



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ  
NÚCLEO DE DESENVOLVIMENTO AMAZÔNICO EM ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM INFRAESTRUTURA E  
DESENVOLVIMENTO ENERGÉTICO

WALDSON MELO BEZERRA

**AVALIAÇÃO DE MODELO DE ELEMENTO DE PÁ APLICADO À TURBINAS EÓLICAS COM  
DIFUSORES ATRAVÉS DE ANÁLISE CFD**

Tucuruí, PA

2023

WALDSON MELO BEZERRA

**AVALIAÇÃO DE MODELO DE ELEMENTO DE PÁ APLICADO À TURBINAS  
EÓLICAS COM DIFUSORES ATRAVÉS DE ANÁLISE CFD**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Desenvolvimento energético - Energias renováveis.

Orientador: Prof. Dr. <sup>o</sup> André Luiz Amarante Mesquita.

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)

---

B574a Bezerra, Waldson Melo.  
AVALIAÇÃO DE MODELO DE ELEMENTO DE PÁ  
APLICADO À TURBINAS EÓLICAS COM DIFUSORES  
ATRAVÉS DE ANÁLISE CFD / Waldson Melo Bezerra. —  
2023.  
113 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita  
Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal do Pará,  
Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia,  
Programa de Pós-Graduação em Engenharia de  
Infraestrutura e Desenvolvimento Energético, Tucuruí, 2023.

1. BEM. CFD. TURBINAS DE FLUXO LIVRE.  
DIFUSOR. I. Título.

CDD 621.042

---

WALDSON MELO BEZERRA

**AVALIAÇÃO DE MODELO DE ELEMENTO DE PÁ APLICADO À TURBINAS EÓLICAS  
COM DIFUSORES ATRAVÉS DE ANÁLISE CFD**

Dissertação de mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia de Infraestrutura e Desenvolvimento Energético do Núcleo de Desenvolvimento Amazônico em Engenharia, da Universidade Federal do Pará, como parte dos requisitos para a obtenção do título de Mestre em Infraestrutura e Desenvolvimento Energético. Área de concentração: Desenvolvimento energético - Energias renováveis.

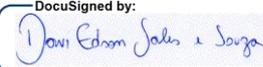
Orientador: André Luiz Amarante Mesquita.

Aprovada em 30 de maio de 2023.BANCA

EXAMINADORA:

DocuSigned by:  
  
F41ED40EED2646F...

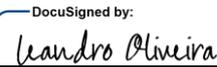
Prof. Dr. André Luiz Amarante Mesquita, PPGINDE/UFPA  
(Orientador)

DocuSigned by:  
  
6D06B0B6E06546C...

Prof. Dr. Davi Edson Sales e Souza, PPGINDE/UFPA  
(Examinador interno)

DocuSigned by:  
  
375E39B34B94FA...

Prof. Dr. Taygoara Felamingo de Oliveira, PPCM/UnB  
(Examinador externo)

DocuSigned by:  
  
628378D929C44A6...

Leandro Oliveira, JIRAU ENERGIA(Membro  
convidado)

A Deus, causa primária de todas as coisas.

Aos meus pais, Francisco da Conceição Bezerra e Rosilene Ferreira Diniz Melo. A minha esposa Ana, minha filha Lívia Coutinho Bezerra (*in memoriam*) e ao meu filho Álvaro Coutinho Bezerra

## **AGRADECIMENTOS**

À minha esposa, Ana Coutinho, por toda renúncia, pelo amor e companheirismo em minha jornada.

Ao meu orientador, professor André Mesquita, por sua disponibilidade, deu-me úteis e sábios conselhos e sempre esteve à disposição em todas as vezes em que precisei de ajuda.

Ao Professor Jerson Vaz sempre solícito em ajudar-me a sanar dúvidas.

Aos meus colegas de laboratório Eivelton Oliveira, Clésio Costa, Artur Cunha, Arthur Fontana e Rodolfo Vitorino, me proporcionando condições para a realização deste trabalho.

A UFPA/CAMTUC, pela oportunidade de realizar esta Pós-graduação

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo suporte financeiro.

## RESUMO

O efeito do difusor em turbinas de fluxo livre mostra uma possibilidade de atingir um coeficiente de potência maior que uma turbina clássica, ultrapassando o limite de Betz. O presente trabalho avalia o efeito do difusor com perfil Eppler 423 acoplado em uma turbina eólica de eixo horizontal com rotor de perfil NACA 65(3)-618 com 4 pás. Utilizando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics), simulações numéricas foram realizadas possibilitando obter mais informações sobre o escoamento do fluido e o aumento na potência extraída para configurações com e sem difusor para a velocidade de escoamento de 7 m/s. Considerando as dimensões da seção de testes, os resultados obtidos nas análises CFD foram validados usando resultados experimentais, onde o conjunto rotor e difusor estavam confinados em um túnel de vento. Observou-se que o acoplamento do difusor na turbina aumentou consideravelmente a velocidade do escoamento, proporcionando um acréscimo de 37% em relação a velocidade inicial. Resultados apontaram um aumento no coeficiente de potência na ordem de 45,45% com a utilização do difusor, para a mesma velocidade de escoamento, 7 m/s. Assim, através dos resultados obtidos numericamente neste trabalho, foi possível obter dados confiáveis para a avaliação de um modelo específico de Blade Element Momentum (BEM) aplicado à turbinas eólicas com difusores, que é empregado para analisar o projetos de rotores de turbinas e difusores. Apesar dos bons resultados do modelo BEM, o presente estudo indica possíveis melhorias para a consistência da modelagem.

Palavras-chave: BEM. CFD. Turbinas de fluxo livre. Difusor.

## **ABSTRACT**

The diffuser effect on free flow turbines shows a possibility of reaching a power coefficient greater than that of a classic turbine, exceeding the Betz limit. The present work evaluated the effect of an Eppler 423 profile diffuser coupled in a horizontal axis wind turbine with a 4-bladed rotor NACA 65(3) 618 profile. Using computational fluid mechanics (CFD, Computational Fluid Dynamics), numerical simulations were performed allowing to obtain more information about the fluid flow and the increase in extracted power for configurations with and without diffuser for the velocity of 7 m/s. Considering the dimensions of the test section, the results obtained in the CFD analyses were validated through experimental results, in which the rotor and diffuser assembly were confined in a wind tunnel. It was observed that coupling the diffuser to the turbine considerably increased the fluid velocity, providing a 37% increase in the initial velocity of the flow. Showed an increase in the power coefficient in the order of 45,45% with the use of the diffuser, for the same flow velocity, 7 m/s. Thus, through the results obtained numerically in this work, it was possible to obtain reliable data for the evaluation of a specified Blade Element Momentum (BEM) model applied to diffuser-augmented wind turbines, which is employed to analyze the same turbine rotor and diffuser designs. Despite the good results of the BEM model, the present study indicates possible improvements for the consistency of the modeling.

Keywords: BEM. CFD. Free flow turbines. Diffuser.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1.1 - Oferta Interna de Energia Elétrica por Fonte .....	17
Figura 1.2 – Adições anuais de capacidade eólica no Brasil.....	19
Figura 1.3 – Visualização esquemática sobre a seção transversal de uma pá.....	21
Figura.1.4–Visualização das forças atuantes sobre a seção transversal do aerofólio.....	21
Figura 2.1 - Pressão e velocidade no volume de controle e a direção dos vetores na superfície de controle.....	28
Figura 2.2 - Variação da pressão através do disco do rotor.....	29
Figura 2.3 – Volume de controle para disco atuador clássico.....	38
Figura 2.4 - Tubo de corrente através do rotor.....	39
Figura 2.5 - Triângulo de velocidades na pá.....	39
Figura 2.6 - Forças locais na pá.....	40
Figura2.7 – Volume de controle do disco atuador clássico com difusor.....	44
Figura 2.8 - Esquema simplificado das velocidades no plano do rotor e na esteira....	47
Figura 2.9 - Fluxo em torno de um modelo de turbina eólica com difusor.....	47
Figura 3.1 - Túnel de vento.....	49
Figura 3.2 - Disco atuador para turbinas em túnel de vento.....	50
Figura 3.3 - Modelo em escala do rotor com perfil 65(3)-618.....	52
Figura 3.4 - Difusor Eppler 423 vista lateral.....	53
Figura 3.5 - Difusor Eppler 423 vista isométrica.....	53
Figura 3.6 - Perfil de asa Eppler 423.....	54
Figura 3.7-Taxa de aumento de velocidade em função da posição radial de velocidade em função da posição radial.....	56
Figura 3.8 - Visualização da trajetória de um traçador no interior de um tubo em diferentes regimes de escoamento.....	58
Figura 3.9 -Visualização do escoamento turbulento.....	58
Figura 3.10 - Comportamento do modelo SST em função da distância a parede.....	60
Figura 3.11 -Domínio computacional para o difusor.....	61
Figura 3.12 -Malha numérica para o difusor.....	62
Figura 3.13 -Detalhe da malha numérica para o difusor.....	62
Figura 3.14 – Domínio computacional para o rotor.....	63

Figura 3.15 –Malha numérica para o rotor.....	64
Figura 3.16 -Detalhe da malha numérica para o rotor.....	65
Figura 3.17 - Domínio computacional para o conjunto rotor e difusor.....	66
Figura 3.18 -Condições de contorno para o conjunto rotor e difusor.....	66
Figura 3.19 - Malha numérica para o conjunto rotor e difusor.....	68
Figura 3.20 – Refinamento e inflation no rotor .....	68
Figura 3.21 – Detalhamento dos domínios.....	69
Figura 3.22 - Elemento no bordo de ataque do difusor.....	69
Figura 4.1 – Escoamento ao redor do difusor.....	71
Figura 4.2 – Ampliação do escoamento ao redor do difusor.....	72
Figura 4.3 – Orientação do posicionamento dos planos para os perfis de velocidade.....	72
Figura 4.4 – Evolução da velocidade componente axial.....	74
Figura 4.5 – Pressão ao redor perfil aerodinâmico do difusor.....	75
Figura 4.6 – Orientação do posicionamento dos planos para os perfis de velocidade.....	75
Figura 4.7 – Evolução da velocidade componente axial.....	78
Figura 4.8 – Evolução da velocidade componente radial.....	80
Figura 4.9 – Evolução da velocidade componente tangencial.....	83
Figura 4.10 – Distribuição de pressão ao redor do rotor.....	84
Figura 4.11 – Distribuição de velocidade para o conjunto rotor/difusor.....	84
Figura 4.12 – Orientação do posicionamento dos planos.....	85
Figura 4.13 – Evolução da velocidade componente axial.....	86
Figura 4.14 – Evolução da velocidade componente radial.....	89
Figura 4.15 –Evolução da velocidade componente tangencial.....	93
Figura 4.16 – Componentes axiais, radiais e tangenciais.....	94
Figura 4.17 – Distribuição de pressão para o conjunto rotor e difusor.....	94
Figura 4.18 – Orientação dos planos.....	95
Figura 4.19 – Distribuição de pressão para o conjunto rotor e difusor .....	96
Figura 4.20- Comparação dos resultados experimentais e modelo BEM sem difusor .....	97
Figura 4.21 – Comparação dos resultados experimentais e modelo BEM com difusor.....	98
Figura 4.22 – Comparação dos resultados experimentais e modelo BEM Com e sem difusor.....	99
Figura 4.23 - Curva de potência experimental e CFD sem difusor.....	98

Figura 4.24 – Curva de potência experimental e CFD com difusor.....	99
Figura 4.25 – Gráfico $C_{px}TSR$ sem difusor.....	100
Figura 4.26 – Gráfico $C_{px}TSR$ com difusor.....	100
Figura A.1 – Tubo de corrente através do rotor.....	102
Figura A.2 – Triângulo de velocidades na pá.....	103
Figura A.3 – Forças locais na pá.....	104

## LISTA DE TABELAS

Tabela 3.1 – Rotações em (RPM) inseridas no método como dados de entrada.....	55
Tabela 3.2 – Velocidades medidas em função da posição radial.....	56
Tabela 3.3 – Recursos computacionais.....	57
Tabela 3.4 – Condições de contorno para simulação do difusor.....	61
Tabela 3.5 – Condições de contorno para simulação com o rotor.....	63
Tabela 3.6 – Convergência de malha para a simulação do rotor.....	65
Tabela 3.7 – Condições de contorno para o conjunto rotor e difusor.....	67
Tabela 3.8 - Estudo de convergência de malha para o conjunto rotor e difusor.....	70

## **LISTA DE SIGLAS**

ABEEólica – Associação Brasileira de Energia Eólica;  
ANEEL – Agência Nacional de Energia Elétrica;  
BEM – Blade Element Momentum;  
CFD - Computational Fluid Dynamics;  
GWEC - Global Wind Energy Council;  
IDH – Índice de Desenvolvimento Humano;  
IEA – International Energy Agency;  
NACA - National Advisory Committee for Aeronautics;  
OIE – Oferta Interna de Energia;  
PIB – Produto Interno Bruto;  
RANS Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations;  
UFPA – Universidade Federal do Pará;  
UNB – Universidade de Brasília.

## LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área	[m <sup>2</sup> ]
C <sub>p</sub>	Coeficiente de potência	[adimensional]
C <sub>e</sub>	Coeficiente de empuxo	[adimensional]
E	Empuxo	[N]
p	Pressão	[N/m <sup>2</sup> ]
P	Potência	[W]
v	Velocidade do escoamento	[m/s]
ρ	Densidade	[kg/m <sup>3</sup> ]
∇	Operador Gradiente	[adimensional]
∇ <sup>2</sup>	Operador Laplaciano	[adimensional]
<b>u</b>	Vetor velocidade	[adimensional]
<b>f</b>	Vetor forças de campo por unidade de massa	[adimensional]
μ	Viscosidade dinâmica	[Ns/m <sup>2</sup> ]
ṁ	Fluxo mássico	[kg/s]
E <sub>c</sub>	Energia cinética	(J)
Δp	Varição de pressão	[Pa]
V <sub>d</sub>	Velocidade do vento no disco atuador	[m/s]
A <sub>d</sub>	Área do disco atuador	[m]
A	Fator de indução axial	[adimensional]
m	Massa	[Kg]
BR	Razão de bloqueio	[adimensional]
U <sub>t</sub>	Velocidade do vento no tunel com a turbina	[m/s]
U <sub>f</sub>	Velocidade do vento no tunel sem a turbina	[m/s]
CP <sub>f</sub>	Coeficiente de potência na condição de fluxo livre	[adimensional]
CP <sub>t</sub>	Coeficiente de potência no tunel de vento	[adimensional]
λ <sub>f</sub>	É o TSR na condição de fluxo livre	[adimensional]
λ <sub>t</sub>	É o TSR na condição do tunel de vento	[adimensional]
TSR	Tip Speed Ratio	[adimensional]
CT*	Coeficiente de torque no tunel de vento	[adimensional]
CT	Coeficiente de torque na condição de fluxo livre	[adimensional]
X	Razão entre a velocidade da ponta da pá e a velocidade do vento	[adimensional]

$V_{ponta}$	Velocidade da ponta da pá	[m/s]
$V_{vento}$	Velocidade do vento	[m/s]
$R$	Raio do rotor	[m]
$V_0$	Velocidade incidente do vento	[m/s]
$\Omega$	Velocidade Angular	[rad/s]
$F_R$	Força de reação do perfil aerodinâmico	[N]
$W$	Velocidade relativa	[m/s]
$L$	Força de sustentação	[N/m]
$D$	Força de arrasto	[N/m]
$M$	Momento	[Nm]
$c$	Corda do perfil aerodinâmico	[m]
$C_L$	Coeficiente de sustentação	[adimensional]
$C_D$	Coeficiente de arrasto	[adimensional]
$C_M$	Coeficiente do momento	[adimensional]
Re	Reynolds em relação a corda do aerofólio	[adimensional]
$\alpha$	Ângulo de ataque	[°]
$D$	Diâmetro do tubo	[m]
$b$	Fator de indução axial na esteira livre	[adimensional]
$u_l$	Velocidade do escoamento na esteira livre	[m/s]
$r$	Posição radial na turbina	[m]
$r_l$	Posição radial na esteira	[m]
$w_l$	Velocidade angular do escoamento na esteira	[rad/s]
$T$	Empuxo	[N]
$\beta$	Taxa de área de saída	
$C_n$	Força normal	
$C_p^d$	Coeficiente de potência para turbina com difusor	
$C_T^d$	Coeficiente de empuxo para turbina com difusor	
$\Omega$	Velocidade angular do rotor	[rad/s]
$x$	Taxa de velocidade local	

# SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO .....	16
1.1. Considerações gerais .....	16
1.2. Potencial eólico no Brasil.....	17
1.3. Potencial hidrocínético no Brasil.....	19
1.4. Turbinas axiais de fluxo livre e eixo horizontal .....	20
1.5. Equações de conservação em uma turbina axial de fluxo livre.....	22
1.5.1. <i>Equação da Conservação da massa</i> .....	23
1.5.2. <i>Equação da Quantidade de Movimento</i> .....	23
1.6. Justificativa.....	24
1.7. Objetivos .....	25
1.7.1 <i>Objetivo Geral</i> .....	25
1.7.2. <i>Objetivos Específicos</i> .....	25
1.8. Estrutura e organização do trabalho .....	26
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	27
2.1. Teoria do disco atuador.....	28
2.2. Teoria BEM (Blade Element Momentum).....	35
2.2.1. <i>Sem difusor</i> .....	35
2.2.2. <i>Com difusor</i> .....	36
2.3. Estado da arte do modelo BEM com difusor .....	38
2.3.1. <i>Revisão dos modelos existentes</i> .....	42
2.3.2. <i>Modelo Rio Vaz</i> .....	43
3. METODOLOGIA .....	49
3.1. Síntese da Metodologia .....	49
3.2. Experimento de Validação.....	49
3.2.1. <i>Trabalho utilizado para validação</i> .....	49
3.2.2. <i>Fator de bloqueio</i> .....	50
3.2.3. <i>Modelo reduzido</i> .....	53
3.3. Programa BEM empregado .....	55
3.3.1. <i>Descrição do algoritmo</i> .....	55
3.4. Modelo CFD .....	57
3.4.1. <i>Equacionamento do problema e modelagem da turbulência</i> .....	58
3.4.2. <i>Modelo de turbulência Shear Stress Transport (SST)</i> .....	60

<b>3.4.3. Código computacional e métodos empregado.....</b>	<b>61</b>
<b>3.4.4. Caso de estudo.....</b>	<b>61</b>
<b>3.4.5. Condições de contorno .....</b>	<b>62</b>
<b>3.4.6. Malha numérica .....</b>	<b>63</b>
<b>3.4.7. Domínio computacional para o rotor.....</b>	<b>64</b>
<b>3.4.8. Condições de contorno .....</b>	<b>64</b>
<b>3.4.9. Malha numérica .....</b>	<b>65</b>
<b>3.4.10. Domínio computacional para o conjunto rotor e difusor.....</b>	<b>66</b>
<b>3.4.11 Condições de contorno .....</b>	<b>67</b>
<b>3.4.12. Malha numérica .....</b>	<b>68</b>
<b>4. RESULTADOS E DISCUSSÕES.....</b>	<b>72</b>
<b>4.1. Validação dos modelos CFD .....</b>	<b>72</b>
<b>4.1.1. Difusor.....</b>	<b>72</b>
<b>4.1.2. Rotor.....</b>	<b>75</b>
<b>4.1.3. Rotor com difusor .....</b>	<b>85</b>
<b>4.2. Resultado do caso de estudo.....</b>	<b>97</b>
<b>4.2.1. Resultados do modelo BEM.....</b>	<b>97</b>
<b>4.2.2. Resultados do modelo CFD.....</b>	<b>99</b>
<b>4.3. Discussão sobre a validade do modelo BEM com difusor .....</b>	<b>100</b>
<b>5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....</b>	<b>102</b>
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>103</b>

# 1. INTRODUÇÃO

## 1.1. Considerações gerais

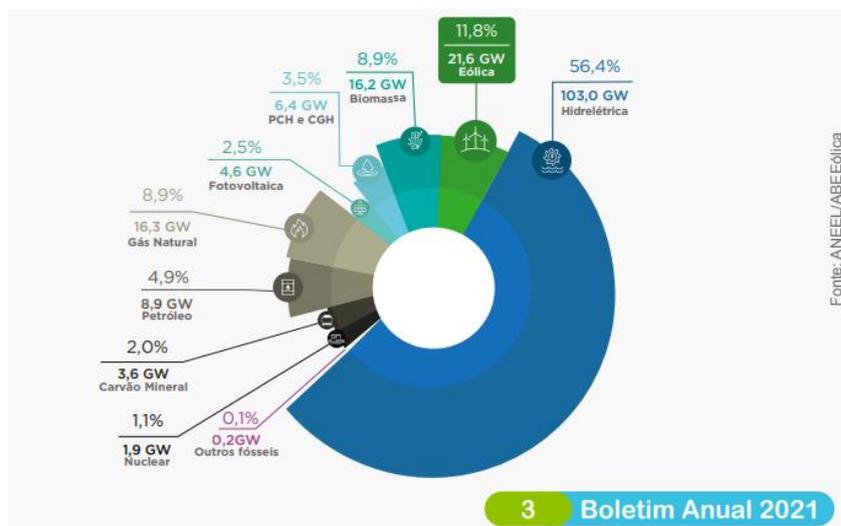
O cenário mundial acerca de energia elétrica tem sido palco de diversas discussões há muitos anos em razão da necessidade de uma maior geração. O aumento de parques industriais ao redor do mundo tem promovido um crescimento significativo no consumo de energia elétrica. Além destas finalidades industriais, existe uma demanda de pequenas e médias gerações de energia elétrica em regiões isoladas, como por exemplo, na região amazônica onde grande parte das comunidades são ribeirinhas.

Nos últimos anos, grandes avanços foram conquistados nos estudos sobre as melhores condições de extração de energia de um escoamento em turbinas de fluxo livre, sejam elas eólicas ou hidrocínéticas. É possível observar um grande crescimento das gerações de energia provenientes destas fontes, visto que são alimentadas por tempo indefinido, através das águas de correntezas e dos escoamentos dos ventos, mostrando, desta forma, a necessidade de mais investimentos em fontes alternativas de energia, principalmente as renováveis através de turbinas de fluxo livre.

Segundo a Associação Brasileira de Energia Eólica (ABEEólica), o ano de 2021 terminou com 795 usinas e uma capacidade de geração eólica correspondente a 21,57 GW de potência instalada, o que representou um crescimento de 21,53% de potência em relação ao ano anterior. Esta capacidade instalada de 21,57 GW era composta por 21,13 GW de parques em operação comercial o que representa (97,96%) e 0,44 GW (2,04%) de operação em teste.

Segundo Blasques et al. (2010), a região norte apresenta bom potencial eólico local, com grande possibilidade de estudos e implantação de tecnologias para o aproveitamento desta capacidade. Este potencial e crescimento da região norte se comprova pelos dados estatísticos da ABEEólica, onde divulga em seus relatórios de 2021 um crescimento de 17% de geração de energia eólica em relação ao ano de 2020.

É possível notar que anualmente a geração através de energia eólica vem modificando a matriz energética brasileira, conforme mostra a Figura 1.1 abaixo.



**Figura 1.1 - Oferta interna de energia elétrica por fonte (ANEEL/ABEEólica, 2023)**

Analisando a repartição da Oferta Interna de Energia (OIE), a fonte hidráulica representa expressiva porcentagem de geração de energia, esta, abrange comumente as turbinas hidráulicas convencionais e as turbinas hidrocinéticas. Estudos sobre as turbinas hidrocinéticas, crescem a cada dia, principalmente no que concerne em melhores formas de extração de energia, melhor eficiência, preocupando-se com a sustentabilidade e baixo impacto ambiental durante a operação.

O Brasil, por ser um país rico em potencial hidráulico, com diversas localidades aptas para implantação de sistemas hidrocinéticos, como correntezas de rios e marés, torna-se palco para diversas pesquisas que estão sendo desenvolvidas para avaliar as melhores condições de extração desta energia.

Portanto, o presente estudo analisará numericamente uma geometria específica de difusor com perfil Eppler 423, estudando o aumento de potência e os efeitos físicos envolvidos que o acoplamento deste difusor irá provocar em uma turbina eólica com rotor de perfil NACA 65(3)-618. Estes resultados irão validar estudos desenvolvidos sobre o efeito do difusor em turbinas de fluxo livre, eólicas e hidrocinéticas.

## **1.2. Potencial eólico no Brasil**

Conforme o relatório da Global Wind Energy Council (GWEC) e os dados da ABEEólica, o Brasil é atualmente um dos países mais limpos no que diz respeito a

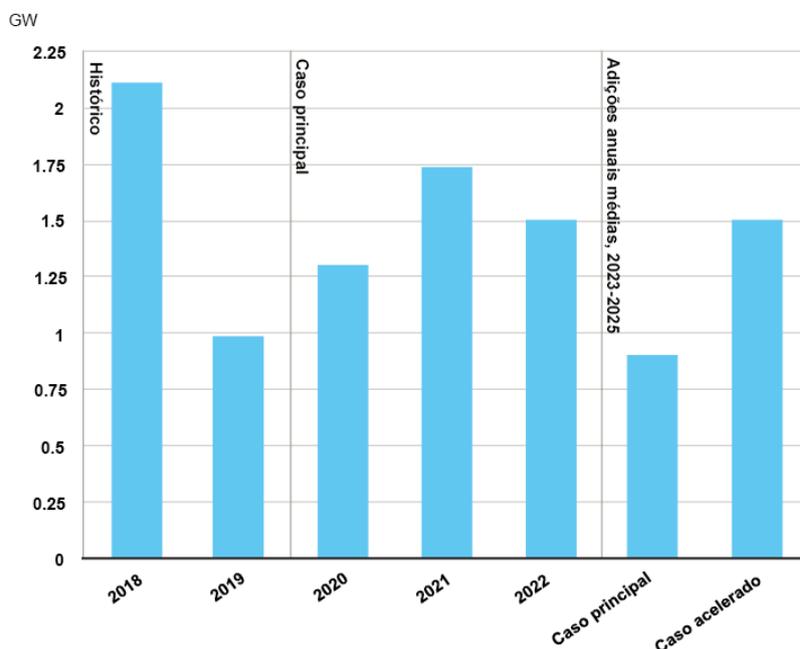
sua matriz energética, com aproximadamente 83% de sua capacidade de geração de energia proveniente de fontes renováveis, incluindo 21,6 GW de energia eólica instalada referentes ao ano base de 2021.

Segundo a ABEEólica, os benefícios do investimento em energia eólica são:

- A cada R\$ 1,00 investido em eólicas temos um impacto de R% 2,9 no PIB;
- Permite que o proprietário da terra siga com plantações ou criação de animais;
- Impacta positivamente na economia local aumentando o PIB e o IDH municipal em cerca de 25%;
- É renovável, não polui e contribui para que o Brasil cumpra seus objetivos com o Acordo do Clima;
- Gera renda e melhoria de vida para proprietários de terra com arrendamento para instalação das torres;
- Gera cerca de 11 postos de trabalho por MW instalado.

A GWEC em seu relatório global de vento, ela cita que o ano de 2021 foi desafiador para o setor de energia eólica no Brasil, em grande parte devido à pandemia do COVID-19, mas também trouxe alívio após o pior momento da crise com boa recuperação econômica. De acordo com as estatísticas nacionais do Banco Central o PIB do Brasil cresceu 4,6% em 2021, com impacto direto no consumo de eletricidade.

Segundo a Agencia Internacional de Energia (IEA), o Brasil tem boa perspectiva de esse crescimento com relação a geração de energia eólica. A figura 1.2 abaixo ilustra esses parâmetros.



**Figura 1.2 – Adições anuais de capacidade eólica no Brasil (IEA, 2023)**

A Figura 1.2 mostra uma tendência de crescimento na capacidade de produção em GW de energia eólica brasileira ao longo dos últimos anos. É possível observar um alto aumento de geração a cada ano desta matriz, mesmo que seja observado que alguns anos o crescimento seja menor, mas sempre há inclusão de geração a partir dos aerogeradores.

### **1.3. Potencial hidrocínético no Brasil**

Turbinas hidrocínéticas são turbinas que convertem a energia cinética contida nos rios e marés, em energia elétrica, o que por muitos anos a humanidade já utilizava esta tecnologia, mas não em turbinas, e sim com as rodas d'água ou em outros dispositivos presentes daquela época. Ao longo dos anos, grandes estudos (Magalhães et al., 2023) trouxeram ao destaque esta tecnologia, visto seu baixo impacto ambiental para extração de energia em comparação com hidrelétricas de médio e grande porte.

Uma linha de estudos já bem estruturada são de difusores acoplados nestas turbinas de fluxo livre, visto que, o incremento de um difusor, representará um grande aumento na extração da energia contida no escoamento.

Turbinas hidrocínéticas são uma opção para atendimento às regiões ribeirinhas do Brasil, em especial ao norte e nordeste onde um grande potencial de escoamento hidráulico se faz presente. Desta forma, a tecnologia de instalações de turbinas hidrocínéticas irá agregar aos locais isolados os benefícios de energia elétrica, que dela, poderão todos, beneficiar-se de qualidade de vida para o sustento pessoal e coletivo das comunidades.

#### ***1.4. Turbinas axiais de fluxo livre e eixo horizontal***

A orientação do eixo de uma turbina, é um dos modos de classificá-la (HANSEN, 2008). O eixo posicionado perpendicular em relação ao escoamento, a turbina é denominada axial de eixo vertical, caso esteja paralelo ao escoamento, onde encontra-se a maioria das turbinas de fluxo livre, sejam eólicas ou hidrocínéticas, estas caracterizam-se por turbinas axiais de eixo horizontal.

Estas turbinas de fluxo livre, transformam a energia cinética contida no movimento de uma massa de ar ou água para turbinas eólicas ou hidrocínéticas, respectivamente, em energia mecânica no eixo que posteriormente, através de um gerador, esta energia mecânica é transformada em energia elétrica. Esta conversão de energia é parametrizada classicamente como foi demonstrada na equação 1.1 anteriormente.

Vale ressaltar a semelhança de turbinas hidrocínéticas e eólicas, onde a principal diferença entre essas duas tecnologias é o fluido de trabalho, que no caso seria o ar para as eólicas e a água para as hidrocínéticas. Desta forma, semelhança entre as turbinas compartilham de projetos semelhantes.

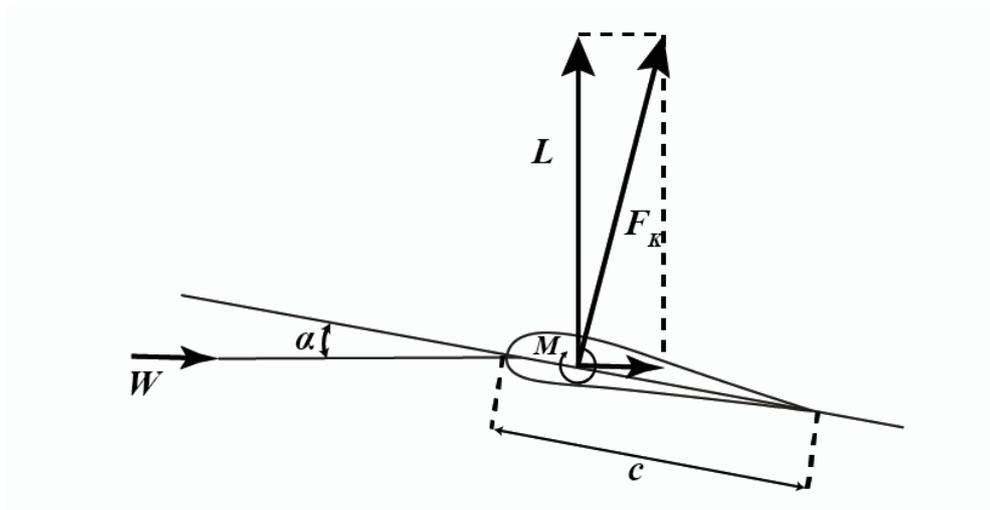
É importante salientar que as relações matemáticas para o projeto de rotores eólicos são obtidas a partir do estudo aerodinâmico de turbinas, uma vez que as forças indutivas do movimento das pás são provenientes da passagem do ar através do rotor (Hansen, 2008).

Conforme ilustrado na figura 1.3 abaixo, linhas de correntes demonstram o escoamento através da seção transversal de uma pá eólica. Na figura 1.4 abaixo

(Hansen 2008), é possível observar que a força de reação  $F_r$  sobre a pá e decomposta em outras duas direções perpendiculares e outra paralela à velocidade relativa do escoamento,  $W$ . Estas componentes citadas, são conhecidas como forças de sustentação e de arrasto,  $L$  e  $D$ , respectivamente.



**Figura 1.3: Visualização esquemática sobre a seção transversal de uma pá. Adaptado de Hansen (2008)**



**Figura 1.4: Visualização das forças atuantes sobre a seção transversal do aerofólio. Adaptado de Hansen (2008)**

Em uma turbina, para que sejam exercidos movimentos na mesma, a força de sustentação é a principal responsável. Quanto menor o arrasto, melhor será o desempenho da máquina, uma vez que ela será menos exigida. De acordo com (Burton et al, 2001), os coeficientes de sustentação e arrasto são definidos como:

$$C_L = \frac{L}{\frac{1}{2}\rho V_o^2 c} \quad (1.1)$$

$$C_D = \frac{D}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 c} \quad (1.2)$$

É necessário considerar as forças complementares e para descrevê-las é necessário conhecer o momento sobre o ponto de ação das forças sobre o perfil. Desta forma, de acordo com a figura 1.2 acima, o momento é positivo quando tente a girar no sentido horário e para descrever o coeficiente do momento pode-se utilizar a seguinte equação 1.3 abaixo.

$$C_M = \frac{M}{\frac{1}{2} \rho V_0^2 c} \quad (1.3)$$

Importante ressaltar que estes coeficientes apresentados nas equações 1.1, 1.2 e 1.3 acima, são funções do ângulo de ataque  $\alpha$  e do número de Reynolds,  $Re$ . O coeficiente ou número de Reynolds é um número adimensional que é utilizado, dentro da mecânica dos fluidos, para cálculos de regime do escoamento de determinado fluido sobre uma superfície. Este número pode ser expresso como

$$Re = \frac{\rho v D}{\mu} \quad (1.4)$$

Sendo:

- $\rho$  – Massa específica do fluido;
- $v$  – Velocidade média do fluido;
- $D$  – Diâmetro da turbina;
- $\mu$  - Viscosidade dinâmica do fluido.

### **1.5. Equações de conservação em uma turbina axial de fluxo livre**

A representação matemática dos princípios físicos de escoamentos em turbomáquina é realizada através das equações diferenciais de conservação. Em rotores de turbomáquinas esta representação é feita pelas as equações de conservação de massa, quantidade de movimento e conservação de energia,

ressalta-se que no presente trabalho esta última não será considerada por não ser pertinente aos escoamentos deste estudo.

### 1.5.1. Equação da Conservação da massa

Conforme Maliska (1995) a aplicação do princípio físico que a massa se conserva em um sistema fechado, resulta na equação da continuidade expressa como:

$$\dot{m}_{entra} - \dot{m}_{sai} + \frac{\Delta m}{\Delta t} |_{sist} = \frac{\Delta m}{\Delta t} |_{VC} \quad (1.5)$$

Pode-se escrever a equação (1.5) em sua forma integral como

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} \int_V \rho dV = - \int_A \rho (V_R n) dA \quad (1.6)$$

Onde  $V_R$  é a velocidade relativa, responsável pelo fluxo de massa através das fronteiras do volume de controle. Empregando o teorema da divergência encontra-se a forma diferencial da equação da conservação da massa.

Para um volume de controle fixo no espaço, a velocidade relativa coincide com a velocidade do escoamento, e a equação da conservação da massa resulta em

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div}(\rho V) = 0 \quad (1.7)$$

### 1.5.2. Equação da Quantidade de Movimento

A Segunda Lei de Newton é introduzida para termos como base e início da modelagem do escoamento. Ela foi tomada para uma partícula infinitesimal, ou seja, a conversação da quantidade de movimento.

$$\rho V \cdot \frac{dV}{dt} + \nabla P = \rho g \quad (1.8)$$

Nessa equação,  $\rho$  é a densidade do fluido,  $V$  é a velocidade do fluido,  $t$  é o tempo,  $P$  é a pressão do fluido,  $\nabla P$  é o gradiente de pressão e  $g$  é a aceleração devido

à gravidade. A primeira parcela do lado esquerdo da equação representa a taxa de variação temporal da quantidade de movimento do fluido, enquanto a segunda parcela representa a variação espacial da pressão. A parcela do lado direito da equação representa a força gravitacional atuando sobre o fluido.

Essa equação, junto com a equação da continuidade (equação 1.7), formam um conjunto de equações fundamentais da análise diferencial de análises em mecânicas dos fluidos. A equação da continuidade funciona como uma restrição do campo de velocidades.

Para resolução das equações são necessárias algumas hipóteses para simplificação, a primeira é considerar a viscosidade constante e escoamento incompressível, para isto implicam que a massa específica será constante e desta forma, o divergente de velocidade é nulo. A equação de Navier-Stokes para o escoamento incompressível, resulta em

$$\rho \left( \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \nabla \mathbf{u} \right) = -\nabla p + \mu \nabla^2 \mathbf{u} + \rho \mathbf{f} \quad (1.9)$$

## **1.6. Justificativa**

Compreendendo que a potência gerada em turbinas de fluxo livre, sejam elas eólicas ou hidrocínéticas é proporcional ao cubo da velocidade incidente no rotor, este é o alicerce inicial da justificativa deste estudo.

Isso significa que mesmo um pequeno aumento na aceleração do escoamento ocasiona um significativo aumento na produção de energia e em razão desta lei, e buscando compreender que forma mais assertiva o melhoramento do desempenho das turbinas, o incremento dos difusores nas mesmas tem se tornado uma alternativa próspera para a geração mais eficiente de energia elétrica.

O presente trabalho apresenta uma abordagem de estudos numéricos de um perfil de difusor acoplado a uma turbina eólica, com isso sendo possível verificar quais efeitos irão acarretar nesta modificação. Será possível, desta forma, obter um acervo de dados que irão validar resultados experimentais já executados, além de, validar de forma geral estudos sobre este tema.

Além de dar continuidade em estudos desenvolvidos por pesquisadores em especial da Universidade Federal do Pará (UFPA) em parceria com a Universidade

de Brasília (UNB) que fortaleceram a investigação do efeito do difusor em turbinas de fluxo livre, com estas parcerias foi possível compilar diversos trabalhos e desenvolver um livro (Hydro-K), onde é abordado uma pesquisa na qual o principal objetivo é o desenvolvimento de um sistema de conversão de energia hidrocínéticas, destinado fundamentalmente para a recuperação de energia remanescente em reservatório de jusante em usinas hidroelétricas, como é o exemplo da usina hidrelétrica de Tucuruí-PA.

Desta forma, a presente dissertação, se espelha nestes estudos pretéritos para desenvolver outras pesquisas afim de aprofundar os conhecimentos acerca das energias renováveis, com ênfase em simulações numéricas em CFD e com a utilização da metodologia BEM, tornando o Brasil líder em pesquisas de melhores formas de extração de energia.

## **1.7. Objetivos**

### **1.7.1 Objetivo Geral**

Realizar simulações numéricas utilizando o software Ansys- CFX e avaliar o efeito do difusor na geração de energia em turbinas de fluxo livre, obtendo dados essenciais que contribuirão para o aperfeiçoamento de estudos neste assunto.

### **1.7.2. Objetivos Específicos**

- Realizar simulações numéricas utilizando o software Ansys- CFX, de um modelo de turbina eólica com rotor NACA 65(3)-618, com e sem o acoplamento de um difusor de modelo EPPLER 423;
- Validar as simulações utilizando os dados experimentais fornecidos por Silva (2018), buscando compatibilidade com os resultados obtidos nas simulações numéricas deste trabalho;
- Realizar estudo do escoamento ao redor do difusor e na esteira próxima ao rotor, avaliando as estruturas de vórtice e a recuperação de velocidade ao longo da direção axial;

- Obter perfis de velocidade sobre o escoamento para velocidade de 7 m/s, utilizando um modelo em escala de um difusor com perfil EPPLER 423 para normalização da velocidade a ser utilizada no método BEM.

### ***1.8. Estrutura e organização do trabalho***

O presente trabalho está organizado por cinco capítulos, distribuídos da seguinte forma: No capítulo 1, faz-se uma breve introdução, apresentando-se os objetivos e as justificativas dos estudos do acoplamento de difusores em turbinas de fluxo livre. No capítulo 2, apresenta-se a revisão bibliográfica sobre as turbinas eólicas, hidrocínéticas e a aplicação de difusores nestes dois tipos de turbinas de fluxo livre. O capítulo 3 apresenta a metodologia, relatando os procedimentos de obtenção das curvas dos perfis de velocidade, assim como, os procedimentos e tópicos específicos sobre as simulações numéricas. O capítulo 4 fornece os resultados e discussões sobre o desempenho do difusor com perfil Eppler 423 acoplado em um rotor de perfil NACA 65(3)-618. O capítulo 5 apresenta as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A possibilidade de aumentar a potência gerada por uma turbina de fluxo livre através da utilização de difusores, faz com que o estudo do escoamento ao redor destes seja assunto de grande interesse acadêmico e industrial.

Oman et al. (1975) e Foreman e Gilbert (1979) realizaram trabalhos experimentais para o caso de turbinas eólicas com difusores em que comprovaram que o aumento de velocidade entre o plano do rotor e a velocidade não perturbada do escoamento pode ser de duas ou mais vezes maior que a velocidade sem difusor

Desta forma, uma turbina com o difusor acoplado é um dos conceitos mais promissores para diminuir custos da conversão de energia, uma vez que é possível manter o tamanho de uma turbina com a mesma velocidade de escoamento, aumentando seu desempenho.

Nunes et al. (2020), comentam que a crescente demanda por uma rede de energia mais renovável em motivando o desenvolvimento de pesquisas em tecnologia de turbinas eólicas, de marés e hidrocinéticas. Por muito tempo, prevalecia o pensamento de que o diâmetro do rotor era a única maneira viável de aumentar a potência da turbina.

Os autores comentam também que em suas amostras de trabalho, mostraram que em 58% dos casos, as turbinas com difusores superam o coeficiente de potência em comparação com as turbinas sem difusor e de mesmo diâmetro.

Continuam Nunes et al (2020), comentando que um dos problemas encontrados nos perfis dos difusores é a separação da camada limite na superfície interna do difusor. Para evitar essa separação, a técnica de mudança do formato do difusor de cônico para um perfil de aerofólio é empregada.

Baratchi et al. (2020) utilizaram a teoria do disco atuador acoplada ao método BEM para análise de desempenho de turbinas eólicas, e apesar de não terem conseguido capturar os fenômenos causados por vórtices, conseguiram medir com precisão a potência da turbina.

Bontempo e Manna (2020) conseguiram através da teoria do momento axial, projetar turbinas eólicas com difusores de forma otimizada. E mostraram que não só as turbinas com difusores acoplados podem ter um coeficiente de potência maior que o da turbina sem difusor, como também, podem ter um coeficiente de potência que excede o limite de Betz.

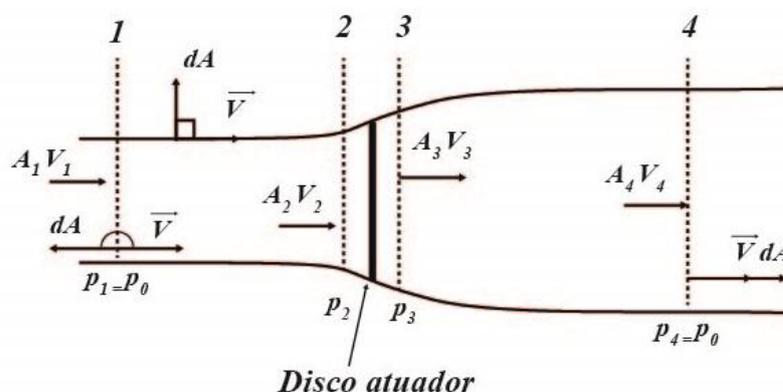
## 2.1. Teoria do disco atuador

Rankine (1865) apresentou uma das primeiras propostas de para o funcionamento de uma turbina de eixo horizontal, a teoria do disco atuador. Esta teoria propõe um modelo para quantificar a extração de energia pela turbina, considerando o escoamento uniforme. A principal observação da teoria do disco atuador foi a conclusão de que a velocidade do escoamento que chega na turbina é diferente da velocidade do escoamento inicial, livre. Isso devido ao bloqueio que a turbina realiza no escoamento, fazendo desta forma que a velocidade incidente no rotor seja menor que a do escoamento livre.

Seguido por Froude (1889), onde assumiram a turbina como um “disco atuador”, que cria uma descontinuidade da pressão no tubo de fluxo de ar, representando desta forma, um modelo simples para o projeto de rotores eólicos de eixo horizontal. Além de em seus estudos ter conseguido melhorar o modelo do disco atuador, uma vez que acrescentou os efeitos de rotação e a conservação angular.

Neste modelo é considerado o plano da turbina como um disco. O disco é considerado ideal, ou seja, não considera o atrito e não existe a componente de velocidade rotacional a jusante. O rotor em forma de disco atua como como um dispositivo de arraste diminuindo a velocidade do escoamento de  $V_1$  a montante do rotor para  $V_2$  e  $V_3$  no plano do rotor e  $V_4$  à jusante do rotor. Portanto, as linhas de correntes devem divergir como mostrado na figura 2.1 abaixo. O arrasto é atingido pela queda de pressão sobre o rotor.

Na figura 2.1 abaixo, está representado o esquema de diferenças de velocidade e pressão.



**Figura 2.1 - Pressão e velocidade no volume de controle e a direção dos vetores na superfície de controle. (HANSEN,2008)**

Abaixo, na Figura, 2.2 é possível observar a variação da pressão.

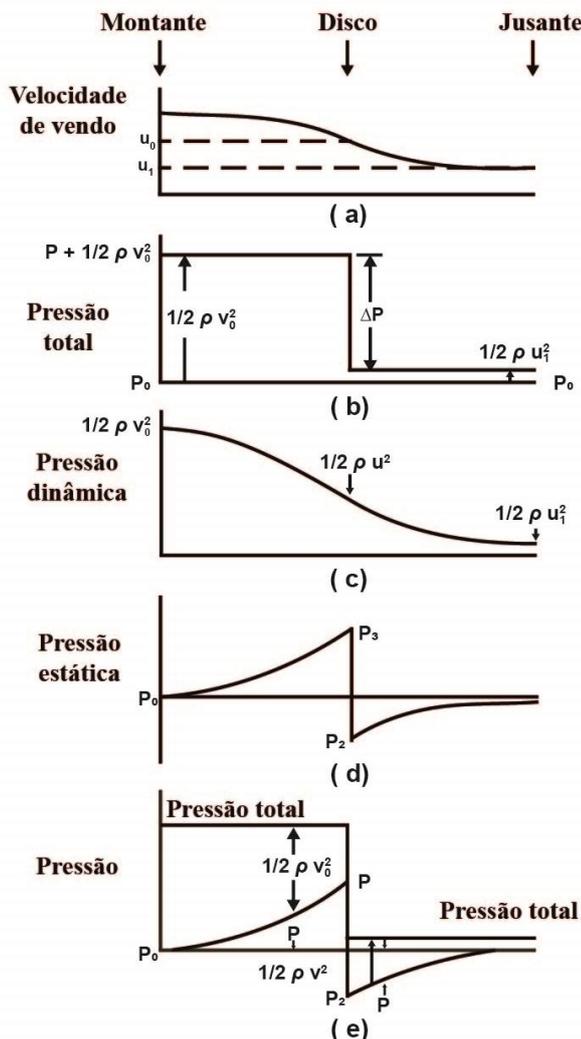


Figura 2.2 - Variação da pressão através do disco do rotor (Alves, 1997)

Empregando a teoria do disco atuador, Betz (1926), deu início a teorização sobre eficiências de turbinas, estabelecendo um limite de rendimento de aproximadamente 59,26% para uma turbina de eixo horizontal, conhecido como o limite de Betz, então o que ele afirma é que as turbinas eólicas não podem extrair mais do que estes 59,26% da energia cinética que está passando pela turbina e sendo convertida em energia mecânica, para posteriormente em elétrica.

O coeficiente de potência,  $C_p$ , pode ser expresso pela seguinte fórmula a seguir:

$$C_p = \frac{P_{extraída}}{P_{disponível}} \quad (2.1)$$

Com isso, calcula-se cada potência, extraída pela turbina e disponível no vento, para aplicar na fórmula.

$$P_{extraída} = E V_d \quad (2.2)$$

Onde,

E = Empuxo;

V<sub>d</sub> = Velocidade do vento no disco atuador.

Para calcular a potência extraída pela turbina se faz necessário antes calcular o empuxo.

Cálculo do empuxo que pode ser expresso em termos queda de pressão através do disco atuador vezes a área do disco.

$$E = \Delta_p A_d \quad (2.3)$$

Onde,

$\Delta_{p3,2}$  = queda de pressão no ponto 2 e 3.

A<sub>d</sub> = área do disco

Sabendo que  $\Delta_{p3,2} = \frac{1}{2} \rho (V_4^2 - V_1^2)$

Então:

$$E = \frac{1}{2} \rho (V_4^2 - V_1^2) A_d \quad (2.4)$$

Podemos estimar a velocidade  $V_d$  no disco atuador, como sendo uma média da velocidade à montante e a jusante, ou seja, a velocidade de entrada e a velocidade de saída do volume de controle.

$$V_d = \frac{1}{2} (V_4 + V_1) \quad (2.5)$$

Agora, devemos introduzir um novo parâmetro que mede quanto a velocidade do fluido  $V_1$ , foi afetado pelos efeitos do disco atuador, chamado de fator de indução axial,  $a$ :

$$a = \frac{V_1 - V_d}{V_1} \quad (2.6)$$

O fator de indução axial quantifica a interferência da turbina na velocidade do escoamento. Se  $a = 0$  implica que  $V_1 = V_d$ , e, portanto, a turbina não gera nenhuma alteração no escoamento. Já para  $a = 1$  implica que  $V_d = 0$ , é dizer, o total bloqueio do escoamento causado pela turbina.

Agora, as velocidades do disco  $V_d$  e da esteira  $V_4$  podem se expressa em termos de  $a$ :

$$V_d = V_1(1 - a) \quad (2.7)$$

$$V_4 = V_1(1 - 2a) \quad (2.8)$$

Com isso, tendo o empuxo e a velocidade no disco atuador expressos em termos do fator de indução axial temos:

$$P_{extraída} = 2\rho A_d V_1^2 a(1 - a) V_1(1 - a) \quad (2.9)$$

$$P_{extraída} = 2\rho A_d V_1^3 a(1 - a)^2 \quad (2.10)$$

Com o empuxo conhecido podemos calcular o coeficiente de empuxo através da seguinte fórmula:

$$C_E = \frac{E}{P_{disponível}} \quad (2.11)$$

$$C_E = \frac{2\rho A_d V_\infty^2 a(1-a)}{\frac{1}{2}\rho A_d V_\infty^2} \quad (2.12)$$

$$C_E = 4a(1 - a) \quad (2.13)$$

$$C_E = \frac{4}{3} * \frac{2}{3} \quad (2.14)$$

$$C_E = \frac{8}{9} \quad (2.15)$$

- Cálculo da potência disponível no fluido. Lembremos que:

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

Onde,

$E_c$  = Energia cinética (em joules).

$M$  = massa (em Kg)

$V$  = velocidade (m/s)

$$P = \frac{\Delta E}{\Delta T} \quad (2.17)$$

Onde,

$P$  = Potência

$\Delta E$  = Variação da energia cinética.

Então,

$$P = \frac{\frac{1}{2} m v^2}{\Delta T} \quad (2.18)$$

Supondo que  $\Delta T$  é pequeno, reescrevemos,

$$p = \frac{1}{2} \dot{m} v^2 \quad (2.19)$$

Onde,

$\dot{m}$  = Vazão de um fluxo de massa =  $\rho * Q$ ,

Onde,

$Q = V * A$

$$\dot{m} = \rho v A \quad (2.20)$$

Onde,

$\rho$  = densidade do fluido

$v$  = velocidade do fluxo

$A$  = área

Com isso,

$$P = \frac{1}{2} \rho v^3 A \quad (2.21)$$

O coeficiente de potência  $C_p$  é definido como a razão da potência extraída do vento  $P$ , e a potência do vento disponível.

$$C_p = \frac{P_{extraída}}{P_{disponível}} \quad (2.22)$$

$$C_p = \frac{P_{extraída}}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^3} \quad (2.23)$$

Onde,

$$p_{extraída} = C_p * p_{disponível} = C_p * \frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^3 \quad (2.24)$$

$$C_p = \frac{2 \rho A_d U_\infty^3 a (1-a)^2}{\frac{1}{2} \rho A_d U_\infty^3} \quad (2.25)$$

Portanto,

$$C_p = 4a(1-a)^2 \quad (2.26)$$

O máximo valor para o coeficiente de potência é conhecido como o limite de Betz (1926) e é obtido quando o valor do fator de indução é igual a 1/3.

Com isso,

$$C_p = 4 \frac{1}{3} \left(1 - \frac{1}{3}\right)^2 \quad (2.27)$$

$$Cp = \frac{4}{3} \left(\frac{3-1}{3}\right)^2 \quad (2.28)$$

$$Cp = \frac{4}{3} \left(\frac{2}{3}\right)^2 \quad (2.29)$$

$$Cp = \frac{4}{3} * \frac{4}{9} \quad (2.30)$$

$$Cp = \frac{16}{27} \quad (2.31)$$

Ou

$$Cp \text{ max} = 0.593 \quad (2.32)$$

$$Cp \text{ max} = 59,3\% \quad (2.33)$$

Desta forma, de acordo com as considerações proposta, o limite máximo de extração de energia contida em um fluido não poderia superar 59,26%. Contudo, este limite de Betz (1926) pode ser excedido quando um difusor é acoplado a uma turbina de eixo axial, uma vez que, a partir deste incremento o escoamento no interior do difusor apresenta um aumento no fluxo de massa através do plano do rotor devido à pressão de sucção provocada.

Esta teoria, do disco atuador, deve ser complementada com a associação dos efeitos de rotação do fluido na esteira. A jusante da turbina o escoamento ganha um momento angular e o campo de velocidade passa a ter uma componente tangencial, além da axial já comentada.

Esta velocidade tangencial é parametrizada em função da indução axial. Este fator de indução tangencial,  $a'$ , pode ser expresso como

$$u_{\theta} = 2a'\omega r \quad (2.34)$$

Onde  $r$  é a distância radial ao centro da turbina e  $\omega$  é a velocidade de rotação da turbina.

Importante ressaltar que o coeficiente de potência do rotor deve ser obtido em função da razão entre a velocidade da ponta das pás e a velocidade do escoamento,

conhecido como, (do inglês: *tip-speed-ratio*,  $X$ ) (Bittencourt et al, 2000), e é definida como:

$$X = \frac{V_{ponta}}{V_{vento}} = \frac{\Omega R}{V_0} \quad (2.35)$$

## **2.2. Teoria BEM (Blade Element Momentum)**

Tamby Andriamparany, *et al.*, no livro Hydro-K, comentam que a abordagem do comportamento hidrodinâmico da conversão de energia mecânica sobre as pás de turbinas axiais de fluxo livre (eólicas ou hidrocinéticas), utilizando o método de elementos de pá, (Blade Element Momentum Theory), e esta teoria consolida-se como uma ferramenta rápida, robusta e eficaz, tanto para o projeto quanto para a avaliação de desempenho deste tipo de turbomáquina.

Os autores continuam relatando que é necessária uma avaliação crítica sobre os diferentes modelos descritivos da hidrodinâmica do escoamento sobre pás, uma vez que métodos semi-empíricos, como o BEM, proporcionam resultados com baixo esforço computacional, no entanto com pouca precisão. Do outro lado da curva, a resolução das equações de Navier-Stokes, através de métodos da mecânica dos fluidos computacional (CFD), requerem um esforço computacional alto, proporcionando, no entanto, uma descrição completa dos efeitos complexos do escoamento.

Diferente do capítulo anterior em que o rotor da turbina estava sendo considerado como um disco, em que a conservação da quantidade de movimento era aplicada, a teoria apresentada neste capítulo, Blade Element Momentum (BEM), passa a considerar as pás da turbina, além de combina as equações de conservação da quantidade de movimento, onde são examinadas as forças exercidas em diferentes seções ao longo da pá do rotor.

### **2.2.1. Sem difusor**

É importante evidenciar que os primeiros estudos sobre a correção de geometrias de turbinas foram desenvolvidos por Wilson e Lissaman (1974), Eggleston e Stoddard (1987) Glauert (1935) e Alves (1997). Através do método BEM (Blade Element Momentum) aplicada para o caso de turbinas eólicas, que mais tarde aplicado para turbinas hidrocinéticas (SALE, 2009; SHINOMIYA et al., 2013).

Jerson Vaz (2010) em sua tese, comenta sobre as equações que descrevem o modelo BEM considerando os efeitos de rotação na esteira. Portanto, para o modelo do disco atuador, considerando o escoamento inteiramente axial, determinou-se que a variação da velocidade na esteira é o dobro da variação no escoamento incidente até o plano do rotor, e ainda que nenhum rotor pode ultrapassar o limite de retirar 59,26% da potência disponível no vento. Entretanto, a interação do escoamento incidente, inicialmente uniforme, com uma máquina rotativa, induzirá uma rotação na esteira (Alves, 1997).

Este modelo permite analisar a influência da rotação da esteira na potência desenvolvida por um rotor, que pode ser escrita como o produto da velocidade angular do rotor,  $\Omega$ , pelo seu torque,  $T$ , o qual está relacionado à velocidade de rotação,  $w$ , do escoamento, através da taxa de variação da quantidade de movimento angular, de tal modo que rotações de eixo elevadas correspondem a grandes velocidades de rotação no escoamento. A rotação da esteira implica em um menor aproveitamento da energia disponível no vento.

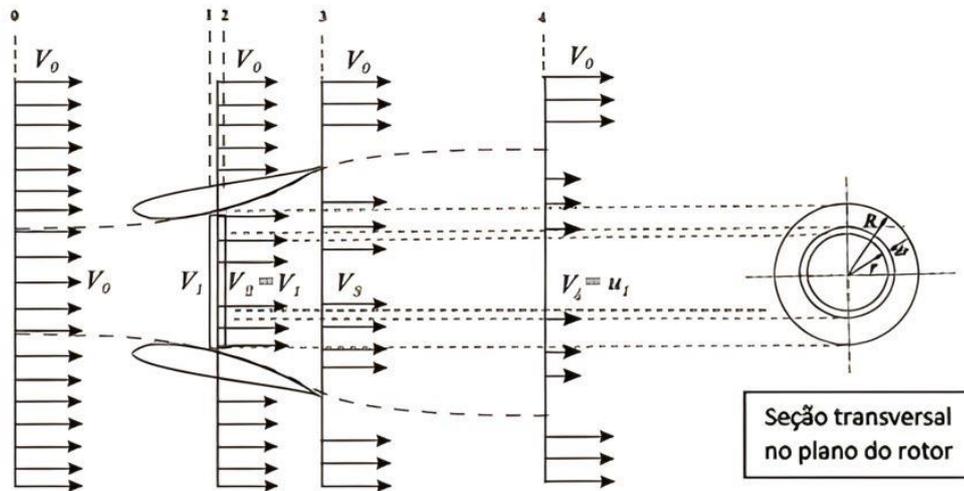
### 2.2.2. Com difusor

Assim como para as turbinas sem difusores, os modelos matemáticos utilizados em projetos de rotores com difusores, são, normalmente, utilizados com base na metodologia BEM, sendo necessário realizar as correções pertinentes pois o modelo precisa considerar a influência da eficiência do difusor para prever com exatidão o desempenho da DAWT. Em razão disso, se o BEM não considerar a eficiência do difusor, o coeficiente de potência da turbina pode ser superestimado.

Rio, Vaz *et al.* (2014) desenvolveram uma abordagem inovadora para a análise do desempenho de DAWT's com base na Teoria BEM, CFD e princípios da conservação. No trabalho dos autores, a geometria do rotor é considerada como uma análise unidimensional semi-empírica, estendendo a correção de Glauert.

Rio Vaz *et al.* (2014), comentam que o  $C_p$  depende da velocidade na esteira distante,  $V_4$ , que é assumido como sendo  $(1 - 2a)V_0$ , onde  $a$  é o fator de indução axial no plano do rotor, dado pela teoria do disco atuador clássica.

Para descrever a teoria clássica com difusor, uma formulação semelhante ao sem difusor é usada, mas considerando as influências através do difusor, conforme ilustrado na Figura 2.3 abaixo.



**Figura 2.3 – Volume de controle do disco atuador clássico com difusor. (Fonte: Adaptado de Rio Vaz et al. (2014)).**

Desta forma, a razão de velocidade no interior do difusor sem a turbina ( $\gamma = \frac{V_1^*}{V_0}$ ) é definida como a razão entre a velocidade máxima de escoamento axial no difusor e a velocidade do escoamento não perturbado  $V_0$ . Desta forma, a velocidade que se aproxima do disco torna-se  $V_1 = V_2 = \gamma(1 - a)V_0$  e  $\epsilon_1 = \gamma(1 - a)$ . Assim temos:

$$C_p = \gamma(1 - a)[4a(1 - a) - \gamma^2(1 - a)^2(1 - n_d)(1 - \beta^2)] \quad (2.36)$$

e,

$$C_T = 4a(1 - a) - \gamma^2(1 - a)^2(1 - n_d)(1 - \beta^2) \quad (2.37)$$

Desta forma, para incluir o efeito do difusor no BEM, a influência da razão de área, a eficiência do difusor e a razão de velocidade no interior do difusor sem a turbina devem ser consideradas pelo modelo. Portanto, o ângulo de escoamento ( $\phi$ ) é definido como  $\tan \phi = \gamma \frac{(1-a)V_0}{(1+a')\Omega r}$  (Vaz e Wood, 2016). E o coeficiente de empuxo é expresso como:

$$C_T = \gamma^2(1 - a)^2 \frac{\sigma_s C_n}{\sin^2 \phi} \quad (2.38)$$

Onde  $\sigma_s = Bc/2\pi r$  é a solidez. Combinando as equações 2.37 e 2.38 tem-se uma nova equação para o fator de indução axial, que resulta em:

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\gamma^2}{4} \left[ \frac{\sigma_s c_n}{\sin^2 \phi} + (1 - n_d)(1 - \beta^2) \right] \quad (2.39)$$

Desta forma, o fator de indução tangencial é dado por  $\frac{a'}{1-a_1} = \frac{\sigma_s c_t}{4 \sin \phi \cos \phi}$  (Rio Vaz *et al.*, 2014).

Segundo Rio Vaz (2019), incorporando o Momentum Axial no BEM, garante-se um modelo extensível para as turbinas acopladas com difusores, permitindo na prática uma variação radial de velocidade no interior do difusor sem a turbina,  $\gamma$ , tornando a abordagem menos complexa.

### **2.3. Estado da arte do modelo BEM com difusor**

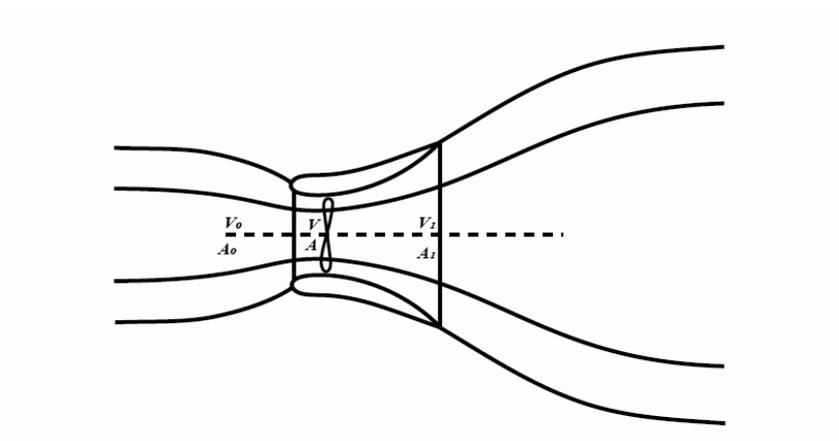
Como visto anteriormente, a geração de energia eólica é uma excelente fonte de geração de energia renovável. As turbinas eólicas aumentadas por difusores foram estudadas mais profundamente na década de 1970. Ressalta-se que neste período, Brasil e mundo vivia em meio a crise do petróleo, onde pesquisadores se viram motivados para desenvolver novas estratégias de melhores extrações de energia de turbinas, por exemplo.

Segundo Agha *et al* (2020) os difusores são estruturas cuja função é aumentar a conversão de energia da turbina, acelerando o fluxo de massa próximo ao rotor. Este aumento de velocidade ocorre devido a um diferencial de pressão que o difusor causa.

Os difusores são inovações tecnológicas que têm como principal objetivo aumentar a vazão através do rotor da turbina promovendo uma maior extração da energia cinética contida no fluido (água ou ar), sendo muito interessantes para as localidades que apresentam baixas velocidades de vento ou de correnteza de água, como por exemplo citado no trabalho de Blanco *et al.* (2013).

Nesse trabalho, os autores exemplificam condições de velocidades de correntezas específicas da região amazônica, na Baía do Guajará, às margens da cidade de Belém-PA, em que a velocidade da correnteza pode atingir 1,6 m/s e obtendo uma profundidade de aproximadamente de 10 m, mostrando desta forma, que esta região assim possui grande potencial para implantação de turbinas hidrocínéticas, principalmente com difusores.

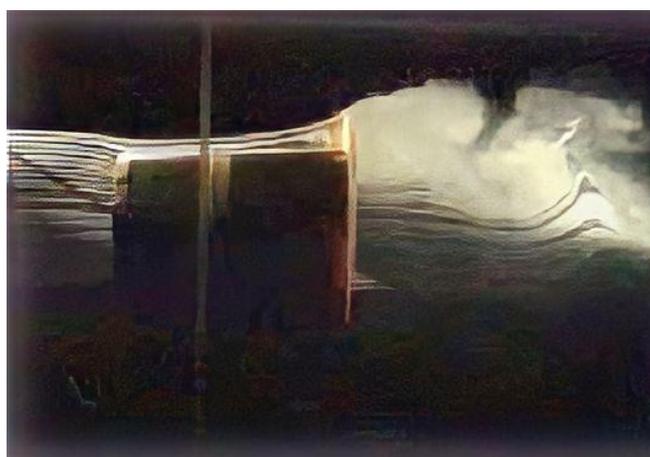
A figura 2.4 abaixo apresenta o escoamento através de uma turbina eólica com difusor.



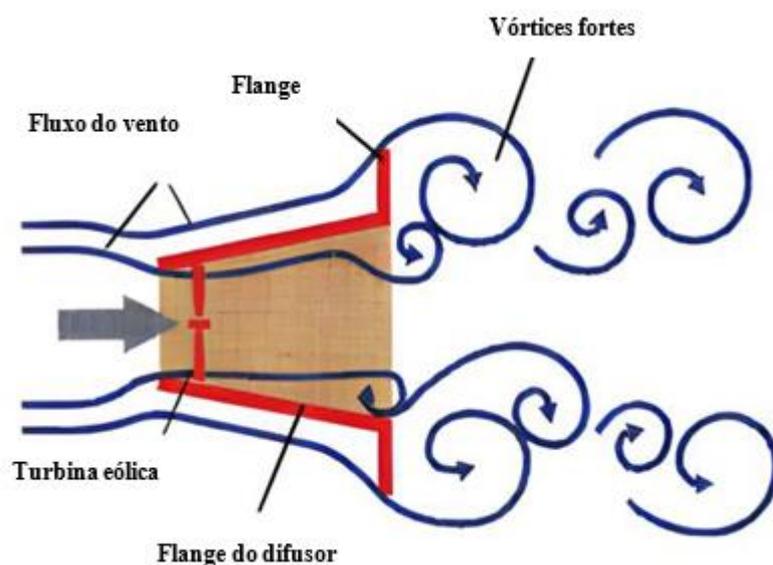
**Figura 2.4 - Esquema simplificado das velocidades no plano do rotor e na esteira.**  
**Jerson et al., (2010)**

O efeito do difusor em turbinas de fluxo livre vem sendo explorado de forma cada vez mais forte, as análises experimentais e numéricas vêm sendo cada vez mais constantes observando-se desta forma, que a velocidade do fluido que chega na turbina é diferente da velocidade inicial ou livre do escoamento. Desta forma, se faz necessário entender mais profundamente os efeitos que os difusores de diferentes modelos e perfis causam ao serem acoplados em turbinas de fluxo.

O principal objetivo em que se utilizam os difusores é o benefício de criar regiões de baixa pressão por geração de vórtices como visto nas figuras 2.5 e 2.6 abaixo.



**Figura 2.5 – Fluxo em torno de um modelo de turbina eólica com difusor (Fonte: Ohya, 2008).**



**Figura 2.6 – Vista esquemática de fluxo em torno de um difusor (Fonte: Ohya, 2008).**

Assim, sabendo que o fluido escoava sempre da região de alta pressão para a região de baixa pressão a velocidade do fluido é aumentada em um ponto específico, no qual seria o ideal para o acoplamento de uma turbina de fluxo livre. Como a potência é diretamente proporcional ao cubo da velocidade do vento, examinando, pois, este aspecto, fácil se faz de entender a grande importância no que tange estudos sobre este tema.

É necessário, contudo, reconhecer que o coeficiente de potência para uma turbina com e sem difusor diferenciam-se. Compreendendo-se que, a equação de Bernoulli estendida às equações de massa e as equações de equilíbrio e de momento, são semelhantes das que foram usadas para a derivação para a turbina sem difusor, a diferença é a pressão, onde na turbina com difusor, será considerada a pressão após o difusor.

Rezek et al., (2023), comentam que turbinas eólicas e hidrocinéticas estão sendo amplamente estudadas atualmente. Embora os estudos do disco atuador puderam concluir que a adição de um difusor ao redor do rotor melhora o coeficiente de potência, esta tecnologia ainda não é totalmente utilizada visto a pequena diferença de desempenho em comparação com turbinas de alto padrão.

Nos últimos anos, o estudo de turbinas eólicas de pequeno porte e hidrocinéticas despertam o interesse de inúmeros pesquisadores e instituições. Sabe-se que estas fontes ainda buscam alcançar maior espaço, em comparação com as

outras fontes, e desta forma, a comunidade científica busca melhorar o desempenho delas, tendo em visto o grande potencial de atender regiões mais isoladas, como por exemplo ribeirinho.

Uma das razões para o baixo coeficiente de potência em vários projetos é a separação do fluxo na superfície do cubo devido ao alto gradiente de pressão adverso dentro do difusor, resultando em baixa captura de fluxo de massa pois o aumento de pressão do fluido é o mesmo que o aumento da energia potencial do fluido, o que conduz a uma redução da energia cinética e uma desaceleração do fluido e, portanto, mau desempenho.

Assim, uma nova metodologia para rotores com difusores foi apresentada ao final do trabalho de Rezek *et al.*, (2023), em que os estudos se basearam na avaliação do desempenho do difusor obtendo dados preliminares por meio de uma análise CFD de disco atuador.

Segundo Arielly (2014) Fletcher (1980) faz uma análise de turbinas com a presença de difusores (em inglês *DAWT* - Diffusers Augmented Wind Turbine) baseado no conceito na teoria do momento do Elemento de Pá (*BEM* – Blade Element Method), na qual analisa as propriedades de um aerofólio e a rotação da esteira com a aplicação das *DAWT*'s com os parâmetros apropriados para a geração de energia, utilizando como dimensões típicas as do protótipo de uma turbina de 1 MW.

Fletcher (1981) realizou a análise computacional de *DAWT*'s da teoria do momento do elemento de pá, bem como dos efeitos de rotação da esteira de vórtices e o efeito do número de Reynolds, e analisou-se perfis tradicionais como o NACA 4118 e dois perfis de Liebeck, para que fosse possível garantir que fossem gerados perfis com cordas de alta sustentação. Foram utilizados os dados experimentais do perfil L1003 como base e os do NACA 4118, bases de dados experimentais de Abbot e Doenhof (1959) e Jacobs e Sherman (1937), ambos citados no trabalho de Fletcher. A simulação é realizada com telas que funcionam como aparatos para simular a turbina. Como resultado obtém-se, de acordo com a razão de área, bem como com o número de Reynolds, um aumento na produção de energia de duas a quatro vezes maior que o valor da geração de energia sem o difusor. O uso de perfis de alta sustentação não melhora o desempenho da turbina, mas diminui a razão de solidez para em torno de. Fletcher afirma que a comparação com dados experimentais garante a confiabilidade dos resultados, sendo possível considerar validada a teoria do momento de elemento de pá. 0,10.

### 2.3.1. Revisão dos modelos existentes

Ressalta-se que os estudos sobre o efeito do difusor em turbinas, não é novo. Betz (1926) já analisava as possibilidades de aumentar a potência de uma turbina eólica utilizando esta tecnologia, visando obter a diferença de pressão necessária para uma maior vazão mássica no rotor da turbina.

Lilley e Rainbird (1957), Igra (1976, 1981), Gilbert et al. (1978), Fletcher (1981), desenvolveram posteriormente variadas pesquisas acerca deste efeito do difusor.

A teoria e o software da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) foram cruciais no avanço do design e análise dos desempenhos de turbinas utilizando difusores. Os estudos nessa área são importantes para a otimização de novos perfis de pás e para o avanço dos estudos sobre o efeito do difusor nas turbinas de fluxo livre, pois com esta capacidade de aumentar a eficiência da turbina tornam-se ainda mais interessante do ponto de vista da capacidade de fornecimento energético.

Diferentes perfis aerodinâmicos existentes, com diferentes ângulos de ataque, coeficiente de arrasto e sustentação, por exemplo, são aspectos motivacionais para pesquisas de novos designs de perfis de difusores associados aos perfis dos rotores, visto que, tais mudanças, acarretam em diferentes efeitos físicos do conjunto.

Com o este desenvolvimento dos estudos do efeito do difusor, se faz necessário, igualmente que os modelos que projetos e avaliações de desempenham venham também se desenvolvendo, como o BEM para difusores.

Philips *et al.*, (2003), propuseram um modelo BEM modificado, substituindo a fórmula para o cálculo da velocidade axial local, desta forma, foram capazes de prever com precisão a potência.

Rio Vaz *et al.* (2014) descreveram um modelo teórico baseado no método BEM, considerando o efeito do difusor a partir da hipótese de que o escoamento a jusante do difusor se comporta como o escoamento de uma turbina convencional. Tal simplificação também foi estabelecida por Van Bussel (1999), além de que, a variação radial da velocidade é imposta de tal maneira que se considera a independência entre as estações adjacentes.

Tal modelo mostrou-se muito concordante com dados disponíveis na literatura, demonstrando o aumento do coeficiente de potência em até uma vez e meia, mostrando-se concordante com os resultados mais recentes obtidos por Hoopen (2009), o qual afirma que o coeficiente de potência, na prática, não deve exceder duas vezes e meia em DAWT's por mais otimizada que seja. O trabalho de Rio Vaz *et al.*

(2014) apresenta uma análise de DAWT's com o objetivo de analisar a influência da presença de um difusor na teoria clássica do disco atuador e a possibilidade do acoplamento deste modelo com a teoria do modelo BEM.

Joss E. Kesby *et al.* (2017), realizaram estudos de uma turbina eólica pequena de baixa velocidade, onde foi apresentada uma metodologia de simulação de cálculo de desempenho de uma DAWT, validando os resultados através de dados experimentais obtidos anteriormente. E para realizar os cálculos, os autores utilizaram CFD para associar com os dados a serem inseridos no BEM, combinando estas duas metodologias.

Stavros N. Leloudas *et al* (2017) ressaltam que o BEM é uma ferramenta essencial para projetos de turbinas eólicas de eixo horizontal, permitindo, desta forma, aplicações em simulações aerodinâmicas e precisos estudos sobre a potência da turbina. E ressaltam em seu trabalho sobre a modificação do BEM clássico para considerar o efeito do difusor nos cálculos. Em seus estudos, para validação, foram utilizados resultados experimentais de van Dorst, demonstrando boa concordância entre os dados.

### **2.3.2. Modelo Rio Vaz**

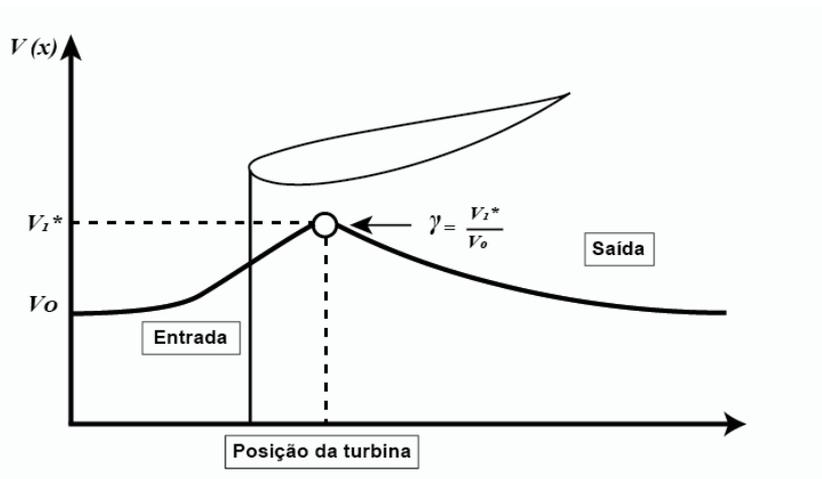
Rio Vaz *et al*, (2014), tendo como referência o volume de controle da Figura 2.3, analisam uma nova abordagem para análise de turbinas com difusores utilizando o método Blade Element Momentum (BEM), cálculo de dinâmica dos fluidos computacional em difusores e os princípios de conservação. Na análise, os autores consideraram o rotor como uma análise unidimensional, na qual é levantada a hipótese de estender a correção de Glauert para evitar os altos valores do fator de indução axial.

Para os efeitos de perda na ponta e na raiz da pá, utiliza-se o modelo de Prandtl (como descrito em Hibbs e Radkey, 1981), assim como o modelo de Viterna e Corrigan (1981), que modificam os dados de perfis aerodinâmicos, quando estes operam no regime pós estol, de modo a prever mais precisamente o comportamento de um rotor de eixo axial na zona de descolamento da camada limite.

Continuam os autores comentando que uma turbina eólica envolvida com um difusor demonstrou um aumento de potência da ordem de 2 a 5 em comparação com a turbina sem difusor. E isso, comentam, ocorre devido a uma região de baixa pressão devido a formação de vórtices na saída do difusor. Desta forma, tendo em vista a importância de estudos acerca deste tema, motivaram os autores a analisar o efeito do difusor na teórica clássica, bem como, as possibilidades da análise do modelo BEM para turbinas com difusores.

Tendo em vista que que geralmente os modelos matemáticos baseados no método BEM apresentam boa concordância com dados experimentais, os autores compararam os resultados com dados experimentais obtidos por Hoopen.

Conforme comentado anteriormente, o difusor é um dispositivo que tem a função de provocar um aumento da vazão de massa pelo rotor devido a queda de pressão a jusante, resultando, desta forma, em um aumento da velocidade que chega ao rotor. A Figura 2.7 abaixo, ilustra um perfil de velocidade típico no eixo de simetria de um difusor sem a turbina. Nesta configuração, a taxa de aceleração da velocidade do difusor,  $\gamma$ , é definido como a razão da velocidade axial máxima de fluxo no difusor,  $V_1^*$ , pela velocidade do fluxo livre,  $V_1$ .



**Figura 2.7 – Ilustração do perfil de velocidade axial no eixo de simetria de um difusor sem turbina (Fonte: adaptado de Rio Vaz (2014))**

Se for considerado que não há perdas pelo difusor temos que:

$$C_p^d = \gamma 4a^*(1 - a^*)^2 \quad (2.40)$$

Aplicando a equação do balanço de energia de forma semelhante à teoria clássica, usando o volume de controle mostrado na Figura 2.3, o coeficiente de empuxo é dado por:

$$C_T^d = \frac{T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho A (V_0^2 - V_4^2)}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = 4a^*(1 - a^*) \quad (2.41)$$

Combinando as equações 2.40 e 2.41 temos:

$$C_P^d = \frac{P_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{V_1 T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \epsilon C_T^d \quad (2.42)$$

Rio vaz comenta também que para a teoria clássica não há rotação na esteira. Porém, para as turbinas modernas é necessário considerar o fator de indução tangencial,  $a_1^*$ . Assim, o torque disponível  $M_d$  pode ser obtido diretamente da equação do momento aplicada a um volume de controle infinitesimal de área  $dA = 2\pi dr$

$$dM_d = \rho V_1 w r^2 dA = 2\rho a_1^* V_1 \Omega r^2 dA \quad (2.43)$$

A potência elementar é calculada por:

$$dP_d = \Omega dM_d = 2\rho a_1^* V_1 \Omega^2 r^2 dA \quad (2.44)$$

Integrando a expressão de  $r=0$  para  $r=R$  o coeficiente de potência é dado por:

$$C_P^d = \frac{P_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{8}{\lambda^2} \int_0^\lambda \gamma a_1^* (1 - a^*) x^3 dx \quad (2.45)$$

Onde  $x = \Omega r/V_0$  e  $\lambda = \Omega R/V_0$  são, respectivamente a razão de velocidade local e a razão de velocidade de ponta da pá.

Desta forma, Rio Vaz realiza o incremento do efeito do difusor ao método BEM, considerando o volume de controle apresentado na Figura 2.3, onde as condições de perda no difusor e a velocidade do escoamento na esteira são dadas pela equação

$$V_4 = (1 - 2a^*)V_0 \quad (2.46)$$

E as velocidades induzidas  $V_1$  e  $V_2$  mostradas na Figura 2.3 são dadas pela equação

$$V_1 = V_2 = (1 - a^*)V_1^* = \gamma(1 - a^*)V_0 \quad (2.47)$$

E  $V_3$  usando a equação de continuidade é escrita como:

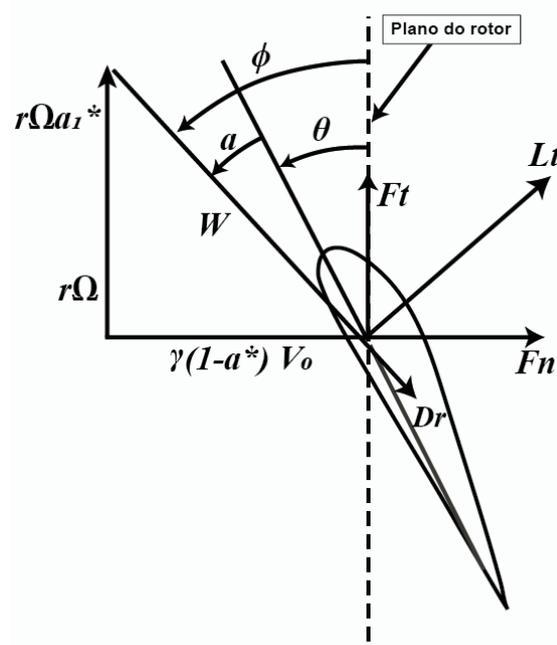
$$V_3 = \beta V_1 = \beta\gamma(1 - a^*)V_0 \quad (2.48)$$

Os coeficientes das forças normal e tangencial são definidos por:

$$C_n = \frac{F_n}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi \quad (2.49)$$

$$C_t = \frac{F_t}{\frac{1}{2}\rho W^2 c} = C_L \sin\phi + C_D \cos\phi \quad (2.50)$$

Rio Vaz, a partir do triângulo de velocidades estabelece uma formulação para o Coeficiente de empuxo  $C_E$ , e observa que as velocidades axiais e tangenciais são corrigidas pelo parâmetro  $\lambda$ .



**Figura 2.8 – Forças aplicadas na seção da pá (Fonte: adaptado de Rio Vaz (2014))**

Desta forma, a partir do triângulo de velocidades da figura 2.8 acima, o ângulo do escoamento  $\phi$  pode ser obtido

$$\phi = \tan^{-1} \left[ \gamma \frac{(1-a^*)V_0}{(1+a_1^*)\Omega r} \right] \quad (2.51)$$

Assim, é possível expressar os coeficientes de empuxo e torque como:

$$C_T^d = \frac{dT_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} \left( \frac{W}{V_0} \right)^2 \sigma C_n = \left( \frac{V_1}{V_0 \sin \phi} \right)^2 \sigma C_n \quad (2.52)$$

$$C_M^d = \frac{dM_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} \left( \frac{W}{V_0} \right)^2 \sigma C_t = \left( \frac{V_1}{V_0 \sin \phi} \right)^2 r \sigma C_t \quad (2.53)$$

Onde  $\sigma = Bc/2\pi r$  é a solidez. E o fator de indução axial é obtido igualando as equações 2.52 e 2.53, resultando em

$$\frac{a^*}{1-a^*} = \gamma^2 \frac{\sigma C_n}{4 \sin^2 \phi} \quad (2.54)$$

$$\frac{a_1^*}{1+a_1^*} = \frac{\sigma C_t}{4 \sin \phi \cos \phi} \quad (2.55)$$

Portanto, o desempenho do rotor pode ser expresso em função dos coeficientes de indução. O procedimento iterativo para o cálculo dos fatores de indução considera conhecidos os parâmetros  $r, c(r), \beta(r), C_L(\alpha), C_D(\alpha)$  e  $V_o$ , assim, procedimento utilizado por Rio vaz para cálculo de cada seção radial ao longo da pá, começando em sua seção mais externa, é descrito a seguir.

**Passo a Passo:**

1. Atribuem-se valores iniciais para  $a^*$  e  $a_1^*$ .
2. Calcula-se o valor de  $\phi$  com a equação (2.51).
3. Determinam-se o angulo de ataque a partir de  $\alpha = \phi - \theta$ .
4. Calculam-se  $C_n$  e  $C_t$ , com as equações (2.49) e (2.50)
5. Calculam-se  $a^*$  e  $a_1^*$  com as equações (2.54) e (2.55).
6. Verifica-se a convergência para  $a^*$  e  $a_1^*$ . Se a tolerância não for alcançada, retorna se ao passo (2).

## **3. METODOLOGIA**

### ***3.1. Síntese da Metodologia***

Relatado anteriormente, o objetivo principal desta dissertação é a avaliação do efeito de um difusor de perfil Eppler 423, acoplado em uma turbina eólica em escala reduzida de rotor com perfil NACA 65(3)-618. Mediante ensaios experimentais executados anteriormente por Silva (2018) em um túnel de vento, dados sobre a eficiência produzida pelo incremento do difusor foram obtidos. Com os resultados, a partir das curvas de  $C_p$  vs  $\lambda$  do modelo reduzido, pretende-se validar uma metodologia de análise CFD para estimar a performance do protótipo, bem como visualizar como a variação de componente radial do escoamento pelo difusor afeta o método BEM.

Neste capítulo apresenta-se a metodologia numérica empregada nas simulações computacionais, assim como uma descrição do modelo em análise relacionando os dados experimentais com os obtidos numericamente.

### ***3.2. Experimento de Validação***

Como um dos principais objetivos desta dissertação é uma análise numérica, comparações com os dados experimentais obtidos previamente por Silva 2018 servirão de parâmetros para confrontação com os resultados conquistados através das simulações computacionais.

#### **3.2.1. Trabalho utilizado para validação**

Os ensaios experimentais foram realizados no túnel de vento subsônico de circuito aberto do Laboratório de Fluidodinâmica e Particulados da Universidade Federal do Pará (UFPA), campus Tucuruí. A seção de testes tem dimensões de 600 mm de altura, 600 mm de largura e 1800 mm de comprimento. A velocidade do fluxo ar no interior do túnel pode variar entre 0 e 30 m/s.

Na figura 3.1 abaixo é demonstrando o túnel de vento do laboratório onde foram realizados, por (Silva, 2018), os ensaios experimentais com o modelo da turbina eólica.



**Figura 3.1 - Túnel de vento (Fonte: Silva, 2018).**

### 3.2.2. Fator de bloqueio

Em análises de resultados experimentais, um dos pontos fundamentais a ser levado em consideração é o efeito de bloqueio, uma vez que os efeitos de parede afetam a expansão do fluxo, o que acarreta em resultados que necessitam de ajustes.

Segundo BARLOW, *et al* (1999), ao contrário de uma turbina eólica exposta ao ar livre sem um limite distante do solo, os fluxos de vento em uma seção de teste fechada de um túnel de vento são diferentes porque as quatro paredes servem como limites. A distância do corpo de prova ao limite do fluxo da seção de teste do túnel de vento é geralmente menor do que em uma condição real de operação em ambientes naturais, resultando em um efeito de bloqueio.

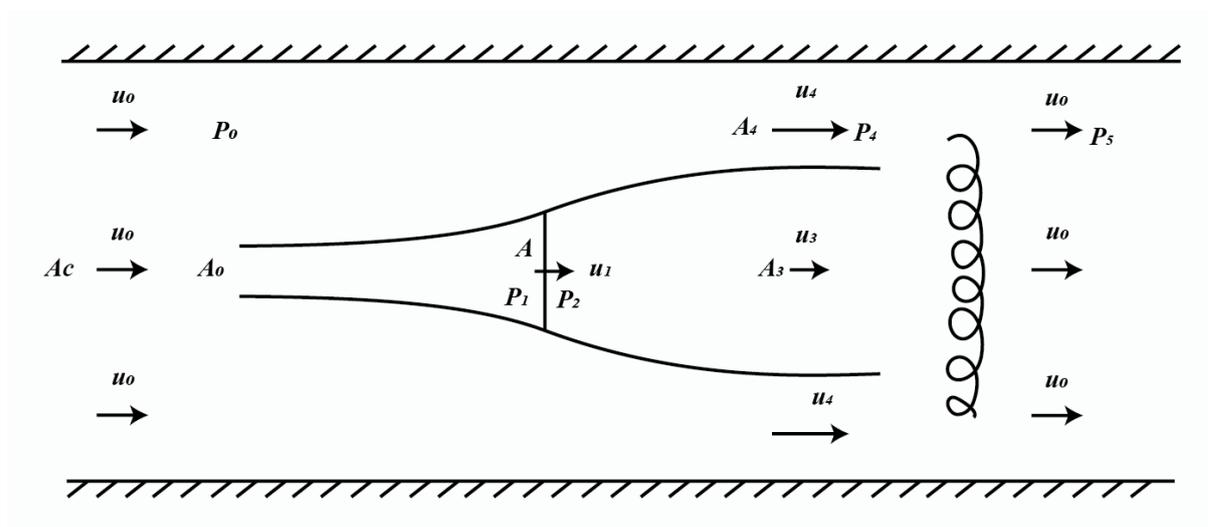
Desta forma, para que os resultados obtidos em ensaios com confinamento, não sejam influenciados pelo efeito de bloqueio e assim resultando em dados errôneos, principalmente de coeficientes de empuxo e potência, a razão de bloqueio (BR) deve ser calculada. A razão de bloqueio é definida como o cociente entre a área do disco que representa o rotor e a área da seção de testes do túnel.

Para o presente trabalho em que o comprimento entre pontas das pás do rotor é de 240mm com uma seção de testes de 600x600, temos que:

$$BR = \frac{(0,12)^2 \pi}{0,36} = 12,5\% \quad (3.1)$$

Segundo Ryi et al. (2015), se a razão do bloqueio é maior que 10%, os efeitos de parede não devem ser ignorados. Sendo assim, será necessário aplicar correção de bloqueio nos dados obtidos dos ensaios no túnel de vento.

Guilherme Tabatinga em sua dissertação diz que a operação de um rotor em um estado de confinamento pode se desviar da teoria do disco atuador tradicional devido à proximidade do rotor e da superfície. A figura 3.2 mostra o caso geral de operação do rotor e o canal de área  $A_c$ . A partir da equação da continuidade, podemos ver que o fluxo ao longo do duto deve ser constante. A subvelocidade resultante e causada pela presença de turbinas acelerando o fluxo próximo ao rotor. Observa-se que na saída do canal a velocidade é recuperada, similarmente a teoria do disco atuador, porém, para o caso do rotor confinado, a condição de recuperação de pressão não será mantida, pois uma evolução posterior do fluxo a jusante, por mistura lateral, para um eventual regresso a uma velocidade uniforme lateralmente  $u_0$ , com uma pressão  $p_5$  que agora é diferente da pressão a montante  $p_0$  [5].



**Figura 3.2 – Disco atuador para turbinas em túnel de vento.**

Aplicando-se o balanço do momento linear no volume de controle entre o começo do canal e o final do tubo de corrente e utilizando a equação de Bernoulli em uma linha de corrente externa ao tubo de corrente, respeitando as mesmas considerações nas regiões da esteira no caso do limite de Betz, obtém-se uma expressão para a potência máxima obtida na situação de confinamento, apresentada na equação 3.2.

$$P_{max} = \frac{16}{27} (1 - \beta)^{-1} \frac{1}{2} A_{u0}^3 \quad (3.2)$$

Sendo  $\beta = A1/Ac$ . Comparando as potencias máximas entre os casos sem e com canal lateral, nota-se a presença de um termo extra dividindo o caso confinado, e como  $0 < (1 - 29 \beta) < 1$ , evidencia-se que o confinamento da turbina e capaz de aumentar sua potência, sendo até mesmo possível ultrapassar o limite de Betz.

Disponíveis na literatura, alguns métodos para a correção do efeito de bloqueio são propostos. O método proposto por Bahaj et al. (2007), para a correção será implementada neste trabalho, em que é baseada em um modelo de disco atuador. Através deste método, utilizando o fator de bloqueio conforme equação 3.3 abaixo, em que realizada a razão entre a velocidade do vento da seção de teste sem e com a turbina eólica, a potência e o TSR são corrigidos. O coeficiente de potência pode ser corrigido conforme equação 3.4 abaixo, multiplicando o coeficiente de potência original pelo cubo do fator de bloqueio. TSR também é expresso conforme a equação 3.5 abaixo.

$$B_f = \frac{U_t}{U_f} \quad (3.3)$$

$$C_{pf} = C_{pt} B_f^3 \quad (3.4)$$

$$\lambda_f = \lambda_t B_f \quad (3.5)$$

Onde,  $U_t$  e a velocidade do vento no tunel com a turbina (m/s),  $U_f$  e a velocidade do vento no tunel sem a turbina (m/s),  $C_{pf}$  e o coeficiente de potência na condição de fluxo livre sem influencias adversas,  $C_{pt}$  e o coeficiente de potência na condição do tunel de vento,  $\lambda_f$  é o TSR na condição de fluxo livre e  $\lambda_t$  é o TSR na condição do tunel de vento. O fator de bloqueio e uma excelente medida de como a velocidade do vento varia devido aos efeitos do bloqueio.

Além destas correções, é possível, igualmente, com a utilização do fator de bloqueio, corrigir o coeficiente de torque obtido, através da equação 3.6 abaixo.

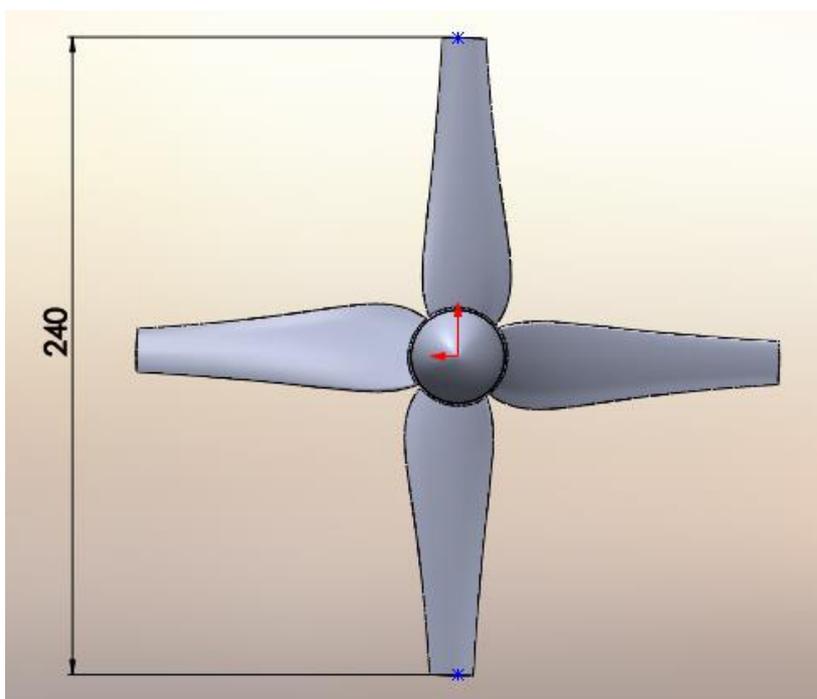
$$CT^* = CT \left( \frac{U_t}{U_f} \right)^2 \quad (3.6)$$

Foi necessária a realização de medições com o conjunto rotor e difusor, para efetuar o cálculo do fator de bloqueio, desta forma foram obtidos os dados para o cálculo. Observou-se que para a velocidade inicial do escoamento,  $U_f = 7\text{ m/s}$ , foi obtido um valor de  $U_t = 6,7\text{ m/s}$  com a turbina, obtendo, desta forma um  $B_f = 0,9571$ .

### 3.2.3. Modelo reduzido

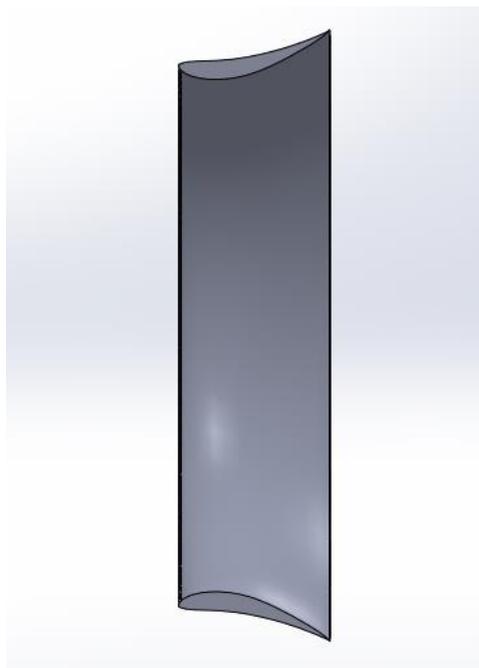
O modelo reduzido da turbina de eixo horizontal que foi analisado tem dimensão de 240 mm de diâmetro. Importante ressaltar que serão necessárias correções, uma vez que este tamanho em comparação com as dimensões do túnel de vento gera efeitos de bloqueio, conforme exposta na equação (3.1).

Na figura 3.3 abaixo é possível observar o modelo utilizado no trabalho de Silva (2018) e nas simulações numéricas do presente trabalho. Trata-se de uma turbina axial de eixo horizontal e 4 pás. O perfil utilizado nas pás é do tipo NACA 65(3)618.



**Figura 3.3 – Modelo em escala do rotor com perfil 65(3)-618 (Fonte: Autoria própria)**

Nas imagens 3.4 e 3.5 abaixo, observa-se o modelo do difusor utilizado e na imagem 3.6 é representado as coordenadas do perfil.

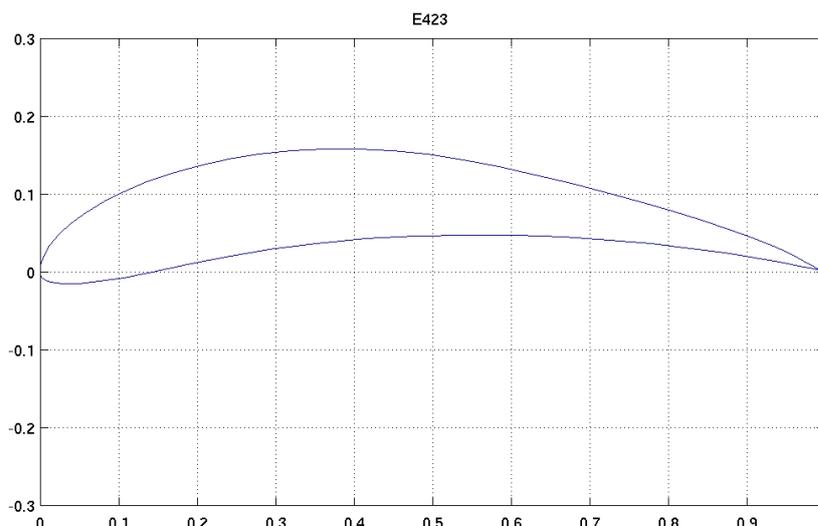


**Figura 3.4 - Difusor Eppler 423 vista lateral (Fonte: Autoria própria).**



**Figura 3.5 - Difusor Eppler 423 vista isométrica (Fonte: Autoria própria).**

A Figura 3.6 mostra o perfil utilizado para a construção do difusor que foi acoplado no modelo de turbina eólica simulado.



**Figura 3.6 - Perfil de asa Eppler 423 (Fonte: UIUC Airfoil Coordinates Database - UIUCAIRFOIL APPLIED AERODYNAMIC GROUP. Department of Aerospace Engineering. Home Page <<http://m-selig.ae.illinois.edu/>> Acesso em: fevereiro, 2023).**

### **3.3. Programa BEM empregado**

A implantação da metodologia BEM no contexto deste trabalho, proporcionou a consolidação e validação das curvas de desempenho do rotor de uma turbina eólica com e sem o acoplamento de um difusor. Um código Matlab desenvolvido por Jerson Vaz, auxiliou nas análises do BEM.

Importante ressaltar que a metodologia BEM apresentada neste trabalho exerce uma função complementar, consolidando a abordagem para avaliação do desempenho do rotor analisado com o acoplamento de um difusor.

Para resolver as equações da teoria BEM se faz necessário, primeiramente conhecer os valores das forças que atuam nas pás do rotor, os coeficientes de sustentação, arrasto e momento,  $C_L$ ,  $C_D$  e  $C_M$  em função do ângulo de ataque.

#### **3.3.1. Descrição do algoritmo**

Como dito anteriormente, para os cálculos das equações BEM é necessário conhecer os valores de  $C_L$ ,  $C_D$  e  $C_M$ , para isto o software livre XFOIL (DRELA, 1989), foi utilizado para obtenção das curvas polares do aerofólio de perfil NACA 65(3)618 e com isso, utilizados no método BEM para avaliação do desempenho da turbina.

O primeiro parâmetro a ser modificado e inserido no BEM é o cálculo dos coeficientes de sustentação ( $C_L$ ) e arrasto ( $C_D$ ) para o perfil do rotor a ser analisado,

para o presente trabalho, NACA 65(3)618. Utilizando o software Xfoil, foi possível obter estes dados.

Em seguida, foram inseridos com dados de entrada, as rotações em RPM, que foram obtidas nas análises experimentais por Silva (2018). A tabela 3.1, mostra as rotações inseridas para as análises sem e com difusor, respectivamente.

**Tabela 3.1 – Rotações em (RPM) inseridas no método como dados de entrada**

Sem difusor	Com difusor
1700	2100
1600	2000
1525	1900
1430	1800
1340	1700
1250	1600
1160	1500
1075	1400
970	1300
880	1200
780	1100
680	1000
580	900
480	
390	
300	

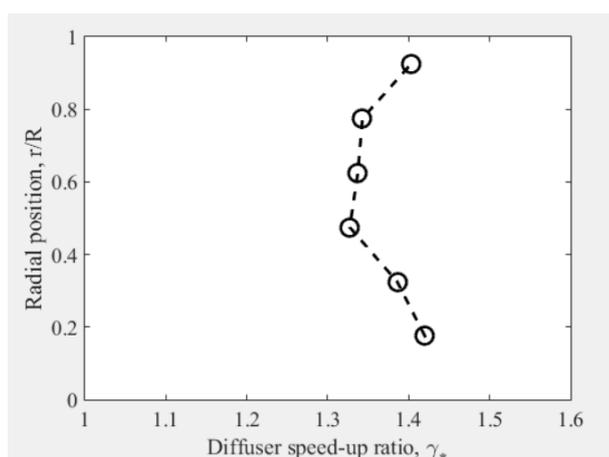
Como um dos dados de entrada para o método BEM, o *gamma\_diff* precisa ser inserido. Para isso, medições de velocidade do escoamento dentro do difusor foram realizadas. Na posição radial da pá foram realizados 6 pontos de medição ao longo da pá de 120mm.

A tabela 3.2 abaixo, mostram os resultados obtidos experimentalmente nas medições das velocidades dentro do difusor sem o rotor.

**Tabela 3.2 – Velocidades medidas em função da posição radial**

r (mm)	Velocidade
	(m/s)
21	9,94
39	9,7
57	9,29
75	9,36
93	9,4
111	9,82

É possível observar, então, a média do  $\gamma_{diff}$  com a razão entre a velocidade livre do escoamento, para o presente trabalho 7m/s com a velocidade medida para cada posição radial dentro do difusor. A Figura 3.7 ilustra isso.



**Figura 3.7 – Taxa de aumento de velocidade em função da posição radial (Fonte: Autoria própria)**

### 3.4. Modelo CFD

A partir da confirmação experimental da influência do difusor no perfil de velocidade através da geração de vórtices na localização logo após o difusor, criando desta forma, regiões de baixas pressões, conforme previsto na literatura, os próximos passos visam os cálculos das curvas de potência da turbina com e sem difusor, por meio numérico, com validação por dados experimentais já disponíveis.

As simulações foram validadas utilizando dados experimentais do coeficiente de potência ( $C_p$ ) obtidos em ensaios em túnel. As simulações numéricas foram realizadas na Workstation da Universidade Federal do Pará (UFPA), Campus Tucuruí. Na tabela 3.3 abaixo são apresentadas as configurações.

**Tabela 3.3 – Recursos computacionais (Fonte: Autoria própria)**

<b>Componente</b>	<b>Configuração</b>
<b>Processador</b>	Intel(R) Xenon(R) Gold 6140 CPU 2.30GHz
<b>Quantidade de Processadores</b>	2
<b>Quantidade de núcleos</b>	18
<b>Sistema Operacional</b>	Windows 10 professional 64 Bits
<b>Memória</b>	64,0 GB

### 3.4.1. Equacionamento do problema e modelagem da turbulência

Dentre as diversas maneiras que o escoamento possa ser classificado, a turbulência é uma das mais importantes presentes. Não havendo uma definição básica para um escoamento turbulento, diferentes níveis de turbulência podem representar variações significativas nos valores de grandezas que costumam ser avaliadas.

É possível definir os regimes de escoamento de acordo com os níveis de turbulência da seguinte forma:

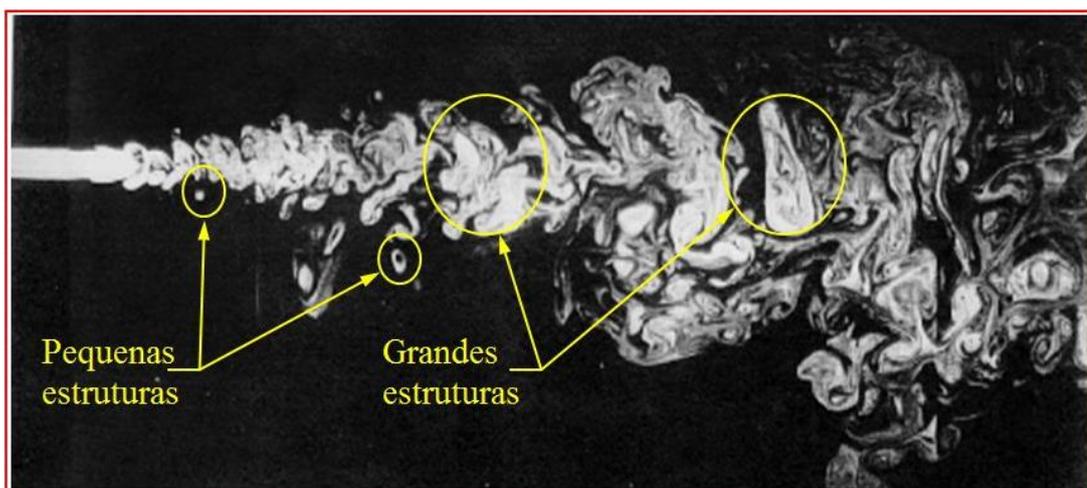
- **Escoamento laminar:** é aquele no qual as partículas se movem em camadas paralelas, ou lâminas, sem invadirem o caminho das outras partículas. Na figura 3.8 abaixo é representado pela imagem (a).
- **Escoamento em transição:** é aquele em que há algumas flutuações intermitentes do fluido em um escoamento laminar, embora não seja suficiente para caracterizar um escoamento turbulento. Na figura 3.8 abaixo é representado pela imagem (b).

- **Escoamento turbulento:** é aquele no qual há flutuações no escoamento o tempo todo e as partículas invadem o caminho das partículas adjacentes, misturando-se e movendo-se de uma forma aleatória. Representado pela imagem (c) na figura 3.8 abaixo.



**Figura 3.8 - Visualização da trajetória de um traçador no interior de um tubo em diferentes regimes de escoamento: (a) Laminar, (b) Transição, (c) Turbulento (Fonte: ANSYS, Inc.)**

Segundo SARGHINI, F. (1999), soluções numéricas para problemas de escoamento turbulento podem ser conseguidas através de vários níveis de aproximação. Na Figura 3.9 abaixo, é possível observar o escoamento turbulento.



**Figura 3.9 - Visualização do escoamento turbulento (Fonte: ANSYS, Inc.)**

Atualmente, considera-se a resolução de problemas onde envolvem a turbulência, através de criação de malhas pequenas em relação ao tempo e espaço. Devido a exigência computacional, modelagem pode ser representada como:

1. **DNS** (do inglês, Direct Numerical Simulation): Nesta modelo ele resolve todas as escalas de tempo e espaço, com isso, resolvendo o transiente muito rápido, contudo isto não é factível em problemas de engenharia, devido a grande necessidade de capacidade computacional de extrema exigência com malhas extremamente refinadas em tempo bem pequenos. Neste processo não há necessidade de modelos de turbulência.

2. **LES** (do inglês, Large Eddy Simulation): Nesta técnica, o LES resolve as grandes escalas diretamente. A LES é uma mistura da técnica DNS, para uma certa porção dos vórtices existentes, neste processo, a malha deve ser bastante refinada e exige um esforço computacional maior do que a estratégia RANS vista a seguir.

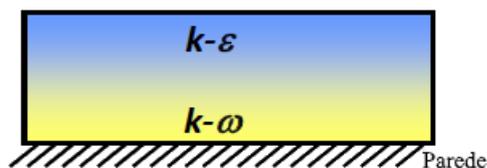
3. **RANS** (do inglês, Reynolds Averaged Navier-Stokes): As equações da técnica são obtidas através de um conjunto de médias de equações de Navier-Stokes e da continuidade. É a estratégia mais empregada em CFD, modelos de turbulência como k-epsilon, k-omega e Spalart-Allmaras fazem parte dessa estratégia.

### 3.4.2. Modelo de turbulência Shear Stress Transport (SST)

Este modelo foi proposto por Menter (1993), relacionando outros dois modelos ( $k - \omega$  e  $k - \epsilon$ ) e garantindo maiores vantagens na solução dos escoamentos.

O modelo  $k - \epsilon$ , é um modelo de turbulência clássico em que a equação do transporte é resolvida em função da dissipação turbulenta por unidade de massa ( $\epsilon$ ). Este modelo possui bons resultados quando aplicado em regiões de livre escoamento.

O modelo  $k - \omega$ , proposto por Wilcox (1998) apresenta eficiência quando aplicado em regiões viscosas próximas à parede, onde existe a formação de camada limite. A imagem 3.10 abaixo representa o comportamento do modelo SST em função da parede



**Figura 3.10** Comportamento do modelo SST em função da distância a parede.

Adaptado de ANSYS CFX Intro, 2013.

### 3.4.3. Código computacional e métodos empregado

Neste item apresenta-se a metodologia empregada no estudo numérico do modelo de turbina eólica de eixo horizontal de 4 pás. A dinâmica de fluidos computacional, CFD (*Computational Fluid Dynamics*), consiste na resolução das equações diferenciais governantes do escoamento usando aproximação numérica. Com uma malha suficientemente refinada, modelos adequados e condições de contorno corretas, a solução numérica obtida representará razoavelmente à realidade do escoamento turbulento tridimensional (SANDERSE; KOREN, 2011).

Neste trabalho as simulações numéricas da turbina de eixo horizontal foram realizadas pelo software ANSYS CFX, usando as equações médias de Navier Stokes, RNAS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes), que proporcionam a descrição do escoamento.

Nas equações médias de Navier-Stokes correlações de flutuações são conhecidas como tensor de Reynolds e existem vários modelos para este e os mais utilizados são  $k - \epsilon$ ,  $k - \omega$ , e  $k - \omega$  SST (Shear-Stress Transport) do qual foi utilizado neste trabalho.

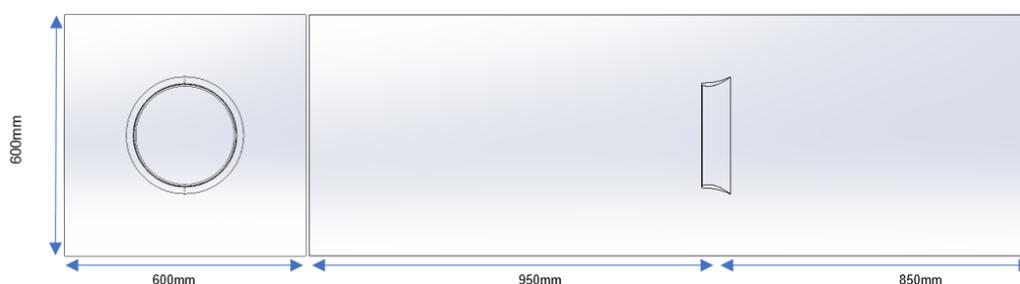
### 3.4.4. Caso de estudo

Neste capítulo, serão apresentadas as metodologias numéricas empregadas no estudo da turbina eólica de 4 pás de eixo horizontal com um difusor acoplado na mesma. Estes dados foram base para a obtenção das curvas de desempenho e, desta forma validação das simulações numéricas.

Com o propósito de comparar o coeficiente de potência extraída pela adição de um difusor na turbina em análise, foi simulado numericamente um modelo de quatro pás em escala reduzida de uma turbina de perfil NACA 65(3)618. A geometria do rotor

é a mesma empregada nas simulações com e sem difusor, que foi a mesma utilizada nas análises experimentais, realizadas por Silva (2018).

A curva CP x TSR foi obtida para a velocidade de escoamento não perturbado  $U_{\infty} = 7 \text{ m/s}$ , permitindo comparação aos de Silva. Para a construção do modelo virtual do difusor a geometria foi baseada no aerofólio EPPLER 423. O modelo tridimensional final do difusor foi reproduzido em SOLIDWORKS. O domínio computacional utilizado para as simulações foi dividido em apenas uma parte, em que consiste em um domínio externo e estacionário em forma de caixa, conforme ilustrado na figura 3.11 abaixo.



**Figura 3.11 – Domínio computacional para o difusor (Fonte: Autoria própria)**

### 3.4.5. Condições de contorno

O objetivo deste item é representar com maior fidelidade as circunstâncias nas quais o difusor é inserido dentro do túnel de vento, conforme tabela 3.4 abaixo.

**Tabela 3.4 – Condições de contorno para simulação do difusor**

Local	Condição	Tipo
Entrada do domínio	Entrada	Velocidade
Saída do domínio	Saída	Pressão Estática
Difusor	Parede	<i>Soft Wall</i>

### 3.4.6. Malha numérica

Utilizou-se o software Ansys Meshing CFD para geração da malha computacional empregadas nas simulações numéricas. A malha foi dividida em apenas um domínio estacionário, como observado na Figura 3.12 e 3.13. O domínio estacionário é formado pelas mesmas dimensões do túnel de vento do laboratório da UFPA onde foram realizados os ensaios experimentais, ele contém 600mmx60mm e 1800mm de comprimento.

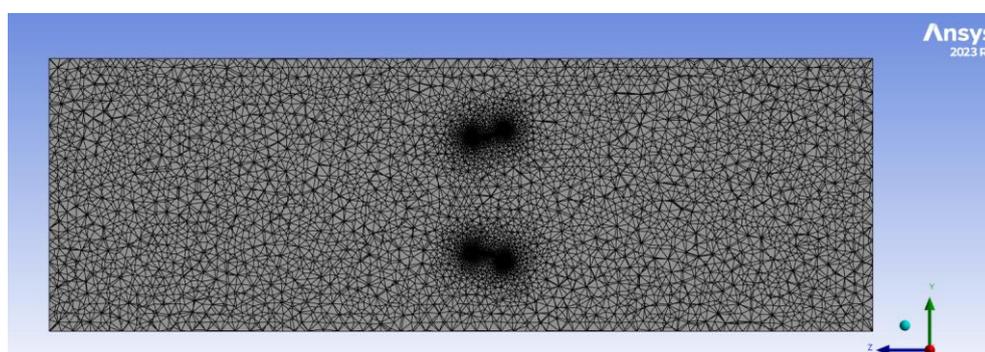


Figura 3.12 – Malha numérica para o difusor (Fonte: Autoria própria)

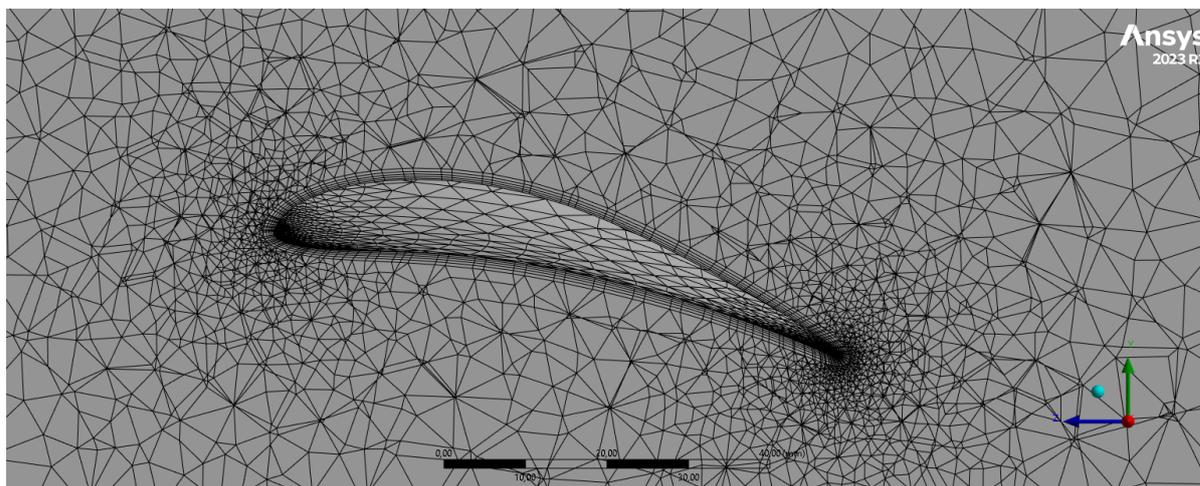
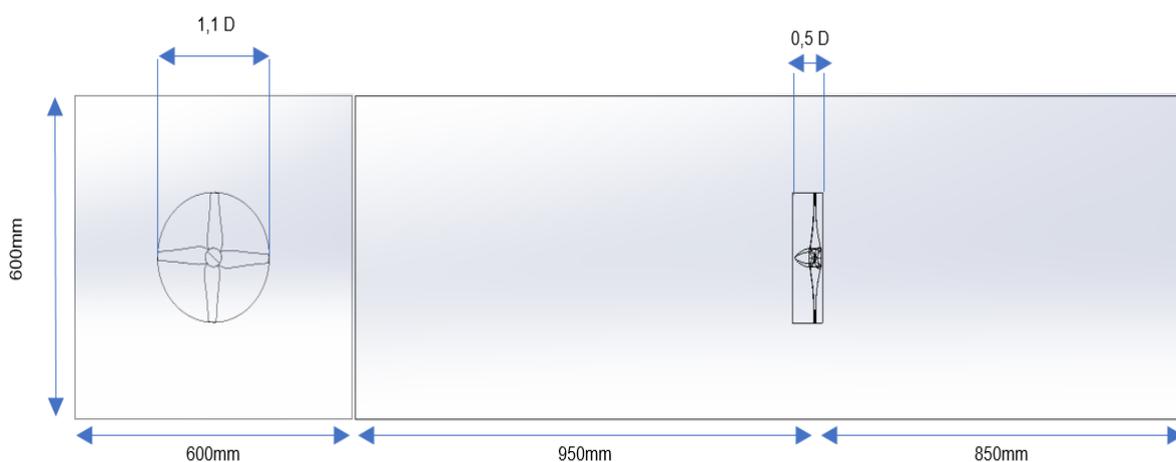


Figura 3.13 – Detalhe da malha numérica para o difusor (Fonte: Autoria própria)

### 3.4.7. Domínio computacional para o rotor

O rotor de 240mm de diâmetro, conforme dimensões utilizadas nas simulações experimentais, é constituído por quatro pás com perfil NACA 65(3)618. O domínio computacional do rotor é representado na Figura 3.14 abaixo, onde é possível observar os domínios rotativos e estacionário.



**Figura 3.14 – Domínio computacional para o rotor (Fonte: Autoria própria)**

### 3.4.8. Condições de contorno

As condições de contorno foram estabelecidas com muita cautela buscando precisão e concordância com os resultados obtidos experimentalmente, conforme tabela 3.5 abaixo.

**Tabela 3.5 – Condições de contorno para simulação com o rotor**

Local	Condição	Tipo
Entrada do domínio	Entrada	Velocidade
Saída do domínio	Saída	Pressão Estática
Rotor	Parede	<i>Soft Wall</i>
Interface rotor/entrada	Interface	<i>Frozen Rotor</i>
Interface rotor/saída	Interface	<i>Frozen Rotor</i>

A primeira condição estabelecida foi a de velocidade de entrada onde o fluxo é constante à área de entrada (*Inlet*), no presente trabalho, 7 m/s, utilizando a condição de turbulência média de 5%. Na face de saída do domínio, foi aplicada uma condição de pressão de saída igual a pressão de entrada (pressão estática zero).

### 3.4.9. Malha numérica

Utilizou-se o software Ansys Meshing CFD para geração da malha computacional empregadas nas simulações numéricas. A malha foi dividida em dois domínios, um rotativo e outro estacionário, como observado na Figura 3.14. O domínio rotativo, é formado por um cilindro de diâmetro de  $1.1 \cdot 4D$ , sendo  $D$  o diâmetro da turbina (240mm), esse domínio apresenta uma alta densidade de elementos devido sua proximidade com a parede do rotor. O domínio estacionário é formado pelas dimensões idênticas ao túnel de vento do laboratório da UFPA onde foram realizados os ensaios experimentais, ele contém 600mmx60mm e 1800mm de comprimento. As Figuras 3.15 e 3.16 mostram o detalhamento da malha.

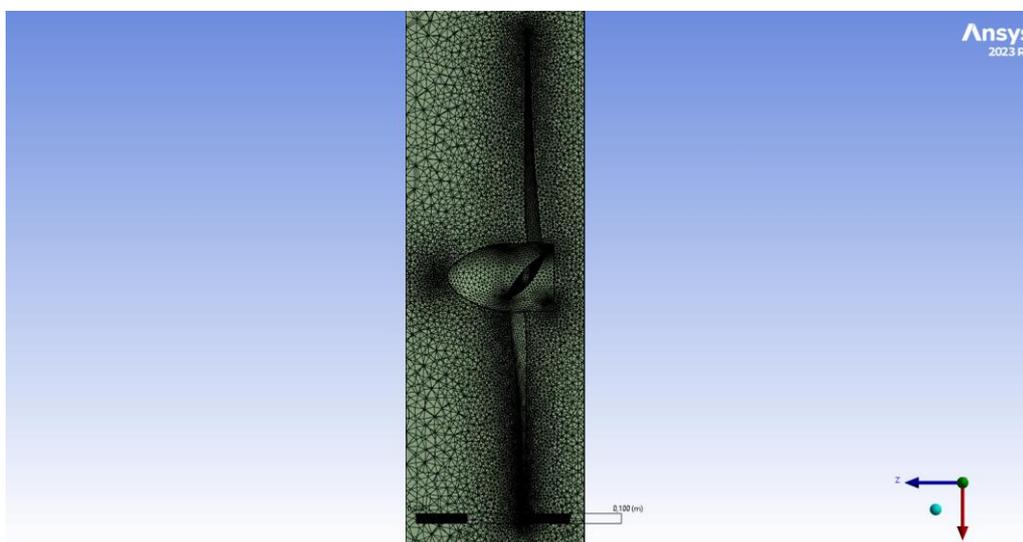
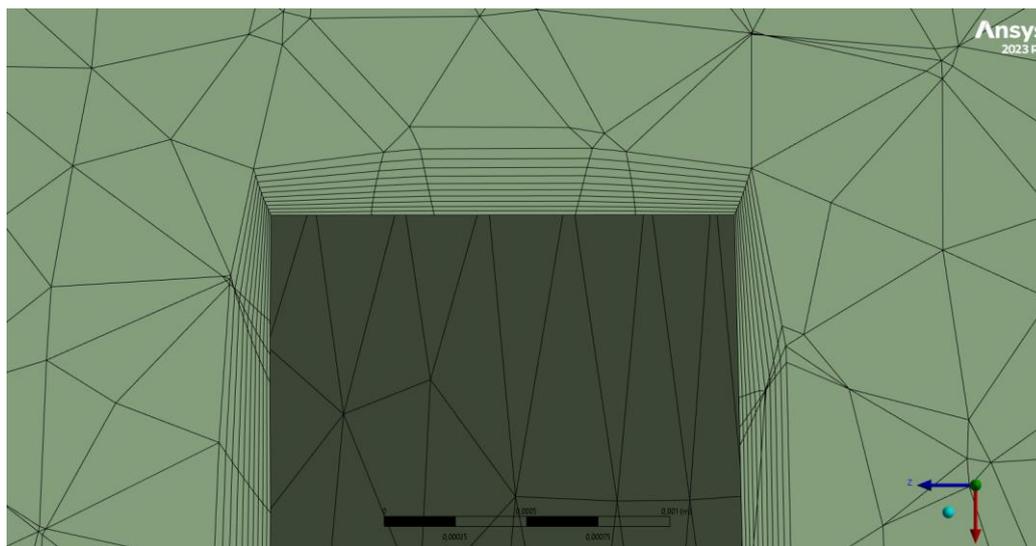


Figura 3.15 – Malha numérica para o rotor (Fonte: Autoria própria)



**Figura 3.16 – Detalhe da malha numérica para o rotor (Fonte: Autoria própria)**

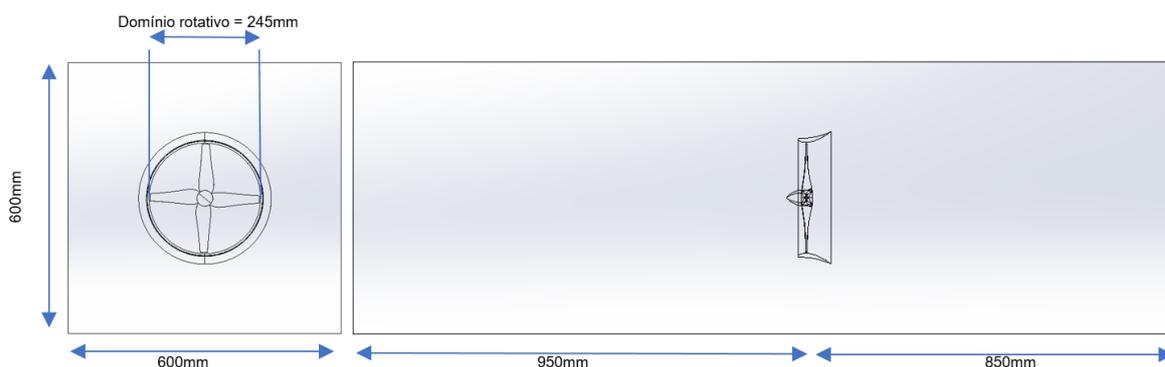
A Tabela 3.6 mostra a convergência de malha obtida para a simulação do escoamento no rotor sem difusor acoplado.

**Tabela 3.6 – Convergência de malha para a simulação do escoamento através do rotor**

	Número de nós	Número de elementos	Cp
Malha 1	505328	2190131	0.3474
Malha 2	767021	3220586	0.3411
Malha 3	962166	4053687	0.3713
Malha 4	1280058	5423153	0.3776
Malha 5	1741056	7317417	0.3873

#### **3.4.10. Domínio computacional para o conjunto rotor e difusor**

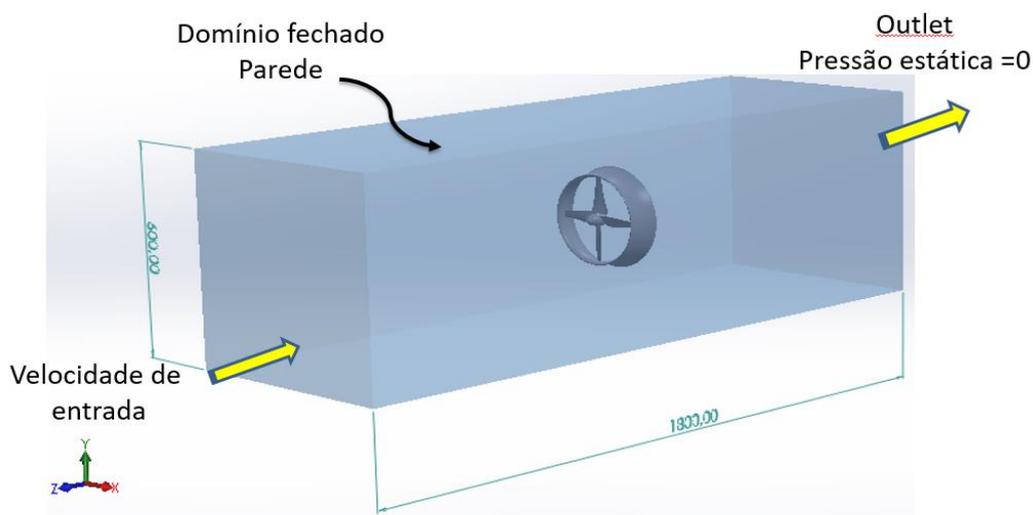
O domínio computacional é composto pelo conjunto rotor e 4 pás e perfil NACA 65(3)618 de 240mm de diâmetro, e difusor perfil EPLLER 423 confinados em uma seção de testes de túnel de vento, tendo dimensões de 600mm de largura x 600mm de altura x 1800mm de comprimento. O domínio computacional do conjunto é representado na Figura 3.17 abaixo.



**Figura 3.17 – Domínio computacional para o conjunto rotor e difusor (Fonte: Autoria própria)**

### 3.4.11 Condições de contorno

O objetivo deste item é representar com maior fidelidade as circunstâncias nas quais o conjunto, rotor e difusor estão inseridos dentro do túnel de vento. As condições de contorno foram estabelecidas com muita cautela buscando precisão nos resultados obtidos experimentalmente. A Figura 3.18 abaixo, representam os domínios estabelecidos na simulação.



**Figura 3.18 – Condições de contorno para o conjunto rotor e difusor (Fonte: Autoria própria)**

A Tabela 3.7 mostra a convergência de malha obtida para a simulação do escoamento no rotor com difusor acoplado.

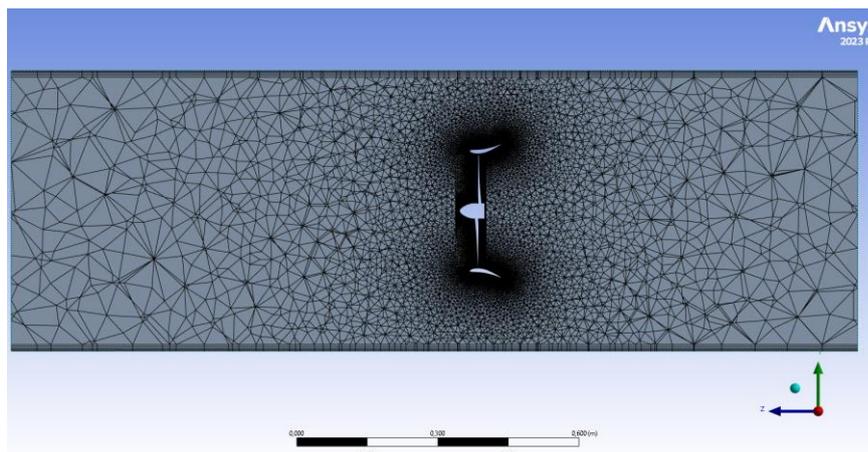
**Tabela 3.7 – Condições de contorno para o conjunto rotor e difusor**

Local	Condição	Tipo
Entrada do domínio	Entrada	Velocidade
Saída do domínio	Saída	Pressão Estática
Rotor	Parede	<i>Soft Wall</i>
Difusor	Parede	<i>Soft Wall</i>
Interface rotor/entrada	Interface	<i>Frozen Rotor</i>
Interface rotor/saída	Interface	<i>Frozen Rotor</i>

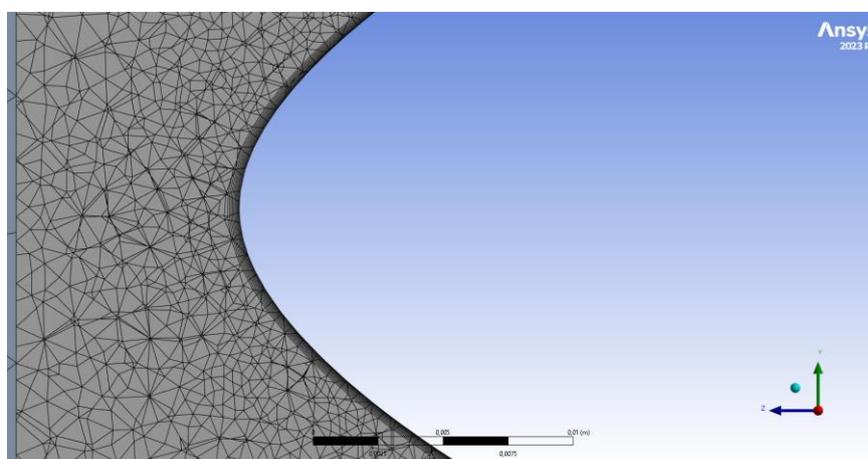
A primeira condição estabelecida foi a de velocidade de entrada onde o fluxo é constante à área de entrada (*Inlet*), no presente trabalho, 7 m/s, possuindo intensidade máxima de turbulência de 5%. Na face de saída do domínio, foi aplicada uma condição de pressão de saída igual a pressão de entrada (pressão estática zero).

#### **3.4.12. Malha numérica**

Utilizou-se o software Ansys Meshing CFD para geração da malha computacional empregadas nas simulações numéricas. A malha foi dividida em dois domínios, um rotativo e outro estacionário, como observado na Figura 3.17. O domínio rotativo, é formado por um cilindro de diâmetro de 245mm, esta dimensão se fez necessária para que fosse enclausurado o rotor, para aplicar as condições de rotação e que houvesse o mínimo de interferência entre a parede do difusor. O domínio estacionário é formado pelas dimensões idênticas ao túnel de vento do laboratório da UFPA onde foram realizados os ensaios experimentais, ele contém 600mmx60mm e 1800mm de comprimento. A malha do domínio e o detalhe do refinamento da camada limite são mostrados nas Figuras 3.19 e 3.20 respectivamente.

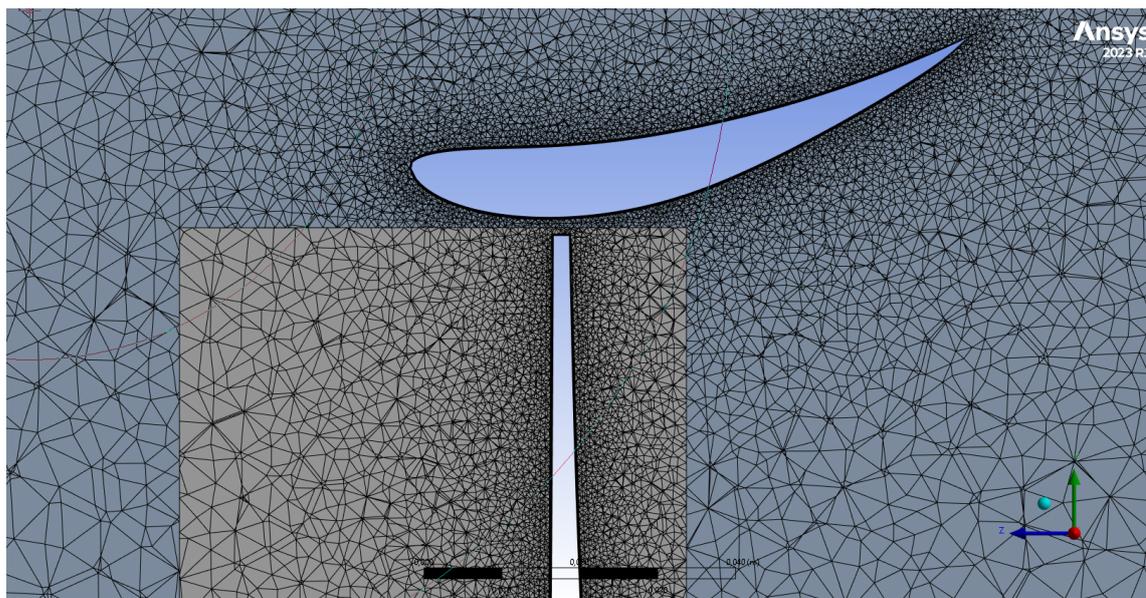


**Figura 3.19 – Malha numérica para o conjunto rotor e difusor (Fonte: Autoria própria)**

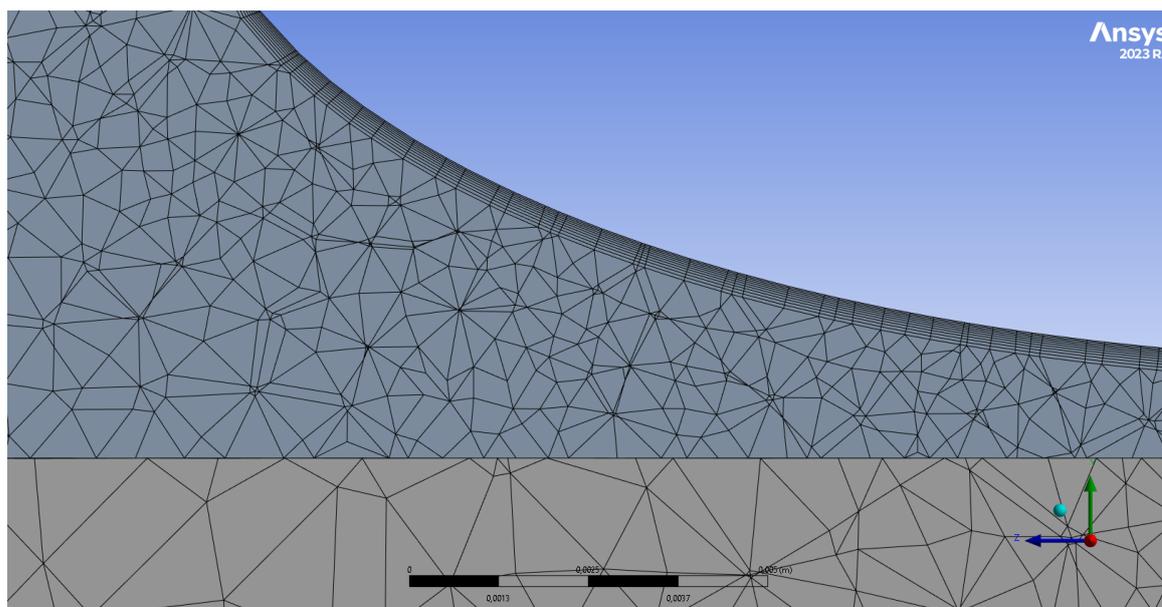


**Figura 3.20 – Refinamento e inflation no rotor (Fonte: Autoria própria)**

As Figuras 3.21 e 3.22 mostram o detalhamento da malha na região da ponta da pá e no bordo de ataque do difusor respectivamente. É possível observar o desenvolvimento do inflation para obtenção de bons resultados na interação entre eles.



**Figura 3.21- Detalhamento dos domínios (Fonte: Autoria própria)**



**Figura 3.22 – Elemento no bordo de ataque do difusor (Fonte: Autoria própria)**

Como citado anteriormente a malha numérica tem grande relevância nos resultados obtidos, desta forma, a convergência desta se faz necessária para validação dos resultados.

Na tabela 3.8 abaixo, são representados os valores para o coeficiente de potência obtido para cada configuração de malha numérica. A malha 3 foi escolhida para melhor representar os resultados da simulação.

**Tabela 3.8: Estudo de convergência de malha para o conjunto rotor e difusor**

	Número de nós	Número de elementos	Cp
Malha 1	3028038	11470653	0.4410
Malha 2	3060395	11623432	0.4432
Malha 3	6120829	22639122	0.4876
Malha 4	11658993	42462037	0.5094

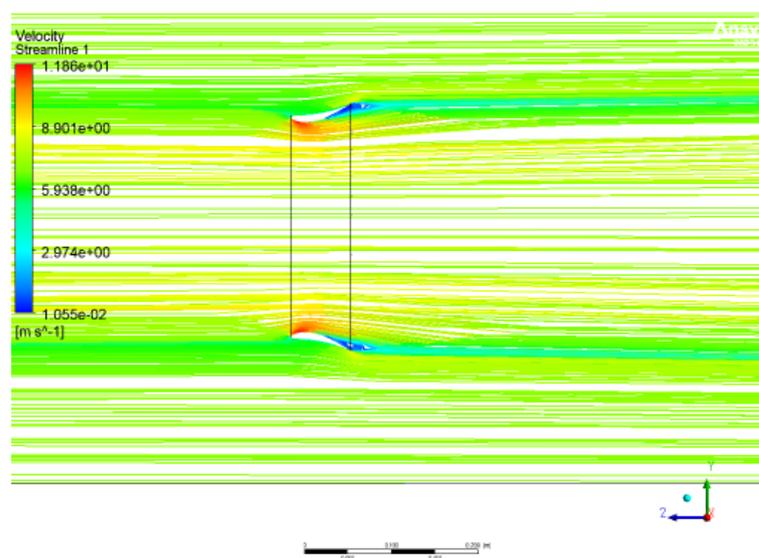
## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 4.1. Validação dos modelos CFD

Neste tópico serão apresentados os resultados obtidos numericamente através de análise CFD e que foram validados por dados alcançados experimentalmente em túnel de vento.

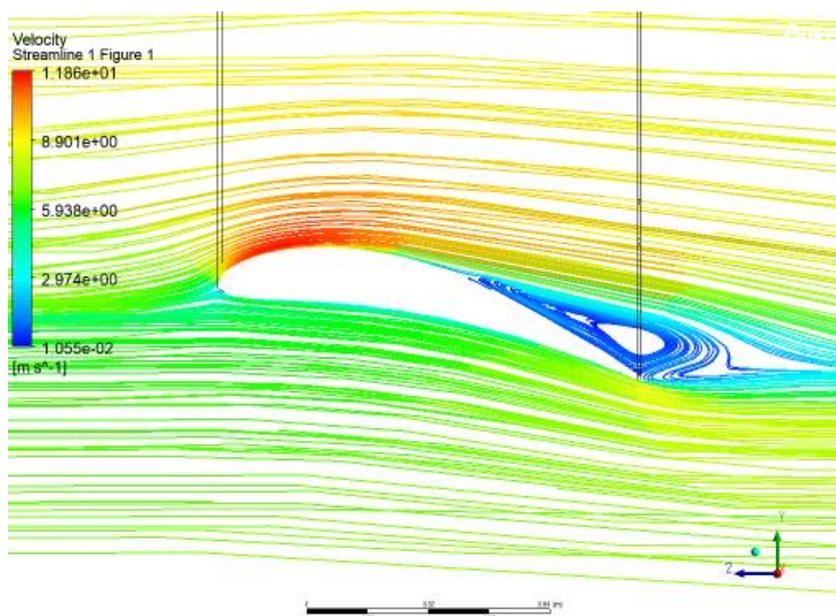
#### 4.1.1. Difusor

Na figura 4.1 abaixo, é possível observar o comportamento do escoamento ao passar pelo difusor a 7m/s. É notável, como esperado, uma zona de recirculação a jusante do difusor.



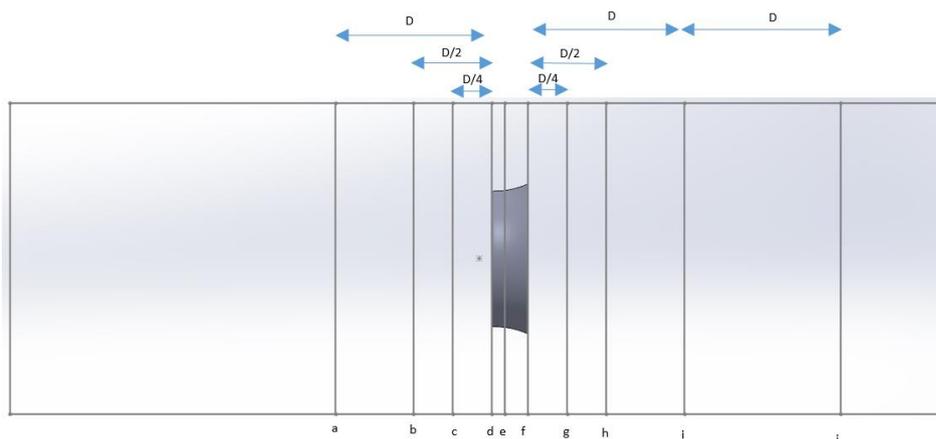
**Figura 4.1 – Escoamento ao redor do difusor (Fonte: Autoria própria)**

Na Figura 4.1 é possível observar o efeito do difusor no escoamento na região interna ao difusor, e a ligeira aceleração causada por ele. Na figura 4.2 abaixo, é apresentado a mesma condição de escoamento que foi apresentado na imagem anterior, porém com ampliação da figura. Através da ampliação é possível observar com maior clareza o comportamento do escoamento, principalmente a formação de recirculação no bordo de fuga do difusor.



**Figura 4.2 – Ampliação do escoamento ao redor do difusor (Fonte: Autoria própria)**

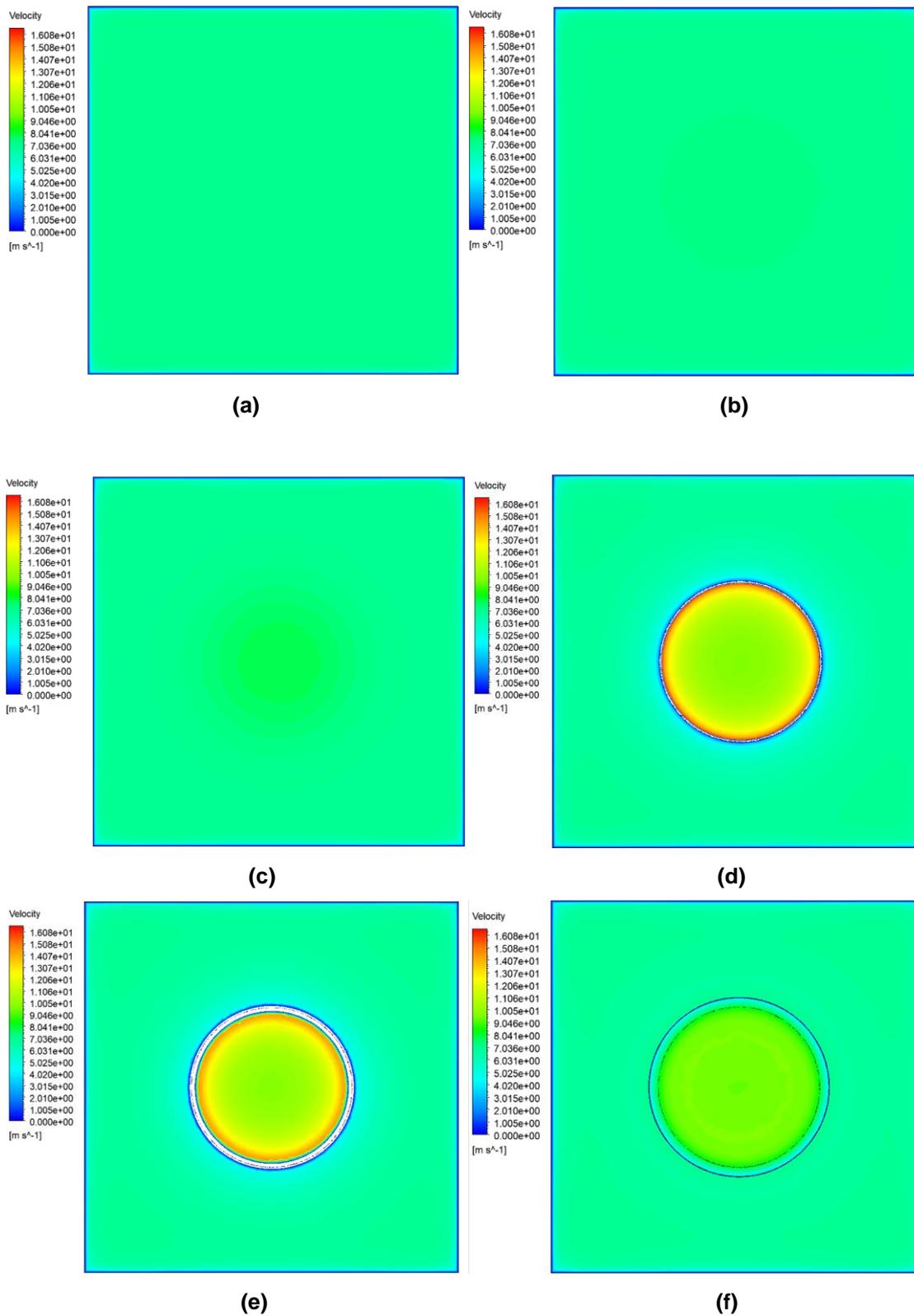
Abaixo serão apresentados os resultados numéricos para a evolução do escoamento na componente axial, foram divididos alguns planos ao longo da seção de testes do túnel para apresenta-los, conforme ilustrado na Figura 4.3 abaixo. Ressalta-se que  $D$  é o diâmetro da saída do difusor e o plano (e) é o plano de posicionamento do rotor dentro do difusor

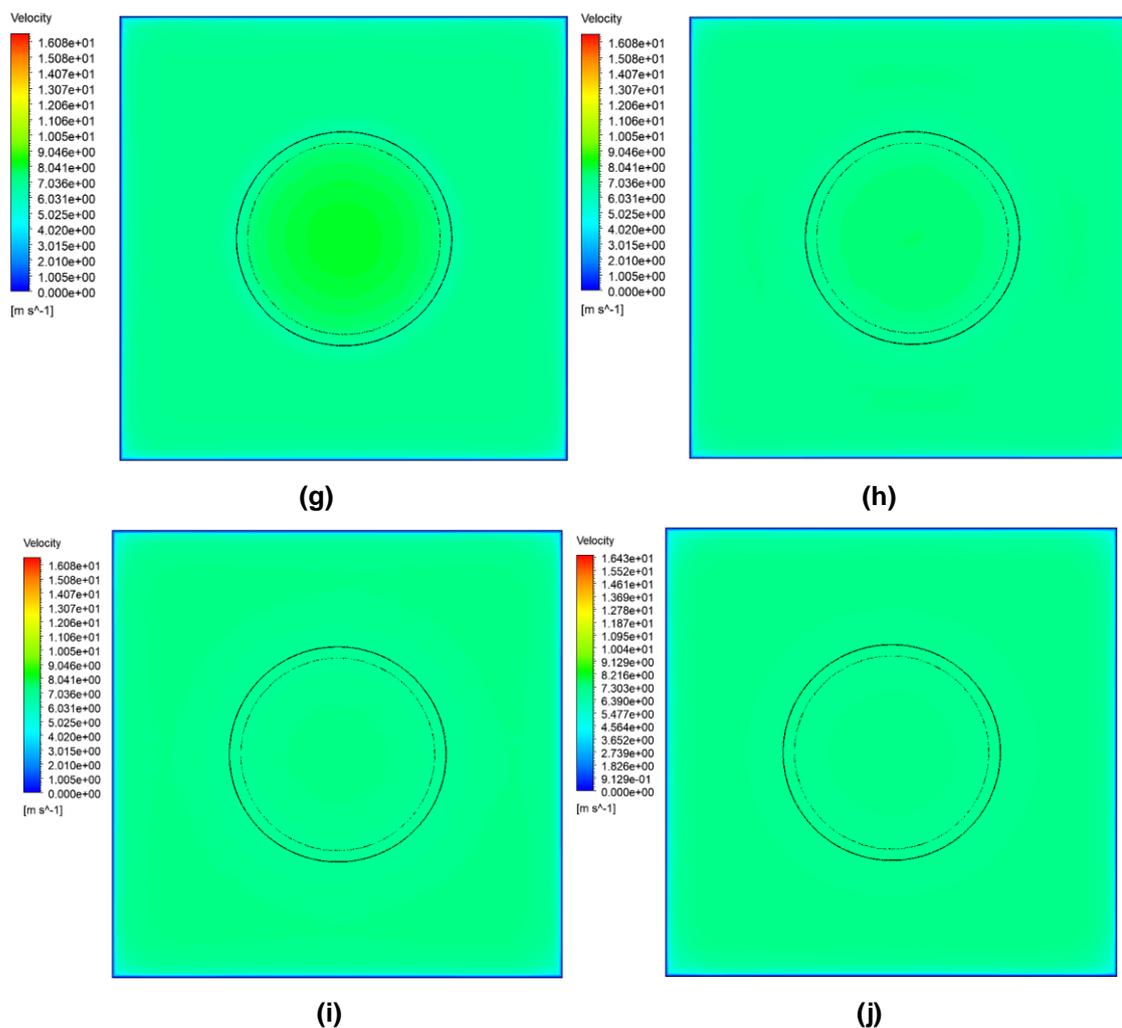


**Figura 4.3 – Orientação do posicionamento dos planos para os perfis de velocidade (Fonte: Autoria própria)**

Nas Figuras abaixo, são apresentados os planos para os perfis de velocidade da componente axial, através de vetores. O objetivo destas ilustrações é apresentar o desenvolvimento do escoamento ao longo da direção axial, analisando desta forma

as mudanças que ocorrem quando o escoamento atingi o difusor em que é possível observar o aumento de velocidade.





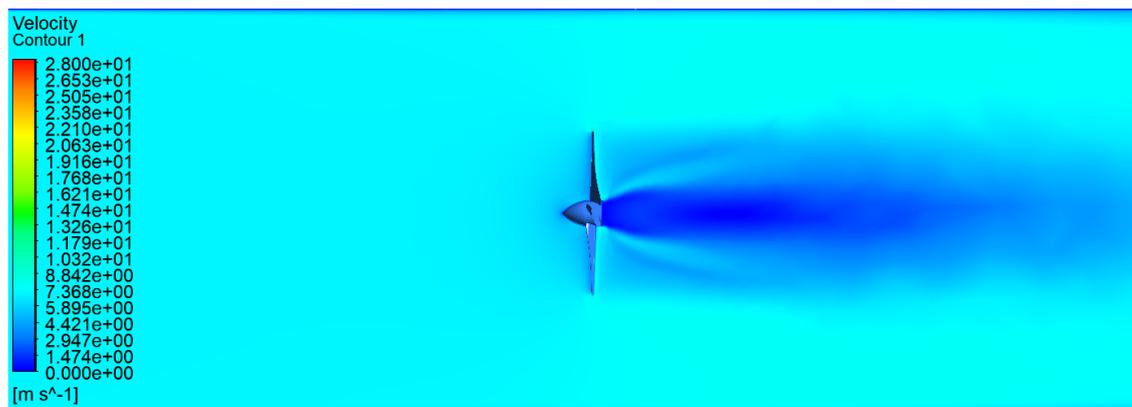
**Figura 4.4 – (a), (b), (c) (d) Componente axial na entrada do difusor. (e) Componente axial de velocidade em que o rotor é posicionado. (f), (g), (h), (i), (j) Componente axial na saída do difusor (Fonte: Autoria própria)**

Importante lembrar que os difusores possibilitam um aumento no fluxo de massa através do plano do rotor, aumentando, desta forma, a extração da energia do escoamento pela turbina. O aumento do fluxo de massa é consequência da queda de pressão à jusante do difusor, conforme ilustrado na Figura 4.3, tendo como resultado uma aceleração do escoamento em seu interior.

#### 4.1.2. Rotor

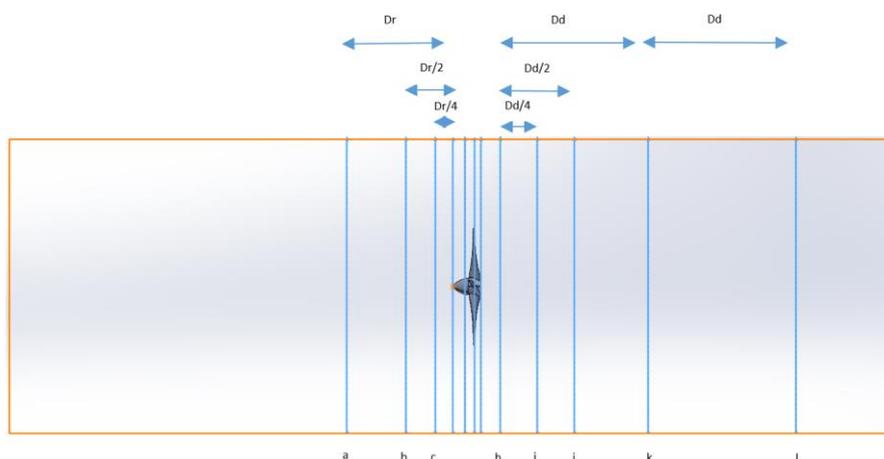
Nas Figuras 4.5 a 4.10 abaixo, são apresentados os resultados de pós processamento para a distribuição de velocidade e pressão para o conjunto rotor e difusor. A malha utilizada nesta configuração foi a malha 3 apresentada na tabela 3.6,

com 962166 nós e 4053687 elementos, atingindo um coeficiente de potência  $C_p = 0.34$  e  $TSR = 3,11$ .



**Figura 4.5 – Distribuição de velocidade ao do rotor (Fonte: Autoria própria)**

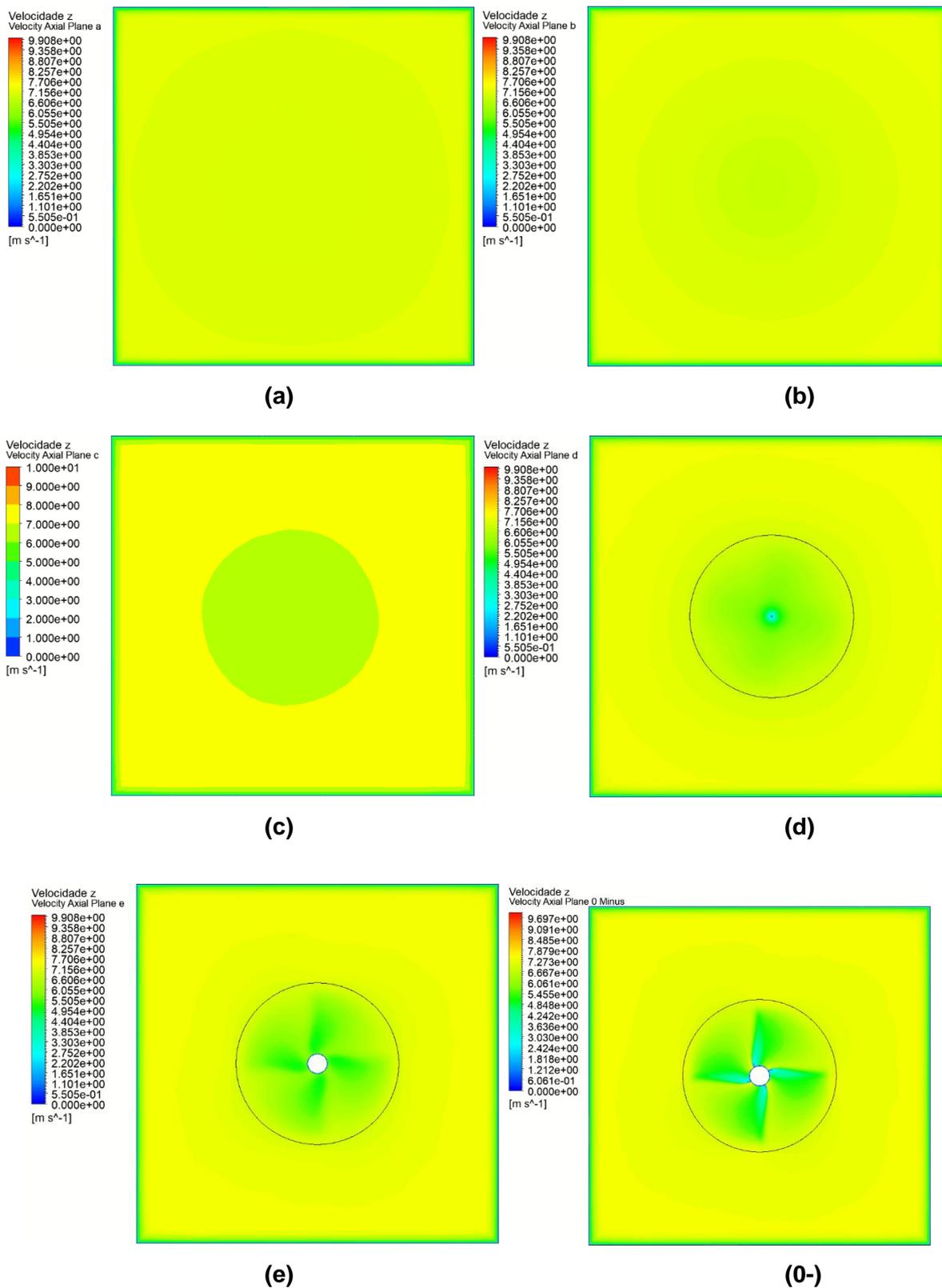
Abaixo serão apresentados os resultados numéricos para a evolução do escoamento na componente axial, radial e tangencial. Foram divididos alguns planos ao longo da seção de testes do túnel para apresenta-los, conforme ilustrado na Figura 4.6 abaixo. Ressalta-se que  $D_r$  é o diâmetro do rotor e  $D_d$  é o diâmetro da saída do difusor.



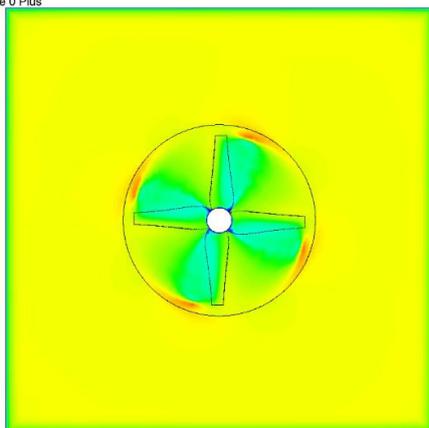
**Figura 4.6 – Orientação do posicionamento dos planos para os perfis de velocidade (Fonte: Autoria própria)**

Grande interesse se faz nas análises da evolução do escoamento através do rotor, conforme Figura 4.7 abaixo, principalmente da componente radial, uma vez que

o método BEM não considera esta componente e é necessário verificar se aparecem componentes radiais após o acoplamento do difusor.

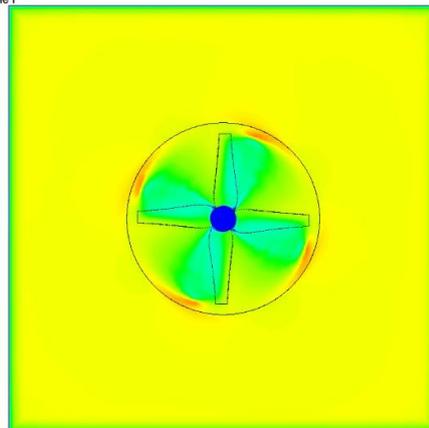


Velocidade z  
Velocity Axial Plane 0 Plus  
9.908e+00  
9.358e+00  
8.807e+00  
8.257e+00  
7.706e+00  
7.156e+00  
6.606e+00  
6.055e+00  
5.505e+00  
4.954e+00  
4.404e+00  
3.853e+00  
3.303e+00  
2.752e+00  
2.202e+00  
1.651e+00  
1.101e+00  
5.505e-01  
0.000e+00  
[m s<sup>-1</sup>]



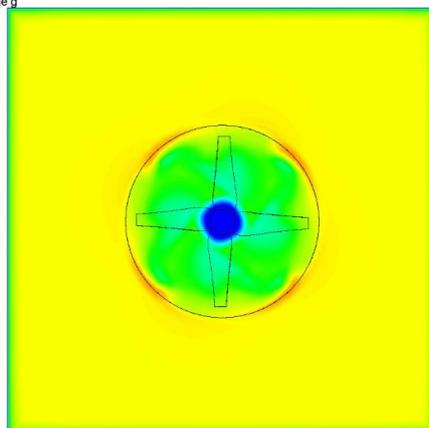
(0+)

Velocidade z  
Velocity Axial Plane f  
9.908e+00  
9.358e+00  
8.807e+00  
8.257e+00  
7.706e+00  
7.156e+00  
6.606e+00  
6.055e+00  
5.505e+00  
4.954e+00  
4.404e+00  
3.853e+00  
3.303e+00  
2.752e+00  
2.202e+00  
1.651e+00  
1.101e+00  
5.505e-01  
0.000e+00  
[m s<sup>-1</sup>]



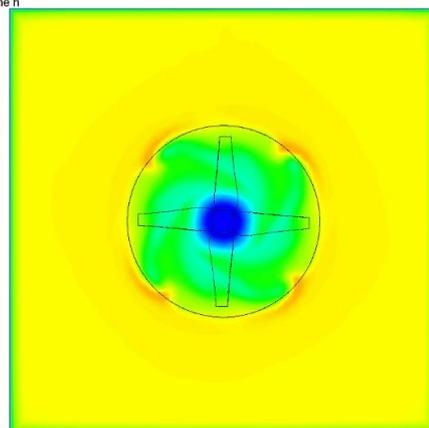
(f)

Velocidade z  
Velocity Axial Plane g  
9.908e+00  
9.358e+00  
8.807e+00  
8.257e+00  
7.706e+00  
7.156e+00  
6.606e+00  
6.055e+00  
5.505e+00  
4.954e+00  
4.404e+00  
3.853e+00  
3.303e+00  
2.752e+00  
2.202e+00  
1.651e+00  
1.101e+00  
5.505e-01  
0.000e+00  
[m s<sup>-1</sup>]



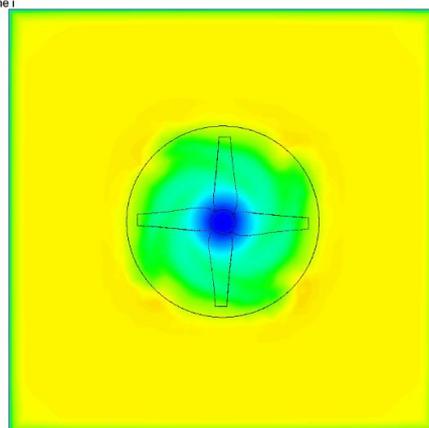
(g)

Velocidade z  
Velocity Axial Plane h  
9.908e+00  
9.358e+00  
8.807e+00  
8.257e+00  
7.706e+00  
7.156e+00  
6.606e+00  
6.055e+00  
5.505e+00  
4.954e+00  
4.404e+00  
3.853e+00  
3.303e+00  
2.752e+00  
2.202e+00  
1.651e+00  
1.101e+00  
5.505e-01  
0.000e+00  
[m s<sup>-1</sup>]



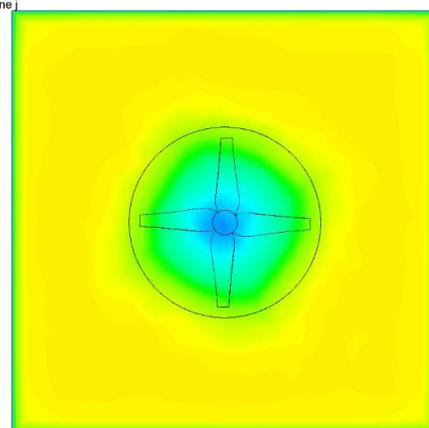
(h)

Velocidade z  
Velocity Axial Plane i  
9.908e+00  
9.358e+00  
8.807e+00  
8.257e+00  
7.706e+00  
7.156e+00  
6.606e+00  
6.055e+00  
5.505e+00  
4.954e+00  
4.404e+00  
3.853e+00  
3.303e+00  
2.752e+00  
2.202e+00  
1.651e+00  
1.101e+00  
5.505e-01  
0.000e+00  
[m s<sup>-1</sup>]

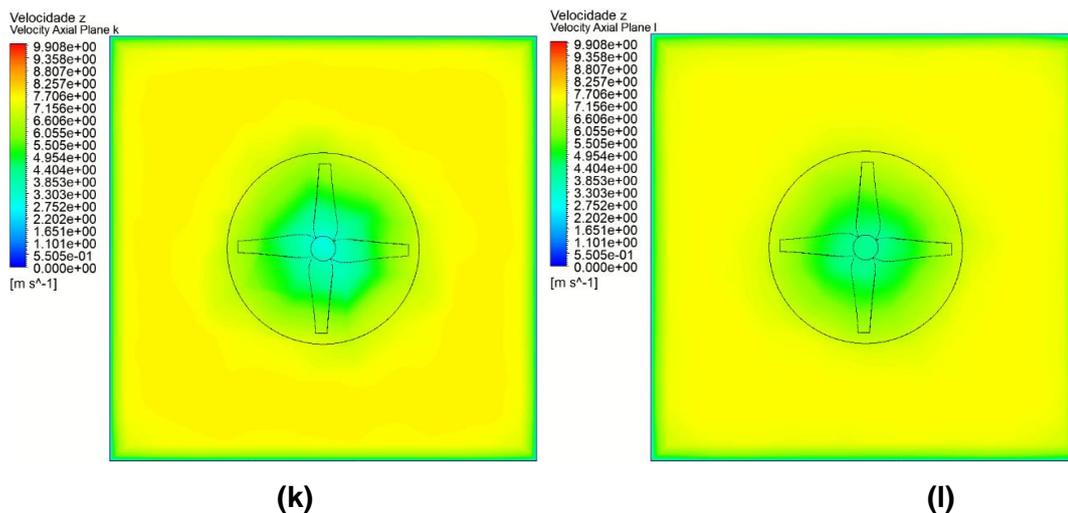


(i)

Velocidade z  
Velocity Axial Plane j  
9.908e+00  
9.358e+00  
8.807e+00  
8.257e+00  
7.706e+00  
7.156e+00  
6.606e+00  
6.055e+00  
5.505e+00  
4.954e+00  
4.404e+00  
3.853e+00  
3.303e+00  
2.752e+00  
2.202e+00  
1.651e+00  
1.101e+00  
5.505e-01  
0.000e+00  
[m s<sup>-1</sup>]



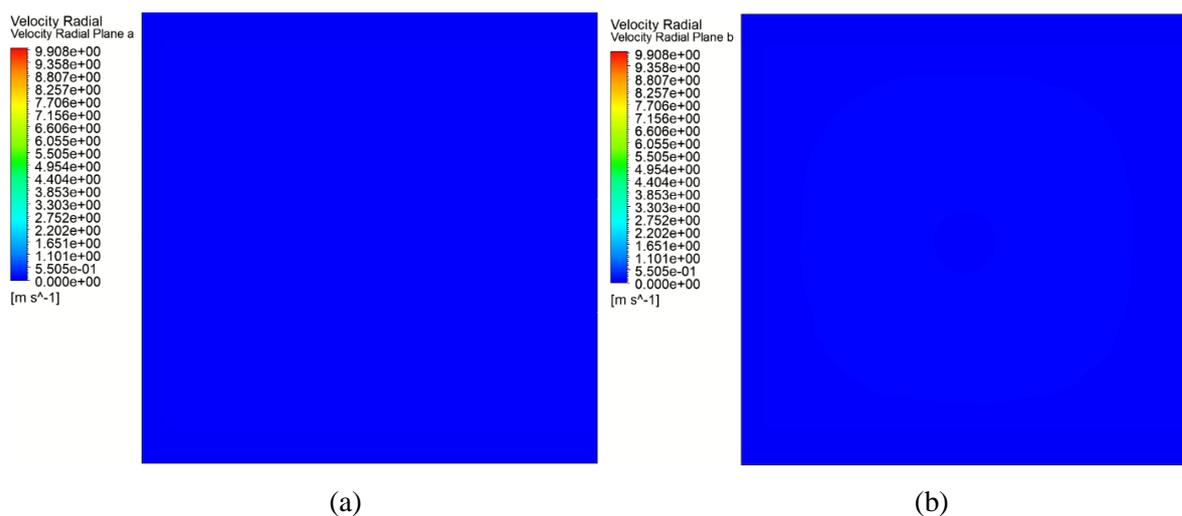
(j)

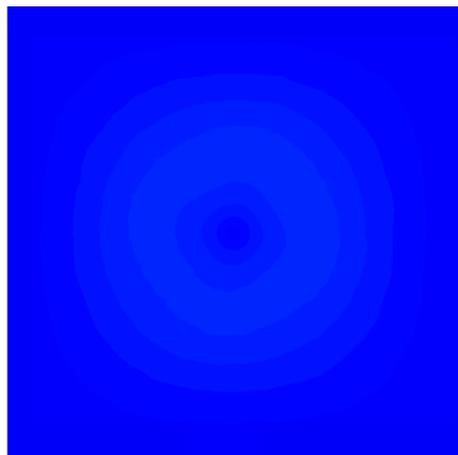
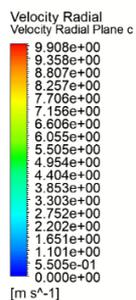


**Figura 4.7 – (a), (b), (c) (d) Componente axial na entrada do rotor. (f), (g), (h), (i), (j), (k), (l) Componente axial na saída do rotor (Fonte: Autoria própria)**

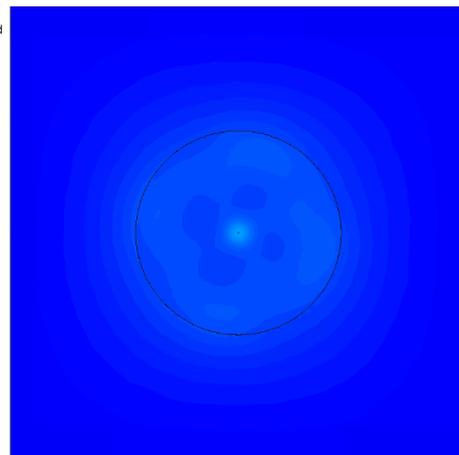
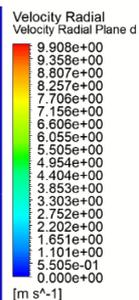
Na Figura 4.7 pode ser observado que a velocidade axial é praticamente constante em todo o comprimento do túnel de vento, e o efeito da redução da velocidade próximo as paredes também pôde ser observado, como é esperado devido ao efeito de parede.

Na Figura 4.8 abaixo, é apresentada a evolução da componente radial antes e depois do rotor.

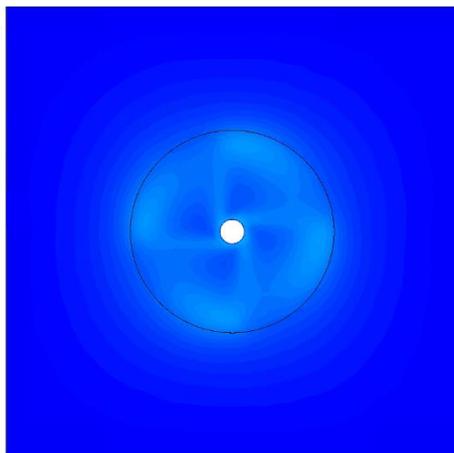
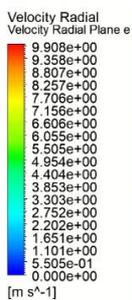




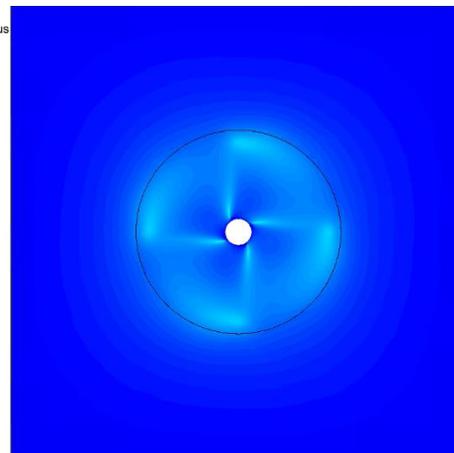
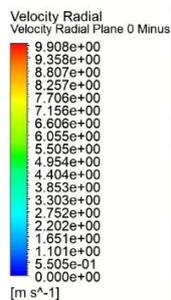
(c)



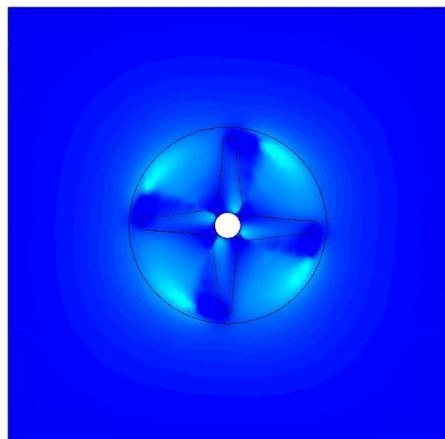
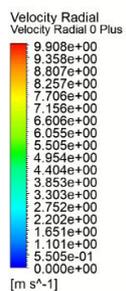
(d)



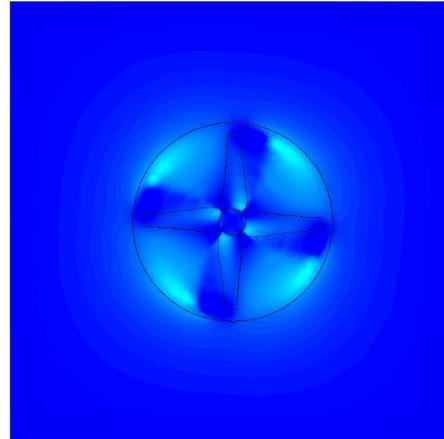
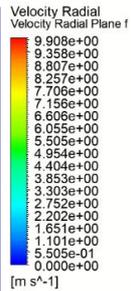
(e)



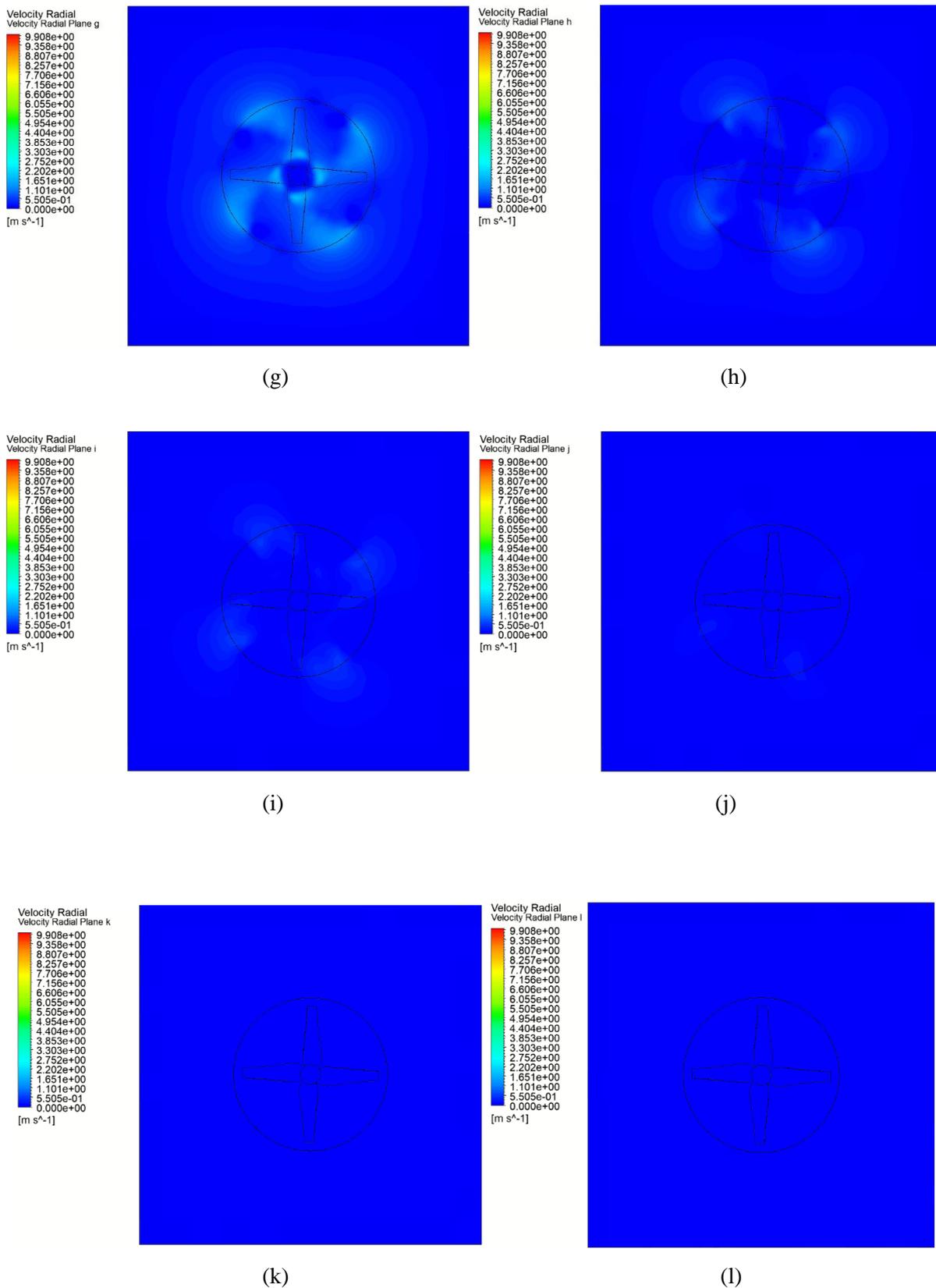
(0-)



(0+)



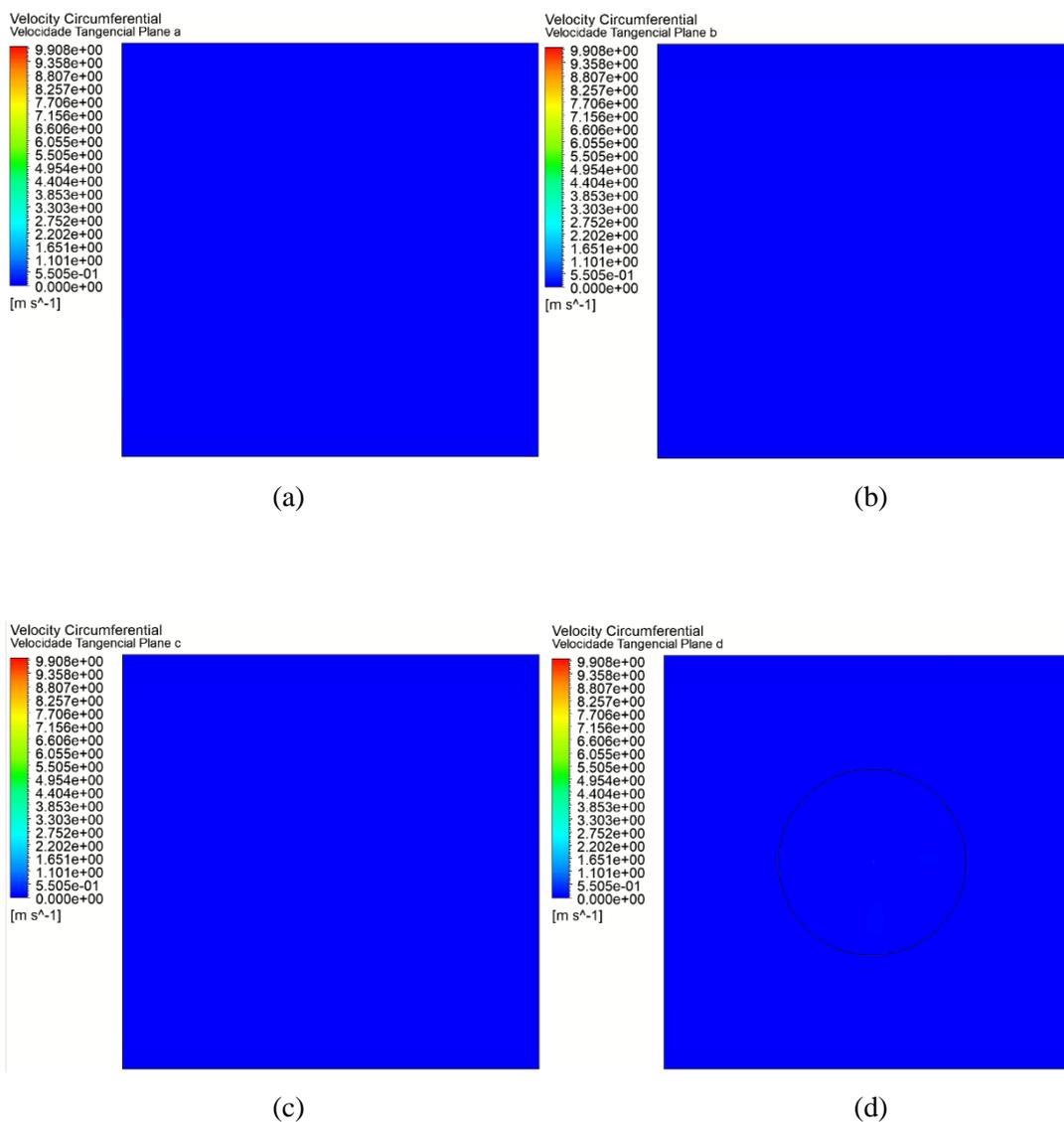
(f)

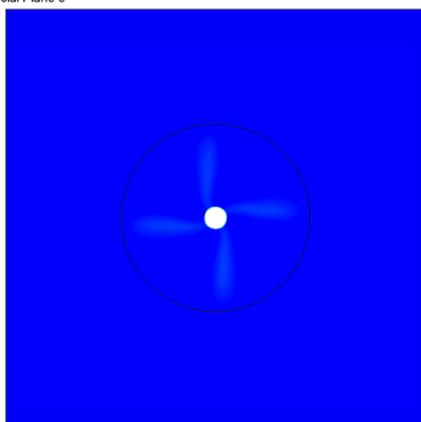
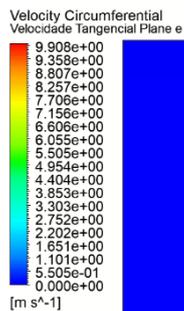


**Figura 4.8 – (a), (b), (c) (d) Componente radial na entrada do rotor. (f), (g), (h), (i), (j), (k), (l) Componente radial na saída do rotor (Fonte: Autoria própria)**

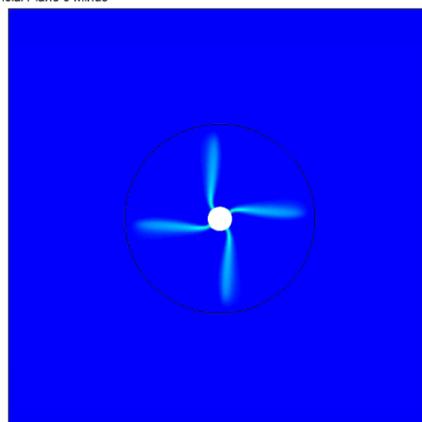
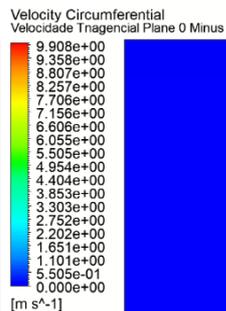
Na Figura 4.8 é possível observar que a componente radial sem difusor é bem menos expressiva conforme poderá ser observado ao comparar com a componente radial no conjunto com difusor que será apresentada posteriormente.

Na Figura 4.9 abaixo, é apresentada a evolução da componente tangencial antes e depois do rotor.

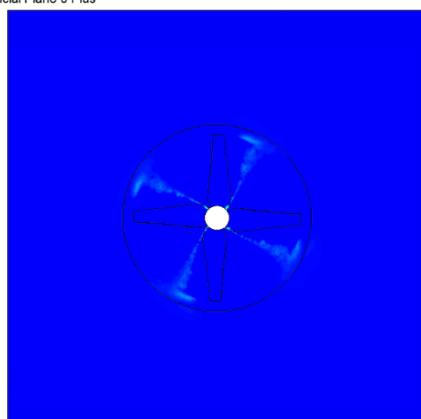
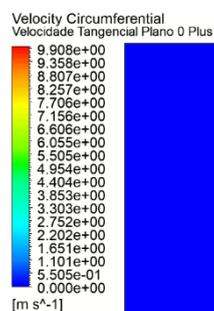




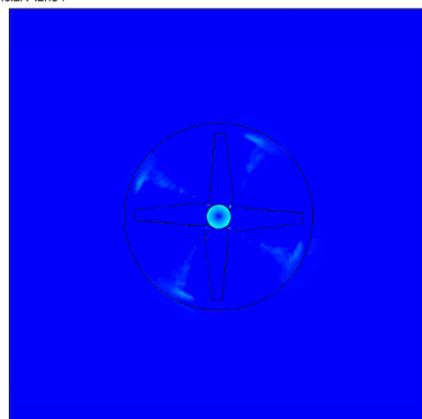
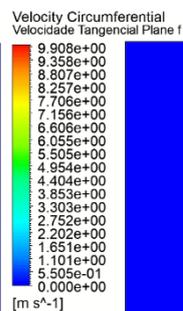
(e)



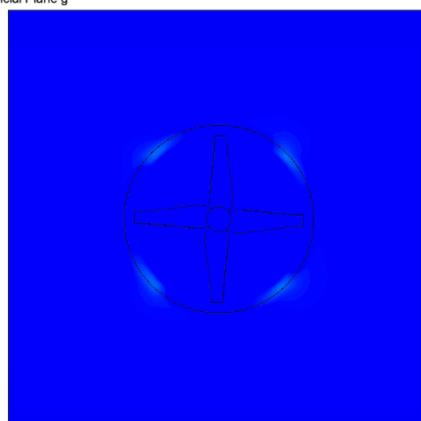
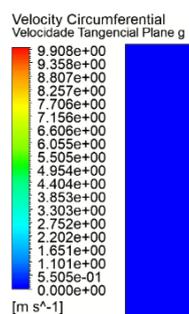
(0-)



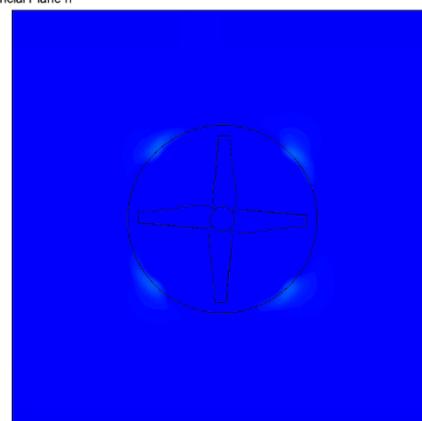
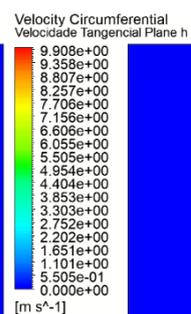
(0+)



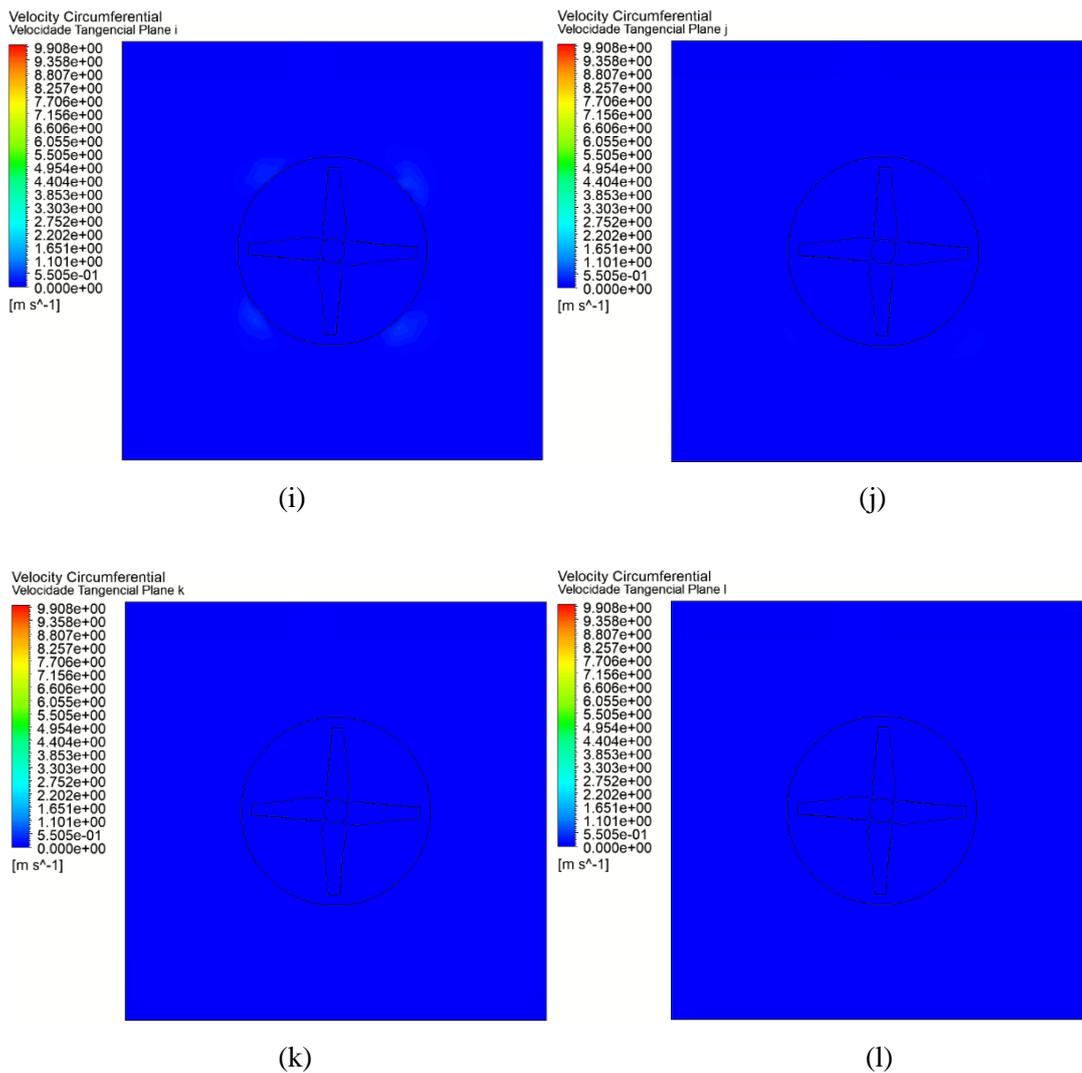
(f)



(g)



(h)



**Figura 4.9 – (a), (b), (c) (d) Componente tangencial na entrada do rotor. (f), (g), (h), (i), (j), (k), (l) Componente tangencial na saída do rotor (Fonte: Autoria própria)**

Como pode ser observado na Figura 4.10 a componente tangencial é muito pequena.

Na figura 4.10 abaixo, são ilustrados os campos de pressão ao redor do rotor sem o acoplamento do difusor.

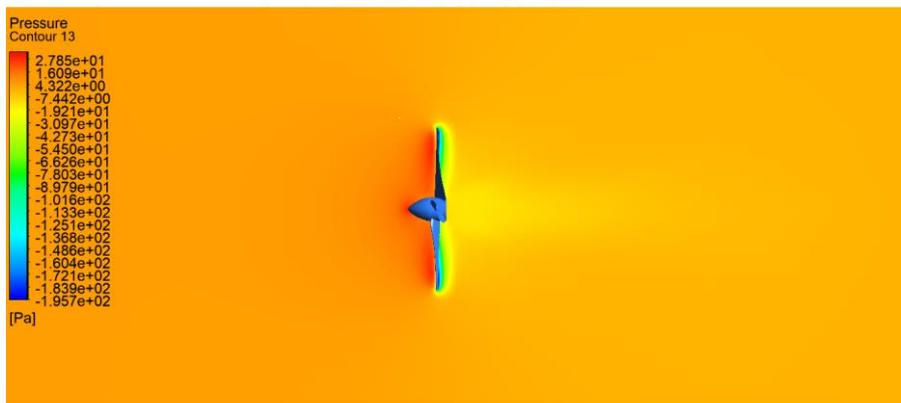


Figura 4.10 – Distribuição de pressão ao redor do rotor (Fonte: Autoria própria)

Como pode ser observado na Figura 4.10 o campo de pressão sofre alterações apenas bem próximo ao rotor, onde se espera que com o difusor esse campo de pressão sofra alterações mais expressivas.

#### 4.1.3. Rotor com difusor

Nas Figuras 4.11 a 4.18 abaixo, são apresentados os resultados de pós processamento para a distribuição de velocidade e pressão para o conjunto rotor e difusor. A malha utilizada nesta configuração foi a malha 3 apresentada na tabela 3.6, com 6120829 nós e 22639122 elementos, atingindo um coeficiente de potência  $C_p = 0.50$  e  $TSR = 3,258$ . Obtendo boa concordância com o experimental de Silva (2018) que obteve um  $C_p = 0.48$  para  $TSR = 3,2$ , ambos os resultados experimental e numérico a 1.800 RPM.

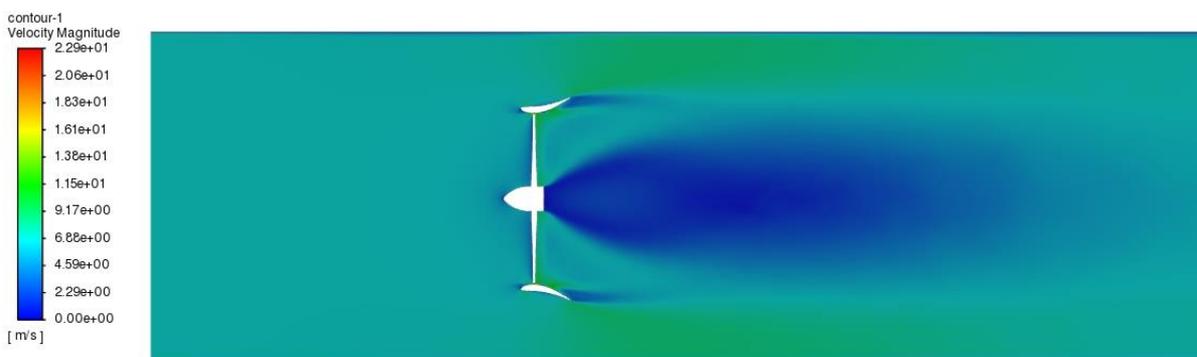
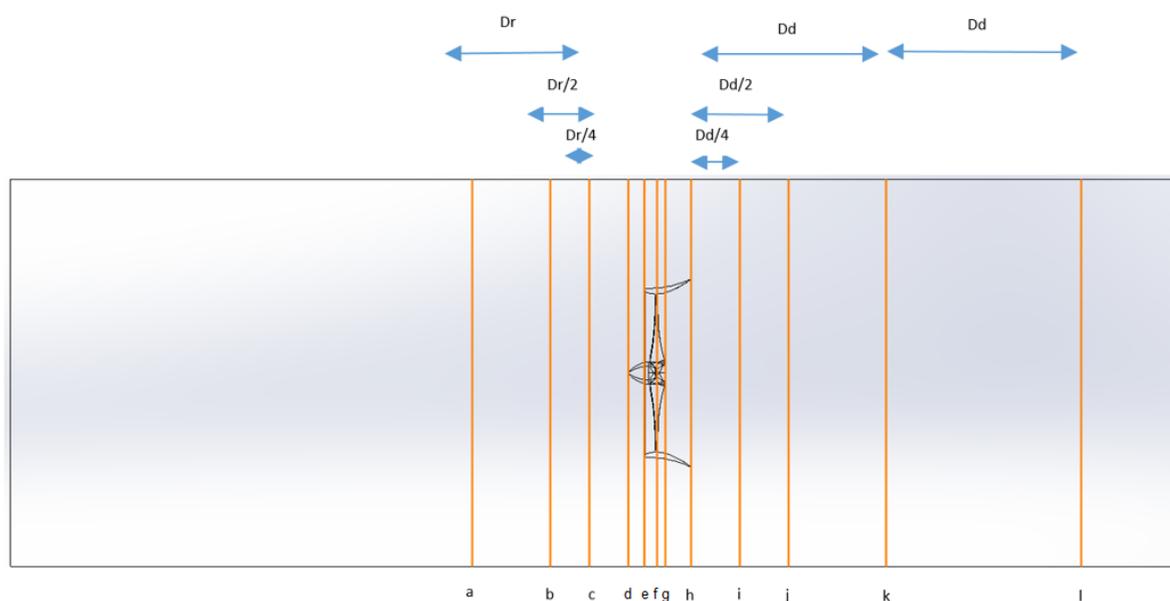


Figura 4.11 – Distribuição de velocidade para o conjunto rotor e difusor (Fonte: Autoria própria)

Conforme pode ser observado pelo campo de velocidade na saída do conjunto rotor/estator na Figura 4.11, o efeito do estator no escoamento é claramente noticiado.

Abaixo serão apresentados os resultados numéricos para a evolução do escoamento na componente axial. Foram divididos alguns planos ao longo da seção de testes do túnel para apresentá-los, conforme ilustrado na Figura 4.12 abaixo. Ressalta-se que  $D_r$  é o diâmetro do rotor e  $D_d$  é o diâmetro da saída do difusor e o plano (0) é o plano de posicionamento do rotor dentro do difusor



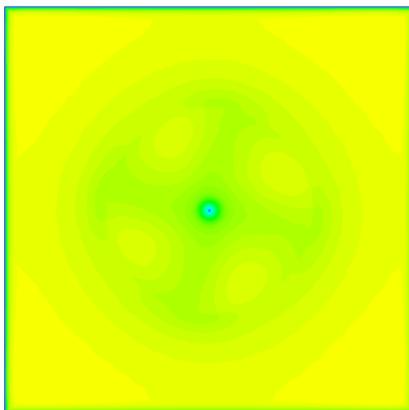
**Figura 4.12 – Orientação do posicionamento dos planos para os perfis de velocidade (Fonte: Autoria própria)**

Nas Figuras abaixo 4.13 a 4.18, são apresentados os planos para os perfis de velocidade da componente axial, através de contornos. O objetivo desta apresentação é verificar a evolução das três componentes, axial, radial e tangencial na entrada e saída do rotor, com um objetivo específico de verificar e comparar a velocidade radial na entrada do rotor com e sem difusor.

É possível observar o aumento de velocidade do escoamento quando o mesmo atinge a turbina envolvida pelo difusor.

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano A

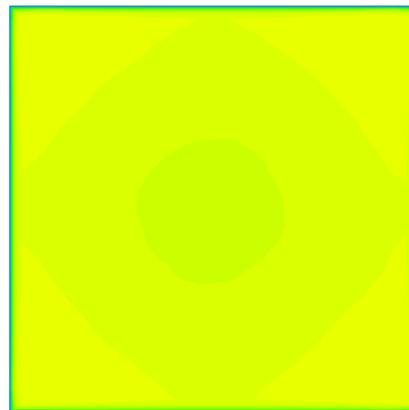
[m s<sup>-1</sup>]



Plano a

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano B

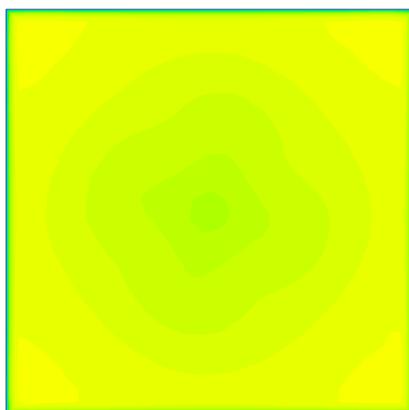
[m s<sup>-1</sup>]



Plano b

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano C

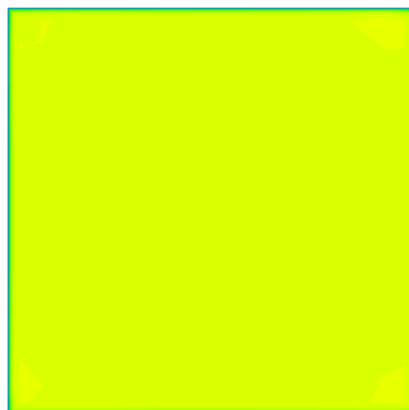
[m s<sup>-1</sup>]



Plano c

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano D

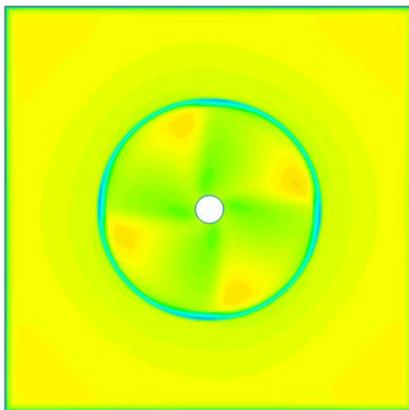
[m s<sup>-1</sup>]



Plano d

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano E

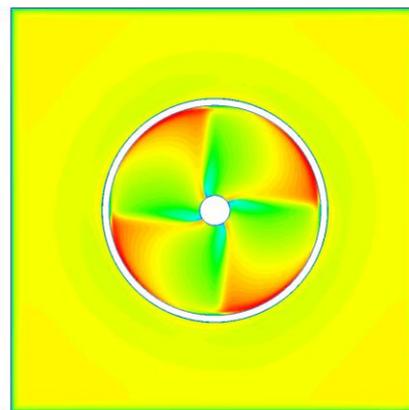
[m s<sup>-1</sup>]



Plano e

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano O Minus

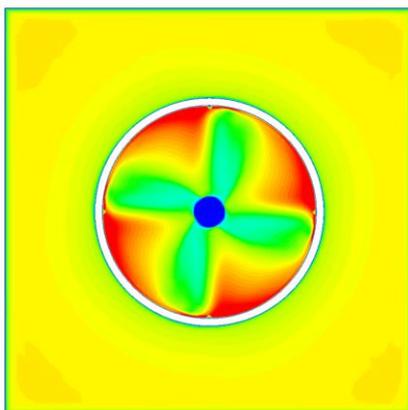
[m s<sup>-1</sup>]



Plano 0-

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano F

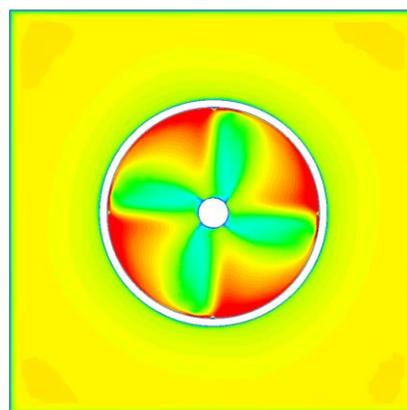
9.796  
9.184  
8.571  
7.959  
7.347  
6.735  
6.122  
5.510  
4.898  
4.286  
3.673  
3.061  
2.449  
1.837  
1.224  
0.612  
0.000  
[m s<sup>-1</sup>]



Plano f

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano O Plus

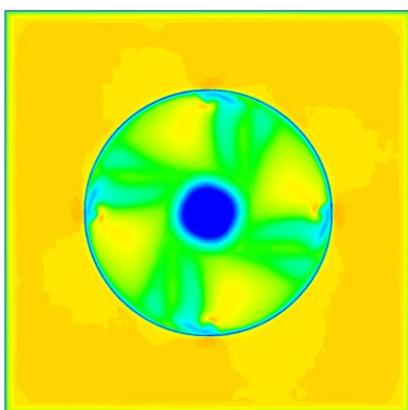
9.796  
9.184  
8.571  
7.959  
7.347  
6.735  
6.122  
5.510  
4.898  
4.286  
3.673  
3.061  
2.449  
1.837  
1.224  
0.612  
0.000  
[m s<sup>-1</sup>]



Plano 0+

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano G

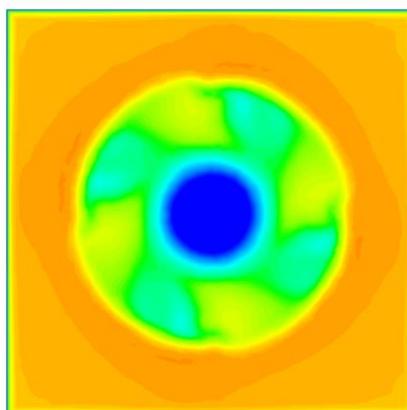
9.796  
9.184  
8.571  
7.959  
7.347  
6.735  
6.122  
5.510  
4.898  
4.286  
3.673  
3.061  
2.449  
1.837  
1.224  
0.612  
0.000  
[m s<sup>-1</sup>]



Plano g

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano H

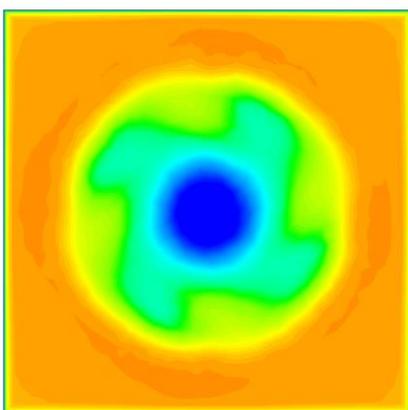
9.796  
9.184  
8.571  
7.959  
7.347  
6.735  
6.122  
5.510  
4.898  
4.286  
3.673  
3.061  
2.449  
1.837  
1.224  
0.612  
0.000  
[m s<sup>-1</sup>]



Plano h

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano I

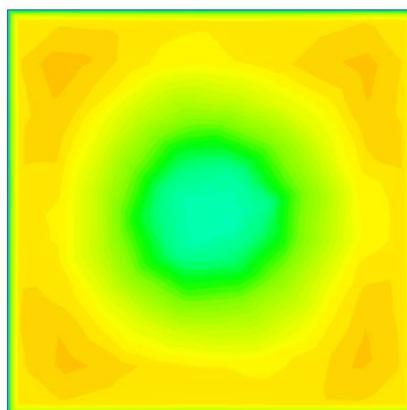
9.796  
9.184  
8.571  
7.959  
7.347  
6.735  
6.122  
5.510  
4.898  
4.286  
3.673  
3.061  
2.449  
1.837  
1.224  
0.612  
0.000  
[m s<sup>-1</sup>]



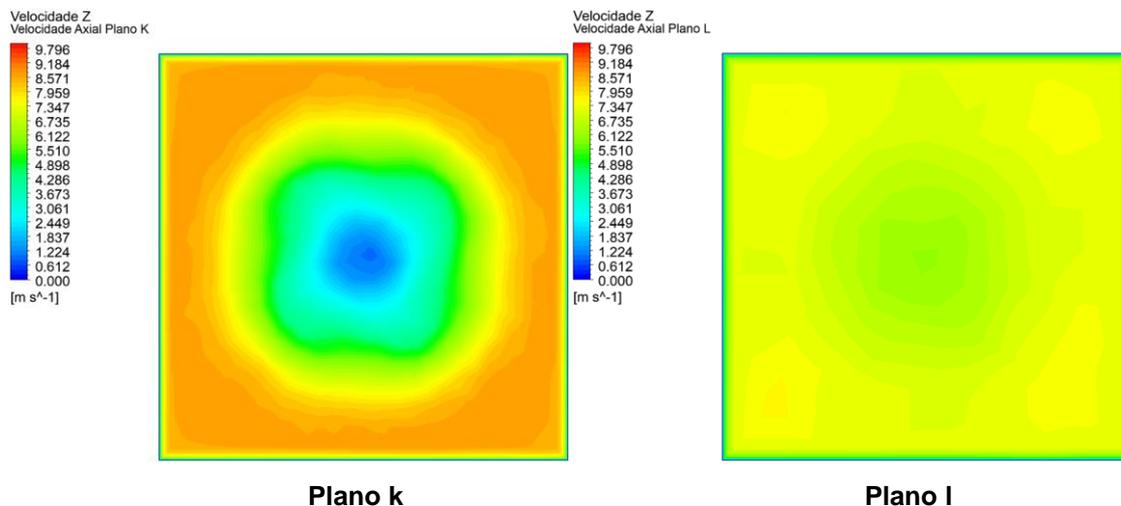
Plano i

Velocidade Z  
Velocidade Axial Plano J

9.796  
9.184  
8.571  
7.959  
7.347  
6.735  
6.122  
5.510  
4.898  
4.286  
3.673  
3.061  
2.449  
1.837  
1.224  
0.612  
0.000  
[m s<sup>-1</sup>]

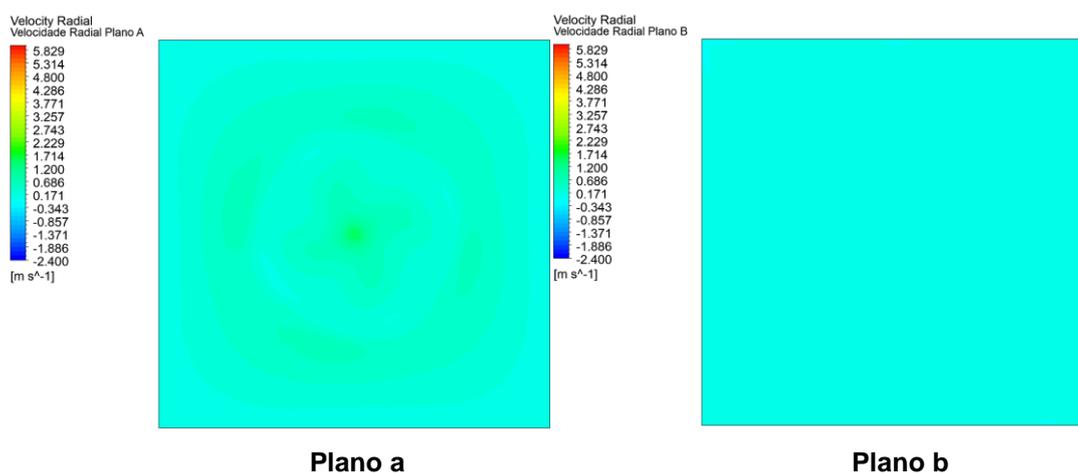


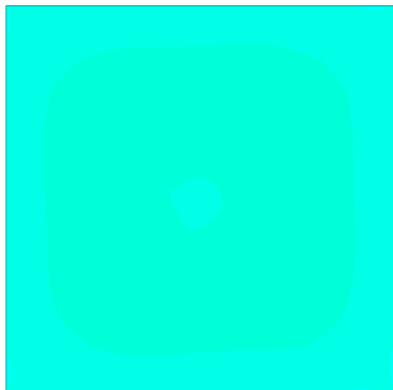
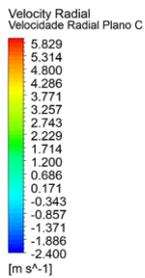
Plano j



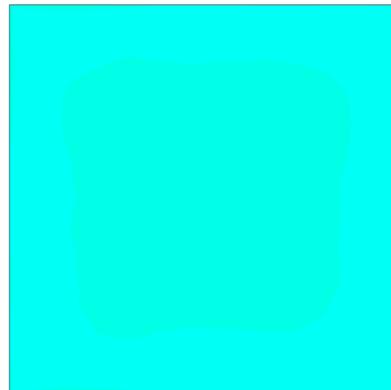
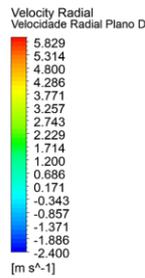
**Figura 4.13 – (a), (b), (c), (d), (e), Componente axial na entrada do rotor. (0-) Plano do bordo de ataque e (0+) Plano do bordo de fuga. (f), (g), (h), (i), (j), (k), (l) Componente axial na saída do rotor (Fonte: Autoria própria)**

Como pode ser observado na Figura 4.13 o escoamento passa por uma forte aceleração na seção do rotor/estator. Na Figura 4.14 abaixo, é apresentada a evolução da componente radial antes e depois do rotor.

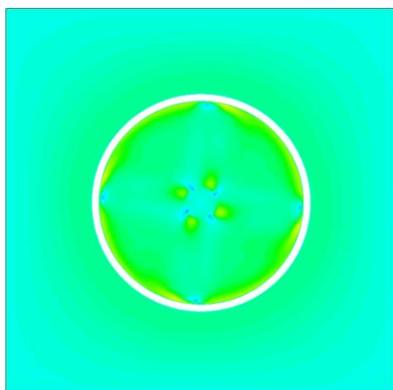
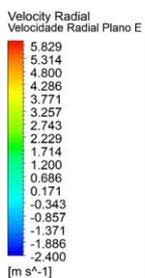




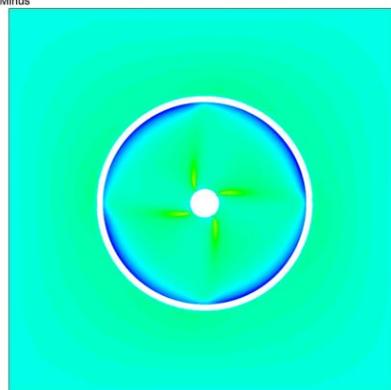
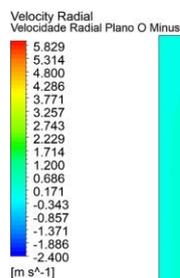
Plano c



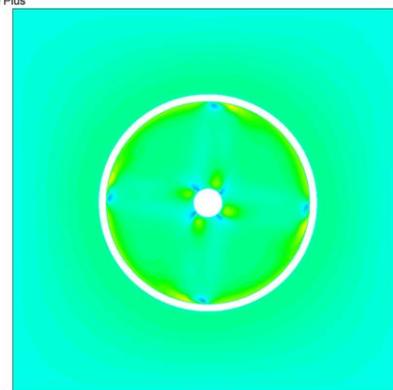
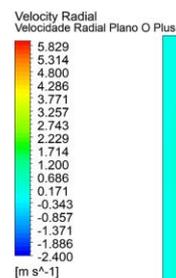
Plano d



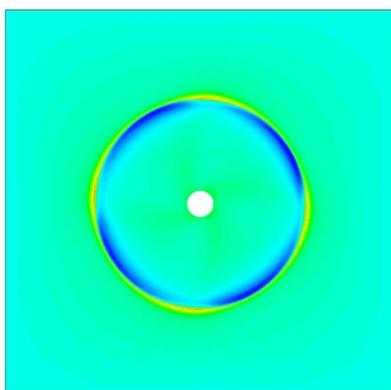
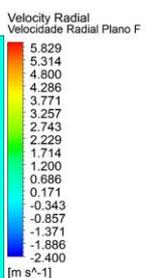
Plano e



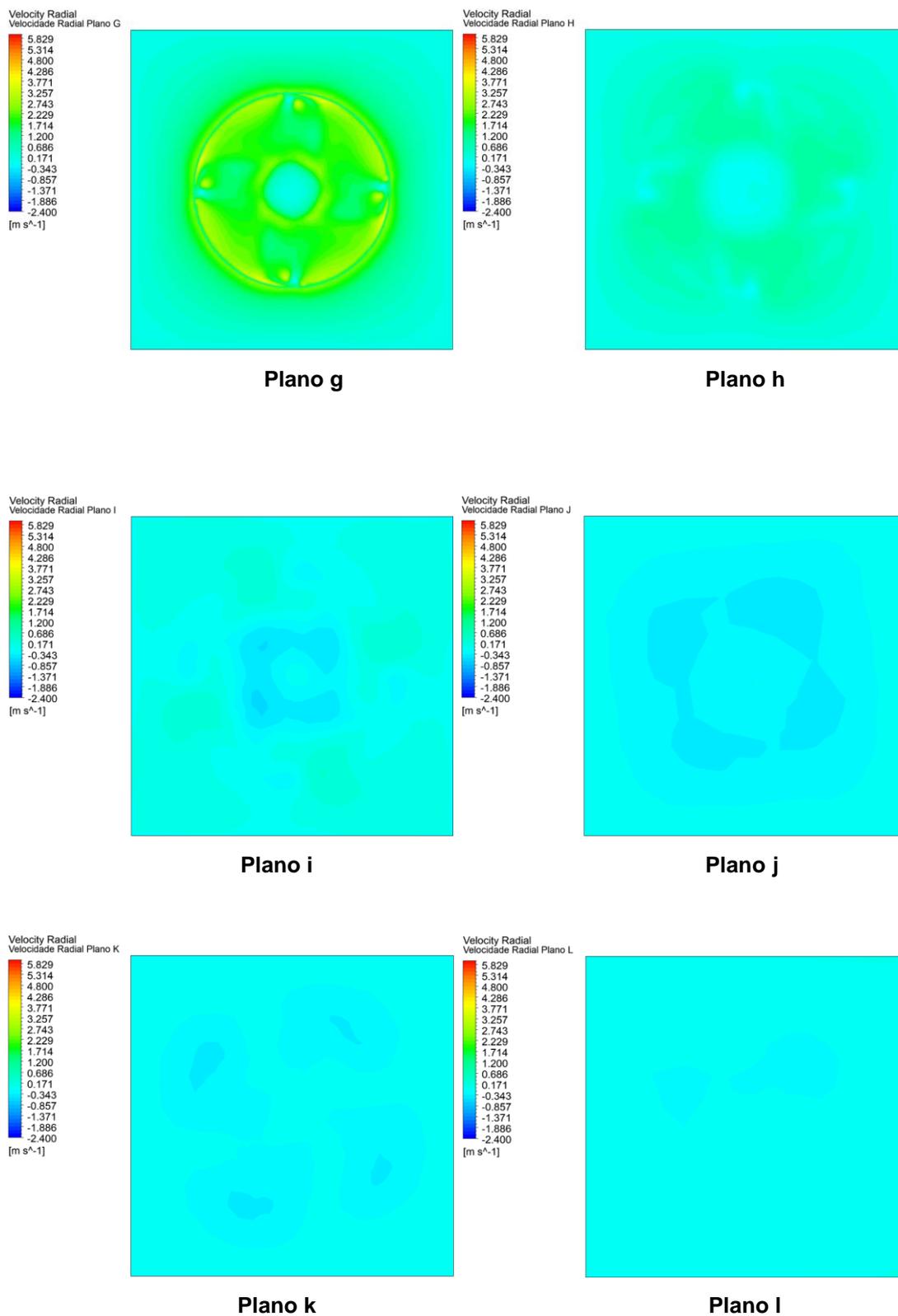
Plano 0-



Plano 0+



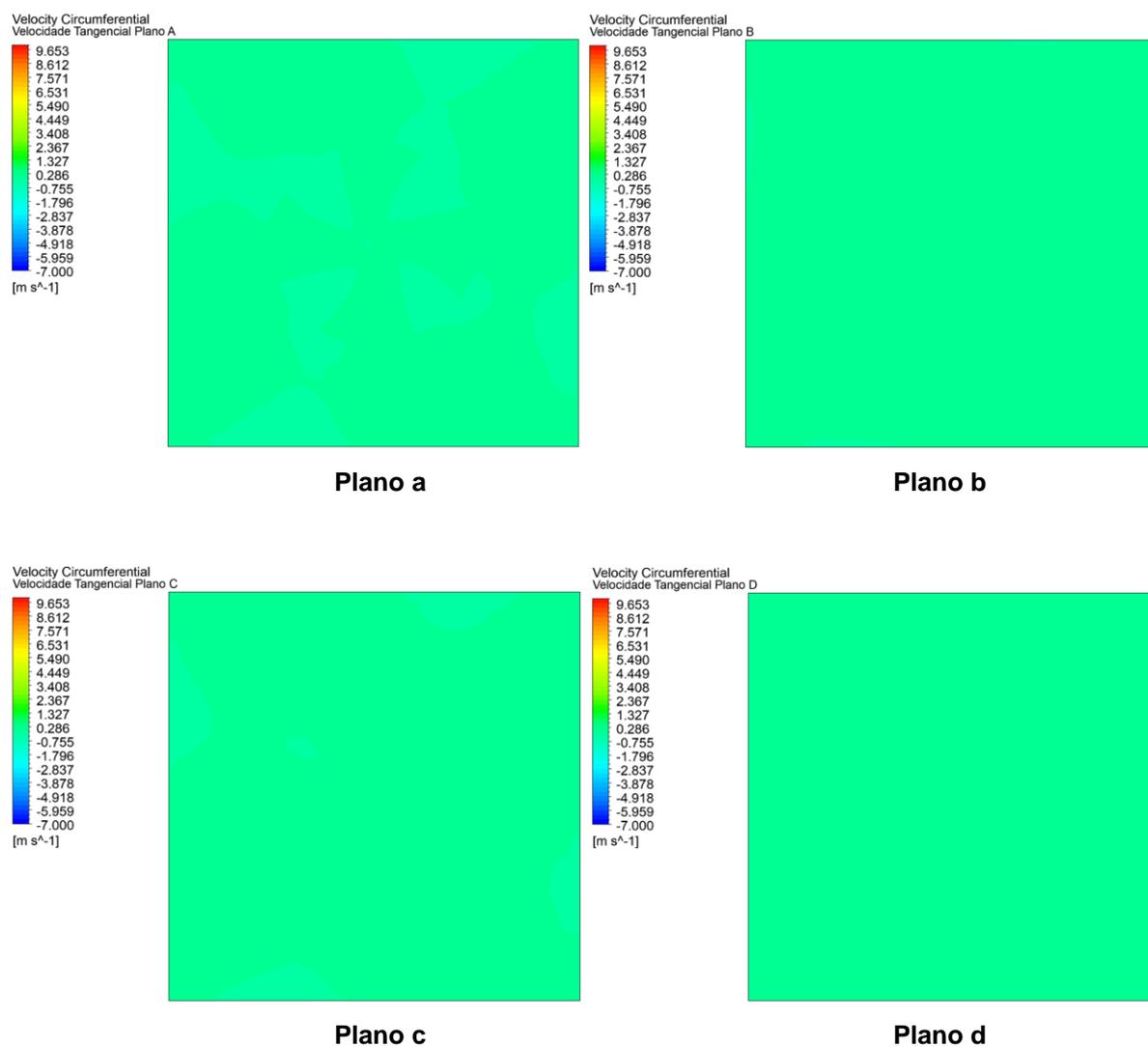
Plano f

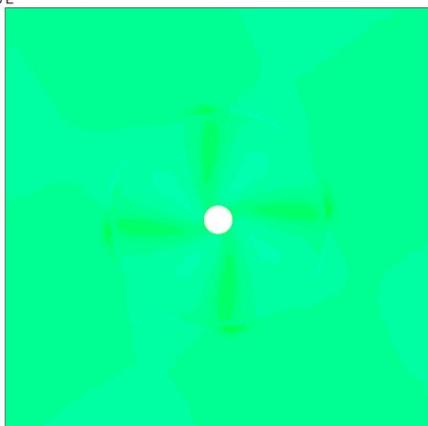
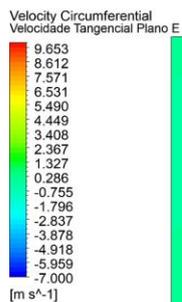


**Figura 4.14 – (a), (b), (c), (d), (e), componente radial na entrada do rotor. (0-) Plano do bordo de ataque e (0+) Plano do bordo de fuga. (f), (g), (h), (i), (j), (k), (l) Componente radial na saída do rotor (Fonte: Autoria própria)**

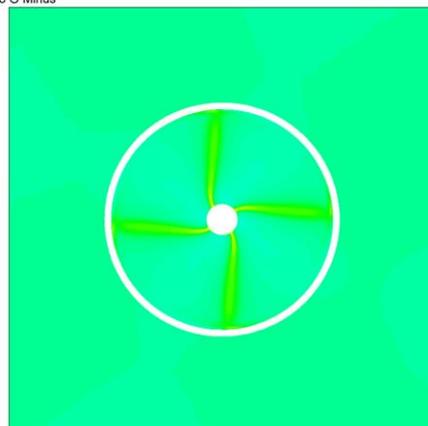
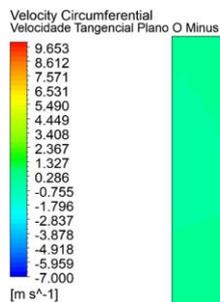
Na Figura 4.14 é importante noticiar a componente radial nas seções próximas ao conjunto rotor/estator, tendo em vista que o método BEM utilizado para projetar o rotor não leva em conta estas componentes.

Na Figura 4.15 abaixo, é apresentada a evolução da componente tangencial antes e depois do rotor.

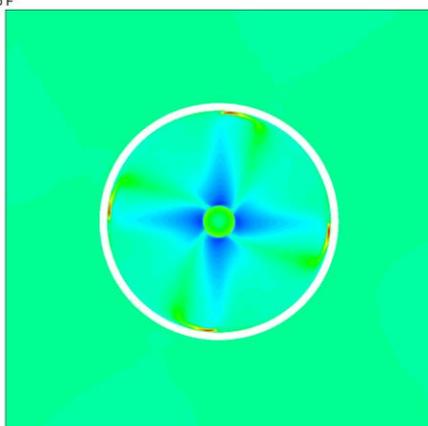
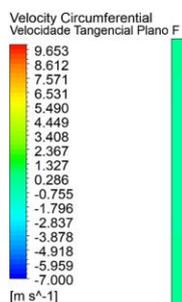




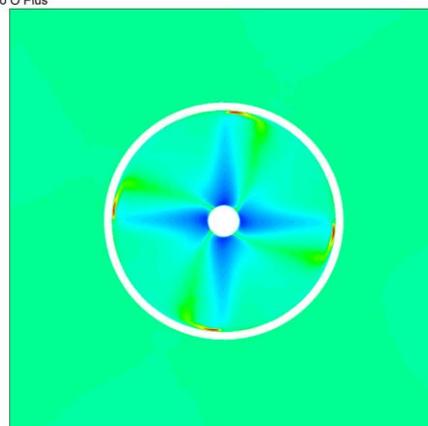
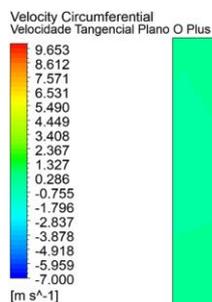
Plano e



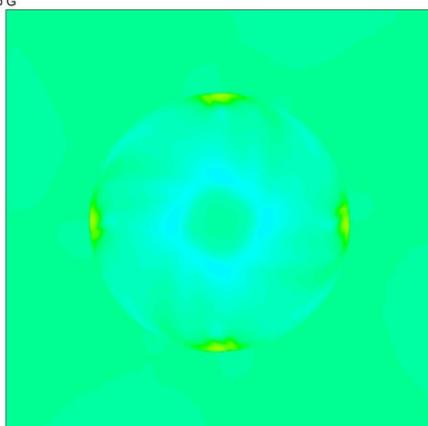
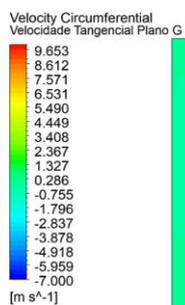
Plano 0-



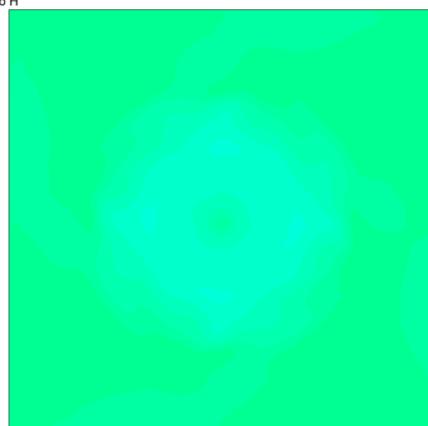
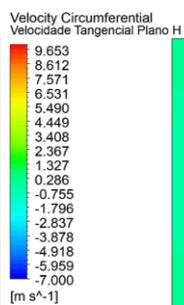
Plano f



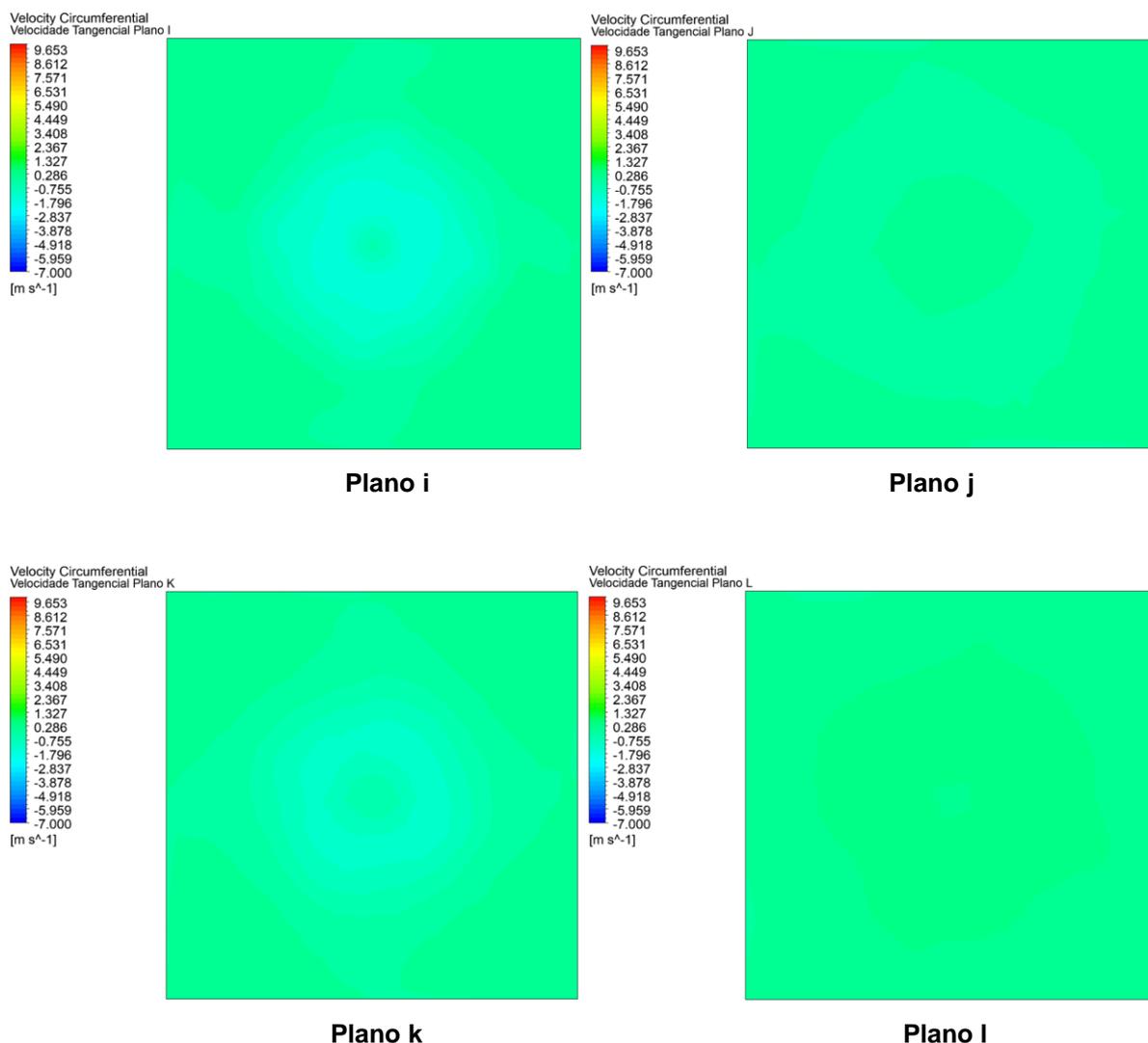
Plano 0+



Plano g



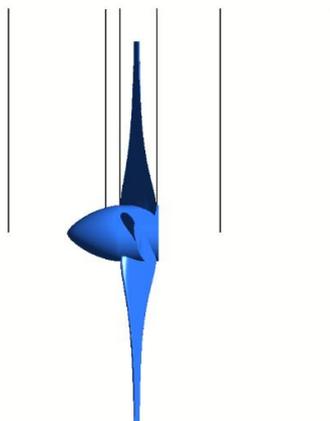
Plano h



**Figura 4.15 – (a), (b), (c), (d), (e), componente tangencial na entrada do rotor. (f) Posição do rotor dentro do difusor. (0-) Plano do bordo de ataque e (0+) Plano do bordo de fuga. (g), (h), (i), (j), (k), (l) Componente tangencial na saída do rotor (Fonte: Autoria própria)**

Na Figura 4.15, é possível observar uma componente circunferencial quase nula. Com o objetivo de compreender ainda mais o comportamento do escoamento antes e depois do rotor com difusor, foram geradas 6 linhas, 3 a montante e 3 a jusante do rotor e plotados alguns pontos para identificação das componentes axiais, radiais e tangenciais.

A Figura 4.16 abaixo exemplifica as posições de criação das linhas, sendo da esquerda para a direita os pontos c, g, e, h, 0-, 0+. Nas mesmas posições das referências da Figura 4.12 de orientação de criação dos planos.



**Figura 4.16 – Orientação das linhas para geração das componentes axiais, radiais e tangenciais**

Na Figura 4.18 abaixo, são apresentadas as componentes das velocidades para cada linha, inclusive o cálculo do vórtice.

Linha C				
r	V <sub>r</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> (m/s)	V <sub>z</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> /r
0,00	0,02	0,00	6,46	0,00
0,05	0,07	-0,01	6,47	-1,37
0,11	0,11	-0,01	6,49	-0,74
0,16	0,15	-0,01	6,53	-0,42
0,21	0,18	-0,01	6,57	-0,24
0,26	0,19	-0,01	6,60	-0,14
0,32	0,20	0,00	6,64	-0,05
0,37	0,21	0,00	6,67	0,06
0,42	0,21	0,01	6,70	0,18
0,47	0,21	0,01	6,73	0,22
0,53	0,21	0,02	6,75	0,27
0,58	0,21	0,02	6,77	0,31
0,63	0,21	0,03	6,79	0,33
0,68	0,21	0,03	6,81	0,28
0,74	0,22	0,03	6,83	0,25
0,79	0,22	0,03	6,85	0,24
0,84	0,23	0,03	6,86	0,22
0,89	0,24	0,02	6,89	0,18
0,95	0,24	0,02	6,91	0,14
1,00	0,24	0,02	6,94	0,11

**Linha C**

Linha E				
r	V <sub>r</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> (m/s)	V <sub>z</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> /r
0,00	1,07	-0,17	5,82	-7,49
0,06	0,81	-0,12	5,63	-3,92
0,13	0,74	0,00	5,59	0,09
0,19	0,71	0,11	5,65	2,57
0,25	0,70	0,23	5,73	4,52
0,31	0,68	0,34	5,87	5,70
0,38	0,66	0,44	5,99	6,63
0,44	0,62	0,50	6,11	6,77
0,50	0,57	0,56	6,26	6,89
0,56	0,53	0,60	6,39	6,77
0,63	0,45	0,63	6,52	6,53
0,69	0,33	0,59	6,67	5,76
0,75	0,11	0,54	6,78	4,84
0,81	-0,35	0,48	6,68	4,04
0,88	0,12	0,46	2,88	3,67
0,94	2,55	0,18	6,84	1,34
1,00	1,30	0,10	7,00	0,69

**Linha E**

Linha O-				
r	V <sub>r</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> (m/s)	V <sub>z</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> /r
0,00	0,45	-1,11	5,06	-50,23
0,06	0,63	-0,84	4,77	-28,41
0,13	0,71	-0,50	4,68	-13,71
0,19	0,76	-0,18	4,70	-4,08
0,25	0,78	0,05	4,79	0,96
0,31	0,80	0,35	4,89	5,88
0,38	0,78	0,54	5,01	8,17
0,44	0,76	0,70	5,19	9,47
0,50	0,74	0,87	5,34	10,79
0,56	0,71	1,02	5,53	11,51
0,63	0,66	1,09	5,70	11,34
0,69	0,63	1,12	6,01	10,90
0,75	0,62	1,10	6,54	9,93
0,81	0,06	1,31	7,80	11,08
0,88	0,00	0,00	0,00	0,00
0,94	0,72	0,10	7,59	0,74
1,00	1,01	0,07	7,31	0,50

Linha O-

Linha O+				
r	V <sub>r</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> (m/s)	V <sub>z</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> /r
0,00	1,17	-6,05	5,46	-273,69
0,06	1,21	-5,47	5,56	-185,50
0,13	1,07	-4,99	5,49	-135,53
0,19	0,95	-4,64	5,49	-105,06
0,25	0,85	-4,30	5,59	-83,36
0,31	0,75	-4,06	5,70	-68,80
0,38	0,72	-3,82	5,89	-57,64
0,44	0,72	-3,62	6,11	-49,19
0,50	0,74	-3,42	6,27	-42,20
0,56	0,81	-3,28	6,55	-37,07
0,63	0,85	-3,16	6,79	-32,96
0,69	0,80	-3,00	7,19	-29,05
0,75	0,65	-2,51	7,92	-22,71
0,81	0,36	-1,31	9,43	-11,12
0,88	0,00	0,00	0,00	0,00
0,94	0,53	-0,07	3,28	-0,54
1,00	1,11	0,00	6,75	0,03

Linha O+

Linha G				
r	V <sub>r</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> (m/s)	V <sub>z</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> /r
0,00	0,03	-0,07	1,85	0,00
0,05	0,12	-0,19	1,72	-25,16
0,11	0,19	-0,34	1,39	-23,23
0,16	0,31	-0,51	0,82	-22,95
0,21	0,61	-0,81	0,39	-27,56
0,26	1,19	-1,47	2,25	-39,81
0,32	1,93	-2,44	4,48	-55,21
0,37	2,13	-2,78	5,54	-53,85
0,42	1,96	-2,56	5,86	-43,36
0,47	1,77	-2,19	5,90	-33,07
0,53	1,64	-1,88	5,98	-25,54
0,58	1,54	-1,63	5,99	-20,09
0,63	1,48	-1,41	6,00	-16,00
0,68	1,47	-1,20	5,94	-12,55
0,74	1,48	-1,11	5,96	-10,74
0,79	1,49	-1,09	6,13	-9,89
0,84	1,48	-1,29	6,85	-10,97
0,89	1,33	-0,86	7,71	-6,87
0,95	0,62	1,21	3,41	9,10
1,00	1,11	3,38	2,16	24,14

Linha G

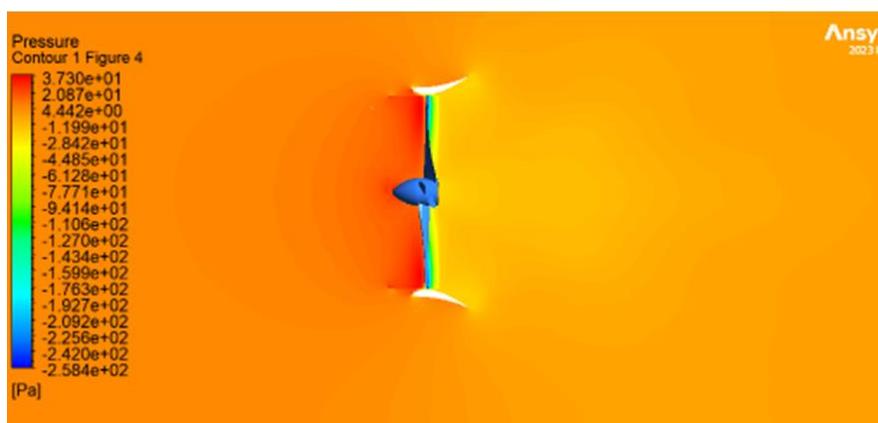
Linha H				
r	V <sub>r</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> (m/s)	V <sub>z</sub> (m/s)	V <sub>tetha</sub> /r
0,00	0,00	-0,36	2,27	0,00
0,05	-0,03	-0,52	2,19	-70,53
0,11	-0,06	-0,79	1,97	-53,86
0,16	-0,07	-0,98	1,66	-44,23
0,21	-0,07	-1,08	1,24	-36,64
0,26	-0,04	-1,13	0,64	-30,63
0,32	0,02	-1,15	0,10	-26,12
0,37	0,14	-1,15	1,01	-22,39
0,42	0,30	-1,22	2,10	-20,73
0,47	0,47	-1,32	3,26	-19,88
0,53	0,72	-1,45	4,58	-19,70
0,58	0,89	-1,51	5,61	-18,65
0,63	0,98	-1,50	6,22	-16,96
0,68	0,95	-1,40	6,39	-14,65
0,74	0,88	-1,32	6,44	-12,78
0,79	0,78	-1,23	6,45	-11,14
0,84	0,66	-1,16	6,44	-9,81
0,89	0,53	-1,07	6,36	-8,55
0,95	0,34	-0,81	5,82	-6,11
1,00	0,13	-0,27	5,34	-1,91

Linha H

Figura 4.18 – (c), (e), (0-) Planos a montante do rotor. (0+), (g), (h) Planos a jusante do rotor (Fonte: Autoria própria),

Importante verificar dos resultados da Figura 4.18 a componente radial presente, e noticiável em todas as linhas, e também o vórtice que não é constante, revelando que o rotor não está em condição de vórtice-livre.

Na Figura 4.19 abaixo, é apresentado o campo de pressão ao longo da sessão de testes e no rotor.



**Figura 4.19 – Distribuição de pressão para o conjunto rotor e difusor (Fonte: Autoria própria)**

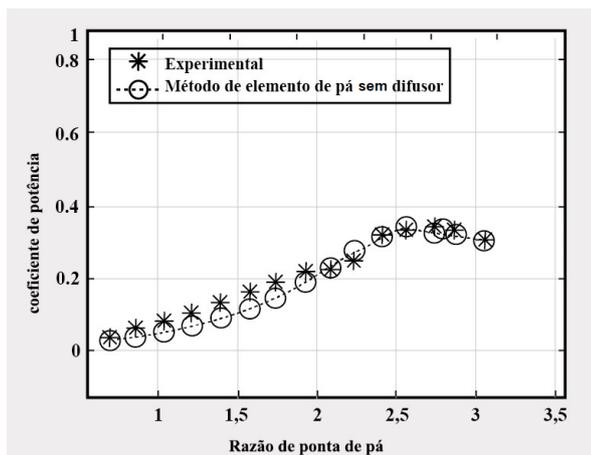
Na Figura 4.19 é possível observar que o campo de pressão em volta do conjunto rotor-difusor sofre uma grande influência, em relação a configuração com apenas o rotor.

## **4.2. Resultado do caso de estudo**

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos numericamente através da metodologia CFD e BEM para as configurações sem e com difusor, para a velocidade de 7 m/s.

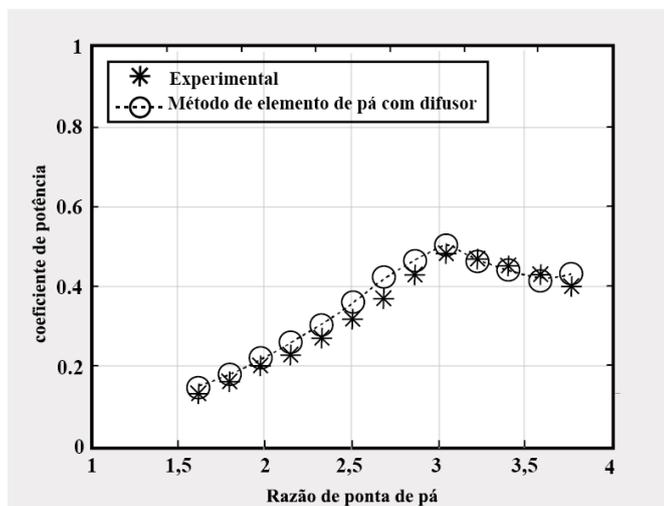
### **4.2.1. Resultados do modelo BEM**

Os resultados obtidos utilizando o método BEM, aplicando o código feito por Rio Vaz et al. (2014), são apresentados nas Figuras abaixo, como a 4.20 em que são apresentados os resultados do modelo experimental em comparação com o método BEM na configuração sem difusor. Ambos resultados convergem validando os resultados.



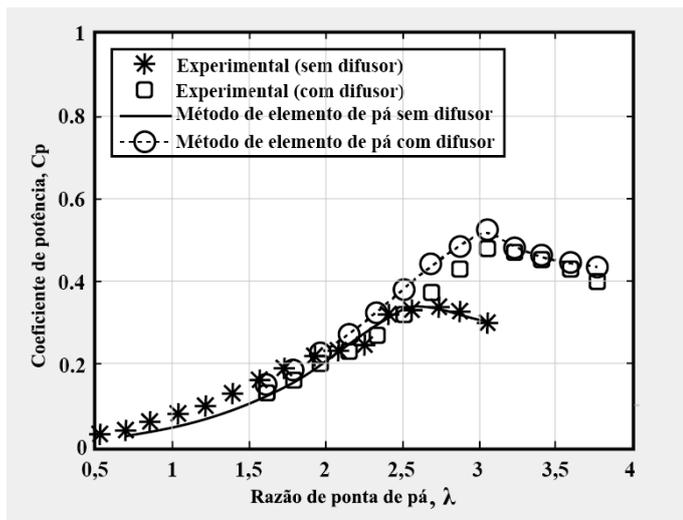
**Figura 4.20 – Comparação dos resultados experimentais e modelo BEM sem difusor  
(Fonte: Autoria própria)**

Os resultados para a configuração com difusor, obteve uma convergência muito boa dos valores de CP em comparação com o experimental, assim como nas análises sem difusor. É possível observar na imagem 4.21 abaixo que para um TSR de 3,2 foi possível obter um coeficiente de potência na ordem de 0.48.



**Figura 4.21 - Comparação dos resultados experimentais e modelo BEM com difusor  
(Fonte: Autoria própria)**

Na figura 4.22 abaixo é apresentado através de um gráfico os 4 resultados obtidos (experimentalmente com e sem difusor e por meio da metodologia BEM com e sem difusor).

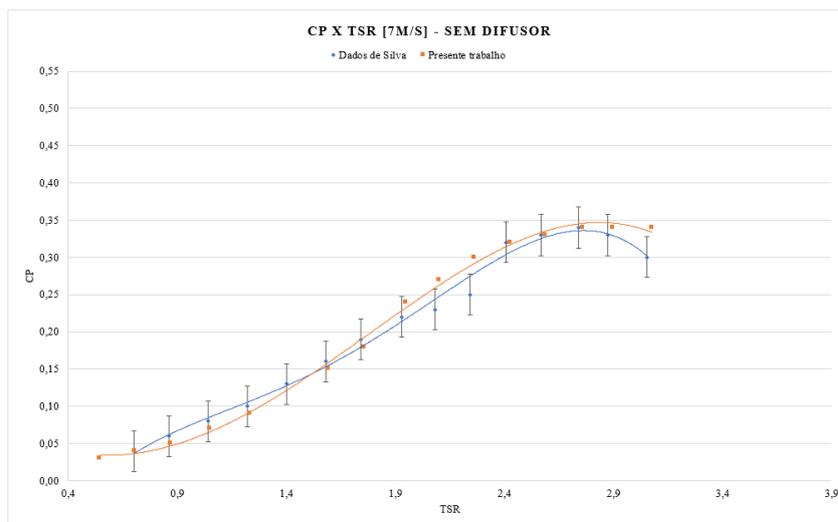


**Figura 4.22 - Comparação dos resultados experimentais e modelo BEM Com e sem difusor (Fonte: Autoria própria)**

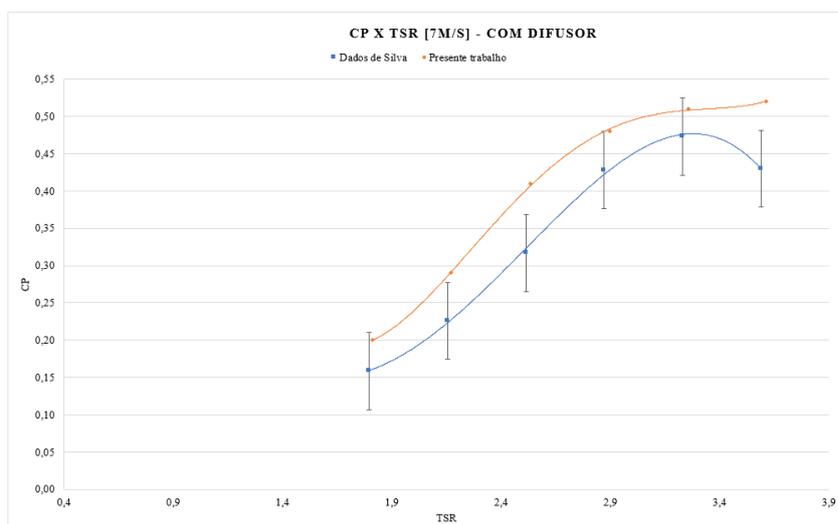
#### 4.2.2. Resultados do modelo CFD

Nesta seção são apresentados os resultados obtidos numericamente através das simulações do modelo reduzido para a velocidade de 7 m/s em CFD, utilizando o software ANSYS CFX. As curvas numéricas apresentadas, mostram boa concordância e podem ser validadas através dos resultados experimentais obtidos no túnel de vento.

Para a velocidade do escoamento de 7m/s, na configuração sem difusor, em 1.525 rpm e  $\lambda=2.737$  foi obtido um coeficiente de 0.33 experimentalmente e 0.48 em 1.800 rpm e um TSR de 3,2 com difusor. As Figuras 4.23 e 4.24 abaixo mostram uma boa convergência entre os resultados experimentais e CFD.



**Figura 4.23 – Curva de potência experimental e CFD sem difusor**



**Figura 4.24 – Curva de potência experimental e CFD com difusor**

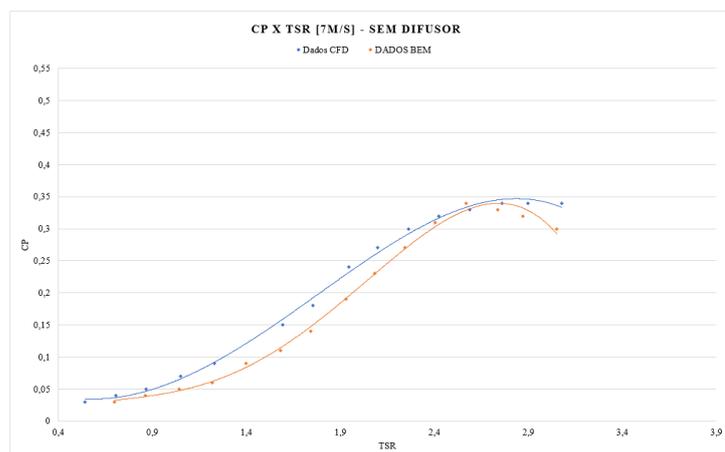
Como pode ser observado nas Figuras 4.23 e 4.24 a diferença entre os resultados numéricos e experimentais são bem mais significativas no conjunto rotor-difusor do que na configuração apenas com o rotor.

### **4.3. Discussão sobre a validade do modelo BEM com difusor**

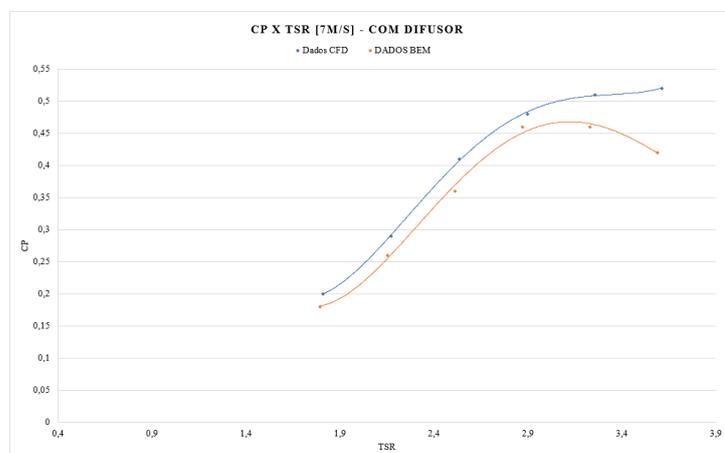
Para validação final da metodologia, foram utilizados os resultados de coeficiente de potência e velocidade de ponta de pá. Foram utilizados os resultados da malha que apresentou melhor desempenho na obtenção das curvas  $C_{p \times TSR}$ . Desta forma, comparações foram realizadas entre o CFD validado para avaliação do método BEM.

Os gráficos 4.25 e 4.26 abaixo, ilustram os resultados das análises CFD do domínio sem o difusor e com difusor em comparação com os dados obtidos no BEM. O máximo valor encontrado do CFD validado foi de  $C_p=0.34$  para um TSR de 2,737 sem difusor. No caso da turbina com o difusor acoplado, o máximo valor encontrado foi de  $C_p=0.50$  para um TSR de 3,258.

É possível observar uma boa concordância nas curvas de desempenho entre os resultados do CFD validado e os dados alcançados no BEM. Para a configuração sem difusor no BEM foi obtido um  $CP=0.34$  para um TSR de 2,567 e para o conjunto com difusor foi obtido um  $CP=0.46$  para um TSR de 3,231. Validando o modelo empregado no presente trabalho e indicando boa capacidade de reprodução da metodologia.



**Figura 4.25 - Gráfico CpxTSR sem difusor (Fonte: Autoria própria)**



**Figura 4.26 – Gráfico CpxTSR com difusor (Fonte: Autoria própria)**

## 5. CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho teve como objetivo avaliar o escoamento em uma turbina eólica de eixo horizontal e 4 pás com um difusor acoplado. Análises em CFD foram realizadas e validadas através de resultados experimentais obtidos por Silva (2018).

O modelo numérico foi capaz de avaliar os efeitos do escoamento, tanto no rotor sem difusor, como em torno do rotor com difusor. Comparações com os resultados experimentais do coeficiente de potência do rotor foram feitas e as componentes do escoamento foram avaliadas, tendo em vista que o método bem considera o escoamento como sendo puramente axial.

Apesar de terem sido observadas componentes radiais no escoamento com o difusor, foi possível observar que essas componentes não tiveram efeito significativo nos resultados obtidos através da metodologia BEM utilizada, que já é estabelecida na literatura.

Os resultados comparativos de  $C_p \times TSR$  para o rotor sem difusor ficaram bem próximos dos resultados experimentais utilizados como comparativo. Os resultados  $C_p \times TSR$  para o rotor com difusor não ficaram com a mesma concordância que os resultados sem o difusor. Uma melhor análise da discretização da camada limite utilizando o método SST pode explicar essa diferença nos resultados.

Como sugestão de trabalhos futuros, é indicado simulações numéricas em CFD e BEM para velocidades de escoamento igual a 6 e 8 m/s e validar com os resultados numéricos com os disponibilizados por Silva (2018).

Uma sugestão para trabalhos futuros também é a realização de simulações com uma melhor discretização da camada limite para verificar o impacto disto nos resultados.

Além de verificações de mudanças na metodologia do BEM na ponta da pá, com velocidades diferentes e em outras rotações, uma vez que o presente trabalho verificou apenas para a velocidade de 7m/s na nominal.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABEEÓLICA. Boletim anual energético por fonte. ABEEólica, 2022, <https://abeeolica.org.br/energia-eolica/dados-abeeolica/?ano=2022>. Acesso em Fevereiro 2023.

ALVES, A. S. G. Análise do Desempenho de Rotores Eólicos de Eixo Horizontal, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Pará, Brasil, 1997.

ASSUNÇÃO PEREIRA, A., Estudo numérico do efeito de um difusor sobre a teoria clássica aplicada a turbinas eólicas. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Pará, Programa de Pos-Graduação em Engenharia Mecânica, 2014.

BRASIL JUNIOR, A. C. P., VIANA, D. M., OLIVEIRA, T. F., MENDES, R. C. F., GARCIA, M., MESQUITA, A. L. A. Conversão de Energia Hidrocinética com Sistema Flutuante Modular. CITENEL, 2017, João Pessoa. Anais do CITENEL 2017. Brasília: ANEEL, 2017. v. 1. p. 1-10.

BARATCHI F., JEANS T.L., GERBER A. G. A modified implementation of actuator line method for simulating ducted tidal turbines. *Ocean. Eng.* 193, 2019.

BARLOW, J. B.; RAE, W. H.; POPE, A. Low-Speed Wind Tunnel Testing. *3rd revised ed.* Nova York: *Wiley-Interscience*, 1999. ISBN 978-0-471-55774-6.

BAHAJ, A. S. et al. Power and thrust measurements of marine current turbines under various hydrodynamic flow conditions in a cavitation tunnel and a towing tank. *Renewable Energy*, v. 32, n. 3, p. 407–426, 2007.

BETZ, A. Wind Energie und ihre Ausnutzung durch Windmuehlen, *Vandenhoeck & Ruprecht, Göttingen, Alemanha*, 1926.

BITTENCOURT, R. M., AMARANTE, O. A. C., SCHULTZ, D. J. e ROCHA, N. A. Sistemas Complementares de Energia Eólica e Hidráulica no Brasil, Congresso CIER 2000, Buenos Aires, nov. 2000.

BLASQUES, L. C. M., PINHEIRO, D. DA C., PINHO, J. T., SILVA, A. e LOWE, J., Caracterização da Potencialidade Eólica e Análise Comparativa entre Diferentes Aerogeradores Para Localidades Costeiras das Regiões Norte e Nordeste do Brasil, III Congresso Brasileiro de Energia Solar - Belém, 21 a 24 de setembro de 2010.

BONTEMPO, R.; MANNA, M. Diffuser augmented wind turbines: Review and assessment of theoretical models. *Applied Energy*, v. 280, p. 115867, 2020.

BONTEMPO, R.; MANNA, M. On the potential of the ideal diffuser augmented wind turbine: an investigation by means of a momentum theory approach and of a free-wake ring-vortex actuator disk model. *Energy Convers Manag*, 213, 2020

EGGLESTON, D. M. e STODDARD, F. S. Wind Turbine Engineering Design, *Van Nostrand Reinhold Company*, Nova York, 1987.

FLETCHER, C. A. J. Diffuser-Augmented wind Turbine Analysis. *7th Australasian Hydraulics and Fluid Mechanics Conference, Brisbane*, 1980.

FROUDE, R. On the part played in propulsion by difference of fluid pressure. *Transactions of the Royal Institution of Naval Architects*, v. 30, p. 390–405, 1889.

GLAUERT H., *The elements of airfoil and airscrew theory*. Cambridge: Cambridge University Press, 1926.

GLAUERT, H., AirPlane Propellers, in *Aerodynamic Theory* ed. W. F. Durand, pp. 169-360, Spring Verlag, 1935.

HANSEN, M. O. L, SORENSEN, N. N. and FLAY, R. G. J. Effect of placing a diffuser around a wind turbine, *Wind Energy*, vol 3, pp207–213, 2000.

HANSEN, M. *Aerodynamics of Wind Turbines: second edition*. 2. ed. [S.I.]: *Earthscan Publications Ltd*, 2008. ISBN 978-1-84407-438-9.

HIBBS, B., RADKEY, R. L., Small Wind Energy Conversion System Rotor Performance Model Comparison Study. Rockwell Int. Rocky Flats Plant, RFP-4074/13470/36331/81-0, 1981.

IEA, Adições anuais de capacidade eólica no Brasil, <https://www.iea.org/data-and-statistics/charts/brazil-annual-wind-capacity-additions-2018-2022-and-average-annual-additions-2023-2025>, Acesso em: Fevereiro de 2023.

IGRA, O. Compact Shrouds for Wind Turbines. *Energy Conversion*.Vol. 16,pp. 149-157, 1977.

IGRA, O. Research and Development for Shrouded *Wind*. *Energy Conv. & Mgmt*. Vol 21, pp 13 to 48, 1981.

JOHN, I. H.; WOOD, D. H.; VAZ, J. R. Helical vortex theory and blade element analysis of multi-bladed windmills. *Wind Energy*, v. 26, n. 2, p. 228–246, 2023. ISSN 1099-1824. <https://onlinelibrary.wiley.com/doi/pdf/10.1002/we.2796>

LILLEY, G. M. ; AND RAINBIRD, W. J. A Preliminary Report on the Design and Performance of Ducted Windmills. Technical Rep. CA119, *The British Electrical and Allied Industries Research Association*,Grã-Bretanha, 1957.

MENTER, F. Zonal two equation k-w turbulence models for aerodynamic flows. In: *Fluid Dynamics and Co-located Conferences*. [S.I.]: American Institute of Aeronautics and Astronautics, 1993.

MEDEIROS G. T. Estudo experimental sobre a influência da altura do rotor em relação ao solo e a rugosidade do terreno no desempenho de turbinas de eixo horizontal. Dissertação de Mestrado em ciências mecânicas Departamento de Engenharia Mecânica, UNB, 2023.

NUNES, M. M.; BRASIL JUNIOR, A. C. P.; OLIVEIRA, T. F. Systematic review of diffuser-augmented horizontal-axis turbines, *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, Elsevier, vol. 133(C), 2020.

OMAN, R. A., Foreman, K. M. and Gilbert, B.L. A Progress Report on the Diffuser Augmented Wind Turbine, Proc., 3rd *Biennial Conference and Workshop on Wind Energy Conversion Systems*, Washington, D. C., USA, 1975.

OMAN, R. A., FOREMAN, K. M. AND GILBERT, B. L. Diffuser Augmented Wind Turbine, *Solar Energy*, Vol. 20, pp. 305-311, 1977.

PHILLIPS, D. G. An Investigation on Diffuser Augmented Wind Turbine Design. *Department of Mechanical Engineering School of Engineering. The University of Auckland* Tese de Doutorado. Auckland, 2003.

RANKINE, W. J. M., On the Mechanical Principles of the Action of Propellers, *Transactions, Institute of Naval Architects*, Vol. 6, p. 13, 1865.

GLOBAL WIND ENERGY COUNCIL. "Relatório Global de Vento." GWEC, <https://gwec.net/gwecs-latest-reports/>. Accessed February 2023.

REZEK, T. J.; CAMACHO, R.G.R.; MANZANARES FILHO, N. A novel methodology for the design of diffuser-augmented hydrokinetic rotors. *Renewable Energy*, 2023.

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 Conversion and Management*, v. 1, p. 1-8, 2014.

RYI, J. et al. Blockage effect correction for a scaled wind turbine rotor by using wind tunnel test data. *Renewable Energy*, v. 79, p. 227–235, jul. 2015. ISSN 0960 1481.

SANDERSE, S. P. V. d. P. B.; KOREN, B. Review of computational fluid dynamics for wind turbine wake aerodynamics. *Wind Energ.* 2011; 14:799–819, 2011.

SILVA, A. J. C. Estudo experimental e numérico de uma turbina eólica de eixo horizontal em escala reduzida com e sem difusor. Orientador: André Luiz Amarante Mesquita. 2018. 109 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Campus Universitário de Tucuruí, Universidade Federal do Pará, Tucuruí, 2018.

SOETHE, V. L., SOUZA, L. F. D., DEYNA, A. Projeto e Construção de um Túnel de Vento Didático, XXXIX Congresso Brasileiro de Educação em Engenharia, 2011.

VAN DORST, F. A. An Improved Rotor Design for Diffuser Augmented Wind Turbine, M.Sc. Thesis, *Faculty of Aerospace Engineering, Delft University of Technology*, 2011.

VAZ J. R. P. Estudo de turbinas eólicas adaptadas a baixas velocidades de vento. Tese de Doutorado em Engenharia Elétrica, UFPA, 2010.

VITERNA, L. A. e CORRIGAN R. D. Fixed Pitch Rotor Performance of Large Horizontal Axis Wind Turbines, *Proceedings, Workshop on Large Horizontal Axis Wind Turbines, NASA CP-2230, DOE Publication CONF-810752, Cleveland, OH: NASA Lewis Research Center*, pp. 69-85, 1981.

WILCOX, D.C. Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models. *AIAA Journal*, 26, 1299-1310, 1988.

WILSON, R. E., LISSAMAN, P. B. S., *Applied Aerodynamics of Wind Power Machines, Oregon State University, Report No NSF-RA-N-74-113*, 1974.

## APENDICE A

Marianela (2016), descreve em sua dissertação de mestrado o equacionamento para o BEM. Assim, a figura A.1 abaixo representa o tubo de corrente através do rotor.

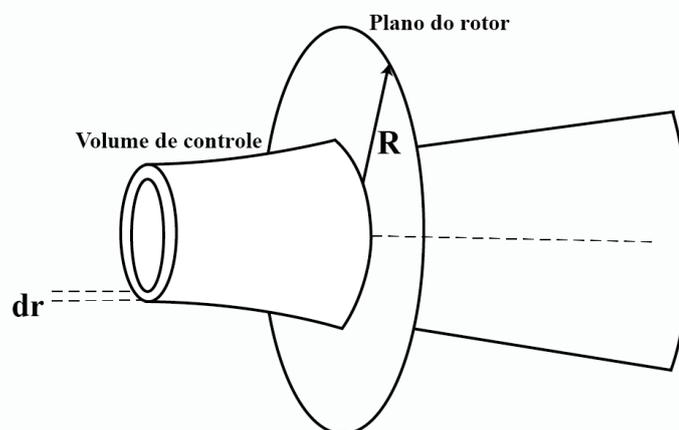


Figura A.1 – Tubo de corrente através do rotor. Fonte: adaptado de (HANSEN, 2008)

De acordo com a Figura A.1 acima, é possível obter a força axial atuante no disco,  $dT$ , de área igual a  $2\pi r dr$ , no plano do rotor. Assim, é obtida a equação da conservação da quantidade de movimento

$$dT = (u_{\infty} - u_w) dm' = 2\pi r \rho u_d (u_{\infty} - u_w) dr \quad (\text{A.1})$$

É obtido, também, o torque,  $dM$ , que é equivalente à taxa de variação do momento angular no elemento  $dr$ , de forma que

$$dM = \rho dA_d u_d u_{\theta} r \quad (\text{A.2})$$

Considerando, assim, conforme a teoria BEM, cada elemento do volume de controle independente do outro, cada seção pode ser analisada separadamente. As forças atuantes sobre as seções são calculadas mediante os coeficientes de arrasto e sustentação considerando o ângulo de ataque em cada seção da pá, em que

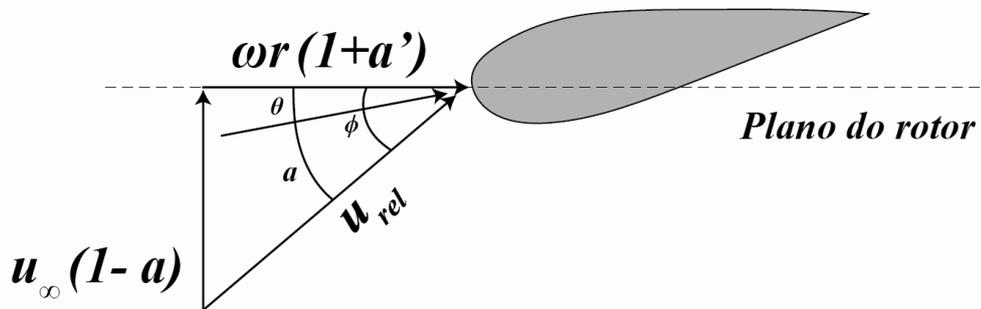
$$\alpha = \phi - \theta \quad (\text{A.3})$$

e,

$$\tan\phi = \frac{(1-a)u_\infty}{(1+a')\omega r} \quad (\text{A.4})$$

Em que  $\theta$  é o ângulo de passo, *pitch*, situado entre a corda e o plano do rotor,  $\phi$  é o ângulo de entrada do escoamento localizado entre o plano de rotação e a velocidade relativa  $u_{rel}$  e  $\alpha$  é o ângulo de ataque.

A figura A.2 abaixo, representa o triângulo de velocidades na pá.



**Figura A.2 – Triângulo de velocidades na pá. Fonte: Adaptado de Hansen (2008)**

Em uma análise 2-D as componentes da força aerodinâmica que o escoamento exerce no aerofólio podem ser decompostas em força normal e tangencial, que são determinadas por projeções das forças de sustentação e arrasto, tal que

$$p_n = F_L \cos\phi + F_D \sin\phi \quad (\text{A.5})$$

e,

$$p_t = F_L \sin\phi + F_D \cos\phi \quad (\text{A.6})$$

Desta forma, as equações (A.5) e (A.6) podem ser escritas de forma adimensional de tal forma que,

$$C_n = C_L \cos\phi + C_D \sin\phi \quad (\text{A.7})$$

e,

$$C_t = C_L \sin\phi + C_D \cos\phi \quad (\text{A.8})$$

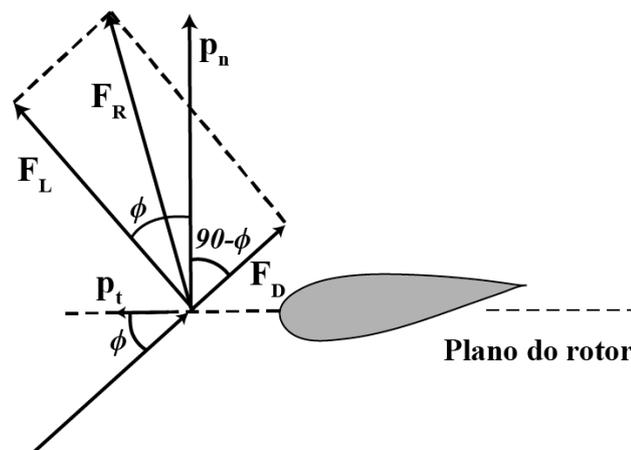
Em que,

$$C_n = \frac{p_n}{\frac{1}{2}\rho u_{rel}^2 c} \quad (\text{A.9})$$

e,

$$C_t = \frac{p_t}{\frac{1}{2}\rho u_{rel}^2 c} \quad (\text{A.10})$$

Na figura A.3 abaixo é representado as forças locais na pá



**Figura A.3 – Forças locais na pá. Fonte: Adaptado de Hansen (2008)**

Através da imagem A.3 é possível obter as relações geométricas,

$$u_{rel} \sin\phi = u_\infty (1 - a) \quad (\text{A.11})$$

e,

$$u_{rel} \cos\phi = \omega r (1 - a') \quad (\text{A.12})$$

A força axial e o torque de um elemento infinitesimal  $dr$  no volume de controle podem ser calculadas como:

$$dT = Bp_n dr \quad (\text{A.13})$$

e,

$$dM = rBp_t dr \quad (\text{A.14})$$

Em que  $B$  é o número de pás e  $r$  a posição radial no volume de controle. Desta forma, combinando as equações (A.8), (A.9) e (A.10), a força axial pode ser expressa como,

$$dT = \frac{1}{2} \rho B \frac{u_\infty^2 (1-a)^2}{\sin^2 \phi} c C_n dr \quad (\text{A.15})$$

E, o torque pode ser expresso através da associação das equações (A.7), (A.9) e (A.10)

$$dM = \frac{1}{2} \rho B \frac{u_\infty (1-a) \omega r (1+a')}{\sin \phi \cos \phi} c C_t dr \quad (\text{A.16})$$

Dessa forma, igualando o coeficiente de potência e (A.10) é possível obter uma expressão para o fator de indução axial  $a$ ,

$$a = \frac{1}{\frac{4 \sin^2 \phi}{\sigma C_n} + 1} \quad (\text{A.17})$$

Em que  $\sigma$  é a solidez definida como a fração da área anular no volume de controle que é varrida pelas pás,

$$\sigma(r) = \frac{c(r)B}{2\pi r} \quad (\text{A.18})$$

Como  $c(r)$  é a corda local,  $r$  a posição radial do volume de controle e  $B$  o número de pás do rotor, podemos igualando as equações, (A.1) e (A.13) obter uma equação para  $a'$

$$a' = \frac{1}{\frac{4\sin\phi\cos\phi}{\sigma C_t} - 1} \quad (\text{A.19})$$

Assim, com todas as equações obtidas do modelo BEM o algoritmo pode ser organizado em 8 passos.

1. Arbitram-se valores para  $a$  e  $a'$ ;
2. Calcula-se o Angulo  $\phi$  usando a equação (A.14);
3. Calcula-se o Angulo de ataque local
4. Leem-se valores conhecidos de  $C_L(\alpha)$  e  $C_D(\alpha)$ ;
5. Calcula-se  $C_n$  e  $C_t$  das equações (A.6) e (A.7);
6. Calcula-se  $a$  e  $a'$  das equações (A.16) e (A.18);
7. Se  $a$  e  $a'$  tiverem variação maior de uma certa tolerância, retorna-se ao passo 2, senão, termina-se o processo;
8. Calculam-se as forças locais nas seções do rotor.

Ressalta-se que para obter bons resultados é necessário aplicar duas correções no algoritmo, a primeira correção de Prandtl e depois a de Glauert (1935).