

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO EXPERIMENTAL EM TÚNEL DE VENTO DE DIFUSORES PARA TURBINAS

Por,

Helson J. A. Albernaz Filho

Brasília, 28 de outubro de 2018

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

Engenharia Mecânica

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ESTUDO EXPERIMENTAL EM TÚNEL DE VENTO DE DIFUSORES PARA TURBINAS

Por,

Helson J. A. Albernaz Filho

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico

Banca Examinadora

Taygoara Felamingo de Oliveira, UnB/ENM (Orientador) _____

Antônio Cesar Pinho Brasil Júnior, UnB/ENM _____

Rafael Castilho Faria Mendes , UnB/ENM _____

Brasília 28 de outubro de 2018

"Talvez não tenha conseguido fazer o melhor, mas lutei para que o melhor fosse feito. Não sou o que eu deveria ser, não sou o que eu irei ser... mas graças a Deus, não sou o que eu era antes."

Martin Luther King Jr.

Agradecimentos

A Deus, que sempre me deu saúde e condições de fazer um bom curso, me possibilitando obter o título de bacharel em engenharia mecânica em uma das melhores universidades do país.

Ao meu pai, Helson, de quem herdei meu nome, que, mesmo em momentos difíceis, sempre esteve me apoiando e dando o suporte necessário para que eu pudesse fazer um bom curso, sempre me ensinando valores que levo pra vida, como caráter, gratidão, respeito. A minha mãe, Roseli, que nunca reclamava das vezes que eu mandava mensagem pedindo dinheiro para imprimir trabalhos da faculdade, para comprar livros acadêmicos, me dando todas possibilidades de fazer um curso bem feito. Pais, amo vocês.

A minha linda namorada, Gabi, que sempre me deu apoio, não me deixava desanimar, topava estudar comigo aos domingos só para me fazer estudar, sempre tendo muito orgulho de mim e muita confiança de que eu faria um bom final de curso, um bom Projeto de Graduação e de que serei um bom profissional. Gabi, eu te amo.

Aos meus amigos e irmãos que a engenharia mecânica me deu a honra de escolher –Pellê, Reizinho, Samuel, Avô, Viny, Rodolfo e Rebelo–, sem vocês o curso não teria sido o mesmo, sem nossas piadas, apostas, churrascos, estudos juntos. Espero que nossa amizade continue cada vez mais forte e com mais churrascos.

Ao meu professor e amigo, Ivan, que com suas aulas no cursinho começou a despertar meu interesse pela engenharia mecânica, até que finalmente ele conseguiu me convencer a fazer esse curso e me ajudou, inclusive quando precisei de uma ajuda nas equações de Navier-Stokes, em mecânica dos fluidos 2.

Aos meus professores, que ajudaram em minha formação, não apenas com conteúdo acadêmico, mas também com experiência de vida, me fazendo crescer como pessoa, como estudante e como engenheiro. Em especial aos professores Francisco Ricardo da Cunha, que com suas aulas cheias de demonstrações densas e complexas, que extrapolavam o horário da aula, despertou o meu interesse na mecânica dos fluidos e Taygoara Oliveira, meu orientador, que sempre de forma extrovertida e paciente esteve presente me aceitando como seu aluno de projeto de graduação, me dando todo o auxílio necessário para que o projeto fosse feito, me dando conselhos sobre o futuro e sendo um dos melhores professores que tive durante minha graduação.

Ao Rafael, membro da banca examinadora mas também meu orientador nesse trabalho. Sempre disposto a me ajudar, me dar ideias e me animar a fazer um trabalho bem feito.

Aos funcionários da Universidade de Brasília, pelos serviços prestados sempre proporcionando ambientes limpos e cuidados. Aos técnicos do SG-09 e do Bloco G (Filipe, Xavier, Mestre) que sempre com boa vontade me ajudaram emprestando ferramentas, dando dicas, usinando peças, resolvendo problemas que eu mesmo havia criado (desde desparafusar um parafuso que entrou atravessado até dar ideias de como realizar os experimentos).

Resumo

Um difusor hidrodinâmico ou aerodinâmico pode elevar a eficiência de geração de uma turbina através de um aumento do fluxo de massa através da turbina. Considerando essa possibilidade, o presente trabalho tem o objetivo de estudar o difusor Lens CII para turbinas de eixo horizontal, instalado em uma turbina do tipo HK-10 com um rotor de 4 pás. Serão produzidos elementos que permitam estimar como tais difusores podem elevar a taxa de conversão de energia de turbinas eólicas e como esse dispositivo afeta o campo de pressão e velocidade do escoamento e, conseqüentemente, a potência gerada pela turbina. Testes em túnel de vento são realizados com objetivos de tomadas de pressão e velocidade.

Palavras-chaves: Difusores hidrodinâmicos, Turbinas de eixo horizontal.

Abstract

A hydrodynamic or aerodynamic diffuser can increase power generation by increasing the mass flow through the turbine. Considering this possibility, this work has the objective of studying the Lens CII diffuser for horizontal axis turbines, installed on a HK-10 turbine with a 4-blade rotor. Elements will be produced that allow to estimate how such diffusers can raise the energy conversion rate of wind turbines and how this device affects the pressure field and flow velocity and, consequently, the power generated by the turbine. Wind tunnel tests are made out in order to measure pressure and velocity.

Key-words: Shroud Diffuser, Horizontal axis turbines.

Lista de Figuras

Figura 1 – Oferta interna de energia elétrica. (MME.GOV.BR, 2018)	2
Figura 2 – Turbina eólica do tipo <i>on-shore</i> . (ARCHIEXPO.COM,2018)	3
Figura 3 – Custo estimado para rotores convencionais de turbinas eólicas. (IGRA, 1980)	5
Figura 4 – Difusores eólicos instalados em turbinas eólicas. (NETLELAND.NET,2014)	5
Figura 5 – Modelo de um disco atuador e tubo de corrente. Adaptado de (BURTON et al., 2011)	12
Figura 6 – Variação de C_p e C_T em função do fator de indução a	15
Figura 7 – Exemplo de uma curva C_p x TSR	16
Figura 8 – Esquema dos efeitos de um difusor. Adaptado de (ABE; OHYA, 2004)	18
Figura 9 – Difusor flangeado Lens CII cedido pelo LEA-UnB.	22
Figura 10 – Efeito das flanges no difusor. Adptado de (OHYA; KARASUDANI, 2010)	23
Figura 11 – Dimensões básicas do difusor utilizado no trabalho.	23
Figura 12 – Difusor montado no túnel de vento.	24
Figura 13 – Vistas lateral e frontal, com dimensões em metros, do túnel de vento do LEA - UnB.	25
Figura 14 – Túnel de vento do LEA - UnB.	26
Figura 15 – Difusor fixado no túnel de vento.	28
Figura 16 – Tubo de Pitot esquematizado.	29
Figura 17 – Manômetro de coluda d’água inclinado do LEA - UnB.	29
Figura 18 – Tubo de Pitot usado no trabalho.	30
Figura 19 – Curva de velocidade vs comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 11,3 \text{ m/s}$	35
Figura 20 – Curva de velocidade vs comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 9,4 \text{ m/s}$	36
Figura 21 – Comparação da variação da velocidade ao longo do eixo x do difusor para diferentes velocidades do escoamento não perturbado.	36
Figura 22 – Curva de velocidade vs comprimento em y para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 8,2 \text{ m/s}$	37

Figura 23 – Curva de velocidade v vs comprimento em y para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 9,4 \text{ m/s}$	38
Figura 24 – Comparação da variação da velocidade ao longo do eixo y do difusor para diferentes velocidades do escoamento não perturbado na entrada do difusor ($x = 0$).	39
Figura 25 – Curva de pressão estática v vs comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 11,3 \text{ m/s}$	40
Figura 26 – Curva de pressão estática v vs comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 9,4 \text{ m/s}$	41
Figura 27 – Comparação da variação da pressão estática ao longo do eixo x do difusor para diferentes velocidades do escoamento não perturbado.	42
Figura 28 – Curva de pressão estática v vs comprimento em y para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 8,2 \text{ m/s}$	43

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Grandezas medidas com o escoamento com velocidade $U = 8m/s$	31
Tabela 2 – Grandezas medidas com o escoamento com velocidade $U = 8,2m/s$. . .	31
Tabela 3 – Grandezas medidas com o escoamento com velocidade $U = 9,4m/s$. . .	31
Tabela 4 – Valores de pressão e temperatura do laboratório nos dias em que os ensaios foram realizados.	34
Tabela 5 – Valores calculados para os coeficientes propostos por (IGRA, 1980). . .	44
Tabela 6 – Cronograma de atividades para o segundo semestre de 2018.	46

Lista de abreviaturas e siglas

OIEE	Oferta Interna de Energia Elétrica
FERC	<i>Federal Energy Regulatory Commission</i>
INPA	Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia
CFPR	<i>Carbon Fiber-Reinforced Polymer</i>
LEA - UnB	Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília

Lista de símbolos

Símbolo	Descrição	Unidade
C_{pr}	Coefficiente de recuperação de pressão	1
C_{ps}	Coefficiente de pressão de descarga do difusor	1
C_P	Coefficiente de potência	1
C_T	Coefficiente de empuxo	1
ρ	Massa específica	kg/m
U	Velocidade do escoamento não perturbado	m/s
u	Velocidade do escoamento	m/s
A	Área	m
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
a	Fator de indução do fluxo axial	1
T	Força empuxo axial	N
p	Pressão	n/m
g	Aceleração da gravidade local	m/s ²
h	Altura da haste	m
P	Potência	W
Q	Vazão volumétrica	m/s
η	Eficiência do difusor	1

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contextualização e Motivação	1
1.2	Turbinas de Eixo Horizontal	3
1.3	Difusores	4
1.4	Objetivos	7
1.4.1	Objetivo Principal	7
1.4.2	Objetivos Específicos	7
1.5	Organização do Trabalho	8
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	9
3	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	11
3.1	Turbinas de Eixo Horizontal	11
3.1.1	Teoria do Disco Atuador	11
3.2	Teoria sobre Difusores	17
3.2.1	Difusor Lens CII	22
4	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	25
4.1	Túnel de Vento	25
4.2	Técnicas Experimentais	26
4.2.1	Procedimentos Realizados	27
4.2.2	Instalação do Sistema Turbina-Difusor	28
4.2.3	Tomadas de Pressão	28
4.2.4	Ensaio Realizados	30
4.3	Análise do Erro Experimental	31
5	RESULTADOS E DISCUSSÕES PRELIMINARES	33
5.1	Pressão e Temperatura do Laboratório	33
5.2	Curvas de Velocidade	34
5.2.1	Curvas de Velocidade ao Longo do Eixo x	35
5.2.2	Curvas de Velocidade ao Longo do Eixo y	37

5.3	Curvas de Pressão	39
5.3.1	Curvas de Pressão ao Longo do Eixo x	40
5.3.2	Curvas de pressão ao longo do eixo y	42
5.4	Cálculo dos Coeficientes do Difsusor	44
	6 CONCLUSÕES	45
6.1	Cronograma	46
	REFERÊNCIAS	47

1 Introdução

1.1 Contextualização e Motivação

Fontes energéticas são essenciais para o desenvolvimento de uma sociedade. Até metade do século XX essa produção de energia era basicamente focada no petróleo, que é uma fonte de energia considerada como energia suja. Elas têm esse nome pois geralmente geram poluição na atmosfera.

A partir da metade do século XX cientistas, como Marion K. Hubbert, ([HUBBERT et al., 1956](#)), começaram a estudar e alertar o perigo do consumo exacerbado do petróleo. Hubbert chegou a prever que aconteceria um pico de produção de petróleo no Estados Unidos, levando depois a um declínio. Esse pico na produção de petróleo nos Estados Unidos ocorreu em 1970. Com isso, em 1977 o então presidente americano Jimmy Carter fez um discurso sobre a conservação de recursos naturais e sobre a busca de fontes de energia alternativas, dando início, então, a uma era de forte investimento em pesquisas na área de energias renováveis, como a solar e a eólica.

A energia eólica se baseia na extração de energia através de um escoamento de ar pelas pás de uma turbina. A extração de energia realizada por meio de um escoamento é um fenômeno não tão recente na sociedade. Em vários momentos da civilização o homem utilizou de ar e água para geração de energia, tanto para locomoção quanto no auxílio de atividades cotidianas.

Os primeiros registros de aparatos que utilizavam de escoamentos para geração de energia relatam que os primeiros moinhos de ventos surgiram na Pérsia, no século IX, posteriormente, por volta dos anos 1000, usados para bombear água do mar até às salinas na China e na Ásia Central ([KURLANSKY, 2002](#)).

Com o auxílio do vento, movimentando as navegações, foi possível a descoberta do novo mundo. Apesar de não terem uma explicação clara do porquê, eles sabiam que as forças aerodinâmicas atuantes na superfície da vela eram uma forma eficaz de propulsão, mais eficaz que a força humana ([BERGESON L. GREENWALD,](#)) e ([HANSEN, 2008](#)).

Já no final do século XIX, James Blyth, engenheiro escocês, construiu uma turbina

com pás de tecido, gerando energia elétrica através do escoamento do ar que pela turbina passava, para poder carregar acumuladores que eram usados para iluminação de sua casa (HARDY, 2010).

Com o tempo, o estudo de escoamentos e o maquinário para a geração de energia através desses escoamentos foram avançando. Esse avanços possibilitaram a otimização e o aumento de eficiência de geração de energia através dos recursos existentes no meio ambiente, como água e ar. Assim, surgiram novas áreas de estudo e pesquisa, como a tentativa de melhorar o aproveitamento da energia do escoamento.

No contexto nacional, o Brasil tem como característica uma matriz energética limpa. Segundo dados do Boletim Mensal de Energia de Novembro de 2017, 79,7% da oferta interna de energia elétrica do país é de origem de fontes renováveis, com a energia eólica somando 6,7%, mostrando um incremento de mais de 1 ponto percentual se comparado ao mesmo período em 2016, como pode ser visto na figura 1. A parcela da energia gerada no país por energia eólica vem aumentando gradativamente desde 2015, o que sugere um aumento no investimento em pesquisas e tecnologia na área.

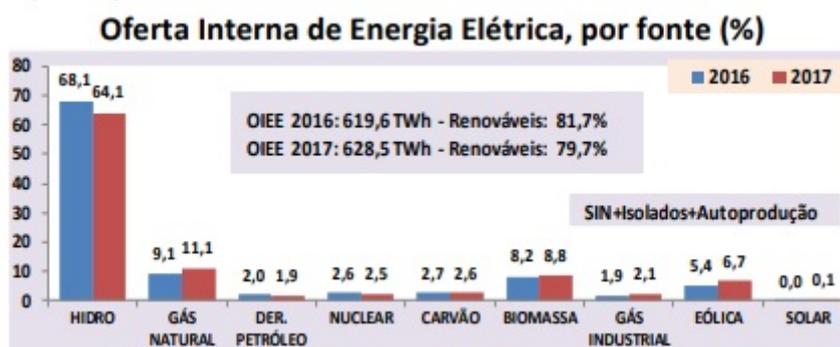


Figura 1: Oferta interna de energia elétrica. (MME.GOV.BR, 2018)

1.2 Turbinas de Eixo Horizontal

Uma turbina de eixo horizontal é um modelo alternativo de geração de energia, ilustrado na Figura 2, onde se utiliza o vento (turbinas eólicas) ou a água para a geração de energia. Uma vantagem da turbina de eixo horizontal é que ela não necessita de confinamento, somente a capacidade do escoamento dado os requisitos mínimos de velocidade da corrente livre.

Estudos procurando o desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas são recentes, crescendo com força em 2006, com os Estados Unidos, segundo a Comissão Federal Reguladora de Energia (FERC), teve a sua primeira licença relativa a o desenvolvimento de um projeto em alto mar na bacia de Makah emitida. Desde então vários projetos foram desenvolvidos no intuito de investir em produção e otimização de turbinas hidrocínéticas e eólicas, como projetos na Irlanda, desenvolvido pela empresa Tonn Energy, 2009, e mais recente em Singapura, 2016, onde e empresa ScotRenewables conseguiu completar a instalação de uma turbina capaz de gerar 2 MW de energia, no Centro Europeu de Energia Marinha.



Figura 2: Turbina eólica do tipo *on-shore*. (ARCHIEXPO.COM,2018)

No contexto brasileiro, pesquisas em energia hidrocínética iniciaram-se com Hardwood (HARDWOOD, 1985). Na época foi desenvolvido uma roda d'água submersa que conseguia gerar 1 kW de potência no Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia (INPA). A Universidade de Brasília também teve um papel importante nas pesquisas nessa área, começando em 1987 a estudar a possibilidade de geração de energia através de turbinas hidrocínéticas para comunidades isoladas e carentes na região amazônica. A primeira turbina instalada com êxito foi em 1995, em Correntina, Bahia, com geração máxima de potência de 1,5 kW (HARDWOOD, 1985).

1.3 Difusores

Estudos feitos por (BETZ, 2014) mostram que turbinas eólicas extraem no máximo 59,3% de toda energia cinética do vento que passa por ela. As turbinas geram energia pois extraem energia cinética do escoamento através de suas pás, por isso uma possível alternativa para elevar a eficiência na extração de energia do escoamento seria aumentar a área superficial das pás da turbina. A Figura 3, retirada de um estudo realizado por (IGRA, 1980), mostra como o preço médio para a elaboração de uma pá de turbina por m^2 varia conforme se aumenta o diâmetro da turbina, ou seja, o investimento necessário para se fabricar as pás de uma turbina em função do tamanho dessa turbina. Como pode ser visto, a partir de um diâmetro entre 30 e 40 m o aumento no diâmetro resulta em um aumento significativo no custo de fabricação, tornando inviável esse aumento de forma indiscriminada.

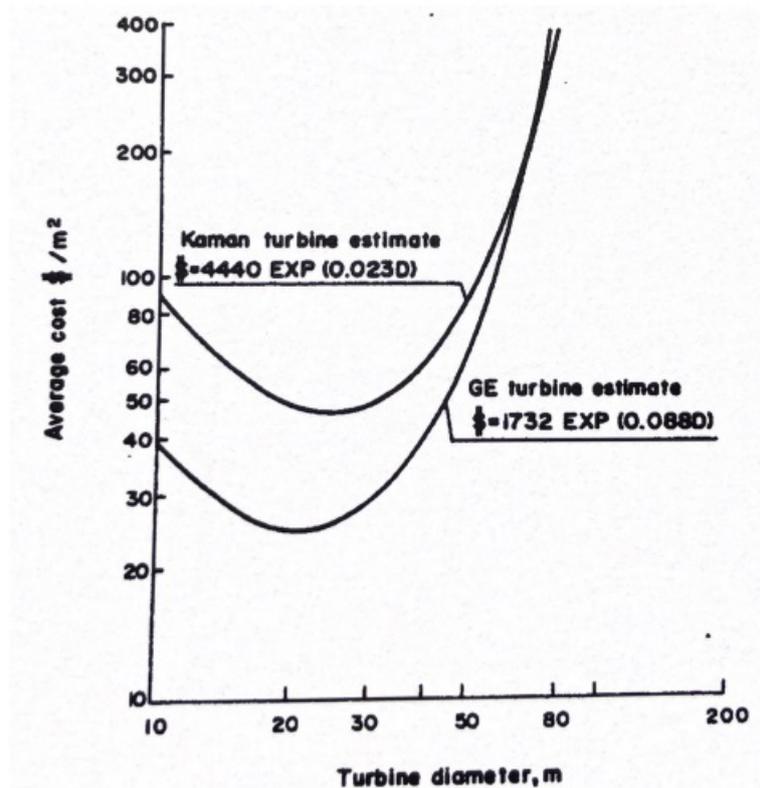


Figura 3: Custo estimado para rotores convencionais de turbinas eólicas. (IGRA, 1980)

Uma outra solução que existe com o intuito de aumentar a eficiência da geração de energia são os difusores. Difusores hidrodinâmicos e aerodinâmicos são dispositivos usados para auxiliar no aumento da eficiência de geração de energia através de uma turbina, sem gastos maiores com mudança na geometria das pás. Nesse trabalho, o foco principal será no estudo de difusores colocados em turbinas sujeitas a fluxo de ar, devido aos ensaios serem realizados em um túnel de vento.

Esse conceito sugere que a turbina deve ser envolvida por um duto especialmente desenvolvido para ela, tal como o mostrado na Figura 4, onde pode-se visualizar difusores eólicos envolvendo turbinas eólicas.



Figura 4: Difusores eólicos instalados em turbinas eólicas. (NETLELAND.NET,2014)

Se espera que os difusores sejam capazes de causar um significativo aumento de fluxo mássico em seu interior, onde está localizada a turbina. Para haver esse aumento de fluxo é necessário um aumento na velocidade do escoamento que pelo difusor passa, portanto se espera que o difusor perturbe o escoamento de tal forma a aumentar a velocidade do escoamento na região interna do difusor. Devido a sua habilidade de suportar pressões sub-atmosféricas, na vizinhança da turbina, o fluxo através da turbina instalada no interior de um difusor é esperado ser significativamente maior se comparado à mesma turbina sem um difusor. Assim a potência obtida em uma turbina com difusor é maior se comparada com a potência gerada pela mesma turbina sem o difusor.

1.4 Objetivos

1.4.1 Objetivo Principal

Esse estudo propõe avaliar coeficientes relacionados à eficiência do difusor, avaliando o efeito do difusor na geração de energia pela turbina. Esses coeficientes foram propostos por (IGRA, 1977). Coeficientes tais: o coeficiente de recuperação de pressão do difusor C_{pr} , o coeficiente adimensional de pressão na saída do difusor C_{ps} e o fator de desempenho do difusor r . O C_{pr} avalia como o difusor é capaz de recuperar a pressão do escoamento não perturbado, o C_{ps} representa em que ponto a pressão do escoamento será recuperada, se antes ou depois do difusor. O fator de desempenho r é um fator que justifica a presença do difusor, mostrando se realmente o difusor aumentou de forma significativa o desempenho da turbina.

Uma abordagem experimental, em um túnel de vento, será aplicada com o intuito de obter parâmetros necessários para a elaboração dos resultados desejados. O significado preciso e a forma de cálculo de cada um dos coeficientes serão mostrados adiante nesse trabalho, no capítulo 3.1.1, fundamentação teórica sobre difusores. Portanto o objetivo principal desse trabalho é o cálculo dos coeficientes para um difusor Lens CII instalado em uma turbina do tipo HK-10, com um rotor de 4 pás.

1.4.2 Objetivos Específicos

- Tomadas de pressão estática e dinâmica ao longo da turbina posicionada no difusor, através de um tubo de Pitot.
- Cálculo da velocidade média ao longo do difusor, através do valor de pressão dinâmica medido ao longo do difusor.
- Gerar curvas que representam como variam a velocidade e a pressão do escoamento devido à presença do difusor.
- Anemometria de fio quente para medição de velocidade média e flutuações de velocidade.
- Visualização do escoamento perturbado pelo difusor.

1.5 Organização do Trabalho

Este trabalho está organizado de maneira que o capítulo 1 traz uma introdução e um contexto histórico que gera a motivação para o estudo, mostrando o papel de energias renováveis no mundo atual e no Brasil; o capítulo 2 traz uma revisão bibliográfica do que há de mais relevantes nessa área de estudo; o capítulo 3 apresenta uma fundamentação teórica e a teoria base para difusores hidrodinâmicos, bem como formulações de parâmetros importantes para avaliação do desempenho do difusor; o capítulo 3.2.1 trata sobre a metodologia experimental realizada no trabalho e todos os parâmetros utilizados nos ensaios, bem como a montagem e construção do aparato experimental; o capítulo 5 trata dos resultados obtidos, através de gráficos e cálculos dos coeficientes desejados; o capítulo ?? propõe melhorias e novas áreas de pesquisa para se explorar, ainda sobre o mesmo tema, e por fim, o capítulo 6 conclui o trabalho com um apanhado geral do que foi feito e quais as contribuições e conclusões foram obtidas.

2 Revisão Bibliográfica

Um dos primeiros estudos sobre difusores utilizados em turbinas foi realizado em Israel, no ano de 1961, em Technion, Instituto Nacional de Tecnologia de Israel, liderado pelo Professor Abraham Kogan, (KOGAN; NISSIM; SEGNER, 1961), e continuado na Universidade Ben-Gurion de Negev.

Ainda sobre o assunto, em 1977 Ozer Igra, (IGRA, 1977), estudou como a instalação de um difusor na turbina foi capaz de aumentar em até 2 vezes do valor de potência obtido por uma turbina ideal funcionando sobre as mesmas condições, mas sem o difusor.

Em 1978, Foreman, (FOREMAN; GILBERT; OMAN, 1978), verificou também experimentalmente através de ensaios em túnel de vento que difusores conseguiam quase dobrar a capacidade da turbina de extrair de energia do vento, quando comparada a uma turbina sem o difusor.

No intuito de minimizar as perdas de energia e maximizar o coeficiente de potência, Martin Hansen e Niels Sorensen, (HANSEN; SØRENSEN; FLAY, 2000), estudaram a posição adequada em que posição a turbina deve ser colocada no difusor.

Mais recentemente, pesquisadores como (ABE; OHYA, 2004); (ABE et al., 2005); (HASEGAWA; OHYA; KUME, 2007); (MATSUSHIMA; TAKAGI; MUROYAMA, 2006); (OHYA et al., 2008) e (OHYA; KARASUDANI, 2010) fizeram grandes estudos e desenvolveram um novo sistema de turbina eólica interna a um difusor com um flange na sua saída. Descobriam que com esse aparato o fator de aumento da potência gerada pela turbina é da ordem de 2-5 comparado com uma turbina sem difusor, para um mesmo diâmetro das pás da turbina e mesma velocidade do vento através da turbina. Isso se dá pela região de baixa pressão, devido a uma formação significativa de vórtices atrás do flange do difusor, conseguindo forçar um fluxo mássico maior para a turbina envolta pelo difusor.

Em 2008, Hansen, (HANSEN; MICHALKE, 2008), utilizando simulações computacionais de fluidodinâmica e a teoria do momento, mostrou que o aumento na potência de uma turbina com difusor é proporcional ao aumento no fluxo mássico que a atravessa.

Ainda com o intuito de avaliar o aumento de performance de uma turbina com um difusor, (CHEN; LIAO; CHENG, 2012) avaliou o efeito de difusores flangeados na performance do rotor. Ele concluiu que os difusores flangeados foram capazes de aumentar significativamente a energia e o torque gerados pelo rotor. Ainda, ele concluiu que o efeito

do difusor se atenua conforme cresce a velocidade do escoamento, para velocidades do vento maiores que 20 m/s , o efeito das pás são mais significantes que o difusor.

Pesquisadores como (JAFARI; KOSASIH, 2014), através do avanço da dinâmica dos fluidos computacionais, conseguiram analisar várias geometrias de difusores, e verificaram fatores como comprimento e área de saída do difusor e suas influências na potência gerada pela turbina e no seu coeficiente de potência.

Em 2015, (WANG et al., 2015) fez um trabalho experimental com intuito de ver a influência de um difusor com flanges no comportamento dinâmico de uma turbina com pás do tipo CFPR (fibras de carbono). Ele concluiu que a velocidade de rotação das pás da turbina eram muito maiores com o difusor que sem o difusor, que levou em uma força centrífuga maior atuante nas pás, o que deve ser considerado no projeto estrutural da pá.

Mais recentemente, num contexto mais próximo, na própria Universidade de Brasília, (NUNES, 2017) investigou um modelo de turbina HK-10 envolta por duas geometrias distintas de difusores. A turbina era composta por 4 pás e tinha uma potência de projeto de 10 kW . Nesse trabalho foram construídos modelos reduzidos do rotor, com duas, três e quatro pás. Foi verificado que o modelo com duas pás era muito instável, inviabilizando que os testes com ele fossem realizados. As geometrias dos difusores foram escolhidas devido a resultados obtidos em pesquisa de trabalhos anteriormente realizados, levando, assim, a impressão 3D, em material plástico ABS, do modelo do difusor Lens CII, geometria usado na pesquisa feita por (OHYA; KARASUDANI, 2010). Foram obtidos resultados satisfatórios, de forma tal que foi visto que o difusor Lens CII elevou o coeficiente de potência 2,5 vezes em relação à turbina sem o difusor, sem preder na compacticidade do sistema.

Continuando nesse estudo, o presente trabalho visa contribuir com esses estudos. O trabalho consiste em ensaios de um difusor do tipo Lens CII. experimentos que fazem ensaios em difusores com turbinas são muito comuns, porém trabalhos onde o único objeto de experimento é o difusor não é tão comum assim. Assim, esse trabalho acrescentará uma contribuição ao estudo sobre difusores. Para isso serão realizados ensaios no túnel de vento disponível no Laboratório de Energia e Ambiente, localizado no Bloco G da Universidade de Brasília. Será usado um tubo de Pitot e um manômetro de coluna d'água inclinada para a medição da pressão do escoamento em algumas posições ao redor do difusor e um posicionador espacial de coordenadas cartesianas para variar os pontos de medição.

3 Fundamentação Teórica

3.1 Turbinas de Eixo Horizontal

Turbinas de eixo horizontal são dispositivos que geram energia através da extração da energia cinética do escoamento que por elas passa, assim como a turbina eólica, que remove energia do vento. Ao remover parte da energia cinética do escoamento, o fluxo de ar que passa pelo rotor da turbina tem sua velocidade reduzida.

Conforme o ar passa pela turbina, há uma queda na pressão estática do escoamento, de forma que a pressão na saída da turbina é menor que a pressão atmosférica. O ar, então, continua o fluxo com a velocidade e pressão estática reduzidas. Essa região do escoamento é chamada esteira. Eventualmente, numa região distante da esteira a pressão estática irá atingir novamente o valor da pressão atmosférica, para que o equilíbrio seja alcançado. Esse aumento na pressão estática se dá através de uma diminuição da energia cinética do escoamento, levando em uma outra diminuição da velocidade do vento. Portanto, entre a condição de entrada do vento na turbina e de saída não há mudança na pressão estática, mas há uma redução de energia cinética.

3.1.1 Teoria do Disco Atuador

O mecanismo de extração de energia mostrado na seção anterior descreve que há uma extração de energia cinética do escoamento que passa pela turbina, mas não diz o que é feito com essa energia. Essa energia pode voltar ao próprio escoamento em forma de energia cinética de turbulência ou até mesmo ser dissipada em forma de calor. Porém, se pode começar o estudo do comportamento aerodinâmico de turbinas eólicas sem se ter um modelo de turbina específica, apenas considerando o processo de extração de energia. O dispositivo responsável por essa descrição é o chamado *disco atuador*. O conceito de disco atuador nada mais é que coconsiderar o rotor da turbina como sendo um disco permeável ideal, isto é, sem perdas por atrito e sem velocidade rotacional do fluido, como mostrado na Figura 5.

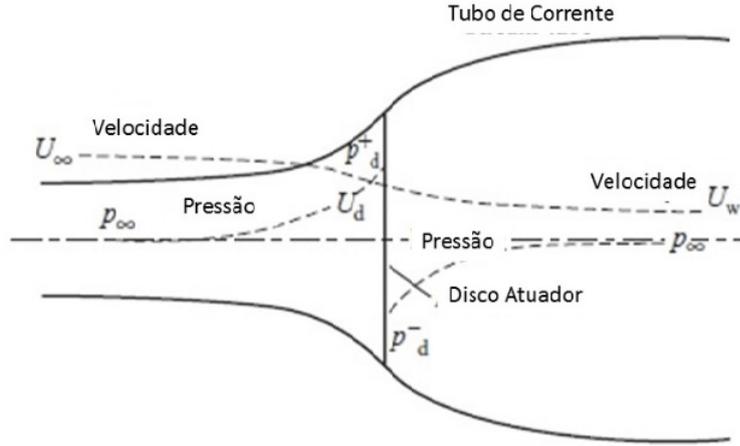


Figura 5: Modelo de um disco atuador e tubo de corrente. Adaptado de (BURTON et al., 2011)

A área no tubo de corrente à montante do disco atuador é menor que a área onde se encontra o disco atuador, que é menor que a área à jusante do disco atuador. Esse aumento da área se dá pelo princípio de conservação do fluxo de massa ao longo do escoamento. O fluxo de massa que passa através de uma seção qualquer de área A é dado por ρUA , onde ρ é a massa específica do fluido em escoamento -no caso de um aerogerador: ar- e U é a velocidade média do escoamento. Ou seja, o fluxo mássico deve ser o mesmo ao longo do escoamento, em qualquer seção do tubo, de forma que

$$\dot{m} = \rho A_\infty U_\infty = \rho A_d u_d = \rho A_w U_w, \quad (3.1)$$

onde o subíndice ∞ se refere às condições de escoamento não perturbado, antes do disco atuador, o subíndice d se refere às condições na seção onde está o disco atuador e o subíndice w se refere às condições à jusante do disco atuador.

Normalmente se considera que o disco atuador induz uma variação de velocidade em relação a velocidade de fluxo livre, antes do tubo. Essa componente de velocidade desse fluxo gerado no tubo, no disco, é dada por $-aU_\infty$, onde a é o fator de indução do fluxo axial. No disco, então, a nova velocidade do fluxo é:

$$U_d = U_\infty(1 - a). \quad (3.2)$$

O ar que passa através do disco atuador tem uma mudança em sua velocidade, $U_\infty - u_w$, e essa variação de velocidade gera uma taxa de variação de momento, que é proporcional a essa variação de velocidade, de forma que a taxa de variação de momento no disco é dada por:

$$T = (U_\infty - u_w)\rho A_d u_d \quad (3.3)$$

Essa força que causa essa variação de momento se dá exclusivamente devido à diferença de pressão através o disco atuador, que de um lado está sujeito à pressão atmosférica, que gera uma força resultante nula no disco. Substituindo a Equação 3.2 na equação 3.3, e considerando a variação de pressão imediatamente antes e após o disco, temos a equação do momento como

$$(p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_\infty - u_w)\rho A_d U_\infty(1 - a). \quad (3.4)$$

Para calcular o valor da diferença de pressão ($p_d^+ - p_d^-$) basta utilizar a equação de Bernoulli, primeiro à montante e depois à jusante do disco, pois a energia total antes e depois do disco são diferentes. A equação de Bernoulli, em condições estáveis, diz que a energia total do escoamento (energia cinética, de pressão e gravitacional) é constante. Assim para um volume finito de ar, tem-se:

$$\frac{1}{2}\rho u^2 + p + \rho gh = \text{constante}. \quad (3.5)$$

Então, avaliando as condições à montante do disco, tem-se:

$$\frac{1}{2}\rho_\infty U_\infty^2 + p_\infty + \rho_\infty gh_\infty = \frac{1}{2}\rho_d u_d^2 + p_d^+ + \rho_d gh_d. \quad (3.6)$$

Uma vez que se pode assumir o fluido como sendo incompressível ($\rho_\infty = \rho_d$) e de mesma cota vertical ($h_\infty = h_d$), a equação 3.6 se reduz a:

$$\frac{1}{2}\rho U_\infty^2 + p_\infty = \frac{1}{2}\rho u_d^2 + p_d^+. \quad (3.7)$$

Da mesma forma, avaliando-se o escoamento à jusante do disco e fazendo as mesmas considerações de incompressibilidade e escoamento horizontal, tem-se:

$$\frac{1}{2}\rho u_w^2 + p_\infty = \frac{1}{2}\rho u_d^2 + p_d^-. \quad (3.8)$$

Finalmente, subtraindo a equação 3.7 da equação 3.8, tem-se a diferença de pressão ($p_d^+ - p_d^-$):

$$(p_d^+ - p_d^-) = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - u_w^2). \quad (3.9)$$

Usando o resultado da equação 3.9 na equação 3.4, tem-se:

$$\frac{1}{2}\rho((U_\infty)^2 - (u_w)^2)A_d = (U_\infty - u_w)\rho A_d U_\infty(1 - a). \quad (3.10)$$

Após simplificações na equação 3.2, tem-se a perda de velocidade:

$$U_w = (1 - 2a)U_\infty. \quad (3.11)$$

E, utilizando as equações 3.9, 3.2 e 3.4 na equação 3.3, tem-se que:

$$U_d = \frac{1}{2}(U_\infty + u_w). \quad (3.12)$$

Ou seja, metade da perda da velocidade axial no tubo de fluxo se dá à montante do disco atuador e metade à jusante.

Uma vez que a potência extraída pelo disco atuador pode ser obtida multiplicando a força axial pela velocidade do fluido através do disco, tem-se:

$$P = Tu_d. \quad (3.13)$$

Utilizando as equações 3.3 e 3.12 na equação 3.13:

$$P = 2\rho A_d u_d (U_\infty^2 - u_w^2). \quad (3.14)$$

Utilizando o resultado da equação 3.11 em 3.33, tem-se uma outra expressão para a potência P , considerando apenas a área do disco A_d , a massa específica do fluido ρ , a velocidade no começo do escoamento U_∞ e o fator de indução do fluxo axial a :

$$P = 2\rho A_d U_\infty^3 a(1 - a)^2. \quad (3.15)$$

Com isso, é possível se definir um coeficiente de potência, C_p , dado pela razão da potência útil gerada pela turbina e a potência disponível no vento, sem a presença do disco atuador:

$$C_p = \frac{P}{P_{escoamento}}. \quad (3.16)$$

A potência disponível no escoamento é definida por:

$$P_{escoamento} = \frac{1}{2}\rho U_\infty^3 A_d. \quad (3.17)$$

Assim, de 3.17 em 3.16, tem-se o coeficiente de potência como função apenas do fator de indução do fluxo axial:

$$C_p = 4a(1 - a)^2. \quad (3.18)$$

Como obteve-se o coeficiente de pressão como função apenas do fator de indução a , pode-se obter um valor ótimo de a que maximize os coeficiente de potência. Esse valor ótimo pode ser obtido se derivando a equação em em função de a e a igualando a 0:

$$\frac{dC_p}{da} = 4(1-a)(1-3a) = 0. \quad (3.19)$$

Com isso, obtém-se um valor ótimo do fator de indução igual a $\frac{1}{3}$.

Utilizando esse valor de a na equação 3.19, tem-se o valor máximo de C_p :

$$C_{p\text{máx}} = \frac{16}{27} = 0,593. \quad (3.20)$$

Esse valor de $C_{p\text{máx}}$ é conhecido como limite de (BETZ, 2014) e é o valor máximo da eficiência de qualquer turbina de eixo horizontal e fluxo livre.

De forma análoga ao coeficiente de potência, pode-se definir um coeficiente de empuxo C_T :

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho_\infty^2 A_d}. \quad (3.21)$$

Colocando o C_T em função apenas do fator de indução a :

$$C_T = 4a(1-a). \quad (3.22)$$

Vale ressaltar que para valores de $a \geq \frac{1}{2}$ a teoria do momento não se aplica mais, pois a velocidade a jusante do disco $U_w = (1-2a)U_\infty$ se torna nula ou negativa.

A figura 6 mostra a variação dos coeficientes de potência e de empuxo com o fator de indução axial a .

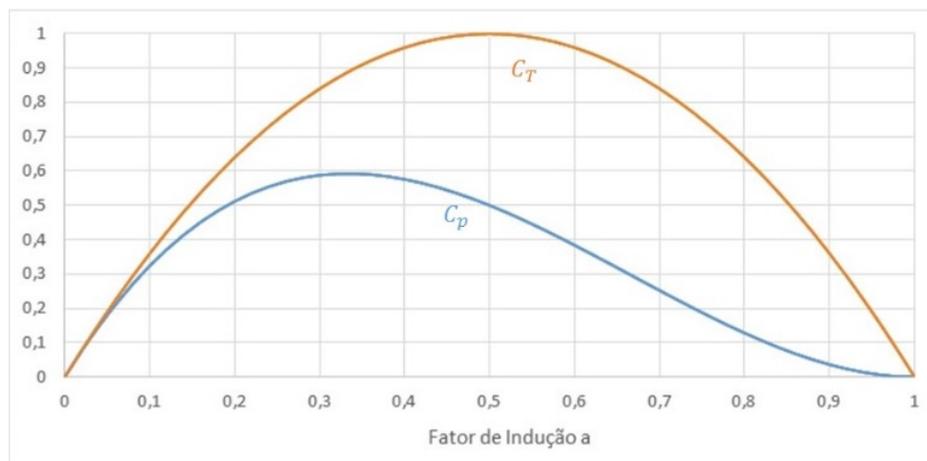


Figura 6: Variação de C_p e C_T em função do fator de indução a

Como existem diferentes geometrias do rotor, cada turbina possui uma velocidade de operação ótima. Essa velocidade pode ser avaliada através de uma curva $C_p x \lambda$. Esse coeficiente λ , ou ainda TSR (Tip Speed Ratio), é a velocidade de ponta de pá e é dada por:

$$\lambda = \frac{\omega R}{u_\infty} \quad (3.23)$$

O coeficiente de potência C_p pode ser obtido experimentalmente como mostrado a seguir:

$$C_p = \frac{\omega \tau}{\frac{1}{2} \rho u_\infty^3 A} \quad (3.24)$$

Nas equações 3.23 e 3.24 ω representa a velocidade angular das pás da turbina, τ o torque da turbina e R o seu raio. Um exemplo de uma curva $C_p \times \lambda$ é mostrado na Figura 7, a seguir.

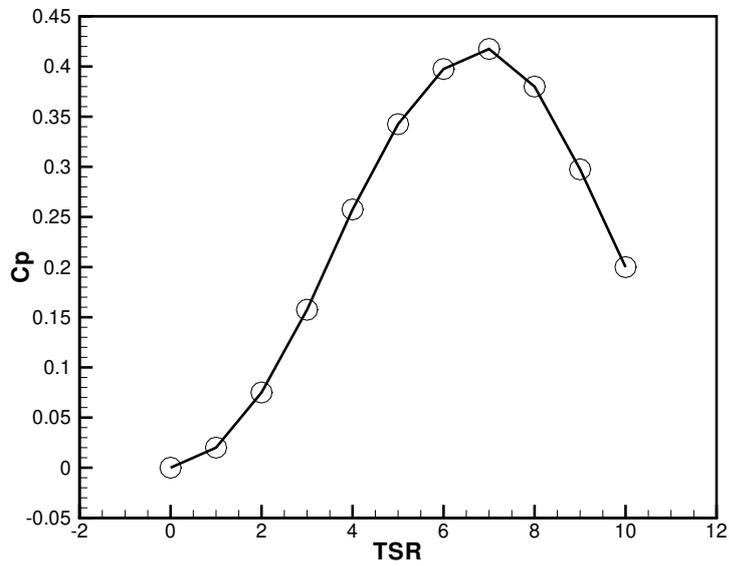


Figura 7: Exemplo de uma curva $C_p \times TSR$.

3.2 Teoria sobre Difusores

Difusores são dispositivos cujo principal objetivo é o aumento de fluxo mássico pelo rotor de uma turbina. O difusor permite esse aumento de fluxo de massa através do campo de pressão por ele gerado, uma vez que com o difusor posicionado ele proporciona um aumento da velocidade do escoamento na entrada do difusor, antes do rotor. A teoria aqui mostrada já foi estudada e discutida por pesquisadores como (IGRA, 1980), (OHYA; KARASUDANI, 2010).

As hipóteses usadas na teoria sobre os difusores a seguir são:

- Escoamento unidimensional, axissimétrico e permanente;
- O fluido (ar) é incompressível;
- Perdas de velocidade através do rotor da turbina são muito pequenas, de forma a serem desconsideradas,
- O campo de velocidade na vizinhança da turbina é puramente axial.

Tais hipóteses são válidas uma vez que não há separação no escoamento nem infiltrações e o escoamento ocorre apenas em baixas velocidades.

Feitas essas assunções, pode-se então apresentar os parâmetros que avaliam o desempenho de um difusor. Tais parâmetros dependem tanto de grandezas devido apenas à presença do difusor como também grandezas devido à presença da turbina. Nas seguintes equações os subscritos s e t representam o plano de saída do difusor e o plano da posição da turbina, respectivamente. O subscrito ∞ se refere à posição anterior ao difusor, onde o mesmo não gera alterações no campo do escoamento. O subscrito w se refere à esteira do escoamento. Os subscritos 1 e 2 referem-se ao ponto imediatamente antes e depois do rotor, respectivamente. Na figura 8 isso pode ser visualizado, onde pode-se perceber que na saída do difusor, atrás das flanges, há uma separação do escoamento, o que gera uma região de baixa pressão que irá sugar mais vento quando comparado com um difusor sem flange. Nesse sistema a máxima velocidade do escoamento é obtida na região de entrada do difusor.

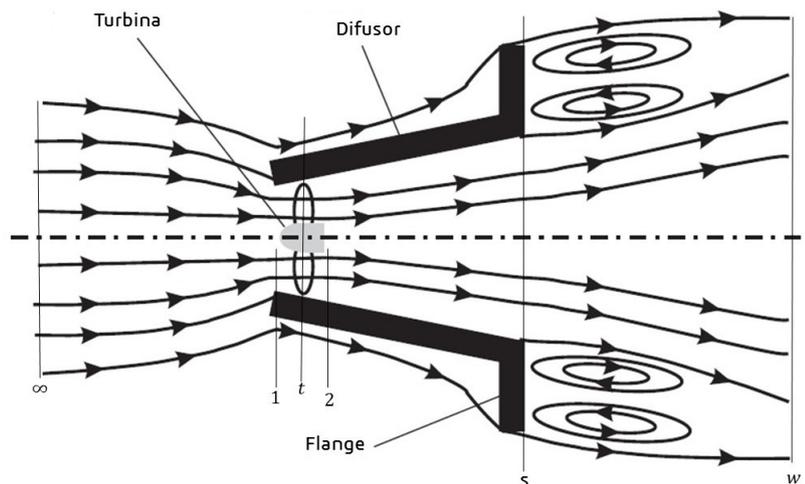


Figura 8: Esquema dos efeitos de um difusor. Adaptado de (ABE; OHYA, 2004)

Os coeficientes são mostrados a seguir:

- Fator de carga da turbina com o difusor C_D . Na equação p_1 e p_2 são as pressões totais antes e depois da turbina, respectivamente. Porém, como foi assumido anteriormente que $A_1 = A_2 = A_t$ podemos substituir as pressões totais por suas respectivas pressões estáticas:

$$C_D = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2}\rho u_t^2}. \quad (3.25)$$

- Coeficiente de recuperação efetiva do difusor C_{pr} :

$$C_{pr} = \frac{p_s - p_2}{\frac{1}{2}\rho u_t^2}. \quad (3.26)$$

- Coeficiente de pressão de descarga do difusor C_{ps} :

$$C_{ps} = \frac{p_s - p_2}{\frac{1}{2}\rho U_\infty^2}. \quad (3.27)$$

Com os conceitos acerca do limite de Betz, mostrado na seção 3.1.1, pode-se definir a potência máxima que pode ser gerada pela turbina $P_{m\acute{a}x}$:

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{0,593}{2}\rho U_\infty^3 A_t. \quad (3.28)$$

Com isso, o difusor pode ser avaliado através de seu fator de desempenho r . Esse fator expressa a razão entre a potência gerada pela turbina com um difusor e a máxima potência que por ela poderia ser gerada sem o difusor, levando em considerações turbinas do mesmo diâmetro de pás, ambas operando nas mesmas condições de fluxo livre. Esse coeficiente deve ser o maior valor possível, quanto maior o valor do fator r maior a influência do difusor para a turbina, maior o aumento na geração de energia.

$$r = \frac{\Delta P_t Q}{P_{m\acute{a}x}}, \quad (3.29)$$

ou ainda:

$$r = \frac{\Delta p_t Q}{\frac{0,593}{2} \rho U_\infty^3 A_t}, \quad (3.30)$$

onde Δp_t é a queda na pressão total através do rotor e Q é a vazão que atravessa o difusor.

Segundo as hipóteses adotadas, a queda na pressão total Δp_t pode ser substituída por $(p_1 - p_2)$ e a vazão Q pode ser substituída por $u_t A_t$. Assim, expressando tudo em função de C_D e u_t , tem-se para o fator de desempenho do difusor:

$$r = \frac{C_D}{0,593} \left(\frac{u_t}{U_\infty} \right)^3. \quad (3.31)$$

Aplicando a equação da continuidade para escoamentos unidimensionais e incompressíveis, a equação 3.29 pode ser escrita em função apenas de C_D e das áreas A_t e A_∞ . A área A_∞ é variável, ela depende dos valores dos coeficientes C_{ps} , C_D e C_{pr} , como será mostrado a seguir na equação 3.37.

$$r = \frac{C_D}{0,593} \left(\frac{A_\infty}{A_t} \right)^3. \quad (3.32)$$

Para qualquer combinação de modelos de turbinas com difusor, existe um valor ótimo de C_D . Isto pode ser facilmente visualizado quando se expressa a potência máxima da turbina $P_{m\acute{a}x}$ em função de C_D :

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{1}{2} \rho u_t^2 C_D Q. \quad (3.33)$$

Como visto na equação 3.33 a potência máxima gerada depende de C_D , de forma que quando C_D é zero a potência máxima gerada pela turbina também é zero e conforme se aumenta C_D a potência gerada também aumenta. Um aumento em C_D gera uma diminuição de A_∞ , mas no limite quando $C_D \rightarrow \infty$ a vazão do difusor é zero, portanto a potência gerada também é nula. Dito isso, é possível perceber que existe um valor ótimo de C_D , que será mostrado a seguir.

Da definição do coeficiente de recuperação efetiva do difusor, equação 3.26, e isolando P_s da equação 3.26. Finalmente, inserindo essas expressões na equação 3.27, se tem uma nova expressão para o coeficiente de pressão na descarga do difusor:

$$C_{ps} = \frac{(\frac{1}{2} \rho^2 u_t C_{pr} + p_1 - \frac{1}{2} \rho u_t^2 C_D - p_\infty)}{(\frac{1}{2} \rho U_\infty^2)}. \quad (3.34)$$

Com a premissa de que as perdas de velocidade através do rotor da turbina são muito pequenas, podemos usar a equação de Bernoulli para qualquer ponto ao redor da turbina, resultando em:

$$p_1 - p_\infty = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - u_t^2). \quad (3.35)$$

Agora utilizando na equação 3.34 o resultado para $p_1 - p_\infty$, obtido na equação 3.35, tem-se:

$$C_{ps} = (C_{pr} - C_D)\left(\frac{u_t}{U_\infty}\right)^2 + 1 - \left(\frac{u_t}{U_\infty}\right)^2. \quad (3.36)$$

Uma vez que as velocidades u_t e U_∞ podem ser correlacionadas com as seções transversais A_t e A_∞ , respectivamente, através da equação da continuidade, a equação 3.36, e isolando a razão $\frac{A_\infty}{A_t}$, temos:

$$\frac{A_\infty}{A_t} = \sqrt{\frac{1 - C_{ps}}{1 + C_D - C_{pr}}}. \quad (3.37)$$

Com o resultado obtido na equação 3.37 e o substituindo na equação 3.32, chega-se a uma expressão para o fator de desempenho r do difusor dependente apenas do fator de carga da turbina com o difusor, C_D , do coeficiente de recuperação efetiva do difusor C_{pr} e do coeficiente de pressão de descarga do difusor C_{ps} .

$$r = \frac{C_D}{0,593} \left(\frac{1 - C_{ps}}{1 + C_D - C_{pr}} \right)^{3/2}. \quad (3.38)$$

Utilizando a equação 3.38 e considerando a variação de r em função de C_D , apenas, podemos determinar um valor ótimo para C_D que maximize o valor de r . Isso é feito derivando r em relação a C_D e igualando a 0, $\frac{\partial r}{\partial C_D} = 0$. Com isso, se obtém o valor de $C_{D\text{ótimo}}$:

$$C_{D\text{ótimo}} = 2(1 - C_{pr}). \quad (3.39)$$

Substituindo o valor de $C_{D\text{ótimo}}$ na equação 3.38, se obtém o valor máximo para o fator de desempenho do difusor:

$$r_{\text{máx}} = 0,649 \sqrt{\frac{(1 - C_{ps})^3}{1 - C_{pr}}}. \quad (3.40)$$

A eficiência de um difusor pode ser definida através de como o difusor recupera a pressão do escoamento, nada mais é que uma razão entre o que foi recuperado de pressão do escoamento pelo que poderia ser recuperado, se o difusor trabalhasse de forma ideal. Considerando que a eficiência seja η e que o valor ideal para C_{pr} seja $C_{pr,\text{ideal}} = 1 - \left(\frac{A_t}{A_s}\right)^2$,

podemos calculá-la como sendo a razão entre o coeficiente de recuperação efetiva do difusor C_{pr} e o coeficiente de recuperação ideal do difusor $C_{pr,ideal}$:

$$\eta = \frac{C_{pr}}{C_{pr,ideal}}, \quad (3.41)$$

Por fim, se escrevendo C_{pr} em função de η e de $C_{pr,ideal}$, e substituindo na equação 3.40 se obtém a equação que relaciona o valor máximo de r com a eficiência, η , do difusor, com as áreas A_t e A_s e com o coeficiente de pressão de descarga C_{ps} :

$$r_{m\acute{a}x} = 0,649 \left(\frac{(1 - c_{ps})^3}{1 - \eta \left[1 - \left(\frac{A_t}{A_s} \right)^2 \right]} \right)^{\frac{1}{2}}. \quad (3.42)$$

Da equação 3.42 fica claro que para obter o máximo fator de desempenho r do difusor:

- O coeficiente de pressão de descarga do difusor deve ser o menor possível, ou seja, um valor negativo grande de C_{ps} . Fisicamente isso significa que a pressão atmosférica p_∞ será recuperada somente após o difusor. Tratando o difusor como um aerofólio anular -o que ele é exatamente- se obtém uma região de pressão sub-atmosférica na sua saída (IGRA, 1977); (KOGAN; SEGNER, 1963)
- Para uma dada razão de áreas $\frac{A_t}{A_s}$, a eficiência η tem que ser a maior possível. No entanto, por razões de aplicações comerciais do difusor na turbina de eixo horizontal, o difusor deve ser o menor possível, inviabilizando esse tipo de abordagem. Nesses casos obter altos valores de η é um desafio. Para isso, existem técnicas que permitem se obter sucesso, tais técnicas se baseiam no controle de camada limite no difusor.

3.2.1 Difusor Lens CII

O modelo de difusor utilizado nesse trabalho é o difusor Lens CII. Esse tipo de difusor, tecnologia Wind-Lens, foi estudado de forma pioneira por (OHYA; KARASUDANI, 2010). Esse difusor é de fácil construção e o LEA-UnB possui um modelo desse impresso em 3D, facilitando assim o trabalho. O difusor, como visto na figura 9, possui flanges, que com essa geometria consegue apresentar um aumento da potência gerada pela turbina com um difusor nela instalado em um fator de 2,5.

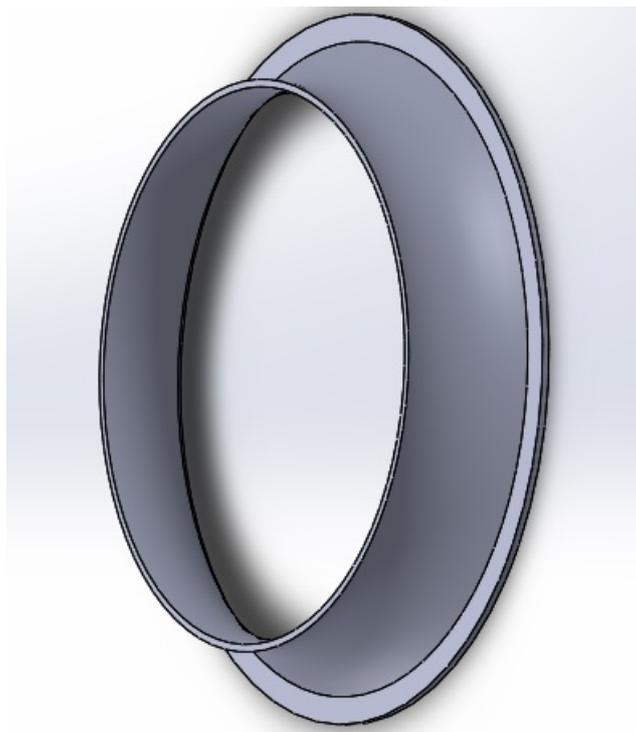


Figura 9: Difusor flangeado Lens CII cedido pelo LEA-UnB.

O difusor flangeado permite um fluxo de massa maior através das pás da turbina, uma vez que as flanges geram regiões de baixa pressão atrás dela fazendo, assim, com que mais massa de ar passe através do rotor. Uma ilustração desse fenômeno é mostrada na figura 10

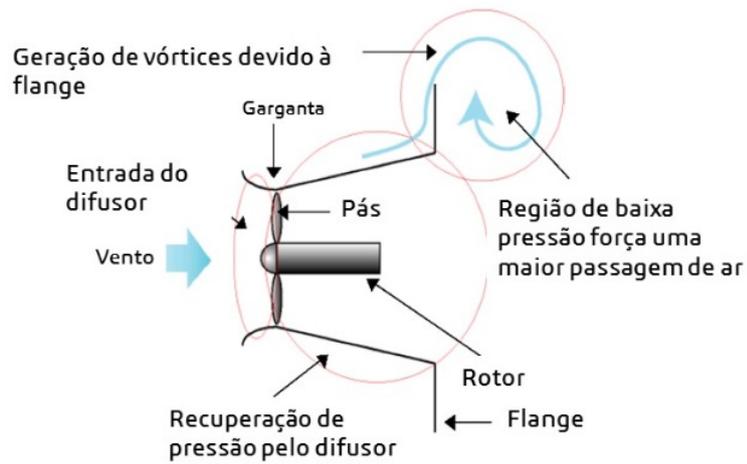


Figura 10: Efeito das flanges no difusor. Adptado de (OHYA; KARASUDANI, 2010)

Na figura 11 é possível visualizar duas vistas do difusor utilizado nesse trabalho, bem como o valor das cotas de raio médio do difusor e altura do difusor, em milímetros.

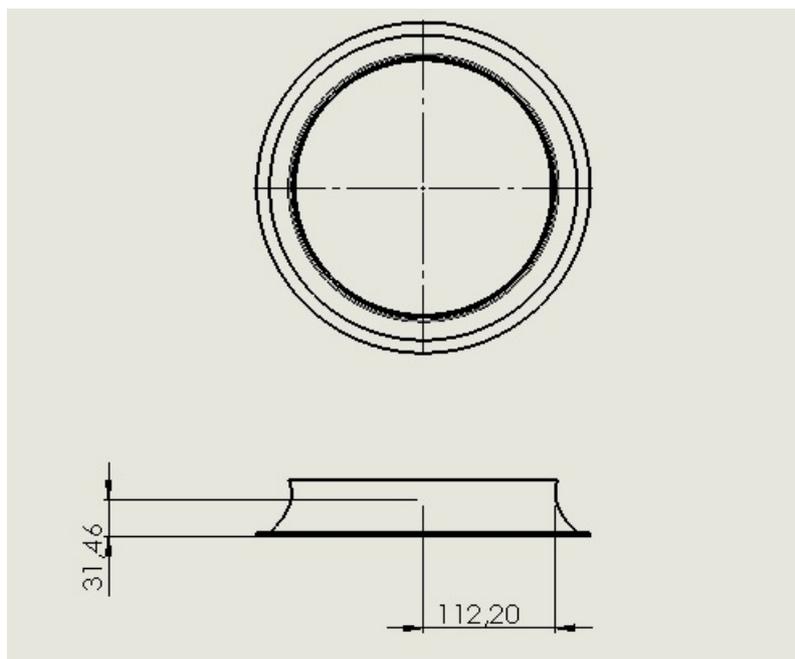


Figura 11: Dimensões básicas do difusor utilizado no trabalho.

Na figura 12 pode-se visualizar o difusor montado dentro do túnel de vento. Ele foi parafusado em um suporte rígido e fixado no assoalho do túnel de vento, como pode ser visto.



Figura 12: Difusor montado no túnel de vento.

4 Metodologia Experimental

Para a realização do que foi proposto no presente trabalho foi necessário se fazer várias tomadas de pressão ao longo do difusor, sujeito a um escoamento gerado no túnel de vento do Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília (LEA - UnB). As tomadas de pressão foram possíveis devido a um manômetro de coluna d'água inclinada que o laboratório possui, que através de um tubo de Pitot a ele conectado era capaz de aferir a pressão estática, de estagnação e dinâmica do escoamento nos mais diferentes pontos ao longo da área coberta pelo difusor.

4.1 Túnel de Vento

O túnel de vento utilizado pode ser visualizado nas figuras 13 e 14, mostradas a seguir. Na figura 13 está mostrados duas vistas em corte do túnel, mostrando as dimensões do túnel em metros. O local do túnel onde se foi montado o difusor tem dimensões de 1,98m de comprimento, 1,22m de altura e 1,22m de largura (entre os pontos 2 e 3 da figura 13).

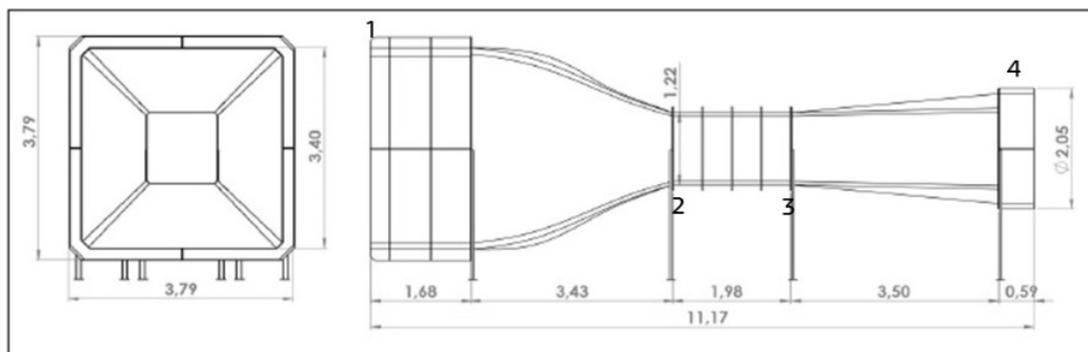


Figura 13: Vistas lateral e frontal, com dimensões em metros, do túnel de vento do LEA - UnB.



Figura 14: Túnel de vento do LEA - UnB.

O motor responsável por gerar o escoamento está localizado na saída do túnel (ponto 4 da figura 13), ou seja, o motor aciona as pás do ventilador posicionadas na saída do túnel de vento de modo a sugar o ar e gerar o escoamento. Isso se dá para evitar efeitos de rotacionalidade do escoamento dentro do túnel, efeitos que ficam localizados após o escoamento passar pelas pás, já fora do túnel. O motor que aciona as pás é um motor elétrico WEG W22, de 10 *HP* de potência. Um inversor do tipo CFW-09 Vectrue Inverter 10A 3CV é usado para controlar a velocidade de rotação do ventilador.

Como pode ser visto na figura 13, tem-se uma redução de área entre a seção de entrada do túnel e a seção onde o difusor foi instalado, tal redução de área é da razão de 3,4 : 1,2. A faixa de operação do túnel de vento é de velocidades entre 0 *m/s* a 20 *m/s*, porém, como será explicitado na seção 4.2, outros fatores limitam essa faixa de operação.

4.2 Técnicas Experimentais

O intuito do trabalho é calcular os coeficientes do difusor instalado na turbina HK-10, C_{pr} , C_{ps} e r propostos por (IGRA, 1980), para tal deve-se medir os valores de pressão em pontos específicos do difusor e da turbina, como na entrada e na saída de ambos.

Com o aparato montado no túnel, as tomadas de pressão foram realizadas ao longo do eixo longitudinal do difusor. Foram efetuadas tomadas de pressão estática e dinâmica, de modo a conseguir obter a velocidade do escoamento.

A velocidade do escoamento pode ser obtida relacionando a pressão dinâmica Δp com a velocidade, como mostrado na equação 4.2:

$$\Delta p = \frac{1}{2}\rho u^2, \quad (4.1)$$

onde Δp é a diferença de pressão entre as pressões estática e de estagnação e u é a velocidade local, no ponto onde a respectiva diferença de pressão Δp foi medida. Assim, isolando-se a velocidade u , obtém-se a expressão que permite calcular a velocidade do escoamento uma vez que tem-se o valor da pressão dinâmica em um determinado ponto:

$$u = \left(\frac{2 \Delta p}{\rho} \right)^{1/2}. \quad (4.2)$$

4.2.1 Procedimentos Realizados

Para se conseguir atingir o objetivo do trabalho, algumas etapas foram feitas e estão listadas abaixo:

- Registro da pressão e temperatura do laboratório no dia do experimento;
- Ligar o túnel de vento com a turbina com o difusor instalados;
- Medir a velocidade do escoamento no túnel de vento;
- Colocar, através de um sistema de controle com arduíno, a turbina para rotacionar numa velocidade *ω* desejada, para valores diferentes de λ ;
- Medir as pressões estática e dinâmica nos pontos ao longo do eixo longitudinal da turbina com o difusor;
- Calcular a velocidade nesses pontos medidos;
- Repetir as medições de pressão e o cálculo de velocidade para vários pontos ao longo do difusor;
- Desligamento do túnel;
- Análise dos dados.

4.2.2 Instalação do Sistema Turbina-Difusor

Para se instalar o aparato experimental no túnel de vento, foi necessário a fixação do conjunto turbina-difusor numa haste própria da turbina. A haste foi parafusada em uma base quadrada de madeira, que foi fixada no assoalho do túnel, mostrado na figura 15.



Figura 15: Difusor fixado no túnel de vento.

4.2.3 Tomadas de Pressão

As tomadas de pressão foram efetuadas através de um tubo de Pitot, que consiste em dois tubos cilíndricos concêntricos os quais há passagem de fluido do escoamento. Cada um desses tubos permite uma medida de pressão diferente. A Figura 18 mostra um esquema desse funcionamento.

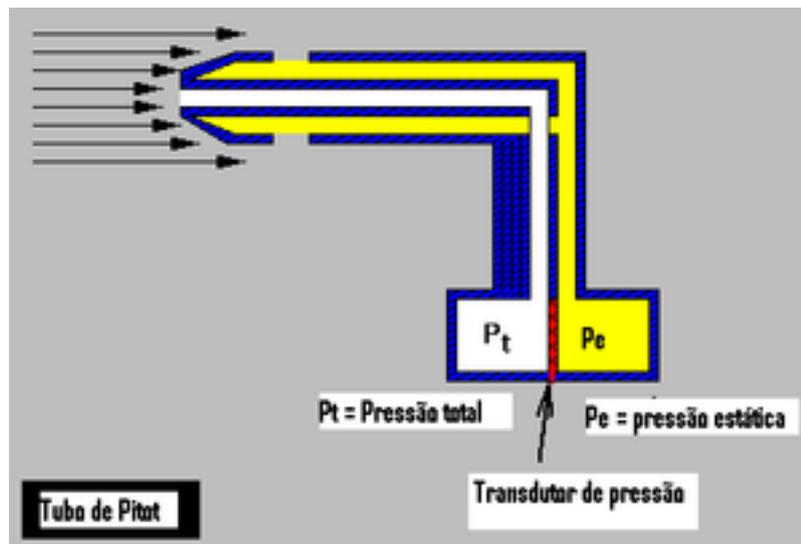


Figura 16: Tubo de Pitot esquematizado.

Com o auxílio do tubo de Pitot foram feitas medidas de pressão estática e a dinâmica. A pressão dinâmica é a diferença entre a pressão total e a pressão estática.

A leitura dos valores de pressão captados pelo Pitot é feita pelo manômetro de coluna d'água inclinado, mostrado na figura 17, a seguir.

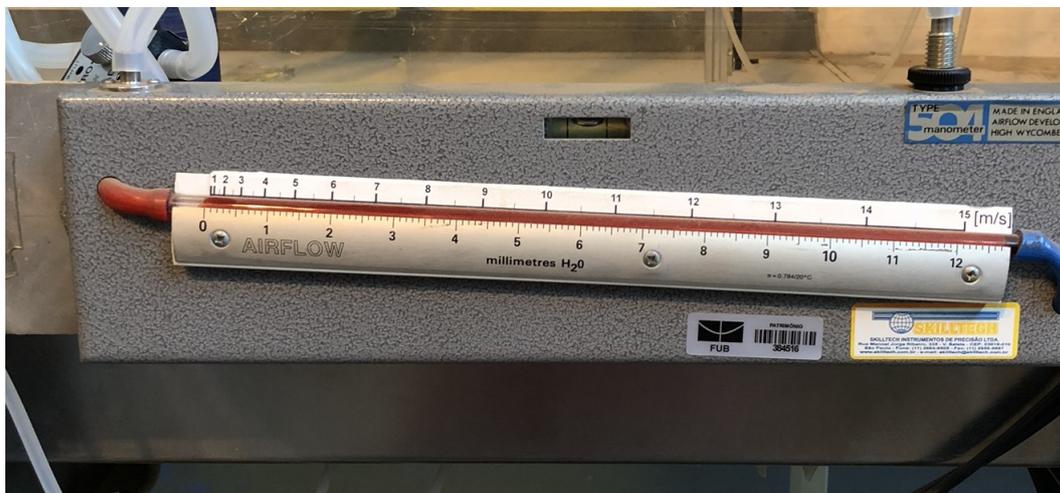


Figura 17: Manômetro de coluda d'água inclinado do LEA - UnB.

O tubo de Pitot utilizado na aquisição dos dados pode ser visto na Figura 18. Esse tubo foi apoiado em um posicionador que usa coordenadas cartesianas, através de um controle usando uma placa de arduino, que controlada por um software é capaz de se movimentar ao longo do túnel de vento. As medições de pressão ao longo do eixo x se deram em passos de 5 mm cada. Os valores lidos visualmente no manômetro foram armazenados em uma planilha, para posterior elaboração de gráficos e cálculo dos coeficientes propostos.

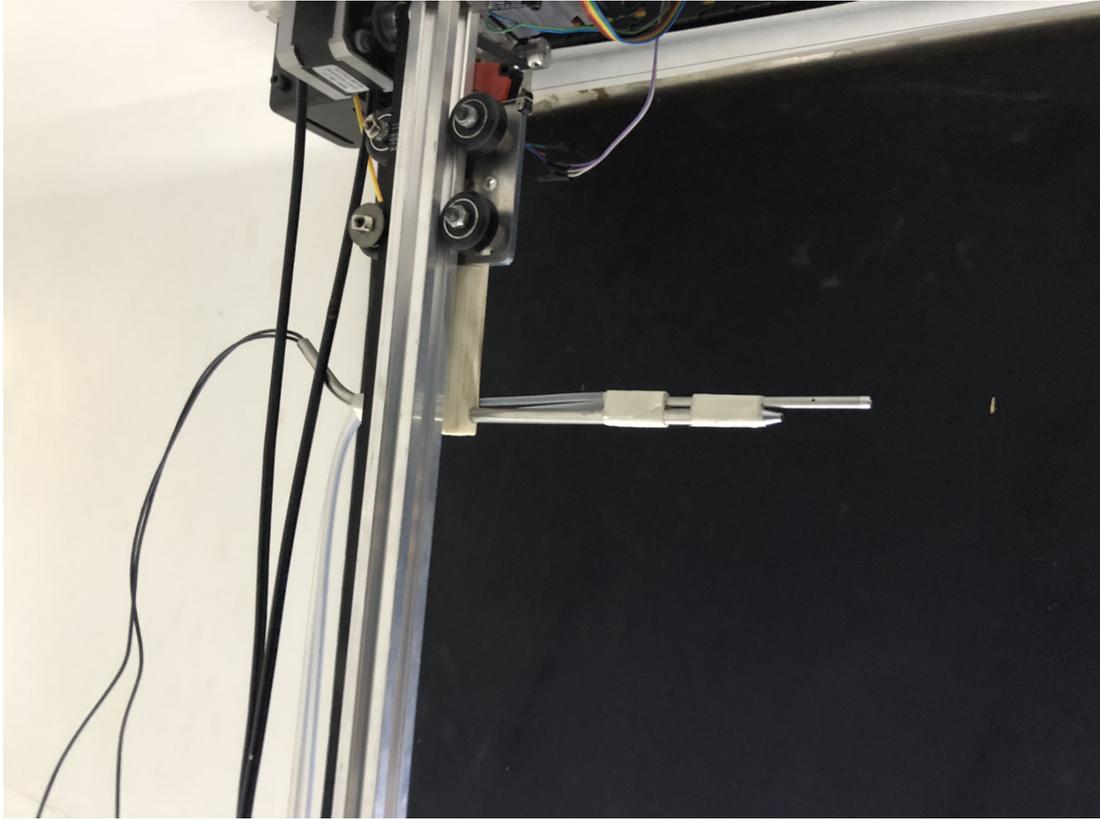


Figura 18: Tubo de Pitot usado no trabalho.

Primeiramente se gerou um escoamento com $U = 8 \text{ m/s}$ e se fez tomadas de pressão ao longo do eixo longitudinal do sistema. Após essas primeiras tomadas de dados a velocidade do escoamento foi aumentada para $U = 10 \text{ m/s}$ de modo a avaliar se as curvas geradas mantinham uma mesma forma, independentemente da velocidade do escoamento.

4.2.4 Ensaios Realizados

Para se resumir e facilitar a visualização dos ensaios que foram feitos, as tabelas 1, 2 e 3 foram construídas. Elas mostram cada tipo de ensaio realizado, os parâmetros do experimento e as grandezas que foram medidas em cada ensaio.

Tabela 1: Grandezas medidas com o escoamento com velocidade $U = 8m/s$.

$U = 8y \text{ m/s}$	Pressão de Estagnação	Pressão Estática	Pressão Dinâmica	Velocidade
Eixo x	x	x	x	x
Eixo y				

Tabela 2: Grandezas medidas com o escoamento com velocidade $U = 8,2m/s$.

$U = 8,2 \text{ m/s}$	Pressão de Estagnação	Pressão Estática	Pressão Dinâmica	Velocidade
Eixo x				
Eixo y		x	x	x

Tabela 3: Grandezas medidas com o escoamento com velocidade $U = 9,4m/s$.

$U = 9,4 \text{ m/s}$	Pressão de Estagnação	Pressão Estática	Pressão Dinâmica	Velocidade
Eixo x		x	x	x
Eixo y			x	x

Com os ensaios realizados foi possível se verificar como o difusor Lens CII afeta o escoamento que por ele passa, através de gráficos que mostram como a velocidade e a pressão variam ao longo do difusor, que serão mostrados no capítulo de resultados.

4.3 Análise do Erro Experimental

A análise do erro experimental foi feita baseada nos erros instrumentais dos equipamentos utilizados. Como para a realização do trabalho foram usados um manômetro analógico, um barômetro e um termômetro analógico, foi levado em conta apenas o erro instrumental associado a esses equipamentos. As propagações de incertezas foram obtidas como mostra na equação 4.3, onde σ_f denota o desvio padrão da grandeza f .

$$\sigma_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \sigma x_1^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \sigma x_2^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 \sigma x_n^2} \quad (4.3)$$

As incertezas instrumentais desses equipamentos utilizados têm o valor da metade do valor da escala do instrumento, no caso do manômetro a escala é $0,1 \text{ mm}$, no barômetro a escala é 1 mmHg e o termômetro $1 \text{ }^\circ\text{C}$. As incertezas dos ensaios, então, são escritas em função da incerteza do manômetro (Δp). Assim, todas as incertezas são escritas em função dos instrumentos utilizados no trabalho: termômetro (T), barômetro (p) e manômetro de coluna inclinada (Δp).

As incertezas aleatórias vêm dadas como sendo o desvio padrão (δ) calculado sobre o universo de ensaios realizados sobre as mesmas condições.

$$T = \bar{T} \pm \delta T. \quad (4.4)$$

$$p = \bar{p} \pm \delta p. \quad (4.5)$$

$$\Delta p = \overline{\Delta p} \pm \delta \Delta p. \quad (4.6)$$

Onde, nestas equações $\delta T = 0,5 \text{ }^\circ\text{C}$, $\delta p = 0,5 \text{ mmHg}$ e $\delta \Delta p = 0,05 \text{ mmH}_2\text{O}$.

As incertezas relacionadas a T , p e Δp são propagadas no cálculo da massa específica ρ do fluido. Para se obter o valor da massa específica em kg/m uma conversão foi feita:

$$\rho = \frac{p \cdot 133,32}{R_{ar}(T + 273,15)} [kg/m] \quad (4.7)$$

Portanto, a incerteza δp equivale à:

$$\delta p = \left\{ \left[\frac{133,32}{R_{ar}(T + 273,15)} \right]^2 (\delta p)^2 + \left[-\frac{133,32 \cdot p}{R_{ar}(T + 273,15)^2} \right]^2 (\delta T)^2 \right\}^{1/2} [kg/m^3] \quad (4.8)$$

Para o cálculo da velocidade do escoamento não perturbado é necessário fazer uma conversão de unidades de pressão, convertendo a unidade obtida no manômetro de coluna inclinada para Pascal:

$$u = \sqrt{\frac{2(\Delta p \cdot 9,81)}{\rho}} [m/s] \quad (4.9)$$

Portanto, a incerteza associada à essa grandeza é dada por:

$$\delta u = \left\{ \left[\frac{2,21\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\Delta p} \right]^2 (\delta \Delta p)^2 + \left[\frac{2,21\sqrt{\frac{\Delta p}{\rho}}}{\rho} \right]^2 (\delta \rho)^2 \right\}^{1/2} [m/s] \quad (4.10)$$

5 Resultados e Discussões

Preliminares

Segundo a metodologia que foi exposta no capítulo 4.2 as seguintes análises e resultados foram obtidos:

- Curvas de velocidade v vs comprimento ao longo do eixo longitudinal do sistema turbina-difusor;
- Curvas de pressão estática v vs comprimento ao longo do eixo longitudinal do sistema turbina-difusor;
- Curvas de comparação de velocidade ao longo do eixo longitudinal do sistema turbina-difusor para velocidades de escoamento não perturbado distintas;
- Curvas de comparação de pressão estática ao longo do eixo longitudinal do sistema turbina-difusor para velocidades de escoamento não perturbado distintas;
- Cálculo dos coeficientes propostos no trabalho;
- Análise da influência do difusor.

Como visto na seção 4.2.4 foram realizados alguns ensaios para a velocidade de escoamento não perturbado de $U = 8 \text{ m/s}$ e $U = 10 \text{ m/s}$.

5.1 Pressão e Temperatura do Laboratório

Antes dos ensaios realizados mediu-se a pressão e a temperatura no laboratório. A pressão foi medida através de um manômetro de coluna de mercúrio. A temperatura foi medida através de um termômetro analógico existente no laboratório. Foram feitos ensaios em 6 dias diferentes, portanto, foram feitas medidas de temperatura e pressão em 6 dias distintos. A tabela 4 mostra os valores medidos de pressão e temperatura do laboratório.

No 1º ensaio foram feitas as mediadas de pressão dinâmica para uma velocidade de escoamento de $U = 8 \text{ m/s}$ e $U = 10 \text{ m/s}$. No 2º ensaio foram realizadas medidas de

Tabela 4: Valores de pressão e temperatura do laboratório nos dias em que os ensaios foram realizados.

	Temperatura	Pressão
1º dia de ensaio	$27 \pm 0,5^{\circ}C$	$90654,58 \pm 66,65 Pa$
2º dia de ensaio	$23 \pm 0,5^{\circ}C$	$90387,95 \pm 66,65 Pa$
3º dia de ensaio	$27 \pm 0,5^{\circ}C$	$90657,68 \pm 66,65 Pa$

pressão estática $U = 8 m/s$ e posteriormente com $U = 10 m/s$. Como mostrado na seção 3 os coeficientes propostos por (IGRA, 1977) são calculados através dos valores de pressão estática medidos.

5.2 Curvas de Velocidade

Para se verificar como a velocidade varia ao longo dos eixos x e y foram geradas curvas de velocidade adimensional vs comprimento adimensional. A velocidade foi adimensionalizada pela velocidade do escoamento não perturbado, conforme mostra a equação 5.2:

$$\tilde{u} = \frac{u}{U_{\infty}}. \quad (5.1)$$

Como pode-se relacionar a velocidade com a pressão dinâmica da forma mostrada na equação 4.2, tem-se que:

$$\tilde{u} = \left(\frac{\frac{\Delta p}{\rho}}{\frac{2\Delta p_{esc}}{\rho}} \right)^{1/2}. \quad (5.2)$$

Como o escoamento é incompressível, chega-se à equação

$$\tilde{u} = \left(\frac{\Delta p}{\Delta p_{esc}} \right)^{1/2}. \quad (5.3)$$

O comprimento foi adimensionalizado pelo diâmetro médio do difusor ($D = 224,4 mm$), de modo que a coordenada de valor 0 ficasse sendo no plano de entrada do difusor.

Nos gráficos a seguir U indica a velocidade do escoamento não perturbado, u a velocidade medida em cada ponto, x a variação da coordenada ao longo do eixo x do difusor, y a variação da coordenada ao longo do eixo y do difusor e D o diâmetro médio do difusor.

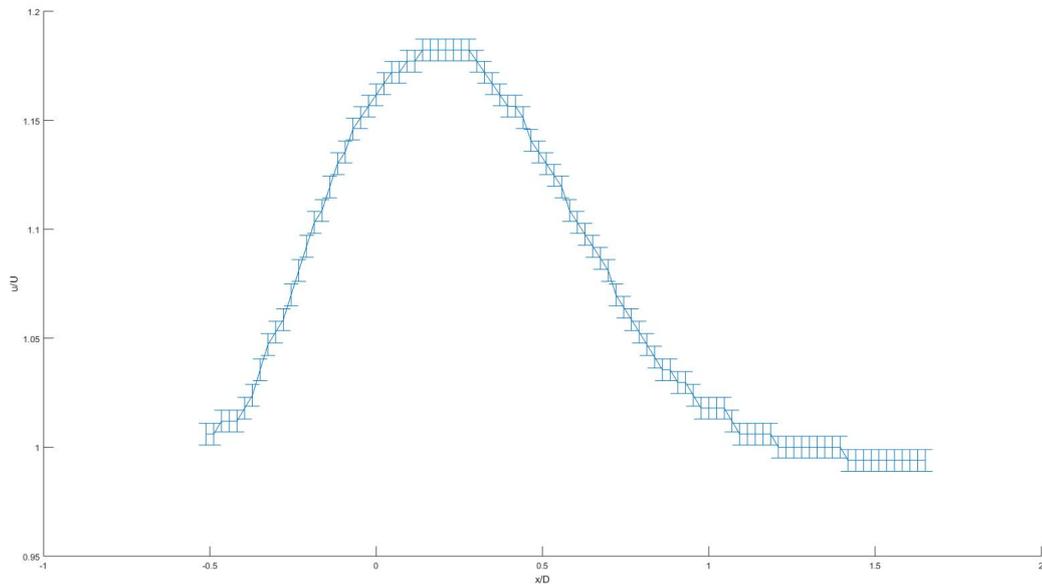
5.2.1 Curvas de Velocidade ao Longo do Eixo x 

Figura 19: Curva de velocidade vs comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 11,3 \text{ m/s}$.

Como pode ser visto na figura 19 a presença do difusor faz com que a velocidade do escoamento comece a aumentar antes da entrada do difusor, atingido um valor máximo quase 20% maior que a velocidade do escoamento não perturbado. Isso, conseqüentemente, faz com que maior massa de fluido passe pelo rotor da turbina em um mesmo intervalo de tempo.

O mesmo experimento foi realizado para uma velocidade de escoamento de $U = 9,4 \text{ m/s}$, obteve-se uma curva bem próxima da curva mostrada na figura 19, como mostrado na figura 20. Nota-se se que, assim como na figura 19 o aumento percentual na velocidade do escoamento foi algo em torno de 20%.

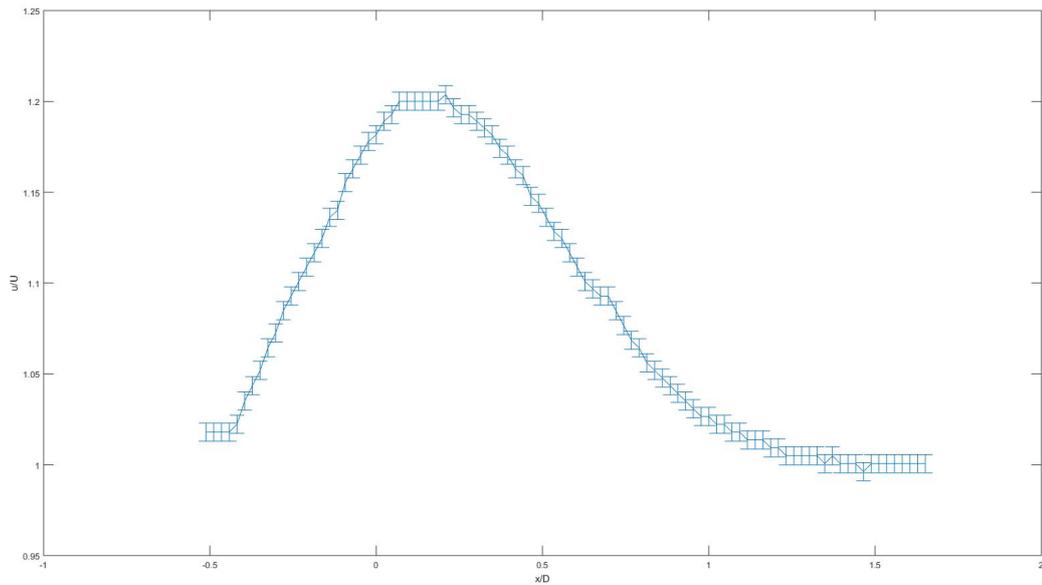


Figura 20: Curva de velocidade vs comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 9,4 \text{ m/s}$.

Para ficar mais visível a proximidade das curvas de velocidade e, que consequentemente, a velocidade do escoamento não perturbado não interfere significativamente no quanto o difusor é capaz de aumentar a velocidade do escoamento em relação à velocidade do escoamento não perturbado, a curva da figura 21 foi gerada.

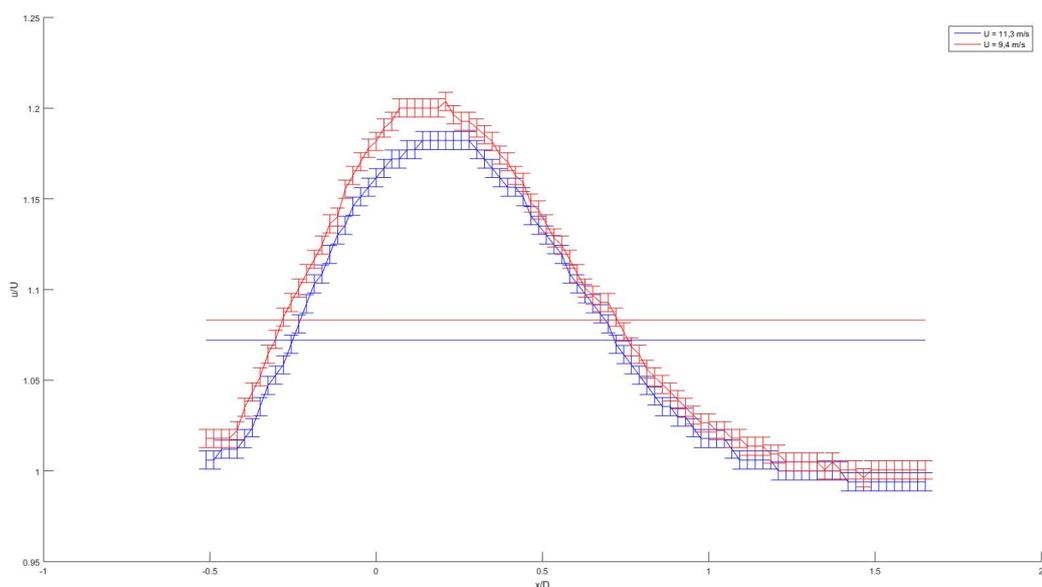


Figura 21: Comparação da variação da velocidade ao longo do eixo x do difusor para diferentes velocidades do escoamento não perturbado.

Vale ressaltar que em pontos distantes do difusor a velocidade do escoamento é recuperada, como esperado pela teoria.

5.2.2 Curvas de Velocidade ao Longo do Eixo y

Ainda com o intuito de se analisar os efeitos do difusor no escoamento, se gerou curvas da variação da velocidade ao longo do eixo y do difusor, no plano o qual a velocidade se mostrava maior na direção x . O plano escolhido foi no centro do difusor, onde se percebeu o maior valor de u . A figura 22 ilustra o comportamento da velocidade nesse plano do difusor para uma velocidade de escoamento não perturbado $U = 8,2 \text{ m/s}$. O ponto 0 é a extremidade esquerda do difusor, a borda esquerda. O centro do difusor está representado pelo ponto 0,5.

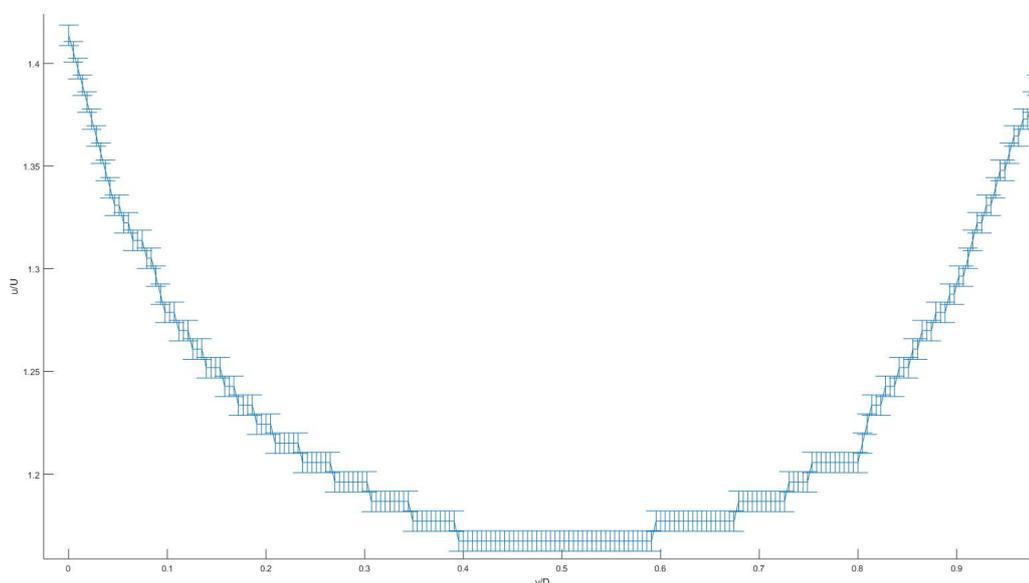


Figura 22: Curva de velocidade vs comprimento em y para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 8,2 \text{ m/s}$.

Percebe-se que a velocidade é maior quanto mais longe o ponto está do centro do difusor, para um valor fixo no eixo x . Ou seja, para um plano com posição fixa em x conforme se afasta do centro da turbina indo na direção y a velocidade aumenta. Imaginando que tivesse uma turbina colocada na região interna do difusor, esses pontos onde a velocidade é maior seriam onde estariam as pás da turbina, e a região onde se tem a menor velocidade (no centro do difusor, ponto de coordenada 0,5 da figura 22) seria onde estaria o rotor da turbina, o que é um resultado satisfatório, uma vez que o que retira a energia do escoamento são as pás e não o rotor. As pás que são movidas pelo vento, portanto uma vez que as regiões de maiores velocidades são afastadas do centro do difusor, para um plano de coordenada x fixa, são onde estão as pás.

Nota-se, também, que nesses pontos mais afastados do centro do difusor a velocidade chega a ser até 40% maior que a velocidade média do escoamento U_∞ .

Ainda em acréscimo a essa verificação de como o campo de velocidades é afetado pelo difusor no eixo y , se gerou uma curva com os dados obtidos variando a posição em y , porém agora com uma velocidade $U = 9,4 \text{ m/s}$, mostrado na figura 23. Para esse valor de U se percebeu um aumento de 50% da velocidade do escoamento das regiões da borda do difusor em relação ao escoamento não perturbado.

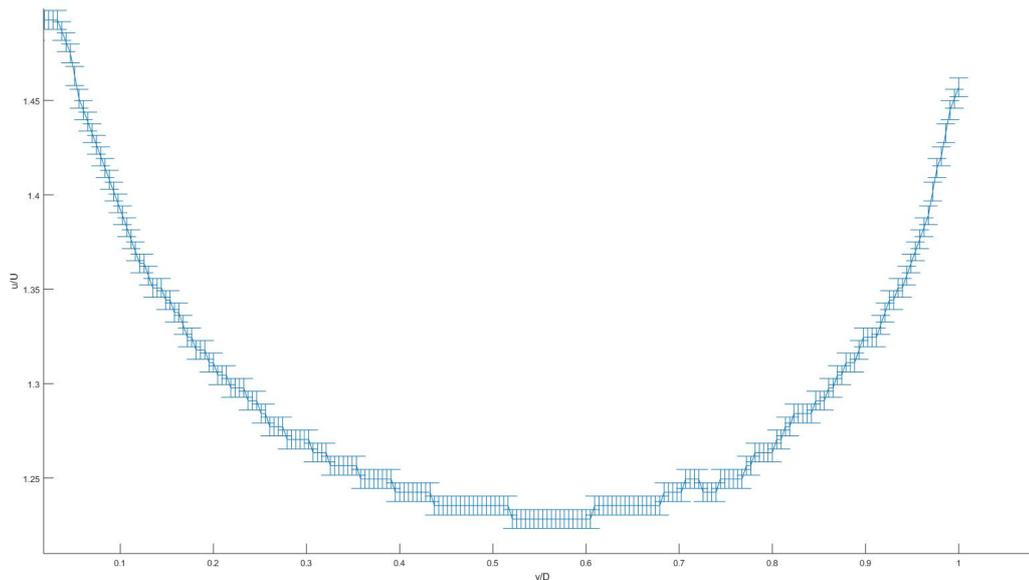


Figura 23: Curva de velocidade vs comprimento em y para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 9,4 \text{ m/s}$.

A figura 24 mostra as duas curvas de velocidades obtidas ao longo do eixo y para o valor de $x = 0$, que corresponde à entrada do difusor. As curvas ficaram parecidas, porém não tão próximas como as curvas da figura 21, o que sugere que a velocidade do escoamento não perturbado interfere mais em quanto o difusor altera o campo de velocidades no eixo y do que no eixo x (que praticamente não alterou).

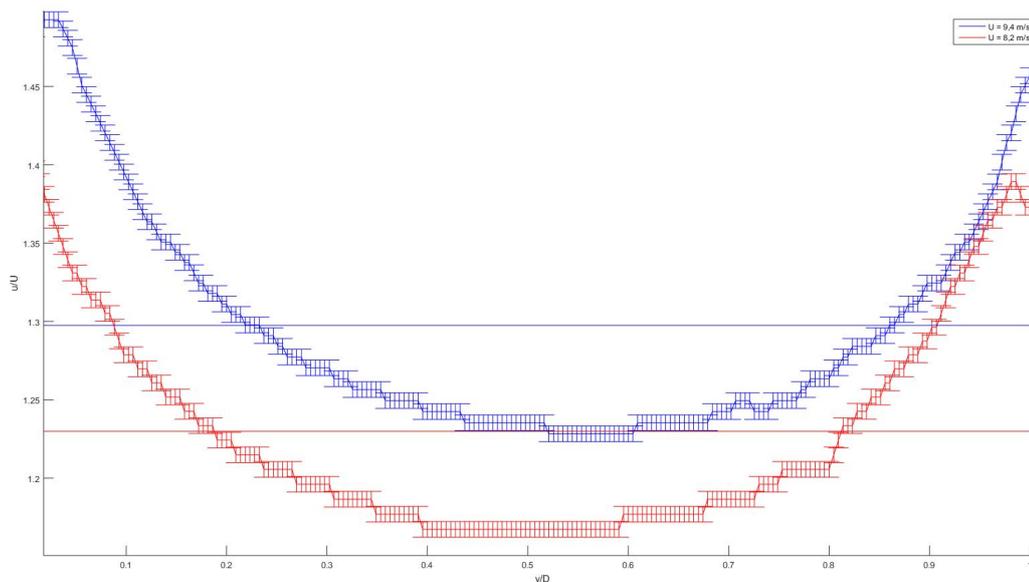


Figura 24: Comparação da variação da velocidade ao longo do eixo y do difusor para diferentes velocidades do escoamento não perturbado na entrada do difusor ($x = 0$).

5.3 Curvas de Pressão

Para se verificar o efeito do difusor no campo de pressão do escoamento ao longo dos eixos x e y foram geradas curvas de pressão estática adimensional e pressão de estagnação adimensional *vs* comprimento adimensional. O comprimento foi adimensionalizado seguindo o que foi feito na parte das curvas de velocidade, na seção 5.2. A pressão estática foi adimensionalizada pela pressão estática do escoamento não perturbado, bem como a pressão de estagnação foi adimensionalizada pela pressão de estagnação medida com o escoamento não perturbado. De forma que:

$$\tilde{p}_{sta} = \frac{p_{sta}}{P_{sta}}, \quad (5.4)$$

e

$$\tilde{p}_{est} = \frac{p_{est}}{P_{est}}, \quad (5.5)$$

onde p se refere à pressão medida ao longo do difusor e P à pressão medida no escoamento não perturbado e os subíndices *sta* e *est* se referem à pressão estática e de estagnação, respectivamente. As curvas de pressão estática serão utilizadas para o cálculo dos coeficientes do difusor, como citado como objetivo principal deste trabalho na seção 1.

5.3.1 Curvas de Pressão ao Longo do Eixo x

A figura 25 ilustra como a pressão estática do escoamento varia ao longo do eixo x do difusor para uma velocidade do escoamento $U = 11,3 \text{ m/s}$.

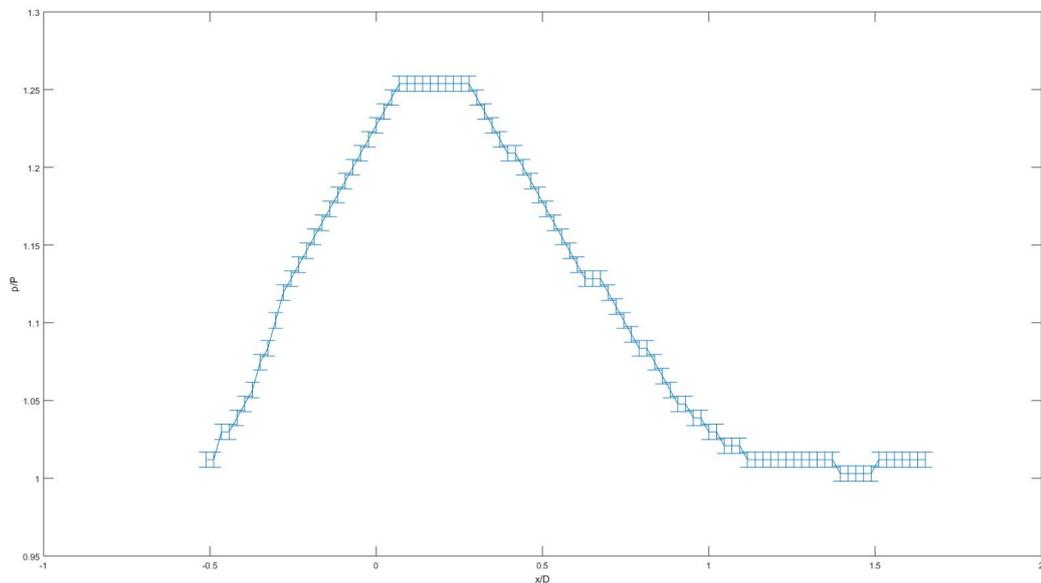


Figura 25: Curva de pressão estática *vs* comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 11,3 \text{ m/s}$.

Da curva mostrada na figura 25 é possível ver que há um aumento de 25% da pressão estática do escoamento na região de entrada do difusor.

Ainda em acréscimo a essa análise da variação da pressão estática se mediu os valores de pressão para uma velocidade $U = 9,4 \text{ m/s}$, mostrado na figura 26.

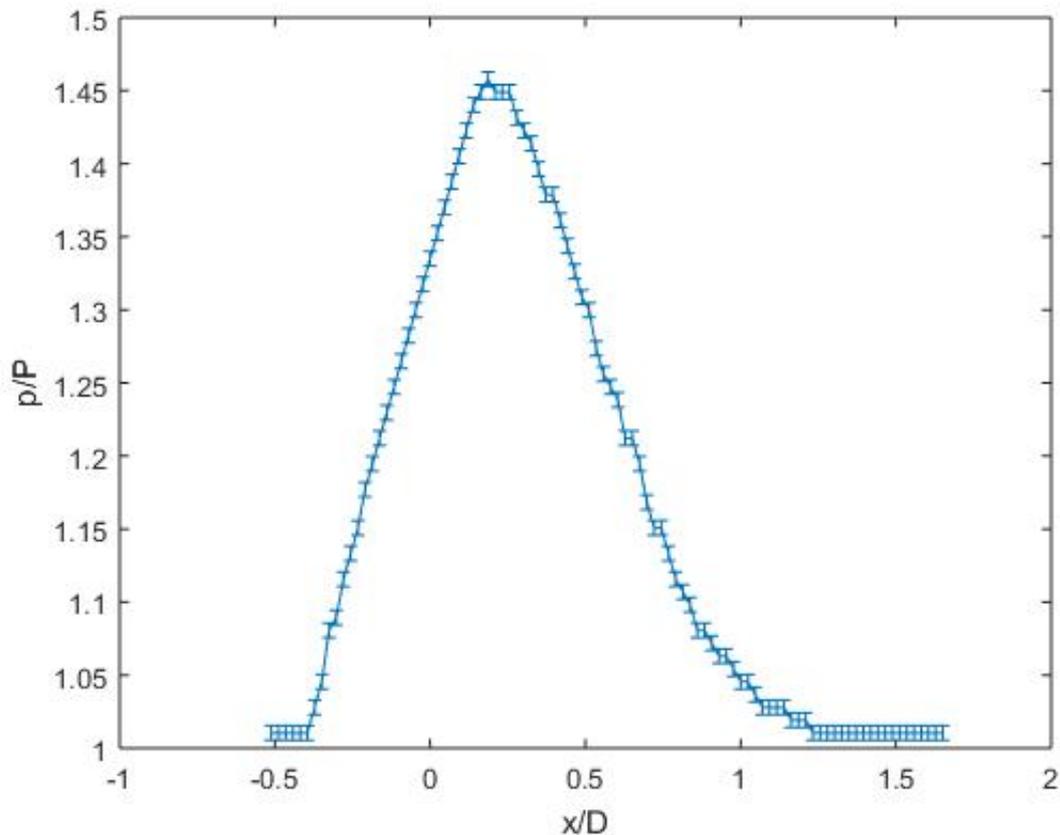


Figura 26: Curva de pressão estática *vs* comprimento em x para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 9,4 \text{ m/s}$.

As curvas ficaram bem parecidas, assim como o obtido para a velocidade ao longo do eixo x , para os diferentes valores de U , porém para a pressão estática pode-se perceber que para uma velocidade $U = 9,4 \text{ m/s}$ o aumento relativo na pressão foi consideravelmente maior que para o caso em que a velocidade do escoamento era $U = 11,3 \text{ m/s}$, conseguindo, para $U = 9,4 \text{ m/s}$, um aumento na pressão estática na entrada do difusor de mais de 45% em relação à pressão estática do escoamento não perturbado.

Um gráfico contendo as duas curvas de pressão estáticas mostradas nas figuras 25 e 26 é mostrada na figura 27.

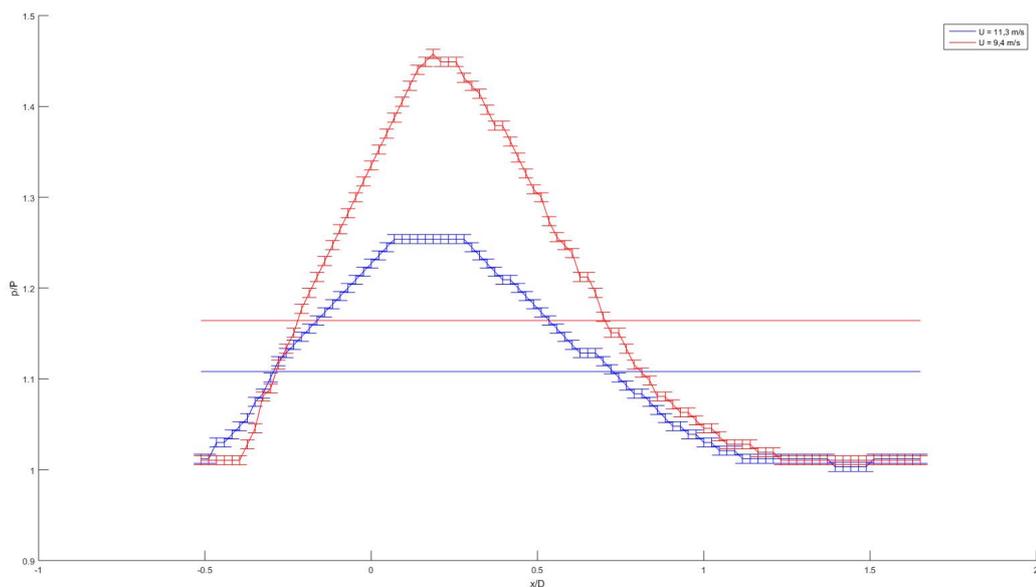


Figura 27: Comparação da variação da pressão estática ao longo do eixo x do difusor para diferentes velocidades do escoamento não perturbado.

Percebe-se que após o difusor o escoamento recupera o valor de pressão estática do escoamento não perturbado, como esperado.

5.3.2 Curvas de pressão ao longo do eixo y

Para o eixo y se fez apenas medidas de pressão estática e para, apenas, uma velocidade $U = 8,2 \text{ m/s}$. Esse resultado é mostrado na figura 28.

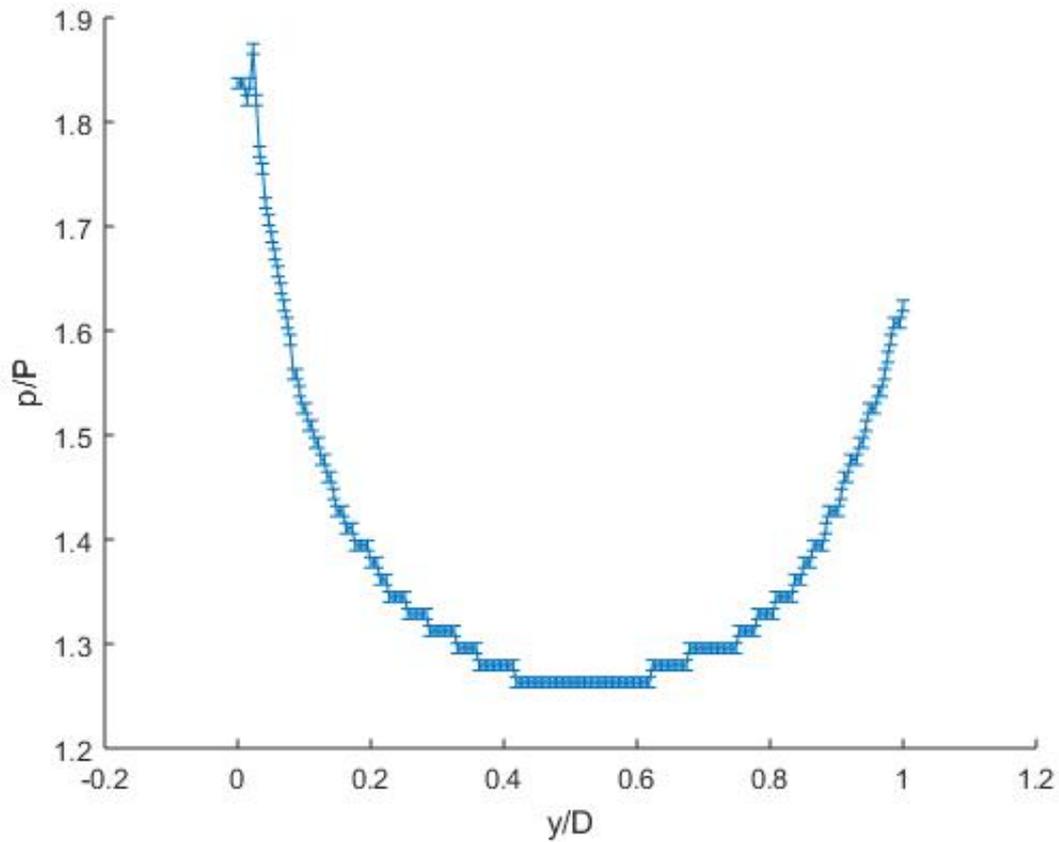


Figura 28: Curva de pressão estática *vs* comprimento em y para o escoamento com velocidade não perturbada $U = 8,2 \text{ m/s}$.

Como se pode ver na figura 28 nas extremidades do difusor (região próxima às bordas) o valor da pressão estática é quase o dobro do valor medido no escoamento não perturbado.

5.4 Cálculo dos Coeficientes do Difusor

Para se atingir o objetivo principal desse trabalho deve-se calcular os valores dos coeficientes C_{pr} , C_{ps} e r . Esses coeficientes serão calculados utilizando os valores medidos de pressão estática, como descrito na seção 3.1.1.

A tabela 5 mostra os resultados dos coeficientes após os cálculos.

Tabela 5: Valores calculados para os coeficientes propostos por (IGRA, 1980).

Coeficiente	Valor
C_{pr}	-0,13
C_{ps}	-0,18
C_D	0,026
r	0,073
$r_{m\acute{a}x}$	0,78

Vale ressaltar que o coeficiente C_D e, conseqüentemente, o fator de argumentação do difusor r precisam da presença da turbina para o seu cálculo de forma mais precisa, o que será efetuado em trabalhos futuros. O valor aqui apresentado leva em consideração apenas uma possível posição geométrica onde estaria localizada a turbina.

Como descrito na seção 3.1.1 o coeficiente de pressão de descarga do difusor, C_{ps} , deve ser o menor possível, sendo que um grande valor negativo é desejado. No presente trabalho se conseguiu para o difusor Lens CII sem a presença de uma turbina um valor de $C_{ps} = -0,18$. Esse valor é considerado satisfatório, dado as circunstâncias do experimento e dado que o presente trabalho é apenas o começo para desenvolvimento de trabalhos futuros sobre o mesmo tema. Esse coeficiente negativo significa que o escoamento irá recuperar a pressão do escoamento livre, p_∞ , somente após o difusor, o que é desejado, uma vez que no difusor se esperar ter uma região de baixa pressão (OHYA; KARASUDANI, 2010).

6 Conclusões Preliminares

O presente trabalho consistiu foi realizado no primeiro semestre de 2018, com intuito de obtenção dos créditos para a aprovação na disciplina Projeto de Graduação 1. Em sua primeira fase, fase de uma forte fundamentação teórica sobre o que vem sendo feito pelos cientistas e pesquisadores a respeito do tema difusores para turbinas de eixo horizontal, pesquisas foram realizadas através de artigos, publicações e livros. Após uma base tórica sólida foi proposto o trabalho, cujo o objetivo era ser um projeto essencialmente experimental no qual através de ensaios de um difusor do modelo Lens CII poderiam ser geradas curvas que mostrassem como a pressão estática e a velocidade variam devido à presença do difusor e, por fim, calcular os coeficientes que surgem devido à existência do difusor no escoamento.

Os ensaios foram realizados no túnel de vento disponibilizado pelo LEA -UnB, onde se montou o difusor Lens CII e se fez passar por ele escoamentos com três velocidades distintas ($11,3 \text{ m/s}$, $9,4 \text{ m/s}$ e $8,2 \text{ m/s}$) e através de duas direções distintas, eixo x e eixo y . Foram feitas tomadas de pressão a cada 5 mm ao longo do eixo x e a cada 1 mm ao longo do eixo y . Com esses dados obtidos foi possível uma análise da influência do difusor no escoamento através de gráficos e do cálculo dos coeficientes C_{pr} , C_{ps} e r .

O trabalho gerou bons resultados, os quais, de forma bem visual, mostraram a influência de um difusor colocado em um escoamento livre. Pode mostrar que é interessante o uso de difusores para aumentar a potência de turbinas de eixo horizontal, como turbinas eólicas e hidrocínéticas, uma vez que foi validado experimentalmente que o difusor aumenta a velocidade do escoamento na região interna a ele, aumentando assim a vazão mássica que passa através das pás da turbina.

O valor obtido para o fator de desempenho r do difusor foi de $r = 0,073$, o que é mais de 10 vezes menor que o $r_{máx}$. Isso se deve devido ao cálculo de r depender do valor de C_D , que por sua vez depende da presença de uma turbina no escoamento. Como não havia essa turbina, foram feitas aproximações e se calculou o valor de C_D através de posições geométricas de onde estaria posicionada uma turbina no difusor. O cálculo de um valor mais correto para C_D e, conseqüentemente, para r será proposto como uma continuação desse trabalho, como projeto de graduação 2.

6.1 Cronograma

Um cronograma de atividades para o segundo semestre de 2018 foi elaborado com o intuito de organizar a continuidade desse trabalho. O cronograma está mostrado na tabela 6.

Tabela 6: Cronograma de atividades para o segundo semestre de 2018.

	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
Revisão PG1	x					
Leitura Complementar	x	x				
Montagem Experimental		x	x			
Experimento de Visualização do Escoamento			x	x		
Experimento Disco Atuador				x		
Elaboração do Relatório				x	x	

Referências

- ABE, K. et al. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 93, n. 12, p. 951–970, 2005.
- ABE, K.-i.; OHYA, Y. An investigation of flow fields around flanged diffusers using cfd. *Journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, Elsevier, v. 92, n. 3-4, p. 315–330, 2004.
- BERGESON L. GREENWALD, C. K. Bergeson, l. greenwald, c. k.
- BETZ, A. *Introduction to the theory of flow machines*. [S.l.]: Elsevier, 2014.
- BURTON, T. et al. *Wind energy handbook*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2011.
- CHEN, T.; LIAO, Y.; CHENG, C. Development of small wind turbines for moving vehicles: Effects of flanged diffusers on rotor performance. *Experimental Thermal and Fluid Science*, Elsevier, v. 42, p. 136–142, 2012.
- FOREMAN, K.; GILBERT, B.; OMAN, R. Diffuser augmentation of wind turbines. *Solar Energy*, Elsevier, v. 20, n. 4, p. 305–311, 1978.
- HANSEN, A. D.; MICHALKE, G. Modelling and control of variable-speed multi-pole permanent magnet synchronous generator wind turbine. *Wind Energy*, Wiley Online Library, v. 11, n. 5, p. 537–554, 2008.
- HANSEN, M. O. L. *Aerodynamics of Wind Turbines*. Citado na página 181. 2th. ed. [S.l.]: Stylus Pub LLC, 2008.
- HANSEN, M. O. L.; SØRENSEN, N. N.; FLAY, R. Effect of placing a diffuser around a wind turbine. *Wind Energy*, Wiley Online Library, v. 3, n. 4, p. 207–213, 2000.
- HARDWOOD, J. H. Protótipo de um cata-àgua que gera 1 kw de eletricidade. *Acta Amazonica*, SciELO Brasil, v. 15, n. 3-4, p. 403–412, 1985.
- HARDY, C. *Renewable Energy and Role of Marykirk's James Blyth*. [S.l.]: The Courier. D. C. Thomson & Co. Ltd., 2010.
- HASEGAWA, M.; OHYA, Y.; KUME, H. Numerical studies of flows around a wind turbine equipped with flanged-diffuser shroud by using an actuator-disc model. *Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu B Hen(Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers Part B)(Japan)*, v. 19, n. 9, p. 1860–1867, 2007.
- HUBBERT, M. K. et al. Nuclear energy and the fossil fuel. citado na página 14. In: AMERICAN PETROLEUM INSTITUTE. *Drilling and production practice*. [S.l.], 1956.

- IGRA, O. The shrouded aerogenerator. *Energy*, Elsevier, v. 2, n. 4, p. 429–439, 1977.
- IGRA, O. Research and development for shrouded wind turbines. 1980.
- JAFARI, S. A.; KOSASIH, B. Flow analysis of shrouded small wind turbine with a simple frustum diffuser with computational fluid dynamics simulations. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 125, p. 102–110, 2014.
- KOGAN, A.; NISSIM, E.; SEGNER, A. *Shrouded Aerogenerator Design Study*. [S.l.]: Technion Research and Development Foundation, 1961.
- KOGAN, A.; SEGNER, A. *Shrouded Aerogenerator Design Study: II. Axisymmetrical Shroud Performance*. [S.l.]: Technion-Israel Institute of Technology, Department of Aeronautical Engineering, 1963.
- KURLANSKY, M. *Salt: A World History*. Citado na página 419. [S.l.]: John Wiley and Sons, 2002.
- LILLEY, G.; RAINBIRD, W. *A preliminary report on the design and performance of ducted windmills*. [S.l.], 1956.
- MATSUSHIMA, T.; TAKAGI, S.; MUROYAMA, S. Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a diffuser. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 31, n. 9, p. 1343–1354, 2006.
- MME.GOV.BR. *Oferta Interna de Energia, 2018*. 2018. Disponível em: <http://www.mme.gov.br/web/guest/publicacoes-e-indicadores/boletins-de-energia?p_p_auth=eiCbph5w&p_p_id=20&p_p_lifecycle=0&p_p_state=normal&p_p_mode=view&_20_struts_action=%2Fdocument_library%2Fview_file_entry&_20_fileEntryId=20348065>.
- NUNES, M. M. Estudo experimental de difusor hidrodinâmico para turbinas hidrocinéticas. 2017.
- OHYA, Y.; KARASUDANI, T. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology. *Energies*, Molecular Diversity Preservation International, v. 3, n. 4, p. 634–649, 2010.
- OHYA, Y. et al. Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of wind engineering and industrial aerodynamics*, Elsevier, v. 96, n. 5, p. 524–539, 2008.
- WANG, W.-X. et al. Experimental investigation into the influence of the flanged diffuser on the dynamic behavior of cfrp blade of a shrouded wind turbine. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 78, p. 386–397, 2015.