

**Projeto de graduação 2**

**Estudo experimental de difusor  
hidrodinâmico para turbinas  
hidrocinéticas**

Por,  
**Matheus Montenegro Nunes**

**Brasília, 21 de junho de 2017**



**Universidade de Brasília  
Departamento de Engenharia Mecânica**

Matheus Montenegro Nunes

**Estudo experimental de difusor hidrodinâmico  
para turbinas hidrocínéticas.**

Brasília - DF, Brasil

21 de junho de 2017

Matheus Montenegro Nunes

## **Estudo experimental de difusor hidrodinâmico para turbinas hidrocínéticas.**

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção do grau de engenheiro mecânico. Brasília - DF, Brasil, 12 de julho de 2017:

---

**Taygoara Felamingo de Oliveira**  
Orientador

---

**Antonio Cesar Pinho Brasil Junior**  
Examinador 1

---

**Rafael Castilho Faria Mendes**  
Examinador 2

Brasília - DF, Brasil  
21 de junho de 2017

*Dedico este trabalho a meu irmão, for I will be great,  
et tu brilleras à côté de moi mio fratello carissimo.*

# Agradecimentos

Minha eterna gratidão aos meus pais e ao meu irmão por sempre me amarem e me estruturarem para que eu possa ter essa mentalidade que tenho hoje. Painho, agradeço muito por todas as caronas pra UnB. Mainha, agradeço muito por sempre cuidar da gente. Neném, agradeço muito por suas mensagens incríveis nos melhores momentos.

Agradeço também a toda a minha família, por estarem presentes sempre quando necessário como um suporte caso algo dê errado conosco. Também a Ana e a Silvinha, por estarem ali para cuidar de mim nestes momentos.

Agradeço ao meu orientador, professor Taygoara, por ser incrível.

Agradeço aos colegas do LEA-UnB, muito especialmente ao Rafael, por ter me inserido nesta oportunidade, me guiado em todos os momentos e por estar sempre me ajudando com todas as dúvidas e equipamentos.

Agradeço a UnB, por me proporcionar mais uma etapa memorável da minha vida.

Agradeço aos meus companheiros de curso e da EREKO. Em especial a Carol por sempre ser épica ao meu lado, a Thais por ser esta pessoa especial na engenharia mecânica e a Concs e Lales por estarem sempre me acompanhando nas matérias do curso.

Agradeço a todos os forrozeiros, tangueiros e todos os outros que estiveram dançando comigo nesta jornada. Sem vocês minha vida de UnB não teria sido tão sensacional, eu não saberia nem o quanto estaria perdendo.

# Resumo

Para investigar a influência de difusores na turbina HK-10, este trabalho tem como objetivo principal testar experimentalmente dois modelos de difusores separadamente na turbina em questão. Para comparação de desempenho é feita uma análise da potência gerada pela turbina sem difusor e com cada um dos difusores. Estudos foram feitos relativos a influência de diversas características geométricas de difusores diferentes, a fim de fornecer uma base confiável para a definição das geometrias de difusores a serem adotadas. Com os resultados do estudo foram escolhidas e construídas por impressão 3D duas geometrias de difusores. Testes em túnel de vento foram realizados utilizando técnicas de modulação de carga para medição da potência gerada pela turbina. Também foram realizados testes alterando o número de pás do rotor. Encontrou-se um aumento de 92% na potência da turbina utilizando um dos difusores definidos.

**Palavras-chave:** Turbinas de eixo horizontal. Difusores hidrodinâmicos.

# Abstract

In order to investigate the influence of shrouds in the turbine HK-10, this work has as its main objective experimental tests of two shroud models, each installed separately in the turbine in question. For comparative purposes of performance an analysis is made of the power generated by the bare turbine and the turbine with each of the shrouds. A study was made on the influence of varied geometric features of different shroud types, aiming to establish a proper foundation for the definition of the shrouds designs. With this study results were selected and built by 3D printing two shrouds geometries. Tests in wind tunnel were made using load modulation techniques to measure de power generated by the turbine. Tests changing the rotor's number of blades were also made. Was observed an increase of 92% on the turbine power using one the defined diffusers.

**Keywords:** Horizontal axis turbines. Shroud. Diffuser.

# Lista de ilustrações

Figura 1.1 – Matriz elétrica brasileira. . . . .	15
Figura 1.2 – Turbina de eixo horizontal desenvolvida pela empresa Smart Hydro Power. Potência de 250 W a 5 kW - 380 kg - 1m de diâmetro. . . . .	16
Figura 1.3 – Ilustração de sistema de aplicação em rios. . . . .	17
Figura 1.4 – Desenho do projeto da turbina Hydro-K. . . . .	17
Figura 1.5 – Exemplo de um difusor. . . . .	18
Figura 1.6 – Turbina marítima GEM. Desenvolvida pela ADAG. Aproximadamente 100 kW - altura: 5.2 m, largura: 10.4 m e comprimento: 9.2 m. . . . .	19
Figura 1.7 – Turbina marítima de eixo aberto. Projeto desenvolvido pelo consórcio DCNS/OpenHydro/EDF. Aproximadamente 1MW - 20 m de diâmetro . . .	19
Figura 3.1 – Esquema do escoamento através de um disco atuador. . . . .	25
Figura 3.2 – Variação de $C_P$ e $C_T$ em função de $a$ . . . . .	28
Figura 3.3 – Exemplo de uma curva $C_p \times \lambda$ . . . . .	29
Figura 3.4 – Esquema de efeitos do difusor. . . . .	30
Figura 3.5 – Geometria do difusor AMPAIR 300. . . . .	34
Figura 3.6 – Variação da potência em função da razão H/D. . . . .	34
Figura 3.7 – Variação da potência em função da razão L/D. . . . .	34
Figura 3.8 – Variação do $C_p$ em função da razão L/D. . . . .	35
Figura 3.9 – Variação da velocidade do fluido de entrada em função da altura da flange (Apenas difusor). ( $L/D = 1.5$ , $\phi = 4^\circ$ , $C_t = 0$ ). . . . .	36
Figura 3.10–Variação da velocidade do fluido de entrada em função da altura da flange (Com rotor). ( $L/D = 1.5$ , Razão de áreas = 1.44). . . . .	36
Figura 3.11–Difusor montado sem bocal. . . . .	37
Figura 3.12–Difusor montado com bocal. . . . .	37
Figura 3.13–Comparação de $C_p$ em difusor com e sem bocal. . . . .	37
Figura 4.1 – Impressora utilizada - Leapfrog CREATR 3D Printer. . . . .	39
Figura 4.2 – Processo de impressão de uma parte do difusor. . . . .	39
Figura 4.3 – Coeficiente de potência para vários tipos de difusores Wind-Lens. . . . .	40
Figura 4.4 – Coeficiente de potência para variações do difusor Wind-Lens Tipo C. . . . .	40
Figura 4.5 – Dimensões do difusor Lens CII em função do diâmetro do rotor. . . . .	41
Figura 4.6 – Perfis estudados. . . . .	41
Figura 4.7 – Aumento do fluxo de massa, $M_r$ em função do coeficiente de força radial, $C_r$ . . . . .	42
Figura 4.8 – Coeficiente de força radial em função do ângulo de ataque $\alpha$ . . . . .	42
Figura 4.9 – Dimensões do difusor S1223. . . . .	42
Figura 4.10–Foto do difusor S1223 montado na turbina. . . . .	43
Figura 4.11–Foto do difusor Lens-CII montado na turbina. . . . .	43

Figura 5.1 – Vista lateral e frontal, com dimensões [m], do túnel de vento do LEA-UnB. . . . .	44
Figura 5.2 – Túnel de vento do LEA-UnB . . . . .	44
Figura 5.3 – Rotor de quatro pás. . . . .	45
Figura 5.4 – Rotor de quatro pás visto por trás. . . . .	45
Figura 5.5 – Rotor de três pás. . . . .	45
Figura 5.6 – Rotor de duas pás. . . . .	45
Figura 5.7 – Turbina HK-10 no interior do túnel de vento. . . . .	46
Figura 5.8 – Esquema da seção de trabalho do túnel de vento do LEA-UnB. 1. Tubo de Pitot; 2. Rotor HK-10; 3. Torquímetro; 4. Arduino; 5. Computador; 6. Manômetro de coluna inclinada . . . . .	47
Figura 5.9 – Torquímetro visto internamente com extensômetro em destaque. . . . .	48
Figura 5.10–Sensor óptico TCRT 5000 em destaque montado na carcaça do torquímetro. . . . .	49
Figura 5.11–Esquema do circuito elétrico para modulação da carga aplicada no rotor. . . . .	50
Figura 5.12–Modulação por comprimento de pulso (PWM). . . . .	51
Figura 5.13–Diagrama de blocos do sistema de controle de velocidade PID. . . . .	51
Figura 5.14–Principais pontos na instalação do difusor. . . . .	53
Figura 5.15–Diferentes posicionamentos do difusor na turbina. . . . .	53
Figura 5.16–Exemplificação do transiente durante a coleta de dados. . . . .	56
Figura 5.17–Típico gráfico de tempo de convergência obtido em cada ensaio. . . . .	57
Figura 6.1 – Patamares de velocidade de rotação . . . . .	59
Figura 6.2 – Curva de torque em função da velocidade de rotação. . . . .	60
Figura 6.3 – Curva de coeficiente de potência para uma tomada de dados. . . . .	61
Figura 6.4 – Curva de coeficiente de potência completa. . . . .	61
Figura 6.5 – Validação da curva de coeficiente de potência. . . . .	62
Figura 6.6 – Influência do posicionamento do rotor - Difusor S1223. . . . .	63
Figura 6.7 – Influência do posicionamento do rotor - Difusor Lens-CII. . . . .	63
Figura 6.8 – Influência do número de pás - 8 m/s e Sem difusor. . . . .	64
Figura 6.9 – Influência do número de pás - 8 m/s e difusor S1223. . . . .	64
Figura 6.10–Influência do número de pás - 10 m/s e Sem difusor. . . . .	65
Figura 6.11–Influência do número de pás - 10 m/s e difusor S1223. . . . .	65
Figura 6.12–Influência do difusor - 8 m/s e 4 pás. . . . .	67
Figura 6.13–Influência do difusor - 8 m/s e 3 pás. . . . .	67
Figura 6.14–Influência do difusor - 10 m/s e 4 pás. . . . .	68
Figura 6.15–Influência do difusor - 8 m/s e 3 pás. . . . .	68
Figura 6.16–Variação no coeficiente de potência máximo em diversas situações. . . . .	69
Figura A.1 – Calibração do torquímetro AA-TVTR. $y = 0,95x + 0,48$ . $R^2 = 0,999$ . . . . .	77

# Lista de tabelas

Tabela 5.1 – Pâmetros PID. . . . .	52
Tabela 5.2 – Plano de ensaios sobre a influência do rotor e difusor. . . . .	55
Tabela 5.3 – Plano de ensaios sobre a posição do rotor. . . . .	55
Tabela 6.1 – Plano de ensaios sobre a influência do rotor e difusor - Tabela de experimentos realizados. . . . .	58
Tabela 6.2 – Plano de ensaios sobre a posição do rotor - Tabela de experimentos realizados. . . . .	59
Tabela 6.3 – Variação no coeficiente de potência máximo em diversas situações. . . . .	69
Tabela C.1 – Especificações da impressora 3D . . . . .	81
Tabela C.2 – Parâmetros de impressão . . . . .	81

# Lista de abreviaturas e siglas

ADAG	Aircraft Design & AeroFlightDynamics Group
ANEEL	Associação Nacional de Energia Elétrica
EDF	Électricité de France
FERC	Federal Energy Regulatory Commission
INPA	Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia
LEA	Laboratório de Energia e Ambiente
NACA	National Advisory Committee for Aeronautics
NREL	National Renewable Energy Laboratory
PID	Proportional Integral Derivative
PWM	Pulse Width modulation
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
SST	Shear Stress Transport Model
UnB	Universidade de Brasília

# Lista de símbolos

## Símbolos Gregos

Símbolo	Descrição	Unidade
$\eta$	Eficiência	1
$\lambda$	Velocidade de ponta de pá	1
$\omega$	Velocidade angular	rad/s
$\phi$	Ângulo de abertura	°
$\rho$	Massa específica	kg/m <sup>3</sup>

## Símbolos Latinos

Símbolo	Descrição	Unidade
$A$	Área	m <sup>2</sup>
$a$	Fator de indução axial	1
$C_D$	Coeficiente de carga	1
$C_p$	Coeficiente de potência	1
$C_{pe}$	Coeficiente de pressão de descarga	1
$C_{pr}$	Coeficiente de recuperação de pressão	1
$C_T$	Coeficiente de empuxo	1
$D$	Diâmetro	m
$H$	Altura	m
$h$	Altura da haste	m
$K_c$	Ganho crítico	1
$K_p$	Ganho proporcional	1
$L$	Comprimento	m

$\dot{m}$	Vazão mássica	kg/s
$P$	Potência	W
$p$	Pressão	Pa
$Q$	Vazão volumétrica	m <sup>3</sup> /s
$R$	Raio	m
$r$	Fator de desempenho	1
$T$	Empuxo axial	N
$T_d$	Tempo derivativo	1
$T_i$	Tempo integral	1
$u$	Velocidade do escoamento	m/s

### **Subscritos**

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>
$\infty$	Escoamento não perturbado
1	Entrada do rotor
2	Saída do rotor
$d$	disco
disponível	Disponível
$e$	Saída do difusor
<i>ideal</i>	ideal
$mx$	Máximo
<i>opt.</i>	Ótimo
$t$	turbina
$w$	Esteira

# Sumário

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>14</b>
1.1	Contextualização	14
1.2	Energia hidrocínética	15
1.3	Turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal e Projeto Hydro-K	16
1.4	Difusores hidrodinâmicos	18
1.5	Objetivos	20
1.5.1	Objetivo principal	20
1.5.2	Objetivos específicos	20
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b>	<b>21</b>
<b>3</b>	<b>TEORIA SOBRE TURBINAS DE EIXO HORIZONTAL E DIFUSORES HIDRODINÂMICOS</b>	<b>24</b>
3.1	Teoria do disco atuador	24
3.2	Embasamento teórico sobre difusores	29
3.3	Investigação sobre difusores	33
3.3.1	Parâmetros geométricos de um difusor simples	33
3.3.2	Parâmetros geométricos da flange	35
3.3.3	Influência do bocal	36
<b>4</b>	<b>CONSTRUÇÃO DE DIFUSORES</b>	<b>38</b>
4.1	Definição das geometrias	38
4.2	Impressão 3D	39
4.3	Difusor Lens CII	39
4.4	Difusor S1223	41
4.5	Ilustrações dos difusores	43
<b>5</b>	<b>METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b>	<b>44</b>
5.1	Túnel de vento	44
5.2	Rotores utilizados	45
5.3	Técnicas experimentais	46
5.3.1	Medição de pressão, temperatura e velocidade do escoamento	47
5.3.2	Torquímetro	48
5.3.3	Controle de velocidade	48
5.4	Instalação dos difusores	52
5.5	Método de ensaio da curva $C_p \times \lambda$	54

5.6	Plano de ensaios adotado . . . . .	55
5.7	Tratamento de dados . . . . .	55
5.8	Análise do erro experimental . . . . .	57
6	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES . . . . .</b>	<b>58</b>
6.1	Patamares de velocidade de rotação . . . . .	59
6.2	Curva de torque em função da velocidade de rotação . . . . .	60
6.3	Curva de coeficiente de potência e validação . . . . .	60
6.4	Análise do posicionamento do rotor . . . . .	62
6.5	Análise da influência do número de pás . . . . .	64
6.6	Análise da influência do difusor . . . . .	66
6.7	Resumo das variações no coeficiente de potência . . . . .	69
7	<b>TRABALHOS FUTUROS . . . . .</b>	<b>70</b>
8	<b>CONCLUSÕES . . . . .</b>	<b>71</b>
	<b>REFERÊNCIAS . . . . .</b>	<b>72</b>
	<b>APÊNDICES . . . . .</b>	<b>76</b>
	<b>APÊNDICE A – CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO . . . . .</b>	<b>77</b>
	<b>APÊNDICE B – PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS . . . . .</b>	<b>78</b>
	<b>APÊNDICE C – ESPECIFICAÇÕES DA IMPRESSÃO 3D . . . . .</b>	<b>81</b>
	<b>APÊNDICE D – DESENHOS TÉCNICOS DOS DIFUSORES . . . . .</b>	<b>82</b>

# 1 Introdução

## 1.1 Contextualização

Garantir fontes de energia é uma tarefa primária para o desenvolvimento de um país. De outra forma, todo o desenvolvimento deste entraria em estagnação. Fontes de energia estáveis e confiáveis são de extrema importância para que o progresso seja garantido. Até metade do século XX quase toda a produção de energia mundial era focada no petróleo, com o passar dos anos o cenário foi se adaptando as mudanças e outras fontes de energia ganharam seu espaço.

Um dos primeiros alertas para o uso de combustíveis fósseis como base energética foi feito por HUBBERT (1956). Em 1949 ele usou métodos físicos e estatísticos para calcular a quantidade total de petróleo e gás natural no mundo e pôde então documentar um aumento enorme em seu consumo. Em 1956, baseando-se em seus estudos prévios, ele previu que o pico da produção de petróleo nos Estados Unidos aconteceria entre 1966 e 1972, havendo depois um declínio intenso. Na época, a maioria dos economistas, companhias de petróleo e agências governamentais rejeitaram suas previsões. O pico na produção de petróleo nos Estados Unidos aconteceu em 1970.

Em 18 de abril de 1977 a conscientização sobre o uso de fontes de energia renováveis chega as massas, o presidente Jimmy Carter faz um discurso sobre a conservação de recursos e a busca por fontes de energia alternativas. A partir daí, nos Estados Unidos, fontes de energia renováveis foram ganhando mais espaço. Tanto pesquisas sobre energia eólica, como a solar, foram sendo amplamente desenvolvidas.

O Brasil sempre se baseou fortemente no uso de energias renováveis como fonte primária de energia nacional, segundo o Ministério de Minas e Energia, energia renovável corresponde a 43,9% da oferta interna de energia brasileira. Isto faz da matriz energética brasileira uma das mais limpas do mundo. Se considerarmos apenas a oferta de energia elétrica, podemos ver na Figura 1.1 que energias renováveis contribuem com 79,3% da produção. No mundo este indicador é de apenas 24%. Estes dados constam no Boletim Mensal de Energia – Fevereiro de 2016.

De acordo com o Centro de Pesquisas de Energia Elétrica, no Manual do inventário Hidrelétrico de Bacias Hidrográficas, o potencial hidrelétrico brasileiro é estimado em cerca de 260 GW, dos quais 40,5% estão localizados na Bacia Hidrográfica do Amazonas – para efeito de comparação, a Bacia do Paraná responde por 23%, a do Tocantins, por 10,6% e a do São Francisco, por 10%. Contudo, apenas 63% do potencial foi inventariado. Este potencial hidrográfico não pode ser aproveitado completamente pois grande parte dele está localizado em rios torrenciais e em planícies. Case fosse almejado a aplicação de hidrelétricas nestas regiões o

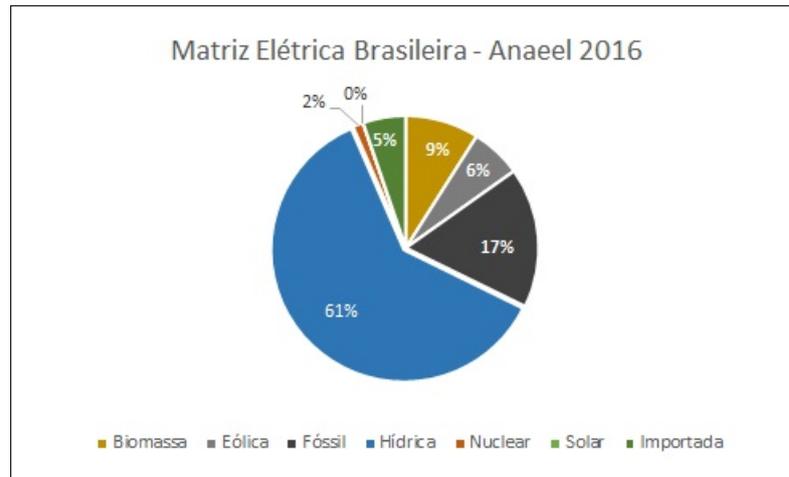


Figura 1.1 – Matriz elétrica brasileira.

Fonte: ANEEL, Fevereiro de 2016.

impacto ambiental causado seria imenso, devido ao alagamento destas regiões. Uma solução viável apresenta-se como a base motivadora do estudo deste trabalho, as turbinas hidrocínéticas.

## 1.2 Energia hidrocínética

As turbinas hidrocínéticas fazem uso do movimento realizado pela água para gerar energia. Estas podem ser utilizadas para extração de energia em rios, porém, apesar deste ser o foco atual no Brasil, temos diversas situações onde a energia hidrocínética também pode ser aplicada: como estuários de maré, correntes oceânicas, ondas e canais aquáticos artificiais.

A energia hidrocínética começou a ganhar seu espaço no cenário de energias renováveis recentemente. Como nem todos os países possuem o mesmo potencial que o Brasil relativo a energia fluvial disponível a maioria deles, como alternativa, investem em correntes oceânicas.

A partir de 2006 as pesquisas e implantações de projetos relativos a energia hidrocínética cresceram notavelmente. Os Estados Unidos, segundo a Comissão Federal Reguladora de Energia (FERC), teve sua primeira licença emitida relativa a um projeto de energia hidrocínética em 2008, para um projeto piloto em alto mar na Bacia de Makah. Em 2009, Tonn Energy, começou a desenvolver a área próxima a Belmullet, Mayo, na Irlanda. O projeto está sendo amparado pelo governo Irlandês. Em 2010, a empresa Hydrovoltz recebeu investimentos da corporação DLZ para implantação de turbinas hidrocínéticas no canal Chila, em Uttarakhand, produzindo cerca de 25kW de potência. Em 2013, a Universidade Tecnológica de Nanyang lançou uma turbina hidrocínética de 1MW na Ilha Sentosa, em Singapura. Pesquisas e aplicações de turbinas hidrocínéticas continuam até hoje. Em 2016, por exemplo, a empresa ScotRenewables completou em outubro a instalação do que é chamado "A maior turbina de marés do mundo", de 2 MW, no Centro Europeu de Energia Marinha.

No Brasil, as pesquisas em energia hidrocínética iniciaram com HARWOOD (1985), que desenvolveu uma roda d'água submersa capaz de gerar 1 kW de potência no Instituto Nacional de Pesquisas da Amazônia (INPA). Em seguida tivemos as turbinas hidrocínéticas desenvolvidas por pesquisas feitas na Universidade de Brasília, que começaram em 1987, visando a geração de energia elétrica para sistemas isolados e comunidades carentes na região amazônica. A primeira delas foi instalada em 1995 para o atendimento de um posto de saúde comunitário no município de Correntina, na Bahia, com potência máxima de 1,5 kW. Uma versão com o dobro da eficiência da anterior foi desenvolvida e instalada em 2005, no mesmo município, e também em Alto Maracá, no Amapá. Projetos mais recentes sobre turbinas hidrocínéticas no Brasil são o Projeto Tucunaré, que visa a instalação de turbinas hidrocínéticas para aproveitamento do potencial remanescente da Usina Hidrelétrica do Tucuruí, e um projeto da Universidade do Rio de Janeiro, que busca o desenvolvimento de turbinas hidrocínéticas na costa do nordeste e testou protótipos no Porto do Pecém, São Gonçalo do Amarante, Ceará.

### 1.3 Turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal e Projeto Hydro-K

Entrando nesse cenário mais atual da energia hidrocínética brasileira temos o Projeto Hydro-K, buscando levar a frente os estudos feitos em turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal. Este tipo de turbina é um subconjunto das turbinas hidrocínéticas, que podem ser classificadas em eixo em plano, vertical ou horizontal. Um exemplo ilustrativo das turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal pode ser visto na Figura 1.2. Dentre os tipos apresentados, elas são as mais comuns, pois possuem uma maior facilidade de construção, maior eficiência e apresentam um menor torque de partida.



Figura 1.2 – Turbina de eixo horizontal desenvolvida pela empresa Smart Hydro Power. Potência de 250 W a 5 kW - 380 kg - 1m de diâmetro.

Fonte: Smart Hydro Power, 2016.

A instalação de turbinas em rios pode ser feita basicamente de duas formas: flutuação ou ancoragem. O projeto Hydro-K visa o uso de plataformas flutuantes, na qual as turbinas, com geradores submersos, serão ancoradas. A Figura 1.3 representa este tipo de instalação. As plataformas possuem cada uma de três turbinas. Estas turbinas, diferentemente dos projetos anteriores da UnB, possuem um rotor mais robusto e de quatro pás, chamado HK-10. Elas foram projetadas buscando produzir 10kW de potência. Um desenho do projeto desta turbina pode ser visto na Figura 1.4.



Figura 1.3 – Ilustração de sistema de aplicação em rios.

Fonte: Nextera Energy, 2016.

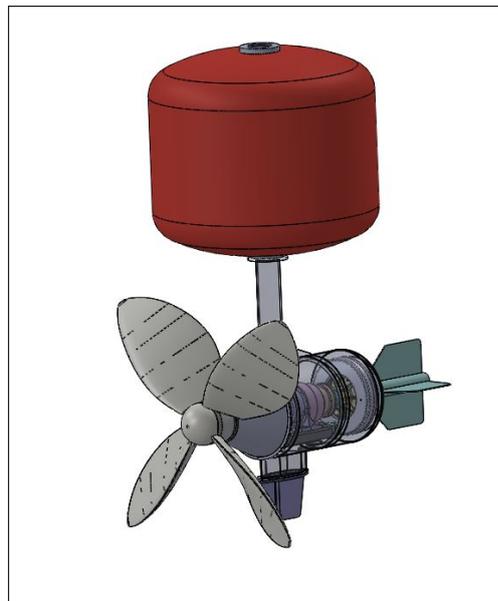


Figura 1.4 – Desenho do projeto da turbina Hydro-K.

As teorias base atuais que se referem à turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal são as mesmas que as aplicadas a turbinas eólicas. A energia proveniente do movimento do fluido ao

passar pelo rotor da turbina se transforma em energia elétrica através de um gerador acoplado a esta. A potência máxima disponível para ser extraída é definida somente pelo escoamento que atravessa a turbina, e, como demonstrado por BETZ (1966), somente no máximo 59,3% desta potência podem ser aproveitados e convertidos em energia elétrica. Este é um dos grandes fatores que desfavorece o uso deste tipo de turbinas.

## 1.4 Difusores hidrodinâmicos

Visando elevar a eficiência de conversão de energia da turbina, fazemos o uso de difusores hidrodinâmicos. Um exemplo destes pode ser visto na Figura 1.5. A utilização de difusores apresenta uma série de benefícios, dentre eles:

- Aumento da potência gerada por unidade de área do rotor.
- Possibilidade de gerar energia mesmo se utilizado em correntes com baixa velocidade do escoamento.
- Aumento na velocidade de rotação do rotor, o que diminui a necessidade de redução na caixa de marcha, resultando em menor custo do gerador.

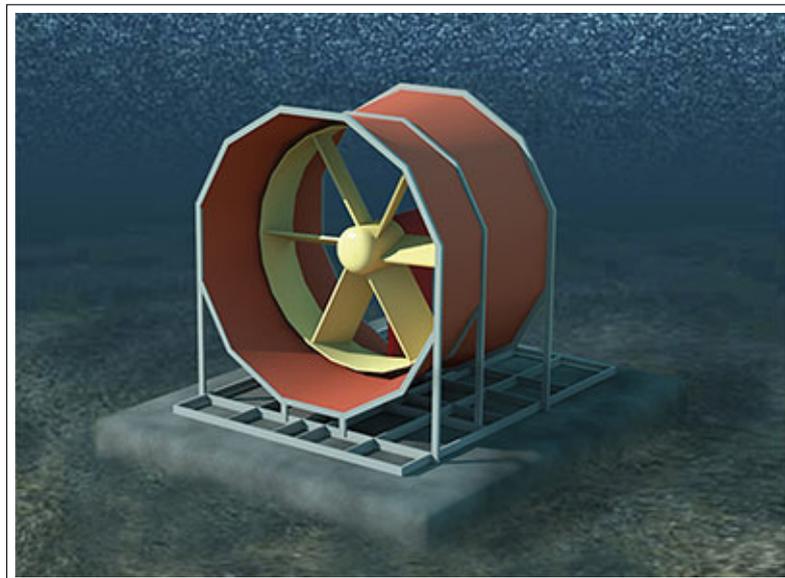


Figura 1.5 – Exemplo de um difusor.

Fonte: Hydro-Quebec, 2016.

Um difusor de turbina hidrocínética tem como seu principal foco o aumento do fluxo de massa na entrada da turbina. Atualmente são utilizadas diversas técnicas para atingir este objetivo, resultando em vários modelos de difusores distintos. Neste trabalho iremos descrever sobre o

funcionamento de difusores de turbinas hidrocínéticas e explorar as características dos diversos difusores existentes, vendo então como as nuances de cada um deles afetam seu desempenho.

Para ilustrar o uso de difusores no mercado atual apresentamos dois exemplos de turbinas hidrocínéticas que utilizam esta tecnologia. Na Figura 1.6 temos a turbina GEM, desenvolvida pelo grupo ADAG, e projetada com um estilo semelhante a uma aeronave. Na Figura 1.7 temos uma turbina de centro aberto da empresa OpenHydro.



Figura 1.6 – Turbina marítima GEM. Desenvolvida pela ADAG. Aproximadamente 100 kW - altura: 5.2 m, largura: 10.4 m e comprimento: 9.2 m.

Fonte: ADAG, 2016



Figura 1.7 – Turbina marítima de eixo aberto. Projeto desenvolvido pelo consórcio DCNS/OpenHydro/EDF. Aproximadamente 1MW - 20 m de diâmetro

Fonte: OpenHydro, 2016

## 1.5 Objetivos

### 1.5.1 Objetivo principal

O principal objetivo deste trabalho é testar separadamente em túnel de vento dois difusores de diferentes geometrias na turbina HK-10 para assim escolher o melhor.

### 1.5.2 Objetivos específicos

Para alcançar o objetivo principal do trabalho temos diversos objetivos específicos aqui listados:

- Construção e instalação dos modelos de difusores para testes.
- Obtenção de uma curva de coeficiente de potência para a turbina HK-10 sem difusor.
- Obtenção das curvas de coeficiente de potência para rotores com duas e três pás com fins de comparação.

## 2 Revisão Bibliográfica

Uma das primeiras propostas referente ao estudo de turbinas de eixo horizontal foi a teoria do disco atuador (RANKINE, 1865), que considera o rotor como um disco permeável e desconsidera quaisquer efeitos devidos a rotação. Esta explicou como ocorre a extração de energia de uma turbina e demonstrou que o escoamento perde velocidade antes mesmo de entrar em contato com o rotor. Baseando-se nas teorias de Rankine, BETZ (1966) demonstrou então que o coeficiente de potência de uma turbina, que representa a parcela aproveitada da potência disponível do escoamento, possui um limite de aproximadamente 59,6%, o qual ficou conhecido como o limite de Betz.

O *National Renewable Energy Laboratory* (NREL) vem realizando experimentos focados na aerodinâmica de turbinas de eixo horizontal desde 1987. Estes experimentos mostraram que testes em campo são inviáveis para estudos de parâmetros específicos devido a anomalias no escoamento, fluxo turbulento e efeitos de rotação (HAND D. A. SIMMS et al., 2001).

Testes em túnel de vento têm então sido adotados como a alternativa para realizar estudos da aerodinâmica de turbinas eólicas e mais recentemente hidrocínéticas. O relatório técnico NREL *Phase VI* (HAND D. A. SIMMS et al., 2001) foi de grande contribuição pra comunidade científica devido ao grande número de testes realizados em túnel de vento. Nele constam informações sobre o escoamento turbulento na esteira, torque, potência, coeficiente de potência, pressão nas pás, efeito de estol e rotação. Este experimento é atualmente referência em validação de modelos e simulações numéricas, utilizado em trabalhos como de SILVA (2014), MACIAS (2016), MO; LEE (2012) e MOSHFEGHI; SONG; XIE (2012).

Visando ultrapassar o limite de Betz imposto no coeficiente de potência, LILLEY; RAINBIRD (1956) proporam pela primeira vez a ideia de se utilizar difusores em turbinas. Eles demonstraram teoricamente que difusores poderiam aumentar a eficiência da turbina em 65% ou mais, que a carga no rotor seria significativamente reduzida e que a velocidade de rotação se tornava mais estável.

Seguindo os passos de LILLEY; RAINBIRD (1956) muitos testes experimentais em turbinas com difusores foram realizados. GILBERT et al. (1978), GILBERT; FOREMAN (1983) e IGRA (1980) focaram em difusores com um grande ângulo de abertura. O difusor por eles proposto possuía diversos dutos que permitiam a passagem de ar externo para a sua superfície interna a fim de controlar a camada limite e impedir seu descolamento desta superfície. Apesar de terem demonstrado experimentalmente que é possível ultrapassar o limite de Betz, o difusor proposto por eles não era viável economicamente se comparado com as turbinas da época.

NAGAI; IRABU (1987) investigaram, através da teoria do momento, um difusor com um formato de tubo de Venturi, a parte frontal sendo um bocal e a posterior um difusor. BET;

GRASSMAN (2003) desenvolveram um difusor com um aerofólio como seção transversal e apresentaram um acréscimo na potência produzida de 200% quando comparado com a turbina sem difusor. Aproveitando a ideia de dutos para entrada de ar externo, PHILLIPS et al. (1999-2000) desenvolveram o Vortec 7, um difusor com múltiplas camadas de infiltração para prevenir a separação da camada limite mais efetivamente.

Buscando minimizar as perdas de energia e maximizar o coeficiente de potência HANSEN; SØRENSEN (2000) investigaram a posição que deve ser posta a turbina no difusor. Uma investigação posterior feita por HANSEN (2008), utilizando fluidodinâmica computacional e a teoria do momento, mostrou que o aumento na potência de uma turbina com difusor é proporcional ao aumento no fluxo de massa que atravessa o rotor desta.

Na última década, ABE; OHYA (2004); ABE et al. (2005); HASEGAWA Y. OHYA (2006); MATSUSHIMA S. TAKAGI (2006); OHYA et al. (2008) e OHYA; KARASUDANI (2010); fizeram extensivos estudos e experimentos neste tópico de difusores, o que os levou a desenvolver um difusor de alto desempenho. Este utiliza flanges em seus extremos e isso aumentou significativamente a potência da turbina a um baixo custo.

Utilizando fluidodinâmica computacional, JAFARI; KOSASIH (2014) analisaram diversas combinações de geometrias de difusores. Nesse trabalho eles verificaram a influência de fatores como o comprimento e a área de saída do difusor na potência gerada pela turbina, bem como também no coeficiente de potência dela.

Sobre a métodos numéricos aplicados em difusores, abordagens do tipo Reynolds-Averaged-Navier-Stokes (RANS) têm sido utilizadas para prever o funcionamento de turbinas. BAEDER; LAKSHMINARAYAN (2011), DURAISAMY et al. (2007a-2007b) e LAKSHMINARAYAN (2009-2011) validaram esse método para uma variedade de escoamentos incluindo uma análise de turbinas de eixo horizontal com difusores. SAGOL; REGGIO; ILINCA (2012) testaram diversos modelos desta metodologia em turbinas eólicas, concluindo que o mais adequado para esse caso é o SST.

SØRENSEN; MICHELSEN; SCHRECK (2002), PAPE; LECANU (2004), GOMEZ-IRADI; STEIJL; BARAKOS (2009), LEE et al. (2012) fizeram uma comparação entre os modelos SST e o  $k - \omega$  utilizando a geometria da turbina NREL phase vi. Eles alcançaram resultados satisfatórios para a previsão da potência da turbina durante o pré-estol, porém, os resultados obtidos sobre o pós-estol diferem com os resultados obtidos experimentalmente.

Inserido nesse contexto, o presente projeto visa contribuir com um estudo de caráter essencialmente experimental sobre a influência de difusores hidrodinâmicos no desempenho de turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal. Serão empregados sensores para medição do torque gerado pelo escoamento no rotor para assim analisar o desempenho do conjunto difusor-turbina, uma área com escassez de dados concretos disponíveis para consulta. Não obstante ao caráter predominantemente experimental deste projeto, simulações de escoamento turbulento médio

serão empregadas para comparação com os dados experimentais e testes nas geometrias dos difusores hidrodinâmicos.

Este trabalho está organizado de maneira que o capítulo 1 traz uma introdução que motiva e estabelece os objetivos propostos apresentando informações sobre a energia hidrocínética e difusores na atualidade; o capítulo 2 apresenta uma revisão bibliográfica do panorama histórico de turbinas hidrocínéticas e difusores hidrodinâmicos e situa o presente trabalho neste contexto; o capítulo 3 apresenta uma fundamentação teórica sobre turbinas de eixo horizontal, a teoria base para difusores hidrodinâmicos e algumas investigações pertinentes a geometria de difusores e seu desempenho; o capítulo 4 demonstra o processo de definição da geometria dos difusores hidrodinâmicos trabalhados; o capítulo 5 traz informações sobre a metodologia experimental utilizada de controle de velocidade de rotação da turbina e medição da potência gerada bem como o tratamento de dados realizado ; o capítulo 6 discorre sobre os resultados obtidos, como as curvas do coeficiente potência e o capítulo 8 conclui o trabalho apresentando suas principais contribuições.

## 3 Teoria Sobre Turbinas de Eixo Horizontal e Difusores Hidrodinâmicos

### 3.1 Teoria do disco atuador

As turbinas de eixo horizontal geram energia por meio do campo de pressão gerado pelo escoamento que atravessa o rotor. Assumindo que a massa de fluido que atravessa o rotor não se mistura com o fluido externo podemos então delimitar um volume de controle englobando-a.

Antes de atravessar o rotor, o fluido apresenta um aumento na sua pressão estática devido a presença do próprio rotor, isso afasta as linhas de corrente e gera uma diminuição da velocidade do fluido quanto mais ele se aproxima. Após o rotor, devido a efeitos relacionados a geometrias das pás, a pressão estática cai para um valor menor que a pressão ambiente. Quando o fluido vai se afastando do rotor ele recupera a pressão estática perdida se estabilizando com o ambiente, porém devido a conversão de energia cinética em energia mecânica a velocidade volta a ser a mesma somente no infinito. Essa área após o rotor é chamada de esteira.

A teoria do disco atuador considera o rotor como um disco permeável e ideal, isto é, sem atrito e sem velocidade rotacional do fluido na esteira. Na Figura 3.1 podemos ver uma representação do que foi descrito. As variáveis  $u_\infty$ ,  $u_w$  e  $u_d$  representam respectivamente a velocidade do escoamento não perturbado antes do rotor, na esteira e no disco. As variáveis  $p_\infty$ ,  $p_{d+}$  e  $p_{d-}$  representam respectivamente a pressão estática do escoamento não perturbado antes do rotor, próximo ao disco, porém antes, e próximo ao disco, porém depois. A constante  $A$  representa a área da seção circular em um ponto específico do tubo de corrente e a constante  $\rho$  representa a massa específica do fluido escoado. Pela equação da continuidade ao longo do volume de controle podemos definir então:

$$\rho A_\infty u_\infty = \rho A_d u_d = \rho A_w u_w. \quad (3.1)$$

Para um rotor ideal, a equação integral da quantidade de movimento aplicada a um volume de controle cilíndrico envolvendo o tubo de corrente pode ser simplificada da seguinte forma:

$$\rho u_\infty^2 A_{vc} = T + \rho u_w^2 A_w + \rho u_\infty^2 (A_{vc} - A_w) + \dot{m}_{esc} u_\infty. \quad (3.2)$$

Na equação (3.2)  $\dot{m}_{esc}$  representa o fluxo de massa que escapa do volume de controle,  $T$ , o empuxo axial exercido sobre a turbina e  $A_{vc}$ , a área da seção transversal do volume de controle.

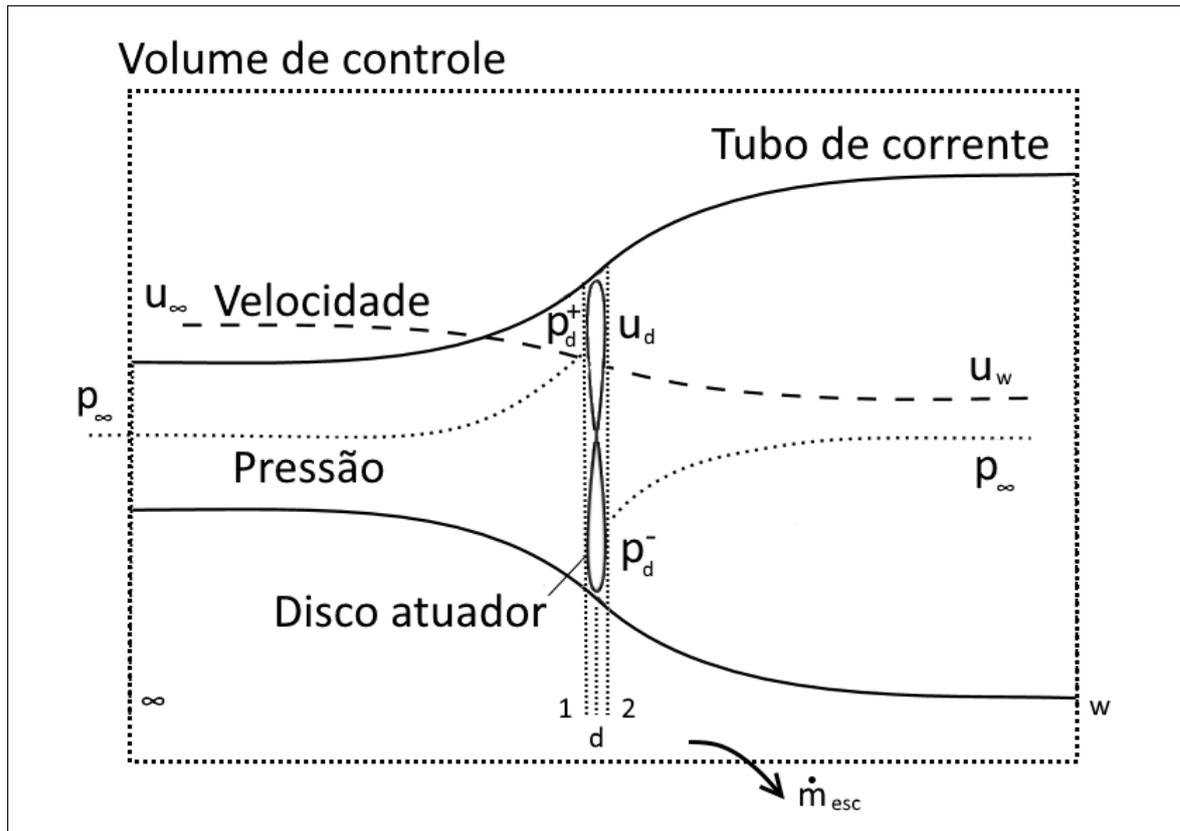


Figura 3.1 – Esquema do escoamento através de um disco atuador.

Fonte: Adaptado de (BURTON et al., 2001)

O princípio da conservação de massa nos define que:

$$\dot{m} = \rho A_d u_d = \rho A_w u_w. \quad (3.3)$$

E também nos descreve que:

$$\dot{m}_{esc} = \rho A_w (u_\infty - u_w). \quad (3.4)$$

Aplicando as equações (3.4) e (3.3) em (3.2) chegamos ao seguinte resultado:

$$T = \rho u_d A_d (u_\infty - u_w). \quad (3.5)$$

Essa força axial gera um momento equivalente à:

$$T = (p_{d+} - p_{d-}) A_d. \quad (3.6)$$

Como o escoamento está em regime estacionário, é incompressível e não possui atrito a equação de Bernoulli pode ser utilizada separadamente a montante e a jusante do rotor:

Região  $\infty - 1$ :

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

Região 2 - w:

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

Subtraindo (3.8) de (3.7) chegamos a:

$$(p_{d^+} - p_{d^-}) = \frac{1}{2}\rho(u_{\infty}^2 - u_w^2). \quad (3.9)$$

Utilizando a equação (3.6) e (3.9) em (3.5) obtemos que:

$$u_d = \frac{1}{2}(u_{\infty} + u_w). \quad (3.10)$$

Sabendo que a potência extraída pelo disco atuador pode ser obtida através do produto da força axial pela velocidade do fluido através do disco:

$$P = T u_d. \quad (3.11)$$

Utilizando então as equações (3.5) e (3.10) em (3.11):

$$P = 2\rho A_d u_d (u_{\infty}^2 - u_w^2). \quad (3.12)$$

O fator de indução axial,  $a$ , é definido então como:

$$u_d = (1 - a)u_{\infty}. \quad (3.13)$$

Combinando a equação (3.10) e (3.13) temos:

$$u_w = (1 - 2a)u_{\infty}. \quad (3.14)$$

Aplicando então a equação (3.14) em (3.12):

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

O coeficiente de potência é dado pela razão da potência gerada pela turbina e a potência disponível:

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

A potência disponível é definida somente por características do escoamento:

$$P_{\text{disponível}} = \frac{1}{2}\rho A u_{\infty}^3. \quad (3.17)$$

Utilizando as equações (3.17) e (3.15) em (3.16):

$$C_p = \frac{2\rho u_\infty^3 a(1-a)^2 A_d}{\frac{1}{2}\rho A u_\infty^3}. \quad (3.18)$$

Simplificando chegamos a:

$$C_p = 4a(1-a)^2. \quad (3.19)$$

Derivando a equação (3.19) em função do fator de indução:

$$\frac{\partial C_p}{\partial a} = 4(1 - 4a + 3a^2). \quad (3.20)$$

Igualando a 0 a equação (3.20) e analisando seu ponto de máximo chegamos então a conclusão que para  $a = 1/3$ :

$$C_{p_{\text{máx}}} = 16/27 \approx 0,593. \quad (3.21)$$

Este é o valor conhecido como limite de BETZ (1966) e representa o valor máximo da eficiência de qualquer turbina de eixo horizontal e fluxo livre.

Analogamente ao coeficiente de potência, podemos definir o coeficiente de empuxo  $C_T$ :

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho u_\infty^2 A} \quad (3.22)$$

E colocando este em função da indução axial:

$$C_T = 4a(1-a) \quad (3.23)$$

A Figura 3.2 representa a variação de ambos os coeficientes em função do fator de indução axial.

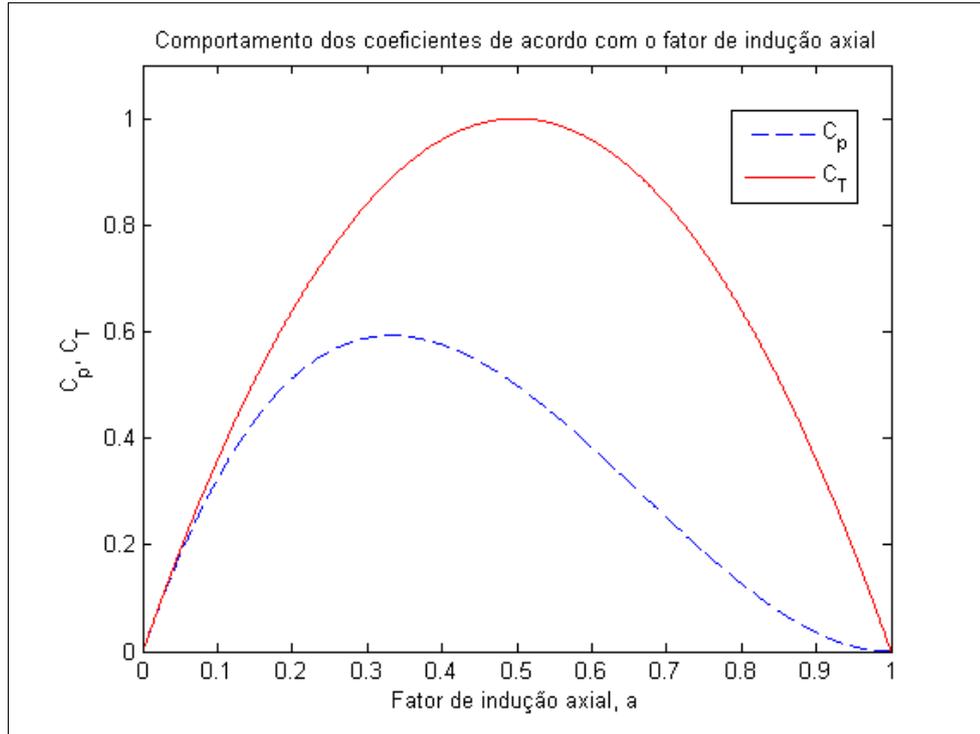


Figura 3.2 – Variação de  $C_p$  e  $C_T$  em função de  $a$

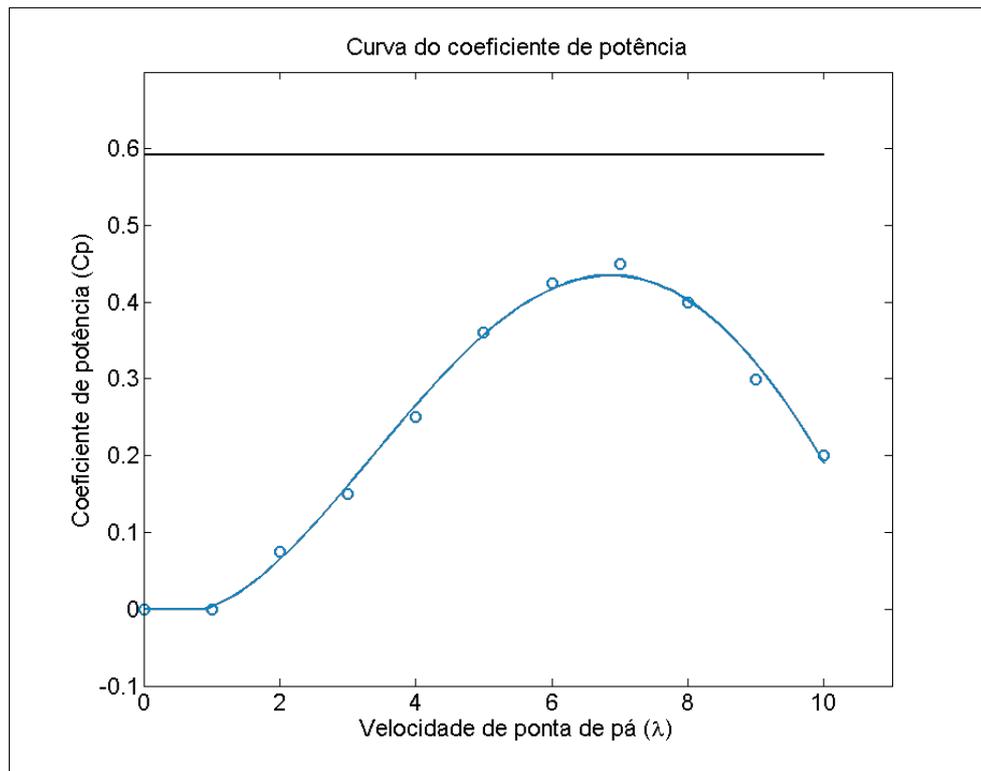
Devido as diferentes geometrias do rotor, cada turbina possui uma velocidade ótima de operação. Para avaliação deste ponto, são utilizadas as curvas  $C_p \times \lambda$ . Onde  $\lambda$ , ou em inglês TSR (Tip speed ratio), representa a velocidade de ponta de pá:

$$\lambda = \frac{\omega R}{u_\infty} \quad (3.24)$$

$C_p$ , da mesma forma, pode ser obtido experimentalmente da seguinte maneira:

$$C_p = \frac{\omega \tau}{\frac{1}{2} \rho u_\infty^3 A} \quad (3.25)$$

Nas equações (3.24) e (3.25)  $\omega$  representa a velocidade de rotação angular da turbina,  $\tau$  seu torque e  $R$  seu raio. Um exemplo de uma curva  $C_p \times \lambda$  pode ser visto na Figura 3.3. Nota-se que para esta curva seu ponto de operação ideal é para  $\lambda = 7$ . Deseja-se que o pico da curva seja o mais amplo possível, ou seja, mesmo que hajam variações na velocidade de ponta de pá a turbina não se desviará muito do seu ponto ótimo de operação.

Figura 3.3 – Exemplo de uma curva  $C_p \times \lambda$ 

## 3.2 Embasamento teórico sobre difusores

Difusores têm como seu principal objetivo o aumento do fluxo de massa na entrada do rotor. Para tanto, eles utilizam o campo de pressão gerado devido a sua presença para aumentar a velocidade do escoamento antes do rotor. Um esquema dos efeitos de um difusor na velocidade e pressão do escoamento é apresentado na Figura 3.4. Este esquema será utilizado para guiar os conceitos de difusores apresentados nesta seção. Em todas as equações os subscritos  $\infty$ ,  $w$ , 1 e 2 associam as variáveis as posições apresentadas na Figura 3.4. Os subscritos  $e$  e  $t$  são respectivamente a saída do difusor e a posição do rotor. A base da teoria de difusores aqui apresentada já foi amplamente discutida em trabalhos de autores como IGRA (1980), VAZ; WOOD (2016) e BONTEMPO; MANNA (2016).

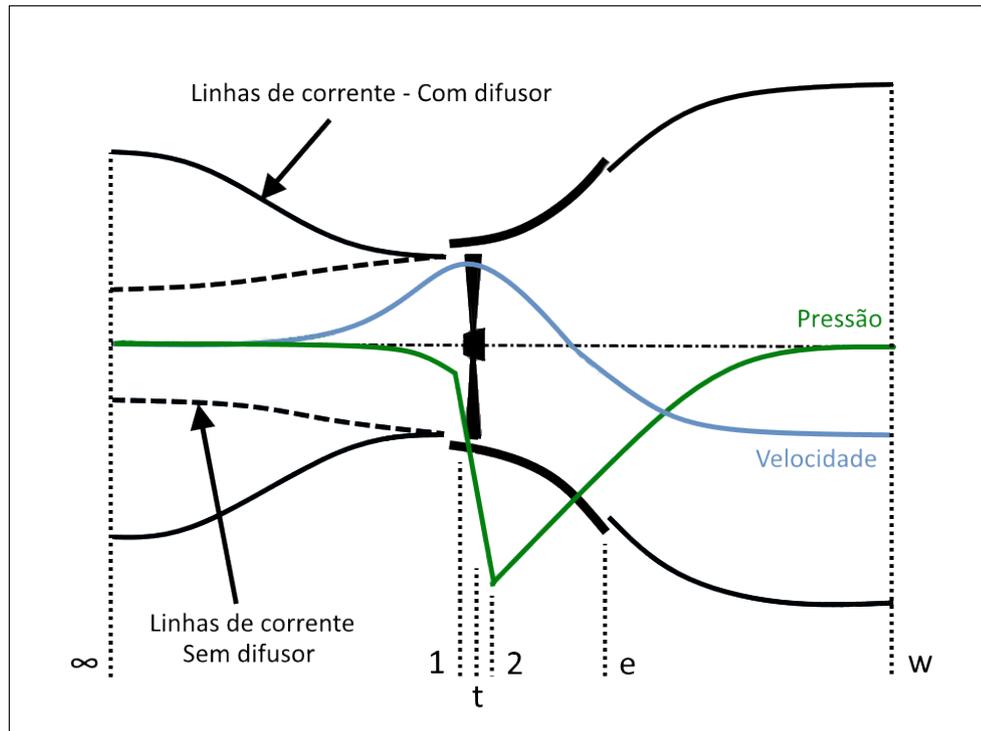


Figura 3.4 – Esquema de efeitos do difusor.

Com os conceitos apresentados sobre o limite de Betz na seção 3.1, equação (3.21), podemos definir a potência máxima que pode ser gerada pela turbina:

$$P_{\text{máx}} = \frac{0,593}{2} \rho u_{\infty}^3 A_t. \quad (3.26)$$

As premissas básicas adotadas para a teoria a ser apresentada são as seguintes:

- Todo o escoamento pode ser considerado unidimensional e permanente. Isso é uma premissa razoável contanto que não haja descolamento do escoamento ou infiltrações.
- O fluido é considerado incompressível. Essa premissa também é válida, visto que o escoamento acontece apenas em baixas velocidades.
- As perdas do escoamento devido ao bordo de ataque das pás do rotor da turbina são desprezíveis.
- O escoamento nas vizinhanças da turbina é puramente axial.

Tendo definidas essas premissas podemos apresentar os parâmetros básicos que afetam o desempenho de um difusor:

- O fator de carga na turbina com difusor,  $C_D$ . Nesta equação a pressão antes e depois da turbina foi substituída por suas respectivas pressões estáticas pois estamos assumindo que  $A_1 = A_t = A_2$ .

$$C_D = \frac{p_1 - p_2}{\frac{1}{2}\rho u_t^2}. \quad (3.27)$$

- O coeficiente de recuperação de pressão efetiva do difusor.

$$C_{pr} = \frac{p_e - p_2}{\frac{1}{2}\rho u_t^2}. \quad (3.28)$$

- O coeficiente da pressão de descarga do difusor.

$$C_{pe} = \frac{p_e - p_\infty}{\frac{1}{2}\rho u_\infty^2}. \quad (3.29)$$

Feito isso podemos então avaliar a utilidade do difusor pelo seu fator de desempenho,  $r$ . Esse fator expressa a razão entre a potência gerada pela turbina com o difusor e a potência máxima que poderia ser gerada pela turbina sem ele.

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

Na equação (3.30)  $\Delta p$  representa a queda de pressão no rotor e  $Q$ , a vazão que passa através do difusor. Para um escoamento segundo as premissas adotadas  $\Delta p$  pode ser representado por  $P_1 - P_2$  e  $Q$ , por  $u_t A_t$ . Expressando tudo em termos de  $C_D$  e  $u_\infty$  chegamos a:

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

Aplicando a equação da continuidade unidimensional para um escoamento incompressível:

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

Podemos expressar também a potência máxima em função do fator de carga:

$$P_{\text{máx}} = \frac{1}{2}\rho u_\infty^2 C_D Q. \quad (3.33)$$

Vemos que quando  $C_D = 0$  a potência máxima também é zero, porém um aumento de  $C_D$  pode causar um decréscimo em  $A_\infty$ , e, quando  $C_D$  tende ao infinito a vazão através do difusor tende a zero, logo, a potência máxima também tende a zero. Visto isso, podemos observar que existe um  $C_D$  ótimo, que será discutido a seguir.

Isolando  $P_e$  na equação (3.28) e  $P_2$  na equação (3.27) e inserindo estes dois na equação (3.29) temos que:

$$C_{pe} = \left( \frac{1}{2} \rho u_t^2 C_{pr} + p_1 - \frac{1}{2} \rho u_t^2 C_D - p_\infty \right) / \left( \frac{1}{2} \rho u_\infty^2 \right). \quad (3.34)$$

Aplicando a equação da continuidade e a equação de Bernoulli desde o escoamento não perturbado até a região 1 na equação (3.34):

$$\frac{A_\infty}{A_t} = \sqrt{\frac{1 - C_{pe}}{1 + C_D - C_{pr}}}. \quad (3.35)$$

Substituindo a equação (3.35) em (3.32):

$$r = \frac{C_D}{0,593} \left( \frac{1 - C_{pe}}{1 + C_D - C_{pr}} \right)^{3/2}. \quad (3.36)$$

Assumindo que  $C_D$  é independente de  $C_{pe}$  e avaliando  $\partial r / \partial C_D = 0$  obtemos o  $C_D$  ótimo:

$$C_{D \text{ opt.}} = 2(1 - C_{pr}). \quad (3.37)$$

Substituindo na equação (3.36):

$$r_{\text{máx}} = 0,649 \sqrt{\frac{(1 - C_{pe})^3}{1 - C_{pr}}}. \quad (3.38)$$

A pressão de recuperação pode ser então definida em termos de uma eficiência do difusor,  $\eta$ :

$$\eta = \frac{C_{pr}}{C_{pr,ideal}}. \quad (3.39)$$

Onde  $C_{pr,ideal}$  é a pressão de recuperação ideal no difusor:

$$C_{pr,ideal} = 1 - \left( \frac{A_t}{A_e} \right)^2. \quad (3.40)$$

Expressando então  $r_{\text{máx}}$  em termos de  $\eta$  e  $C_{pr,ideal}$  temos:

$$r_{\text{máx}} = 0,649 \sqrt{\frac{(1 - C_{pe})^3}{1 - \eta \left[ 1 - \left( \frac{A_t}{A_e} \right)^2 \right]}}. \quad (3.41)$$

Avaliando a equação (3.41) ficam claros os pontos chaves para aumentar o fator de desempenho do difusor:

- O coeficiente de pressão de descarga do difusor deve ser o menor possível, ou seja, um grande valor negativo de  $C_{pe}$ . Isso significa que a maior parte da estabilização da pressão após o rotor com a pressão atmosférica deve acontecer fora do difusor. Usando simplesmente a teoria de perfis aerodinâmicos somos levados a pensar que  $C_{pe} \approx 0$ , e então, que aumentar o desempenho de uma turbina por meio do uso de difusores é inútil (LILLEY; RAINBIRD, 1956). Porém, isso não é válido, pois se tratando do difusor como um aerofólio anular obtemos uma significativa pressão sub-atmosférica na sua saída (IGRA, 1976); (KOGAN; SEGINER, 1963).
- Para uma dada razão de áreas  $A_t/A_e$ ,  $\eta$  deve ser o maior possível. Isso pode ser obtido facilmente se o ângulo de abertura do difusor foi pequeno, porém esse tipo de abordagem é inviável comercialmente. Para tal, deve-se utilizar técnicas de controle de camada limite, como a utilização de dutos de infiltração, para alcançar maiores valores do ângulo de abertura.
- Para uma dada eficiência  $\eta$ , a razão de áreas  $A_t/A_e$  deve ser a maior possível.

### 3.3 Investigação sobre difusores

Após feita a revisão bibliográfica sobre difusores temos os seguintes pontos principais que são úteis para as decisões que devem ser tomadas neste trabalho quanto a definição de geometria do difusor.

- Análise da influência dos parâmetros geométricos do difusor na potência gerada pela turbina e no seu  $C_p$ .
- Como os parâmetros que definem a flange influenciam no desempenho da turbina.
- Comparação do desempenho do difusor com e sem o bocal.

#### 3.3.1 Parâmetros geométricos de um difusor simples

Um formato simplificado de difusor, que facilita o estudo da sua geometria, é mostrado na Figura 3.5. O modelo de difusor AMPAIR 300 foi estudado por JAFARI; KOSASIH (2014). O aumento na potência gerada pela turbina e no seu  $C_p$  foi registrado em função do diâmetro do rotor,  $D$  [m], do comprimento do difusor,  $L$  [m], e da altura da abertura do difusor,  $H$  [m].

Na Figura 3.6 podemos ver que independentemente do aumento na razão  $H/D$  temos um aumento no máximo da potência. Já a Figura 3.7 mostra o patamar no qual um aumento na altura da abertura do difusor gera uma queda de potência, isso devido ao descolamento do escoamento da parte interna do difusor. A Figura 3.8 nos mostra o mesmo fenômeno, porém, para o coeficiente de potência, que apresenta uma queda significativa sem recuperação posterior.

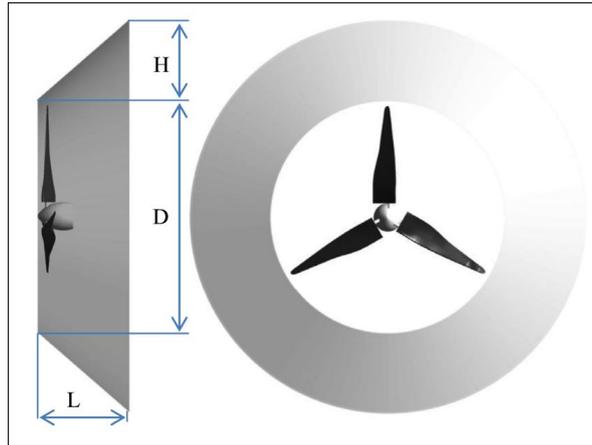


Figura 3.5 – Geometria do difusor AMPAIR 300.

Fonte: (JAFARI; KOSASIH, 2014)

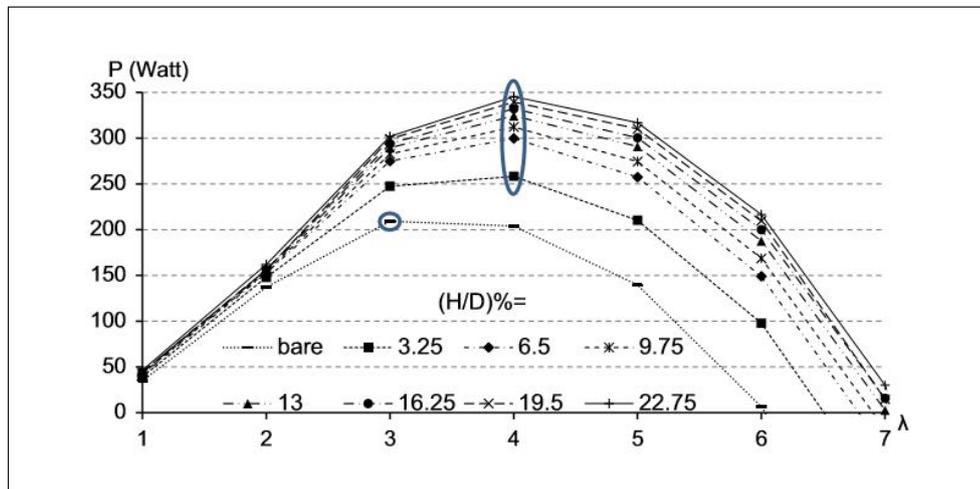


Figura 3.6 – Variação da potência em função da razão H/D.

Fonte: (JAFARI; KOSASIH, 2014)

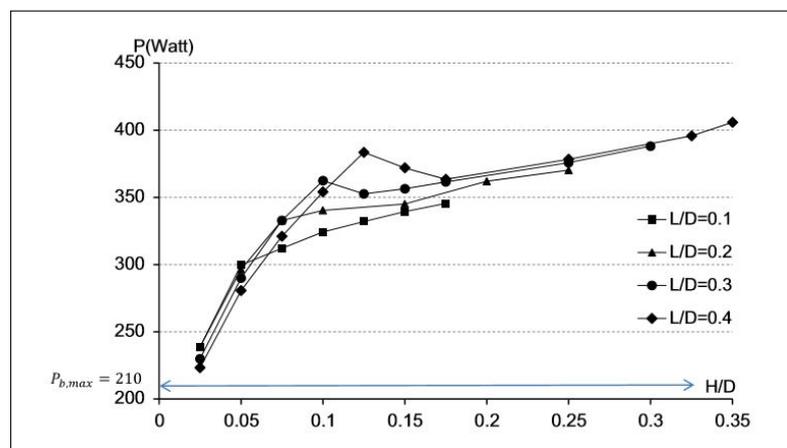


Figura 3.7 – Variação da potência em função da razão L/D.

Fonte: (JAFARI; KOSASIH, 2014)

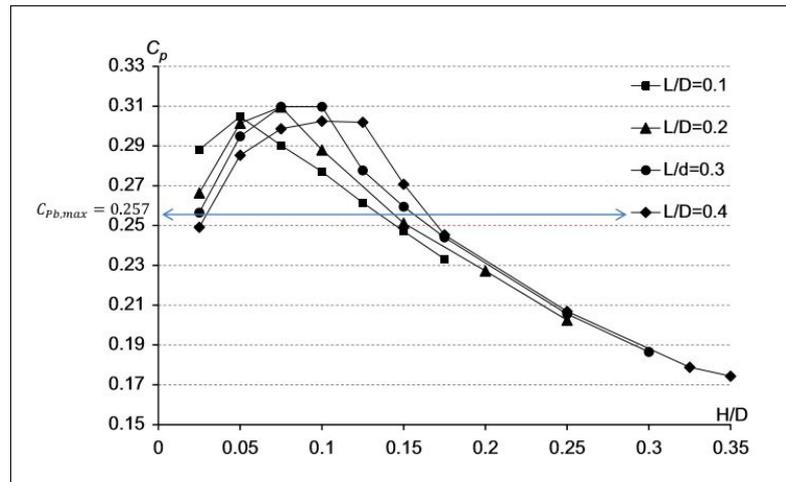


Figura 3.8 – Variação do  $C_p$  em função da razão  $L/D$ .

Fonte: (JAFARI; KOSASIH, 2014)

### 3.3.2 Parâmetros geométricos da flange

ABE; OHYA 2004 e OHYA et al. 2008 desenvolveram estudos analisando primeiramente o aumento na velocidade do vento em um difusor sem a presença do rotor. Logo após verificaram a validade dos resultados propostos anteriormente quando colocado um difusor em conjunto com rotor. Os resultados obtidos estão mostrados nas Figuras 3.9 e 3.10. A variável  $\phi$  representa o ângulo de abertura do difusor em graus,  $x$ , a distância do ponto onde foi medido a velocidade ao início do difusor e  $h$ , a altura da flange. Observa-se que apesar de um simples incremento de uma flange no difusor causar um grande aumento do desempenho deste, flanges maiores que 10% do diâmetro são inviáveis, pois acarretam um aumento do tamanho do difusor, gastos e atrapalham a recuperação de pressão na saída do difusor.

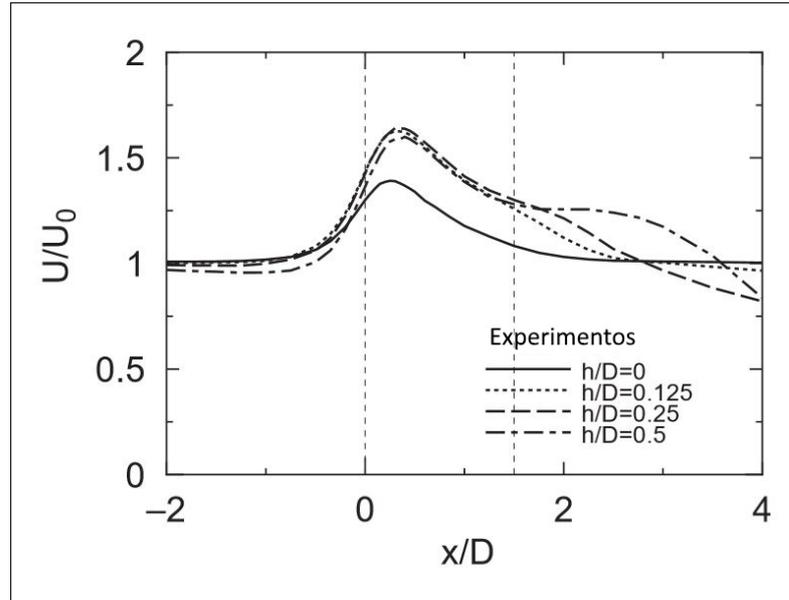


Figura 3.9 – Variação da velocidade do fluido de entrada em função da altura da flange (Apenas difusor). ( $L/D = 1.5$ ,  $\phi = 4^\circ$ ,  $C_t = 0$ ).

Fonte: (ABE; OHYA, 2004)

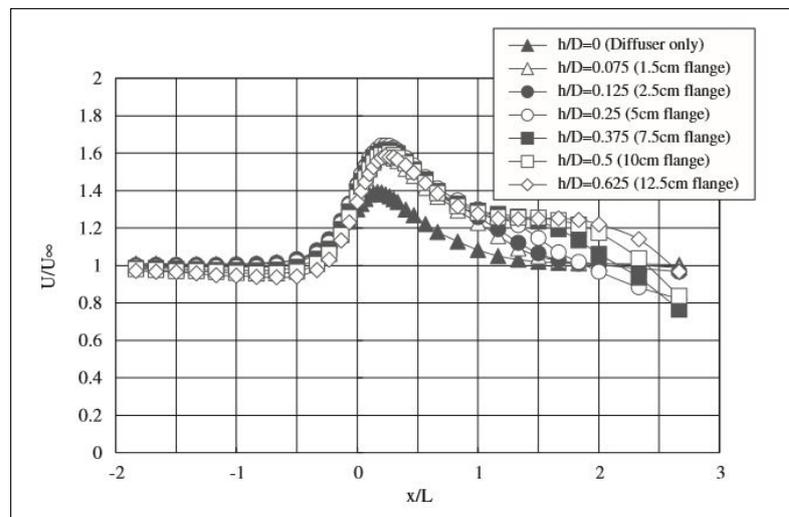


Figura 3.10 – Variação da velocidade do fluido de entrada em função da altura da flange (Com rotor). ( $L/D = 1.5$ , Razão de áreas = 1.44).

Fonte: (OHYA et al., 2008)

### 3.3.3 Influência do bocal

O objetivo da adição de um bocal em um difusor é para direcionar o escoamento das redondezas para a entrada do difusor, aumentando assim o fluxo de massa que atravessa o rotor da turbina. KOSASIH; TONDELLI (2012) desenvolveram um estudo experimental onde foi

feito uma comparação do coeficiente de potência para um difusor com e sem bocal. O difusor testado por eles são mostrados nas Figuras 3.11 e 3.12. Um dos resultados obtidos é mostrado na Figura 3.13. Podemos ver que o incremento do bocal não causa um aumento considerável no coeficiente de potência da turbina. No mesmo trabalho eles também mostram que quando há um desalinhamento entre o escoamento e o eixo do difusor o bocal aumenta consideravelmente o  $C_p$  da turbina, em cerca de 57%.



Figura 3.11 – Difusor montado sem bocal.

Fonte: (KOSASIH; TONDELLI, 2012)

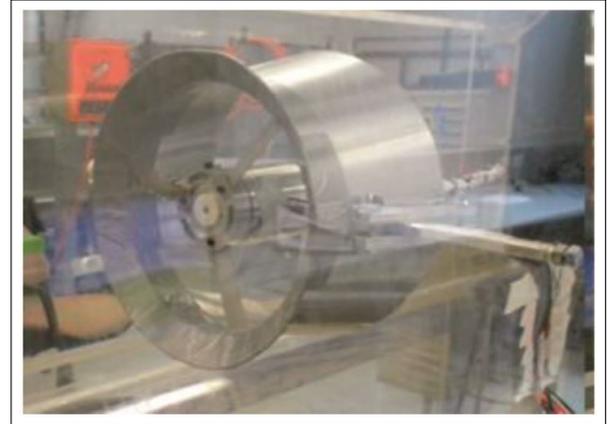
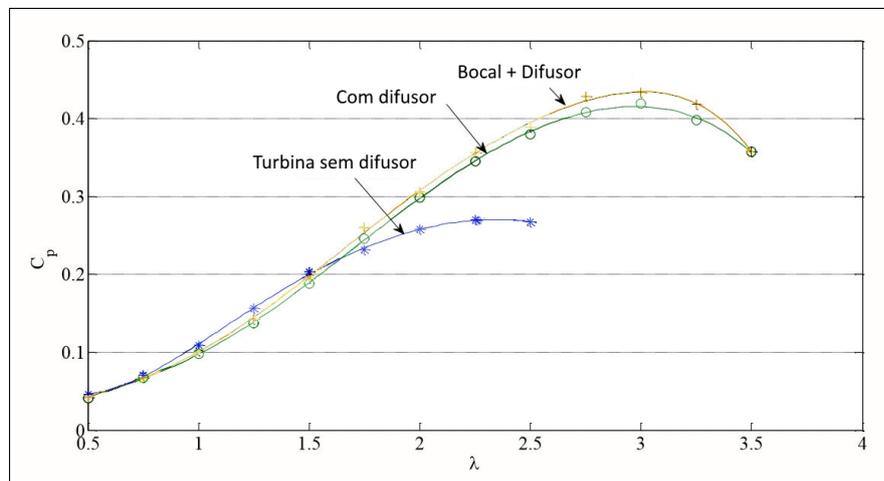


Figura 3.12 – Difusor montado com bocal.

Fonte: (KOSASIH; TONDELLI, 2012)

Figura 3.13 – Comparação de  $C_p$  em difusor com e sem bocal.

Fonte: Adaptado de (KOSASIH; TONDELLI, 2012)

## 4 Construção de difusores

### 4.1 Definição das geometrias

Foi envisionedo testar dois difusores de geometrias diferentes separadamente na turbina. Definimos que a primeira geometria de difusor a ser escolhida deveria ser um modelo já existente na literatura. A segunda, em contrapartida, um modelo definido neste trabalho levando em consideração os diversos estudos feitos sobre difusores.

As geometrias existentes de difusores para turbinas de eixo horizontal sempre acabam partindo do principio de uma geometria de tronco de cone, cada uma com suas variações específicas. Isto por que este é o método mais fácil de realizar a expansão do fluido que atravessa o rotor. Dentre as variações observadas temos:

- Uso de bocal
- Design do difusor estilo duto
- Aerofólios como geometria da seção do difusor
- Presença de flange
- Dutos de infiltração
- Divisão do difusor em diversas seções
- Modelo em formato de lente

Como já vimos anteriormente, o uso de bocais nesta situação de turbinas hidrocínéticas é inviável, pois o nosso escoamento não apresenta variações angulares de direção. Este fator também inviabiliza difusores estilo duto. Levando em consideração os fatores restantes, o difusor escolhido da literatura foi o Lens CII, introduzido por ABE; OHYA (2004) por razões que serão apresentadas posteriormente. A segunda geometria de difusor foi o de perfil S1223, apresentado no trabalho de ARANAKE; LAKSHMINARAYAN; DURAISAMY (2015), onde ele analisa numericamente quatro difusores de perfis diferentes.

## 4.2 Impressão 3D

Os difusores foram fabricados por meio de impressão 3D em plástico ABS. Cada difusor teve uma duração média de impressão de dez horas. A Figura 4.1 mostra a impressora utilizada: CREATR 3D Printer da marca Leapfrog. Acompanhando ela temos a Figura 4.2, ilustrando o processo de impressão.

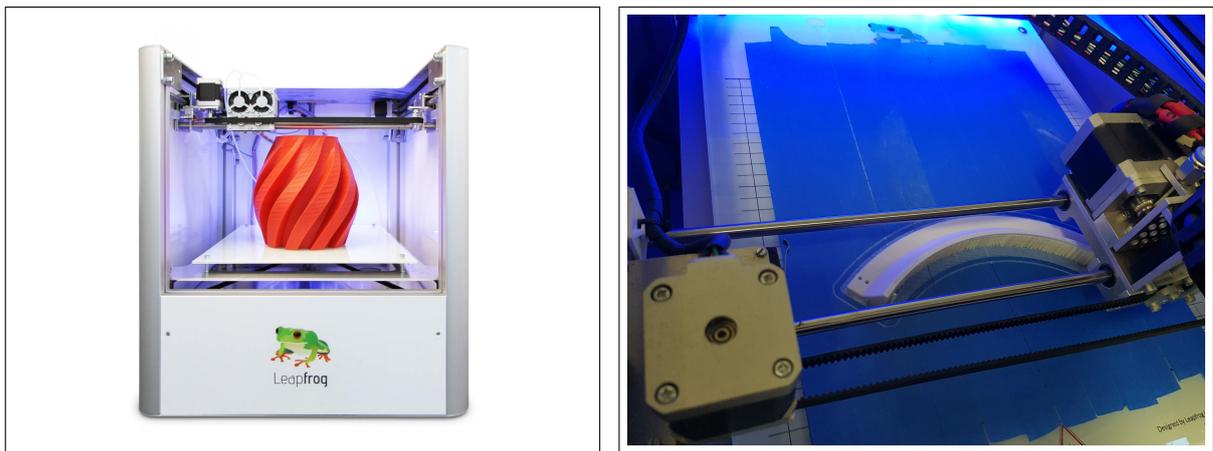


Figura 4.1 – Impressora utilizada - Leapfrog Figura 4.2 – Processo de impressão de uma parte do difusor.

As especificações da impressora e os parâmetros relevantes para a impressão são listados no apêndice C.

## 4.3 Difusor Lens CII

Essa tecnologia de difusores Wind-Lens foi primeiramente apresentada por OHYA; KARASUDANI (2010). Foi escolhida esta geometria pois ela apresenta um aumento na potência gerada em um fator de 2,5. Outros motivos da sua escolha foram a presença de flange e a facilidade na construção deste tipo de difusor.

Neste trabalho eles estudaram uma série de tipos de difusores, classificados em tipo S, A, B e C. Na Figura 4.3 podemos ver um gráfico que apresenta uma comparação entre os coeficientes de potência de cada um dos tipos. Visto que dentre os tipos apresentados o C apresenta o maior coeficiente de potência, na Figura 4.4 vemos sua ramificação em C0, CI, CII e CIII em função do seu comprimento, e como isso afeta o coeficiente de potência.

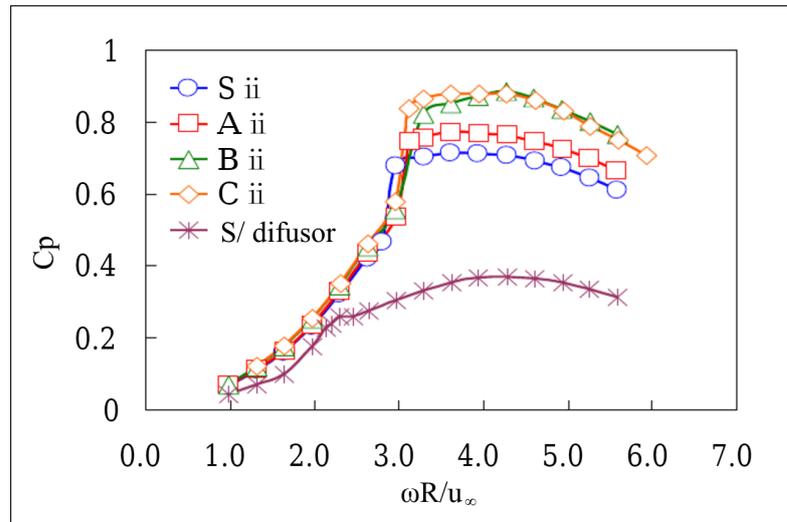


Figura 4.3 – Coeficiente de potência para vários tipos de difusores Wind-Lens.

Fonte: Adaptado de (OHYA; KARASUDANI, 2010)

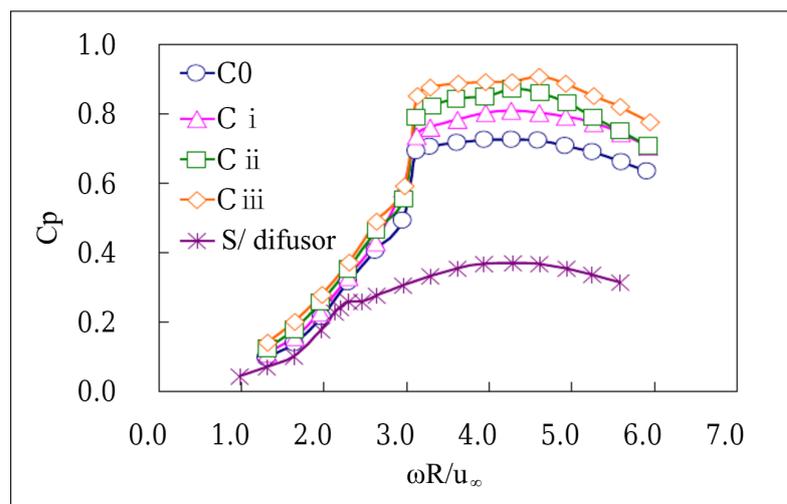


Figura 4.4 – Coeficiente de potência para variações do difusor Wind-Lens Tipo C.

Fonte: Adaptado de (OHYA; KARASUDANI, 2010)

Apesar do tipo CII apresentar um aumento na potência um pouco menor que o tipo CIII, isto não justifica o aumento de 50% que isto causa no seu comprimento. Visando um difusor mais compacto optamos por manter o tipo CII. As dimensões deste difusor são apresentadas na Figura 4.5 em função do diâmetro do rotor,  $D$ . Em cima destas dimensões foi projetado o difusor utilizado neste trabalho. Seus detalhes são apresentados no apêndice D.

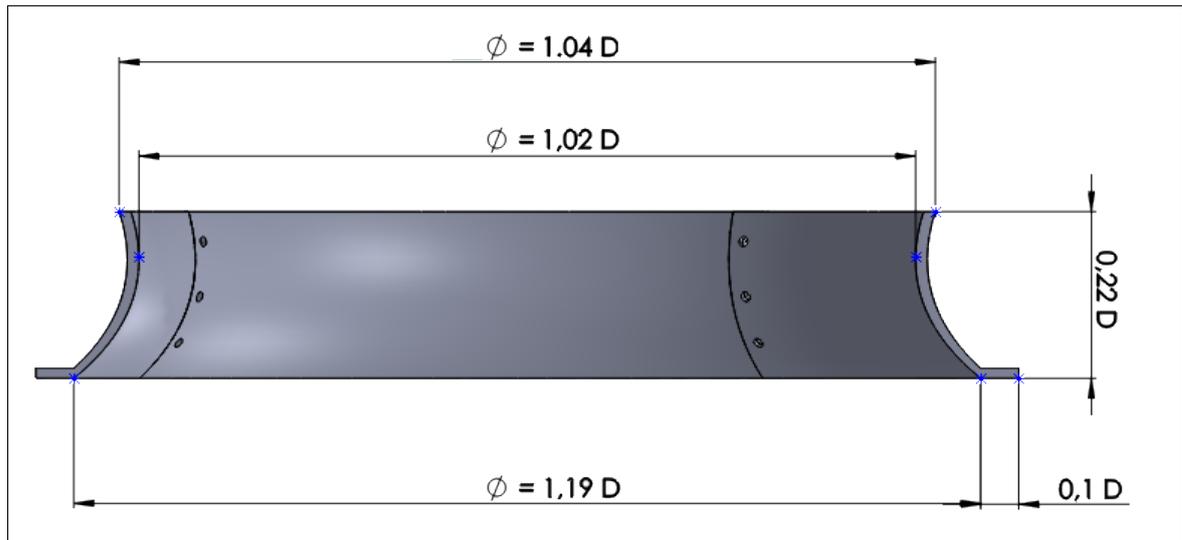


Figura 4.5 – Dimensões do difusor Lens CII em função do diâmetro do rotor.

#### 4.4 Difusor S1223

O difusor S1223 foi adaptado do difusor estudado no trabalho de ARANAKE; LAKSHMINARAYAN; DURAISAMY (2015). Informações relevantes apresentadas no trabalho são mostradas nas Figuras 4.6, 4.7 e 4.8. Com base nisto decidiu-se construir o difusor com o perfil S1223 com um ângulo de ataque de  $10^\circ$ . O comprimento adotado do difusor foi o mesmo do difusor Lens-CII pois como visto na seção 3.3.1 o aumento no coeficiente de potência é proporcional ao aumento no comprimento do difusor. As dimensões finais do difusor estão então especificadas na Figura 4.9 e detalhadas no apêndice D.

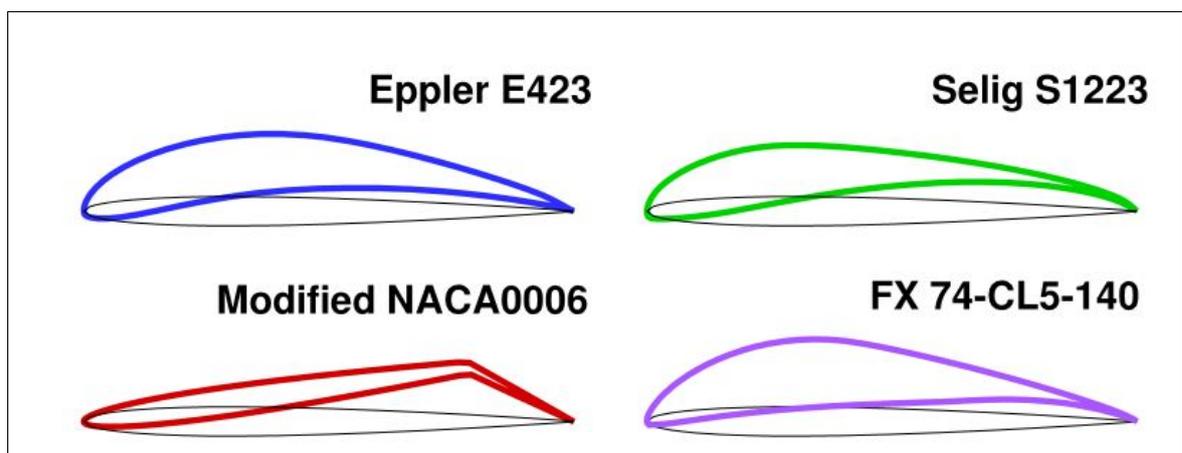


Figura 4.6 – Perfis estudados.

Fonte: ARANAKE; LAKSHMINARAYAN; DURAISAMY (2015).

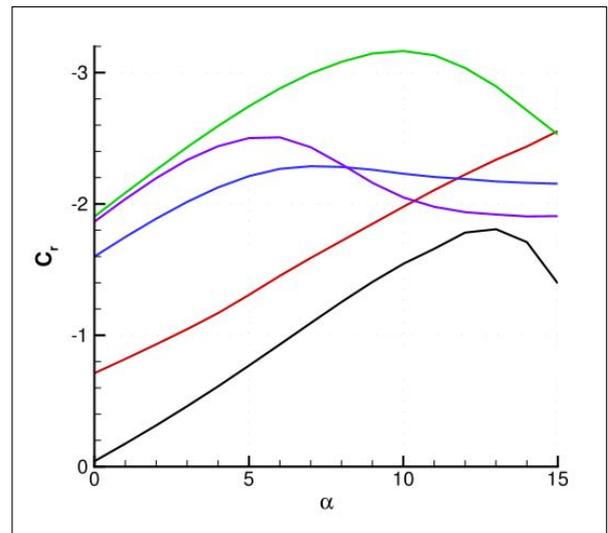
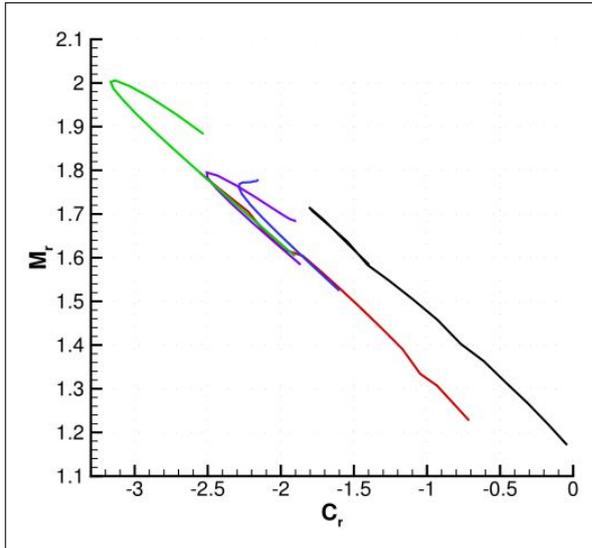


Figura 4.7 – Aumento do fluxo de massa,  $M_r$  em função do coeficiente de força radial,  $C_r$ .

Figura 4.8 – Coeficiente de força radial em função do ângulo de ataque  $\alpha$ .

Fonte: ARANAKE; LAKSHMINARAYAN; DURAISAMY (2015).

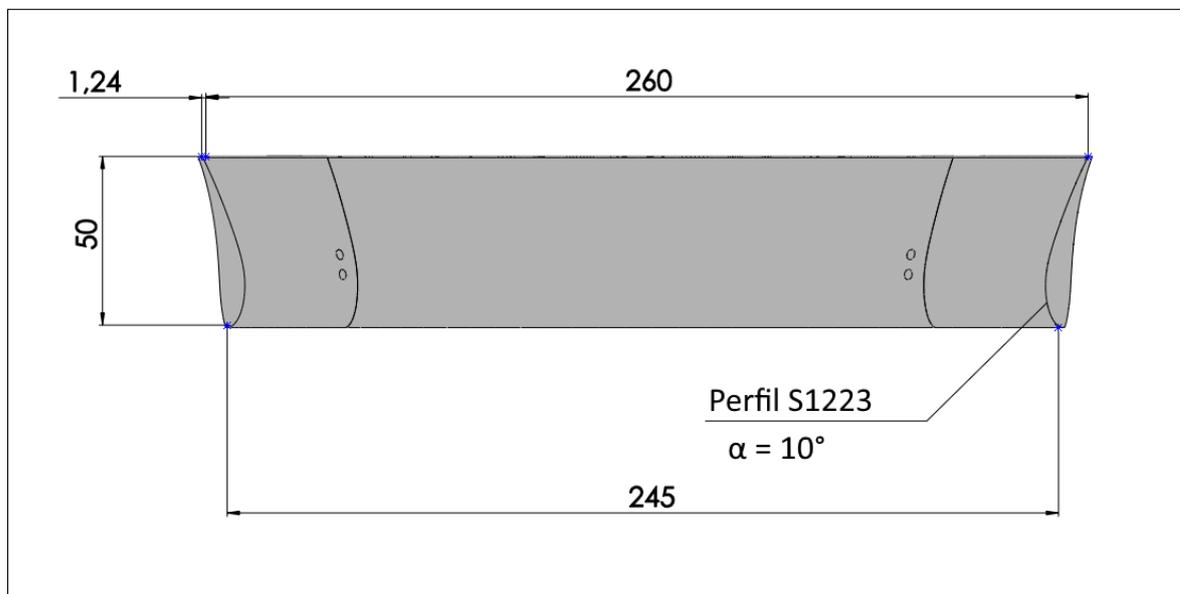


Figura 4.9 – Dimensões do difusor S1223.

## 4.5 Ilustrações dos difusores

As Figuras 4.10 e 4.11 mostram fotos dos difusores S1223 e Lens-CII respectivamente, ambos montados na turbina.

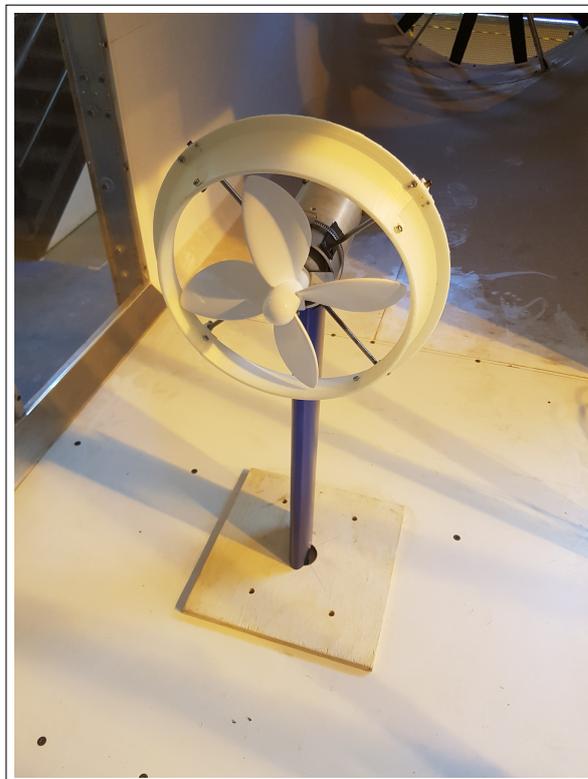
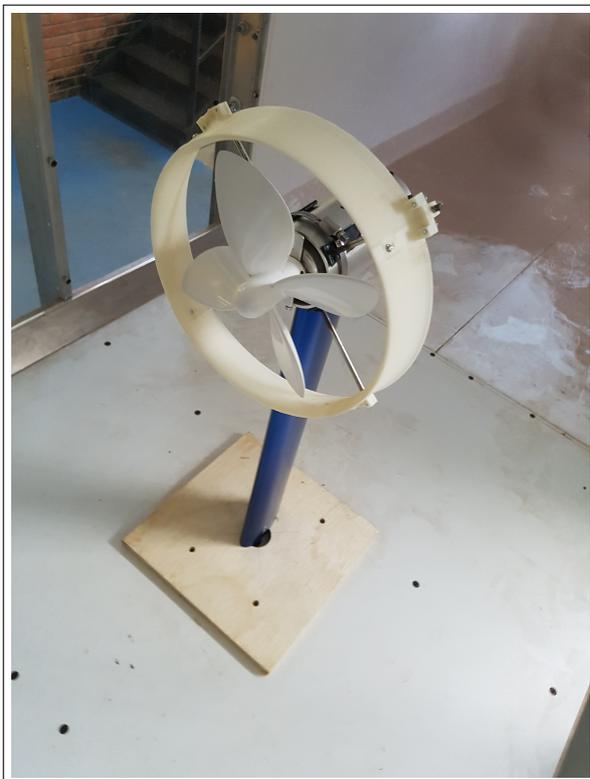


Figura 4.10 – Foto do difusor S1223 montado na turbina.

Figura 4.11 – Foto do difusor Lens-CII montado na turbina.

## 5 Metodologia Experimental

### 5.1 Túnel de vento

O testes experimentais foram realizados no túnel de vento do Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília (LEA-UnB). A seção do túnel de vento utilizada para testes compreende uma área de 2 metros de comprimento, 1,2 metros de altura e largura. O ventilador está localizado na saída do túnel e é acionado por um motor elétrico modelo WEG W22 com potência de 10 HP. Ele funciona aspirando o ar desde a entrada do túnel até sua saída. A velocidade de rotação deste ventilador é controlada através do inversor CFW-09 Vectrue Inverter 10A 3CV. O fator de redução da área do bocal para a seção de testes é de 3,4:1,2. O túnel de vento opera em uma faixa de velocidades de 0 a 20 m/s. A intensidade da turbulência é aproximadamente 1% e a camada limite na seção de testes é de  $8 \cdot 10^{-3}$  m (MACIAS, 2016). As dimensões do túnel de vento são mostradas na Figura 5.1 juntamente com uma foto dele na Figura 5.2.

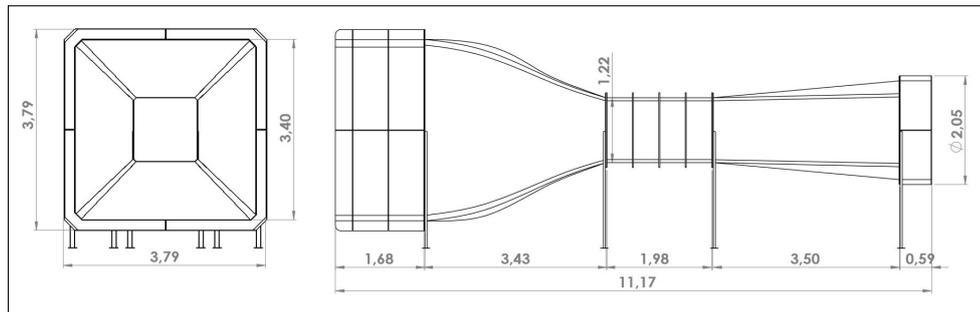


Figura 5.1 – Vista lateral e frontal, com dimensões [m], do túnel de vento do LEA-UnB.



Figura 5.2 – Túnel de vento do LEA-UnB

## 5.2 Rotores utilizados

Foram utilizados três modelos de rotores para testes, de duas, três e quatro pás. Estes modelos possuem diâmetro de 220 mm. Imagens dos modelos podem ser observadas nas Figuras 5.3, 5.5 e 5.6. As placas metálicas presentes na base do rotor, Figura 5.4, são reflexivas e utilizadas para medir a velocidade de rotação da turbina por meio de um sensor óptico.



Figura 5.3 – Rotor de quatro pás.



Figura 5.4 – Rotor de quatro pás visto por trás.



Figura 5.5 – Rotor de três pás.

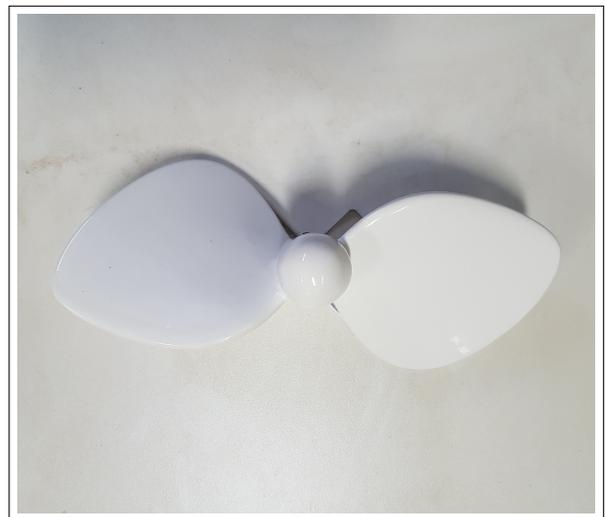


Figura 5.6 – Rotor de duas pás.

Na Figura 5.7 podemos ver a turbina no interior do túnel de vento. Esta se localiza a uma distância de 1,2m do início da seção de testes e seu eixo de rotação está localizado a uma altura de 583 mm da superfície inferior do túnel de vento.



Figura 5.7 – Turbina HK-10 no interior do túnel de vento.

Não foram feitas análises de similaridades geométricas, cinemáticas e dinâmicas pois este experimento pretende fazer apenas uma análise qualitativa da influência do difusor na turbina e não avaliar de fato qual seria o acréscimo de um difusor na turbina real.

### 5.3 Técnicas experimentais

O objetivo específico dos ensaios foi o levantamento da curva de  $C_p \times \lambda$  da turbina. No entanto, para isso é necessário caracterizar a uniformidade do escoamento no túnel. Devem ser tomadas medidas do perfil de velocidade em uma seção escolhida na frente da turbina e a intensidade de turbulência no ponto central desta seção. Estes testes foram realizados no túnel de vento por MACIAS (2016). As variações de velocidade não excederam uma amplitude de 0,3 m/s e a intensidade da turbulência no interior do túnel de vento se encontra na faixa de 1,1% a 1,6%

Durante o experimento, para calcularmos a potência disponível do escoamento, coletamos dados referentes a pressão barométrica, temperatura e velocidade do ar escoado. Para calcular a potência gerada pela turbina são coletados dados de velocidade de rotação e torque dela. A Figura 5.8 representa um esquema da bancada experimental utilizada e nos ajuda a entender cada um dos componentes que contribuem para a coleta de dados do experimento.

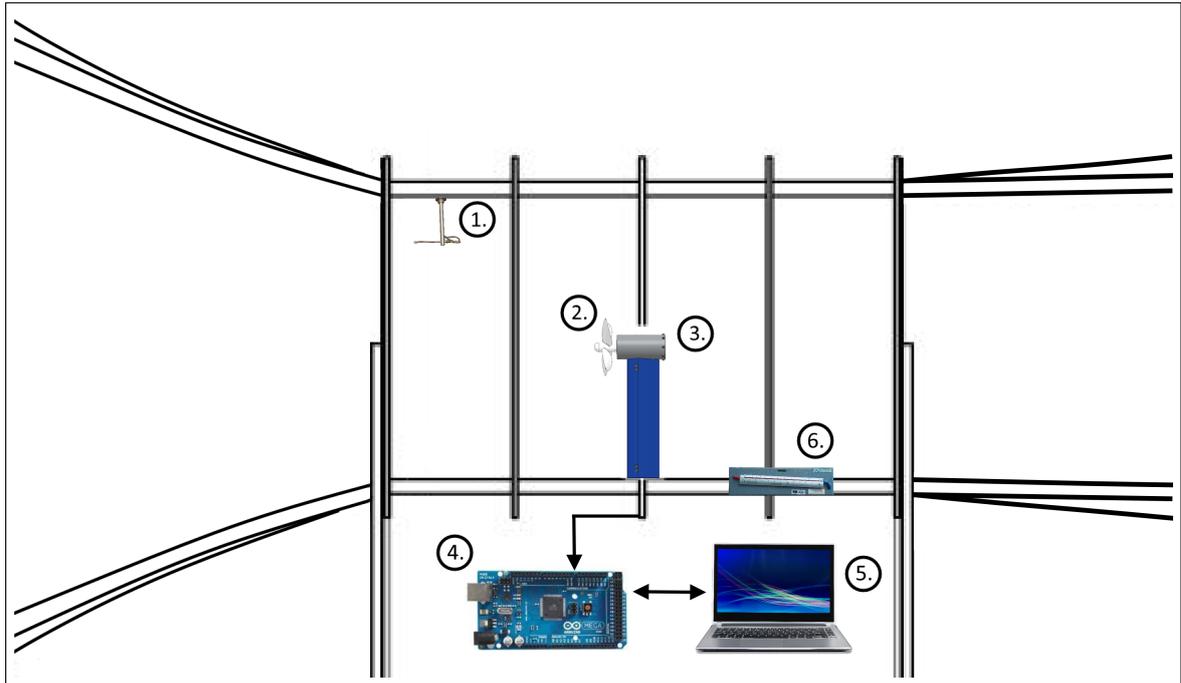


Figura 5.8 – Esquema da seção de trabalho do túnel de vento do LEA-UnB.

1. Tubo de Pitot; 2. Rotor HK-10; 3. Torquímetro;
4. Arduino; 5. Computador; 6. Manômetro de coluna inclinada

### 5.3.1 Medição de pressão, temperatura e velocidade do escoamento

A temperatura do ar foi medida utilizando o termômetro de bulbo localizado no laboratório (Alcance:  $10^{\circ}\text{C} - 50^{\circ}\text{C}$  e precisão de  $0,5^{\circ}\text{C}$ ). A pressão estática do escoamento foi medida utilizando o barômetro localizado no laboratório (Alcance:  $600\text{ mmHg} - 800\text{ mmHg}$  e precisão de  $0,5\text{ mmHg}$ ). A massa específica foi calculada através da lei dos gases ideais:

$$\rho = \frac{p_{\infty}}{R_{ar}T_{\infty}}. \quad (5.1)$$

Na equação (5.1)  $R_{ar}$  representa a constante dos gases ideais para o ar, equivalente a  $8,314\text{ [Pa m}^3\text{K}^{-1}\text{mol}^{-1}]$  e  $T_{\infty}\text{ [K]}$  e  $p_{\infty}\text{ [Pa]}$  representam respectivamente a temperatura e pressão do ar escoado no interior do túnel de vento. O erro na medida de massa específica é de  $0,15\%$ .

A velocidade do escoamento é calculada utilizando o tubo de Pitot localizado na parte superior da turbina no túnel de vento a  $20\text{ cm}$  da entrada da seção de testes,  $14\text{ cm}$  da parede lateral e  $10\text{ cm}$  da parede superior. Utilizando um manômetro de coluna inclinada conectado ao tubo de Pitot com resolução de  $0,05\text{ mmH}_2\text{O}$  e fundo de escala de  $12,5\text{ mmH}_2\text{O}$ , a pressão dinâmica foi medida através da diferença entre a pressão estática e a pressão total. O erro na medida da velocidade do escoamento livre é de  $0,8\%$ .

### 5.3.2 Torquímetro

Para medir o torque produzido pela turbina foi utilizado o torquímetro mostrado na Figura 5.9. A sua calibração foi feita através de um sistema de pesos conhecidos e se encontra no apêndice A. O equipamento possui um motor trifásico que é também usado como freio eletromagnético para controlar a velocidade da turbina através de uma modulação de carga PWM e um controlador PID.

O motor é colocado em balanço e conectado a uma célula de carga que pode ser vista na Figura 5.9. Ao ser aplicado o freio, é gerada uma torção entre a parte frontal e traseira do torquímetro que distorce o extensômetro da célula de carga. Esta mede, por meio da tensão gerada, o torque aplicado no rotor. Os valores medidos pela célula de carga foram amplificados usando o amplificador HX711 e coletados por meio de um computador conectado ao microcontrolador Arduino.



Figura 5.9 – Torquímetro visto internamente com extensômetro em destaque.

O erro aleatório obtido por meio da medição do torque depende da faixa de velocidade que a turbina se encontra. A faixa de velocidades correspondente ao estol e pós-estol aerodinâmico na pá gera uma instabilidade no desempenho da turbina e esta apresenta vibrações estruturais. Nos casos citados o erro na medida de torque se eleva para 5%, quando para as faixas de rotação normais ele se mantém em torno de 2%. O torque é adquirido na ordem de  $Nmm$ .

### 5.3.3 Controle de velocidade

Para obter uma curva  $C_p \times \lambda$  para a turbina devem ser coletados dados relativos ao torque durante várias faixas de rotação da turbina. O objetivo deste método de controle é estabelecer uma série de parâmetros de controle do freio para gerar uma estabilidade na rotação da turbina. Este controle deve ser feito continuamente para que seja alcançada esta estabilidade durante toda a curva do coeficiente de potência.

A medição da velocidade de rotação da turbina foi feita utilizando o sensor óptico TCRT 5000. Este sensor é fixado na parte frontal do suporte da turbina, próximo ao rotor. O sensor e sua montagem pode ser visto na Figura 5.10. Ele possui duas lâmpadas, uma delas continuamente manda um sinal que, ao ser refletido nas abas metálicas do rotor, é captado pela outra. Utilizando a frequência de recepção desse pulso o Arduino consegue determinar a velocidade de rotação da turbina. O erro aleatório na medida de velocidade é de aproximadamente 1%. As faixas de velocidade de rotação analisadas variam de 300 a 2000 rpm.

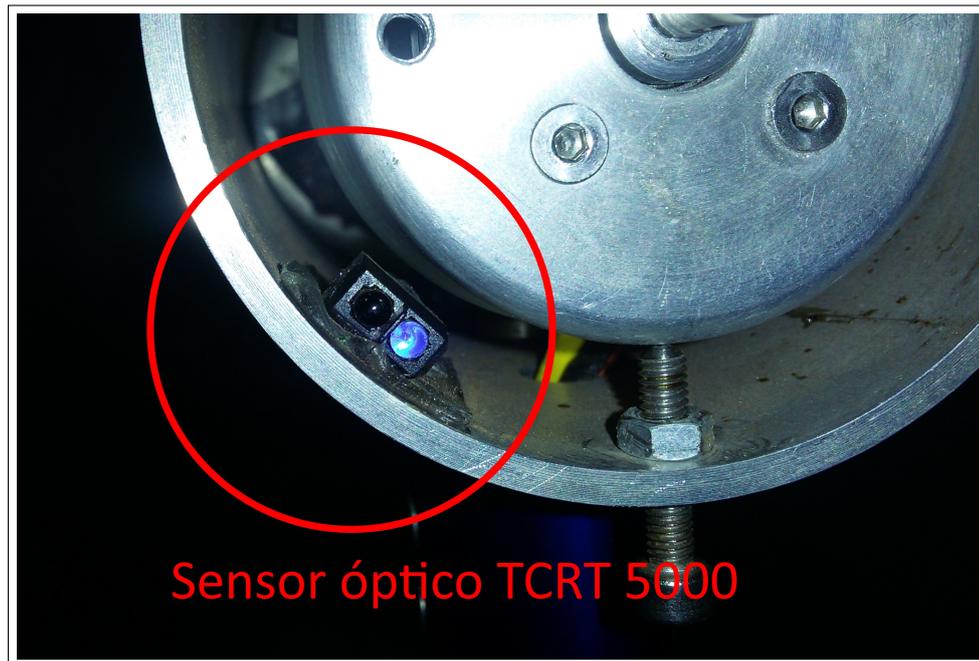


Figura 5.10 – Sensor óptico TCRT 5000 em destaque montado na carcaça do torquímetro.

Um esquema do circuito elétrico utilizado para controlar a velocidade do rotor é mostrado na Figura 5.11. Quanto menor a resistência no circuito maior será o freio aplicado. O gerador trifásico da turbina é conectado com dois transistores do tipo IRFZ48N, encarregados de abrir e fechar o circuito. Em cada uma das fases, conectado aos transistores, está um relé mecânico que pode ser ativado, ligando a fase diretamente ao terra, diminuindo assim a resistência e aumentando o freio. Temos então o seguinte controle de freio:

1. Controle de velocidade somente através dos dois transistores.
2. Curto circuito ativando um dos relés enquanto o outro transistor controla a velocidade da turbina, liberando-a quando necessário.
3. Freio completo ao ativar ambos os relés.

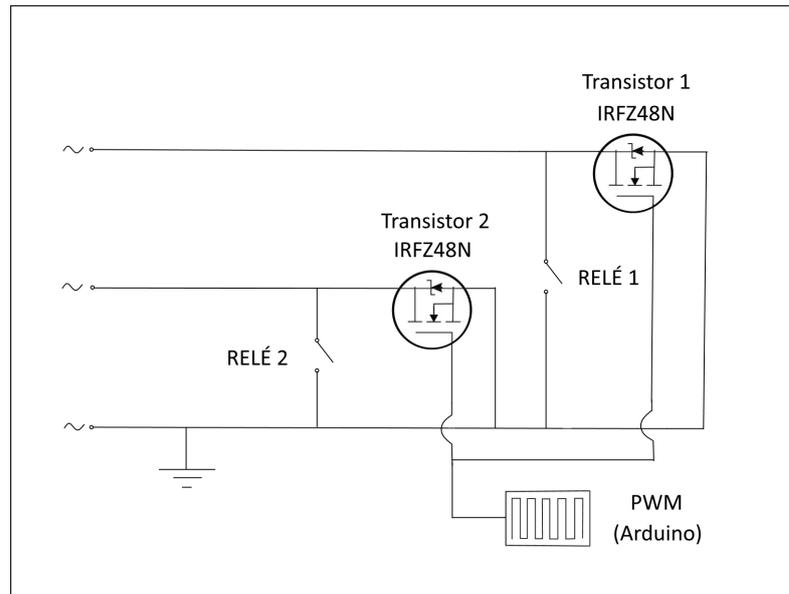


Figura 5.11 – Esquema do circuito elétrico para modulação da carga aplicada no rotor.

A regulação da velocidade da turbina foi feita através do controle de tempo de modulação da carga aplicada no motor. Para tal, utilizamos uma técnica de modulação por largura de pulsos PWM (Pulse Width Modulation). Esta técnica controla o tempo no qual uma onda permanece em sua amplitude máxima pela porcentagem do tempo de trabalho. Essa modulação é feita pelo microcontrolador Arduino.

Este tempo de modulação é regulado por um controlador proporcional integral derivativo (PID) da velocidade. O sistema calcula a diferença entre uma velocidade alvo predeterminada e a velocidade de rotação atual da turbina e nomeia isto de erro. A partir deste erro, o valor do controlador PID é calculado e usado para regular o tempo de modulação, aumentando ou diminuindo a carga aplicada para atingir a velocidade determinada. Fisicamente, o transistor faz essa regulação abrindo e fechando no tempo estabelecido pelo PWM.

Na Figura 5.12 vemos uma modulação PWM para três diferentes tempos de trabalho. As linhas pontilhadas representam o período de tempo, inverso a frequência do PWM, que é 500 Hz no caso do Arduino. O controle é feito a partir da carga média solicitada pelo controle, quanto maior for a carga média, maior será o tempo de trabalho e mais tempo o sinal permanecerá na sua amplitude máxima, ou seja mais tempo o transistor passará fechado.

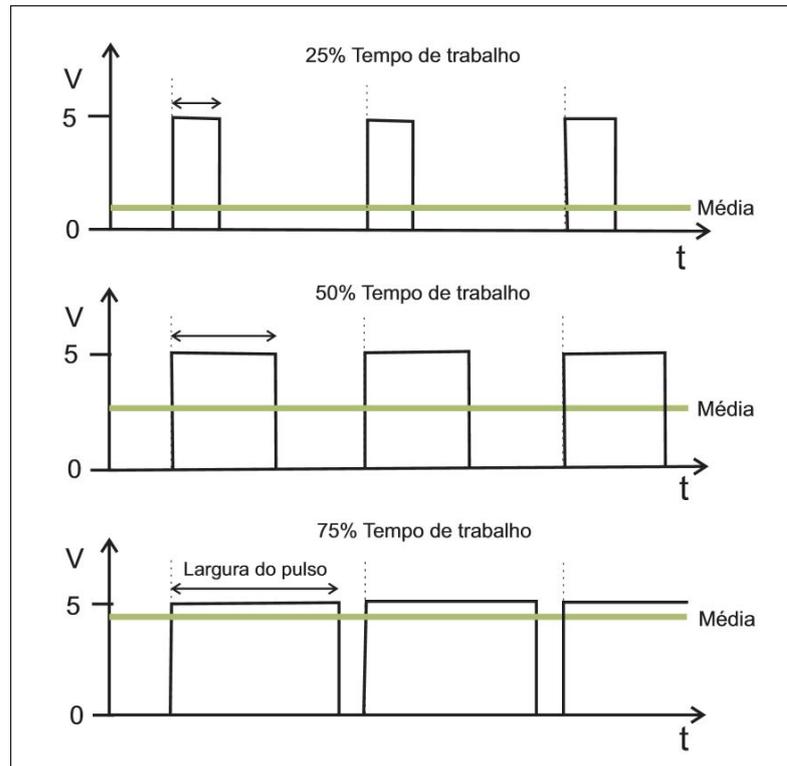


Figura 5.12 – Modulação por comprimento de pulso (PWM).

(MACIAS, 2016)

A Figura 5.13 apresenta um diagrama que demonstra o controle PID para a velocidade de rotação da turbina. O código foi implementado usando o microcontrolador Arduino conectado ao circuito assim como mostra a Figura 5.12. Os parâmetros PID são calculados usando o método de sintonização de Ziegler-Nichols de malha fechada.

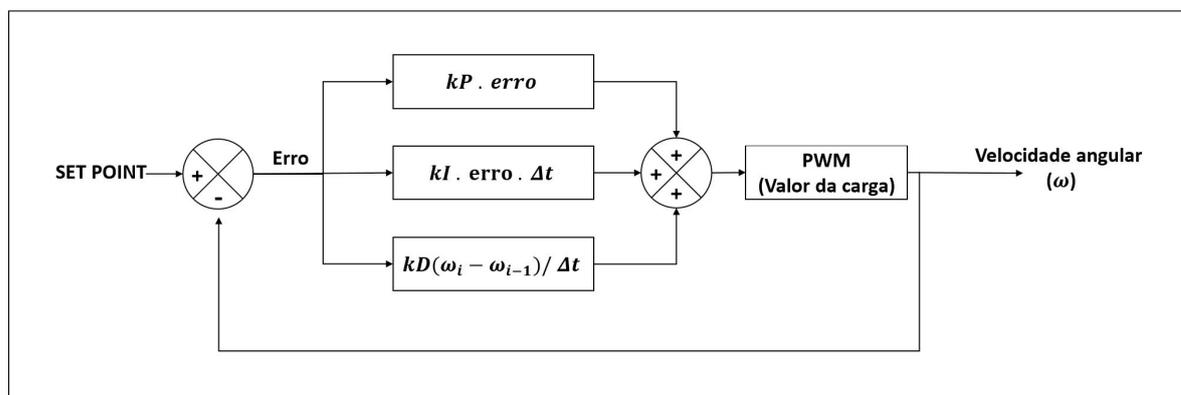


Figura 5.13 – Diagrama de blocos do sistema de controle de velocidade PID.

Fonte: (MENDES, 2015)

Neste método inicialmente aplicamos um degrau na planta e determinamos o ganho

crítico,  $K_c = 2$ . Para isto consideramos apenas o ganho proporcional, ou seja, assumimos que a constante de tempo derivativa,  $T_d \rightarrow 0$  e que a constante de tempo integral,  $T_i \rightarrow \infty$ . O ganho crítico é o valor dentro do ganho proporcional que define uma oscilação estável no sistema. Depois, determinamos a frequência de oscilação e o período crítico  $T_c$ , com os quais calculamos os parâmetros do controlador.

No ensaio do modelo de malha fechada para  $K_c = 2$  obtivemos que  $T_c = 0,5$ . Com estes dados determinamos a partir da tabela de sintonização de Ziegler-Nichols o ganho proporcional  $K_p$ , o tempo integral  $T_i$  e o tempo derivativo  $T_d$  apresentados na tabela 5.1.

Tabela 5.1 – Pâmetros PID.

Parâmetro	Equação	Valor
$K_p$	$0,60K_c$	1,20
$T_i$	$0,50T_c$	0,25
$T_d$	$0,13T_c$	0,06

## 5.4 Instalação dos difusores

Os difusores foram instalados na turbina utilizando hastes, suportes e uma abraçadeira assim como especificado no apêndice D. Os principais pontos da montagem são mostrados na Figura 5.14.

- A haste pode ser ajustada no suporte permitindo então a concentricidade da instalação do difusor na turbina.
- A base da haste foi envolta em fita isolante para evitar danos na superfície do torquímetro.
- A abraçadeira permite que o difusor possa facilmente ser instalado e retirado simplesmente afrouxando a abraçadeira e removendo o rotor.

Devido aos aspectos da montagem, o difusor tem mobilidade para ser instalado com o rotor em diversas posições ao longo do seu eixo axial. Na Figura 5.15 vemos três posições de montagem que serão utilizadas para verificar a influência da posição do rotor no coeficiente de potência da turbina.

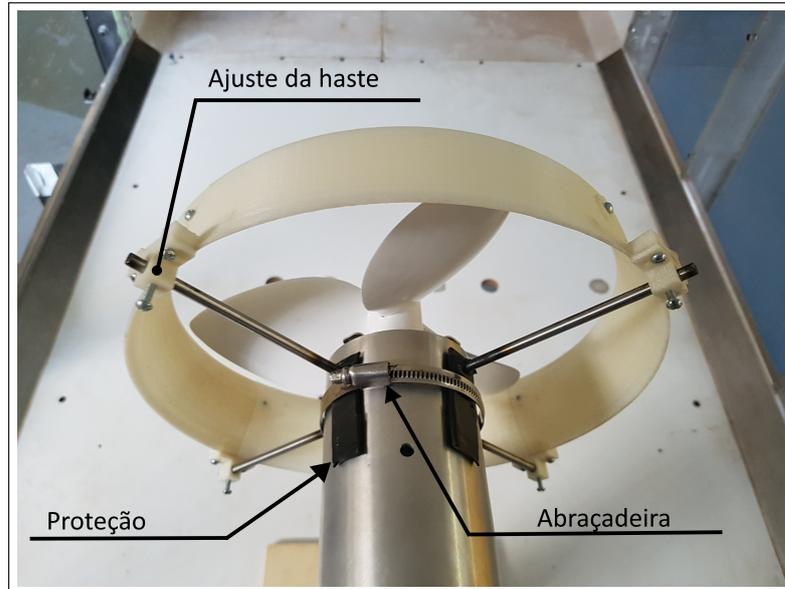


Figura 5.14 – Principais pontos na instalação do difusor.

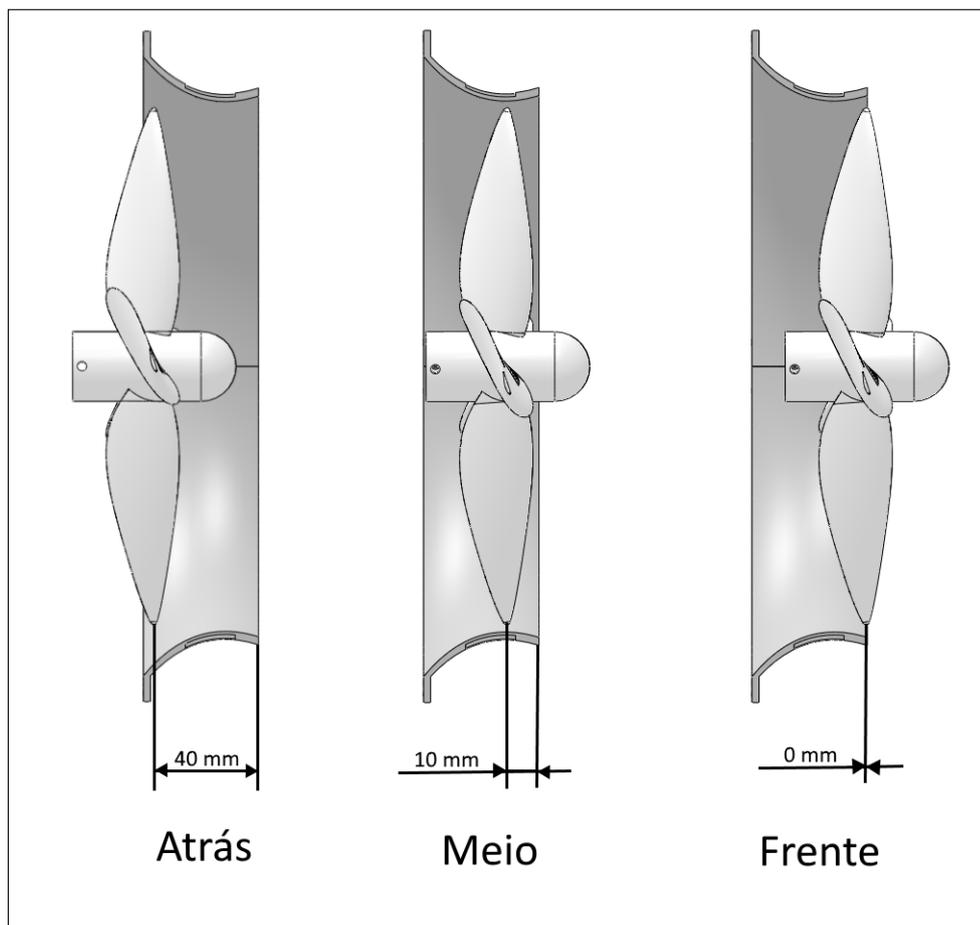


Figura 5.15 – Diferentes posicionamentos do difusor na turbina.

## 5.5 Método de ensaio da curva $C_p \times \lambda$

Para obter uma curva  $C_p \times \lambda$  deve-se seguir os seguintes passos:

1. Verificar o funcionamento dos sensores utilizados.
2. Verificação da calibração do torquímetro de acordo com o apêndice A.
3. Definição das velocidades de ativação dos relés 1 e 2 com base na velocidade do escoamento desejada e da configuração da turbina assim como proposto na seção 5.3.3.
4. Tarar o torquímetro com relação a posição de repouso da turbina.
5. Ativação do túnel de vento na velocidade desejada, no caso foram estabelecidas duas velocidades do escoamento não perturbado, 8 m/s e 10 m/s.
6. Coleta de dados
  - a) Definição de diversos valores fixos de velocidade de rotação onde será feita a coleta de dados
  - b) Coletar sem freio por trinta segundos os dados instantâneos relativos a velocidade de rotação e torque.
  - c) Frear a turbina até primeiro valor estabelecido.
  - d) Coletar por trinta segundos os dados instantâneos relativos a velocidade de rotação e torque.
  - e) Frear a turbina até próximo valor estabelecido e voltar ao passo anterior até que todos os valores tenham sido adquiridos.
7. Registro da pressão e temperatura do ambiente e da altura indicada no manômetro de coluna inclinada.
8. Desligamento do túnel
9. Repetição do item 5 a 8 quatro vezes para diferentes pontos de velocidade de rotação da turbina nos quais será feita a coleta de dados.
10. Tratamento de dados de acordo com a seção 5.7.
11. Análise do erro experimental de acordo com o apêndice B.

## 5.6 Plano de ensaios adotado

Os ensaios foram feitos para três tipos diferentes de rotores e dois tipos diferentes de difusor de acordo com o plano de ensaios descrito na tabela 5.2. Foram feitos ensaios para apenas duas velocidades do escoamento não perturbado, 8 m/s e 10 m/s. Essa decisão foi tomada pois para a faixa de velocidades de testes o número de Reynolds do escoamento não apresenta variações relevantes.

Tabela 5.2 – Plano de ensaios sobre a influência do rotor e difusor.

Sem difusor			Difusor S1223			Difusor Lens-CII		
Rotor \ $u_\infty$	8 m/s	10 m/s	Rotor \ $u_\infty$	8 m/s	10 m/s	Rotor \ $u_\infty$	8 m/s	10 m/s
4 Pás			4 Pás			4 Pás		
3 Pás			3 Pás			3 Pás		
2 Pás			2 Pás			2 Pás		

Em cada uma dessas dezoito situações marcadas por blocos vazios na tabela 5.2 foi gerada uma curva  $C_p \times \lambda$  utilizando o método estabelecido na seção 5.5.

Além dos ensaios analisando a influência do difusor e do número de pás também foram feitos ensaios analisando a influência da posição do rotor no difusor para averiguar que a posição ótima do difusor é na região de menor área transversal. As posições adotadas foram melhor explicadas na seção 5.4, observadas na Figura 5.15.

Tabela 5.3 – Plano de ensaios sobre a posição do rotor.

Rotor de 4 pás - $u_\infty = 8$ m/s			
Difusor S1223		Difusor Lens-CII	
Frente [0 mm]		Frente [0 mm]	
Meio [10 mm]		Meio [10 mm]	
Atrás [40 mm]		Atrás [40 mm]	

## 5.7 Tratamento de dados

Obtidos os dados dos sensores os seguintes estudos e técnicas foram feitos:

1. Filtro de ruídos durante a aquisição de dados.

Com os dados de torque e velocidade e mãos o filtro de ruídos é feito simplesmente definindo um intervalo no qual todos os valores de interesse observados estarão presentes dentro dele. Os valores fora deste intervalo são ignorados.

2. Remoção do efeito transiente durante a frenagem da turbina.

Deseja-se informações sobre valores de torque para posições fixas de velocidade de rotação da turbina, logo, todo o intervalo no qual o freio está sendo aplicado e ainda não se estabilizou não é relevante para o processo. Assim, para remover o efeito dos transientes dos dados obtidos, deve ser analisada a velocidade. Do momento em que o freio é ativado o valor obtido para velocidade de rotação deve ser checado e os dados começarem a ser registrados somente quando esse valor entrar no patamar de velocidade desejado. A Figura 5.16 exemplifica o intervalo transiente que deve ser removido durante a coleta de dados.

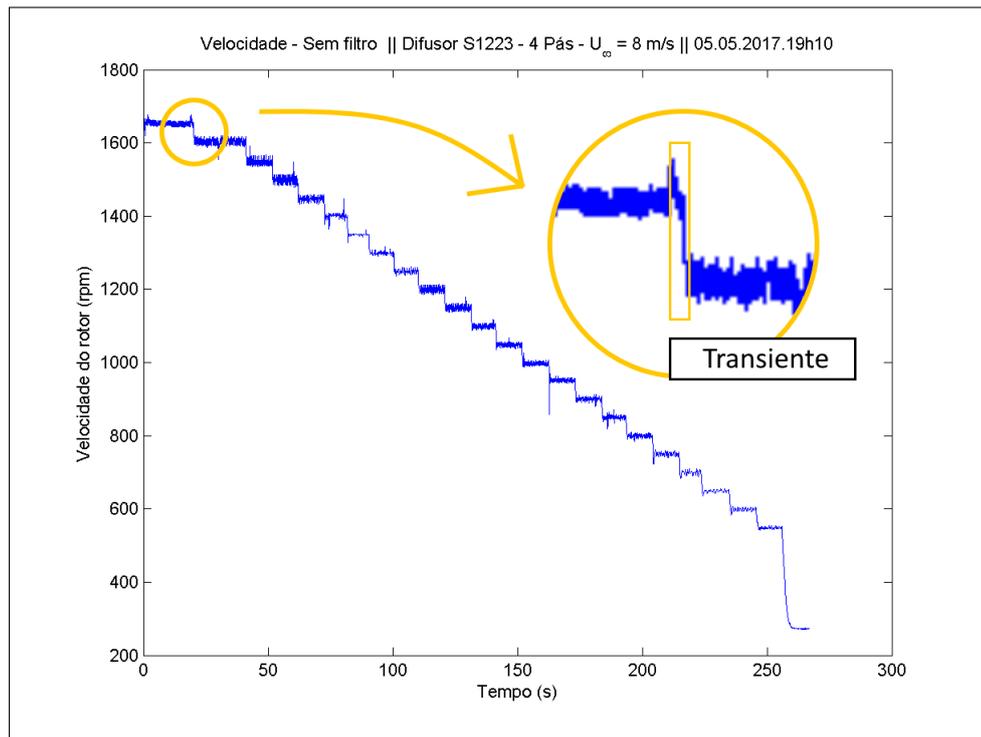


Figura 5.16 – Exemplificação do transiente durante a coleta de dados.

3. Realizados os passos anteriores, para cada ponto fixo de velocidade de rotação estabelecido deve ser calculado a média e o desvio padrão dos valores coletados de torque e velocidade. Com estes valores e os dados relativos a velocidade do escoamento não perturbado podemos então estabelecer um gráfico de  $C_p \times \lambda$  seguindo as equações (3.24) e (3.25).
4. Estudo de convergência dos valores adquiridos de torque e velocidade de rotação.

Para confirmar que o gráfico criado foi feito com base em dados confiáveis de média e desvio padrão é feita uma análise de convergência dos dados coletados.

Tomando como base um vetor de dados de torque ou velocidade  $A = \{a_1, a_2, \dots, a_i, \dots, a_n\}$  estabelecemos que:

$$\bar{a}_i = \frac{1}{i} \sum_{k=1}^i a_k \quad (5.2)$$

Definimos então  $\sigma_i$ , que é o desvio padrão do vetor  $\bar{A}_i = \{\bar{a}_1, \bar{a}_2, \dots, \bar{a}_i\}$ . Logo, queremos avaliar o vetor:

$$c_i = \frac{\sigma_i^2 - \sigma_{i-1}^2}{\sigma_i^2} \quad (5.3)$$

Estabelecendo uma tolerância de 1% temos que a velocidade ou torque convergem quando seus respectivos valores de  $c_i$  forem menor que o intervalo estabelecido pela tolerância. Com estes valores então podemos afirmar se os dados em cada um dos patamares convergiram e em quanto tempo. Um gráfico de tempo de convergência é apresentado na Figura 5.17. Caso seja observado que algum dos patamares não tenha convergido é necessário refazer o ensaio aumentando o tempo de coleta de dados.

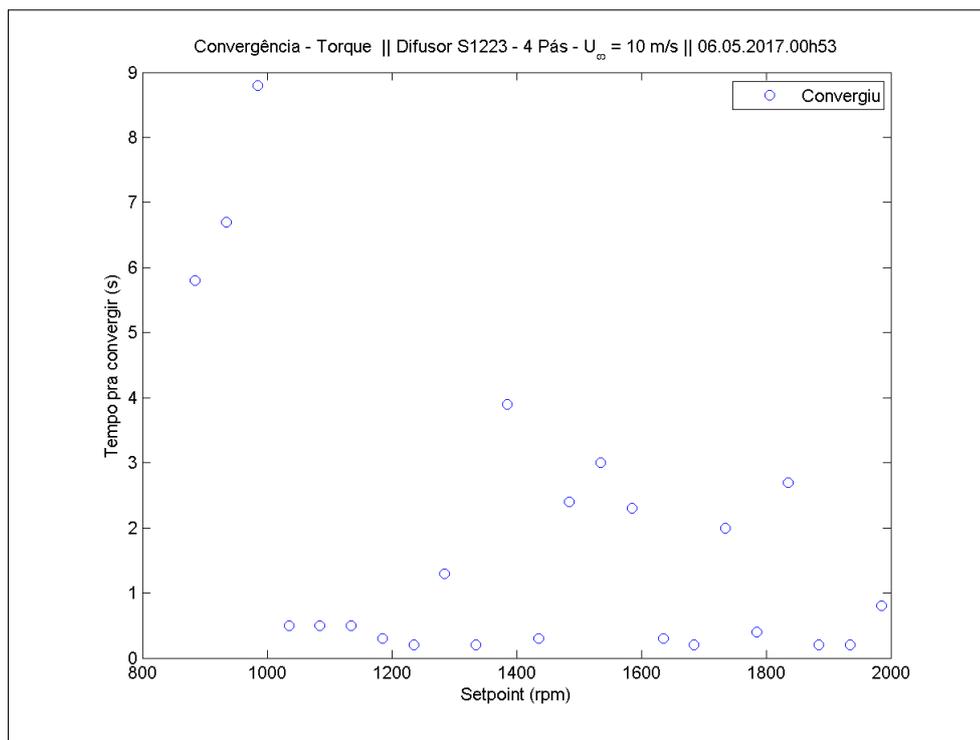


Figura 5.17 – Típico gráfico de tempo de convergência obtido em cada ensaio.

## 5.8 Análise do erro experimental

A análise do erro experimental foi feita levando em consideração todos os erros instrumentais associados aos equipamentos utilizados e os erros aleatórios associados aos dados obtidos pelo torquímetro e sensor óptico. A propagação de incertezas foi feita com base na equação (5.4) onde  $\sigma_f$  denota o desvio padrão da função  $f(x_1, x_2, \dots, x_n)$ .

$$\sigma_f = \sqrt{\left(\frac{\partial f}{\partial x_1}\right)^2 \sigma_{x_1}^2 + \left(\frac{\partial f}{\partial x_2}\right)^2 \sigma_{x_2}^2 + \dots + \left(\frac{\partial f}{\partial x_n}\right)^2 \sigma_{x_n}^2} \quad (5.4)$$

Uma análise mais detalhada do erro experimental está registrada no apêndice B.

## 6 Resultados e Discussões

Seguindo a metodologia apresentada no capítulo 5 as seguintes análises e resultados foram obtidos.

- Curva dos patamares de velocidade de rotação.
- Curva de torque em função da velocidade de rotação.
- Validação da curva de coeficiente de potência obtida.
- Análise do posicionamento do rotor.
- Análise da influência do número de pás.
- Análise da influência do difusor.
- Resumo das variações no coeficiente de potência.

Os planos de ensaios definidos na seção 5.6 são reapresentados a seguir nas tabelas 6.1 e 6.2. Estes mostram os experimentos planejados que foram realizados. As células em verde denotam os experimentos realizados e as em vermelho os que não puderam ser realizados.

Tabela 6.1 – Plano de ensaios sobre a influência do rotor e difusor - Tabela de experimentos realizados.

Sem difusor			Difusor S1223			Difusor Lens-CII		
Rotor \ $u_\infty$	8 m/s	10 m/s	Rotor \ $u_\infty$	8 m/s	10 m/s	Rotor \ $u_\infty$	8 m/s	10 m/s
4 Pás			4 Pás			4 Pás		
3 Pás			3 Pás			3 Pás		
2 Pás			2 Pás			2 Pás		

Na análise da influência do difusor o rotor de duas pás não pode ser testado pois este gerava muita instabilidade durante sua operação. Os experimentos com este rotor foram cancelados a fim de evitar danos aos difusores e ao eixo de rotação do motor. Para este rotor ambas as velocidades escolhidas geravam o mesmo efeito.

O rotor de três pás pôde ser testado apenas no difusor S1223 e sem o difusor. Notou-se durante a montagem que durante a fabricação o diâmetro deste rotor foi construído com 230 mm, maior que os 220 mm projetados. Como o difusor é feito com um ajuste de folgas pequenas visando uma maior eficiência essa diferença se tornou relevante. O rotor de três pás não pode acomodar o difusor nem na sua posição de maior área, na frente.

Tabela 6.2 – Plano de ensaios sobre a posição do rotor - Tabela de experimentos realizados.

Rotor de 4 pás - $u_{\infty} = 8$ m/s			
Difusor S1223		Difusor Lens-CII	
Frente [0 mm]		Frente [0 mm]	
Meio [10 mm]		Meio [10 mm]	
Atrás [40 mm]		Atrás [40 mm]	

A análise do deslocamento do difusor não pôde ser feita para a terceira posição definida, atrás. Quando tentou-se colocar o difusor nesta posição a base das suas hastes chocavam com as abas reflexivas presentes nos rotores, Figura 5.4.

Neste capítulo os dados referentes a turbina sem difusor são apresentados em vermelho, com o difusor S1223 em azul e com o difusor Lens-CII em verde.

## 6.1 Patamares de velocidade de rotação

A Figura 6.1 mostra um típico gráfico representativo da progressão da velocidade de rotação ao longo do experimento. Vemos claramente seus patamares e a atuação do freio. O erro aleatório associado a aquisição de dados sobre a velocidade de rotação nos experimentos foi no máximo de 0,8%.

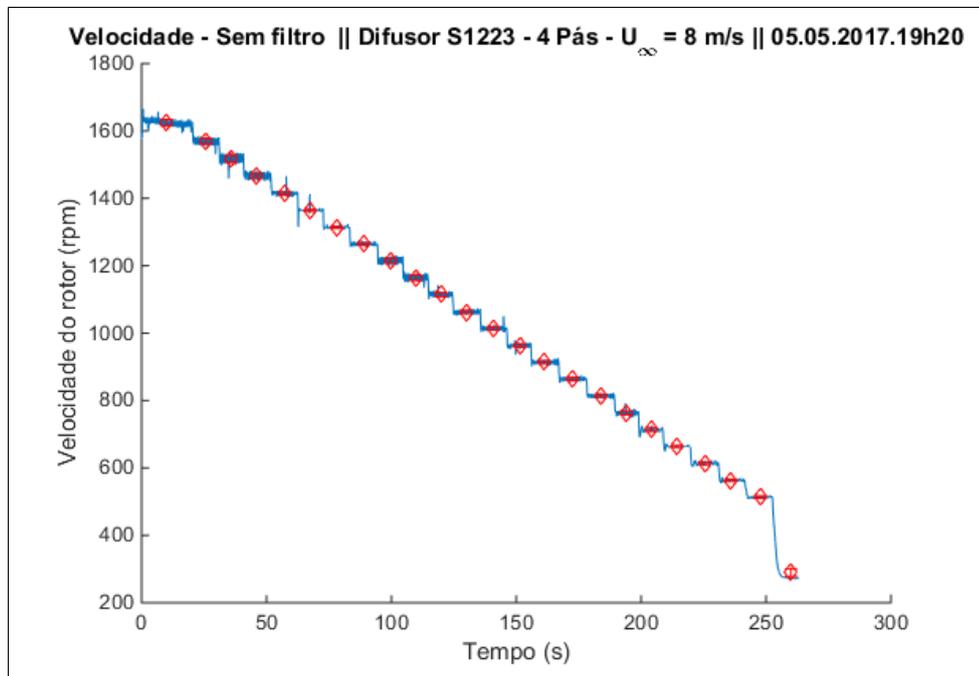


Figura 6.1 – Patamares de velocidade de rotação .

## 6.2 Curva de torque em função da velocidade de rotação

Vemos na Figura 6.2 uma curva dos vários pontos de torque registrados durante um ensaio com suas respectivas médias e desvios padrões associados aos patamares de velocidade pré-definidos. O erro aleatório associado ao torque é de no máximo 4,8%, este é o que mais contribui para o erro do coeficiente de potência. O gráfico apresentado na Figura 6.2 já passou pelo tratamento de dados ilustrado na seção 5.7. A faixa entre 300 e 700 rpm não apresenta dados pois é nela que ocorre a ativação de ambos os relés, impossibilitando a modulação do freio. Isso não afeta o estudo pois a faixa de interesse se encontra em velocidades mais altas de rotação da turbina.

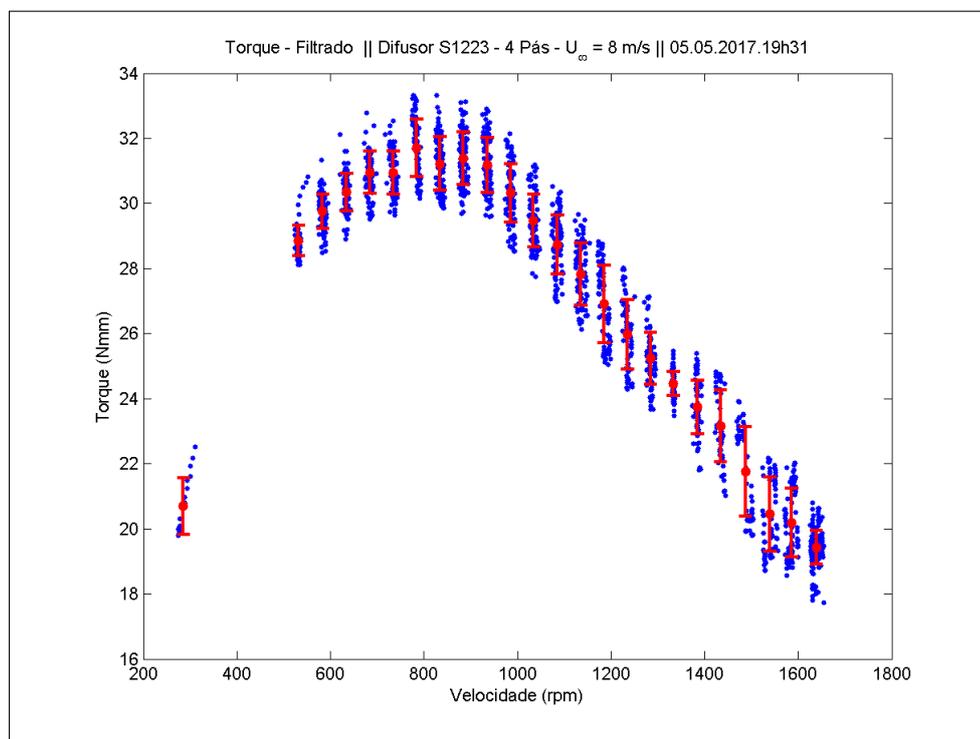


Figura 6.2 – Curva de torque em função da velocidade de rotação.

## 6.3 Curva de coeficiente de potência e validação

As curvas de potência obtidas em uma tomada de dados tem o aspecto típico apresentado na Figura 6.3. Uma curva completa de coeficiente de potência com quatro ensaios na mesma situação assim como descrito na seção 5.5 tem o aspecto apresentado na Figura 6.4. O erro máximo apresentado pelas dados de coeficiente de potência foi de 14%. 88% do erro no coeficiente de potência é proveniente do erro aleatório da medição do torque. 10% do erro é instrumental e vem principalmente da medição da velocidade do escoamento não perturbado. Os outros 2% é devido a medição da velocidade de rotação da turbina.

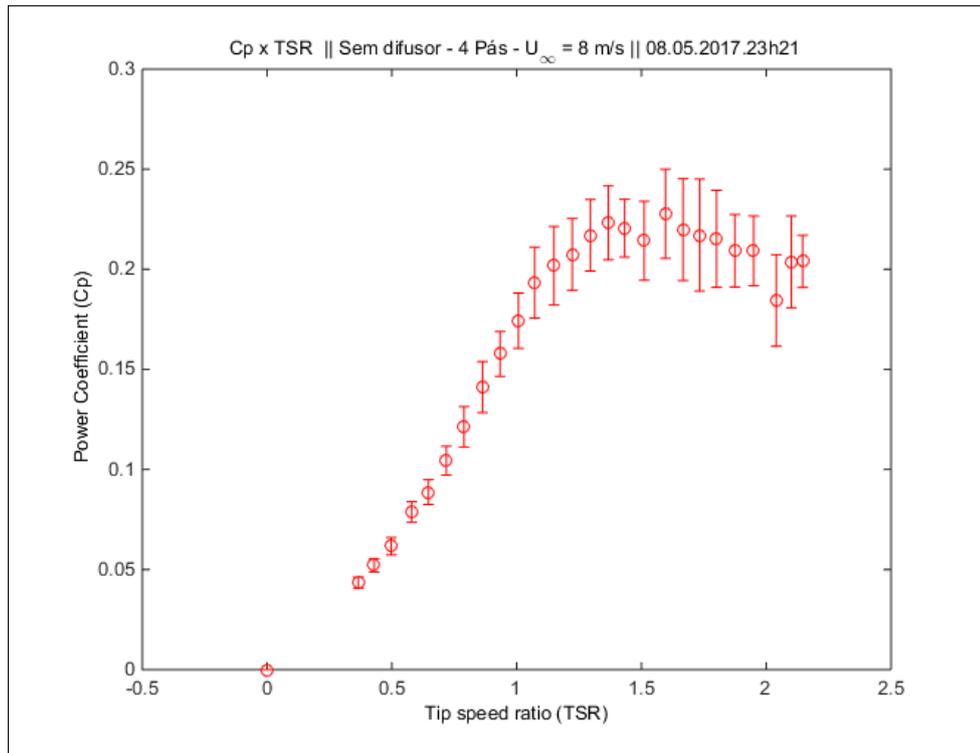


Figura 6.3 – Curva de coeficiente de potência para uma tomada de dados.

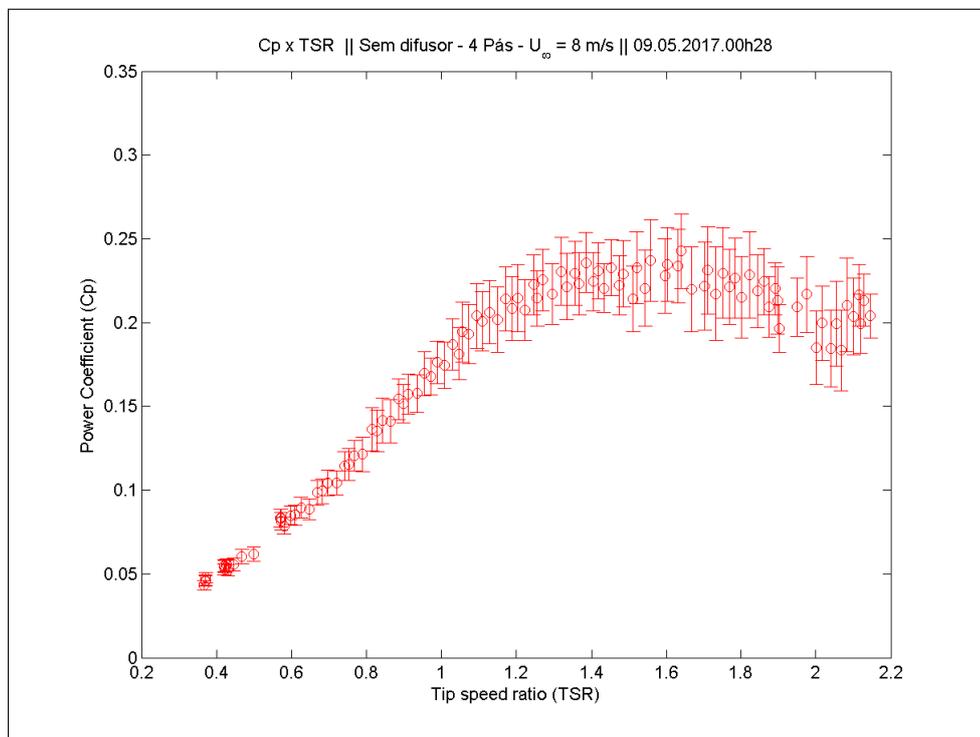


Figura 6.4 – Curva de coeficiente de potência completa.

A validação da curva obtida foi feita comparando com os dados apresentados no relatório da tese de mestrado de CHAPUIS (2016), onde eles definiram a mesma curva nas mesmas condições, para o mesmo rotor na mesma velocidade do escoamento não perturbado. Um gráfico representativo da validação é mostrado na Figura 6.5. A pequena queda apresentada no coeficiente de potência pode ser explicada pelo tempo que rotor e o motor passaram sem manutenção, desperdiçando mais a potência por meio do atrito.

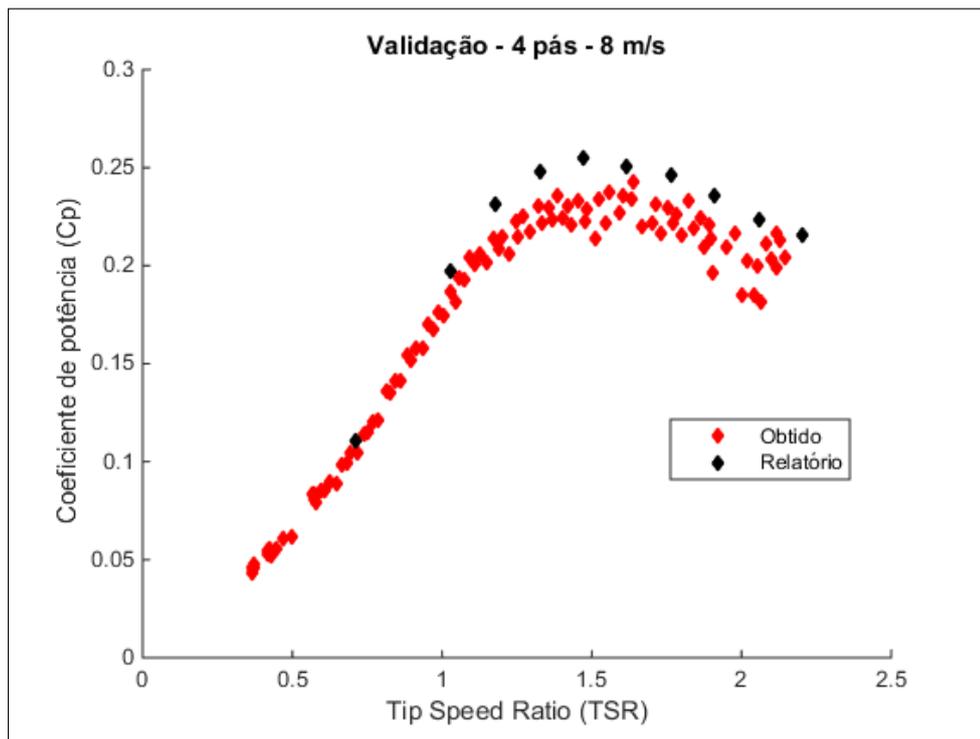


Figura 6.5 – Validação da curva de coeficiente de potência.

Fonte: Comparação feita com os dados de CHAPUIS (2016).

#### 6.4 Análise do posicionamento do rotor

Nas Figuras 6.6 e 6.7 temos curvas de coeficiente de potência para as duas posições de difusor exemplificadas na seção 5.4, Figura 5.15. Nota-se que para o difusor S1223 o deslocamento não teve uma influência no coeficiente de potência tão grande quanto no difusor Lens-CII. Isso acontece pois o difusor Lens-CII apresenta uma redução da seção transversal entre as duas posições muito maior que o difusor S1223.

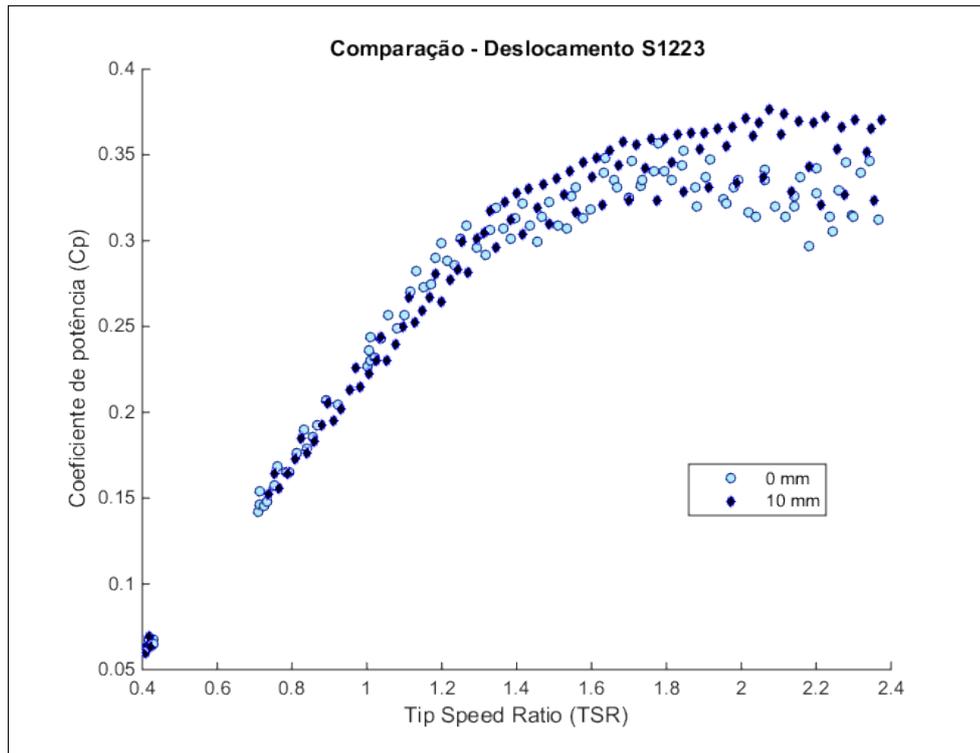


Figura 6.6 – Influência do posicionamento do rotor - Difusor S1223.

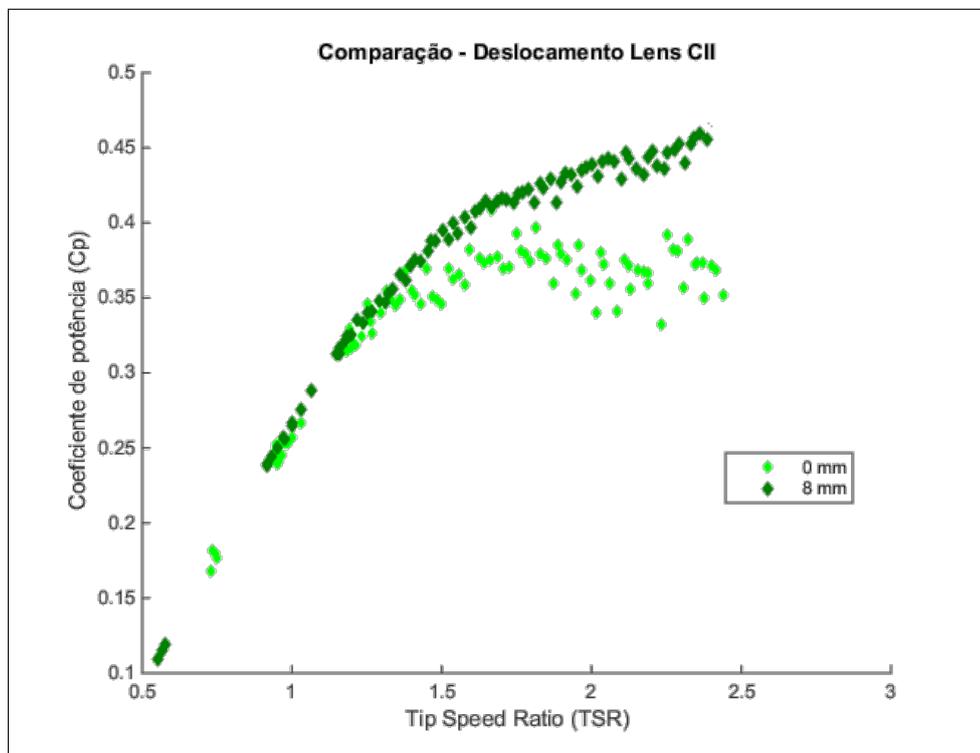


Figura 6.7 – Influência do posicionamento do rotor - Difusor Lens-CII.

## 6.5 Análise da influência do número de pás

As Figuras 6.8 e 6.9 mostram que a mudança do rotor não altera muito o coeficiente de potência da turbina. No entanto, o que podemos observar é que à velocidades do escoamento mais altas o rotor de três pás apresenta muito mais instabilidade, como pode ser observado nas Figuras 6.10 e 6.11. Essa instabilidade se torna ainda maior na presença do difusor, pois este aumenta ainda mais a velocidade do escoamento através do rotor.

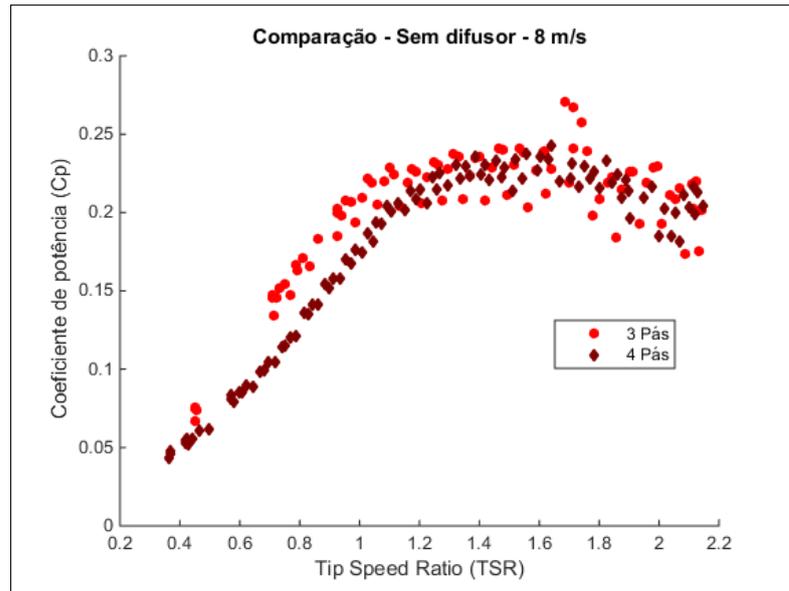


Figura 6.8 – Influência do número de pás - 8 m/s e Sem difusor.

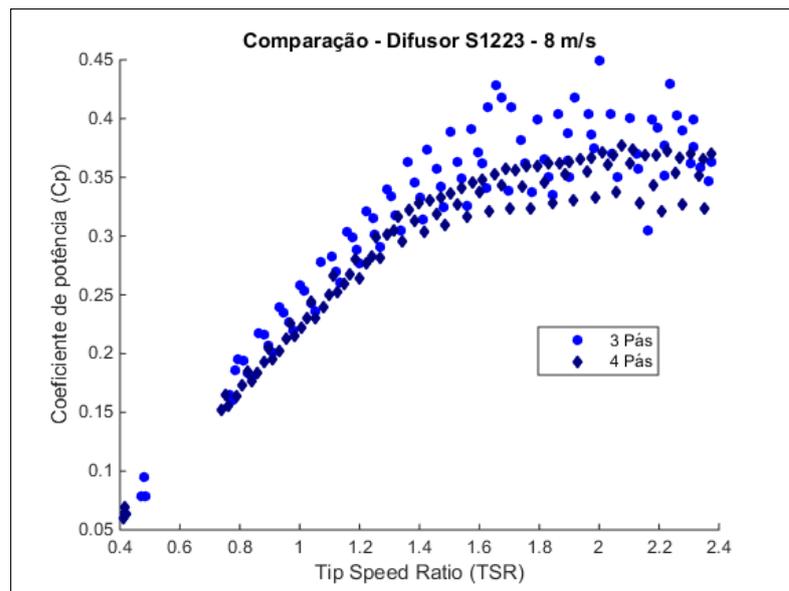


Figura 6.9 – Influência do número de pás - 8 m/s e difusor S1223.

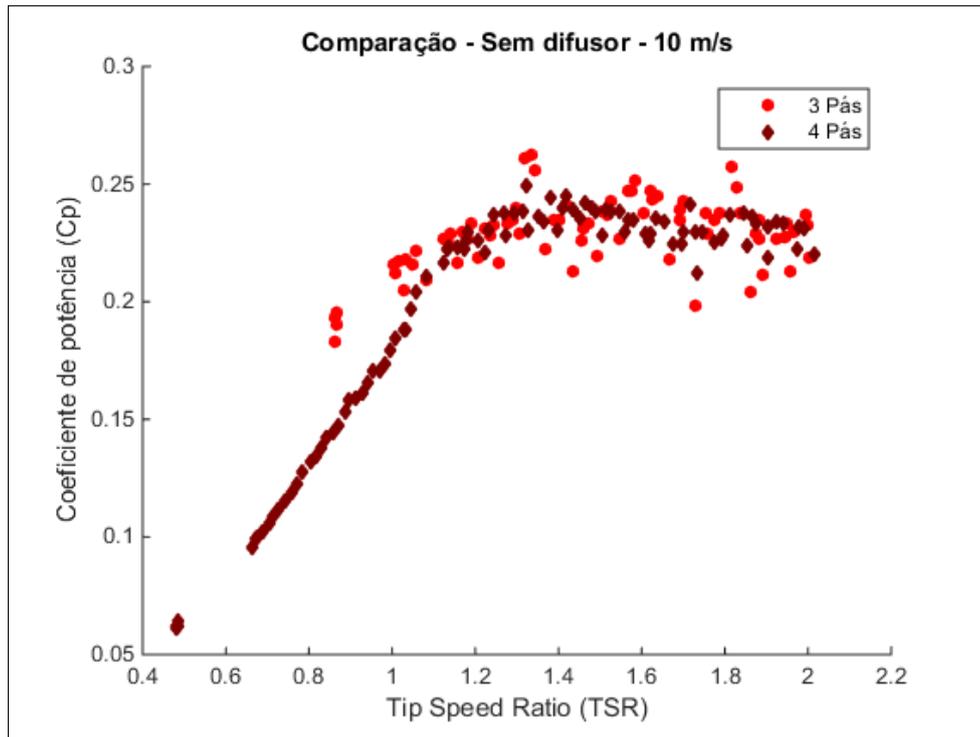


Figura 6.10 – Influência do número de pás - 10 m/s e Sem difusor.

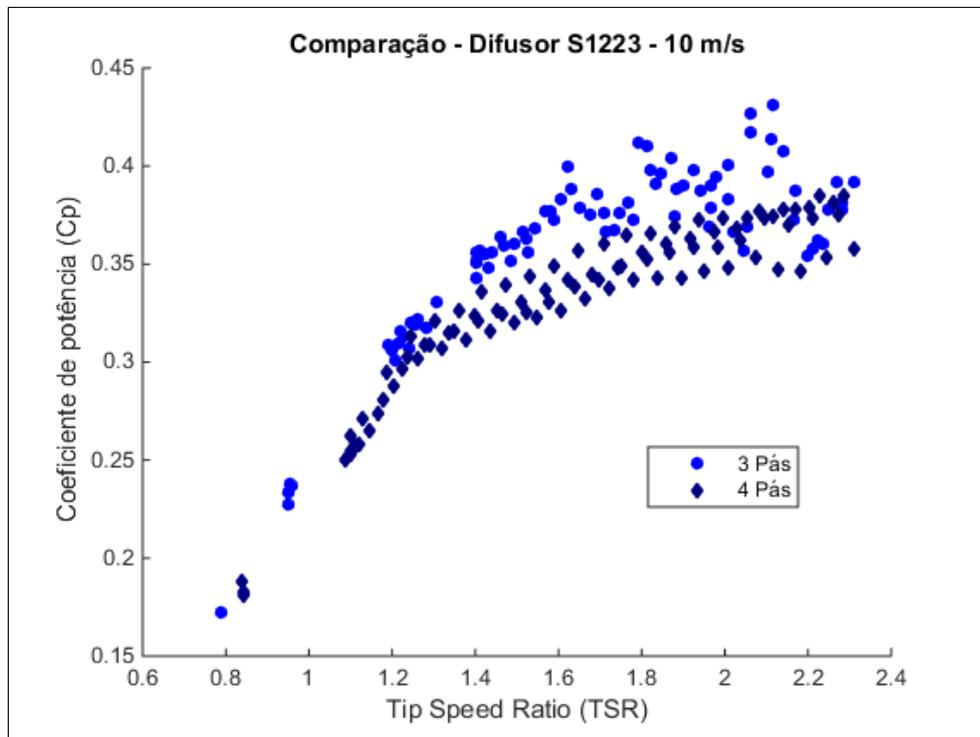


Figura 6.11 – Influência do número de pás - 10 m/s e difusor S1223.

## 6.6 Análise da influência do difusor

As Figuras de 6.12 à 6.15 mostram o mesmo efeito em situações diversas. O difusor Lens-CII apresentou para os dois rotores resultados melhores que o difusor S1223 e a presença do difusor melhora em todas as situações o coeficiente de potência.

O difusor Lens-CII apresentou um aumento no coeficiente de potência menor que 150% (Assim como esperado pelo trabalho de Ohya) devido ao seu mal posicionamento no rotor, que não pôde ser colocado na seção transversal de menor área. O decréscimo na potência do difusor S1223 dos esperados 100% deu-se devido a redução do seu comprimento de projeto apresentado no trabalho de DURAISAMY(2015).

Algo que pode ser observado mais claramente na Figura 6.12 é que a presença do difusor gera um patamar de coeficiente de potências ótimos, enquanto que sem difusor nós temos apenas uma região pequena na qual isso é válido. Uma argumentação pelo motivo que isso acontece é apresentada a seguir:

- Hipótese para a geração de um patamar de coeficiente de potência na presença do difusor.

O  $\lambda$  é diretamente proporcional a  $\omega$  e o  $C_p$  é diretamente proporcional a  $\tau\omega$ .  $\omega$  é sempre crescente e aumenta linearmente. Na Figura 6.2 vemos que inicialmente  $\tau$  é crescente e depois decrescente. Para o efeito do patamar ocorrer a velocidade com que  $\tau$  decresce tem que acompanhar o crescimento de  $\omega$  sem exceder-lo. Isso indica que para a turbina sem difusor o torque a velocidades mais altas decresce mais rápido que para uma turbina com difusor.

Para altas velocidades de rotação o ângulo de ataque sai cada vez mais da sua posição de projeto, acarretando uma perda maior do torque esperado. Para uma turbina sem difusor ao aumentarmos a velocidade de rotação a velocidade do escoamento cai drasticamente. O campo de pressão gerado pelo difusor da turbina força o escoamento a passar pelo rotor diminuindo o efeito de bloqueio causado pelo aumento da velocidade de rotação. Dessa forma apesar de aumentarmos a velocidade de rotação a perda na vazão não é tão grande se comparada com a de uma turbina sem difusor. Isso afeta diretamente o ângulo de ataque, o qual demora mais para se distanciar da sua posição ótima diminuindo a velocidade de decréscimo do torque gerado.

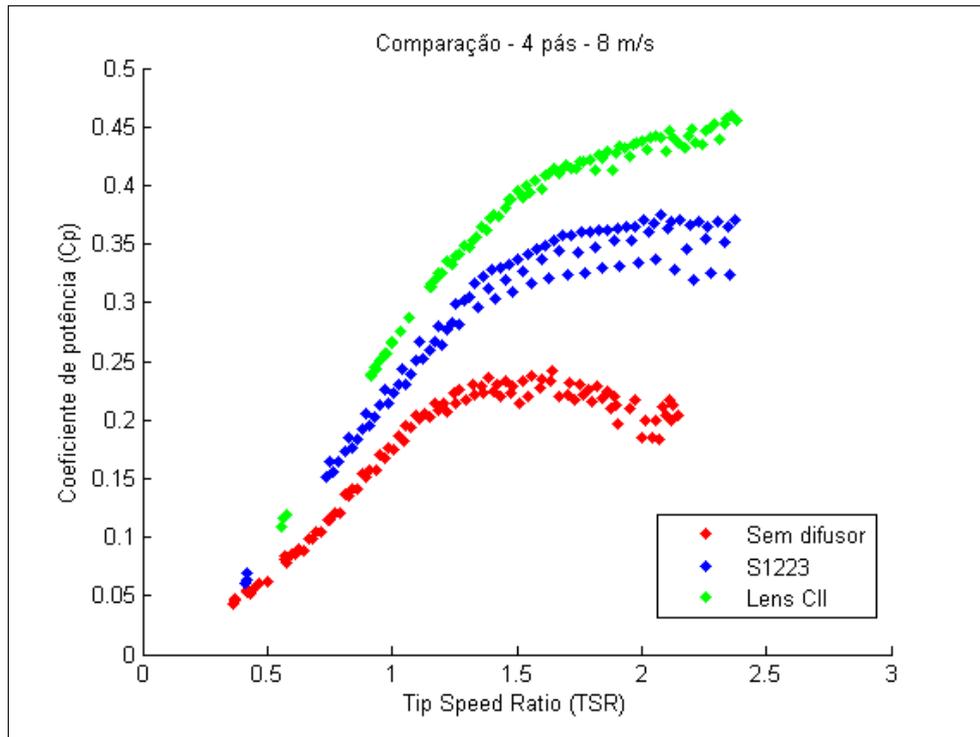


Figura 6.12 – Influência do difusor - 8 m/s e 4 pás.

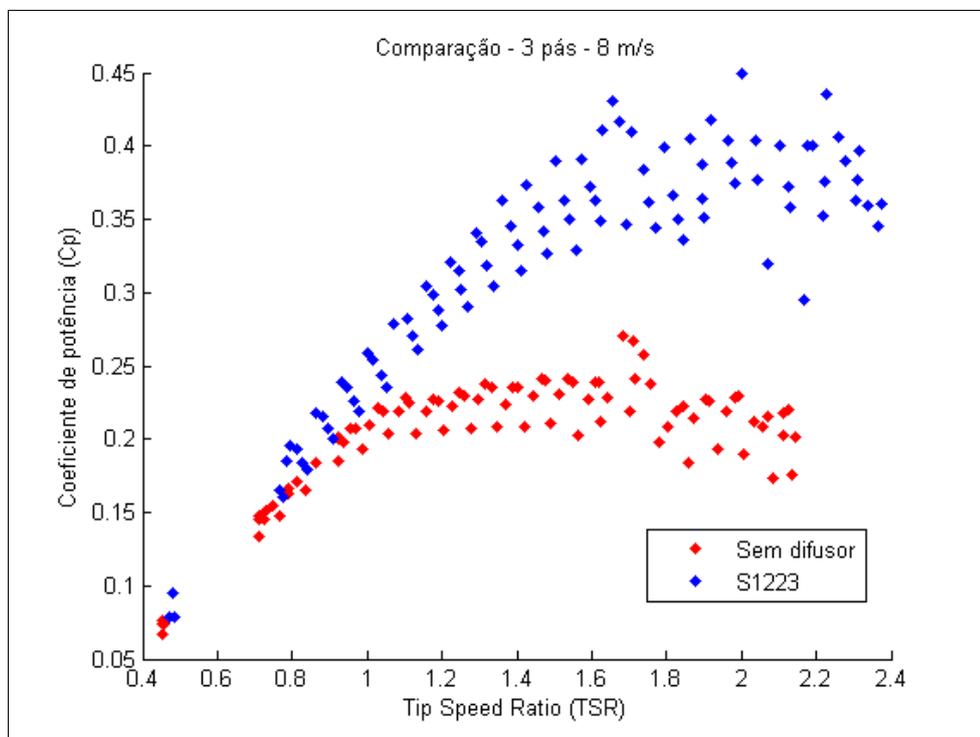


Figura 6.13 – Influência do difusor - 8 m/s e 3 pás.

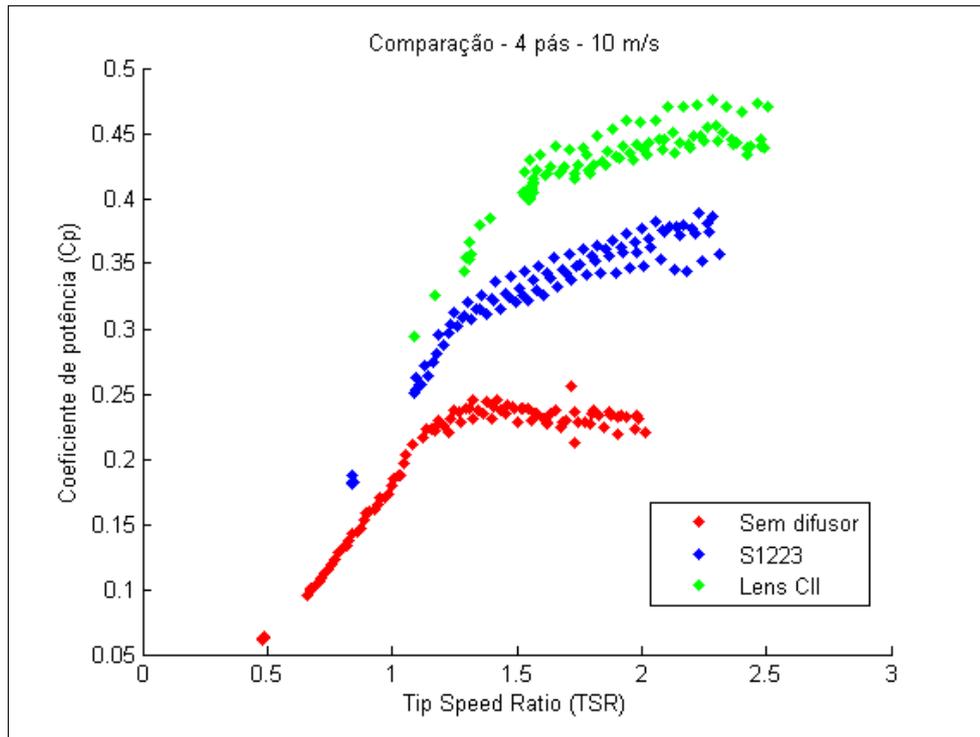


Figura 6.14 – Influência do difusor - 10 m/s e 4 pás.

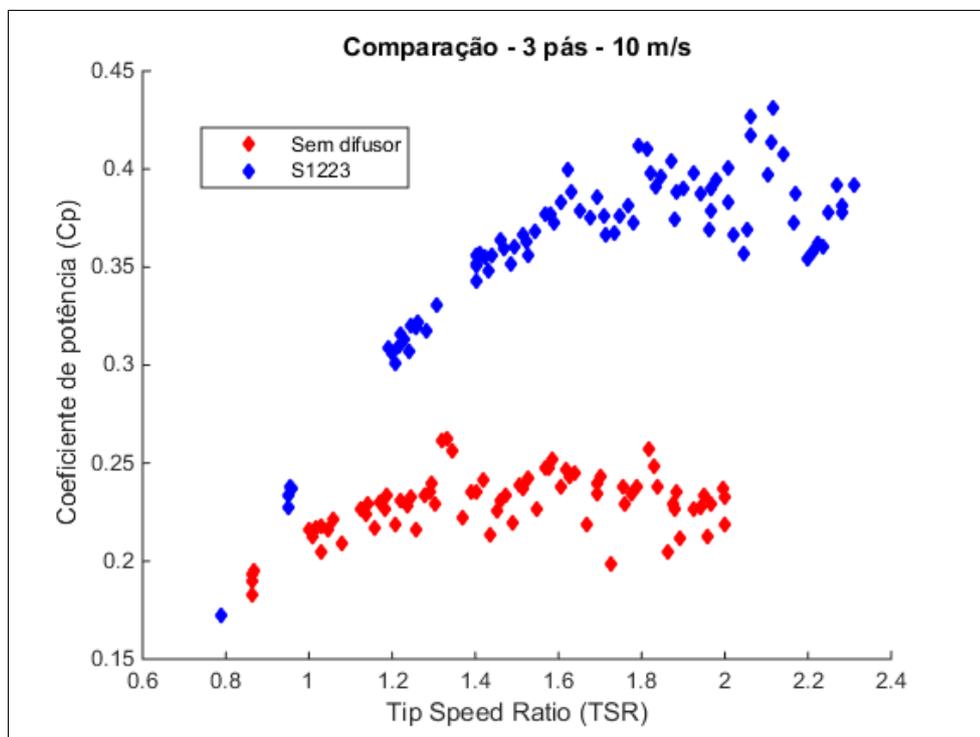


Figura 6.15 – Influência do difusor - 8 m/s e 3 pás.

## 6.7 Resumo das variações no coeficiente de potência

Um resumo de todos os efeitos observados nos experimentos é apresentado na Figura 6.16 na análise dos coeficientes de potência máximos. Os dados representados na Figura 6.16 são registrados na Tabela 6.3.

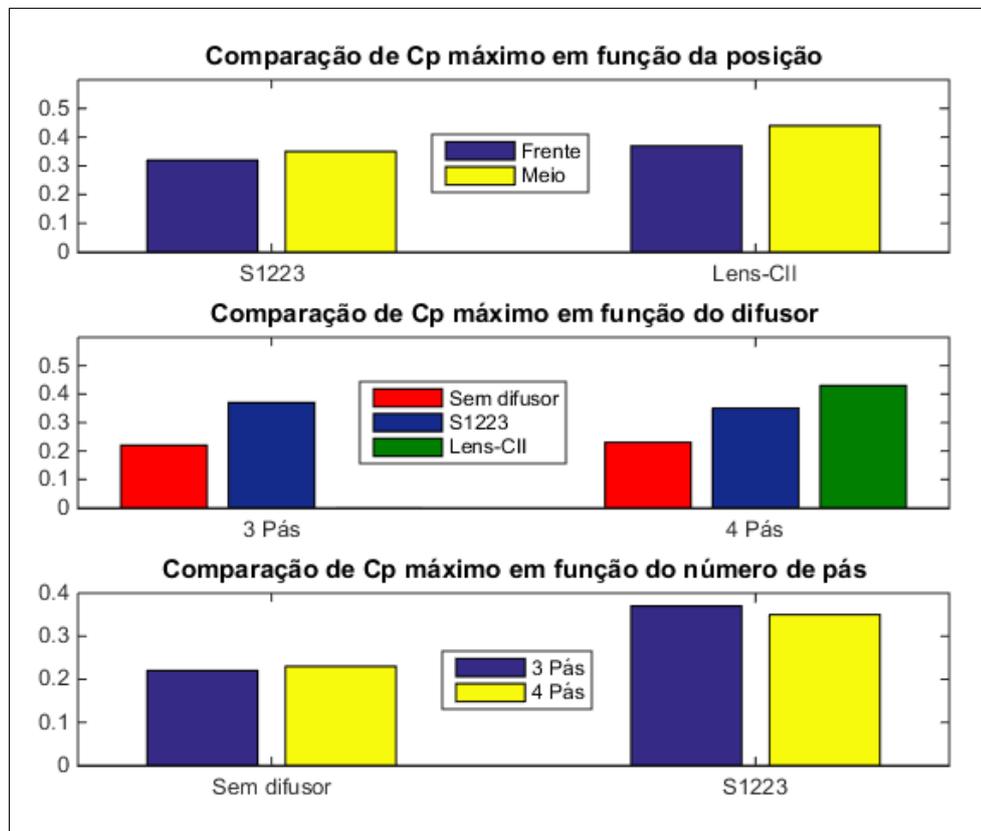


Figura 6.16 – Variação no coeficiente de potência máximo em diversas situações.

Tabela 6.3 – Variação no coeficiente de potência máximo em diversas situações.

Comparação de Cp máximo em função da posição			
	Cp - Frente	Cp - Meio	Mudança
S1223	0,34	0,36	6 %
Lens-CII	0,37	0,45	22%

Comparação do Cp máximo em função do difusor			
	Sem difusor	S1223	Lens-CII
3 Pás	0,23	0,38 [65%]	-
4 Pás	0,24	0,35 [46%]	0,45 [92%]

Comparação do Cp máximo em função do número de pás			
	3 Pás	4 Pás	Mudança
Sem difusor	0,23	0,24	4 %
S1223	0,38	0,35	- 8 %

## 7 Trabalhos futuros

Como trabalhos futuros podem ser exploradas as seguintes áreas

- Projeto do difusor

Analisar outras geometrias de difusor e a possibilidade de aumentar a inclinação do perfil do difusor S1223. Isso aumentaria sua eficiência causando uma expansão maior do fluido. Cuidados devem ser tomados para não aumentar em excesso a inclinação gerando o descolamento do fluido da superfície do difusor.

- Projeto do difusor e rotor

Verificar a possibilidade de aumentar a folga entre o rotor e o difusor para permitir testes completos com o rotor de três pás. Uma alternativa seria a impressão de outro rotor de três pás com as dimensões corretas.

- Mapeamento da pressão

Mapeamento da pressão em diversos pontos do difusor por de tomadas de pressão estática. Entre as posições incluem o exterior, o interior, a entrada e a saída.

- Mapeamento da velocidade

Mapeamento da velocidade do escoamento próximo a turbina, antes, dentro e depois do difusor.

- Instalação do difusor

Modificação dos suportes para permitir uma maior liberdade no deslocamento do difusor permitindo assim adquirir mais dados.

## 8 Conclusões

Uma revisão bibliográfica sobre turbinas de eixo horizontal e difusores hidrodinâmicos foi feita, definindo um panorama histórico do que vem sendo feito no assunto e a quais detalhes importantes deve-se ter atenção. Entre estes detalhes encontram-se: as geometrias de difusores mais eficientes, o ângulo de abertura do difusor, o perfil da sua seção transversal e a metodologia de análise numérica mais aplicada, SST  $k-\omega$ .

Posteriormente definiu-se a teoria base de turbinas de eixo horizontal, apresentando informações sobre o coeficiente de potência, e de difusores hidrodinâmicos, introduzindo os parâmetros que devemos ter em mente quando falamos de turbinas de eixo horizontal com difusor, tais como fator de desempenho, coeficiente de descarga e coeficiente de recuperação de pressão.

Uma investigação também foi feita sobre algumas características geométricas de difusores, tais como a influência do seu ângulo de abertura, da flange e da presença de um bocal. Observações importantes foram que para um escoamento sem muita variação de direção a presença de um bocal se torna ineficiente e que uma flange com uma altura maior que 10% do diâmetro do rotor não acrescenta significativamente na potência gerada.

Baseado nas informações obtidas previamente e num estudo dos difusores existentes, foi escolhido como primeira geometria o difusor Wind-Lens CII. Este difusor possui uma geometria relativamente simples e está entre os que mais expôs resultados de um grande aumento no coeficiente de potência, atingindo uma potência gerada 2,5 vezes maior. A segunda geometria escolhida foi o difusor de perfil S1223 com inclinação de  $10^\circ$  que apresentava uma aumento na potência gerada de 2 vezes.

Uma metodologia experimental foi apresentada descrevendo a bancada experimental adotada, o método de controle de velocidade através de técnicas PWM e PID e a metodologia a ser adotada para realizar os ensaios nesta bancada. Também foram apresentadas as técnicas utilizadas para o tratamento dos dados experimentais como estudo de convergência e análise dos transientes.

Por fim foram geradas curvas de coeficiente de potência controlando variáveis como número de pás do rotor, tipo do difusor, velocidade do escoamento e posição do difusor. Como esperado a velocidade do escoamento não causa grande impacto no coeficiente de potência. Observou-se que a maior relevância do número de pás é na instabilidade apresentada pelo rotor de três pás. Quanto ao difusor, observou-se um aumento de 65% com o difusor S1223 e de 92% com o difusor Lens-CII. A variação do esperado quanto ao difusor S1223 deu-se devido a redução do seu comprimento de projeto. A variação ocorrida em relação ao esperado do Lens-CII deu-se devido ao posicionamento do rotor, que não pôde ser colocado na seção de menor área.

## Referências

- ABE, K.; OHYA, Y. An investigation of flow fields around flanged diffusers using cfd. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 92, p. 315–330, 2004. Citado 4 vezes nas páginas 22, 35, 36 e 38.
- ABE, K. et al. Experimental and numerical investigations of flowfields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 93, n. 12, p. 951 e 70, 2005. Citado na página 22.
- Aircraft Design & Aeroflight dynamics Group ADAG. *GEM, aircraft designed hydrokinetic turbine*. 2016. Citado na página 19.
- Aneel. *Matriz elétrica brasileira*. Fevereiro de 2016. Disponível em: <<http://www2.aneel.gov.br/aplicacoes/capacidadebrasil/OperacaoCapacidadeBrasil.cfm>>. Visitado em: 01 de Novembro de 2016. Citado na página 15.
- ARANAKE, A. C.; LAKSHMINARAYAN, V. K.; DURAISAMY, K. Computational analysis of shrouded wind turbine configurations using a 3-dimensional rans solver. *Renewable Energy*, v. 75, p. 818 – 832, 2015. ISSN 0960-1481. Citado 3 vezes nas páginas 38, 41 e 42.
- BAEDER, K. D. J.; LAKSHMINARAYAN, V. Rans predictions of complex hovering rotor configurations: from micro scale to full scale. *Computational Fluid Dynamics Journal*, v. 18, p. 3–4, 2011. Citado na página 22.
- BET, F.; GRASSMAN, H. Upgrading conventional wind turbines. *Renewable Energy*, v. 28, p. 71–78, 2003. Citado na página 22.
- BETZ, A. *Introduction to the Theory of Flow Machines*. [S.l.]: Oxford: Pergamon Press, 1966. Citado 3 vezes nas páginas 18, 21 e 27.
- BONTEMPO, R.; MANNA, M. Effects of the duct thrust on the performance of ducted wind turbines. *Energy*, v. 99, p. 274 – 287, 2016. ISSN 0360-5442. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216000359>>. Citado na página 29.
- BURTON, T. et al. *Wind Energy Handbook*. [S.l.]: John Wiley & Sons, LTD, 2001. Citado na página 25.
- CHAPUIS, B. *Etude expérimentale de turbines hydroliennes*. Dissertação (Mestrado) — Arts & Métiers Paris, Paris, França, 2016. Citado na página 62.
- DURAISAMY, K. et al. High resolution computational and experimental study of hovering rotor tip vortex formation. *The American Institute of Aeronautics and Astronautics Journal*, v. 45, n. 11, 2007. Citado na página 22.
- DURAISAMY, K. et al. High resolution wake capturing methodology for hovering rotor simulations. *Journal of the American Helicopter Society*, v. 52, n. 2, 2007. Citado na página 22.
- GILBERT, B.; FOREMAN, K. Experiments with a diffuser-augmented model wind turbine. *Journal of Energy Resources Technology*, v. 105, p. 46–53, 1983. Trans. ASME. Citado na página 21.

GILBERT, B. L. et al. Fluid dynamics of diffuser augmented wind turbines. *Journal of Energy*, v. 2, n. 6, p. 368–374, 1978. Citado na página 21.

GOMEZ-IRADI, S.; STEIJL, R.; BARAKOS, G. N. Development and validation of a cfd technique for the aerodynamic analysis of hawt. *Journal of Solar Energy Engineering*, v. 131, n. 3, 2009. Citado na página 22.

HAND D. A. SIMMS, S. M. L. M. et al. *Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI: Wind Tunnel Test Configurations and Available Data Campaigns*. [S.l.]: National Renewable Energy Laboratory, 2001. Citado na página 21.

HANSEN, M. O. L. *Aerodynamics of wind turbines*. Segunda edição. [S.l.]: Earthscan, 2008. Citado na página 22.

HANSEN, R. G. J. F. M. O. L.; SØRENSEN, N. N. Effect of placing a diffuser around a wind turbine. *Wind Energy*, v. 3, n. 4, p. 207–213, 2000. Citado na página 22.

HARWOOD, J. H. Protótipo de um cata-água que gera 1kw de eletricidade. *Acta Amazônica*, v. 15, n. 3-4, p. 403–412, 1985. Citado na página 16.

HASEGAWA Y. OHYA, H. K. M. Numerical studies of flows around a wind turbine equipped with a flanged diffuser shroud by using an actuator-disc model. In: *Proceedings of the Fourth International Symposium on Computational Wind engineering (CWE)*. Yokohama: [s.n.], 2006. Citado na página 22.

HUBBERT, M. K. Nuclear energy and fossil fuels. *Drilling and Production Practice*, 1956. Citado na página 14.

Hydro-Quebec. *Hydro-Quebec hydrokinetic turbine diffuser design*. 2016. Citado na página 18.

IGRA, O. Shrouds for aerogenerators. *The American Institute of Aeronautics and Astronautics*, p. 76–181, 1976. Citado na página 33.

IGRA, O. Research and development for shrouded wind turbines. *Energy Conversion and Management*, v. 21, p. 13–48, 1980. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 29.

JAFARI, S. A. H.; KOSASIH, B. Flow analysis of shrouded small wind turbine with a simples frustum diffuser with computational fluid dynamics simulations. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 125, p. 102–110, 2014. Citado 4 vezes nas páginas 22, 33, 34 e 35.

KOGAN, A.; SEGINER, A. *Shrouded aerogenerator design study II, axisymmetric shroud performance*. Technion, T. A. E., 1963. Citado na página 33.

KOSASIH, B.; TONDELLI, A. Experimental study of shrouded micro-wind turbine. *Procedia Engineering*, v. 49, p. 92–98, 2012. Citado 2 vezes nas páginas 36 e 37.

LAKSHMINARAYAN, V. K. *Computational investigation of micro-scale coaxial rotor aerodynamics in hover*. Tese (Doutorado) — Department of Aerospace Engineering, University of Maryland, Enschede, The Netherlands, 2009. Citado na página 22.

LAKSHMINARAYAN, V. K. Computational investigation of microscale shrouded rotor aerodynamics in hover. *Journal of the American Helicopter Society*, v. 56, n. 042002, 2011. Citado na página 22.

- LEE, S. G. et al. Performance prediction of nrel (national renewable energy laboratory) phase vi blade adopting blunt trailing edge airfoil. *Energy*, v. 47, n. 1, p. 47–61, 2012. ISSN 0360-5442. Asia Pacific Forum on Renewable Energy. Citado na página 22.
- LILLEY, G. M.; RAINBIRD, W. J. A preliminary report on the design and performance of a ducted windmill. *Report 102. College of Aeronautics*, 1956. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 33.
- MACIAS, M. M. *Estudo experimental em túnel de vento de turbinas de eixo horizontal*. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil, 2016. Citado 4 vezes nas páginas 21, 44, 46 e 51.
- MATSUSHIMA S. TAKAGI, S. M. T. Characteristics of a highly efficient propeller type small wind turbine with a diffuser. *Energy*, v. 31, p. 1343–1354, 2006. Citado na página 22.
- MENDES, R. C. F. *Estudo do fator de indução axial em turbinas de eixo horizontal*. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil, 2015. Citado na página 51.
- MO, J. O.; LEE, Y. H. Cfd investigation on the aerodynamic characteristics of a small-sized wind turbine of nrel phase vi operating with a stall-regulated method. *Journal of Mechanical Science and Technology, Korean Society of Mechanical Engineers*, v. 26, n. 1, p. 81–92, 2012. Citado na página 21.
- MOSHFEGHI, M.; SONG, Y. J.; XIE, Y. H. Effects of near-wall grid spacing on sst-k- $\omega$  model using nrel phase vi horizontal axis wind turbine. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, Elsevier, v. 107, p. 94–105, 2012. Citado na página 21.
- NAGAI, M.; IRABU, K. Momentum theory for diffuser augmented wind turbine. *Trans. Japanese Society of Mechanical Engineers*, v. 53, n. 409, p. 1543–1547, 1987. Citado na página 21.
- Nextera Energy. *In river plataform setup*. 2016. Citado na página 17.
- OHYA, Y.; KARASUDANI, T. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology. *Energies*, v. 3, n. 4, p. 634–649, 2010. Citado 3 vezes nas páginas 22, 39 e 40.
- OHYA, Y. et al. Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 96, n. 5, p. 524 e 39, 2008. Citado 3 vezes nas páginas 22, 35 e 36.
- OpenHydro. *Open center hydrokinetic turbine*. 2016. Citado na página 19.
- PAPE, A. L.; LECANU, J. 3d navier-stokes computations of a stall-regulated wind turbine. *Wind Energy*, v. 7, p. 309–324, 2004. Citado na página 22.
- PHILLIPS, D. G. et al. Aerodynamic analysis and monitoring of the vortec 7 diffuser augmented wind turbine. In: *Proceedings of the IPENZ Transactions*. Auckland, New Zealand: [s.n.], 1999. v. 26, p. 13–19. Citado na página 22.
- PHILLIPS P. J. RICHARDS, R. G. J. F. D. G. Cfd modelling and the development of the diffuser augmented wind turbine. In: *Proceedings of the Computational Wind Engineering*. Birmingham: [s.n.], 2000. p. 189–192. Citado na página 22.

RANKINE, W. J. M. On the mechanical principles of the action of propellers. *Transaction of the Institute of Naval Architects*, v. 6, p. 13–39, 1865. Citado na página 21.

SAGOL, E.; REGGIO, M.; ILINCA, A. Assessment of two-equation turbulence models and validation of the performance characteristics of an experimental wind turbine by cfd. *ISRN Mechanical Engineering*, 2012. Citado na página 22.

SILVA, P. A. S. F. *Estudo numérico de turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal*. Dissertação (Mestrado) — Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, Brasil, 2014. Citado na página 21.

Smart Hydro Power. *Hydrokinetic Turbine*. 2016. Citado na página 16.

SØRENSEN, N. N.; MICHELSEN, J. A.; SCHRECK, S. Navier-stokes predictions of the nrel phase vi rotor in the nasa ames 90 ft x 120 ft wind tunnel. *Wind Energy*, v. 5, p. 151–169, 2002. Citado na página 22.

VAZ, J. R.; WOOD, D. H. Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines. *Energy Conversion and Management*, v. 123, p. 35 – 45, 2016. ISSN 0196-8904. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0196890416304940>>. Citado na página 29.

# Apêndices

# APÊNDICE A – Calibração do torquímetro

A Figura A.1 apresenta a curva de calibração feita para o torquímetro. Esta foi realizada utilizando um sistema de pesos padrões conhecidos. No final os dados obtidos de torque são ajustados então para valores reais de acordo com a equação .

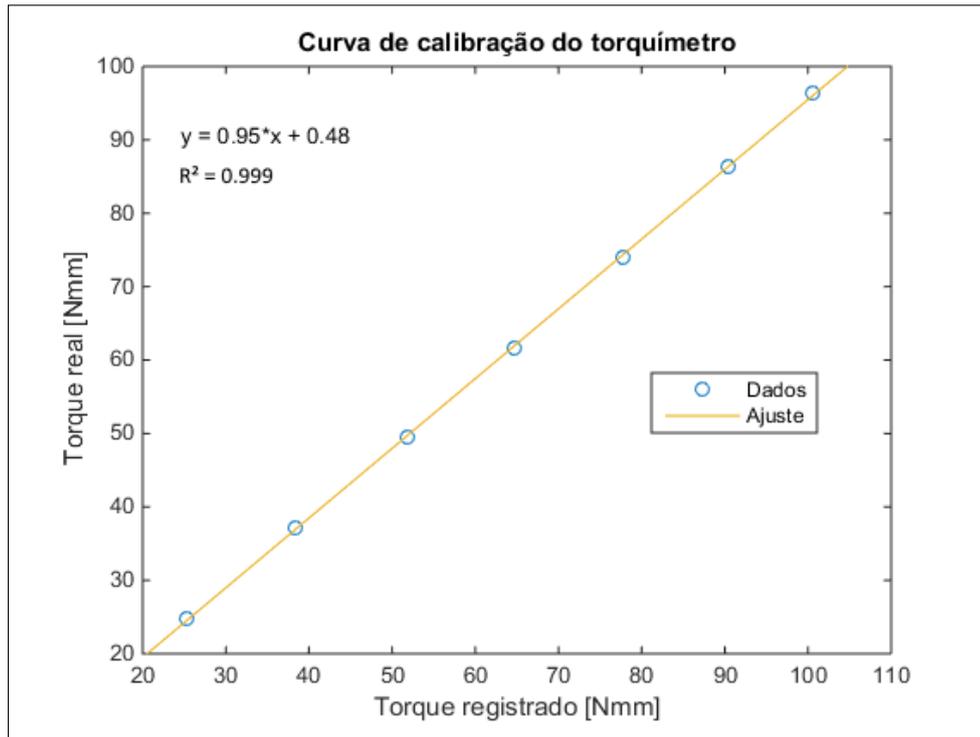


Figura A.1 – Calibração do torquímetro AA-TVTR.  $y = 0,95x + 0,48$ .  $R^2 = 0,999$ .

$$\tau = 0,95\tau_{registrado} + 0,48 \quad (A.1)$$

## APÊNDICE B – Propagação de incertezas

As incertezas associadas ao coeficiente de potência da turbina e sua velocidade de ponta de pá são obtida através da soma das incertezas instrumentais e aleatórias associadas as medidas tomadas durante os ensaios experimentais neste trabalho.

- Incertezas instrumentais

- Para instrumentos digitais: são determinadas pelo valor da menor escala de medida.
- Para instrumentos analógicos: são determinadas pela metade do valor da menor escala de medida.

- Incertezas aleatórias

São obtidas através do desvio padrão ( $\delta$ ) calculado sobre o conjunto de ensaios realizados nas mesmas condições.

Todas as incertezas dos ensaios são escritas em função das incertezas dos seguintes instrumentos: termômetro ( $T$ ), barômetro ( $p$ ), manômetro de coluna inclinada ( $\Delta p$ ), célula de carga ( $\tau$ ) e sensor indutivo de proximidade ( $\omega$ ).

$$T = \bar{T} \pm \delta T \quad (\text{B.1})$$

$$p = \bar{p} \pm \delta p \quad (\text{B.2})$$

$$\Delta p = \bar{\Delta p} \pm \delta \Delta p \quad (\text{B.3})$$

$$\tau = \bar{\tau} \pm \delta \tau \quad (\text{B.4})$$

$$\omega = \bar{\omega} \pm \delta \omega \quad (\text{B.5})$$

Onde nestas equações  $\delta T = 0,5 \text{ } ^\circ\text{C}$ ,  $\delta p = 0,5 \text{ mmHg}$  e  $\delta \Delta p = 0,05 \text{ mmH}_2\text{O}$ . Os valores de  $\delta \tau$  e  $\delta \omega$  vêm dos valores de desvio padrão relativo ao ensaio ao qual se deseja fazer uma análise do erro experimental.

As incertezas relacionadas a  $T$ ,  $p$  e  $\Delta p$  são propagadas no cálculo da massa específica do fluido escoado. Uma conversão de unidades foi feita para obtermos o valor da massa específica em  $kg/m^3$ .

$$\rho = \frac{P \cdot 133,32}{R_{ar}(T + 273)} \quad [kg/m^3] \quad (B.6)$$

Portanto a incerteza  $\delta\rho$  é equivalente à:

$$\delta\rho = \left\{ \left[ \frac{133,32}{R_{ar}(T + 273)} \right]^2 (\delta p)^2 + \left[ -\frac{133,32 \cdot p}{R_{ar}(T + 273)^2} \right]^2 (\delta T)^2 \right\}^{1/2} \quad [kg/m^3] \quad (B.7)$$

Para calcular a velocidade do escoamento não perturbado convertemos a unidade obtida no manômetro de coluna inclinada para Pascal. Temos a seguinte equação:

$$u = \sqrt{\frac{2(\Delta p \cdot 9,81)}{\rho}} \quad [m/s] \quad (B.8)$$

O incerteza associada a esta medição é dado da seguinte forma:

$$\delta u = \left\{ \left[ \frac{2,21\sqrt{\Delta p/\rho}}{\Delta p} \right]^2 (\delta \Delta p)^2 + \left[ \frac{2,21\sqrt{\Delta p/\rho}}{\rho} \right]^2 (\delta \rho)^2 \right\}^{1/2} \quad [m/s] \quad (B.9)$$

A potência gerada pela turbina foi convertida para Watts e é dada pela seguinte equação:

$$P = \tau \omega \left( \frac{2\pi}{60 \cdot 10^3} \right) \quad [W] \quad (B.10)$$

A incerteza associada a potência gerada é:

$$\delta P = \left\{ \left[ \tau \left( \frac{2\pi}{60 \cdot 10^3} \right) \right]^2 (\delta \omega)^2 + \left[ \omega \left( \frac{2\pi}{60 \cdot 10^3} \right) \right]^2 (\delta \tau)^2 \right\}^{1/2} \quad [W] \quad (B.11)$$

A potência disponível para ser extraída do escoamento é:

$$P_{\text{disponível}} = \frac{1}{2} \rho (\pi R^2) u^3 \quad [W] \quad (B.12)$$

Onde  $R$  representa o raio da turbina, que possui incerteza de 0,01 mm proveniente da incerteza do paquímetro utilizado. A incerteza associada a potência disponível é:

$$\delta P_{\text{disponível}} = \left\{ \left[ \frac{1}{2} (\pi R^2) u^3 \right]^2 (\delta \rho)^2 + [\rho \pi R u^3]^2 (\delta R)^2 + \left[ \frac{3}{2} \rho (\pi R^2) u^2 \right]^2 (\delta u)^2 \right\}^{1/2} \quad [W] \quad (B.13)$$

Com isto podemos calcular o coeficiente de potência:

$$C_p = \frac{P}{P_{\text{disponível}}} \quad (\text{B.14})$$

E sua incerteza associada:

$$\delta C_p = \left\{ \left[ \frac{1}{P_{\text{disponível}}} \right]^2 (\delta P)^2 + \left[ -\frac{P}{P_{\text{disponível}}^2} \right]^2 (\delta P_{\text{disponível}})^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{B.15})$$

Para analisar completamente a incerteza associada a uma curva  $C_p$  x  $\lambda$  falta apenas os dados relativos a velocidade de ponta de pá:

$$\lambda = \frac{\omega R}{u} \quad (\text{B.16})$$

Sua incerteza é:

$$\delta \lambda = \left\{ \left[ \frac{R}{u} \right]^2 (\delta \omega)^2 + \left[ \frac{\omega}{u} \right]^2 (\delta R)^2 + \left[ -\frac{\omega R}{u^2} \right]^2 (\delta u)^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{B.17})$$

# APÊNDICE C – Especificações da impressão 3D

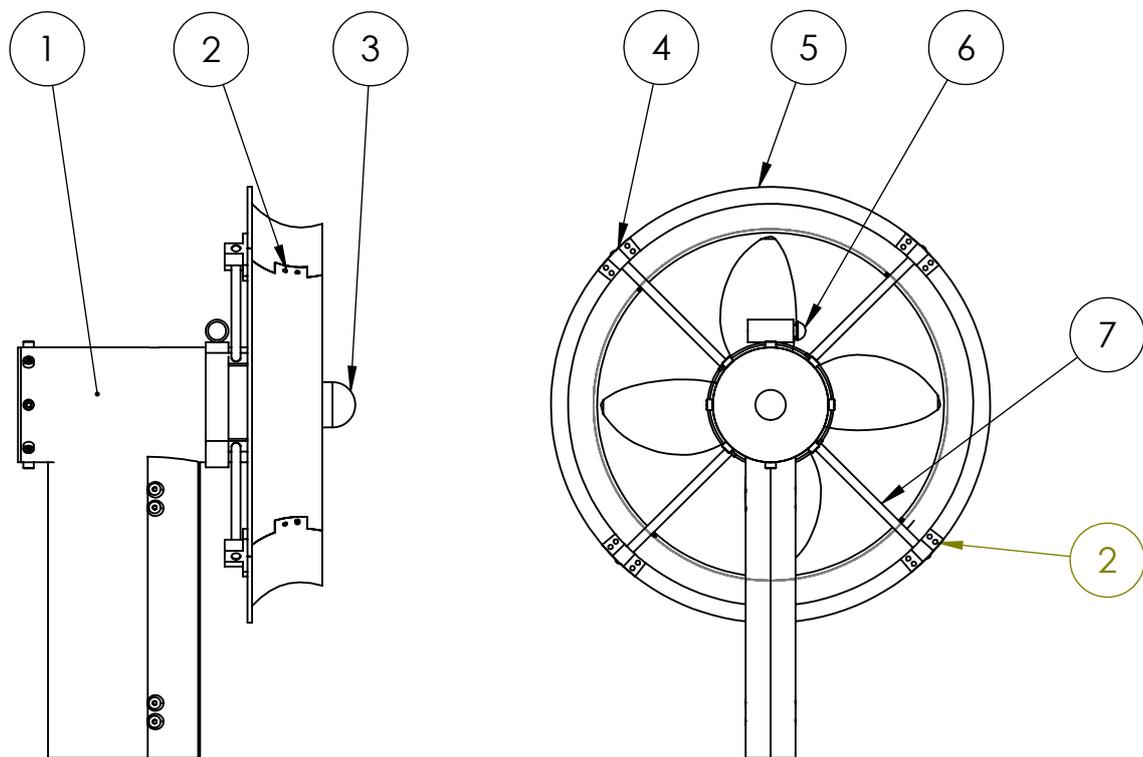
Tabela C.1 – Especificações da impressora 3D

<b>Precisão</b>		<b>Estrutura</b>	
Altura de camada (mícrons)	0.05 - 0.35	Peso (kg)	32
Precisão do posicionamento	XY: 16,9 mícrons; Z: 20 mícrons	Dimensões (mm)	600 x 500 x 500
Diâmetro do extrusor (mm)	0,35	Dimensão máxima de impressão (mm)	230 x 270 x 200
<b>Velocidade</b>		<b>Geral</b>	
Velocidade de impressão (mm/s)	60	Duplo extrusor	Sim
Velocidade de trajeto (mm/s)	350	Temperatura do extrusor (°C)	Até 275
		Material	ABS / PLA

Tabela C.2 – Parâmetros de impressão

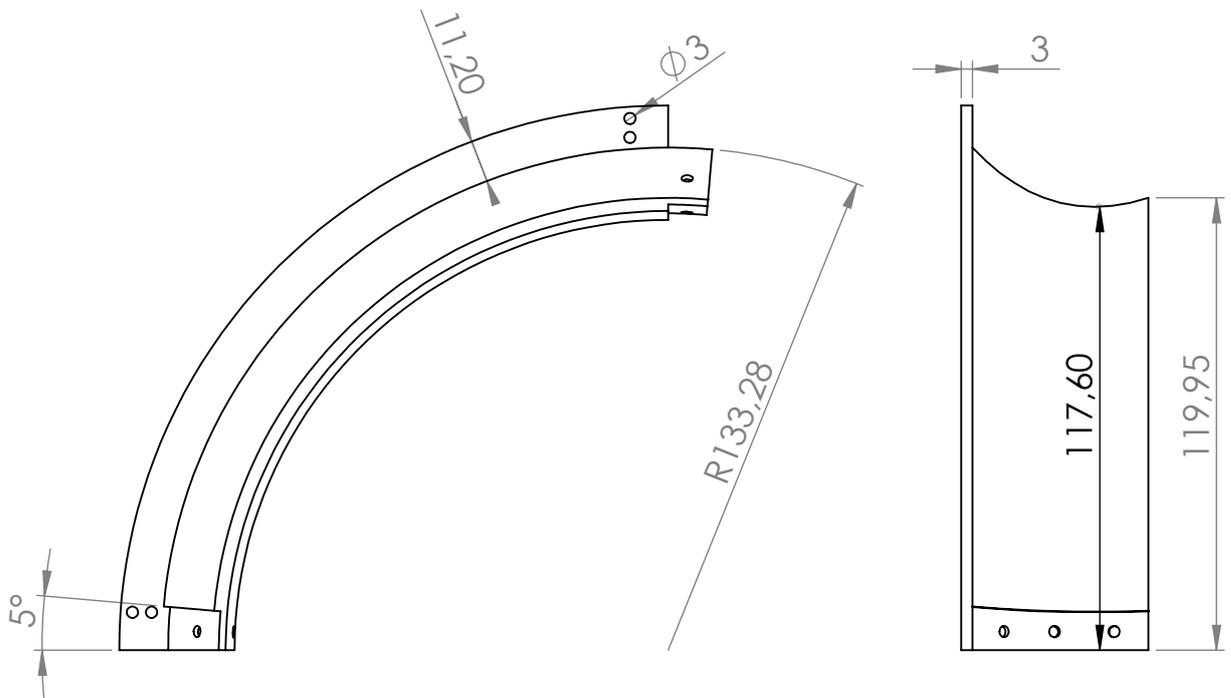
<b>Camadas</b>		<b>Adições</b>	
Altura da primeira camada (mm)	0,2	Base	3 camadas
Camadas sólidas no topo/base	3/3	3 mm de distância	0,14 mm de separação
Camadas sólidas periféricas	3	Preenchimento de 85%	
<b>Preenchimento</b>		<b>Suporte</b>	
Padrão interno	Retilíneo	Automático	Normal
Padrão externo	Concêntrico	Ângulo máximo de suspensão	20°
Preenchimento interno	20%	Resolução dos pilares	1 mm
		Preenchimento	30%
<b>Temperatura</b>		<b>Velocidade</b>	
Cama de impressão (°C)	90	Velocidade padrão	3000 mm/min
Bico extrusor (°C)	220		

# APÊNDICE D – Desenhos técnicos dos difusores

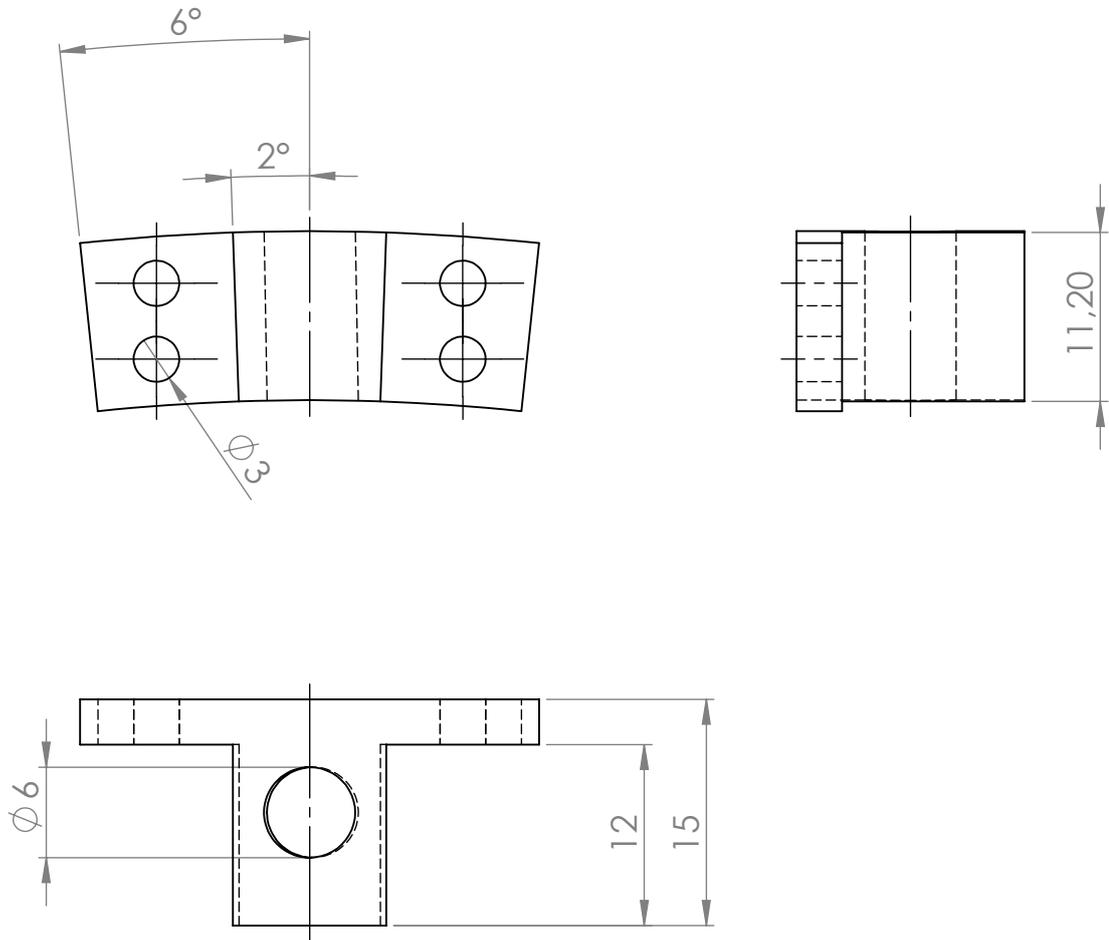


Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Torquímetro	AeroAlcool AA-TVTR	1
2	Parafuso	Tamanho M3	28
3	Rotor	HK	1
4	Suporte	Desenho Nº 3	4
5	Estrutura principal - Lens CII	Desenho Nº 2	4
6	Abracadeira	FLEXIL - Aço inox 70-89	1
7	Haste		4

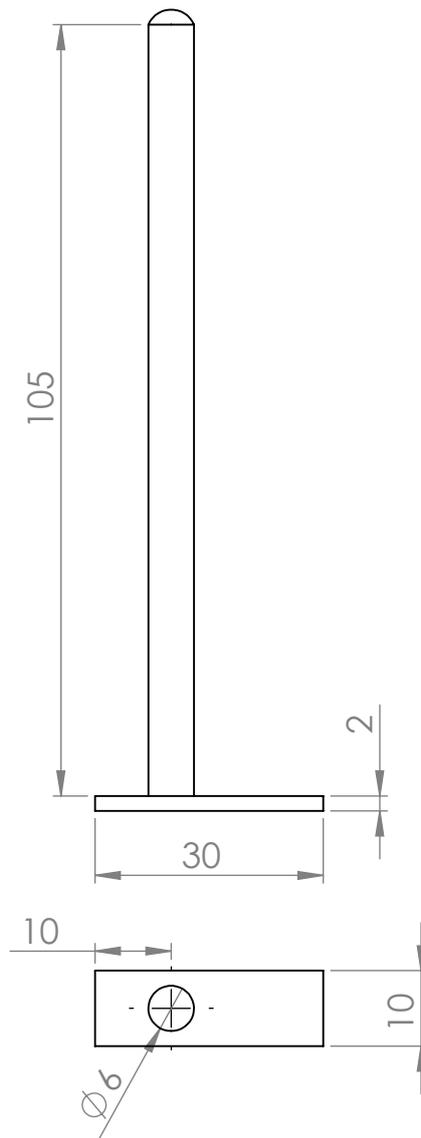
<b>UnB</b>	<b>Projeto Hydro-k</b>		
Caso não especificadas:	LEA-UnB	Nº do desenho: 1	Data: 20/06/17
Tolerâncias	Desenho de conjunto		Unidade: mm
Linear: ± 0,5 mm	Nome: Conjunto Turbina-Difusor CII		Diedro: 1º
Angular: ± 1º	Desenhista: Matheus Montenegro Nunes		Escala: 1:5



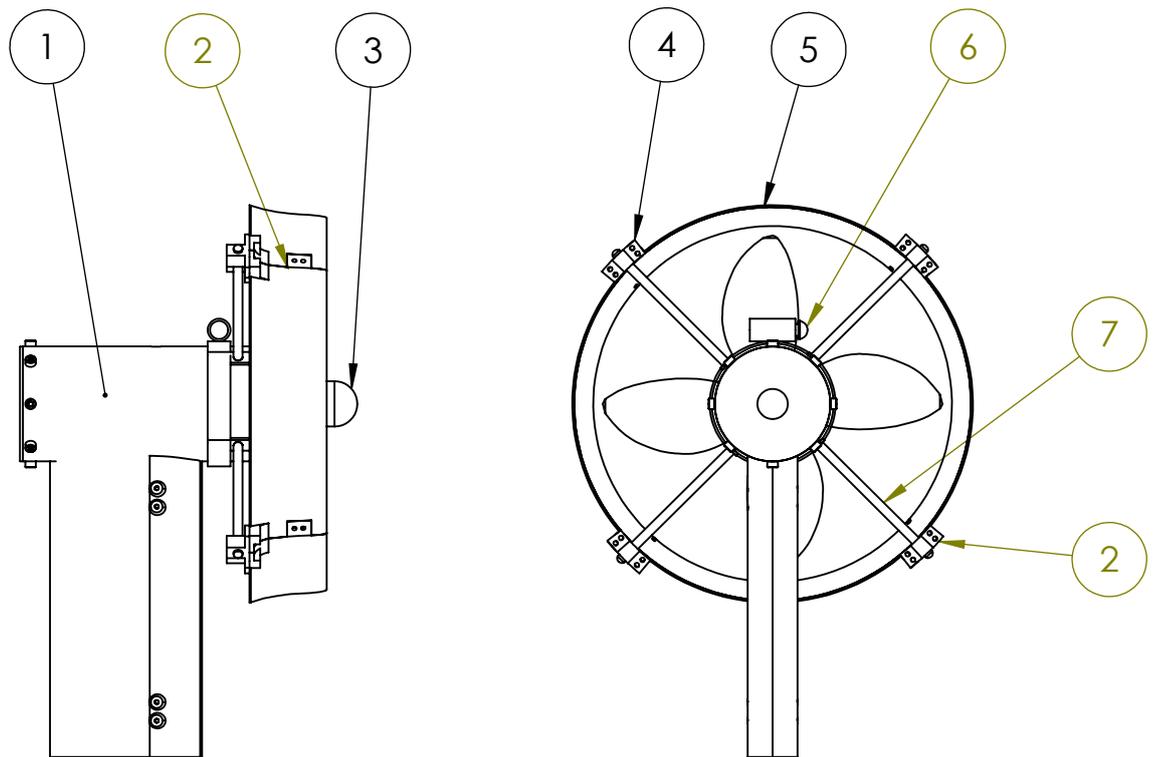
<b>UnB</b>	<b>Projeto Hydro-k</b>		
Caso não especificadas:	LEA-UnB	Nº do desenho: 2	Data: 12/11/16
Tolerâncias	Material: Plástico ABS		Unidade: mm
Linear: ± 0,5 mm	Nome: Estrutura principal do difusor CII		Diedro: 1º
Angular: ± 1º	Desenhista: Matheus Montenegro Nunes		Escala: 1:2



<b>UnB</b>	<b>Projeto Hydro-k</b>		
Caso não especificadas:	LEA-UnB	Nº do desenho: 3	Data: 20/06/17
Tolerâncias	Material: Plástico ABS		Unidade: mm
Linear: ± 0,5 mm	Nome: Suporte		Diedro: 1º
Angular: ± 1º	Desenhista: Matheus Montenegro Nunes		Escala: 2:1



<b>UnB</b>	<b>Projeto Hydro-k</b>		
Caso não especificadas:	LEA-UnB	N° do desenho: 4	Data: 20/06/17
Tolerâncias	Material: Aço 1040		Unidade: mm
Linear: ± 0,5 mm	Nome: Haste		Diedro: 1°
Angular: ± 1°	Desenhista: Matheus Montenegro Nunes		Escala: 1:1



Nº DO ITEM	NOME DA PEÇA	DESCRIÇÃO	QTD.
1	Torquímetro	AeroAlcool AA-TVTR	1
2	Parafuso	Tamanho M3	28
3	Rotor	HK	1
4	Suporte	Desenho Nº 3	4
5	Estrutura principal - S1223	Desenho Nº 6	4
6	Abracadeira	FLEXIL - Aço inox 70-89	1
7	Haste		4

**UnB**

## Projeto Hydro-k

Caso não especificadas:

LEA-UnB

Nº do desenho: 5

Data: 20/06/17

Tolerâncias

Desenho de conjunto

Unidade: mm

Linear:  
± 0,5 mm

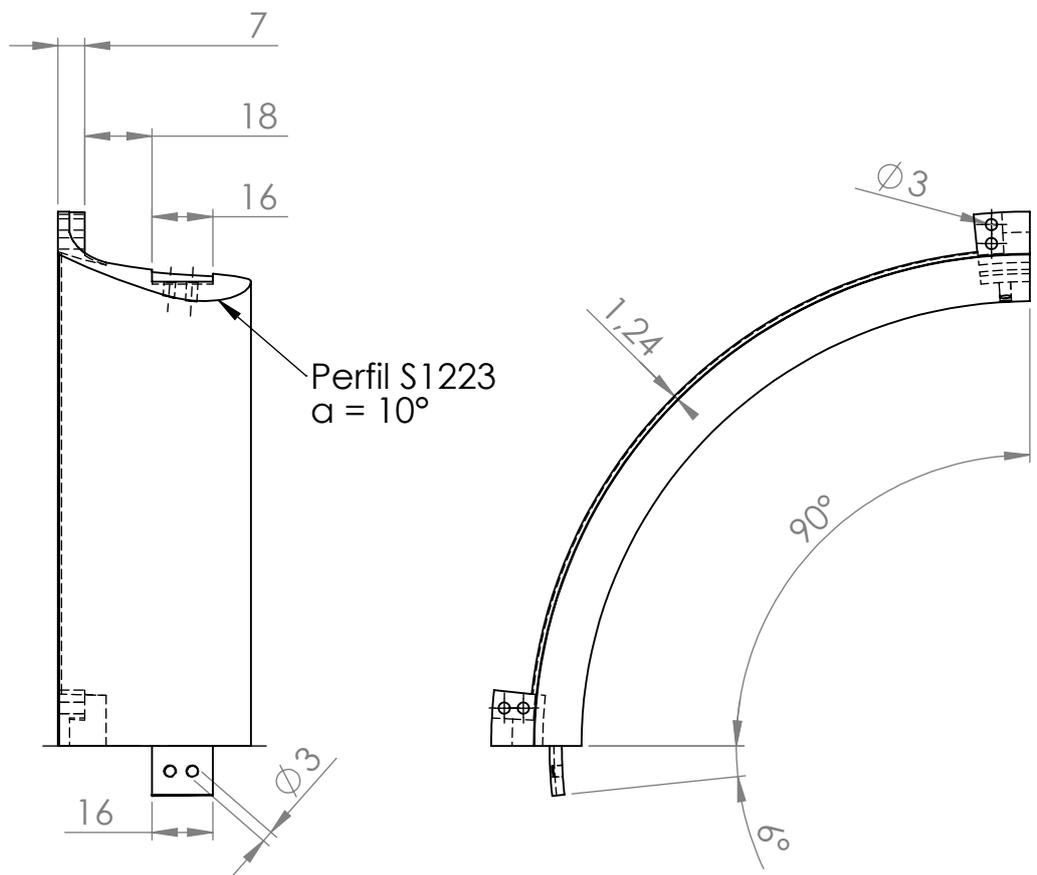
Nome: Conjunto Turbina-Difusor S1223

Diedro: 1º

Angular:  
± 1º

Desenhista: Matheus Montenegro Nunes

Escala: 5:1



<b>UnB</b>	<b>Projeto Hydro-k</b>	
Caso não especificadas:	LEA-UnB	Nº do desenho: 6
Tolerâncias	Material: Plástico ABS	Unidade: mm
Linear: ± 0,5 mm	Nome: Estrutura principal do difusor S1223	Diedro: 1°
Angular: ± 1°	Desenhista: Matheus Montenegro Nunes	Escala: 2:1