplado também é considerada precisa.

6.3 Desempenho da turbina acoplada ao difusor

Para avaliar o desempenho da turbina, foi utilizado um modelo BET estendido aplicado à turbina eólica com difusor. Embora este modelo seja desenvolvido para turbinas eólicas (Rio Vaz et al., 2014), de acordo com Laws e Epps (2016), as turbinas de fluxo axial usam os mesmos princípios que as asas, hélices e turbinas eólicas. Neste caso, as pás de uma turbina baseada em sustentação são compostas por perfis aerodinâmicos, em suas seções transversais bidimensionais.

Portanto, devido às dificuldades encontradas em trabalhos com geometria detalhada do difusor, dados de empuxo e coeficiente de potência para turbinas hidrocínéticas com difusor na literatura, o uso de dados disponíveis para a teoria de turbinas eólicas se torna aceitável, mesmo porque todos os parâmetros do projeto são adimensionais. Sendo assim, nesta seção, a modelagem CFD atual é comparada com o modelo BET estendido descrito por Rio Vaz et al. (2014).

A Fig. 18 mostra o campo de velocidade em todo o sistema (turbina acoplada ao difusor), observa-se que o difusor aumenta a velocidade do escoamento no plano do rotor, isso ocorre porque fluxo de massa aumenta substancialmente sob o efeito difusor, levando a uma velocidade de escoamento aumentada.

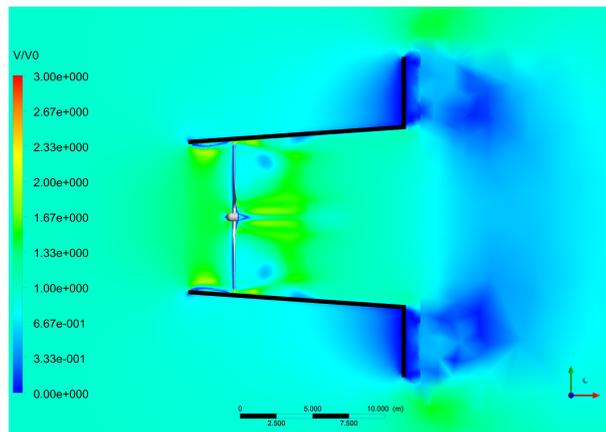


Figura 18. Campo de velocidade no plano da turbina.

A seguir tem-se a Fig. 19 onde é exibido o perfil de velocidade na linha de eixo da turbina. Fica evidente o incremento de velocidade provocado pelo efeito difusor, cerca de 1.6 vezes em relação à velocidade de corrente por conta do efeito difusor, conforme descrito anteriormente.

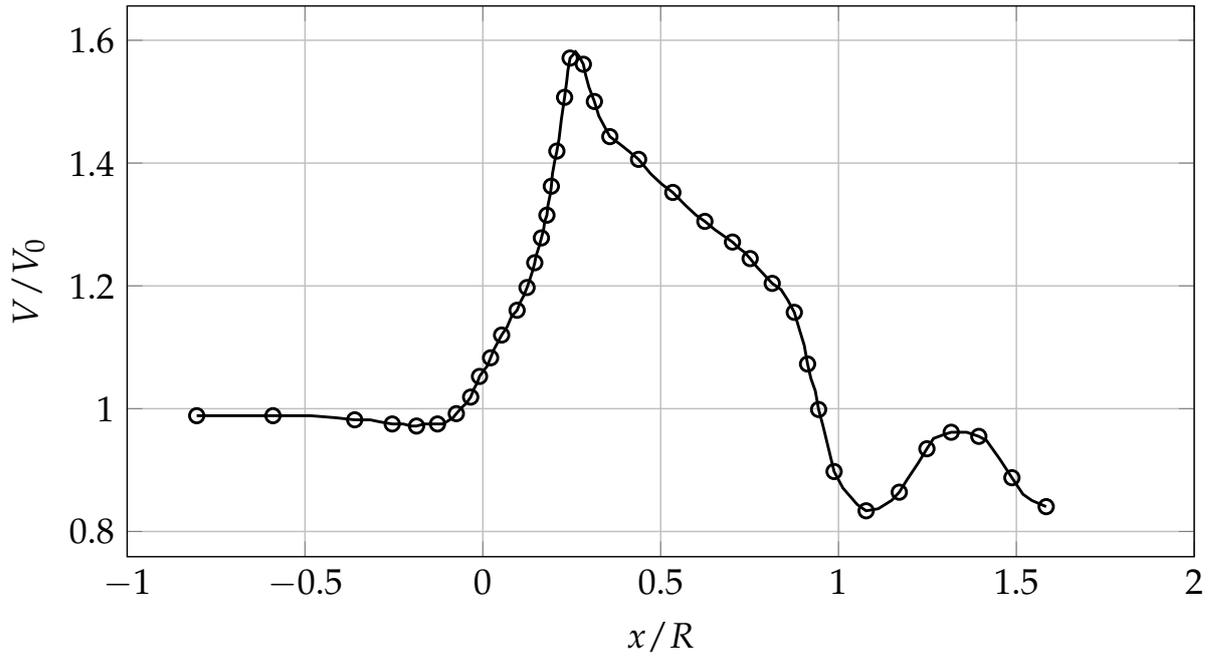


Figura 19. Perfil de velocidade no eixo da turbina.

Ao observar a Fig. 19 percebe-se uma redução muito significativa da velocidade, após o ponto $x/R = 0.3$ onde a turbina está posicionada, isso deve ao efeito de bloqueio provocado pelo rotor frente ao escoamento interno ao difusor.

A seguir, na Fig. 20, é mostrado o campo de energia cinética de turbulência.

Fonte: Autoria própria

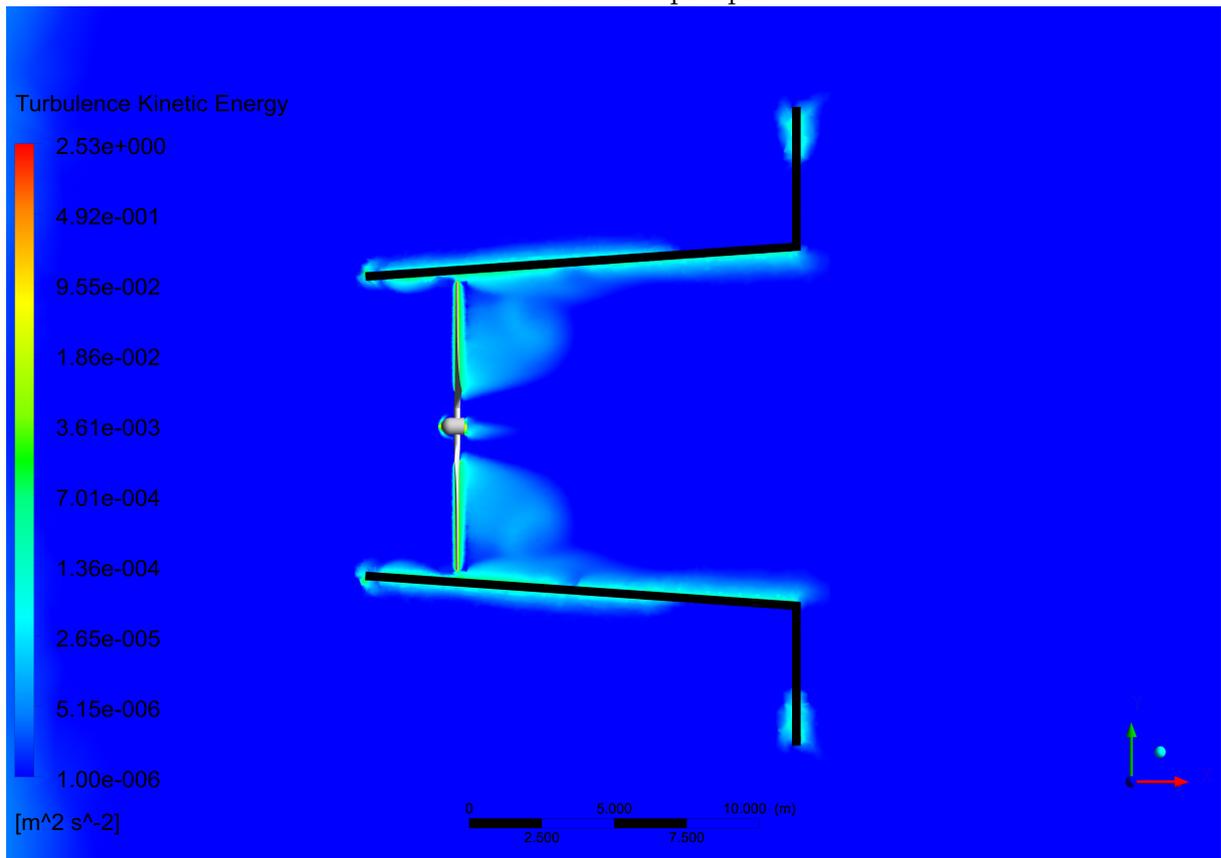


Figura 20. Campo de energia cinética de turbulência no plano da turbina

A Energia Cinética de Turbulência (TKE) foi calculada, conforme mostrado na Fig. 20. Ressalta-se que o mapa de cores foi plotado em escala logarítmica com a finalidade de facilitar a visualização do campo de TKE. Essa situação também foi vista em Silva *et al.* (2016), muito embora no presente trabalho o campo TKE apresente valores de ordem ainda menor se comparado a Silva *et al.* (2016), uma vez que o presente trabalho simula um caso com difusor, diferente o trabalho citado, o efeito do difusor sobre o campo TKE é de forte redução por conta da grande proximidade da ponta da pá com a parede do difusor e a posição da turbina muito próxima à entrada.

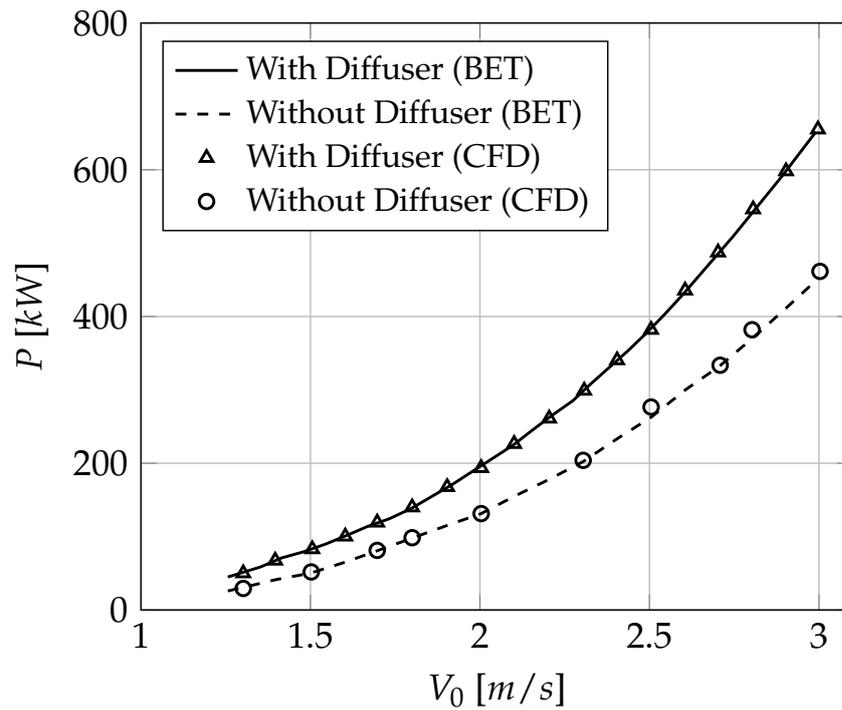


Figura 21. Potência de saída em função da velocidade de corrente.

Na Fig. 21 é mostrado a relação da potência de saída da turbina, com e sem difusor. Os resultados obtidos pelo modelo em CFD apresentam concordância muito boa com a Teoria do Elemento de Pá (BET), ainda que uma análise em BET não permita considerar efeitos mais complexos do escoamento, como interação hidrodinâmica entre vórtices de ponta de pá e outras estruturas turbulentas como vorticidade na parede do difusor, reduções bruscas de pressão e instabilidade. Após as considerações, pode-se afirmar que o moelo apresenta um bom comportamento físico, mostrando um aumento de 45.5% da potência de saída da turbina, com o uso do difusor, para velocidade de corrente de 2.35 m/s.

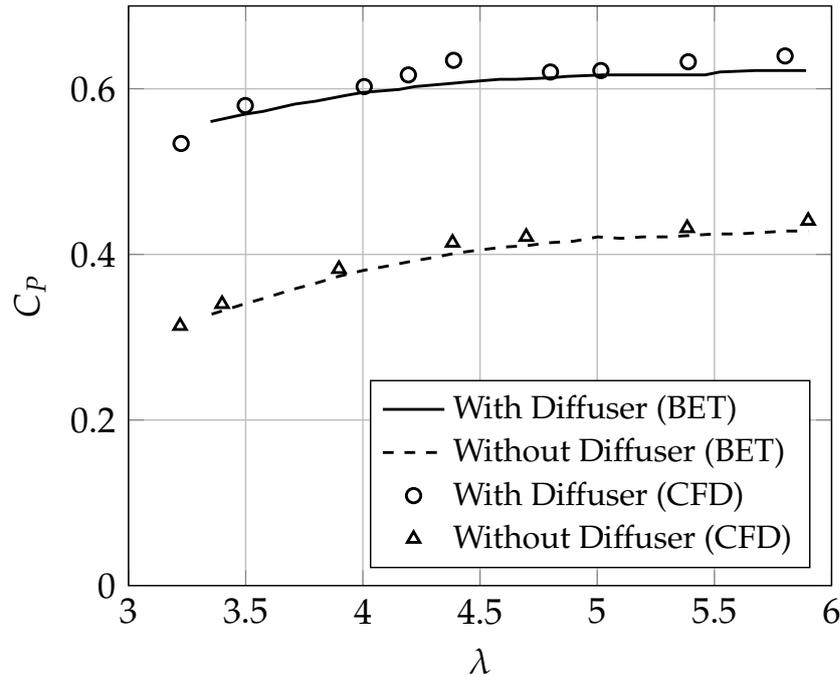


Figura 22. Curva C_P x λ teórica e numérica para os casos com e sem difusor

A figura 22 exibe o comportamento da eficiência da turbina, medida pelo C_P em função de λ . Observa-se que a eficiência da turbina, em $\lambda = 5.4$, com difusor, é cerca de 55% maior se comparada ao caso sem difusor, para o mesmo valor de λ , alcançando 0.62, excedendo ligeiramente o limite de Betz-Joukowski que é de 0.59.

Retomando a Fig. 21 pode-se observar que a potência de saída para uma turbina acoplada ao difusor é cerca de 42% maior que ao caso de uma turbina livre, considerando uma velocidade de corrente de 2.5 m/s. Contudo é muito importante salientar a importância da avaliação econômica, especialmente para turbinas de médio e grande porte.

Uma consideração importante deve ser feita. Ao observar a Fig. 21, percebe-se que para velocidade de corrente de 1.3 m/s os valores de potência de saída se apresentam com grande proximidade, isso se deve ao fato de a potência ser dependente do termo V_0^3 , ou seja quanto mais próximo de 1 m/s estiver V_0 mais próximo estarão os valores de potência de saída.

Fonte: Autoria própria

Período	Turbina MWh	Turbina + Difusor MWh
2008 - 2013	216.34	337.25
Durante um ano comum	38.75	60.40

Tabela 4 - Estimativa de energia produzida

Afim de determinar uma estimativa da energia produzida para a turbina, aproveitando a energia residual da barragem de Tucuruí, em ambos os casos (com e sem difusor), a tabela 4 exibe resultados considerando a energia gerada por turbinas no período de 2008 a 2013, conforme retratado na Fig. 5. Logo, observa-se que para um ano típico uma turbina com difusor pode produzir 21.65 MWh a mais que uma turbina sem difusor.

Considerando o perfil comum de uma residência Amazônica têm-se o consumo de 4.7 KWh por dia, resultando em 141 KWh por mês. Portanto uma turbina com difusor apresenta condições de suprir cerca de 12 residências a mais que uma turbina sem difusor.

Portanto pode-se afirmar que o acoplamento do difusor pode contribuir para aumentar em cerca de 56% do aproveitamento de energia, melhorando significativamente a performance da turbina. Como comprovado recentemente por Vaz e Wood. (2018), um difusor aumenta significativamente o C_P de uma turbina, assim justificando seu uso no intuito de melhorar o desempenho de uma turbina, no sentido de aumentar a energia produzida.

Na região amazônica não se tem a instalação de turbinas hidrocínéticas, no sentido de aproveitar a energia residual das barragens já construídas, como a de Tucuruí. O que torna o presente estudo bastante relevante, apresentado uma alternativa de aumentar a geração de energia causando um nível de impacto ambiental consideravelmente menor se comparado à extensão estrutural da barragem.

7 Conclusões

Como visto, o presente trabalho descreve o melhor desempenho na geração de energia por turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal sob o efeito difusor. A partir de simulações em CFD, focadas no rotor, avaliou-se o comportamento da velocidade da água no plano da turbina, o que possibilitou o entendimento do comportamento do sistema, bem como a visualização de fenômenos hidrodinâmicos relacionados ao desempenho da turbina.

O C_P pode ser aumentado em cerca de 55%, para $\lambda = 5.4$ e a potência de saída aumentada aproximadamente 1.5 vezes, se comparada a mesma turbina sem difusor.

Comumente existe considerável nível de energia residual em barragens o que torna a aplicação de turbinas hidrocínéticas com difusor uma excelente alternativa para o aproveitamento dessa energia residual.

Contudo uma ressalva quanto ao presente modelo se faz necessária, a avaliação do empuxo e da eficiência do difusor no desempenho da turbina, uma vez que esses dois parâmetros afetam significativamente o escoamento no plano do rotor, conforme foi anteriormente demonstrado por Vaz e Wood. (2018) e recentemente detalhado por Picanço et al. (2022) e Vaz e Wood. (2021).

Apesar das limitações, os resultados obtidos se mostram com boa relevância no que tange ao uso de difusores para melhorar o desempenho de turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal, possibilitando o atendimento de pequenas comunidades localizadas nas proximidades da barragem, há de se considerar também as dimensões do rio Tocantins, no sentido de instalação de um parque hidrocínético, potencializando o aproveitamento da energia residual.

Como sugestões para trabalhos futuros aponta-se usar o modelo CFD para avaliar e quantificar o desempenho do difusor. Outra sugestão, ainda utilizando o modelo em CFD, investigar o desenvolvimento do vortice de ponta de pá em função do gap entre

rotor e difusor.

Referências

- Abe, K.; Nishida, M.; Sakurai, A.; Ohya, Y.; Kihara, H.; Wada, E. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 93 (12), p. 951–970, 2005.
- Abe, K.; Ohya, Y. An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 92 (3), p. 315–330, 2004.
- Adhikari, R. C.; Vaz, J. R. P.; Wood, D. H. Cavitation Inception in Crossflow Hydro Turbines. *Energies (Basel)*, v. 9, p. 237, 2016.
- Al-Sulaiman, F.; Yilbas, B. Thermoeconomic analysis of shrouded wind turbine. *Energy Conversion and Management* 96, p. 599-604, 2015.
- Barbosa, D.; Vaz, J.; Figueiredo, S.; Silva, M.; Lins, E.; Mesquita, A. An investigation of a mathematical model for the internal velocity profile of conical diffusers applied to DAWTS, *An Academia Brasileira de Ciências* 87 (2), p. 1133-1148, 2015.
- Belloni, C.; Willden, R.; Houlby, G. An investigation of ducted and open-centre tidal turbines employing CFD-embedded BEM, *Renew Energy* 108, p. 622–634, 2017.
- Blanco, C.; Secretan, Y.; Mesquita, A. Decision support system for micro-hydro power plants in the Amazon region under a sustainable development perspective. *Energy Sustainable Development*, v. 12, p. 25-33, 2008.
- Blanco, C.; Sena, M.; Mesquita, A.; Furtado Filho, M.; Secretan, Y. Hydrodynamic evaluation of a flood embankment in the Amazon estuary region, Brazil. *Proceedings of the Institution of Civil Engineers. Civil Engineering*, v. 166, p. 49-55, 2013.
- Branlard, E. Wind turbine tip-loss corrections: Review, implementation and investigation of new models, Masters Thesis, Master of Science in Wind Energy at the Technical University of Denmark, 2011 (Post-print 2013).

- Brasil-Junior, A.; Salomon, L.; Els, R.; Ferreira, W. A New Conception of Hydrokinetic Turbine of Isolated Communities in Amazon, IV Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Recife, Pernambuco, Brasil, 2006.
- Brasil. MINISTÉRIO DE MINAS E ENERGIA-MME. Balanço Energético Nacional (BEM): relatório Síntese, ano base 2017. Rio de Janeiro: EPE, 2018.
- Betz, A. Wind-Energy und ihre Ausnutzung durch Windmuehlen. [s.l.:s.n.], 1926.
- De Vries, O. Fluid dynamic aspects of wind energy conversion. AGARDograph No. 243.AGARD, ISBN 92-835-1326-6, 1979.
- Favacho, B.; Vaz, J; Mesquita, A.; Lopes, F.; Moreira, A.; Soeiro, N.; Rocha, O. Contribution to the marine propeller hydrodynamic design for small boats in the Amazon region, *Acta Amazonica*, 46(1), p. 37-46, 2016.
- Fletcher, C. Computational analysis of diffuser-augmented wind turbines. *Energy Conversion Management*, 21, p.175-183, 1981.
- Franc, J. P.; Michel, J. M. Fundamentals of cavitation. Springer Science & Business Media, vol. 76, 2006.
- Gaden, D.; Bibeau, E. A numerical investigation into the effect of diffusers on the performance of hydro kinetic turbines using a validated momentum source turbine model, *Renewable Energy*, 35, p. 1152–1158, 2010.
- Gharraee, B. Numerical Simulation of Cavitation on a Tidal Turbine using ReFRESCO. M.Sc. Thesis. Department of Shipping and Marine Technology, Chalmers University of Technology, 2015.
- Gilbert, B.L., Oman, R.A., Foreman, K.M.: Fluid dynamics of diffuser-augmented wind turbines. *J. Energy* 2, p. 368–374, 1978.
- Glauert H. Aerodynamic theory. In: Durand WF, editor. chapter XI. Division I. Airplanes propellers, Dover, NewYork, vol. 4, p. 191–5, 1935 [reprinted in 1963].
- Goundar, J.; Ahmed, M.; Lee, Y. Numerical and experimental studies on hydrofoils for marine current turbines. *Renewable Energy*, 42, p. 173179, 2012.

- Hand MM, Simms D, Fingersh L, Jager D, Cotrell J, Schreck S, et al. Unsteady aerodynamics experiment phase VI: wind tunnel test configurations and available data campaigns. Golden (Colorado, USA): National Renewable Energy Laboratory, 2001.
- Hansen, M. Aerodynamics of wind turbines. Earthscan 2nd ed.; 2008.
- Hansen, M.; Sørensen, N.; Flay, R. Effect of placing a diffuser around a wind turbine, *Wind Energy* 3 (4), p. 207–213, 2000.
- Hibbs, B.; Radkey, R.. Small Wind Energy Conversion System Rotor Performance Model Comparison Study. Rockwell Int. Rocky Flats Plant, RFP-4074/13470/36331/81-0, 1981.
- Hjort, S.; Larsen, H. A multi-element diffuser augmented wind turbine. *Energies* 7 (5), p. 3256-3281, 2014.
- Hoopen P. An experimental and computational investigation of a diffuser augmented wind turbine with an application of vortex generators on the diffuser trailing edge. M.Sc. Thesis. Faculty of Aerospace Engineering, Delft University of Technology; 2009.
- Holanda, P; Blanco, C; Mesquita, A.; Brasil Junior, A.; Figueiredo, N.; Macedo, E.; Secretan, Y. Assessment of hydrokinetic energy resources downstream of hydropower plants, *Renewable Energy*, vol. 101, pp. 1203-1214, 2017.
- Hu, J-F; Wang, W-X. Upgrading a shrouded wind turbine with a self-adaptive flanged diffuser. *Energies* 8 (6), p. 5319–5337, 2015.
- Igra, O. Shrouds for aerogenerators. *AIAA J.* 14, p. 1481–1483, 1976.
- Igra, O.: Research and development for shrouded wind turbines. *Energy Conversion Management.* 21, p. 13–48, 1981.
- Iwasaki, M.: The experimental and theoretical investigation of windmills. Kyushu University, Research Institute for Applied Mechanics, vol. 2, Kyushu, Japan, 1953.
- Jamieson, P.: Beating Betz: energy extraction limits in a constrained flow field. *J. Solar Energy Eng.* 131(3), 031008, 2009.
- Laws, N.; Epps, B. Hydrokinetic energy conversion: technology, research, and outlook, *Renew Sustain Energy Rev* 57, p. 1245–1259, 2016.

Lilley, G.; Rainbird, W. A preliminary report on the designer and performance of ducted windmills. Thesis of Cranfield University, 1956.

Lock, C.N.H.; Batemen, H.; Townsend, H.C.H. An Extension of the Vortex Theory of Airscrews with Applications to Airscrews of Small Pitch, Including Experimental Results. No. 1014. Aeronautical Research Committee Reports and Memoranda, London: Her Majesty's Stationery Office, 1926.

Lubitz, W.; Shomer, A. Wind loads and efficiency of a diffuser augmented wind turbine (DAWT). Canadian Society Mechanical Engineering International Congress, Toronto, Ontario, Canada June 1-4, 2014.

Mehmood, N.; Zhang, L.; Khan, J. Exploring the effect of length and angle on NACA 0010 for diffuser design in tidal current turbines. In: Applied mechanics and materials, vol. 201. Trans Tech Publ; p. 438–41, 2012.

Mesquita, A. L. A.; Alves, A. S. G. An Improved Approach for Performance Prediction of HAWT Using Strip Theory, Wind Engineering, v. 24, n. 6, 2001.

Mo J-O, Choudhry A, Arjomandi M, Kelso R, Lee Y-H. Effects of wind speed changes on wake instability of a wind turbine in a virtual wind tunnel using large eddy simulation. Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics 117, p. 38-56, 2013.

Mo J-O, Lee Y-H. CFD investigation on the aerodynamic characteristics of a small-sized wind turbine of NREL phase VI operating with a stall-regulated method. Journal Mechanical Science and Technology 26(1), p. 81–92, 2012.

Molland, A.; Bahaj, 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 32 (3), p. 407-426, 2007.

Moriarty, P.; Hansen, A. Aerodyn theory manual. Tech rep. NREL/TP 500-36881. Tech rep. Golden (CO): National Renewable Energy Laboratory; 2005.

Moshfeghi M, Song YJ, Xie YH. Effects of near-wall grid spacing on $SST - K - \omega$ model using NREL phase VI horizontal axis wind turbine. Journal of Wind Engineering and

Industrial Aerodynamics 107, p. 94-105, 2012.

Ohya, Y.; Karasudani, T.; Sakurai, A.; Abe, K.; Inoue, M. Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser, *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics* 96 (5), p. 524–539, 2008.

Ohya, Y.; Karasudani, T. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology, *Energies* 3 (4), p. 634–649, 2010.

Phillips, D. An investigation on diffuser augmented wind turbine design. Ph.D. thesis. The University of Auckland; 2003.

Ramos, V.; Iglesias, G. Performance assessment of tidal stream turbines: an arametric approach, *Energy Conversion Management* 69, p. 49–57, 2013.

Rezaeiha A, Montazeri H, Blocken B. Towards accurate CFD simulations of vertical axis wind turbines at different tip speed ratios and solidities: guidelines for azimuthal increment, domain size and convergence. *Energy Conversion Management* 156, p. 301-316, 2018.

Rio Vaz, D.A.T.D.; Vaz, J.R.P.; Silva, P.A.S.F. An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation, *Energy for Sustainable Development* 45, p. 142–149, 2018.

Rio Vaz, D.; Mesquita, A.; Vaz, J.; Blanco, C.; Pinho, J. An extension of the blade element momentum method applied to diffuser augmented wind turbines, *Energy Conversion and Management* 87, p. 1116–1123, 2014.

Rodrigues, A. Parametrização e Simulação Numérica da Turbina Hidrocinética – Otimização via Algoritmos Genéticos, Dissertação de Mestrado, Universidade de Brasília, Faculdade de Tecnologia, Departamento de Engenharia Mecânica, 2007.

Sale, D., Jonkman, J., Musial, W. Hydrodynamic Optimization Method and Design Code for Stall-Regulated Hydrokinetic Turbine Rotors. ASME 28th International Conference on Ocean, Offshore, and Arctic Engineering Honolulu, Hawaii May 31–June 5, 2009.

Shahsavari-fard, M.; Bibeau, EL.; Birjandi, AH. Performance gain of a horizontal axis

hydrokinetic turbine using shroud, p. 1–5, 2013.

Shinomiya, L. Design of Horizontal Axis Hydrokinetic Rotors Considering the Effect of Cavitation (Original in Portuguese: Projeto de Rotores Hidrocinéticos de Eixo Horizontal Considerando o Efeito de Cavitação), M.Sc. thesis. Graduate Program in Mechanical Engineering, Institute of Technology, Federal University of Para, Brazil, 2015.

Silva, P.; Shinomiya, L.; Oliveira, T.; Vaz, J.; Mesquita, A.; Junior, A. Analysis of cavitation for the optimized design of hydrokinetic turbines using BEM, *Applied Energy* 185, p. 1281–1291, 2017.

Silva, P.; Rio Vaz, D.; Brito, V.; Oliveira, T.; Vaz, J.; Brasil-Junior, A. A new approach for the design of diffuser-augmented hydro turbines using the blade element momentum. *Energy Conversion and Management* 165, p. 801-814, 2018.

Sørensen, J. General momentum theory for horizontal axis wind turbines, vol. 4, Springer, 2016.

Spera, D. Wind turbine technology: fundamental concepts of wind turbine engineering, vol. 3, ASME Press, New York, 1994.

van Bussel, G. An assessment of the performance of diffuser augmented wind turbines (DAWT's). 3th ASME/JSME Joint Fluids Engineering Conference, July 18-23, San Francisco, California, USA; 1999.

van Bussel, G. The science of making more torque from wind: Diffuser experiments and theory revisited. *Journal of Physics: Conference Series* 75, 012010, 2007.

Van-Els, R.; Campos, C. O.; Henriques, A. M. D.; Balduino, L. F. Hydrokinetic propeller type turbine for the electrification of isolated householders or community and social end-users. In 'Proc. of 17th Congress of Mech. Eng.', 2003.

Vaz, J.; Pinho, J.; Mesquita, A. An extension of BEM method applied to horizontal-axis Wind turbine design. *Renewable Energy*. v. 36, p. 1734-1740, 2011.

Vaz, J.; Wood, D. Effect of the diffuser efficiency on wind turbine performance. *Renewable Energy*, 126, p. 969-977, 2018.

- Vaz, J.; Wood, D. Aerodynamic optimization of the blades of diffuser augmented wind turbines. *Energy Conversion and Management*, 123, p. 35-45, 2016.
- Vazquez, A.; Iglesias, G. Device interactions in reducing the cost of tidal stream energy, *Energy Conversion Management* 97, p. 428–438, 2015.
- Wald Q. The aerodynamics of propellers. *Progress in Aerospace Sciences* 42, p. 85- 128, 2006.
- Werle, M.; Presz, W. Ducted wind/water turbines and propeller revisited. *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 24, No. 5, p. 1146-1150, 2008.
- Werle, M.; Presz, W. Shroud and Ejector Augmenters for Subsonic Propulsion and Power Systems, *Journal of Propulsion and Power*, Vol. 25, No. 1, p. 228-236, 2009.
- Wilson, R. E., and S. N. Walker. *Performance Analysis of Horizontal Axis Wind Turbines*, Corvallis, Oregon: Oregon State University, 1984.
- Wood D. Maximum Wind Turbine Performance at Low Tip Speed Ratio, Submitted to *Journal of Renewable and Sustainable Energy* 7, 053126; doi: 10.1063/1.4934805, 2015.

Apêndice A



Article

Assessment of a Diffuser-Augmented Hydrokinetic Turbine Designed for Harnessing the Flow Energy Downstream of Dams

Jerson R. P. Vaz, Adry K. F. de Lima and Erb F. Lins

Special Issue

Renewable Energy and Future Developments

Edited by

Prof. Dr. Wenzhong Shen, Dr. Wei Jun Zhu and Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz



<https://doi.org/10.3390/su15097671>

Article

Assessment of a Diffuser-Augmented Hydrokinetic Turbine Designed for Harnessing the Flow Energy Downstream of Dams

 Jerson R. P. Vaz ^{1,*}, Adry K. F. de Lima ^{1,†} and Erb F. Lins ²

¹ Graduate Program in Natural Resources Engineering, Institute of Technology, Federal University of Pará, Belém 66075-110, PA, Brazil; adry@ufpa.br

² Academic Unit of Cabo de Santo Agostinho, Federal Rural University of Pernambuco, Cabo de Santo Agostinho 54518-430, PE, Brazil; erb.lins@ufrpe.br

* Correspondence: jerson@ufpa.br

† These authors contributed equally to this work.

Abstract: Harnessing the remaining energy downstream of dams has recently gained significant attention as the kinetic energy available in the water current is considerable. This work developed a novel study to quantify the energy gain downstream of dams using a horizontal-axis hydrokinetic turbine with a diffuser. The present assessment uses field data from the Tucuruí Dam, where a stream velocity of 2.35 m/s is the velocity at which the highest energy extraction can occur. In this case, a 3-bladed hydrokinetic turbine with a 10 m diameter, shrouded by a flanged conical diffuser, was simulated. Numerical modeling using computational fluid dynamics was carried out using the Reynolds averaged Navier–Stokes formulation with the $\kappa - \omega$ shear stress transport as the turbulence model. The results yield good agreement with experimental and theoretical data available in the literature. Moreover, the turbine power coefficient under the diffuser effect could increase by about 55% for a tip speed ratio of 5.4, and the power output increased by about 1.5 times when compared to the same turbine without a diffuser. Additionally, as there are no hydrokinetic turbines installed downstream of dams in the Amazon region, the present study is relevant as it explores the use of hydrokinetic turbines as an alternative for harnessing the turbined and verted flow from dams. This alternative may help avoid further environmental impacts caused by the need for structural extensions.

Keywords: hydro turbines; diffuser; computational fluid dynamics



Citation: Vaz, J.R.P.; de Lima, A.K.F.; Lins, E.F. Assessment of a Diffuser-Augmented Hydrokinetic Turbine Designed for Harnessing the Flow Energy Downstream of Dams. *Sustainability* **2023**, *15*, 7671. <https://doi.org/10.3390/su15097671>

Academic Editor: Firoz Alam

Received: 21 February 2023

Revised: 18 April 2023

Accepted: 25 April 2023

Published: 7 May 2023



Copyright: © 2023 by the authors. Licensee MDPI, Basel, Switzerland. This article is an open access article distributed under the terms and conditions of the Creative Commons Attribution (CC BY) license (<https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/>).

1. Introduction

The use of hydro turbines has been widely investigated, as such technologies can harness kinetic energy from water currents with low environmental impact [1,2]. These turbines can be used with a diffuser, which is typically implemented around the hydro rotor to improve its power output, usually resulting in an increase of about two times. According to [3], hydro turbines with diffusers take advantage of the Venturi effect, reducing the fluid pressure downstream and increasing the axial velocity through the rotor.

Although the diffuser has been widely used on hydro turbines, this technology was originally designed to be applied to wind turbines [3,4]. Thus, the diffuser-augmented turbine theory is typically based on wind turbines, and further work based on this assumption needs to be taken into account. For example, Reference [5] developed a new approach to the aerodynamic optimization of a wind turbine with a diffuser based on an extension of the well-known blade element theory (BET) and a simple model for diffuser efficiency. Their work showed that there was a 35% increase in the turbine power coefficient compared to the turbine without a diffuser. Moreover, Reference [6] developed an innovative approach for the performance analysis of wind turbines with a diffuser based on BET, where a more

general semi-empirical one-dimensional analysis was performed by extending the Glauert correction to avoid high values of the axial induction factor. It is worth noting that in all of these citations, the models indicate that the flow velocity at the rotor plane significantly increases, making the turbine more efficient.

Regarding hydro turbines with diffusers, several studies have been conducted in the literature. Reference [7] developed studies on the effects of viscous loss, flow separation, and base pressure for a ducted tidal turbine using computational fluid dynamics (CFD), demonstrating that the base pressure effect can significantly enhance performance. Reference [8] conducted a numerical study to investigate the use of diffusers to enhance the performance and viability of hydro turbines, reporting that power can increase by a factor of 3.1. Most recently, Reference [9] conducted a study on the use of the remaining energy downstream of hydropower plants in rivers to assess the hydrokinetic potential. In their work, a 3-bladed hydro turbine with a 10 m diameter was used, which demonstrated the ability to generate 204 MWh in the period of 2008 to 2013.

This paper presents a study to quantify the energy gain downstream of dams using a diffuser-augmented hydrokinetic turbine to harness the remaining energy of the flow. The aim is to assess the energy gain by adding a diffuser around the turbine rotor and comparing it with field data obtained from the Tucuruí Dam. A CFD modeling approach is employed using the finite volume method. The BET model, extended to turbines with a diffuser [6], is used to evaluate the present study. The BET considers the diffuser speed-up ratio, as it behaves similar to a duct [10]. In this case, the flow around a 3-bladed hydrokinetic turbine with a 10 m diameter shrouded by a flanged conical diffuser is analyzed. Good agreement is found between the CFD and BET models, demonstrating that the turbine efficiency may increase by about 55% under the diffuser effect.

In order to provide an overview of the work, the remainder of this paper is organized as follows. Section 2 presents the numerical approach, which includes the geometrical and operational details of the hydrokinetic turbine system. In Section 3, data from the Tucuruí Dam are presented for analysis and comparison. Section 4 discusses the results of the study, including numerical validation to ensure coherent results. Additionally, comparisons between CFD and BET are made in the same section. Section 4 presents the conclusions of this study.

2. Numerical Approach

2.1. Hydrokinetic Turbine Configuration

A 3-bladed hydro turbine with a 10 m diameter, designed in the Energy and Environment Laboratory (EEL) of the University of Brasilia, is employed [11,12]. The turbine has a hub diameter of 1.2 m and a blade shape built using the NACA65₃-618 airfoil, as shown in Table 1. The chord and twist angle distribution of the turbine are depicted in Figure 1, and they were designed using the classical Glauert optimization, as further described in [13]. The main optimization equations are:

$$a' = (1 - 3a)/(4a - 1) \quad (1)$$

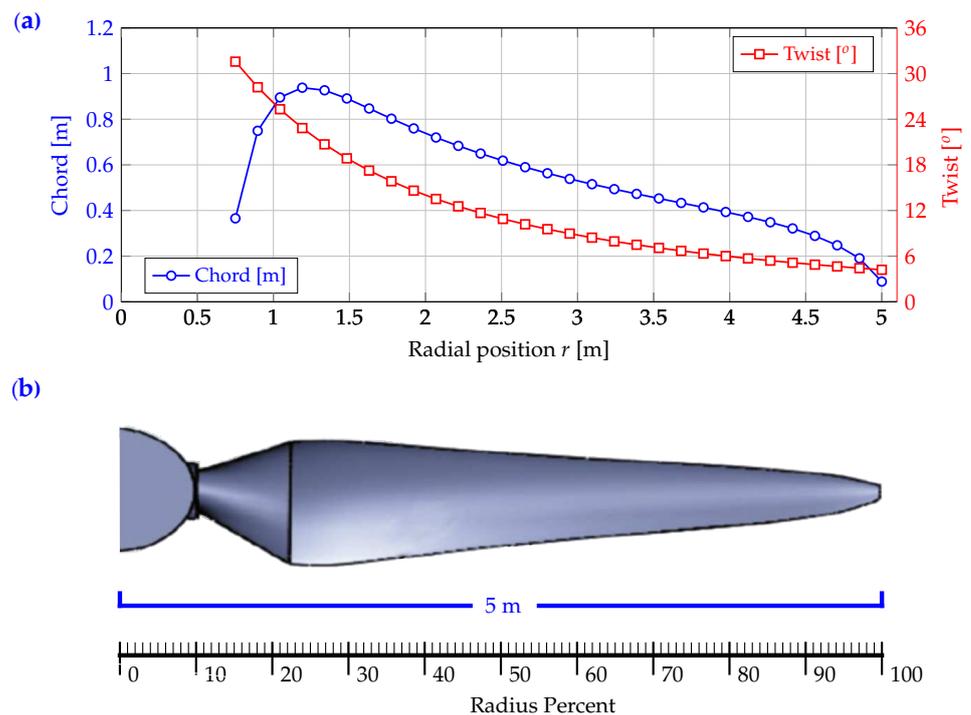
and

$$16a^3 - 24a^2 + [9 - 3x^2]a + x^2 - 1 = 0 \quad (2)$$

where a and a' are axial and tangential induction factors, respectively, and $x = \Omega r / V_0$ is the local speed ratio. Those parameters maximize the turbine power coefficient C_p . According to [5] and further mentioned in [14], if the angle of attack is higher than the stall angle, Equations (1) and (2) are not valid as the local drag on the blade becomes considerably high, which is ignored in the potential theory. Thus, it is important to state that the Glauert optimization procedure is only valid for $\lambda > 1$. Therefore, in this work, the lowest λ simulated is 3.2.

Table 1. Design parameters used in the modeling.

Parameters	Values
Turbine diameter	10 m
Hub diameter	1.2 m
Number of blades	3
Water velocity	0.9–3 m/s
Water density	997.0 kg/m ³
Rotational speed	8–33.92 RPM
Airfoil profile	NACA 65 ₃ -618

**Figure 1.** (a) Chord and twist angle distribution. (b) Blade shape.

The flanged conical diffuser designed by [11] is employed in this study. Figure 2 illustrates the diffuser geometry, which is based on the work of [15,16]. It has a cylindrical nozzle with a diameter of $1.01D$ and a length of $0.14D$, as well as a conical part with an opening angle of 4° . According to [15], the design concept for a turbine with a flanged diffuser is considerably different from that for a normal one, in which the local loading coefficient for the best performance of a flanged diffuser is considerably smaller than that for a turbine without a diffuser. Their investigation suggests that a relatively small loading coefficient, avoiding separation and maintaining a high pressure-recovery coefficient, tends to give high performance for a turbine with a flanged diffuser. As the flanged conical diffuser is easier to construct compared to those using airfoils, it is presumed that this kind of diffuser is a good choice to be used in this hydrokinetic turbine.

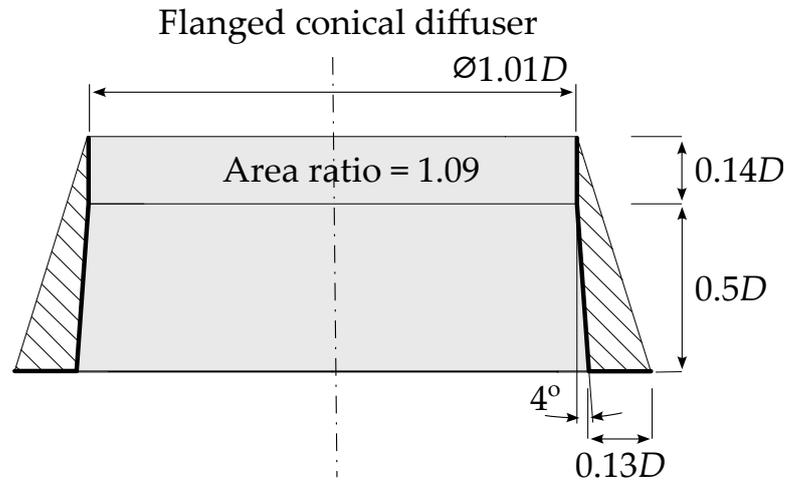


Figure 2. Illustration of the flanged conical diffuser (adapted from [3]).

2.2. Computational Modeling

The simulations were carried out through CFD modeling using the finite volume method. The mass conservation and Navier–Stokes equations were numerically approximated to obtain velocity and pressure fields. The flow was considered incompressible and turbulent. The effect of turbulence in the main flow was considered by using the Reynolds averaged Navier–Stokes (RANS) equations. In this methodology, the following decomposition is used [17]:

$$\mathbf{u} = \bar{\mathbf{u}} + \mathbf{u}' \quad (3)$$

$$p = \bar{p} + p' \quad (4)$$

where $\bar{\mathbf{u}}$ and \bar{p} are the mean component of flow velocity vector \mathbf{u} and pressure p , respectively, and \mathbf{u}' and p' are the fluctuation components of the variables. Therefore, the time-averaged form of mass and momentum conservation equations of the flow are given by

$$\nabla \cdot \bar{\mathbf{u}} = 0, \quad (5)$$

$$\frac{\partial \bar{\mathbf{u}}}{\partial t} + \bar{\mathbf{u}} \cdot \nabla \bar{\mathbf{u}} = -\frac{1}{\rho} \nabla \bar{p} + \nabla \cdot (2\nu \mathbf{S} + \frac{1}{\rho} \mathbf{R}) + \mathbf{f} \quad (6)$$

where ρ is the density, ν is the kinematic viscosity, and \mathbf{f} is the body force per unit of volume, which may represent Coriolis and centrifugal contributions. Moreover, $\mathbf{S} = \frac{1}{2}(\nabla \bar{\mathbf{u}} + \nabla^T \bar{\mathbf{u}})$. All terms in Equations (5) and (6) are functions of $\bar{\mathbf{u}}$ and \bar{p} . The only term where the velocity fluctuation has an impact is given by the Reynolds stress tensor $\mathbf{R} = -\rho \overline{\mathbf{u}' \mathbf{u}'}$. Since there is no explicit equation for this tensor, it should be modeled as a function of the mean parts of flow variables [18], usually by using a turbulence model. Many turbulence models are available in the literature, and this is still a very active research field (see, for example, [19–21]). In the present work, the shear stress transport (SST) turbulence model is applied [22]. In [23], this model was used to evaluate the flow around a three-bladed hydrokinetic turbine (without a diffuser), showing good results. In this model, the Reynolds stress tensor is computed as

$$\mathbf{R} = 2\rho\nu_T \mathbf{S} - \frac{2}{3}\rho\kappa \mathbf{I} \quad (7)$$

The $\kappa - \omega - \text{SST}$ is widely used in aeronautical flows as it can deal more accurately with strong adverse pressure gradients, boundary layer separation, transonic shock waves, etc. It combines the advantages of the Wilcox $\kappa - \omega$ model [19] in the vicinity of solid walls and the robustness of the $\kappa - \epsilon$ model in the regions of free-stream flows. This blending was first done in the work of [22] using the so-called baseline model (BSL). In the same work, a

second turbulence model is presented with the addition of a limiter of eddy viscosity, which can account for the transport of the turbulent shear stress. In that model, the turbulent viscosity and the transport equations for turbulent kinetic energy κ and turbulent specific dissipation ω are given by:

$$v_T = \frac{a_1 \kappa}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (8)$$

$$\frac{\partial \kappa}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \kappa = P_\kappa - \beta^* \kappa \omega + \nabla \cdot [(\nu + \sigma_\kappa v_T) \nabla \kappa] \quad (9)$$

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \omega = \alpha \frac{\omega}{\kappa} P_\kappa - \beta \omega^2 + \nabla \cdot [(\nu + \sigma_\omega v_T) \nabla \omega] + 2(1 - F_1) \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla \kappa \cdot \nabla \omega \quad (10)$$

The production term P_κ and model functions F_1 and F_2 are

$$P_\kappa = \min(\mathbf{R} : \nabla \mathbf{u}, 10\beta^* \kappa \omega) \quad (11)$$

$$F_1 = \tanh \left(\left\{ \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\sigma_{\omega 2} \kappa}{CD_{\kappa \omega} y^2} \right] \right\}^4 \right) \quad (12)$$

$$F_2 = \tanh \left[\left[\max \left(\frac{2\sqrt{\kappa}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \right]^2 \right] \quad (13)$$

$$CD_{\kappa \omega} = \max \left(2\rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \nabla \kappa \cdot \nabla \omega, 10^{-10} \right) \quad (14)$$

$$\phi = \phi_1 F_1 + \phi_2 (1 - F_1) \quad (15)$$

where y is the distance to the nearest wall. The model constants α , β , σ_κ and σ_ω are blended using Equation (15) with values given by $\alpha_1 = 5/9$, $\alpha_2 = 0.44$, $\beta_1 = 3/40$, $\beta_2 = 0.0828$, $\sigma_{\kappa 1} = 0.85$, $\sigma_{\kappa 2} = 1$, $\sigma_{\omega 1} = 0.5$, $\sigma_{\omega 2} = 0.856$. Moreover, $\beta^* = 0.09$. More details about the model equations can be found in [24] and references therein.

The geometric model is defined by the sum of two volumes: a hexahedron and a disk, corresponding, respectively, to the static and rotating domains. However, it is worth mentioning that these two domains do not overlap, and the static domain and the rotating one are interconnected by an interface. According to [9], in order to parametrize and enable the simulation of turbines of varying sizes, the rotor radius must be used as an essential parameter for the construction of the control volume (static and rotating domains). The current dimensions of the domain as a function of the rotor radius R can be seen in Figure 3.

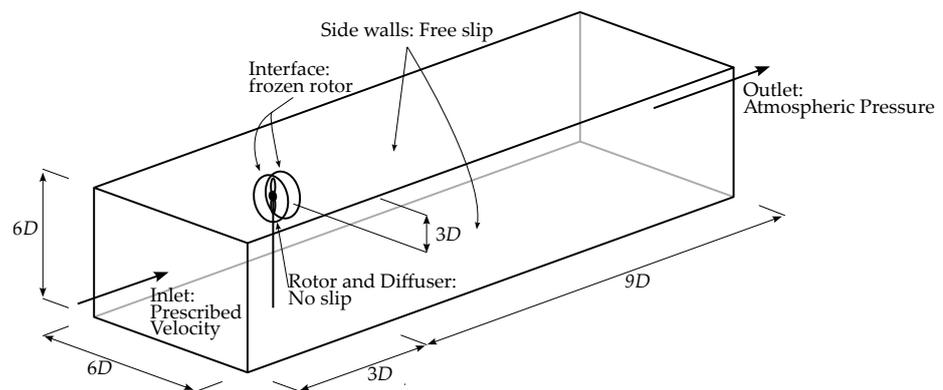


Figure 3. Setup of the computational domain.

The finite volume mesh is crucial since it will directly influence the velocity and pressure field quality. Therefore, to generate a suitable mesh for the geometric model, some relevant parameters are observed, such as y^+ and mesh skewness. y^+ is the dimensionless wall distance, defined by

$$y^+ = \frac{\rho y u^+}{\mu} \quad (16)$$

where u^+ is the wall shear velocity and y is the dimensional distance to the wall. In this way, the near-wall region can be subdivided into three zones: the internal viscous layer ($y^+ < 5$), the buffer layer ($5 < y^+ < 30$), and the fully turbulent layer ($y^+ > 30$). These regions have a close resemblance to the turbulent log wall [25]. In order to correctly approximate the flow using the $\kappa - \omega - SST$ model, the maximum value of y^+ should be less than 1 [19]. Therefore, in order to meet this criterion, the inflation resource is used, which consists of a compilation of a number of prismatic layers over a certain surface. This leads to greater efficiency of the wall law and, consequently, correct computation of the pressure field variation in the region.

The skewness is also a dimensionless parameter that indicates the quality of the mesh, intended to verify cell geometric quality, which is the level of distortion suffered by a cell due to geometric proportions. The closer the skewness value is to 0, the greater the degree of geometric conformity and quality of the mesh, as measured by this dimensionless parameter [26]. These parameters are evaluated in this simulation.

Figure 4 shows the mesh distribution employed in the simulations. Due to the large computational domain required in this work, the mesh is refined in zones where the flow features most affect the turbine performance. The boundary conditions are shown in Figure 3, and they are set as follows. In the inlet zone, the velocity is prescribed with $V_0 = 2.35$ m/s. The lateral walls are set as walls with slip conditions (no tangential stress). As these walls are far from the turbine, this assumption is valid. In the outflow boundary, a static pressure specification is used. Between interfaces of static and rotating domains, the frozen rotor specification is employed to better determine the flow transition between domains. The boundary equations can be set as:

$$\mathbf{u} = \mathbf{U}_0, \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \text{ at domain inlet} \quad (17)$$

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial n} = \mathbf{0}, p = 0, \text{ in domain outlet} \quad (18)$$

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} = 0, \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial n} = 0, \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \text{ in slip walls} \quad (19)$$

$$\mathbf{u} = \mathbf{0}, \frac{\partial p}{\partial n} = 0 \text{ in no-slip walls} \quad (20)$$

In these equations, n represents the direction normal to the boundary surface, and \mathbf{U}_0 is the prescribed velocity vector. At the inlet, the turbulent intensity rate is set at 5%, while the turbulent viscosity ratio is $\nu_T/\nu = 10$. The present work uses the software Ansys CFX, with physical and numerical parameters, including fluid water at 25 °C, a static domain for the control volume and diffuser, and a rotary domain for the turbine rotor. A rotation speed of 26 rpm, a stream speed at the inlet of 2.35 m/s, and an average static pressure at the outlet of 0 Pa are employed. The residual type is the RMS, the advection scheme is set to high resolution, and the turbulence numerics are of the first order.

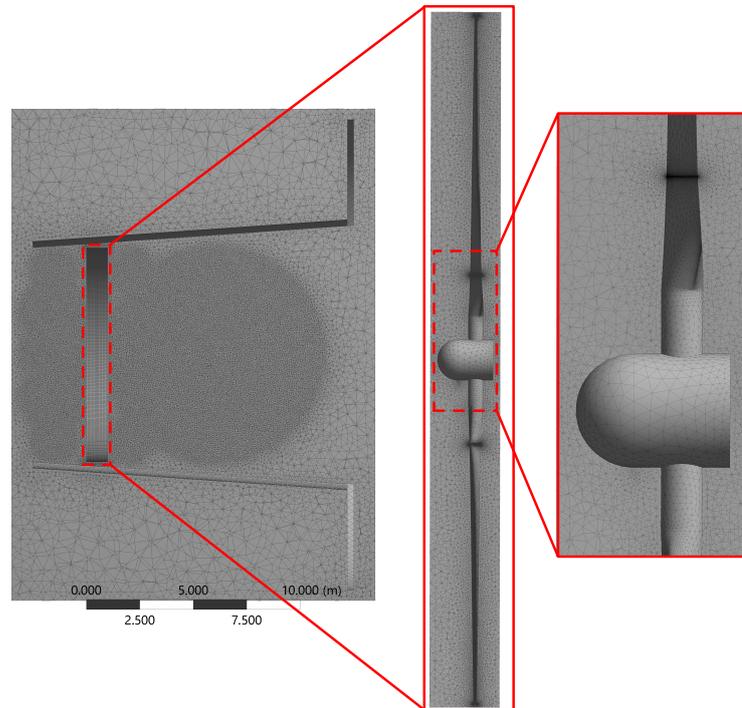


Figure 4. Mesh grid of the diffuser and rotor.

3. Remaining Energy Downstream of Dams

Usually, the remaining flow downstream of dams contains a significant amount of kinetic energy, making it worthy of attention. The goal of this study is to demonstrate that a hydrokinetic turbine with a diffuser can enhance the utilization of this kinetic energy. To achieve this objective, simulations were conducted for the flow downstream of the Tucuruí Dam, and a comparison is made between a hydrokinetic rotor with and without a diffuser. The Tucuruí Dam, located on the Tocantins River, is one of the largest hydroelectric power plants in the state of Pará. As shown in Figure 5, this dam consists of 25 Francis hydro turbines with a total installed capacity of 8370 MW, producing 21.4 TWh of electricity annually. It is the largest power plant in Brazil, as the Itaipu dam is a bi-national project between Brazil and Paraguay. The remaining energy downstream of the Tucuruí Dam has recently been studied by [9], where velocities and depths were determined. Figure 6 shows the probability density distribution of the river stream velocity (where the average is $V_A = 1.63$ m/s) and the energy density. As reported in [9], the data consist of measurements collected from 01/01/2008 to 07/22/2013. The bathymetric data were provided by the Eletronorte/Eletrorás Company. These data were obtained from the Administration of Hydroways of the Eastern Amazon (Administração das hidroviás da Amazônia Oriental—AHIMOR) and were collected in September 2004 via a single-beam echo sounder. In this case, the highest energy occurs at $V_0 = 2.35$ m/s, which is used for designing the hydrokinetic turbine. The average depth of the river is 37.67 m, allowing for the use of a hydrokinetic turbine with a 10 m diameter. The depth effect on the turbine performance is not considered in this work. It is also important to highlight that in the Amazon region, the landscape competes with human occupations along the riverbeds, with family agriculture being the main means of economy. However, the lack of electricity is a common problem in the region. Thus, it is crucial to develop new studies to search for more efficient alternative designs to hydrokinetic turbines, aiming to present feasible methodologies that can be implemented in the Amazon context. Along the Tocantins River, many families still live without electricity. Typically, each residence has one electric iron, one fridge, one blender,

one 20-inch TV, one small fan, and about nine compact fluorescent light bulbs. This leads to an energy consumption of about 4.70 kWh per day.



Figure 5. Satellite images of the Tucuruí Dam.

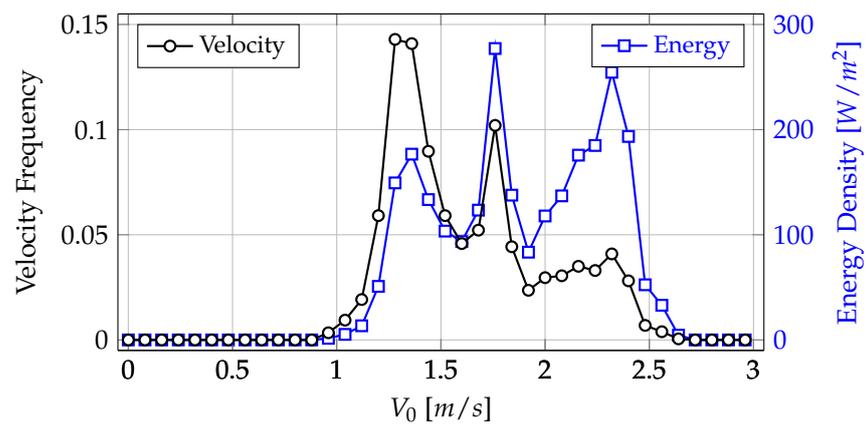


Figure 6. Velocity frequency and energy density of the river stream (adapted from [9]).

4. Results and Discussion

In this section, the results and discussions are presented as follows: Firstly, the numerical validation is presented by comparing the diffuser and rotor using experimental data. Secondly, a comparison is made using CFD modeling and the BET approach with variation in the water velocity, and the performance of the turbine is evaluated.

4.1. Numerical Validation

In this work, the numerical validation was carried out in two steps. First, the diffuser modeling was validated using the measurements made by [15]. This comparison is shown in Figures 7 and 8. Note that for an empty diffuser, the agreement between the present work and the experiments is good, showing physical consistency in the simulations. It is worth noting that the diffuser in Figure 7 is predominantly conical, while in Figure 8, it is conical with a flange at the outlet. These results demonstrate that the present validation is good enough to produce accurate results.

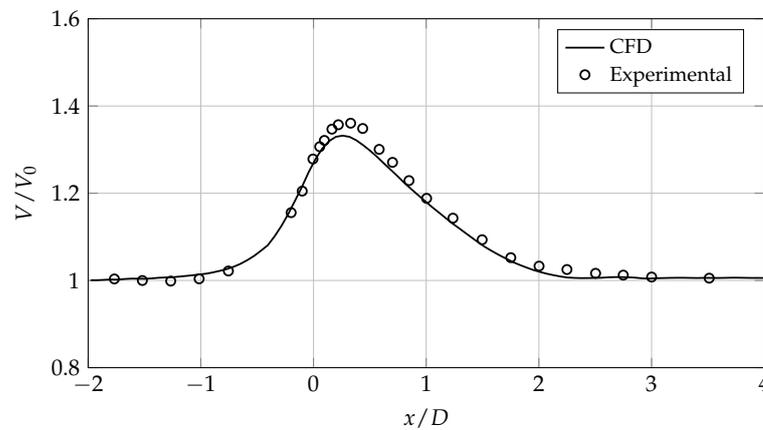


Figure 7. Flow velocity for a diffuser without flange.

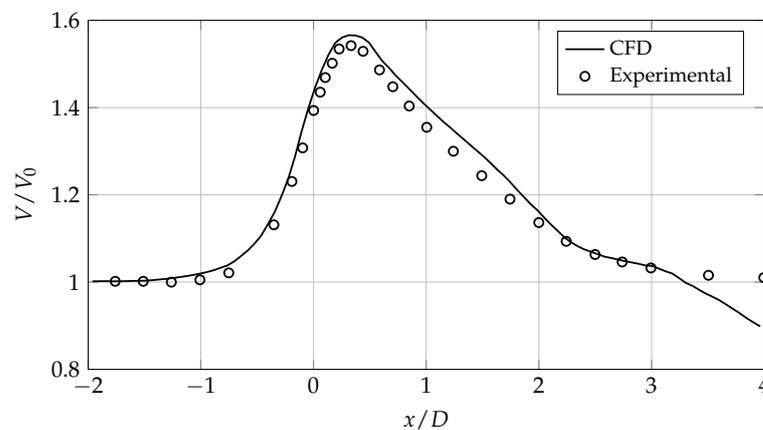


Figure 8. Flow velocity for a diffuser with flange ($h/D = 0.125$).

The second step of the validation uses the experimental results of the NREL Phase VI turbine from the National Renewable Energy Laboratory [27], with only the bare turbine considered. According to [11], the blade trailing edge and boundary layer are usually responsible for higher velocity gradients, requiring more effort regarding mesh refinement. Therefore, in the present work, to accurately model the boundary layer on the turbine blades, the region near the wall is divided into 25 prismatic element layers. This implementation is necessary for a detailed solution as the $\kappa - \omega - SST$ turbulence model is being used. Therefore, results for the mesh refinement study are shown in Table 2, in which the impact of the mesh refinement on the power output of the turbine is assessed for $\lambda = 5.4$. The table shows six different meshes developed for the rotor with different configurations for local refinement. The mean and maximum y^+ values at walls, as well as the power output, are presented. As the experimental power output is 6.1 kW, the error compared to the CFD modeling is 4.4% for Mesh 5, indicating good convergence of the numerical procedure. The mesh with $y^+ < 1$ and good geometric quality is Mesh 5, which has a skewness distribution of more than 90% of the cells with skewness of less than 0.5, and only a small percentage of cells (0.39%) with skewness greater than 0.75. In addition to the skewness, the mesh quality was also evaluated through the aspect ratio and orthogonality, whose results are 1.1613 and 0.9988, respectively, in the regions of interest (rotor and diffuser), demonstrating the good quality of the mesh. It is important to note that the validation considers the diffuser and turbine as separate entities due to the difficulty in finding detailed experimental data for a complete hydro turbine with a diffuser in the literature. Therefore, once accurate validations for the diffuser and rotor are completed, the proposed CFD modeling for the

entire system will be considered valid. Figure 9 shows the performance of the present validation, comparing the experimental data developed by [27] with CFD. The modeling shows good agreement, with even low λ values well represented.

Table 2. Mesh refinement study.

Mesh	Number of Nodes [$\times 10^6$]	y_{max}^+	y_{avg}^+	Power [kW]
Mesh 1	2.47	5.45	3.43	2.81
Mesh 2	3.78	1.36	0.85	2.76
Mesh 3	5.62	0.42	0.26	4.96
Mesh 4	6.35	0.45	0.09	5.66
Mesh 5	7.63	0.48	0.08	5.83
Mesh 6	8.30	0.48	0.08	5.94

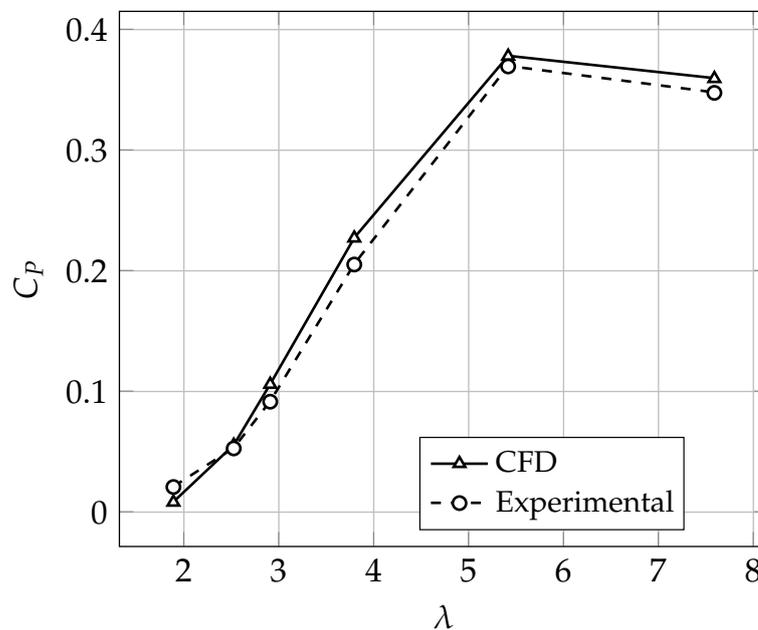


Figure 9. Output power as a function of λ —NREL Phase VI turbine [27].

4.2. Performance of the Diffuser-Augmented Hydro Turbine

To assess the performance of the hydro turbine, an extended BET model originally applied to wind turbines with the diffuser is used [6]. This model accounts for the effect of the diffuser through a parameter called the diffuser speed-up ratio, γ . In this work, the model is applied to a hydro turbine, which is valid as wind and hydro turbines operate on the same principles, as noted by [9,28,29]. In this section, the CFD results are compared to the BET model. As described by [6], the power coefficient is accounted for in the BET using the following expression for the axial induction factor a :

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\gamma^2}{4} \frac{\sigma C_n}{\sin^2 \phi} \quad (21)$$

where γ is the diffuser speed-up ratio, $\sigma = Bc/2\pi r$ is the solidity, ϕ is the flow angle, and C_n is the normal force coefficient. Figure 10 shows the velocity field throughout the turbine, revealing that the diffuser enhances the flow velocity at the rotor plane. At the blade tip, the water velocity is higher, leading to higher torque. However, it is essential to carefully examine high water velocity at the blade tip, as it can increase the risk of cavitation. The flow mass strongly increases under the diffuser effect, leading to an approximate 1.6 times

increase in stream velocity, as further elaborated on in Figure 8, where the rotor must be placed since it is the position with the highest water velocity along the turbine shaft. To evaluate the impact of the turbine on the velocity profile, Figure 11 depicts the velocity change caused by the rotor in the axial direction. As the rotor extracts kinetic energy from the flow, the stream velocity heavily decreases along the rotor center line due to the blockage effect imposed by the rotor on the diffuser-confined flow. According to [30], the blockage effect can significantly impact the rotor performance as it alters the flow around the blades, and it is a function of the number of blades [31].

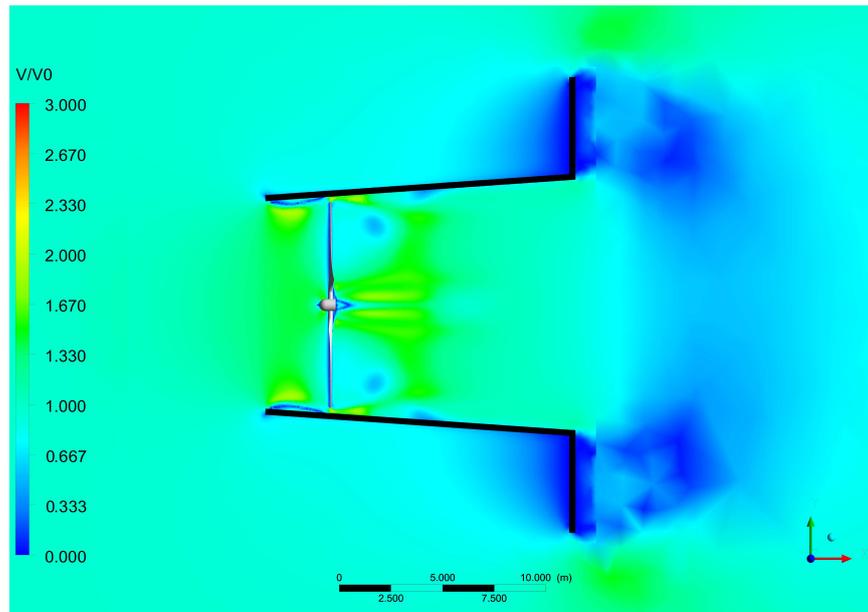


Figure 10. Velocity field throughout the hydro turbine.

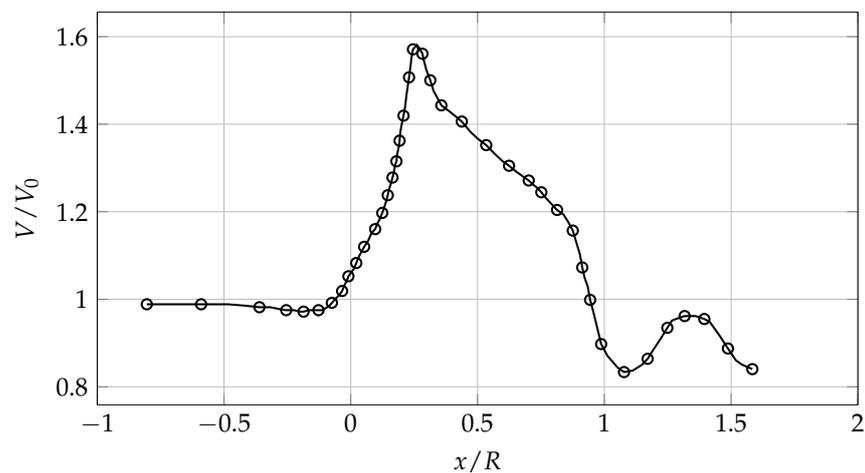


Figure 11. Flow velocity on the axial direction at the rotor center line.

The calculated turbulent kinetic energy (TKE) is shown in Figure 12 on a logarithmic scale. The turbulence levels are mostly in the range of 10^{-5} to $10^{-1} \text{ m}^2/\text{s}^2$. This result is consistent with previous studies, such as [23,32], which found higher TKE levels near the blade tips and at the back of the hub. Those studies analyzed free-flow turbines, where significant turbulence is generated at the blade tips. In the present work, the presence of

the diffuser greatly reduces the TKE levels, as the tip of the blade is very close to the inner wall of the diffuser, which energizes the boundary layer and delays its detachment.

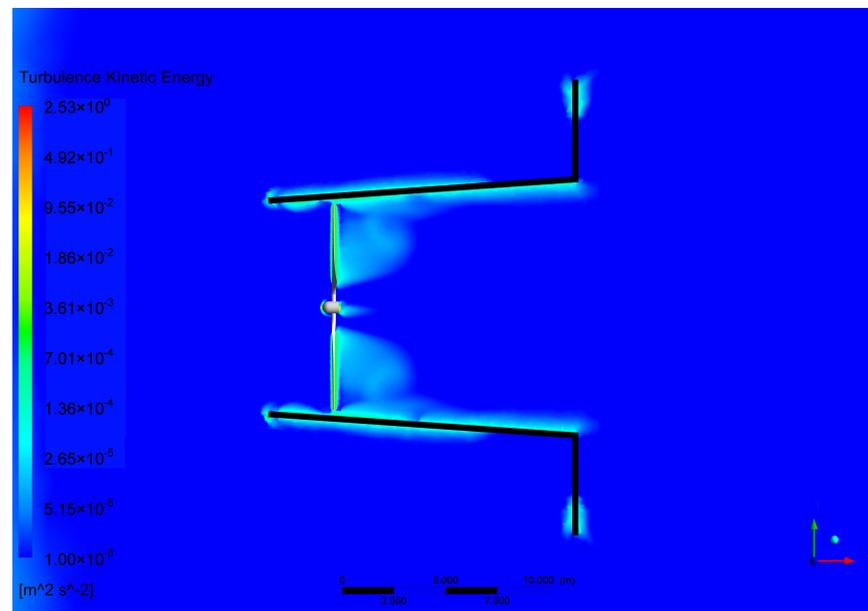


Figure 12. Turbulent kinetic energy at the rotor plane.

The output power of the turbine (with and without the diffuser) is shown in Figure 13. The agreement is good, even for a simplistic analysis, e.g., BET, which does not consider flow complexities, such as hydrodynamic interactions between the tip vortex and other turbulent structures, such as the boundary layer flow at the diffuser walls, high-pressure drop, and unsteadiness. Despite these assumptions, the present work exhibits relevant physical behavior. The output power of the turbine under the diffuser effect is approximately 45.5% higher compared to the turbine without the diffuser, for a stream velocity of 2.35 m/s. The turbine efficiency, represented by the power coefficient at $\lambda = 5.4$ using the diffuser, is 55% higher than a turbine without the diffuser, as demonstrated in Figure 14. It achieves 0.62, slightly exceeding the Betz–Joukowsky limit (0.59). This result is consistent with the findings of [29], where the increased power output of the shrouded hydrokinetic turbine is about 42% higher than a bare turbine for a water velocity of 2.5 m/s. However, economic feasibility should be evaluated, mainly for medium and larger hydro turbines, which involve larger structures. Regarding the power output for a stream velocity of 1.3 m/s in Figure 13, both turbines with and without the diffuser are close because the power output is dependent on V_0^3 , resulting in similar values for stream velocities around 1 m/s.

In order to estimate the energy production of both turbines (with and without the diffuser) downstream of the Tucuruí Dam, Table 3 shows the results, considering the energy generated by the turbines between 2008 and 2013, as depicted in Figure 6. In this case, for a typical year, the turbine with the diffuser can produce 21.65 MWh more than the turbine without the diffuser. For a typical residence in the Amazon, the energy consumed is about 4.70 kWh per day, leading to 141.00 kWh per month. Thus, a turbine with a diffuser can produce energy for about 12 more residences than the turbine without a diffuser. This means that the diffuser technology may contribute to harnessing about 56% more energy, heavily improving the turbine performance. As recently demonstrated by [10], a diffuser produces a significant increase in the power coefficient, justifying the use of such technology to increase the turbine power output. Additionally, in the Amazon, there are no hydrokinetic turbines installed downstream of dams, making the present study relevant to the region, as the use of hydrokinetic energy is an alternative for harnessing turbined and

verted flows from dams. This alternative may prevent further environmental impacts on dams in need of structural extensions.

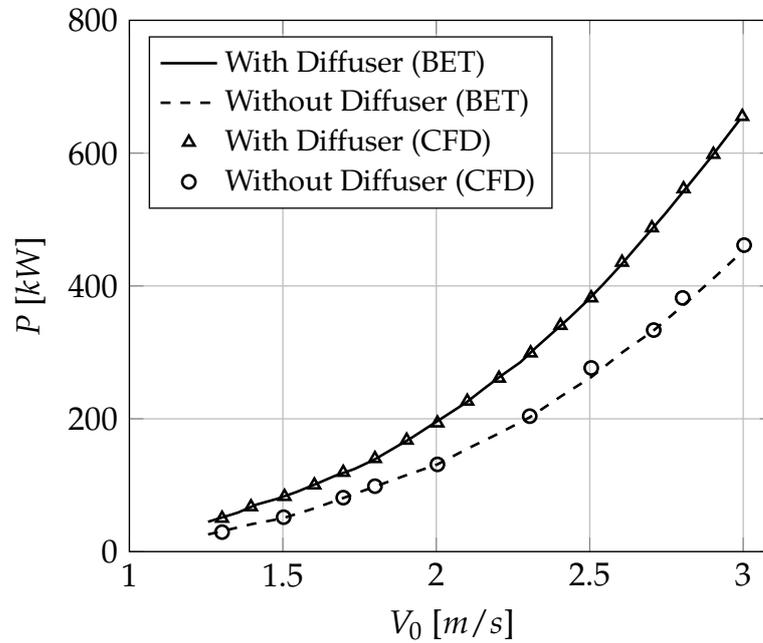


Figure 13. Power output as a function of the stream velocity.

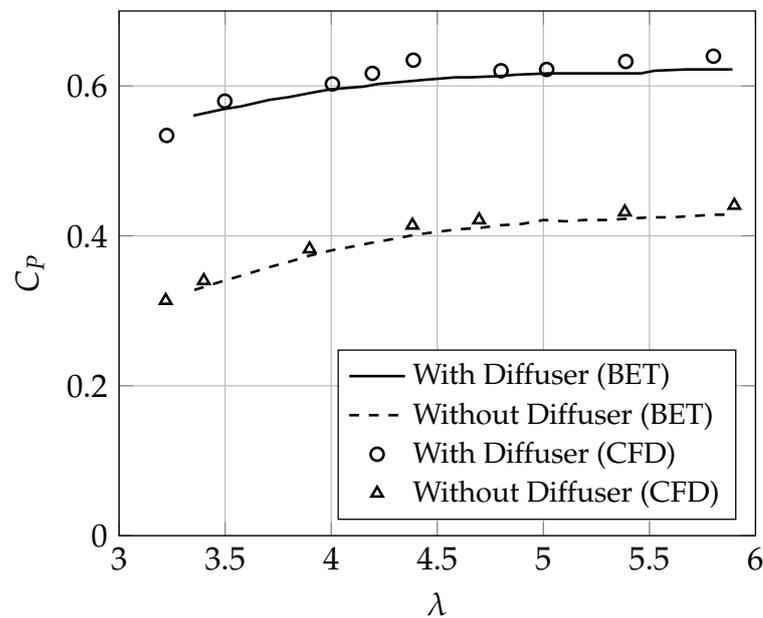


Figure 14. Power coefficient as a function of the tip speed ratio.

Table 3. Estimated energy.

Period	Turbine Only [MWh]	Turbine plus Diffuser [MWh]
2008 to 2013	216.34	337.23
for a typical year	38.75	60.40

5. Conclusions

This paper describes the energy gain of horizontal-axis hydrokinetic turbines under the diffuser effect using CFD simulations to assess the influence of the diffuser on water velocity at the turbine plane. The turbine power coefficient under the diffuser effect can increase by about 55% for a tip speed ratio of 5.4, and the power output can increase by up to 1.5 times compared to the same turbine without a diffuser. As the remaining energy downstream of dams usually has higher stream velocity, hydro turbines with diffusers can be good alternatives for harnessing even more kinetic energy. These alternatives may prevent further environmental impacts of dams in need of structural extensions.

It is necessary to consider some limitations of the present modeling, such as the lack of an analysis on the effect of the diffuser efficiency and thrust on the performance of the turbine. These two parameters can potentially affect the flow behavior through the rotor, as recently demonstrated by [33] and further detailed by [10,12,34].

Despite these limitations, the results obtained in this work are indeed relevant as diffuser technology significantly improves turbine efficiency and remains a good alternative, especially for supplying small communities downstream of dams, increasing the power output for 12 more families. As the Tocantins River is large, it can support more than 10 turbines with a diffuser, increasing the power supply for more than 120 families.

Author Contributions: Conceptualization: A.K.F.d.L., J.R.P.V. and E.F.L.; methodology: J.R.P.V.; software: A.K.F.d.L. and E.F.L.; validation: A.K.F.d.L., J.R.P.V. and E.F.L.; formal analysis: J.R.P.V. and E.F.L.; investigation: A.K.F.d.L.; resources: J.R.P.V. and E.F.L.; writing—original draft preparation: A.K.F.d.L., J.R.P.V. and E.F.L.; writing—review and editing: A.K.F.d.L., J.R.P.V. and E.F.L.; visualization: A.K.F.d.L.; supervision: J.R.P.V. and E.F.L.; project administration: J.R.P.V. All authors have read and agreed to the published version of the manuscript.

Funding: This research received no external funding.

Institutional Review Board Statement: Not applicable.

Informed Consent Statement: Not applicable.

Data Availability Statement: Not applicable.

Acknowledgments: The authors would like to thank the Brazilian National Council for Scientific and Technological Development (CNPq), the Coordination for the Improvement of Higher Education Personnel of the Brazilian government (CAPES), the Centrais Elétricas do Brasil (Elettronorte), and the Dean of Research and Graduate Studies of the Federal University of Pará—Brazil (PROPESP/UFPA) for the support.

Conflicts of Interest: The authors declare no conflict of interest.

References

1. Bandeira, Y.A.; Rodrigues, L.D.; Vaz, J.R.P.; Lins, E.F. Cavitation and structural analysis on a flanged diffuser applied to hydrokinetic turbines. *Matéria (Rio de Janeiro)* **2023**, *27*. [[CrossRef](#)]
2. Limacher, E.J.; Rezek, T.J.; Camacho, R.G.R.; Vaz, J.R. On rotor hub design for shrouded hydrokinetic turbines. *Ocean Eng.* **2021**, *240*, 109940. [[CrossRef](#)]
3. Silva, P.A.; Vaz, D.A.R.; Britto, V.; de Oliveira, T.F.; Vaz, J.R.; Junior, A.C.B. A new approach for the design of diffuser-augmented hydro turbines using the blade element momentum. *Energy Convers. Manag.* **2018**, *165*, 801–814. [[CrossRef](#)]
4. Vaz, J.R.; Okulov, V.L.; Wood, D.H. Finite blade functions and blade element optimization for diffuser-augmented wind turbines. *Renew. Energy* **2021**, *165*, 812–822. [[CrossRef](#)]
5. Vaz, J.R.; Wood, D.H. Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines. *Energy Convers. Manag.* **2016**, *123*, 35–45. [[CrossRef](#)]
6. do Rio Vaz, D.A.T.D.; Mesquita, A.L.A.; Vaz, J.R.P.; Blanco, C.J.C.; Pinho, J.T. An extension of the Blade Element Momentum method applied to Diffuser Augmented Wind Turbines. *Energy Convers. Manag.* **2014**, *87*, 1116–1123. [[CrossRef](#)]
7. Shives, M.; Crawford, C. Developing an empirical model for ducted tidal turbine performance using numerical simulation results. *Proc. Inst. Mech. Eng. Part A J. Power Energy* **2012**, *226*, 112–125. [[CrossRef](#)]
8. Gaden, D.L.; Bibeau, E.L. A numerical investigation into the effect of diffusers on the performance of hydro kinetic turbines using a validated momentum source turbine model. *Renew. Energy* **2010**, *35*, 1152–1158. [[CrossRef](#)]

9. Holanda, P.d.S.; Blanco, C.J.C.; Mesquita, A.L.A.; Brasil Junior, A.C.P.; de Figueiredo, N.M.; Macêdo, E.N.; Secretan, Y. Assessment of hydrokinetic energy resources downstream of hydropower plants. *Renew. Energy* **2017**, *101*, 1203–1214. [[CrossRef](#)]
10. Vaz, J.R.; Wood, D.H. Effect of the diffuser efficiency on wind turbine performance. *Renew. Energy* **2018**, *126*, 969–977. [[CrossRef](#)]
11. Silva, P.A.S.F.; Shinomiya, L.D.; de Oliveira, T.F.; Vaz, J.R.P.; Mesquita, A.L.A.; Brasil Junior, A.C.P. Analysis of cavitation for the optimized design of hydrokinetic turbines using BEM. *Appl. Energy* **2017**, *185*, 1281–1291. [[CrossRef](#)]
12. Picanço, H.P.; Kleber Ferreira de Lima, A.; Dias do Rio Vaz, D.A.T.; Lins, E.F.; Pinheiro Vaz, J.R. Cavitation inception on hydrokinetic turbine blades shrouded by diffuser. *Sustainability* **2022**, *14*, 7067. [[CrossRef](#)]
13. do Rio Vaz, D.A.T.D.; Vaz, J.R.P.; Mesquita, A.L.A.; Pinho, J.T.; Brasil Junior, A.C.P. Optimum aerodynamic design for wind turbine blade with a Rankine vortex wake. *Renew. Energy* **2013**, *55*, 296–304. [[CrossRef](#)]
14. Gemaque, M.L.; Vaz, J.R.; Saavedra, O.R. Optimization of hydrokinetic swept blades. *Sustainability* **2022**, *14*, 13968. [[CrossRef](#)]
15. Abe, K.; Ohya, Y. An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD. *J. Wind. Eng. Ind. Aerodyn.* **2004**, *92*, 315–330. [[CrossRef](#)]
16. Abe, K.; Nishida, M.; Sakurai, A.; Ohya, Y.; Kihara, H.; Wada, E.; Sato, K. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *J. Wind. Eng. Ind. Aerodyn.* **2005**, *93*, 951–970. [[CrossRef](#)]
17. Pope, S.B. *Turbulent Flows*; Cambridge Univ. Press: Cambridge, UK, 2011.
18. Davidson, P.A. *Turbulence: An Introduction for Scientists and Engineers*; Oxford University Press: Oxford, UK, 2015.
19. Wilcox, D.C. *Turbulence Modeling for CFD*; D C W Industries: Maharashtra, India, 2006.
20. Durbin, P.A. Some Recent Developments in Turbulence Closure Modeling. *Annu. Rev. Fluid Mech.* **2018**, *50*, 77–103. [[CrossRef](#)]
21. Argyropoulos, C.; Markatos, N. Recent advances on the numerical modelling of turbulent flows. *Appl. Math. Model.* **2015**, *39*, 693–732. [[CrossRef](#)]
22. Menter, F.R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. *AIAA J.* **1994**, *32*, 1598–1605. [[CrossRef](#)]
23. Silva, P.A.S.F.; Oliveira, T.F.; Brasil Junior, A.C.P.; Vaz, J.R.P. Numerical Study of Wake Characteristics in a Horizontal-Axis Hydrokinetic turbine. *Anais da Academia Brasileira de Ciências* **2016**, *88*, 2441–2456. [[CrossRef](#)]
24. ANSYS Inc. *ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 14.0*; Ansys Inc.: Canonsburg, PA, USA, 2011.
25. Schlichting, H.; Gersten, K. *Boundary-Layer Theory*; Springer: Berlin/Heidelberg, Germany, 2016.
26. Mavriplis, D.J. Mesh generation and adaptivity for complex geometries and flows (Chapter 7). In *Handbook of Computational Fluid Mechanics*; Peyret, R., Ed.; Academic Press: London, UK, 1996; pp. 417–459. [[CrossRef](#)]
27. Hand, M.M.; Simms, D.A.; Fingersh, L.J.; Jager, D.W.; Cotrell, J.R.; Schreck, S.; Larwood, S.M. *Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI: Wind Tunnel Test Configurations and Available Data Campaigns*; Technical Report; National Renewable Energy Lab.: Golden, CO, USA, 2001. [[CrossRef](#)]
28. Laws, N.D.; Epps, B.P. Hydrokinetic energy conversion: Technology, research, and outlook. *Renew. Sustain. Energy Rev.* **2016**, *57*, 1245–1259. [[CrossRef](#)]
29. do Rio Vaz, D.A.T.D.; Vaz, J.R.P.; Silva, P.A.S.F. An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation. *Energy Sustain. Dev.* **2018**, *45*, 142–149. [[CrossRef](#)]
30. John, I.H.; Vaz, J.R.; Wood, D. Aerodynamic performance and blockage investigation of a cambered multi-bladed windmill. *J. Physics Conf. Ser.* **2020**, *1618*, 042003. [[CrossRef](#)]
31. John, I.H.; Wood, D.H.; Vaz, J.R. Helical vortex theory and blade element analysis of multi-bladed windmills. *Wind Energy* **2023**, *26*, 228–246. [[CrossRef](#)]
32. Posa, A.; Broglia, R. Characterization of the turbulent wake of an axial-flow hydrokinetic turbine via large-eddy simulation. *Comput. Fluids* **2021**, *216*, 104815. [[CrossRef](#)]
33. Bontempo, R.; Manna, M. Effects of the duct thrust on the performance of ducted wind turbines. *Energy* **2016**, *99*, 274–287. [[CrossRef](#)]
34. Vaz, J.R.; Wood, D. Blade element analysis and design of horizontal-axis turbines. *Small Wind. Hydrokinetic Turbines* **2021**, *169*, 157.

Disclaimer/Publisher’s Note: The statements, opinions and data contained in all publications are solely those of the individual author(s) and contributor(s) and not of MDPI and/or the editor(s). MDPI and/or the editor(s) disclaim responsibility for any injury to people or property resulting from any ideas, methods, instructions or products referred to in the content.