

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

DESENVOLVIMENTO DE UMA MICROTURBINA EÓLICA E BANCADA  
EXPERIMENTAL PARA ANÁLISE DO DESEMPENHO AERODINÂMICO

por

Gustavo da Cunha Dias

Tese para obtenção do Título de  
Doutor em Engenharia

Porto Alegre, Dezembro de 2018

DESENVOLVIMENTO DE UMA MICROTURBINA EÓLICA E BANCADA  
EXPERIMENTAL PARA ANÁLISE DO DESEMPENHO AERODINÂMICO

por

Gustavo da Cunha Dias

Engenheiro Mecânico Empresarial, Mestre em Engenharia Oceânica

Tese submetida ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Doutor em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Sérgio Viçosa Möller

Co-orientadora: Prof<sup>a</sup>. Dr<sup>a</sup>. Adriane Petry

Aprovada por:

Prof. Dra. Maria Luiza Sperb Indrusiak, SI Consultores

Prof. Dr. Alexandre Balbinot, PPGEE/ UFRGS

Prof. Dr. Alexandre Vagtinski de Paula, DEMEC/ UFRGS

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider, PROMEC/ UFRGS

Prof. Dr. Fernando Marcelo Pereira

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 19 de Dezembro de 2018

## AGRADECIMENTOS

Aos meus pais e avós por terem conseguido, dentro de suas simplicidades, me repassarem os reais valores da vida. Aos orientadores Sergio Viçosa Möller e Adriane Petry pela forma que me conduziram para chegar até aqui, me guiando e abrindo o conhecimento que qualificaram o trabalho desenvolvido. À Daniela de Freitas, companheira de batalha durante anos, que com sua cumplicidade e garra tornou possível finalizar esta etapa e ao nosso filho, Pedro Rodrigues Dias, que nasceu durante este doutorado e é a nossa melhor essência. Aos meus familiares que sempre confiaram em mim, a minha irmã Suelen que é testemunha das dificuldades atravessadas para alcançar este objetivo e às minhas sobrinhas Alana e Larissa. Ao acolhimento, dedicação e zelo da minha família porto-alegrense Newton e Sônia que me receberam como um filho. Aos colegas do Laboratório de Mecânica dos Fluidos em especial à Roberta, Ana, Leonardo, José e Valdirene que me apoiaram muito nesta caminhada. Aos técnicos de laboratório Batista, Eder, Henrique e Geovane pelas habilidades que auxiliaram o desenvolvimento da turbina. Aos professores da UFRGS os quais auxiliaram na complementação da minha formação. À banca de avaliação pelas valorosas sugestões proferidas. Aos meus colegas da FURG que supriram minha ausência durante o período. Ao meu amigo Charles Estevão Nunes, refúgio de boas gargalhadas. Ao CNPq pelo suporte financeiro da pesquisa. Ao Dr. Leonhardt Meyer e ao Karlsruhe Institut für Technologie (KIT), Alemanha, pela doação do sistema Brüel & Kjaer para medição das flutuações de pressão.

## RESUMO

O desenvolvimento de uma região está fortemente relacionado com um maior aporte de energia. Dentre as matrizes energéticas disponíveis, a elétrica é comumente usada pelos setores industrial, comercial e residencial devido à sua flexibilidade de transformação em outras formas de energia. A crescente exploração de grandes reservas fósseis, hídricas, eólicas e solares tem o viés de impactar áreas geograficamente próximas e apresentar uma parcela de perdas técnicas ao longo da geração, transmissão e distribuição de energia elétrica. Como alternativa de solução, a geração descentralizada e próxima ao usuário vem recebendo desenvolvimentos tecnológicos de forma a proporcionar viabilidade técnica e econômica com menores impactos ambientais. Neste cenário o presente trabalho busca o desenvolvimento e análise de uma microturbina eólica voltada à aplicação em área urbana juntamente com a bancada de teste experimental. A metodologia adequa o algoritmo genético denominado *Small Wind-turbine Rotor Design Code* (SWRDC) a um bocal difusor que circunda o rotor para incrementar a quantidade de movimento no rotor da turbina. O túnel de vento de seção quadrada de 1 m<sup>2</sup> recebeu alterações de forma a qualificar o escoamento em sua seção de teste onde obteve-se uma intensidade de turbulência de 1,9%. O modelo da turbina foi construído em escala de 1:4 em conjunto com um sistema de instrumentação capaz de testá-la experimentalmente. Foram realizados testes no túnel de vento e em campo. A metodologia empregada permitiu a obtenção de um coeficiente de potência superior a 33%. A comparação dos resultados numéricos, experimentais no túnel e campo possibilitaram a confirmação de incrementos de velocidade na turbina de 24 a 33% na faixa de velocidades de 5,4 a 11 m/s. A análise de semelhança dos resultados experimentais obtidos com o modelo demonstram que o protótipo pode alcançar 96 W em uma velocidade de vento de 7,3 m/s.

Palavras-chave: Microturbina; Energia eólica; Difusor com aba; Bancada de teste; Método do elemento de pá.

## **ABSTRACT**

The development of a region is strongly related to a greater energy supply. Among the available energy matrixes, the electrical one is commonly used by the commercial, residencial and industrial sectors, due to its flexibility in being converted to other energy forms. The increasing exploitation of fossil, water, wind and solar reserves has the bias of impacting geographically close areas and presents technical losses in generation, transmission and distribution of electric energy. The decentralized energy generation, brought closer to the user, has been receiving technological developments, as an alternative solution, to provide technical and economic viability with lower environmental impacts. In this scenario the present research looks for the development and analysis of a wind microturbine focused on application in urban area, as well as its experimental test bench. The methodology adapts the genetic algorithm called Small Wind-turbine Rotor Design Code (SWRDC) to a diffuser nozzle that surrounds the turbine rotor to increase its momentum. Modifications were introduced in the square section wind tunnel of 1m<sup>2</sup> in order to qualify the flow in its test section, where a turbulence intensity of 1.86% was obtained. The turbine model was built on a 1:4 scale in conjunction with an instrumentation system for the experimental tests. Measurements were performed in the wind tunnel and in the field. The methodology allowed to obtain a power coefficient greater than 33%. Comparisons of numerical, experimental and field results enable the confirmation of the turbine speed increments from 24 to 32.8%, in the velocity range of 5.4 to 11 m/s. The similarity analysis of the experimental results obtained with the model, shows that the prototype can reach 96W at a wind speed of 7.3 m/s.

Keywords: Microturbine; Wind energy; Brimmed diffuser; Test bench; Blade element method.

## ÍNDICE

<b>1.</b>	<b>INTRODUÇÃO</b> .....	<b>1</b>
1.1	Estado da Arte: Desempenho Aerodinâmico das Microturbinas de Eixo Horizontal ..	2
1.2	Objetivos .....	10
1.3	Organização do Trabalho .....	11
<b>2.</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b> .....	<b>12</b>
2.1	Equações de Movimento .....	12
2.2	Teoria da Quantidade de Movimento do Elemento de Pá – BEM .....	16
2.3	Perfis Aerodinâmicos – Forças de Arrasto e Sustentação .....	22
2.4	Condições de partida das pequenas turbinas .....	29
2.5	Difusores Acoplados a Turbinas Eólicas.....	32
<b>3.</b>	<b>METODOLOGIA</b> .....	<b>35</b>
3.1	Bancada de Testes .....	35
3.2	Projeto Aerodinâmico.....	36
3.3	Projeto do Difusor .....	44
3.4	Construção da Turbina .....	45
3.5	Sistema de Medição.....	50
3.5.1	Instrumentação de Laboratório.....	51
3.5.2	Instrumentação de Campo .....	55
<b>4.</b>	<b>RESULTADOS E DISCUSSÕES</b> .....	<b>58</b>
4.1	Bancada de Teste.....	58
4.2	Projeto Aerodinâmico.....	63
4.3	Construção e Montagem da Turbina e Sistema de Instrumentação. ....	70
4.4	Testes e resultados experimentais .....	72
4.4.1	Testes no laboratório .....	72
4.4.2	Testes no Campo .....	81
<b>5.</b>	<b>CONCLUSÕES</b> .....	<b>92</b>

5.1	Sugestões de Trabalhos Futuros .....	94
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>95</b>
	<b>APÊNDICE A Desenho da turbina.....</b>	<b>100</b>
	<b>APÊNDICE B Sistema de instrumentação desenvolvido.....</b>	<b>102</b>
	<b>APÊNDICE C Coordenadas globais da pá .....</b>	<b>104</b>
	<b>APÊNDICE D Calibração do condicionador para medição de velocidade.....</b>	<b>108</b>
	<b>APÊNDICE E Construção do sistema de frenagem e medição de torque dinâmico.....</b>	<b>112</b>
	<b>APÊNDICE F Projeto e construção da bobinadeira .....</b>	<b>120</b>
	<b>APÊNDICE G Determinação dos fatores de bloqueio .....</b>	<b>123</b>
	<b>APÊNDICE H Diagrama de blocos e painel de controle da instrumentação .....</b>	<b>128</b>
	<b>APÊNDICE I Incertezas de medição .....</b>	<b>131</b>
<b>ANEXO I</b>	<b>Projeto do Difusor .....</b>	<b>137</b>
<b>ANEXO II</b>	<b>Curva Motor MY6812 .....</b>	<b>143</b>
<b>ANEXO III</b>	<b>Resultados da simulação numérica do perfil SD 7062 .....</b>	<b>144</b>

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1	Desenho conceitual do projeto, Verdum, 2013.....	10
Figura 2.1	Corte longitudinal no eixo de simetria do tubo de corrente.....	13
Figura 2.2	Vista isométrica do rotor da turbina.....	17
Figura 2.3	Diagrama de velocidades (a) e forças (b) na seção B-B. ....	18
Figura 2.4	Perfil SD 7062 com curvas típicas.....	24
Figura 2.5	Exemplo de correção do ângulo de torção ao longo do raio da pá.....	26
Figura 2.6	Distribuição de pressão computada ao longo da corda do NACA 0012.....	27
Figura 2.7	Corte do difusor do <i>wind-lens</i> Adaptado de Ohya e Karasudani, 2010.....	34
Figura 3.1	Visão macro dos processos de desenvolvimento do trabalho.....	35
Figura 3.2	Desenho esquemático componentes do túnel de vento Prof. Debi Pada Sadhu.....	36
Figura 3.3	Razões de coeficientes de perfis aerodinâmicos aplicáveis para pequenas turbinas eólicas com $Re = 300.000$ .....	38
Figura 3.4	Coeficientes de sustentação e arrasto dos perfis para $Re = 100.000$ : (a) FX 63-137 (b) SG 6043 (c) SD 7062.....	40
Figura 3.5	Tipos de turbinas e razão de velocidades.....	41
Figura 3.6	Interface gráfica do usuário no SWRDC.....	43
Figura 3.7	Difusor e parâmetros geométricos. ....	44
Figura 3.8	Perfis 13 e 25 pré e pós-correção.....	47
Figura 3.9	Perfis dos elementos da pá.....	47
Figura 3.10	Processo de geração das pás.....	48
Figura 3.11	Montagem do rotor da turbina.....	49
Figura 3.12	Construção do bocal, laminação e suportes da turbina. ....	49
Figura 3.13	Desenho do modelo experimental da turbina.....	50
Figura 3.14	Esquema do sistema de instrumentação para testes com freio de Foucault.....	52
Figura 3.15	Curva de calibração da célula de carga.....	54
Figura 3.16	Carga eletrônica: a) Esquema eletrônico b) Montagem dos componentes. ....	56
Figura 3.17	Sistema de instrumentação de campo (coordenadas 32,186S e 52,151O).....	57
Figura 4.1	Vista frontal do campo de velocidades em m/s na seção de teste: (a) Sem bocal e adaptador; (b) Com bocal e sem adaptador; (c) Com bocal e adaptador.....	59
Figura 4.2	Medição de velocidades no túnel para caracterização do escoamento. ....	60
Figura 4.3	Espectro de frequência para caracterização do escoamento. ....	60



Figura 4.4 Flutuação de pressão com inversor a 40 Hz (9,08 m/s): a) entrada e b) saída da seção de teste nos domínios do tempo e da frequência. ....	61
Figura 4.5 Flutuação de pressão com inversor a 50 Hz (10,84 m/s): a) entrada e b) saída da seção de teste nos domínios do tempo e da frequência. ....	62
Figura 4.6 Coeficiente de correlação cruzada dos sinais de entrada e saída (10,84 m/s).....	62
Figura 4.7 Coeficiente de potência teórico em função da razão de velocidades. ....	65
Figura 4.8 Coeficiente de empuxo e razão de velocidades teóricos.....	66
Figura 4.9 Elementos gerados graficamente. ....	69
Figura 4.10 Modelo experimental da turbina montada. ....	71
Figura 4.11 Vista posterior da turbina no túnel. ....	72
Figura 4.12 Coeficiente de potência e razão de velocidades (frenagem eletromagnética).....	78
Figura 4.13 Coeficiente de torque e razão de velocidades com frenagem eletromagnética....	79
Figura 4.14 Coeficiente de empuxo e razão de velocidades (frenagem eletromagnética) .....	79
Figura 4.15 Potência mecânica e rpm para as velocidades de 6 e 7,3 m/s. ....	80
Figura 4.16 Histogramas de frequência: a) Velocidade teórica de Betz. b) Velocidade de disco .....	85
Figura 4.17 Coeficiente de potência elétrico e razão de velocidades. ....	88
Figura 4.18 Potência mecânica e rotação do protótipo com os fatores de escala.....	90
Figura A.1 Vista Explodida da Turbina.....	101
Figura B.1 Vista Explodida do Sistema de Instrumentação .....	103
Figura D.1 Cadeia de medidas teórica para medição de velocidade .....	108
Figura D.2 Circuito eletrônico do condicionamento .....	109
Figura D.3 Relação corrente $i$ e tensão elétrica $E$ do condicionador.....	110
Figura E.1 Circuito magnético: a) desenho das dimensões b) chapa cortada.....	117
Figura E.2 Vista explodida do sistema de frenagem, medição de torque e rotação. ....	118
Figura E.3 Sistema de frenagem a) vista inferior do conjunto b) vista de topo da conexão ao eixo da turbina c) vista posterior da turbina com o sistema fixado. ....	119
Figura F.1 Circuito Eletrônico de Controle do Motor. ....	120
Figura F.2 Desenho da placa de circuito impresso do controle do motor. ....	121
Figura F.3 Bobinadeira montada. ....	122
Figura G.1 Desenho esquemático dos pontos de medição do fator de bloqueio.....	124
Figura G.2 Diagrama de blocos para aquisição de velocidade.....	126
Figura G.3 Painel de controle e monitoramento para aquisição de velocidade.....	126

Figura H.1 Diagrama de blocis para instrumentação de laboratório. ....	129
Figura H.2 Painel de controle para testes de laboratório. ....	130
Figura I.1 Esquema das variáveis envolvidas para o cálculo das incertezas. ....	132
Figura I.I Campo de velocidades no entorno do difisor .....	137
Figura I.II Geometrias principais do bocal com o modelo <i>Cii</i> . ....	140
Figura I.III Vista isometrica do bocal e campo de velocidades radial. ....	140
Figura I.IV Campo de velocidades longitudinal no bocal .....	141
Figura II.V Linhas de corrente do escoamento ao longo do difusor. ....	142
Figura III.I Curva do motor My 6812. ....	143

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1	Dados do estudo NREL para pequenas turbinas eólicas, Bowen et al., 2009 .....	4
Tabela 1.2	Resumo das características das pequenas turbinas eólicas de eixo horizontal cujos artigos foram considerados nesta revisão bibliográfica.....	9
Tabela 4.1	Resultados geométricos da pá.....	64
Tabela 4.2	Resultados de coordenadas globais em mm dos três primeiros elementos da pá..	66
Tabela 4.3	Especificações básicas teóricas da turbina .....	69
Tabela 4.4	Intervalo de velocidades dos testes experimentais. ....	73
Tabela 4.5	Resultados Experimentais para $U = 6.3m/s$ . ....	74
Tabela 4.6	Resultados Experimentais para $U = 7,0m/s$ . ....	75
Tabela 4.7	Resultados Experimentais para $U = 7,69m/s$ . ....	76
Tabela 4.8	Resultados Experimentais para $U = 8.31m/s$ . ....	77
Tabela 4.9	Comparativo da rotação da turbina com e sem difusor. ....	80
Tabela 4.10	Dados de velocidade do vento do <i>datalogger</i> .....	81
Tabela 4.11	Resultados de campo. ....	83
Tabela 4.12	Resumo dos resultados de campo. ....	84
Tabela 4.13	Resultados experimentais no túnel de vento com a turbina acoplada ao gerador. ....	86
Tabela 4.14	Resumo dos Resultados com o Difusor .....	89
Tabela 4.15	Resumo dos resultados do coeficiente de potência com fator de indução axial. .	91
Tabela D.1	Resultados da calibração do condicionamento de velocidade .....	110
Tabela E.1	Dados do modelo da turbina.....	115
Tabela E.2	Resultados analíticos do freio eletromagnético.....	116
Tabela E.3	Resultados experimentais da medição de campo magnético. ....	117
Tabela G.1	Dados médios das velocidades e fatores de bloqueio.....	125
Tabela G.2	Fatores de bloqueio com gerador acoplado à turbina. ....	127
Tabela I.1	Características dos instrumentos utilizados em laboratório. ....	133
Tabela I.2	Incerteza de medição da massa específica. ....	133
Tabela I.3	Incerteza da pressão dinâmica. ....	133
Tabela I.4	Incerteza da velocidade do escoamento. ....	134
Tabela I.5	Incerteza da área varrida pela turbina.....	134
Tabela I.6	Incerteza da potência pneumática.....	134

Tabela I.7 Incerteza do condicionamento da célula de carga. ....	135
Tabela I.8 Incerteza do torque. ....	135
Tabela I.9 Incerteza da frequência de rotação. ....	135
Tabela I.10 Incerteza da potência mecânica. ....	136
Tabela I.11 Incerteza do coeficiente de potência. ....	136
Tabela I.I Parâmetros geométricos dos modelos de difusor avaliados. ....	138
Tabela I.II Resultados preliminares dos modelos de bocal. ....	139
Tabela III.I Resultados Numéricos do Perfil SD 7062, Fleck, 2017. ....	144

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ABS	Acrilonitrila Butadieno Estireno
AEP	Produção Anual de Energia
BEM	Momentum do Elemento de Pá
BET	Teoria do Elemento de Pá
CAD	Computer Aided Design
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacionais
DAWT	Turbina Eólica Aumentada por Difusor
EES	Engineering Equation Solver
GUI	Interface Gráfica do Usuário
GCI	Índice de Convergência de Malha
IEC	Comissão Internacional de Eletrotécnica
LMF	Laboratório de Mecânica dos Fluidos
NACA	Comitê Nacional para Aconselhamento sobre Aeronáutica
NASA	Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço
NREL	Laboratório Nacional de Energias Renováveis
PIV	Velocimetria por Imagem de Partículas
PLA	Poliácido Láctico
SAE	Society of Automotive Engineers
SWRDC	Código para o Projeto de Rotores de Pequenas Turbinas Eólicas

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Símbolos Romanos

$A$  área da seção transversal, m<sup>2</sup>

$A_b$  área da seção transversal no núcleo da bobina, m<sup>2</sup>

$A_c$  área da seção transversal do fio da bobina, m<sup>2</sup>

$Ad$  raio do disco do freio, m

$A_g$  área do entreferro, m<sup>2</sup>

$a$  fator de indução axial

$a_{exp}$  é o fator de indução axial experimental

$a'$  fator de indução tangencial

$AR$  razão de aspecto da pá

$B$  indução magnética por polo, T

$BF$  fator de bloqueio

$B_0$  é a indução magnética total, T

$c$  comprimento da corda do perfil, m

$c_{C_{lmax}}$  corda do elemento no ponto onde  $l/d$  é máxima, m

$C_d$  coeficiente de arrasto do perfil

$c_i$  corda do enésimo elemento da pá, m

$C_l$  coeficiente de sustentação do perfil

$c_m$  corda média ao longo dos elementos, m

$CP$  coeficiente de potência

$C_p$  coeficiente de pressão

$CP_a$  é o coeficiente de potência relativo ao fator de indução axial experimental

$CP_{cor}$  coeficiente de potência corrigido

$CP_e$  coeficiente de potência elétrico

$CP_m$  coeficiente de potência mecânico

$c_r$  razão de resistência de contorno

$C_T$  coeficiente de empuxo

$C_x$  componente de força no eixo da ordenada do plano do rotor, N

$C_y$  componente de força no eixo da abscissa do plano do rotor, N

$c_1$  corda do primeiro perfil da pá, m

$D$  diâmetro do núcleo da bobina, m

$dQ$  torque por elemento de pá, Nm

$d$  força de arrasto por unidade de comprimento, N/m

$d_d$  espessura do disco do rotor, m

$d_b$  diâmetro da garganta do difusor, m

$D$  diâmetro do núcleo da bobina, m

$D_e$  diâmetro de entrada do difusor, m

$D_b$  diâmetro da aba do difusor, m

$DP$  diferencial de pressão medido à montante e jusante da turbina, Pa

$DP_{ad}$  desvio padrão do vento no intervalo de 10 minutos, m/s

$E_B$  tensão elétrica aplicada na bobina do freio de Foucault, V

$E_c$  tensão saída célula de carga, V

$E_g$  é a tensão elétrica em corrente contínua do gerador, V

$F_e$  força de frenagem, N

$F_l$  força de sustentação, N

$F_d$  força de arrasto, N

$F_{ar}$  força do ar, N

$f_c(z)$  função de transferência da corda ao longo das pás

$F$  força medida pela célula de carga, N

$g$  aceleração da gravidade, m/s<sup>2</sup>

$g_p$  comprimento do entreferro, m

$h_b$  altura da aba do difusor, m

$I_B$  corrente elétrica medida na bobina do freio de Foucault, A

$J$  momento de inércia rotacional da turbina, kg/m<sup>2</sup>

$L$  comprimento equivalente do circuito magnético, m

$l$  força de sustentação por unidade de comprimento, N/m

$l_c$  comprimento do condutor da bobina, m

$L_t$  comprimento longitudinal do difusor, m

$n$  número de elementos de pá

$N$  número de pás da turbina

$N_{esp}$  número de espiras

$p_{atm}$  pressão atmosférica, Pa

$p_d^+$  pressão a montante do disco atuador, Pa

$p_d^-$  pressão a jusante do disco atuador, Pa

$p_d$  pressão dinâmica, Pa

$P_{disp}$  potência disponível pelo escoamento na entrada da turbina, W



$P_{ext}$  potência de extração, W

$P_{mec}$  potência mecânica medida na turbina, W

$p_0$  pressão estática, Pa

$Q_r$  torque resistente, Nm

$Q$  torque da turbina, Nm

$r$  raio local no elemento, m

$rc$  distância entre centros do polo e disco, m

$R_{ar}$  constante universal do ar, J/kg K

$R_b$  resistência elétrica da bobina,  $\Omega$

$Re$  número de Reynolds,

$R_g$  relutância magnética no entreferro, Aesp/Wb

$R_N$  relutância magnética no núcleo, Aesp/Wb

$r_i$  raio do enésimo elemento da pá, m

$rpm$  frequência de rotação da turbina,  $\text{min}^{-1}$

$r_t$  raio da turbina, m

$S$  número de polos do freio

$T$  torque dinâmico medido descontando-se o  $T_{Bruto}$ , Nm.

$T_{Bruto}$  torque de reação medido após a aplicação do conjugado resistente, Nm

$T_{túnel}$  temperatura medida no túnel de vento,  $^{\circ}\text{C}$

$TVM$  taxa de variação do momento linear, N

$U$  velocidade do escoamento, m/s

$U_{ave}$  velocidades média do vento no teste de campo, m/s

$Ud$  velocidade na entrada da turbina, m/s

$U_{dBetz}$  velocidade teórica do limite de Betz, m/s

$U_{max}$  velocidades máxima do vento no teste de campo, m/s

$U_{min}$  velocidades mínima do vento no teste de campo, m/s

$U_0$  velocidade montante da turbina medida na entrada da seção de teste, m/s

$\bar{U}_{st}$  velocidade média no plano da seção de testes sem a turbina, m/s

$\bar{U}_{ct}$  velocidade média no plano da seção de teste com a turbina, m/s

$U_r$  velocidade relativa, m/s

$v$  velocidade tangencial no centro do pólo, m/s

$V$  velocidade medida a montante da turbina, m/s

$Vb$  tensão elétrica na bobina, V

$X_i$  abscissa do enésimo elemento da pá

$x_{i/c}$  abscissa relativa do enésimo elemento da pá

$X_r$  abscissa de referência

$X_{ia}$  abscissa ajustada do enésimo elemento da pá

$Y_r$  ordenada de referência

$Y_{ia}$  ordenada ajustada do enésimo elemento da pá

$Z_i$  coordenada longitudinal do enésimo elemento da pá

## Símbolos Gregos

$\rho$  massa específica do ar, kg/m<sup>3</sup>

$\rho_{Al}$  resistência elétrica do alumínio,  $\Omega$

$\rho_c$  resistência elétrica do fio da bobina,  $\Omega$

$\theta$  ângulo de torção, °

$\phi$  ângulo de entrada do escoamento, °

$\alpha$  ângulo de ataque, °

$\Omega$  velocidade angular, rad/s

$\Gamma$  circulação

$\lambda$  razão entre a velocidade tangencial e a velocidade axial da turbina

$\sigma_g$  solidez global

$\mu_0$  permeabilidade magnética no vácuo, Wb/ Am

$\mu_r$  permeabilidade magnética relativa do aço, Wb/ Am

$\lambda$  razão de velocidades medidas;

$\lambda_r$  razão de velocidades no elemento avaliado

$\phi$  ângulo de entrada do escoamento, °

$\phi m$  fluxo magnético por polo, Wb

$\lambda_{r\lim}$  razão de velocidades limite para o elemento desempenhar torque negativo

$\sigma_r$  solidez local

$\sigma_e$  solidez efetiva local

## 1. INTRODUÇÃO

O surgimento de alternativas que tragam conforto ao ser humano é decorrente do processo de evolução nato da nossa espécie. Em meio a este ciclo contínuo torna-se substancial o emprego de energia nas mais diferentes formas de aplicação e extração. Tratando-se daquelas comercialmente empregadas, há sensíveis diferenças entre as nações, porém a energia elétrica está mundialmente disponível nas residências, legitimando-se como a forma mais comum de energia. Embora atualmente ocorra uma preocupação em elevar a eficiência dos equipamentos é impossível dissociar o desenvolvimento das nações com a maior oferta de energia elétrica; ao contrário, o crescimento de uma região passa por um maior aporte deste insumo. Dentre as diversas matrizes energéticas convém destacar aquelas com menores impactos ambientais, tendo em vista que a construção de grandes usinas geradoras centralizadas, ou encontra-se com reservas estagnadas ou ocasionam alterações significativas para localidade com tal potencial. Neste processo de renovação da matriz energética, as fontes solar e eólica vêm recebendo substancial atenção nos últimos tempos.

Tratando-se especificamente de energia eólica, a primeira turbina conectada à rede de distribuição elétrica foi construída por John Brown & Co em 1951. No entanto, somente a partir do começo deste século é que a energia oriunda dos ventos vem incrementando substancialmente a matriz energética de diversos países, destacando-se a China, EUA, Alemanha, Espanha e Índia. O Brasil aparece entre os 10 países com maior capacidade de potência eólica instalada, com 12,19 GW em setembro de 2017 de acordo com ABEEÓLICA, 2017. Há prognósticos de que a capacidade mundial instalada alcance 666,1 GW segundo Market Forecast, 2014. Porém esta significativa potência instalada é oriunda de usinas eólicas de grande escala com turbinas na faixa de 2 MW de potência e diâmetro do rotor em torno de 100 m ocupando uma área de 50 hectares por MW instalado.

A comunidade científica, preocupada com os efeitos climáticos originados pela expansão dos grandes complexos eólicos, tem desenvolvido estudos para a previsão de cenários. Wing et al. (2010, apud Tummala et al., 2016) usou simulações de modelos climáticos tridimensionais com o objetivo de avaliar as consequências futuras da instalação de parques eólicos de grande escala no solo e no oceano. As simulações abordaram um cenário de 60 anos que identificaram um aumento de 1°C na Terra caso a instalação de turbinas eólicas alcancem de 10 a 15% da demanda mundial de energia. A simulação de 62

temporadas quentes em um modelo climático regional foi apresentada por Fiedler e Bokovsky, 2011, que concluíram por um aumento de 1% na taxa de precipitação devido a presença de um parque eólico de grande escala. Além dessas consequências, é conveniente enfatizar as perdas de energia em um sistema de geração centralizada desde a usina até o usuário final (comércio, indústria e residência). É possível afirmar que a busca por uma geração de energia descentralizada e em pequena escala torna-se uma alternativa eficaz e sustentável comparada às apresentadas até então. Dentro desta proposta geral encontram-se as turbinas eólicas de pequena escala, capazes de suprir a demanda do usuário final de energia ou até mesmo interligar à rede de distribuição das concessionárias para gerar créditos nos momentos em que a oferta superar a potência elétrica demandada.

### **1.1 Estado da Arte: Desempenho Aerodinâmico das Microturbinas de Eixo Horizontal**

As pequenas turbinas eólicas são definidas pela Comissão Internacional de Eletrotécnica através da norma IEC 61400-2 em função da área varrida, a qual deve ser inferior a 200 m<sup>2</sup>, o que corresponde a uma potência de 50 kW. Há autores como Clausen e Wood, 1999, que citam uma subdivisão das pequenas turbinas em três categorias: micro, mini e médias turbinas. As primeiras têm potência de até 1 kW e diâmetro do rotor de 3 m enquanto que as médias atingem no máximo 5 kW de potência e seus rotores não ultrapassam 5 m de diâmetro, já as miniturbinas possuem potências de 20 kW ou mais e diâmetro do rotor de 10 m. Outra classificação importante das turbinas está na direção do eixo do rotor que pode ser horizontal ou vertical. A revisão de literatura realizada neste Capítulo refere-se às micro e mini turbinas de eixo horizontal, as quais têm levantadas as principais características aerodinâmicas obtidas em resultados experimentais e numéricos.

Duquette e Visser, 2003, conduziram um estudo numérico visando avaliar o impacto da solidez e o número de pás no desempenho aerodinâmico das pequenas turbinas. Define-se solidez como a área bloqueada pelo rotor da turbina ao longo da seção transversal varrida pelas pás. O perfil usado foi o Selig Donahan SD6043 e como metodologia os autores abordaram o BEM (*Blade Element Momentum*) e a linha de sustentação baseada na teoria da esteira para atenderem o objetivo. A faixa de variação da solidez foi de 0,05 a 0,43 e o número de pás teve três variações (3, 6 e 12). Para baixas razões de velocidade, determinadas pela razão entre a velocidade tangencial e axial na turbina, foi observado um acréscimo dos

coeficientes de potência à medida que a solidez aumentava. Os rotores com maior número de pás obtiveram melhores coeficientes de potência. Para razão de velocidades na faixa de 3 a 4 o estudo demonstrou que os valores de solidez que conduziam aos maiores coeficientes de potência são de 12 a 20%.

Hirahara et al., 2005, apresentaram o desempenho de uma turbina horizontal com 500 mm de diâmetro denominada  $\mu$ F500. Voltado a aplicações urbanas, o projeto adotou premissas para redução de ruído, rigidez mecânica e facilidade de instalação. Os testes foram realizados em túnel de vento com 1,8 m<sup>2</sup> de seção transversal e velocidades que variaram de 4 a 23 m/s. A turbina estava acoplada a um gerador trifásico e o controle dos conjugados resistentes impostos foi realizado através de uma carga resistiva que variou de 1 a 300  $\Omega$ . Os resultados demonstraram que a turbina apresentou coeficientes de potência que variaram de 0,25 a 0,36 para uma faixa de velocidades de 8 a 12 m/s. O coeficiente de potência máximo  $CP$ , definido como a razão entre a potência entregue e a disponível na turbina, foi obtido para uma razão de velocidades,  $\lambda$ , de 2,7 (razão entre as velocidades tangencial e axial do rotor). Uma aproximação dos campos de velocidade e aceleração do escoamento foram obtidos pelo método *Particle Image Velocimetry* (PIV) em torno da turbina. O escoamento real mostrou-se 20% mais lento do que o modelo ideal de geração de velocidade na esteira.

Os testes experimentais do desempenho de microturbinas têm por objetivo principal a avaliação da performance de potência, ruído, segurança, qualidade e duração segundo as normas da Comissão Internacional de Eletrotécnica (IEC). Referência neste desenvolvimento, o Laboratório Nacional de Energias Renováveis (NREL) através de Bowen et al., 2009, avaliaram quatro turbinas comerciais de pequena escala disponibilizando os resultados para que o usuário final tivesse capacidade de adequar a sua aplicação. Os testes foram realizados em campo, voltados a atender a norma da IEC 61400-12-1, durante os anos de 2008 e 2009, com duração mínima de 2500 horas. Para a validação dos testes as turbinas deveriam ultrapassar 90% de tempo em operação, ou seja, o tempo total do teste subtraído da soma das horas de indisponibilidades da turbina em função de manutenções preventivas e corretivas. Como resultados obtiveram-se as curvas de potência, coeficiente de potência  $CP$  e estimativa de produção anual de energia AEP (definida como a razão de energia gerada na turbina pela energia disponível dos ventos). Para pequenas turbinas os dados são coletados em intervalos de 1 minuto e classificados em faixas de 0,5 m/s de velocidade, chamado de bins (pacotes) de velocidade. Os dados são completados quando os pacotes de velocidade de vento para a faixa de 1 e 14 m/s contém o tempo de 10 minutos cada. As curvas são normalizadas para a massa

específica do ar no nível do mar. Os resultados para as quatro turbinas estão descritos na Tabela 1.1 (os campos com especificação NI referem-se a dados não informados).

Tabela 1.1 – Dados do estudo NREL para pequenas turbinas eólicas (Bowen et al., 2009)

Modelo	Tipo	Altura [m]	Área Varrida [m <sup>2</sup> ]	$CP_{max}$	Velocidad e $P_{max}$ [m/s]	AEP em 10 m/s [kWh]	Tempo Operando [%]
MPW	Vertical	6,1	7,32	0,21	9,5	NI	NI
Gaia	Horizontal	18,2	133	0,275	11	79	90,8
ARE	Horizontal	30,5	41,2	0,35	12	42	91,3
EW50	Horizontal	30,5	176,7	NI	NI	NI	NI

A avaliação do efeito de bloqueio ocasionado por uma pequena turbina sob testes em túnel de vento foi desenvolvido por Chen e Lion, 2010. A turbina possuía um rotor com 6 pás de perfil NACA 4415 com corda constante e sem ângulo de torção. Os testes foram realizados com três comprimentos de pá (300, 240 e 145 mm), montadas em um cubo que permitia variar o ângulo de passo. A metodologia baseou-se na medição de velocidade no túnel de vento com e sem a turbina. Tais grandezas foram calculadas através da média de 16 pontos localizados em um plano distante 1 m a montante do rotor. Como resultados, observou-se o crescimento do fator de bloqueio quando o valor de  $\lambda$  e a razão de áreas (rotor e túnel) aumentam e o ângulo de passo diminui. O estudo recomenda a correção dos resultados da turbina para ângulo de passo de  $25^\circ$ , enquanto que para  $\lambda \leq 3$  a correção máxima sugerida foi de 10%.

Uma turbina horizontal de três pás com diâmetro de 2,1 m foi testada em túnel de vento com velocidades de até 13 m/s por Freere et al., 2010. As características foram obtidas para diversas velocidades, com valores de  $\lambda$  que variaram de 2 a 8, sendo que o coeficiente de potência máximo obtido foi de 0,2 para uma razão de velocidades de 6. O estudo não evidenciou uma diferença considerável da potência mecânica diante da ausência da carenagem no cubo do rotor da turbina. Como conclusão geral, o trabalho sugere um maior controle do gerador a fim de evitar as perdas aerodinâmicas nas pás da turbina.

Uma turbina de eixo horizontal do tipo Arquimedes foi desenvolvida e testada por Ji et al., 2016, cujo diâmetro maior media 1,5 m, foi ensaiada em um túnel de vento de seção quadrada com 2m de aresta com velocidades que variaram de 3 a 11 m/s. Nesta faixa, a turbina desenvolveu as razões de velocidade de 1,87 a 2,54. O maior coeficiente de potência obtido (razão entre as potências gerada e disponível no vento) foi de 0,51 para  $\lambda$  2,03.

Graeme et al., 2011, avaliaram a turbina comercial denominada Ampair 100 estendendo ao estudo da esteira por ela gerada. As análises experimentais demonstraram que a turbina de seis pás com 928 mm de diâmetro tem seu desempenho máximo quando  $\lambda$  atinge 3,14 gerando um coeficiente de potência de 0,28.

Refan et al., 2012, verificaram teórica e experimentalmente a aplicação do método BEM para construir um rotor de 2,2 m de diâmetro, com três pás de uma turbina de eixo horizontal. Os testes foram realizados em túnel de vento com velocidades de até 11 m/s. A pá era constituída de dois perfis: próximo ao cubo foi usado o NACA 6515 e aproximadamente da metade até ponta da pá, o perfil Wortmann FX 63137 foi selecionado. Os testes experimentais demonstraram um coeficiente de potência máximo de 0,38, quando a velocidade no túnel foi de 9m/s, concordando com o previsto pela aplicação da metodologia BEM, porém o estudo confirma que essa teoria possui maior exatidão para turbinas de pequena escala. Os motivos se devem ao baixo número de Reynolds e aos efeitos tridimensionais do escoamento no rotor da turbina.

Testes de desempenho do rotor de uma pequena turbina para aplicações em velocidades reduzidas foram realizados por Singh e Ahmed, 2013. O rotor foi projetado e fabricado com 1,26 m de diâmetro, duas pás e perfil AF300. Este rotor foi instalado em uma turbina eólica comercial de três pás denominada Air-X de 400 W. O coeficiente de potência foi obtido para três ângulos de passo ( $15^\circ$ ,  $18^\circ$  e  $20^\circ$ ) e o desempenho do rotor com duas pás foi comparado à curva da turbina comercial com diâmetro de 1,16 m. Foram obtidos os seguintes coeficientes de potência: 0,1, 0,217 e 0,255 para as velocidades de 4; 5 e 6 m/s, respectivamente. Tais resultados mostraram-se superiores aos desenvolvidos pelo rotor original que foram: 0,052; 0,112 e 0,15 para a mesma faixa de velocidades. O ângulo de passo de  $18^\circ$  foi o que mostrou o melhor resultado de *CP*. O estudo concluiu que rotores com duas pás são mais eficazes para velocidades baixas (3 a 7 m/s) do que os rotores de três pás tendo em vista que chegou a produzir o dobro de potência do rotor comercial.



O projeto e as características de uma turbina eólica portátil com diâmetro do rotor de 394 mm operando com velocidade de vento de até 5 m/s foi apresentado por Kishore et al., 2013. Experimentos foram realizados em túnel de vento demonstrando que o  $CP$  máximo foi de 0,14, com velocidade de 2,7 m/s, sendo a turbina capaz de gerar 0,83 W de potência elétrica aos 5 m/s de velocidade. Um difusor foi projetado para o rotor da turbina e os resultados numéricos indicaram que a potência mecânica de saída pode ser 40 a 60% superior em comparação com o rotor sem o difusor.

Rocha et al. 2016 realizaram um estudo computacional de uma turbina em escala reduzida para calibrar o modelo de turbulência  $k-\omega$ . Ambos os rotores possuíam três pás e cada um usava perfis distintos NACA. A razão de velocidades de projeto era igual a 5, porém, os testes experimentais, realizados com a turbina instalada a 5m de altura, demonstraram que o coeficiente de potência máximo de 0,2 ocorreu para  $\lambda$  de 7,25. Este resultado foi obtido pelo rotor com pás de perfil NACA 0012 enquanto que para o perfil NACA 4412 o  $CP$  máximo desenvolvido pela turbina foi de 0,22 em uma razão de velocidades de 7,7.

Um estudo numérico e experimental foi realizado por Hsiao et al., 2013, onde três turbinas horizontais possuíam um diâmetro de 0,72 m com perfil NACA 4418. A metodologia BEM foi usada para obtenção da geometria da pá do primeiro rotor, cuja corda do primeiro elemento (mais próximo ao cubo) era de 96mm e o ângulo de torção variava ao longo do comprimento da pá mantendo o ângulo de ataque máximo. Uma segunda geometria de pá possuía a mesma distribuição de ângulo de torção do rotor anterior, porém o comprimento de corda mantinha-se constante e igual a 55mm (equivalente ao comprimento de corda do elemento médio do primeiro rotor). Um terceiro rotor investigado mantinha a corda da pá do segundo rotor e não possuía ângulo de torção ao longo dos elementos. Os resultados experimentais apresentaram um coeficiente de potência máximo igual a 0,42; tanto para o primeiro quanto para o segundo rotor. No entanto, a razão de velocidades em que o  $CP$  máximo ocorreu foi diferente. O primeiro rotor obteve valor de  $\lambda$  ótimo em 4,8, enquanto que o segundo rotor apresentou eficiência maximizada quando a razão de velocidades era de 4,2. Já o terceiro rotor alcançou coeficiente de potência máximo de 0,21 para uma razão de velocidades de 4. Como conclusão do estudo, ratifica-se que pás com ângulo de torção e comprimento de corda variados tendem a atingir potências maiores com menores velocidades.

Verdum, 2013, realizou um estudo numérico do projeto de uma turbina eólica com segurança inerente para aplicações urbanas. O projeto aerodinâmico utilizou um perfil Selig

Guiguere SG6043 com cinco pás que são fixadas a um anel que circunda o rotor de 1,4 m de diâmetro. Um difusor com a função de aumentar a vazão mássica de ar passante nas pás foi projetado. Os resultados demonstraram que a potência mecânica desenvolvida pela turbina pode alcançar 1 kW para uma velocidade do vento de 6,5 m/s estabelecendo um coeficiente de potência de 0,35 para uma razão de velocidades de 2. O desenvolvimento de um gerador síncrono de ímãs permanentes também foi contemplado no estudo que apresentou um gerador de 60 pólos capaz de operar em uma faixa de 40 a 436 rpm e gerar 1,4 kW com tensão elétrica nominal trifásica de 220 V.

Bai, 2014, projetou e testou experimentalmente uma turbina eólica horizontal conectada a um gerador de ímãs permanentes. A metodologia baseou-se na teoria da quantidade de movimento do elemento de pá (BEM) para um raio de 650 mm e utilizou o perfil SD8000, sendo que os testes em bancada do gerador determinaram a faixa de operação da turbina e conseqüentemente, seus valores de projeto. O gerador apresentou potências de 200 a 410 W para a faixa de rotação de 700 a 1000 rpm. Logo o autor adotou um raio de pá de 650 mm com  $\lambda$  de 5 para uma velocidade de escoamento de 12 m/s. Os resultados experimentais foram obtidos para quatro velocidades de escoamento e o coeficiente de potência máximo foi de 0,4 para uma razão de velocidades de 5,5.

Uma revisão de literatura das turbinas construídas em pequena escala foi realizada por Tummala et al., 2016. Os desempenhos de turbinas horizontais e verticais foram apresentados assim como aspectos de instalação e geração de ruído acústico das mesmas. A conclusão evidencia a necessidade de maiores estudos referentes ao desempenho de perfis para pequenas turbinas horizontais, os efeitos da mudança de direção e intensidade de turbulência, a adequação da turbina ao local que será instalada e a minimização dos ruídos sonoros emitidos através da otimização das pontas das pás.

Garré, 2015, projetou e construiu dois rotores de turbina horizontal de cinco pás comparando-os em um túnel de vento. A distinção no projeto das pás ocorreu pela alteração dos rotores denominados POB (Pás Ótimas de Betz) para o POBM (Pás Ótimas de Betz Modificadas). Os resultados de torque estático mostraram que o rotor POB teve respectivamente 17,8% e 22% de torque e potências superiores ao rotor modificado. A determinação da quantidade de movimento extraída pelo rotor POB foi usada para estimar o coeficiente de potência da turbina que resultou em 35% para a faixa de velocidades avaliada.

Bai e Wang, 2016, focaram seus estudos para uma revisão dos métodos de projetos, testes numéricos e experimentais para pequenas turbinas horizontais. Primeiramente, foi apresentada a teoria básica BEM e, em seguida, as alterações propostas por autores de forma a elevar a exatidão. A modelagem computacional e a complementação de recursos aos métodos analíticos também receberam atenção no estudo. Por fim, foram expostos os principais métodos experimentais para os testes das turbinas tanto em canais aerodinâmicos como testes em campo. Como conclusão os autores enfatizam a imprecisão do carregamento aerodinâmico nas pás da turbina através da metodologia BEM e citam que esta deficiência pode ser reduzida com a adoção de fatores de perda na ponta da pá de Prandtl, correção de Spera, modelo de atraso de estol por Du-Selig os quais possibilitam agregar os efeitos tridimensionais no escoamento aumentando a precisão dos métodos. Outra afirmação do estudo é a importância do CFD para visualização dos resultados. No entanto, a confiabilidade depende do modelo de turbulência empregado, que geralmente se consegue no LES (Simulação em Larga Escala). O estudo salienta que a mistura das técnicas CFD e BEM pode conduzir à maior precisão dos resultados, porém tende a superestimar a potência gerada pela turbina. Por fim é destacada a necessidade de complementariedade dos resultados em túnel de vento e ou testes em campo para alcançar as reais condições de operação da turbina.

Fleck, 2017, desenvolveu um rotor com 5 pás com o código SWRDC – *small wind rotor design code*, e avaliou numericamente a influência da elevada solidez da turbina ao desempenho aerodinâmico dos perfis, através da geração da bolha de separação laminar, quando estes são submetidos a número de Reynolds inferiores a 100.000.

A Tabela 1.2 apresenta os principais parâmetros levantados pelos autores de trabalhos em turbinas eólicas horizontais de pequeno porte que foram consideradas nesta revisão de literatura.

Tabela 1.2 – Resumo das características das pequenas turbinas eólicas de eixo horizontal cujos artigos foram considerados nesta revisão bibliográfica

Autor	Ano	Diâmetro do Rotor [mm]	Perfil	Nº de Pás	$\lambda$	$CP_{max}$
Duquete et al.	2003	500	SD6043	3/6/12	4	0,2
Hirahara et al.	2005	500	NACA 2404	4	2,7	0,36
Freere et al.	2010	2100	NI	3	5	0,28
Chen e Liou	2011	300/240/145	NACA 4415	6	5,2	0,43
Graeme et al.	2011	928	NI	6	3,1	0,28
Refan et al.	2012	2200	NACA 6515/ FX 63-137	3	3,7	0,3
Singh et al.	2013	1260	AF300	2	5,5	0,26
Kishore et al.	2013	394	NACA 0012	3	3	0,14
Rocha et al.	2013	3000	NACA 0012/ 4412	3	7,7	0,22
Hsiao et al.	2013	720	NACA 4418	3	4,8	0,42
Verdum et al.	2013	1400	SG 6043	5	2	0,35
Bai et al.	2014	650	SD 8000	3	5,5	0,4
Fleck	2017	1500	SD 7062	5	4	0,45

Como conclusão das características expostas pela revisão bibliográfica apresentada, identifica-se rotores com diâmetros variados, o motivo para tal é que os estudos foram realizados tanto em escala experimental quanto em escala reduzida. Com relação aos perfis utilizados, percebe-se o predomínio daqueles não simétricos, ou seja, com dorsos superior e inferior distintos. Quanto ao número de pás, é possível afirmar que variaram de 2 a 6 pás com exceção de um artigo que testou um rotor com 12 pás. Como fator de maior relevância está a ausência de turbinas que operem em baixa velocidade, ou seja, tenham uma razão de velocidades inferior a 4 e que nesta faixa desenvolvam um coeficiente de potência superior a 35%.

Dentro deste cenário, o grupo de pesquisas em energia eólica da UFRGS, desenvolveu o projeto CNPQ 406809/2013-6 visando a construção de uma turbina de microgeração para

aplicações urbanas, com segurança inerente e que opere em baixas velocidades de vento adequando o acoplamento de um gerador elétrico às pontas das pás. Os trabalhos de Verdum, 2013, Garré, 2015 e Fleck, 2017, citados anteriormente, fazem parte dos estudos desenvolvidos pelo grupo de pesquisa. Além destes, há o desenvolvimento da tese de José Leandro Luz, onde o estudo numérico de um difusor para aumentar a velocidade incidente na turbina está sendo elaborado simultaneamente a este trabalho. A Figura 1.1 apresenta o projeto conceitual do grupo de pesquisa.

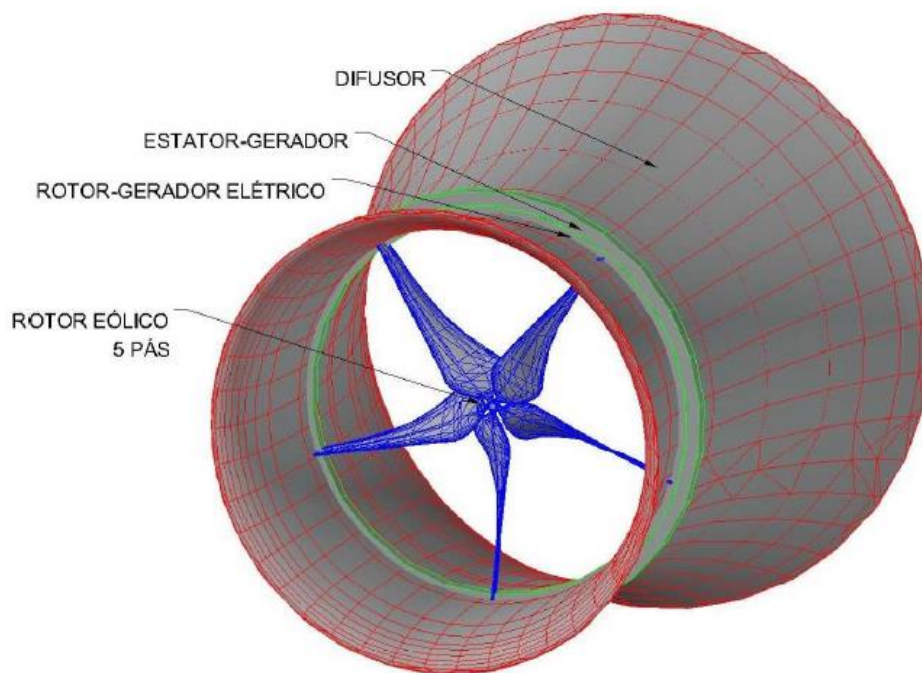


Figura 1.1 - Desenho conceitual do projeto (Verdum, 2013)

## 1.2 Objetivos

A presente tese tem por objetivo geral desenvolver um modelo reduzido e determinar experimentalmente o comportamento aerodinâmico de uma microturbina eólica, identificando os efeitos do difusor e as discrepâncias entre os desempenhos de projeto e experimento. Para o atendimento deste propósito foram criados os seguintes objetivos específicos:

- desenvolver a bancada experimental de teste para microturbinas eólicas;
- projetar o rotor da turbina através do programa *Small Wind-turbine Design Code*;
- projetar o difusor para o rotor da turbina;

- projetar e construir um mecanismo gerador de conjugado resistente à turbina;
- construir e testar um modelo em escala reduzida da turbina;
- extrapolar os resultados para escala experimental através das leis de similaridade.

### **1.3 Organização do Trabalho**

Para atender os objetivos propostos nesta tese, o trabalho foi estruturado em cinco capítulos. O Capítulo 2 apresenta a fundamentação teórica necessária embasada, nas áreas de conhecimento abordadas por demais autores com trabalhos correlatos. A teoria do elemento de pá aplicada às turbinas eólicas é apresentada juntamente com as forças aerodinâmicas presentes na interação fluido-estrutura. Ainda neste capítulo, são abordadas as recomendações de literatura para a partida das microturbinas, finalizando com os aspectos e geometrias condicionantes para o projeto de difusores. O Capítulo 3 apresenta a metodologia utilizada para o desenvolvimento do trabalho. Uma visão holística deste processo identifica quatro fases que foram desde a preparação da bancada de testes, elaboração do projeto aerodinâmico e construção da turbina em escala, até a adequação da instrumentação para os testes. O Capítulo 4 apresenta os resultados e as respectivas discussões do estudo. No Capítulo 5 constam as conclusões obtidas com a tese bem como as propostas de trabalhos futuros.

## 2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

O desenvolvimento de um projeto de turbina eólica passa, primeiramente, pelo entendimento das equações de movimento no volume de controle. Algumas premissas são adotadas como forma de proporcionar um modelo analítico capaz de estimar resultados que auxiliem as tomadas de decisão ainda na fase conceitual do projeto. Como metodologias principais, se destacam a Teoria do Elemento de Pá (BET) e a teoria da quantidade de movimento no elemento da pá (BEM). Nas referências bibliográficas não há um consenso quanto à distinção destas teorias. Manwell et al., 2010, argumenta que a diferença está no fato de a metodologia do BET referir-se à análise das forças na seção da pá como função de sua geometria, enquanto que a BEM faz a análise do volume de controle das forças da pá baseado na conservação de momento linear e angular. A principal premissa da metodologia BEM é a avaliação individual dos tubos de corrente, independentemente do restante do escoamento, porém, a validade para tal processo está na disponibilidade de dados precisos dos coeficientes de sustentação e arrasto para o perfil aerodinâmico ser utilizado, bem como a conformidade ao número de Reynolds local segundo Spera, 2009. Kenneth e Burdett, 2014, afirmaram que ambos os processos são baseados na teoria da aerodinâmica do rotor. A BET utiliza as forças e geometria do perfil para calcular o torque gerado, tendo como base o escoamento livre e o rotacional, enquanto a BEM adiciona um disco atuador e analisa a quantidade de movimento no tubo de corrente para o desenvolvimento da BET. A aplicabilidade das teorias depende de um prévio entendimento das equações de movimento as quais serão apresentadas a seguir.

### 2.1 Equações de Movimento

A finalidade preliminar do projeto de uma turbina eólica é analisar o comportamento aerodinâmico durante a conversão de energia cinética do vento. Logo, as características da turbina são desconsideradas e as fontes bibliográficas utilizam o conceito de disco atuador. Rankine, 1865 e Froude (1878, *apud* Kenneth e Burdett, 2014) foram os primeiros a desenvolverem este modelo, aplicando-o ao estudo de propulsão de navios. Diversas premissas são adotadas para a utilização do modelo do disco atuador. Segundo Kenneth e Burdett, 2014, o modelo assume homogeneidade, incompressibilidade, escoamento contínuo, arrasto sem atrito, infinito número de pás, empuxo uniforme ao longo da área do disco, esteira

não rotativa e pressão estática igual à ambiente nas regiões a montante e a jusante do disco. A Figura 2.1 esquematiza o tubo de corrente que circunda o disco atuador.

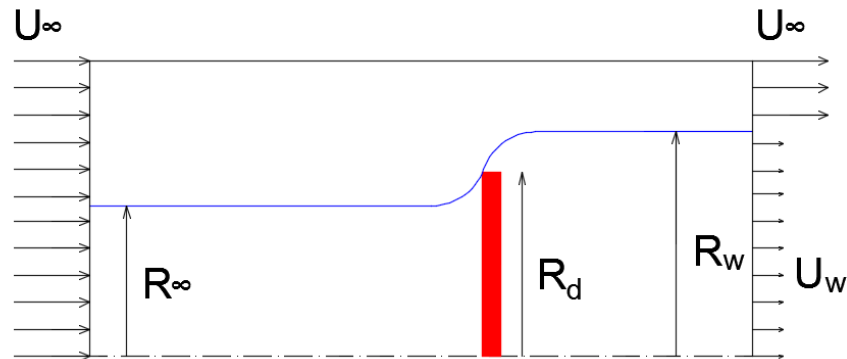


Figura 2.1 - Corte longitudinal no eixo de simetria do tubo de corrente

A montante do disco a seção transversal é menor do que a jusante, devido à vazão mássica de ar que se mantém constante ao longo do tubo de corrente. O balanço de massa resulta na Equação 2.1 sendo os subscritos  $\infty$ ,  $d$  e  $w$  referentes à localização a montante, no disco e a jusante do mesmo, respectivamente.

$$\rho A_\infty U_\infty = \rho A_d U_d = \rho A_w U_w \quad (2.1)$$

sendo:

$\rho$ : massa específica do ar;

$A$ : área da respectiva seção transversal;

$U$ : velocidade do escoamento na respectiva seção transversal;

O disco atuador induz uma variação de velocidade que se sobrepõe à velocidade a montante do disco. A componente de escoamento induzido pode ser interpretada como uma reflexão da velocidade de entrada no disco que a reduz, como demonstra a Equação 2.2.

$$U_d = U_\infty (1 - a) \quad (2.2)$$

onde:

$a$ : fator de indução axial



A variação de velocidade quando o escoamento de ar atravessa o disco resulta em uma mudança de quantidade de movimento do mesmo, logo a variação da quantidade de movimento linear pode ser obtida pela Equação 2.3.

$$TVM = (U_{\infty} - U_w)\rho A_d U_d \quad (2.3)$$

onde:

$TVM$ : taxa de variação da quantidade de movimento linear.

A força que origina esta variação de quantidade de movimento linear é devida à diferença de pressão no disco atuador e, levando-se em consideração que o tubo de corrente é envolvido de ar na pressão atmosférica local, o somatório de forças deve ser nulo. Substituindo 2.2 em 2.3 e igualando-se a taxa de variação da quantidade de movimento linear no disco à força oriunda da diferença de pressão no mesmo obtêm-se a Equação 2.4.

$$(p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_{\infty} - U_w)\rho A_d U_{\infty}(1 - a) \quad (2.4)$$

sendo:

$p_d^+$ : pressão imediatamente a montante do disco atuador;

$p_d^-$ : pressão imediatamente a jusante do disco atuador.

Como há diferença da energia total a montante e a jusante do disco atuador, se aplica a equação de Bernoulli em cada um dos lados do disco, para assim se obter o diferencial de pressão sobre o disco, o que resulta nas Equações 2.5 e 2.6. É conveniente salientar que esta dedução assume o escoamento como contínuo, o fluido incompressível e que não há diferenças de altura no tubo de corrente analisado.

$$p_d^+ = \frac{1}{2}\rho(U_{\infty}^2 - U_d^2) + p_{atm} \quad (2.5)$$

$$p_d^- = \frac{1}{2}\rho(U_w^2 - U_d^2) + p_{atm} \quad (2.6)$$

sendo:

$p_{atm}$ : pressão atmosférica local.

Substituindo-se as Equações 2.5 e 2.6 na Equação 2.4, obtém-se a relação entre as velocidades a jusante e a montante do disco atuador, permitindo concluir que metade da perda de velocidade axial no tubo de corrente ocorre a jusante ao disco atuador e a outra metade origina-se a montante do mesmo como demonstra a Equação 2.7:

$$U_w = (1 - 2a)U_\infty \quad (2.7)$$

Com isso a variação da quantidade de movimento linear em termos de pressão expressada pela Equação 2.4 pode ser reescrita como função de uma única velocidade, a partir da Equação 2.7, resultando na Equação 2.8, que expressa a força de empuxo  $F_{ar}$  do ar.

$$F_{ar} = (p_d^+ - p_d^-)A_d = 2\rho A_d U_\infty^2 a(1 - a) \quad (2.8)$$

Esta força do ar, quando imposta ao disco atuador, resulta em um trabalho realizado sobre o mesmo, que é definido como potência de extração  $P_{ext}$ , determinada pela Equação 2.9:

$$P_{ext} = F_{ar}U_d = 2\rho A_d U_\infty^3 a(1 - a)^2 \quad (2.9)$$

A razão entre as potências extraída e disponível no vento, na ausência do disco atuador, resulta em um importante parâmetro denominado Coeficiente de Potência  $CP$ , representado pela Equação 2.10.

$$CP = 4a(1 - a)^2 \quad (2.10)$$

Assim, torna-se necessário determinar um fator de indução que conduza ao coeficiente de potência máximo. Para tal deriva-se a Equação 2.10 igualando-a zero.

$$\frac{dCP}{da} = 0 \quad (2.11)$$

O resultado é que para  $a = 1/3$ , o coeficiente de potência é máximo, denominado limite de extração de potência de Betz, determinado em 1919, dado pela Equação 2.12:

$$C_{P_{max}} = \frac{16}{27} = 0,593 \quad (2.12)$$

Este limite não é motivado pela deficiência de projeto da turbina, mas sim à expansão da seção transversal do tubo de corrente localizado a jusante do disco atuador, com consequente menor velocidade.

Além do coeficiente de potência, há outro grupo adimensional importante para determinação da força ocasionada no disco atuador, denominado Coeficiente de Empuxo  $C_T$ , definido a partir das Equações 2.13 ou 2.14.

$$C_T = \frac{P_{ext}}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 A_d} \quad (2.13)$$

$$C_T = 4a(1 - a) \quad (2.14)$$

De forma semelhante, o Coeficiente de Torque  $C_M$ , auxilia a obtenção do torque à partir da velocidade do vento, sendo calculado conforme a Equação 2.15:

$$C_M = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho U_\infty^2 A_d R_d} \quad (2.15)$$

## 2.2 Teoria da Quantidade de Movimento do Elemento de Pá – BEM

Algumas considerações iniciais quanto à aplicabilidade da metodologia BEM está na uniformidade de circulação de escoamento nas pás, ou seja, o fator de indução deve ser uniforme, caso contrário haverá interação radial e mudança da quantidade de movimento através dos elementos anelares das pás conforme Burton et al., 2001. A análise presume que não há rotação da turbina. Assim, o escoamento ao aproximar-se do rotor, sofre uma queda de pressão, a jusante do mesmo, causando a alteração da quantidade de movimento axial. As forças aerodinâmicas distribuídas ao longo das pás da turbina são responsáveis por essa mudança das quantidades de movimento lineares e angulares, os quais geram o trabalho desenvolvido pela turbina. Porém, para o desenvolvimento analítico destas trocas de energia se faz o uso da teoria do elemento de pá, a qual fragmenta a avaliação em comprimentos finitos da mesma, permitindo que as características peculiares de cada elemento da pá sejam avaliadas, resultando finalmente na determinação da capacidade teórica da turbina.

As forças desenvolvidas sobre os elementos de pá são calculadas através das características bidimensionais do perfil, usando o ângulo de ataque da velocidade resultante incidente no plano da seção transversal do elemento. Os efeitos tridimensionais, bem como a velocidade longitudinal ao longo do elemento são desconsiderados. Logo, conhecendo-se as características dos coeficientes de arrasto e sustentação para uma faixa de ângulos de ataque, as forças nos elementos das pás podem ser determinadas. A Figura 2.2 apresenta uma vista isométrica de um rotor da turbina com um corte de seção transversal de uma das pás.

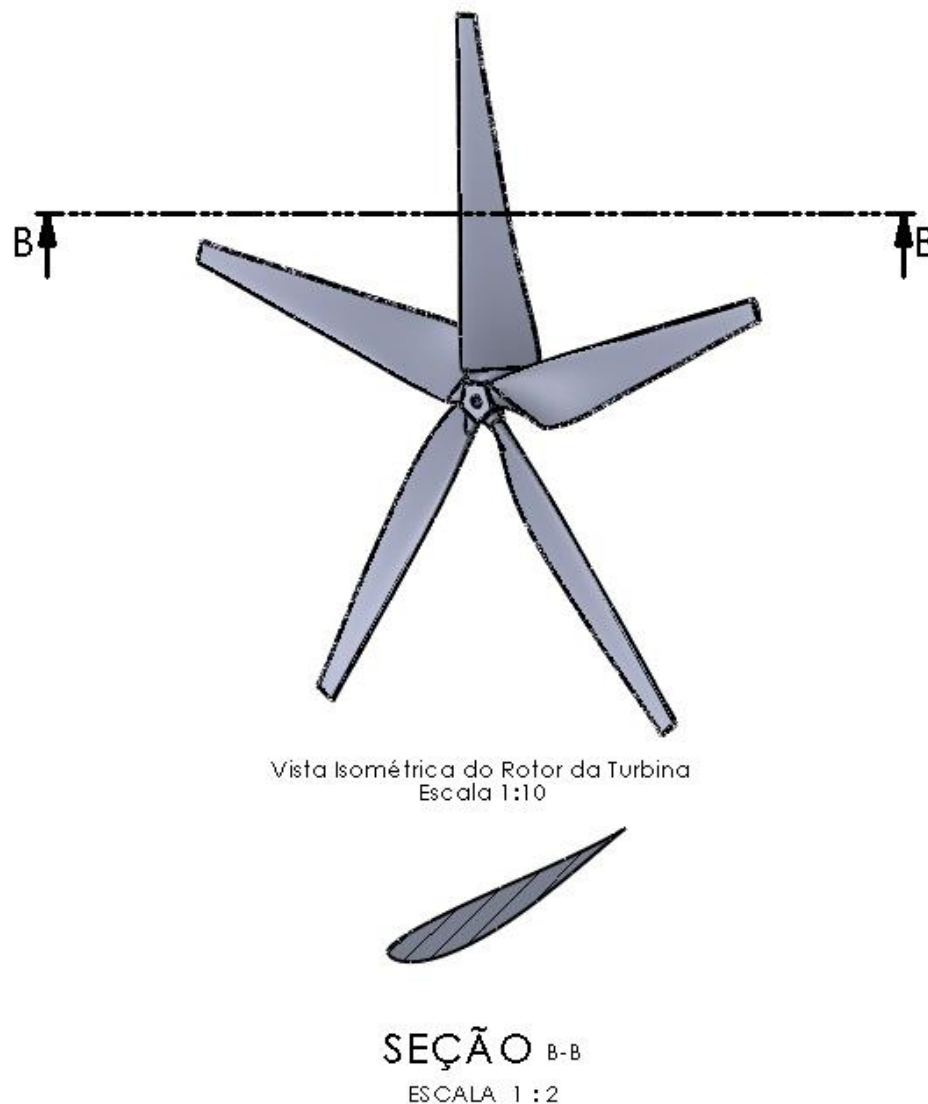


Figura 2.2 – Vista isométrica do rotor da turbina.

A Figura 2.3 apresenta o plano da seção transversal do elemento de pá (seção B-B) com os diagramas de velocidades (a) e forças (b).

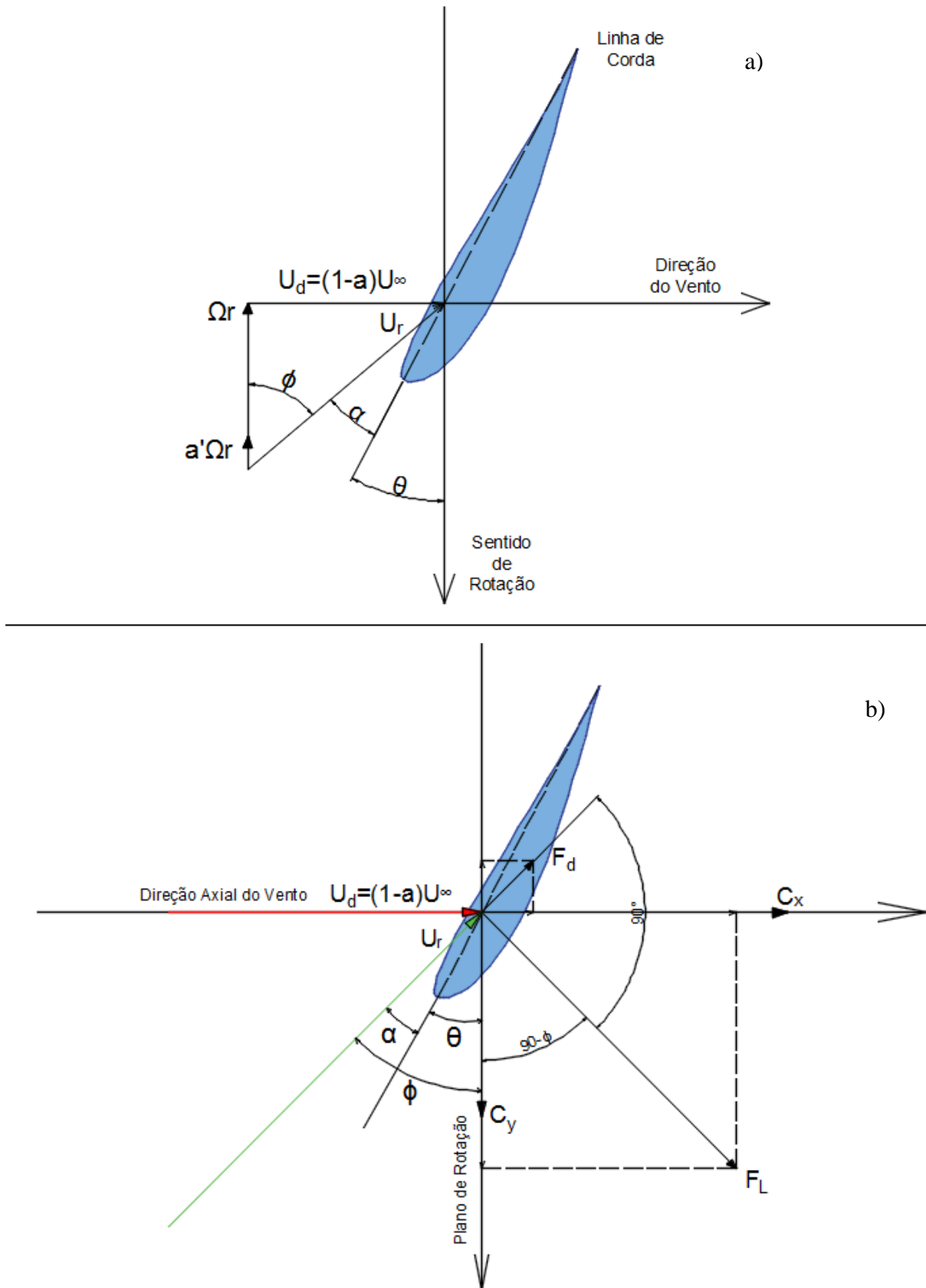


Figura 2.3 - Diagrama de velocidades (a) e forças (b) na seção B-B.

O ângulo  $\theta$  compreende a posição da linha de corda do elemento analisado com o plano do disco atuador (plano de rotação), enquanto que o ângulo  $\phi$  está posicionando a velocidade relativa ao plano do disco podendo ser descrito como o ângulo de entrada do escoamento. Já o ângulo de ataque  $\alpha$  é obtido pela diferença destes dois ângulos.

Conforme apresentado na Figura 2.3(a) a velocidade relativa no plano do elemento é obtida por:

$$U_r = \sqrt{U_\infty^2(1-a)^2 + \Omega^2 r^2(1+a)^2} \quad (2.16)$$

onde:

$U_r$ : velocidade relativa;

$\Omega$ : velocidade angular;

$r$ : raio no elemento.

A força de sustentação ao longo do elemento de comprimento  $d_r$  em cada pá é localizada perpendicularmente a direção da velocidade relativa sendo obtida pela Equação 2.17:

$$F_l = \frac{1}{2} \rho U_r^2 c C_l d_r \quad (2.17)$$

sendo:

$F_l$ : força de sustentação;

$c$ : comprimento da corda no elemento;

$C_l$ : coeficiente de sustentação do perfil;

$d_r$ : diferencial de raio.

A força de arrasto ao longo do elemento de comprimento  $d_r$  tem direção paralela à velocidade relativa, sendo determinada por.

$$F_d = \frac{1}{2} \rho U_r^2 c C_d d_r \quad 2.18$$

onde:

$F_d$ : força de arrasto;

$C_d$ : coeficiente de arrasto do perfil.

O método BEM é baseado na avaliação independente de cada elemento, ou seja, a responsabilidade pela mudança dos movimentos é individual, sendo gerada a partir do escoamento que passa no anelar varrido do elemento em análise. Assim assume-se que não há interação radial entre elementos, esta condição somente é verdadeira se o fator de indução é radialmente uniforme. Em situações experimentais esta situação raramente ocorre, porém segundo Lock (1924, *apud* Burton et al. 2001) esta independência radial mostrou-se aceitável no estudo de escoamento através de hélices de propulsores. As componentes das forças aerodinâmicas axial e tangencial em “ $n$ ” elementos de pá são determinadas pelas Equações 2.19 e 2.20 respectivamente:

$$(F_L \cos\phi + F_D \sin\phi) = \frac{1}{2} \rho U_r^2 n c (C_l \cos\phi + C_d \sin\phi) dr \quad (2.19)$$

$$(F_L \sin\phi - F_D \cos\phi) = \frac{1}{2} \rho U_r^2 n c (C_l \sin\phi - C_d \cos\phi) dr \quad (2.20)$$

onde:

$n$ : número de elementos ao longo da pá.

De acordo com Wood, 2011, experiências demonstram que análises típicas do desempenho de microturbinas podem ser obtidas com 10 a 20 elementos de pá. A ação da força axial ao longo do elemento da pá ocasiona a mudança do movimento axial em cada anel varrido por este elemento e, a partir da queda de pressão que surge na esteira a jusante da pá, tem-se a variação do movimento angular. Há, então, a ação de dois fatores de indução do escoamento: um apresentado como axial ( $a$ ) e outro que surge logo após o giro do rotor, devido à força tangencial do elemento de pá, denominado fator de indução tangencial ( $a'$ ). Estes fatores de indução do escoamento são obtidos mediante processo iterativo de cálculo, baseado nas Equações 2.21 e 2.22:

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\sigma_r}{4 \sin^2\phi} \left[ C_x - \frac{\sigma_r}{4 \sin^2\phi} C_y^2 \right] \quad (2.21)$$

$$\frac{a}{1-a'} = \frac{\sigma_r C_y}{4 \sin\phi \cos\phi} \quad (2.22)$$

As variáveis  $C_x$  e  $C_y$  são componentes ortogonais no plano do rotor devido aos coeficientes de arrasto e sustentação, dados por:

$$C_x = C_l \cos \phi + C_d \sin \phi \quad (2.23)$$

$$C_y = C_l \sin \phi - C_d \cos \phi \quad (2.24)$$

A solidez local ( $\sigma_r$ ) é a razão do comprimento total das cordas dos perfis pelo comprimento da circunferência em um determinado raio da pá, sendo obtida pela Equação 2.25. Para os perfis próximos ao cubo da pá nas pequenas turbinas eólicas os ângulos de torção são tipicamente superiores a 30°. Desse modo, pode-se concluir dos estudos de Wood, 2011, que a introdução do conceito de solidez efetiva irá contribuir para a análise desenvolvida neste trabalho. A solidez efetiva local ( $\sigma_e$ ) projeta o comprimento ocupado pela corda das “ $N$ ” pás ao plano de rotação e o relaciona com o comprimento de circunferência no referido raio em análise podendo ser determinado pela Equação 2.26:

$$\sigma_r = \frac{N c}{2\pi r} \quad (2.25)$$

$$\sigma_e = \frac{N c \cos\theta}{2\pi r} = \sigma_r \cos\theta \quad (2.26)$$

onde  $N$  é o número de pás da turbina,  $c$  é o comprimento de corda local,  $r$  é o raio local e  $\theta$  é o ângulo de torção local.

A razão de aspecto da pá ( $AR$ ) relaciona a corda média ao longo dos elementos com o raio da turbina classificando assim a esbeltez do projeto da pá. A Equação 2.27 determina a razão de aspecto da pá da turbina.

$$AR = \frac{r_t}{c_m} \quad (2.27)$$

sendo  $r_t$  o raio da turbina e  $c_m$  a corda média ao longo dos elementos.



A determinação do torque desenvolvido pela turbina é dependente do cálculo dos fatores de indução obtidos mediante iteração das Equações 2.21 e 2.22. O motivo para tal é que as características bidimensionais do perfil não são funções lineares do ângulo de ataque, de modo que o torque por elemento de pá ( $dQ$ ) é obtido a partir da Equação 2.28:

$$dQ = \frac{1}{2} \rho U_t^2 c N (C_l \sin\phi - C_d \cos\phi) r dr \quad (2.28)$$

### 2.3 Perfis Aerodinâmicos – Forças de Arrasto e Sustentação

A aplicação da metodologia BEM e os resultados teóricos de torque e potência são dependentes das forças aerodinâmicas obtidas pela introdução de uma turbina em substituição ao disco teórico. As pás da turbina possuem uma seção transversal que proporciona, durante a interação com o fluido, tensões cisalhantes capazes de maximizarem as forças de sustentação. As seções transversais são, portanto, perfis aerodinâmicos com parâmetros que caracterizam o seu desempenho, tais como coeficientes de arrasto e sustentação, ângulo de ataque e número de Reynolds.

Para números de Reynolds superiores a 500.000, os dados dos perfis são geralmente gerados por modelos computacionais como o PROFIL e o XFOIL de acordo com Kenneth e Burdett, 2014. No entanto, a validação dos modelos e códigos é necessária, principalmente na faixa de número de Reynolds em que a turbina irá funcionar. Para isso, testes de campo com condições operacionais da turbina são indispensáveis conforme Blanch, 1997. Para número de Reynolds abaixo de 200.000, há escoamentos tridimensionais que não são amplamente corrigidos para aplicação do método BEM, tornando-se uma fonte de imprecisão dos resultados projetados. Segundo Kenneth e Burdett, 2014, as forças de arrasto e sustentação são obtidas primeiramente com o perfil posicionado no ângulo de ataque nulo em uma determinada faixa de número de Reynolds, onde se identifica o intervalo em que os coeficientes são razoavelmente insensíveis ao valor do número de Reynolds. Após esta etapa, constata-se uma dificuldade na obtenção dos coeficientes de arrasto e sustentação abaixo da região de insensibilidade, principalmente para baixos valores do número de Reynolds. De acordo com Giguere e Selig, 1998, tipicamente todas as pequenas turbinas eólicas horizontais trabalham com baixo número de Reynolds, onde os efeitos da separação laminar podem comprometer o desempenho dos perfis não projetados para este regime de escoamento. Há

imprecisões relevantes dos coeficientes dos perfis nestas condições o que acarreta em uma variação do desempenho projetado e desenvolvido pela turbina. Segundo Wood, 2011, alguns dados de  $C_l$  e  $C_d$  não são verdadeiros devido à qualidade dos equipamentos e ou procedimentos de testes incorretos. Portanto, é importante observar a confiabilidade dos dados do perfil que está sendo usado.

Pioneira no estudo dos perfis voltados a aviação, a NASA – *National Aeronautics and Space Administration* – desenvolve desde o começo do século passado a série de quatro dígitos, que entre suas vantagens está a nomenclatura, a qual descreve por meio de quatro números as características geométricas dos perfis NACA – *National Advisory Committee for Aeronautics*. Há duas décadas outros pesquisadores, como Michael Selig, Phillippe Guiguere, James Guglielmo, Andy Broeren e John Donovan, vêm desenvolvendo e testando perfis para baixos números de Reynolds. Em Selig et al., 1995, tem-se um dos primeiros trabalhos que identifica perfis específicos para pequenas turbinas horizontais. O desenvolvimento dos perfis S823 e S822 para comporem a pá de uma turbina de velocidade variável com potência de 17,5 kW, trouxe primeiramente como vantagem a insensibilidade aerodinâmica com a poeira que se acumulava em suas superfícies (o aumento de rugosidade ocasionava perda aerodinâmica gerando descolamento do escoamento no perfil), o que diminuiria as constantes limpezas necessárias aos perfis de aviação que eram até então empregados nas pequenas turbinas segundo Selig et al., 1995. Além desta, outra peculiaridade trazia benefício às pequenas turbinas: a diferença de espessura de 21% do S823 para aplicação junto a raiz da pá e 16% do S822 para os perfis próximos a ponta da pá. Indiferente do tipo de perfil, os coeficientes de sustentação e arrasto são determinados pelas Equações 2.29 e 2.30, respectivamente.

$$C_l = \frac{F_l}{\frac{1}{2} \rho U_r^2 c} \quad (2.29)$$

$$C_d = \frac{F_d}{\frac{1}{2} \rho U_r^2 c} \quad (2.30)$$

onde:

$F_l$ : força de sustentação por unidade de comprimento;

$F_d$ : força de arrasto por unidade de comprimento.

Como formulação alternativa analisam-se os coeficientes como função do ângulo de ataque e do número de Reynolds em cada corda dos elementos da pá. Os ensaios realizados em perfis geralmente apresentam curvas que relacionam diferentes números de Reynolds e ângulos de ataque aos coeficientes de sustentação e arrasto. Como se pode verificar na Figura 2.3(b), a componente da força de arrasto reduz a força resultante no perfil. Logo, se torna importante conhecer o ponto em que a relação  $C_l/C_d$  é máxima, pois esta representa o ângulo de ataque ideal para o perfil. Como esta relação é dependente do número de Reynolds, há um problema no projeto das microturbinas eólicas, tendo em vista que estas operam sem controle de passo, mantendo a razão de velocidades constantes ( $\lambda$ ). Logo, nem sempre funcionam na condição de máxima eficiência segundo Wood, 2011. A Figura 2.4 apresenta o perfil SD 7062 com suas curvas típicas.

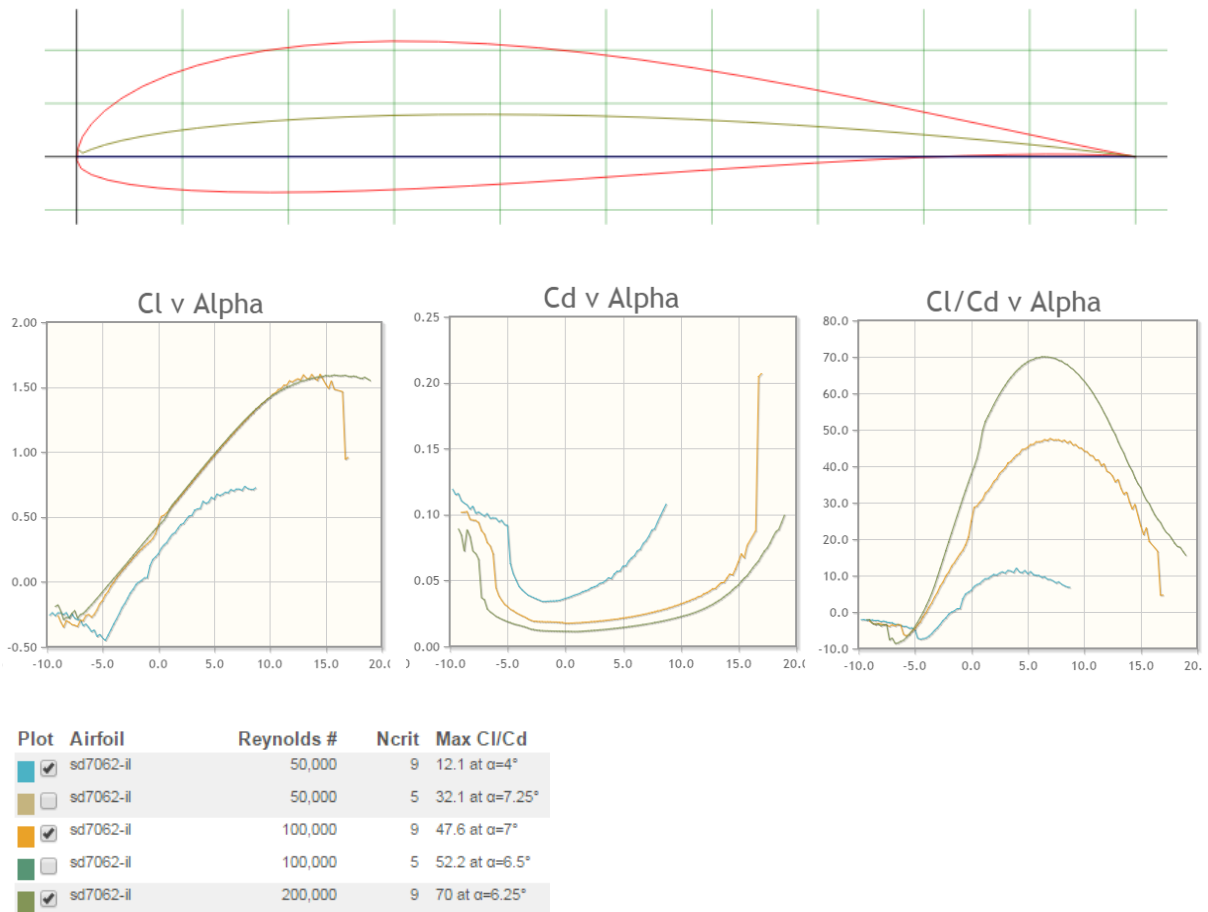


Figura 2.4 – Perfil SD 7062 com curvas típicas (Fonte: [airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=sd7062](http://airfoiltools.com/airfoil/details?airfoil=sd7062), acessado em 03/05/17)

Independente do número de Reynolds que se esteja analisando, há uma faixa de ângulo de ataque em que a dependência é linear com o coeficiente de sustentação. Como pode ser visto na Figura 2.4, na faixa de  $-5^\circ$  a  $10^\circ$  o coeficiente de arrasto tem uma variação muito pequena dentro da faixa de 0,01 a 0,04. Quando a linearidade da sustentação acaba, o arrasto aumenta de 0,04 para 0,1 (elevação rápida e repentina), pois ocorre a separação (descolamento) da camada limite na superfície superior do perfil. Ao verificar o ângulo em que ocorre esta separação e analisá-lo no gráfico da relação dos coeficientes, percebe-se que o ponto de máxima razão  $C_l/C_d$  é anterior ao descolamento do escoamento devido à perda aerodinâmica que ocorre pelo estol do perfil.

Outra avaliação importante se dá ao comparar perfis sob o mesmo número de Reynolds, porém com curvaturas diferentes. Nestes casos, é possível identificar que quanto mais curvo é o perfil, a separação do escoamento ocorrerá em ângulos de ataque menores, acarretando em pontos de máximos  $C_l/C_d$  diferentes. Laitone, 1997, afirma que o melhor perfil para  $Re$  inferior a 50.000 deve ser bastante fino com espessura máxima de 2,5% da corda e com curvatura em torno de 5%. Há o contraponto do projeto da pá, à medida em que por razões estruturais, os perfis próximos ao cubo da turbina sejam espessos, conduzindo a um ineficiente desempenho aerodinâmico de acordo com Wood, 2011.

Uma conclusão importante de projeto se dá ao relacionar a região ideal de operação do perfil ao método BEM. Um bom projeto de pá deve considerar o aumento da velocidade tangencial à correção do ângulo de ataque em cada elemento. Para tal, o ângulo de torção (*twist*) deve ser reduzido à medida que o elemento distancia-se do eixo de rotação da turbina, como apresenta a Figura 2.5.

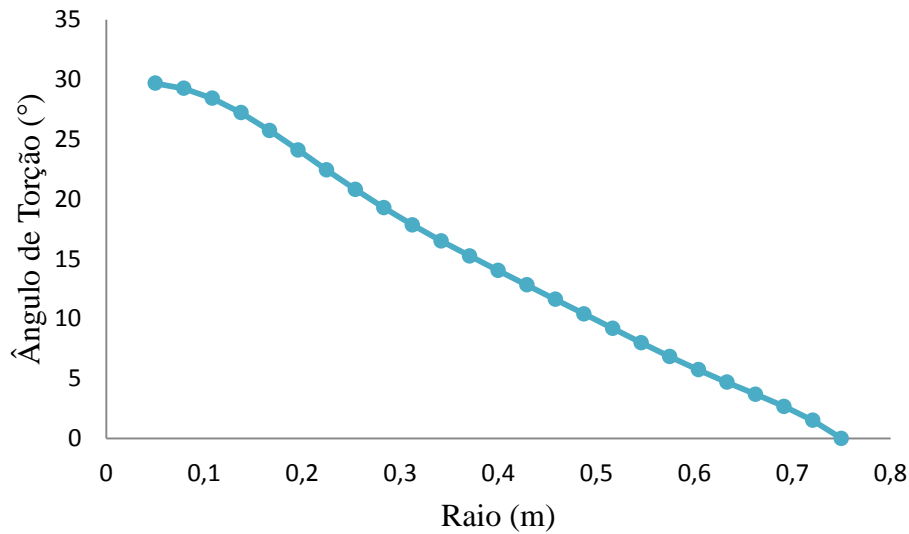


Figura 2.5 – Exemplo de correção do ângulo de torção ao longo do raio da pá

Conforme anteriormente exposto, os valores típicos de número de Reynolds para pequenas turbinas eólicas situam-se abaixo de 100.000. Para a compreensão dos efeitos que ocorrem nesta condição é importante avaliar a relação entre força de sustentação e distribuição de pressão ao longo do perfil aerodinâmico. Estes, quando submetidos ao escoamento, sofrem a ação de duas forças: uma normal à superfície que o escoamento incide (arrasto) e outra, de direção tangencial à primária, denominada de cisalhamento (sustentação). A magnitude da primeira é, geralmente, muito maior do que a segunda. Conforme se pode visualizar na Figura 2.4 em um perfil aerodinâmico típico de aplicação para turbinas eólicas, o coeficiente de sustentação é bem maior do que o de arrasto. Nestes perfis aerodinâmicos se observa que a tensão normal não contribui significativamente para o arrasto. Então, à medida em que o número de Reynolds diminui, a espessura da camada limite sobre o aerofólio da pá aumenta, mudando o escoamento ao redor do mesmo, em virtude da redução de sustentação e aumento do arrasto. O parâmetro para avaliar esta condição é o coeficiente de pressão, sendo definido como a relação entre as pressões estática e dinâmica em superfície livre, dada pela Equação 2.31:

$$C_p = \frac{P - P_0}{\frac{1}{2} \rho U_0^2} \quad (2.31)$$

A Figura 2.6 apresenta a relação do coeficiente de pressão e a posição do perfil NACA 0012 obtido numericamente para três ângulos de ataque (o eixo das ordenadas contém o coeficiente de pressão negativo para tornar a avaliação análoga aos dorsos do perfil: superior de sucção e inferior de pressão). Como os cálculos consideram o fluido não viscoso, a hipótese de número de Reynolds infinito é válida, e permite identificar a aceleração súbita do escoamento na superfície superior do perfil bem próximo à borda de ataque (faixa de corda de 0 a 3%), denominada de sucção, na medida em que o ângulo de ataque aumenta. A camada limite inicia no ponto de estagnação onde o  $C_p$  é unitário. Como o número de Reynolds diminui, a camada limite se mantém laminar em uma distância maior ao longo do perfil. Após o ponto de pressão mínima na superfície de sucção, a camada limite enfrenta uma região com gradiente de pressão adverso com característica de baixa resistência quando o escoamento é laminar, resultando em uma separação do escoamento, passando por uma transição turbulenta e rapidamente se recolando. A região de separação é caracterizada por  $C_p$  praticamente constante (à partir de 90% da corda).

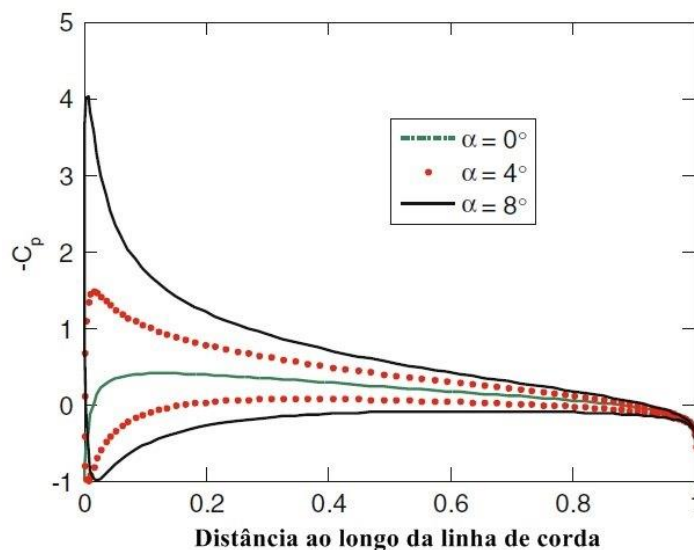


Figura 2.6 – Distribuição de pressão computada ao longo da corda do NACA 0012, Wood, 2011.

Como envolvem forças com valores muito baixos, há dificuldade em se obter dados de perfis com números de Reynolds inferiores a 100.000, sendo este obstáculo ainda maior à medida em que os ângulos de ataque são elevados. Porém quando uma pequena turbina está em repouso este ângulo de ataque é de aproximadamente  $90^\circ$ , logo o conhecimento do

comportamento do escoamento e sua interação com a pá nestas condições se tornam importantes para a análise do comportamento de partida da turbina.

Segundo Wood, 2011, perfis com pequenas espessuras e curvaturas, sob escoamentos de elevado ângulo de ataque, podem aproximar seu comportamento ao de uma placa fina e plana com coeficiente de sustentação aproximadamente nulo e arrasto em torno de 2. Esta afirmação contrapõe-se à tendência de analisar a força de um perfil aerodinâmico como puramente de sustentação e refuta a característica comum do escoamento de ar acelerar na superfície superior do perfil. Diversos estudos como Sheldahl e Klimas, 1981 e Denivent et al. 2002, demonstraram que há muita dispersão dos dados dos coeficientes de perfis aerodinâmicos sob baixos números Reynolds (inferiores a 200.000) e a aparente tendência de redução do arrasto e sustentação, quando o número de Reynolds diminui, não é consistente. Segundo Wood, 2011, novos dados são necessários para maior compreensão, sendo que a sustentação e o arrasto surgem inteiramente da distribuição de pressão onde a razão entre os coeficientes é igual ao inverso da tangente do ângulo de ataque. Em situações de  $\alpha$  moderado, a redução da sustentação é mais significativa do que o arrasto, quando o número de Reynolds diminui.

O decrescente comprimento da corda dos perfis, à medida em que a pá se aproxima da ponta, é outra característica peculiar em bons projetos de turbinas eólicas. A razão para isso é a conservação da circulação ao longo dos elementos da pá, que conduz o projeto ao limite de Betz à medida em que os vórtices gerados a jusante da turbina apresentam-se helicoidais e de diâmetros constantes. A circulação pode ser aproximadamente obtida pela Equação 2.32:

$$\Gamma \approx \frac{1}{2} \lambda r C_l c \quad (2.32)$$

onde:

$\Gamma$ : circulação;

$\lambda$ : relação das velocidades tangencial e axial da turbina.

Conforme apresenta a Equação 2.32 para o coeficiente de sustentação manter-se constante a corda deve diminuir ao longo do comprimento da pá. Percebe-se também que quanto maior o valor de  $\lambda$ , menor deve ser a corda da pá, ou seja, pás eficientes reduzem sua

solidez à medida que se aproximam de uma razão de velocidades ótima de acordo com Wood, 2011.

Para a determinação do bloqueio de escoamento ocasionado pela turbina, usa-se o número adimensional denominado solidez global ( $\sigma_g$ ) que relaciona a área ocupada pelas pás com a área varrida pela turbina sendo determinada pela Equação 2.33:

$$\sigma_g = \frac{\int_{r_h}^{r_t} f_c(z) dz}{2\pi r_t} \quad (2.33)$$

onde  $f_c(z)$  é a função de transferência obtida pela variação da corda ao longo do eixo longitudinal da pá, conforme a distribuição da Figura 2.5.

## 2.4 Condições de partida das pequenas turbinas

A aplicabilidade das características dos perfis aerodinâmicos à metodologia BEM focando na máxima extração de potência mecânica conduziu a resultados práticos de coeficientes de potência na ordem de 0,5 conforme Selig e Coverstone-Carroll, 1996. Para tal, utilizou-se um algoritmo genético para a determinação dos parâmetros no projeto da pá. No entanto, as turbinas de grande porte exigem um sistema de controle de velocidades capaz de manter o  $\lambda$  máximo para as variações de clima de vento ocorrentes. Burton et al., 2001, condiciona a obtenção da corda ótima em cada elemento ao ponto de maior razão entre os coeficientes de sustentação e arrasto (ângulo de ataque ótimo), o qual pode ser obtido aplicando a Equação 2.34, a partir da escolha do  $\lambda$  e do número de pás do projeto.

$$c_{C_{l,max}} = \frac{16\pi}{9N\lambda \sqrt{\frac{4}{9} + \left[\lambda_r + \frac{2}{9\lambda_r}\right]^2}} \quad (2.34)$$

onde:

$c_{C_{l,max}}$ : corda do elemento no ponto onde  $l/d$  é máxima;

$\lambda_r$ : razão de velocidades no elemento avaliado.



A obtenção da geometria final no elemento analisado é complementada pela determinação do ângulo de entrada do escoamento obtido segundo Burton et al., 2001, pela Equação 2.35:

$$\tan \phi = \frac{2}{3\lambda_r + \frac{2}{\lambda_r}} \quad (2.35)$$

Porém, a aplicação das Equações 2.34 e 2.35 para o projeto de pás das microturbinas eólicas resulta em uma geometria robusta, trazendo como consequência uma maior dificuldade para a partida devido ao aumento do momento de inércia e consequentemente uma velocidade de entrada ( $V_{cut-in}$ ) mais elevada.

A IEC 61400-2 definiu como velocidade de entrada ( $V_{cut-in}$ ) a menor média de velocidade de vento na altura do cubo da turbina em que ocorre produção de potência. Esta variável torna-se de extrema importância para pequenas turbinas devido a três fatores: geralmente não são instaladas em locais com velocidades elevadas (superiores a 6m/s) e contínuas; apresentam elevados ângulos de ataque quando estão estacionadas (superiores a 45°); e o torque de partida deve superar o conjugado resistente estático do gerador de acordo com Wood, 2011. Wright e Wood, 2004, analisaram o desempenho de partida de uma turbina com 500 W de potência ao longo de 200 h e concluíram que a velocidade do vento para que a partida ocorra é significativamente superior à velocidade de entrada da turbina (cerca de 37%). Este estudo também evidencia que  $V_{cut-in}$  se trata de uma média entre as velocidades de vento que aceleram a turbina a partir do repouso e a desaceleram até o estado estacionário.

Ainda segundo Wright e Wood, 2004, a análise clássica das forças aerodinâmicas no elemento de pá durante a partida não traz um resultado satisfatório. Para medições realizadas em uma turbina com 2,5 m de diâmetro e razão de aspecto de 14,3; o torque no elemento de pá foi calculado através da Equação 2.36:

$$\frac{dQ}{dr} = N\rho U^2 (1 + \lambda^2)^{1/2} cr \sin\theta_p (\cos\theta_p - \lambda_r \sin\theta_p) \quad (2.36)$$

Wood, 2011, realizou algumas adaptações na Equação 2.28 para estimar o torque aerodinâmico que age no rotor durante a partida da turbina, obtendo a Equação 2.37:

$$Q = N\rho U^2 R^3 \int_{rh}^1 (1 + \lambda^2)^{1/2} c \operatorname{sen}\theta_p (\cos\theta_p - \lambda_r \operatorname{sen}\theta_p) d_r \quad (2.37)$$

A avaliação das Equações 2.36 e 2.37 permite identificar algumas características da partida em pequenas turbinas de passo fixo. Primeiramente o tempo de partida, ou seja, o tempo decorrido desde o regime estacionário até o rotor alcançar a frequência de rotação especificada, pode ser considerado linearmente dependente do número de pás, salvo naqueles elementos de pá em que a solidez altera o arrasto e a sustentação do perfil. Outra consideração é a relação inversamente quadrática do tempo de partida com a velocidade do vento. Além disso, torna-se claro que o ponto de máximo torque ocorre quando  $\lambda$  é nulo, porque não há influência do arrasto nestas condições. Logo, o torque elevado dos elementos próximos ao cubo reduz durante a aceleração do rotor desde o estado estacionário da turbina. Finalmente, a dependência cúbica do raio indica a dificuldade da partida em pequenas e microturbinas eólicas.

Há ainda a possibilidade de existirem regiões de torque de partida negativo quando a razão de velocidades no elemento for igual ou superior a 7 (considerando  $cr$  constante e um  $\alpha = 6^\circ$ ), valores típicos em elementos de pás eficientes de pequenas turbinas. Segundo Wood, 2011, há necessidade de maiores estudos para que as regiões com torque de partida negativo sejam melhor compreendidas. Porém, a Equação 2.38 traz uma aproximação que pode ser usada afim de identificar um  $\lambda$  limite para o elemento desempenhar torque negativo de acordo com Wood, 2011.

$$\lambda_{r\lim} = \frac{1}{\tan \alpha} \quad (2.38)$$

Segundo Wood, 2011, a premissa de que não há potência extraída da turbina durante a partida traz uma importante consequência ao torque do rotor que age somente para acelerar as pás, satisfazendo a Equação 2.39.

$$\frac{d\lambda}{dt} = \frac{R(Q - Q_r)}{JU} \quad (2.39)$$

onde:

J: momento de inércia rotacional da turbina;

$Q_r$ : torque resistente.

Se o torque resistente é nulo, o número de pás é cancelado quando se substitui a Equação 2.37 na Equação 2.39. Logo, na ausência de torque resistente, a partida independe do número de pás. Wood, 2011, salienta que o conhecimento das forças aerodinâmicas de perfis com elevados ângulos de ataque submetidos a escoamentos com baixos números de Reynolds são tão rudimentares que se tornam inconsistente à aplicação do método BEM nestes casos, e mais experimentos são fundamentais para proporcionar a análise dos resultados e o desenvolvimento de um modelo que satisfaça adequadamente esta condição das microturbinas.

## 2.5 Difusores Acoplados a Turbinas Eólicas

Há duas variáveis ambientais que influenciam o aumento da potência de uma turbina eólica: a massa específica, de relação diretamente proporcional; e a velocidade do vento, que possui relação cúbica. A conservação de energia ao longo do tubo de corrente, apresentada no início deste capítulo, apresenta uma irreversibilidade no sistema de uma turbina eólica: o aumento da área no plano da turbina que ocasiona a redução de velocidade  $U_d$ . Uma forma de incrementar o coeficiente de potência da turbina é aumentar a velocidade do ar que se aproxima da mesma. Naturalmente, isso pode ocorrer pela presença de obstáculos topográficos aliados a uma direção de vento preponderante em um local de forma que a velocidade fique concentrada. Mas há outra forma de ocorrer este aumento de velocidade que será desenvolvido neste trabalho, com a instalação de um difusor ao redor da turbina.

Apesar da primeira proposta ter sido apresentada por Lilley e Rainbird, 1956, somente nos estudos experimentais de Oman, et al., 1975, Igra, 1977 e Foreman et al., 1978, que os DAWT (*Diffuser Augmented Wind Turbines*) comprovaram a capacidade de extrair potências maiores do que as turbinas convencionais de diâmetros similares conforme Hu e Wang, 2015. Os difusores voltaram a ser objeto de estudo dos pesquisadores a partir dos anos 2000 com alguns trabalhos numéricos usando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD)

para investigar e elevar o desempenho nas pequenas turbinas eólicas. Segundo Hansen et al., 2000, o coeficiente de potência de uma turbina com difusor de perfil aerodinâmico pode ser 1,8 vezes maior do que uma turbina sem difusor. Os métodos baseiam-se no controle da camada limite evitando a queda de pressão por descolamento do escoamento e aumentando a massa de ar dentro do difusor.

Ohya e Karasudani, 2010, utilizaram um sistema de aceleração do vento denominado *Wind-lens*, o qual possuía um difusor com uma aba larga objetivando incrementar a velocidade a partir da geração de zona de baixa pressão por formação de vórtices. Os resultados apresentaram um incremento de potência mecânica que variou de 2 a 3 vezes comparado com uma microturbina convencional. A metodologia usou testes com anemometria de fio quente e medição de pressão estática, comparando previamente o escoamento sob duas estruturas de bocal: convergente e divergente. A visualização do escoamento, bem como as medições do campo de velocidades, demonstraram que as linhas de escoamento concentram-se na entrada do bocal divergente, incrementando a velocidade a um fator de até 1,8 vezes. Para não torná-lo longo e por consequência pesado, foi adicionada uma aba na saída do difusor, conforme esquematizado na Figura 2.7. Dos testes de quatro geometrias de perfil dos difusores instalados na mesma turbina (com alturas de aba constantes de 10% do diâmetro), conclui-se que o perfil com maior curvatura obteve coeficiente de potência superior. A investigação prosseguiu mantendo-se o perfil curvo e alterando-se o comprimento do difusor, e concluiu-se que o maior coeficiente de potência foi obtido para o difusor com maior comprimento. Mesmo assim, o difusor mais compacto (menor comprimento) mostrou  $CP$  2,6 vezes maior do que a turbina tradicional, quando a aba ultrapassou o percentual de 10% do diâmetro. Os testes de campo com uma turbina de 5 kW (diâmetro de 2500 mm) resultaram em um  $CP$  de 0,54 para um difusor com  $L_t/D_b = 0,221$  e relação de áreas de 1,294 e  $h_b/D_b = 0,1$ .

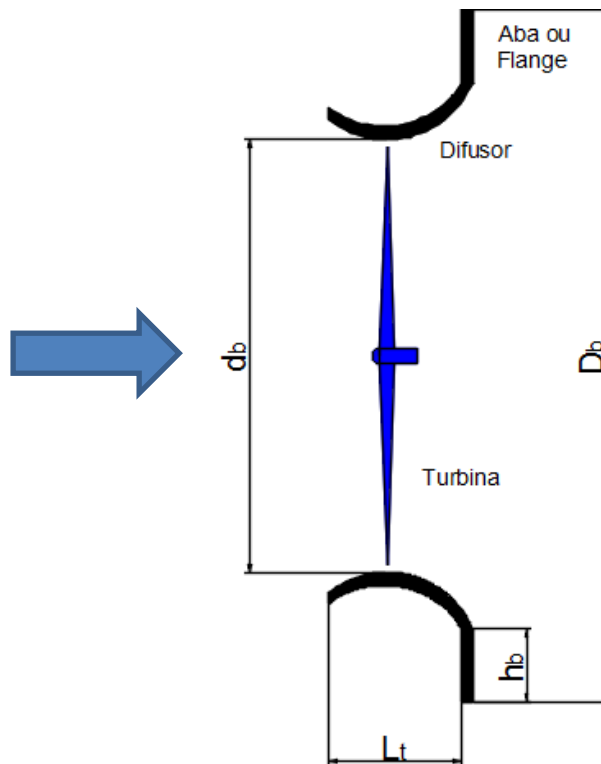


Figura 2.7 – Corte do difusor do *wind-lens* (Adaptado de Ohya e Karasudani, 2010)

Segundo Jamieson, 2009, o limite teórico da extração de potência de uma turbina com difusor pode alcançar 88,9%. Agregando o método BEM ao CFD é possível alcançar uma relação proporcional no aumento de potência das turbinas com difusor através do incremento de massa de ar que passa pelas pás (Hansen, 2000). O estudo desenvolvido por Aranake et al. 2015, utilizou perfis com elevada sustentação como seção transversal do difusor. A avaliação numérica foi obtida pelas equações de *Navier-Stokes* (RANS) com o emprego do modelo de turbulência de *Sparlat-Allmaras*, e demonstrou que o perfil Selig S1223 proporcionou maior incremento de massa de ar ao escoamento, para um fator de 3,39, quando a velocidade de entrada no difusor era de 5 m/s. Em trabalho realizado por Hu e Wang, 2015, um difusor com flange auto-adaptável, no qual a aba foi construída com um material elástico que possibilitava a passagem de escoamento em velocidades de ar elevadas, foi utilizado para reduzir as forças mecânicas geradas na estrutura da turbina sob condições de velocidades de vento elevadas. O estudo numérico concluiu que 34,5% do carregamento mecânico sobre a turbina com difusor fixo pode ser reduzido a partir da instalação do difusor com flange.

### 3. METODOLOGIA

O desenvolvimento do trabalho pode ser dividido em cinco etapas definidos como: projeto aerodinâmico, bancada de testes, turbina, sistema de instrumentação e procedimentos de testes, conforme apresentado no quadro da Figura 3.1.

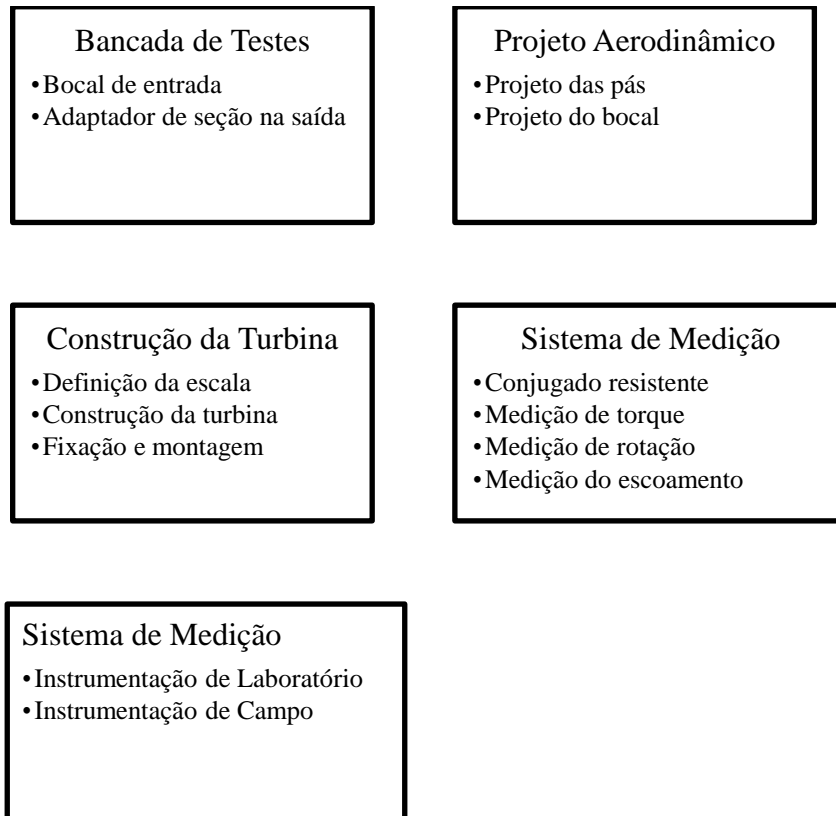


Figura 3.1 – Visão macro dos processos de desenvolvimento do trabalho

#### 3.1 Bancada de Testes

A bancada de testes para o desenvolvimento do trabalho consiste em um túnel aerodinâmico localizado no Laboratório de Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. O túnel aerodinâmico Prof. Debi Pada Sadhu é do tipo aberto com seção transversal quadrada de 1 m<sup>2</sup> e comprimento de 5,7 m, que funciona por sucção através de um ventilador axial controlado por inversor de frequência. Preliminarmente, foram incorporados a este canal um bocal difusor na admissão e um adaptador de seção na união entre o túnel e o exaustor, pois estas ausências ocasionavam um escoamento na seção de testes não uniforme, resultando em um perfil assimétrico de velocidades. Para qualificar o escoamento, foi

desenvolvido o projeto e construção de um bocal para a região de entrada. Após, foi realizado um estudo comparativo do perfil de velocidades do túnel sem e com o bocal.

O bocal foi construído com uma taxa de contração de 4:1, comprimento de 1 m e perfil elaborado a partir de um polinômio de quinto grau. Já o adaptador, instalado na saída do canal com a função de adequar a seção quadrada à circular do ventilador axial, inicia logo após a seção de testes. A Figura 3.2 apresenta um desenho esquemático do canal aerodinâmico e seus componentes.

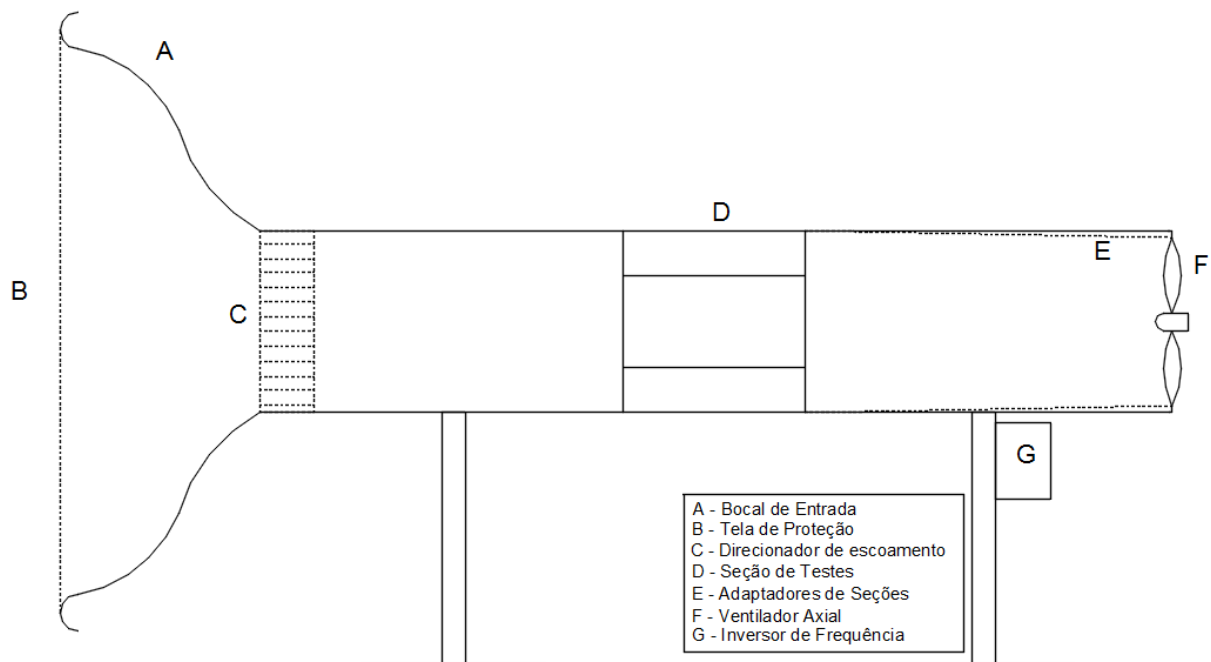


Figura 3.2 – Desenho esquemático dos componentes do túnel de vento Prof. Debi Pada Sadhu

### 3.2 Projeto Aerodinâmico

A complexidade de contemplar os aspectos aerodinâmicos e estruturais, além de outras restrições de engenharia, tornam métodos analíticos praticamente impossíveis de serem aplicados ao projeto das pás de aerogeradores, ainda mais quando as diversas áreas envolvidas possuem entre si objetivos conflitantes (*i. e.* a adição de material para tornar a pá mecanicamente mais resistente eleva o momento de inércia do rotor comprometendo a partida da turbina). Muitos dos métodos analíticos empregados desconsideram a força de arrasto ou as perdas aerodinâmicas nas pontas das pás. Neste cenário, os métodos numéricos passam a ser explorados com a finalidade de conciliar uma função objetivo, entender o campo de

aplicação do algoritmo, moldar a faixa de valores e os fatores de decisão até encontrar uma solução ótima. Assim, nesta etapa do projeto, se usou o *Small Wind-turbine Rotor Design Code* (SWRDC), desenvolvido por Sessarego e Wood, 2015, adaptado às restrições geométricas requeridas neste trabalho. O código pode otimizar o rotor baseando-se em simples ou múltiplos critérios. Cada critério é chamado de “objetivo” sendo otimizado pelo máximo ou mínimo da sua respectiva “função objetivo”. A aplicação do algoritmo genético à metodologia BEM e da viga simples de Euler-Bernoulli é estendida aos modelos de partida propostos por Wood, 2011, e ruído apresentado por Zhu, 2004, proporcionando, assim, o projeto de pequenas turbinas com eixo horizontal, velocidade variável e ângulo de passo fixo. A otimização do projeto do rotor é formulada conforme os pesos estabelecidos para cada critério, atendendo a Equação 3.1:

$$\text{Minimizar} \left[ \max_{i=1}^q w_i \left| \frac{f_i(x) - z_i^{\min}}{z_i^{\max} - z_i^{\min}} \right| \right], \quad \text{tal que } x \in S \quad (3.1)$$

Onde  $q$  são os objetivos;  $w_i$  os pesos que satisfazem  $w_i \geq 0$  e  $\sum_{i=1}^q w_i = 1$ ;  $f_i(x)$  são as funções objetivo;  $z_i^{\max}$  e  $z_i^{\min}$  são os valores dos objetivos máximos e mínimos da população na atual iteração e  $S$  é a região confortável onde as restrições estão satisfeitas. O código possibilita atender as funções objetivo de coeficiente de potência ou potencial de energia anual, tempo de partida, peso da pá e ruído sonoro. Estes parâmetros são controlados pelo usuário. Conforme o guia do usuário disponibilizado pelo programa, para melhores resultados aerodinâmicos recomenda-se que o número de iterações seja superior a 200 com um fator de relaxamento inferior a 0,2. Quanto ao tamanho de população, o guia sugere valores superiores a 100 indivíduos, atentando para que o valor atribuído quando dividido por 4 gere um número inteiro, caso contrário o Algoritmo Genético não funcionará. Já para o número de gerações é recomendado que seja superior a 50 para que o Algoritmo Genético alcance um projeto de pá ótimo. A otimização é finalizada quando o número de gerações é alcançado. Os operadores de mutação e cruzamento são utilizados pelo algoritmo, onde o último cruza as características de troca dos genes, neste caso comprimento de corda e ângulo de torção, entre duas ou mais soluções, objetivando conseguir soluções superiores denominadas de descendência.

A escolha do perfil aerodinâmico da turbina baseou-se na avaliação dos resultados experimentais de aerofólios específicos para aplicações em pequenas turbinas de eixo



horizontal apresentados por Lyon et al., 1997, que estão sumarizados para um número de Reynolds de 300.000 na Figura 3.3. Conforme exposto no Capítulo 2, o coeficiente de sustentação é responsável por maximizar a força tangencial no plano de rotação da turbina, que por consequência eleva o torque desenvolvido pela mesma. Nesta figura é possível identificar que há três perfis que se destacam com relação sustentação-arrasto e coeficiente de sustentação máximo: o SG 6043, com  $C_l/C_D$  de 105 e  $Cl_{max}$  de 1,16; o perfil FX 63-137, de relação sustentação-arrasto igual a 97 e coeficiente de sustentação máximo de 1,49; e o SD 7062, com respectivos  $C_l/C_D$  e  $Cl_{max}$  de 77,5 e 1,225.

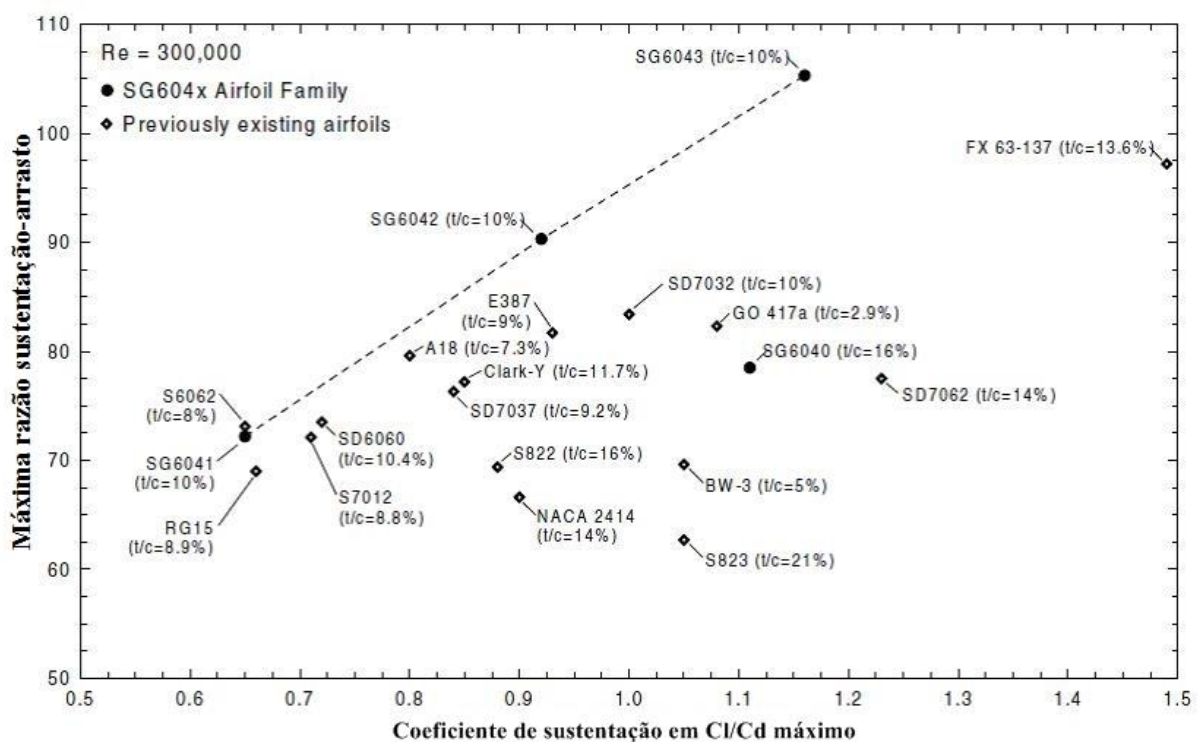


Figura 3.3 – Razões de coeficientes de perfis aerodinâmicos aplicáveis para pequenas turbinas eólicas com  $Re = 300.000$  (Lyon et al., 1997)

A partir desta identificação prévia dos perfis com maior potencial de utilização, foi feita uma avaliação do desempenho aerodinâmico dos três aerofólios a fim de determinar o que melhor se adequa às características da turbina proposta neste trabalho. A Figura 3.4 apresenta os gráficos dos coeficientes de sustentação e arrasto para uma faixa de ângulo de ataque e a razão entre os mesmos para um número de Reynolds de 100.000. Primeiramente, foi possível identificar que o comportamento do coeficiente de sustentação é semelhante para os três perfis. Já o coeficiente de arrasto para o perfil FX 63-137 mantêm-se constante para

uma faixa de  $-2,5^\circ$  a  $7,5^\circ$ , e de  $0^\circ$  a  $7,5^\circ$  para o SG6043, enquanto que para o SD7062 a faixa é mais ampla de  $-2,5^\circ$  a  $10^\circ$ . O impacto destes dois coeficientes nos respectivos ângulos de ataque é refletido na razão entre eles e, embora os perfis FX 63-137 e SG 6043 tenham  $C_l/C_d$  maior, 62 e 65, respectivamente, e o perfil SD7062 mantém a relação superior a 30 em uma maior faixa de ângulo de ataque, tornando-se mais adequado para a aplicação em uma turbina horizontal de velocidade variável. Outra consideração importante é quanto às espessuras específicas dos três perfis. O FX 63-137 tem 13,6% de espessura em relação à corda, o SG 6043 10%, enquanto que o SD 7062 possui uma espessura relativa de 14%, o que possibilita uma maior rigidez estrutural dos elementos próximos à raiz da pá, outro fator importante, tendo em vista que uma das decisões de projeto é o fato de a turbina possuir um único de perfil.

A potência mecânica desenvolvida pela turbina é o produto do torque e da velocidade angular entregue pelo rotor. Como a finalidade da turbina é operar com baixas velocidades, há a necessidade de que o torque seja elevado para que a potência de 500 W de projeto seja alcançada. A Equação 2.26 demonstra que o torque está diretamente relacionado ao número de pás da turbina. Logo, um maior número de pás incrementa o conjugado desenvolvido pelo rotor. Porém, o torque é proveniente da mudança da quantidade de movimento angular do escoamento que passa pelo rotor, que por sua vez está relacionado à massa de ar, à mudança de velocidade tangencial e ao raio do elemento em análise da pá. Assim, à medida que se aumenta o número de pás, a solidez do rotor é incrementada, podendo ocasionar uma menor mudança na quantidade de movimento angular, originando assim um coeficiente de potência inferior. Estudos recentes como Yang et al., 2015, ratificam os resultados expostos na revisão bibliográfica, de que a solidez deve ficar próxima a 20% para que a razão entre a sustentação e o arrasto seja otimizada. Pelos motivos expostos, foi atribuído o número de 5 pás para o projeto desta turbina.

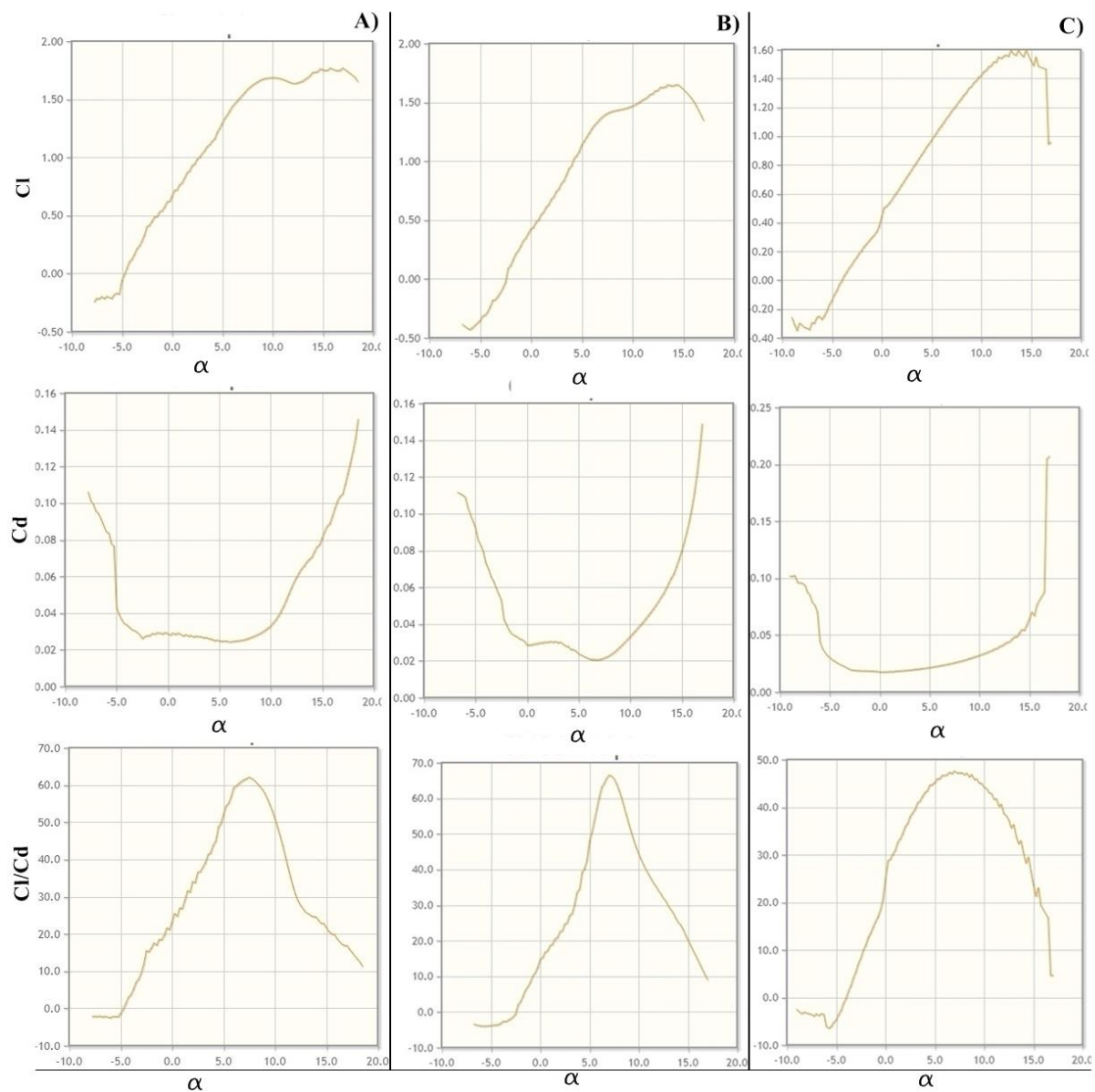


Figura 3.4 – Coeficientes de sustentação e arrasto dos perfis para  $Re = 100.000$ : (a) FX 63-137 (b) SG 6043 (c) SD 7062 (Adaptado de <http://airfoiltools.com>. Acessado em 06/11/2017).

A razão de velocidades foi determinada baseada em dois fatores: o primeiro se deve à utilização da turbina em perímetro urbano, onde os níveis de ruído sonoro devem ser reduzidos para um menor impacto na região próxima à turbina. Como o ruído sonoro produzido pela turbina tem dependência  $\lambda^5$  de acordo com Gasch e Tvele, 2012, objetivou-se reduzir a razão de velocidades ao máximo. Porém um segundo fator está atrelado ao desempenho aerodinâmico da turbina e sua conexão com o gerador que será instalado. Para este critério, a determinação da razão de velocidades levou em consideração o estado da arte apresentado no Capítulo 1, que foi ratificado por Gasch e Tvele, 2012, o qual relaciona o

emprego da turbina ao seu respectivo  $\lambda$ . A Figura 3.5 ilustra a aplicabilidade dos modelos existentes de rotores e justifica a razão de velocidades de 3,5 atribuída a este projeto como forma de conciliar desempenho aerodinâmico e nível de ruído sonoro.

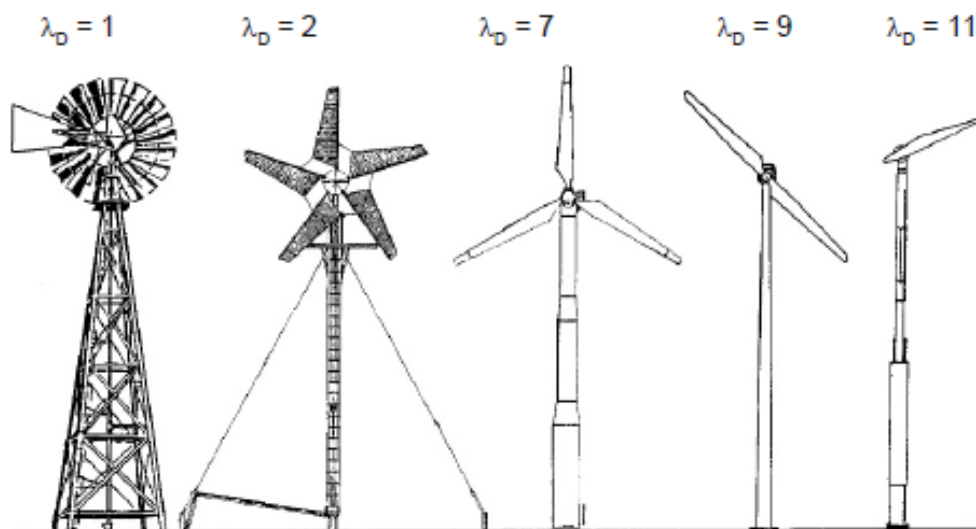


Figura 3.5 – Tipos de turbinas e razão de velocidades (Gash e Twele 2012).

As velocidades nominal e de partida da turbina são 10 m/s e 4,5 m/s, respectivamente. O diâmetro do rotor da turbina projetada é de 1,5 m. Convém salientar que este é envolvido por um difusor, o qual cria uma zona de baixa pressão imediatamente após o rotor, elevando a velocidade de entrada da turbina e, conseqüentemente, a vazão mássica de ar e sua potência mecânica. A frequência de rotação de projeto do gerador que está sendo desenvolvido para o rotor é de 550 rpm. O limite de corda de 160 mm para o primeiro perfil foi imposto objetivando que não haja sobreposição das pás, junto ao cubo do rotor da turbina, que possui um diâmetro de 60 mm. Foram escolhidos 25 elementos com refinamento na ponta da pá (o espaçamento entre os perfis próximos a ponta da pá é menor elevando a resolução nos elementos mais eficientes), com 250 iterações e fator de relaxamento de 0,20.

Como o objetivo inicial é construir a turbina em escala reduzida e testá-la aerodinamicamente, não foram habilitados os campos de dados estruturais nem de ruído no programa SWRDC. Para o coeficiente de potência foi atribuído um peso de 80% complementado com 20% que foi estabelecido para a partida da turbina. Contudo, os resultados parciais obtidos nesta etapa são o ângulo de torção e a corda no respectivo elemento da pá.

A execução do *script* SWRDC.m no programa *MatLab*® proporciona a abertura da Interface Gráfica do Usuário (GUI), conforme apresenta a Figura 3.6, onde é possível estabelecer as condições de contorno do projeto, restrições e as funções objetivo para a obtenção da solução global ótima nas áreas habilitadas pelo usuário.

gui

Small Wind-turbine Rotor Design Code (SWRDC) - University of Calgary

**BEM Code Setup**

Max. iterations: 250

Num. Blade Elements: 25

Relaxation Factor: 0.20

half-cosine (finer towards...)

**Wind Data**

Air Density (kg/m<sup>3</sup>): 1.225

Kinematic Viscosity of Air (m<sup>2</sup>/s): 1.78e-5

**Design Parameters**

Design TSR: 3.5

Design windspeed (m/s): 10

Pitch angle: 0

**Genetic Algorithm Parameters**

Population Size: 100

Mutation Index: 20

Mutation Probability: 0.05555

Num. ...: 60

Crossover Type: SBX

SBX index: 15

Crossover Probability: 0.9

Load initial population "endPop.mat"

**Noise Data**

Perform noise analysis

Surface roughness (mm): Very smooth, ice or mud (0...)

Tower-top radius (m): 0.2

Tower-base radius (m): 0.3

Turbine hub height (m): 15

Shaft length (m): 1

Power law factor: 0.15

Use built-in estimate

Turbulence length scale (m): 0

Turbulence intensity: 0

Tip shape: Squared

Bluntness thickness at trailing edge (m): 0.001

Trailing edge angle (deg.): 14

Tip factor: 1

Distance between tower base and observer (m): 15

Observer height (m): 0

Observer angle relative to downstream direction (deg.): 0

Flow is: tripped

Load airfoil noise database: C:\

Load reference alfa: [-5 -4 -3 -2 -1 0]

Load reference Reynolds: [100000 400000 800000]

**Turbine Data**

Generator RPM: 550

Num. Blades: 5

Rotor Radius (m): 0.75

Hub Radius (m): 0.06

Max Power (W): 754

**Structural Data**

Perform structural optimization

Cross-Section: Solid

Elastic Modulus (Pa): 31e9

Material Density (kg/m<sup>3</sup>): 550

Material Safety Factor: 2.94

Min. Cap Thickness (frac. chord): 0.0005

Ultimate Tensile Strain (micro): 7586

Min. Flap. Nat. Freq. #p: 3.0

Max. Flap. Nat. Freq. #p: 9999

**Airfoil Data**

Re. Array: [100000 200000 300000 400000]

Airfoil Thickness (frac. chord): 0.14

Lift/Drag Data: airfoildatabase\sd7062\_liftdrag\_A

Profile Coord.: airfoildatabase\sd7062\_profile.txt

**XFOIL Airfoil Noise Database Calculation**

Compute airfoil noise database before optimization?

Viscous-solution iteration limit: 200

triggered: N\_crit = 4

Compute

**Starting Data**

Perform starting analysis

Windspeed at Starting (m/s): 4.5

TSR to complete starting: 1

Moment of Inertia of G&D (kg.m<sup>2</sup>): 0

Resistive Torque of G&D (N.m): 0

**Blade Parameterization**

Num. Control Points (N): 10

Twist Upper Bound (deg.): 70

Twist Lower Bound (deg.): 0

Chord Upper Bound (m): 0.16

Chord Lower Bound (m): 0.04

uniform (default)

**Load Case Data**

Load Safety Factor: 1.35

Rotor Overspeed Factor: 1.15

50-year windspeed: 52.5

**Objective Weight Factors**

Cp (w1)	Starting Time (s) (w2)	Mass (kg) (w3)	Noise (dB) (w4)
0.8	0.2	0	0

**Parallel Computing Toolbox - MATLAB - MathWorks**

Run optimization in parallel

Number of processors: 2

**Annual Energy Production (AEP)**

Optimize AEP instead of Cp

k: form factor: 1.9

A: scale factor (m/s): 6.8

cut-in (m/s): 1

cut-out (m/s): 20

mean (m/s): 8

**Plotting**

Blade geometry

Structural performance

Print final coordinates

Final blade 3D

Optimization Progress (2 or 3 obj. only)

Display Cp-TSR curve

TSR min: 1

TSR max: 10

**Results File**

Specify filename and location for results output

C:\Users\Eng° Gustavo\Desktop\SWRDC\_SourceCode\output\test6\_

Save as

**Baseline Blade**

Run Baseline Blade

Blade Data: C:\

Save GUI settings Load GUI settings Run Optimization

Figura 3.6 – Interface gráfica do usuário no SWRDC

### 3.3 Projeto do Difusor

O conceito proposto para o projeto posiciona o estator do gerador elétrico externamente ao rotor em prol de maximizar o aproveitamento da velocidade linear das pontas das pás. Um bocal concentrador é adotado fundamentando-se na ideia de canalizar o vento e aumentar a produtividade do rotor de acordo com Gerard e Bussel, 2007, além de contribuir para a segurança da turbina eólica.

A metodologia adotada para o projeto do difusor é composta por duas etapas a preconcepção e a concepção. Na primeira foram estudadas algumas configurações de um bocal com aba e, na segunda, os contornos foram definidos para o projeto a partir dos resultados e conclusões obtidas na fase de preconcepção.

O projeto do mesmo baseou-se no conceito apresentado por Ohya et al., 2010, que propõe a aplicação de um aro, ao qual denominou ‘aba’, junto à saída do difusor. Segundo os autores, pela passagem do ar através deste sistema, surge uma região de baixa pressão a jusante da aba devido a uma formação expressiva de vórtices. Esse fenômeno acarreta no incremento da vazão mássica no interior do difusor, sendo que, para uma dada velocidade de corrente livre e diâmetro, o sistema com a aba apresentou um aumento de dois a cinco vezes na potência extraída em comparação a uma turbina sem envoltório. A Figura 3.7 apresenta o difusor desenvolvido por Ohya et al., 2010 juntamente com os parâmetros geométricos analisados.

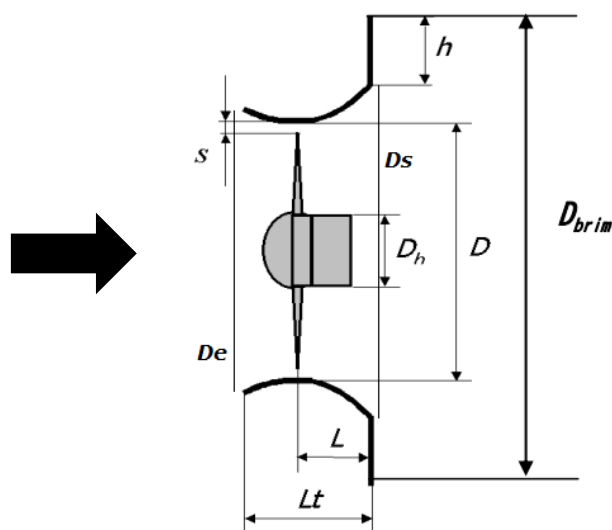


Figura 3.7 – Difusor e parâmetros geométricos Ohya et al., 2010.

O projeto do difusor construído neste trabalho é parte integrante da tese de doutorado de José Leandro Rosales, em desenvolvimento simultâneo com este estudo e é apresentado no Anexo 1.

### 3.4 Construção da Turbina

O projeto aerodinâmico permitiu a obtenção dos ângulos de torção e comprimento de cordas dos 25 elementos de pá. Para a criação das coordenadas globais (3D) dos elementos foi confeccionada uma planilha para a construção dos 25 perfis em coordenadas para posterior importação em um programa de desenho tridimensional.

As coordenadas locais (2D) do perfil SD 7062 são relativas ao comprimento de corda. A coordenada global de cada elemento é obtida pela aplicação das Equações 3.2, 3.3 e 3.4.

$$X_i = x_{i/c} c_i \quad (3.2)$$

$$Y_i = y_{i/c} c_i \quad (3.3)$$

$$Z_i = r_i \quad (3.4)$$

sendo:

$X_i$ : abscissa do enésimo elemento da pá;

$x_{i/c}$ : abscissa relativa do enésimo elemento da pá;

$c_i$ : corda do enésimo elemento da pá;

$Z_i$ : coordenada longitudinal do enésimo elemento da pá;

$r_i$ : raio do enésimo elemento da pá.

Contudo, há a necessidade de que os perfis estejam posicionados em torno de um eixo comum. Este eixo de referência foi criado a partir do primeiro elemento da pá (perfil mais próximo ao cubo). Para realizar este ajuste, se criou uma coordenada de referência (ponto de passagem do eixo) para cada perfil, a qual está localizada na linha de maior espessura do



mesmo e equidistante ao dorso inferior e superior do perfil. As referências de abscissa e ordenada deste ponto no primeiro elemento são 25,5% e 3,73% da corda, respectivamente. Logo, a ordenada e abscissa de referência são calculadas pelas Equações 3.5 e 3.6, respectivamente.

$$X_r = x_{r/c} c_1 \quad (3.5)$$

$$Y_r = y_{r/c} c_1 \quad (3.6)$$

sendo:

$X_r$ : abscissa de referência;

$Y_r$ : ordenada de referência;

$c_1$ : corda do primeiro perfil da pá.

Assim, as abscissas e ordenadas globais ajustadas são obtidas respectivamente pelas Equações 3.7 e 3.8.

$$X_{ia} = (x_{r/c} c_i) + [X_r - (x_{r/c} c_i)] \quad (3.7)$$

$$Y_{ia} = (y_{r/c} c_i) + [Y_r - (y_{r/c} c_i)] \quad (3.8)$$

sendo:

$X_{ia}$ : abscissa ajustada do enésimo elemento da pá;

$Y_{ia}$ : ordenada ajustada do enésimo elemento da pá.

A correção do posicionamento dos perfis pode ser verificada na Figura 3.8, onde há a geração do perfil 1 de maior comprimento de corda juntamente com os perfis 13 e 25 pré e pós correção.



Figura 3.8 – Perfis 13 e 25 pré e pós-correção

Após a correção, as coordenadas globais dos 25 perfis da pá foram salvas em arquivos com extensão *txt* e importados para o programa de desenho CAD 3D. A etapa seguinte foi atribuir o ângulo de torção a cada perfil com relação ao eixo de referência criado anteriormente através das Equações 3.5 e 3.6. Ainda no programa de desenho foi projetada a raiz da pá para possibilitar a montagem da pá ao cubo da turbina. A Figura 3.9 apresenta a pá sólida que foi originada com os perfis dos 25 elementos que compõem a mesma.

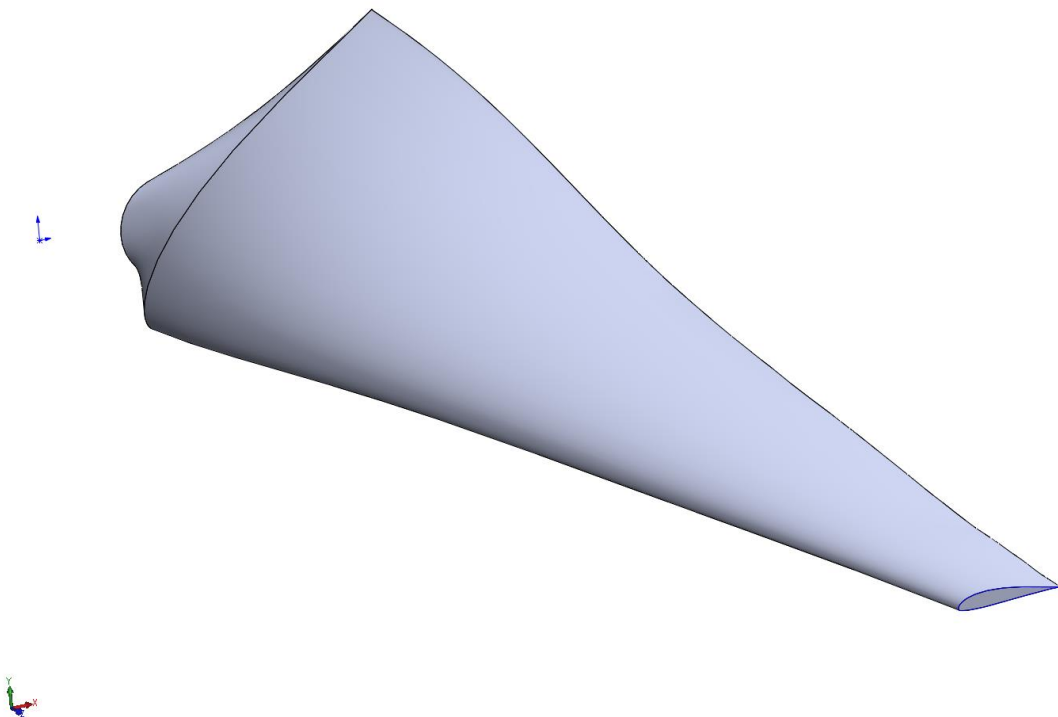


Figura 3.9 – Perfis dos elementos da pá

A escolha da escala foi baseada na dimensão do canal aerodinâmico disponível. Conforme exposto no item 3.1, a aresta do canal é de 1 m. Sendo assim, optou-se por uma escala de 1:4 para a construção do modelo. Após o projeto do rotor e difusor será avaliado o bloqueio proporcionado ao escoamento. Em estudos experimentais de turbinas eólicas o limite utilizado para realização de correção de fator de bloqueio é de 10%, conforme os trabalhos de Schreck et al., 2007 e Hirai et al., 2008.

As pás da turbina foram impressas em duas partes devido ao limite de 100 mm da impressora 3D existente no Laboratório de Mecânica dos Fluidos. A Figura 3.10 apresenta o processo desde a modelagem da pá no programa CAD 3D até a impressão da mesma.

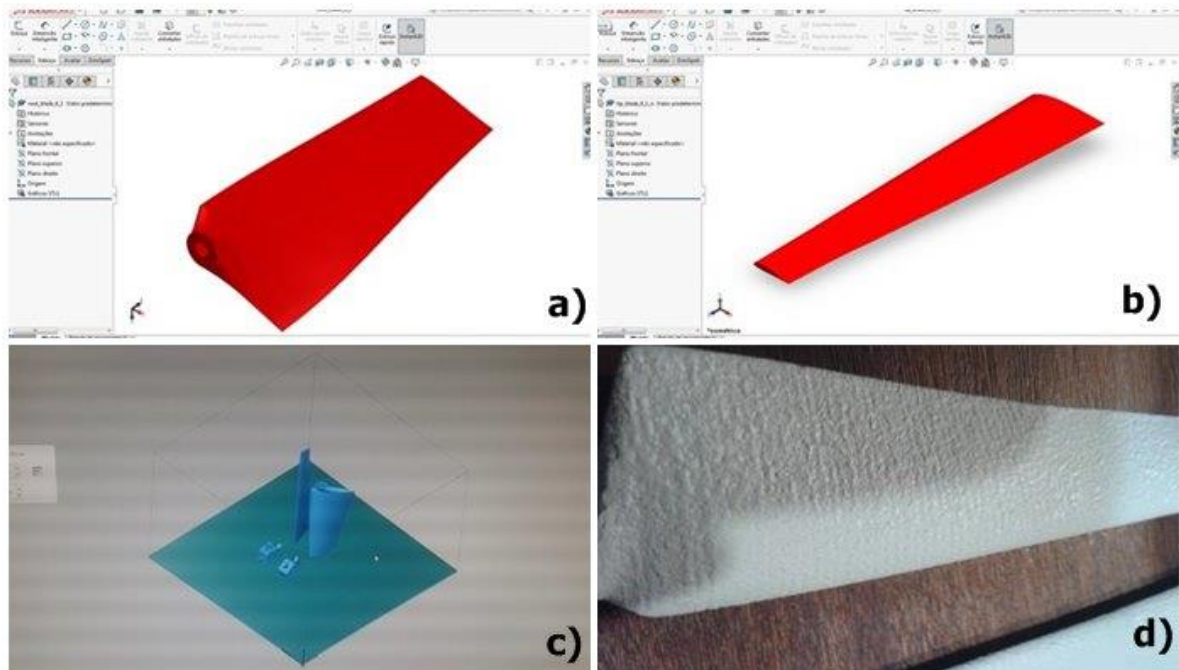


Figura 3.10 – Processo de geração das pás.

(a) Raiz da pá. (b) Ponta da pá. (c) Plano de impressão 3D. (d) Pá impressa.

Após o processo de impressão das pás do rotor, fez-se um acabamento em fundo de poliuretano e pintura, prosseguindo a montagem do mesmo com o anel que propõe simular geometricamente o conjunto gerador a ser instalado, conforme apresentado na Figura 3.11.



Figura 3.11 – Montagem do rotor da turbina.

A construção do difusor também seguiu os procedimentos descritos na construção do rotor da turbina. A fixação do difusor ao suporte estruturante da turbina é apresentada na Figura 3.12, onde o processo de laminação em fibra de vidro possibilitou a resistência mecânica adequada aos testes do modelo. Para sustentação e fixação da turbina, optou-se por um sistema composto por dois suportes cilíndricos fixados nas bordas frontais laterais do difusor e ao piso do túnel, tendo em vista que o difusor da turbina permanecerá fixo durante os testes em escala no túnel aerodinâmico.



Figura 3.12 – Construção do bocal, laminação e suportes da turbina.

Para finalizar a etapa de construção foi projetado e impresso um mancal central que acomoda dois rolamentos de uma carreira de esferas os quais ficam em contato com o eixo da turbina. A fixação do mancal ao difusor da turbina ocorre por meio de raios com 140 mm de comprimento e *nipples*. A Figura 3.13 apresenta o esboço da turbina projetada enquanto que o detalhamento das partes integrantes está apresentado no Apêndice A

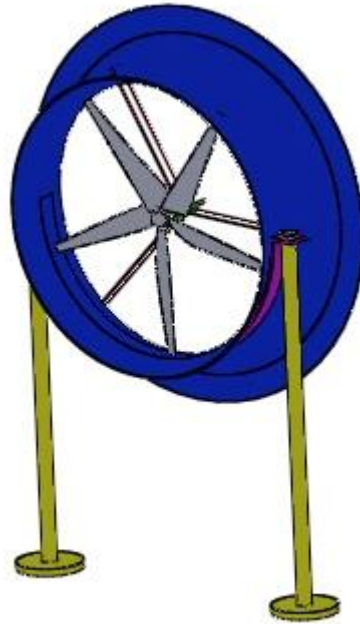


Figura 3.13 – Desenho do modelo experimental da turbina.

### 3.5 Sistema de Medição

Durante o desenvolvimento do trabalho foram realizados testes em dois ambientes distintos: laboratório e campo. Nos testes em laboratório usou-se duas alternativas de conjugado resistente à turbina: freio de Foucault e gerador com ímãs permanentes em um ambiente com velocidade controlada. Já os testes realizados em campo utilizaram somente o gerador acoplado à turbina. Como forma de melhor explicar a metodologia empregada em ambos os testes serão apresentadas individualmente a instrumentação de laboratório e de campo.

### 3.5.1 Instrumentação de Laboratório

Os primeiros testes realizados no laboratório tinham a finalidade de avaliar as características do escoamento no túnel de vento com a presença da turbina. Para esta análise a flutuação de pressão foi registrada em dois pontos, um diâmetro a jusante e outro a montante da turbina. Segundo Möller, 2000, para escoamentos incompressíveis os microfones transdutores de pressão capacitivos são os mais utilizados. Os microfones e transdutores capacitivos são formados por uma membrana metálica montada paralelamente a uma placa energizada, formando assim um capacitor. Quando um objeto desloca-se na presença de ar, a flutuação é transmitida como pressão oscilante em frequência e amplitudes determinadas pela fonte que a gerou. Os microfones transformam estas oscilações em sinais elétricos conforme Neumeister, 2016.

No presente trabalho, dois microfones condensadores da marca Bruel & Kjaer, tipo 4138 e diâmetro de 1/8" foram utilizados. O condicionamento do sinal foi realizado por amplificadores da mesma marca tipo 2633. A conexão entre microfones e amplificador é realizada por um adaptador do mesmo fabricante modelo UA 0160. Uma fonte modelo 2807 fornece a tensão de polarização de 200 Vdc ao sistema. A aquisição destes sinais foi realizada com uma frequência de 1 kHz, através de uma placa da marca *National Instruments* modelo NI USB-9162 de 16 bits com o driver NI VI *Logger* instalado em um microcomputador

Após os testes de escoamento foram realizados ensaios objetivando a obtenção do coeficiente de potência da turbina. No laboratório tem-se características que auxiliam essa etapa, tais como, velocidade de escoamento controlada, disponibilidade de fornecimento de tensão alternada e limpeza do ambiente. Essas particularidades permitiram o desenvolvimento de um sistema de instrumentação capaz de adquirir as amostras das variáveis simultaneamente aos testes. Um desenho esquemático dos principais componentes dessa etapa da instrumentação do trabalho é apresentado na Figura 3.14.

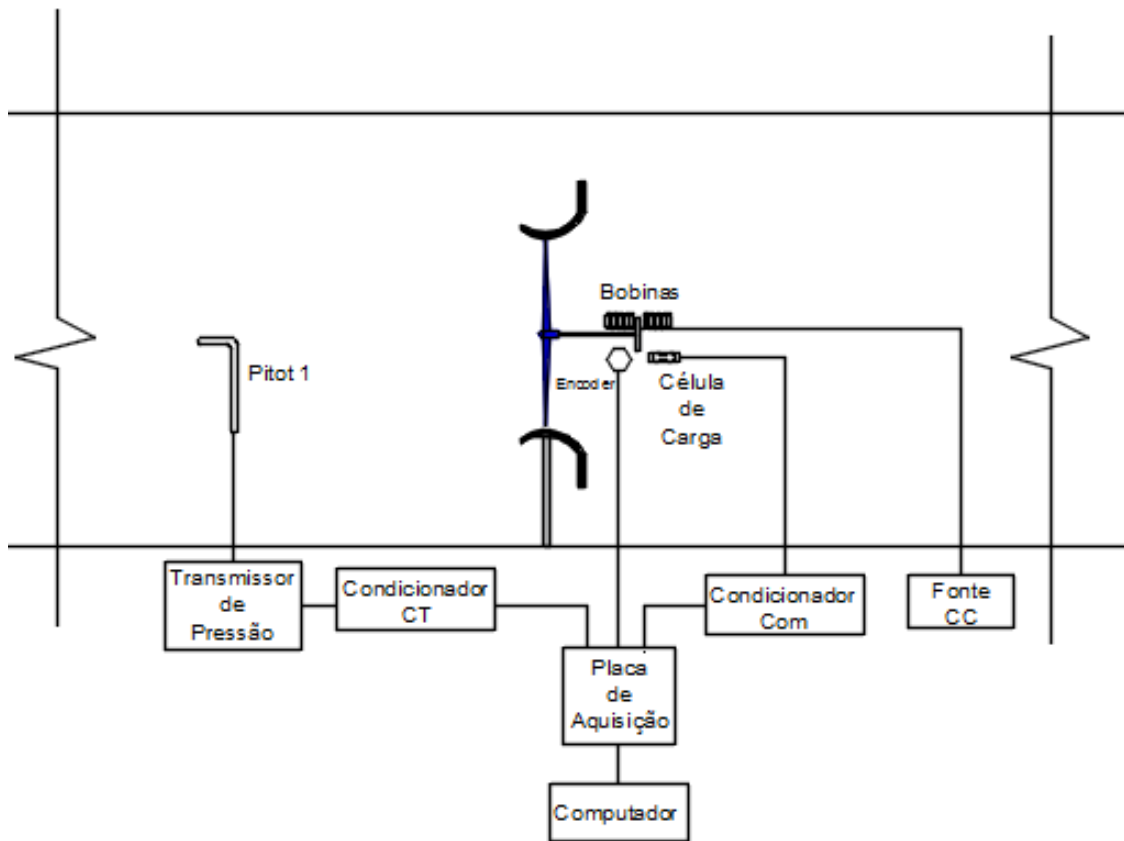


Figura 3.14 – Esquema do sistema de instrumentação para testes com freio de Foucault.

A potência eólica sobre a turbina foi calculada através da Equação 3.9. Para isso, a medição de velocidade e a determinação da massa específica do ar durante os testes foram necessárias. Sendo assim, foi instalado um tubo de Pitot a montante da turbina, na coordenada que representava a média das velocidades obtidas durante a determinação do fator de bloqueio, apresentado no Apêndice G.

$$P_{disp} = \frac{1\rho AU^3}{2} \quad (3.9)$$

A velocidade do escoamento foi determinada conforme a Equação 3.10, a qual é obtida através da pressão dinâmica do tubo de Pitot instalado no túnel durante os testes. A diferença entre a pressão total e estática é transformada em um sinal de corrente elétrica, através do transmissor de pressão capacitivo.

$$U = \sqrt{\frac{2P_d}{\rho_{ar}}} \quad (3.10)$$

onde  $P_d$  é a pressão dinâmica do tubo de Pitot.

A função de transferência do transmissor de pressão foi obtida da curva de calibração do instrumento, apresentada na Equação 3.11:

$$P_d = 25I - 100 \quad (3.11)$$

sendo  $I$  a corrente elétrica medida em “mA” na saída do sensor.

Como a placa disponível no LMF não lê diretamente sinais de corrente elétrica, foi construído um condicionador CT, cujos procedimentos de projeto, construção e calibração estão descritos no Apêndice D deste trabalho. O sinal de pressão dinâmica foi então convertido em tensão elétrica.

A Equação 3.12 foi utilizada para calcular a massa específica do ar na condição de estado dos testes.

$$\rho_{ar} = \frac{p_{atm}}{R_{ar}T_{túnel}} \quad (3.12)$$

onde  $p_{atm}$  é a pressão atmosférica registrada no momento do teste,  $R_{ar}$  é a constante universal do ar e  $T_{túnel}$  é a temperatura medida no túnel de vento durante o teste.

A determinação da potência mecânica desenvolvida pela turbina foi obtida por.

$$P_{mec} = Q\Omega \quad (3.13)$$

A velocidade angular  $\Omega$  foi determinada pela Equação 3.14, que se baseou na frequência de rotação da turbina identificada pelo encoder e registrada na placa de aquisição de dados.



$$\Omega = \frac{2 \pi rpm}{60} \quad (3.14)$$

O torque desenvolvido pela turbina foi medido por um sistema apresentado detalhadamente no Apêndice E. Os sinais obtidos pela célula de carga foram configurados por um múltiplo condicionador, modelo MCC-6A da fabricante Kyowa, denominado na Figura 3.14 como “Condicionador Com”. A Figura 3.15 apresenta curva de calibração da célula de carga.

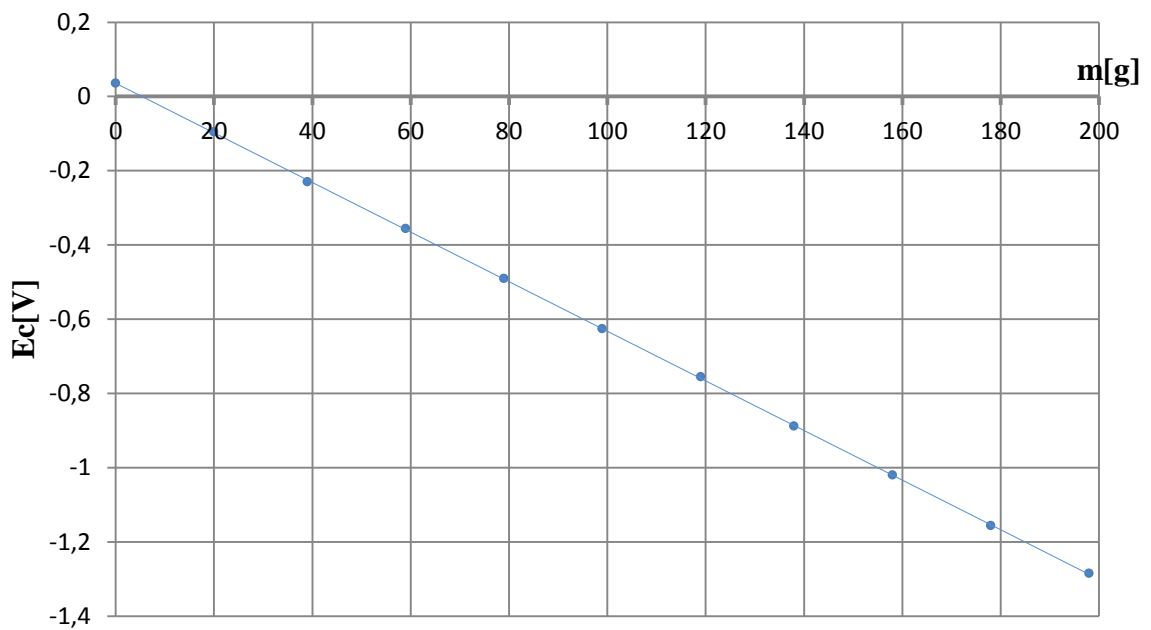


Figura 3.15 – Curva de calibração da célula de carga.

A faixa de calibração foi de 0 a 200 g, com uma resolução de entrada de 20 g. Os valores de saída foram adquiridos em uma frequência de 1 Hz e totalizaram 100 amostras para cada intervalo. A tensão elétrica média das amostras foi calculada posteriormente, resultando na função de transferência da Equação 3.15:

$$E_c = -6,7 \cdot 10^{-3} m + 35,5 \cdot 10^{-3} \quad (3.15)$$

O conjugado resistente, a qual turbina foi submetida, era aplicado pelo freio eletromagnético através de uma fonte de tensão variável (Fonte CC) conectada às bobinas do sistema.

Para adquirir as variáveis simultaneamente foi desenvolvido uma instrumentação virtual no ambiente programa *LabVIEW (Laboratory Virtual Instrument Engineering Workbench)*. Na programação do diagrama de blocos foram adicionados o equacionamento para a determinação da massa específica do ar na condição de teste. Além disso, as funções de transferência da célula de carga e velocidade também tiveram suas constantes incorporadas, permitindo que os mensurandos fossem escritos e arquivados na mesma base de tempo. O Apêndice H apresenta o diagrama de blocos e o painel frontal programados para a aquisição dos testes com o freio eletromagnético acoplado à turbina.

### **3.5.2 Instrumentação de Campo**

Os testes foram realizados a praia do Cassino, no município de Rio Grande – RS (coordenadas 32,186S e 52,151O), portanto não permitiam a instalação do sistema com o freio de Foucault devido ao ambiente (atmosfera marinha agressiva para o condicionador da célula de carga) e a indisponibilidade de suprimento de corrente alternada. A alternativa foi instalar um gerador à turbina para possibilitar os testes das principais variáveis envolvidas. A solução comercialmente encontrada foi utilizar um motor como gerador. Foram avaliados três conceitos de motores com potência até 150 W. Entre os motores de passo, imã permanente sem escova e com escova, o último foi o que apresentou maior potencial para instalação. O motor My6812 foi escolhido para os testes de campo, porém foi necessário desenvolver uma carga elétrica para que a potência solicitada à turbina fosse alterada durante os testes. Um circuito eletrônico composto por uma etapa de retificação de tensão, estabilização, regulação e carga foi projetado conforme mostra a Figura 3.16. A opção pelo circuito apresentado justifica-se devido a versatilidade do mesmo, que pode ser conectado a um gerador de corrente alternada ou corrente contínua, realizando a conexão diretamente à etapa de regulação e potência neste caso.

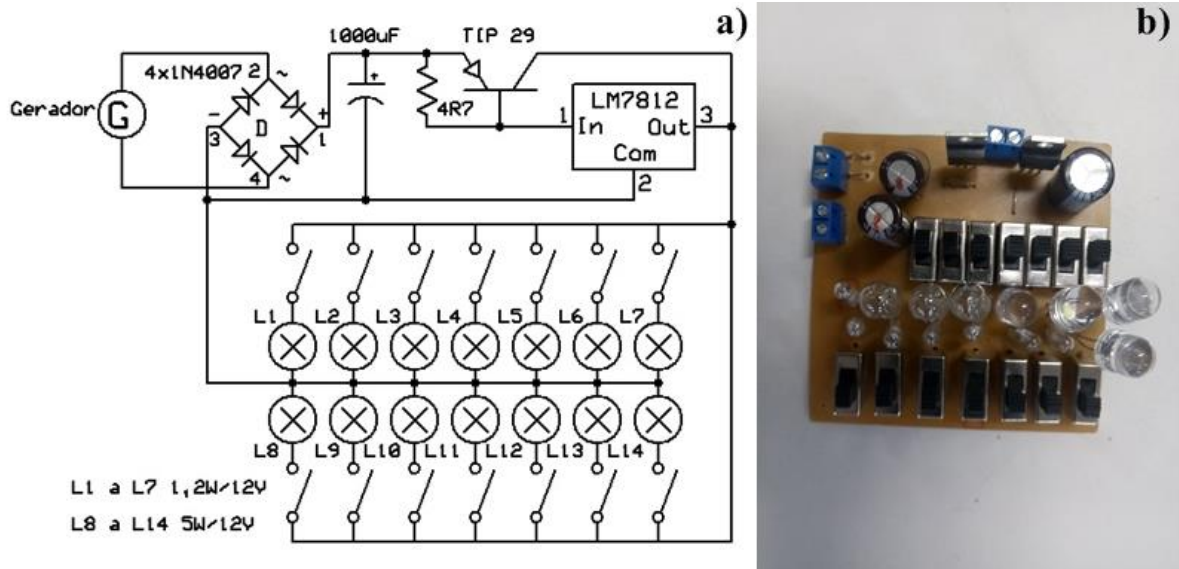


Figura 3.16 – Carga eletrônica: a) Esquema eletrônico b) Montagem dos componentes.

A velocidade foi medida por um anemômetro de copos da marca Ammonit e as grandezas elétricas (corrente e tensão) foram medidas por multímetros. Além disso, foi acrescentado um anemômetro de fio quente da marca Instruterm modelo TAFR-180 para medição da velocidade na entrada do difusor. Finalizando o sistema, a rotação foi mensurada com um tacômetro da marca Minipa modelo MDT-2244B como instrumento.

Para executar os testes de campo, se fez necessária a construção de uma plataforma para fixação da turbina e instrumentos a qual é apresentada na Figura 3.17. Para melhor identificação da direção do vento e posicionamento da turbina foi instalado um medidor de direção que estava conectado juntamente com o anemômetro de copos a um *datalogger*. Durante os testes de campo foram adquiridas velocidades do vento média, mínima, máxima e desvio padrão em intervalos de 10 minutos com frequência de aquisição de 0,2 Hz.

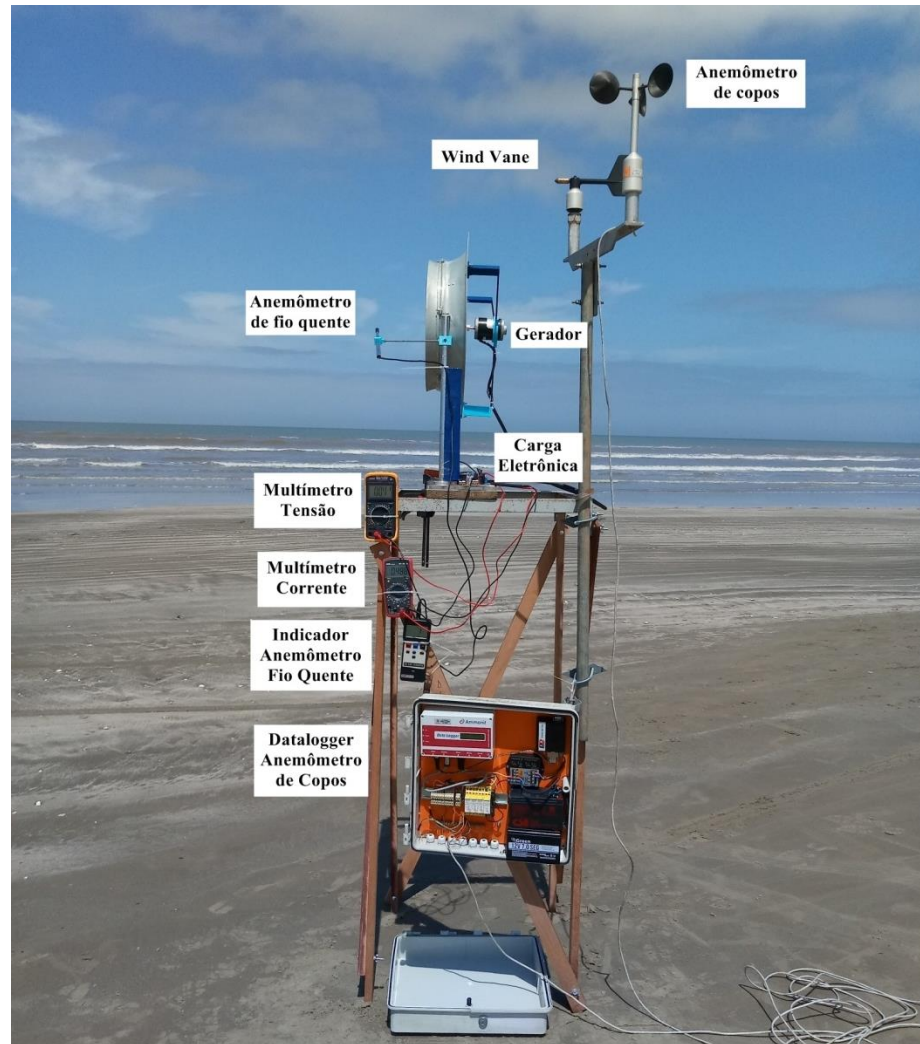


Figura 3.17 – Sistema de instrumentação de campo (coordenadas 32,186S e 52,151O)

Posteriormente à realização dos testes de campo, montou-se um sistema semelhante para coleta de dados da turbina acoplada ao gerador no túnel de vento. Substituiu-se apenas o anemômetro de copos por um tubo de Pitot devido às restrições geométricas do túnel.

## 4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados obtidos no trabalho podem ser divididos desde a preparação da bancada de testes e desenvolvimento da turbina até a montagem da instrumentação, com a finalidade de medir as variáveis determinantes no balanço de energia do modelo do protótipo proposto.

### 4.1 Bancada de Teste

Após a construção do bocal na entrada do túnel aerodinâmico Prof. Sadhu e a instalação dos adaptadores na conexão canal e ventilador foi possível identificar uma maior uniformidade do perfil de velocidade no plano médio transversal da seção de teste. A Figura 4.1 apresenta os resultados experimentais do campo de velocidade de 36 pontos de medição distribuídos neste plano. A frequência de 50 Hz foi ajustada no inversor que controla a rotação do ventilador e o número de Reynolds destes testes variou de 572.721 a 601.917 (com a aresta do túnel de vento como dimensão de referência). Através das áreas demarcadas pelas respectivas magnitudes de velocidade do escoamento (em m/s) é possível visualizar a evolução da uniformidade do escoamento desde as medições do canal sem o bocal e o adaptador (Figura 4.1 a) passando pelos resultados após a instalação do bocal (Figura 4.1 b) e finalmente com a colocação do adaptador (Figura 4.1 c). O desvio padrão das medições de velocidades nos 36 pontos, para a frequência de acionamento de 50 Hz, foi reduzido de 0,39 para 0,30 m/s. É possível identificar que após a instalação do bocal há uma melhor distribuição de velocidades conforme apresenta a Figura 4.1 b. Porém, próximo aos vértices da seção, há a presença de quatro áreas com velocidades mais altas. A provável causa dessas zonas está na diferença de geometria do canal (seção transversal quadrada) e o ventilador (seção transversal circular). A partir desta conclusão, foram instalados quatro perfis adaptadores que suavizaram a mudança de geometria entre o túnel e o ventilador, contribuindo para uma distribuição mais uniforme do escoamento, conforme é apresentado na Figura 4.1 c.

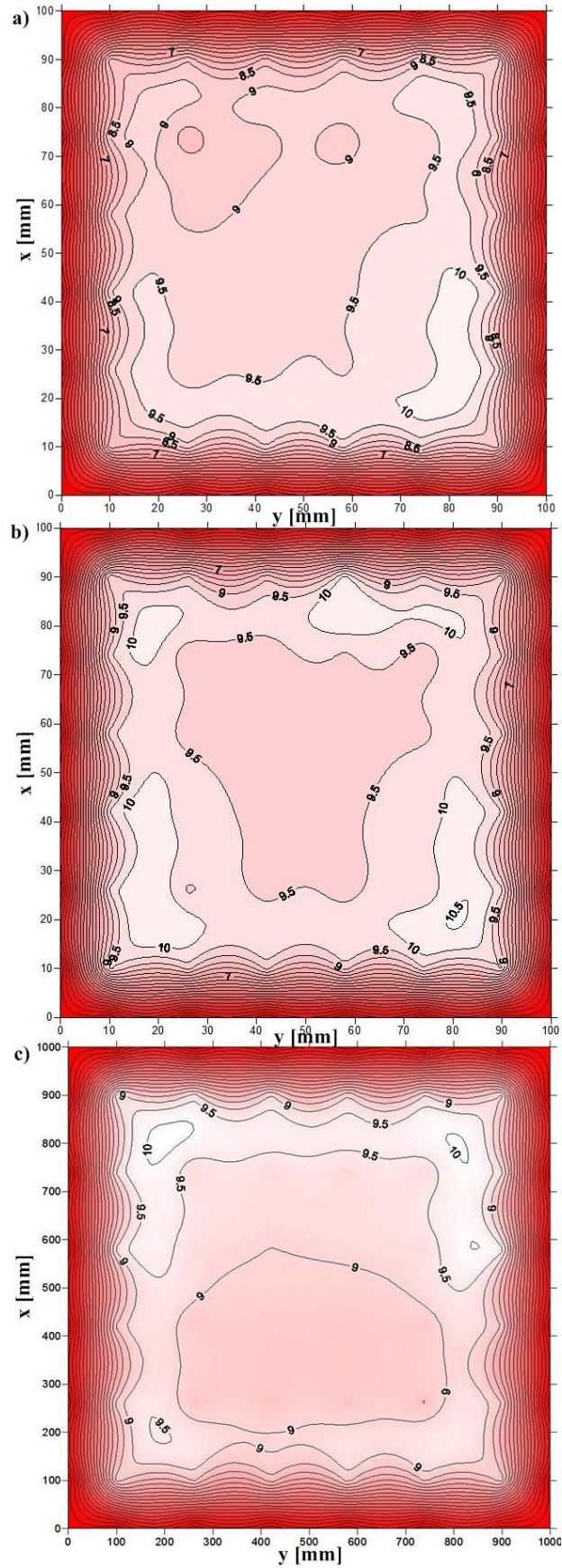


Figura 4.1 – Vista frontal do campo de velocidades em m/s na seção de teste: (a) Sem bocal e adaptador; (b) Com bocal e sem adaptador; (c) Com bocal e adaptador.

A determinação da intensidade de turbulência do túnel, após as alterações realizadas, seguiu a metodologia apresentada por Möller, 2000. Uma sonda de fio quente foi instalada no centro da seção de testes para coletar as flutuações de velocidade quando o ventilador do túnel está sob rotação máxima. Foram adquiridas 32.768 amostras com uma frequência de aquisição de 1 kHz. A Figura 4.2 apresenta o domínio tempo da medição de velocidades.

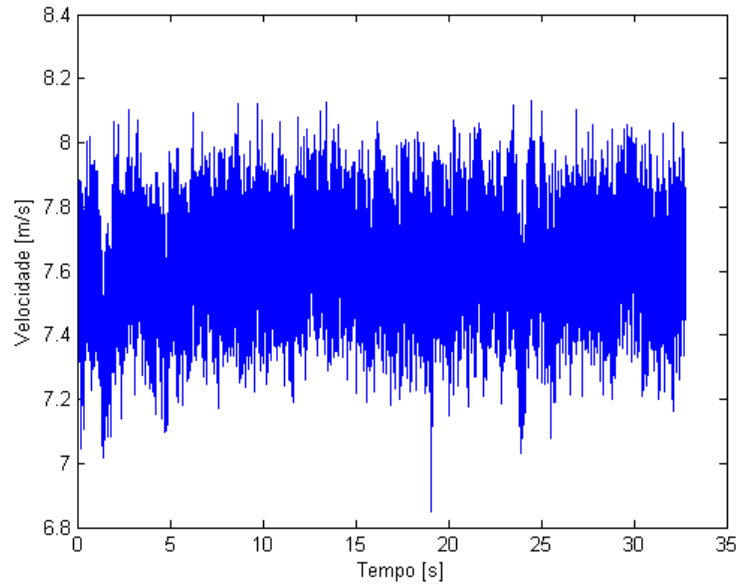


Figura 4.2 – Medição de velocidades no túnel para caracterização do escoamento.

A transformada de Fourier foi usada para a obtenção do espectro de frequência conforme apresenta a Figura 4.3.

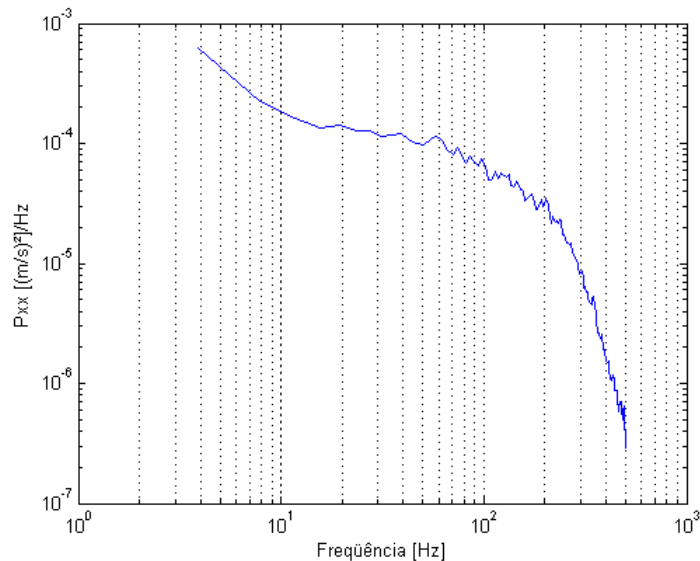


Figura 4.3 – Espectro de frequência para caracterização do escoamento.



Após a medição foi calculada a velocidade média do escoamento fez-se a análise estatística das flutuações e determinando-se a intensidade de turbulência que resultou em 1,86%. Valores típicos para canais aerodinâmicos com esta dimensão ficam na faixa de 2%, logo o resultado demonstra a qualificação obtida no escoamento com as alterações realizadas durante este trabalho.

A avaliação do escoamento prosseguiu com a turbina instalada no túnel de vento. A flutuação de pressão foi medida por microfones capacitivos após as adequações realizadas. O posicionamento do local de medição ocorreu em pontos pertencentes a planos transversais distintos. Uma linha central junto à parede vertical do túnel de vento foi demarcada, e cada microfone registrou as flutuações de pressão nos planos de entrada e saída da seção de teste. Os números de Reynolds destas medições (com o diâmetro da turbina como geometria de referência) foram de 232.381 e 277.267 para as velocidades de 9,08 e 10,84 m/s, respectivamente, obtendo-se os resultados nos domínios tempo e frequência na entrada da seção de teste (1) e na saída (2), conforme apresentado nas Figura 4.4 e Figura 4.5.

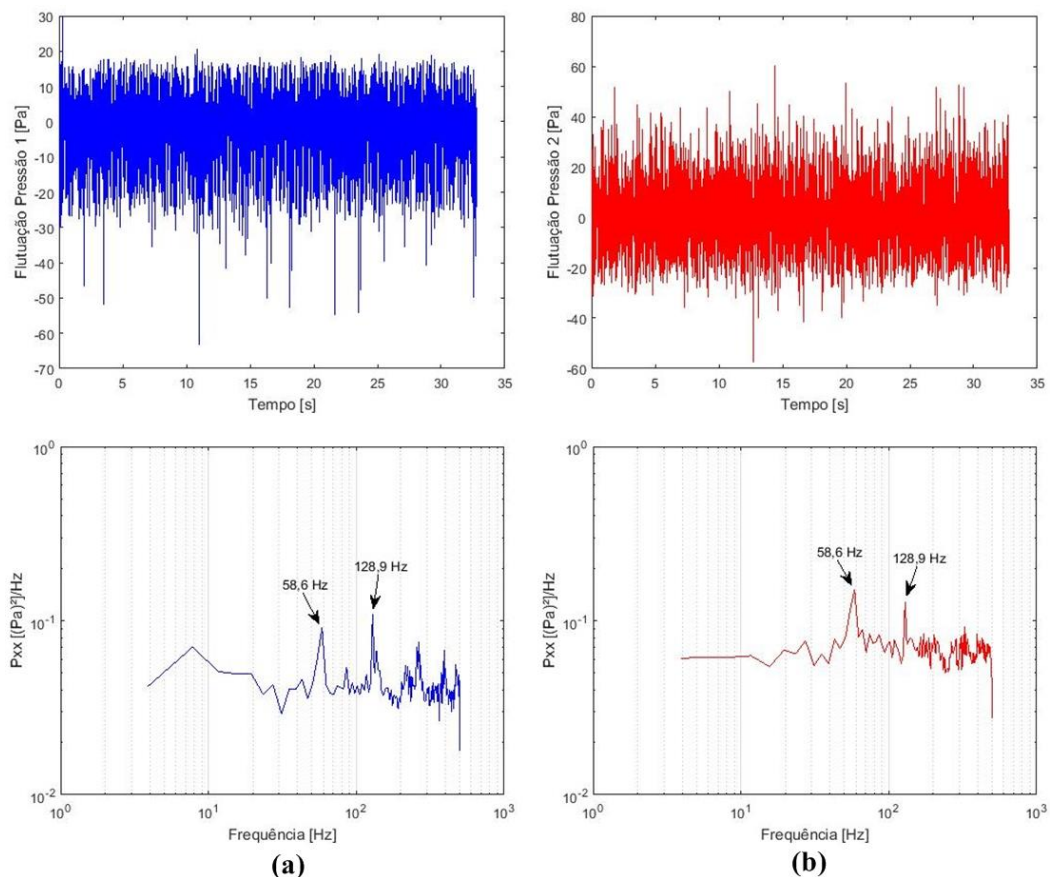


Figura 4.4 – Flutuação de pressão com inversor a 40 Hz (9,08 m/s): a) entrada e b) saída da seção de teste nos domínios do tempo e da frequência.



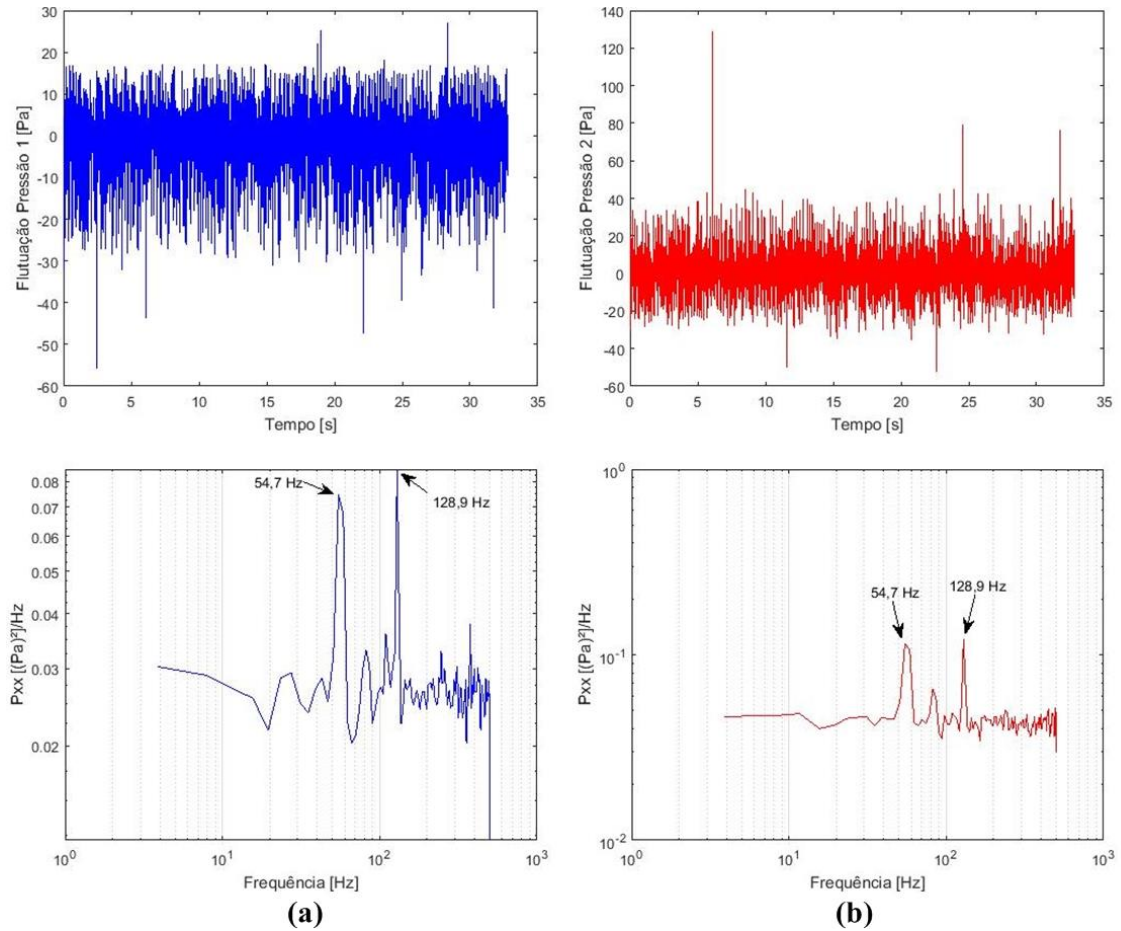


Figura 4.5 – Flutuação de pressão com inversor a 50 Hz (10,84 m/s): a) entrada e b) saída da seção de teste nos domínios do tempo e da frequência.

O coeficiente de correlação cruzada dos sinais de pressão entre os dois pontos de medição para a velocidade de 10,87 m/s é apresentado na Figura 4.6.

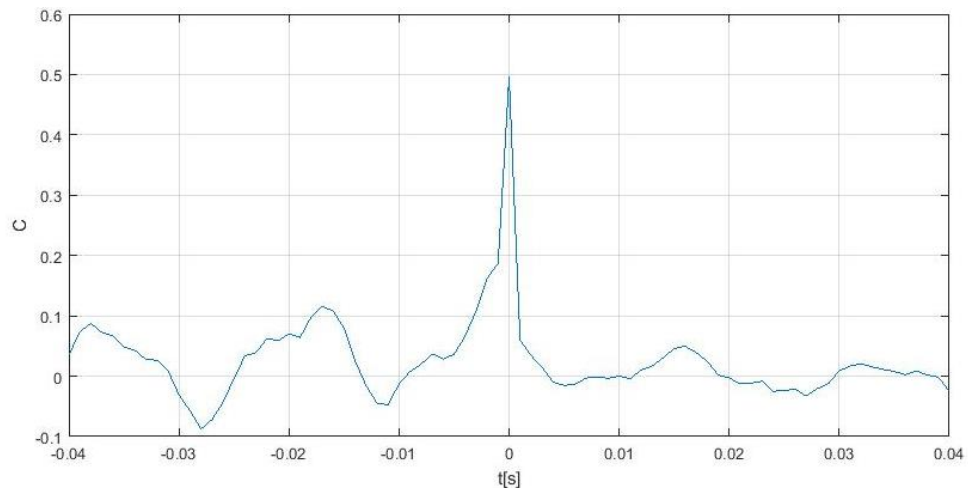


Figura 4.6 – Coeficiente de correlação cruzada dos sinais de entrada e saída (10,84 m/s).

Percebe-se que, tanto para a série de teste com velocidade de 9,08 m/s quanto para 10,87 m/s, flutuações de pressão semelhantes com amplitude máxima de 40 Pa. As medições coletadas na saída da seção de teste do túnel tem valores inferiores, que podem ser atribuídos à perda de carga existente entre os dois pontos. No domínio da frequência são identificadas 58 e 128 Hz em ambos os pontos de medição e série de teste, sendo assim, pode-se caracterizá-las como resultantes da frequência de ressonância entre ventilador e o canal. O índice de correlação cruzada demonstra um atraso da ordem de “ms” entre os dois sinais, justificado pela distância longitudinal de 1 m entre as tomadas de pressão. Já o valor positivo de 0,5 indica que não há inversão de fase entre os sinais, evidenciando uma provável onda de escoamento transversal sem geração de vórtices internos nestes pontos.

## **4.2 Projeto Aerodinâmico**

Com as considerações e dados de entrada definidos, o programa SWRDC computou as cordas e ângulos de torção para os 25 elementos que constituem a pá. O peso estabelecido para os fatores de coeficiente de potência e tempo de partida foram de 80% e 20%, respectivamente. Como os testes não objetivam a resistência estrutural nem a avaliação dos ruídos sonoros gerados pela turbina, os fatores que adicionam ao algoritmo estes critérios receberam peso nulo. Os resultados numéricos da geometria da pá são apresentados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1 – Resultados geométricos da pá.

Elemento	$r$ [mm]	$c$ [mm]	$\theta$ [°]	$\sigma_r$	$\sigma_e$
1	60,00	149,26	44,9	1,980	1,40325
2	105,13	145,83	37,7	1,104	0,873496
3	150,06	140,17	31,0	0,743	0,63711
4	194,61	132,82	25,5	0,543	0,490299
5	238,59	124,68	21,2	0,416	0,387728
6	281,79	116,63	18,0	0,329	0,313205
7	324,05	109,19	15,7	0,268	0,258166
8	365,18	102,52	13,9	0,223	0,216858
9	405,00	96,48	12,5	0,190	0,185101
10	443,34	90,82	11,2	0,163	0,159899
11	480,05	85,30	10,1	0,141	0,139225
12	514,95	79,81	9,0	0,123	0,121808
13	547,90	74,34	8,0	0,108	0,106929
14	578,77	69,03	7,0	0,095	0,094211
15	607,41	64,05	6,0	0,084	0,083449
16	633,71	59,56	5,1	0,075	0,074497
17	657,56	55,67	4,2	0,067	0,067196
18	678,84	52,43	3,4	0,062	0,061361
19	697,48	49,82	2,6	0,057	0,056784
20	713,38	47,77	1,9	0,053	0,053262
21	726,49	46,21	1,3	0,051	0,05061
22	736,74	45,08	0,7	0,049	0,048683
23	744,10	44,30	0,3	0,047	0,047375
24	748,52	43,85	0,1	0,047	0,046615
25	750,00	43,70	0,0	0,046	0,046365

A área para fins de determinação da solidez global do rotor da turbina foi obtida através da integração dos valores de corda no intervalo de variação do raio (0,06 m a 0,75 m). A função de transferência com um índice de correlação de 0,998 resultou em  $0,006 x^2 - 0,1646 x + 0,1626$ . Assim, a área de uma pá foi de 670,4 cm<sup>2</sup>, o que resultou em uma solidez de 0,1897. A corda média ao longo dos 25 elementos da pá foi de 82,77 mm, com uma razão de aspecto da pá da turbina *AR* de 9,06.

O *CP* calculado foi de 0,46; a potência mecânica teórica desenvolvida pela turbina é de 499 W, torque de 10,71 Nm, força de empuxo de 88 N e o momento de flexão na raiz da pá de 8,71 Nm. A Figura 4.7 apresenta o resultado teórico do coeficiente de potência com a razão de velocidades na turbina.

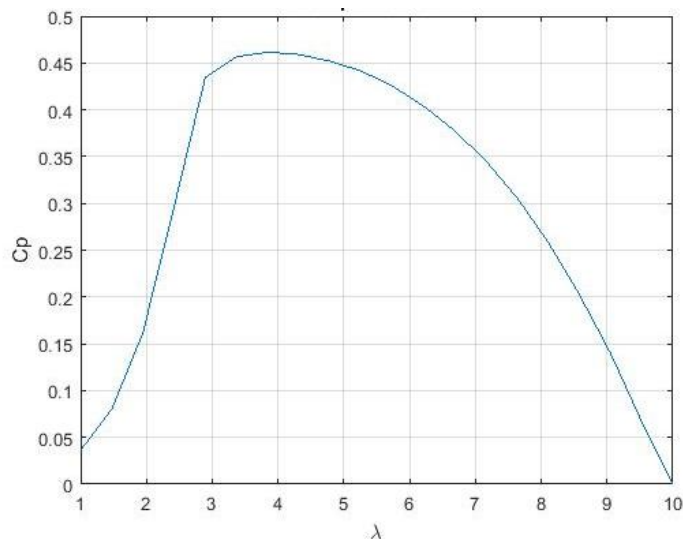


Figura 4.7 – Coeficiente de potência teórico em função da razão de velocidades.

Os resultados teóricos demonstram que há uma faixa com  $\lambda$  de 2,5 a 7 em que o coeficiente de potência mínimo de 35% se mantém. Este intervalo de operação torna-se relevante para uma turbina voltada a áreas urbanas, onde as mudanças de velocidade do vento são significativas. O coeficiente de empuxo representa a força de arrasto agindo na turbina e é conveniente relacioná-lo ao  $\lambda$  com a finalidade de identificar a força máxima que o rotor estará submetido, possibilitando os cálculos estruturais para a fixação da turbina. A Figura 4.8 apresenta estes resultados teóricos.

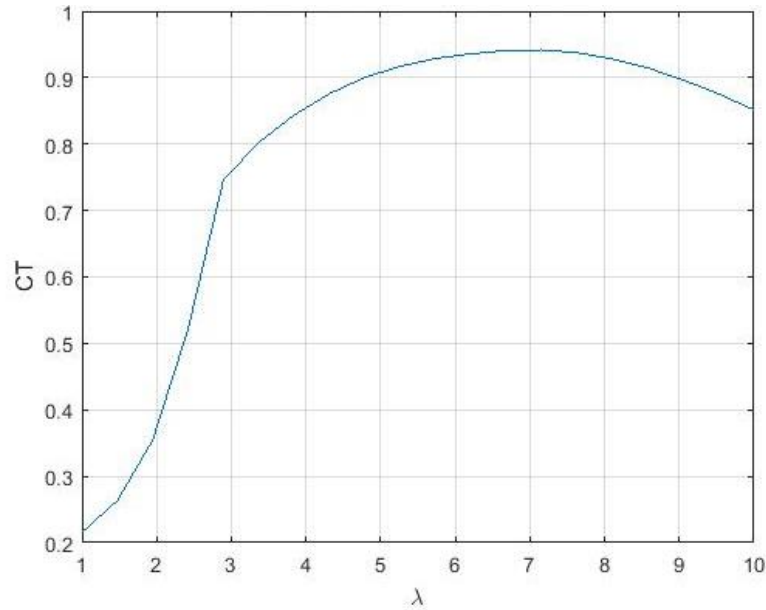


Figura 4.8 – Coeficiente de empuxo e razão de velocidades teóricas

Os resultados expostos na Tabela 4.1 juntamente com as coordenadas relativas 2D do perfil SD 7062 serviram de apoio para a construção das coordenadas globais (3D) da pá. O Apêndice C apresenta a planilha criada para esta finalidade, sendo a mesma apresentada de forma parcial para os elementos 1, 2 e 3 na Tabela 4.2.

Tabela 4.2 – Resultados de coordenadas globais em mm dos três primeiros elementos da pá

Elemento 1			Elemento 2			Elemento 3		
X	Y	Z	X	Y	Z	X	Y	Z
149,26	0	60	146,70	0,13	105,13	142,49	0,34	150,06
148,74	0,09	60	146,19	0,21	105,13	142	0,42	150,06
147,22	0,36	60	144,71	0,48	105,13	140,58	0,68	150,06
144,79	0,85	60	142,33	0,96	105,13	138,29	1,14	150,06
141,52	1,55	60	139,14	1,64	105,13	135,23	1,79	150,06
137,51	2,41	60	135,22	2,48	105,13	131,45	2,6	150,06
132,79	3,42	60	130,61	3,47	105,13	127,02	3,55	150,06
127,44	4,55	60	125,38	4,57	105,13	122	4,61	150,06
121,54	5,8	60	119,62	5,79	105,13	116,46	5,78	150,06

Continuação da Tabela 4.2.

115,18	7,13	60		113,4	7,1	105,13		110,48	7,04	150,06
108,45	8,51	60		106,84	8,44	105,13		104,17	8,33	150,06
101,46	9,89	60		100,00	9,79	105,13		97,6	9,63	150,06
94,26	11,22	60		92,97	11,09	105,13		90,84	10,88	150,06
86,95	12,46	60		85,82	12,3	105,13		83,97	12,04	150,06
79,59	13,57	60		78,63	13,38	105,13		77,06	13,08	150,06
72,24	14,51	60		71,46	14,31	105,13		70,16	13,97	150,06
64,99	15,27	60		64,37	15,04	105,13		63,35	14,68	150,06
57,88	15,81	60		57,43	15,57	105,13		56,67	15,19	150,06
50,99	16,12	60		50,69	15,88	105,13		50,2	15,48	150,06
44,36	16,19	60		44,21	15,94	105,13		43,98	15,54	150,06
38,05	16	60		38,06	15,76	105,13		38,06	15,37	150,06
32,12	15,56	60		32,26	15,33	105,13		32,48	14,96	150,06
26,61	14,87	60		26,87	14,66	105,13		27,3	14,31	150,06
21,54	13,94	60		21,92	13,75	105,13		22,55	13,43	150,06
16,96	12,78	60		17,45	12,61	105,13		18,24	12,34	150,06
12,89	11,41	60		13,47	11,28	105,13		14,42	11,06	150,06
9,36	9,87	60		10,02	9,78	105,13		11,1	9,61	150,06
6,38	8,2	60		7,11	8,14	105,13		8,3	8,04	150,06
3,96	6,42	60		4,74	6,4	105,13		6,03	6,37	150,06
2,1	4,6	60		2,93	4,62	105,13		4,29	4,66	150,06
0,84	2,79	60		1,7	2,86	105,13		3,1	2,96	150,06
0,15	1,06	60		1,03	1,16	105,13		2,46	1,34	150,06
0,04	-0,49	60		0,91	-0,35	105,13		2,35	-0,12	150,06
0,63	-1,66	60		1,5	-1,5	105,13		2,91	-1,22	150,06
2,11	-2,54	60		2,94	-2,35	105,13		4,3	-2,05	150,06
4,46	-3,29	60		5,24	-3,09	105,13		6,51	-2,75	150,06
7,61	-3,92	60		8,31	-3,7	105,13		9,46	-3,34	150,06
11,51	-4,4	60		12,12	-4,17	105,13		13,12	-3,79	150,06
16,12	-4,74	60		16,62	-4,51	105,13		17,45	-4,12	150,06
21,39	-4,95	60		21,77	-4,71	105,13		22,4	-4,31	150,06
27,26	-5,03	60		27,51	-4,78	105,13		27,92	-4,38	150,06

Continuação da Tabela 4.2.

33,69	-4,97	60		33,79	-4,72	105,13		33,95	-4,32	150,06
40,6	-4,79	60		40,54	-4,55	105,13		40,44	-4,15	150,06
47,92	-4,49	60		47,69	-4,26	105,13		47,32	-3,88	150,06
55,58	-4,1	60		55,18	-3,88	105,13		54,51	-3,51	150,06
63,51	-3,62	60		62,92	-3,41	105,13		61,96	-3,06	150,06
71,61	-3,08	60		70,84	-2,88	105,13		69,57	-2,55	150,06
79,82	-2,51	60		78,86	-2,32	105,13		77,28	-2,02	150,06
88,03	-1,93	60		86,88	-1,76	105,13		84,98	-1,48	150,06
96,13	-1,38	60		94,79	-1,22	105,13		92,59	-0,96	150,06
104,02	-0,89	60		102,5	-0,74	105,13		100,01	-0,49	150,06
111,6	-0,46	60		109,91	-0,32	105,13		107,12	-0,09	150,06
118,75	-0,12	60		116,89	0,01	105,13		113,83	0,23	150,06
125,36	0,13	60		123,35	0,25	105,13		120,05	0,46	150,06
131,34	0,28	60		129,2	0,4	105,13		125,67	0,6	150,06
136,6	0,34	60		134,33	0,46	105,13		130,6	0,66	150,06
141,04	0,32	60		138,67	0,44	105,13		134,77	0,64	150,06
144,58	0,24	60		142,13	0,37	105,13		138,09	0,57	150,06
147,16	0,14	60		144,65	0,26	105,13		140,52	0,47	150,06
148,73	0,04	60		146,18	0,17	105,13		141,99	0,38	150,06
149,26	0	60		146,7	0,13	105,13		142,49	0,34	150,06

Após a finalização da planilha com as coordenadas globais, os 25 elementos que constituem a pá (expostos no Apêndice C), foram inseridos em CAD 3D com seus respectivos ângulos de torção anteriormente apresentados na Tabela 4.1. A Figura 4.9 ilustra os elementos graficamente gerados.

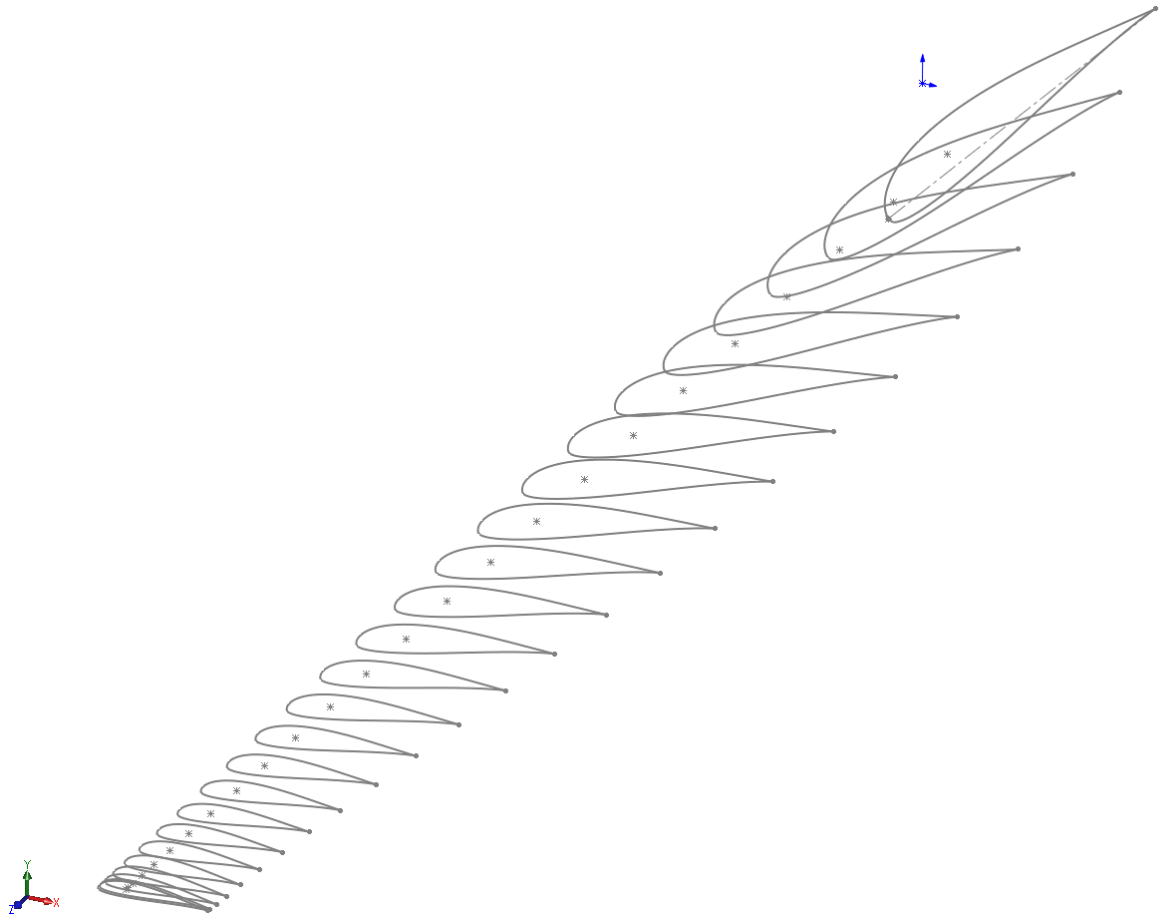


Figura 4.9 – Elementos gerados graficamente.

A Tabela 4.3 resume as especificações da turbina apresentando os principais parâmetros de projeto adotados.

Tabela 4.3 – Especificações básicas teóricas da turbina

Eixo do rotor	Horizontal
Perfil da Pá	SD 7062
Número de pás	5
Diâmetro do rotor	1,5 m
Potência Nominal	499 W
Razão de velocidades	3,5
Diâmetro do cubo	120 mm
Corda na ponta da pá	43,70 mm
Corda na raiz da pá	149,26 mm



Continuação da Tabela 4.3.

Coefficiente de potência máximo	0,45
Razão de velocidades em $Cp_{max}$	3,5
Escala do modelo	1:4
Material do modelo	ABS
Ângulo de torção na ponta da pá	0°
Ângulo de torção na raiz da pá	44,9°
Solidez do rotor	0,19
Razão de Aspecto	9,06

### 4.3 Construção e Montagem da Turbina e Sistema de Instrumentação.

A construção e a montagem da turbina foram desenvolvidas conforme os procedimentos expostos na metodologia do trabalho. Como forma de controlar a massa das pás da turbina, cada etapa de aplicação da tinta base foi sucedida da pesagem individual em uma balança da marca SF modelo 400, o que resultou em uma massa de  $17 \pm 0,1$  g em cada pá. O conjunto finalizado do rotor e eixo alcançou  $94 \pm 0,1$  g. Para elevar a rigidez estrutural do difusor, foi realizada o processo laminação em fibra de vidro na superfície externa. A centralização do rotor no difusor foi realizada por niples roscados nas extremidades dos raios, distantes  $120^\circ$  entre si. Este sistema permitiu um ajuste preciso, possibilitando que o rotor não colidisse com o difusor. A Figura 4.10 apresenta a turbina montada.

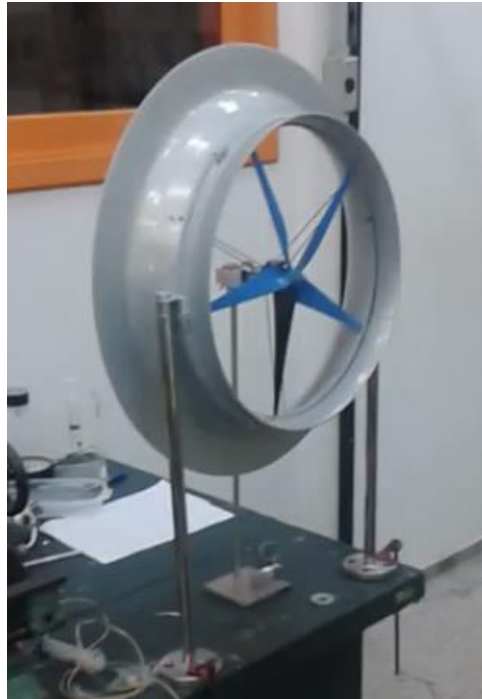


Figura 4.10 – Modelo experimental da turbina montada.

A instalação da turbina e instrumentação no túnel foi realizada com o auxílio dos suportes confeccionados em aço e fixados a uma base de acrílico. Estes suportes foram envolvidos por uma carenagem aerodinâmica para reduzir a vibração da turbina originada pelo desprendimento de vórtices gerados pelo escoamento ao passar pela estrutura cilíndrica. Para o posicionamento e fixação do freio de Foucault ao difusor foram construídos suportes em PLA (Plástico de Poliacido Láctico) que conectam barras quadradas  $4,76 \pm 0,25$  mm de Aço SAE 1045 ao sistema de frenagem. A Figura 4.11 ilustra a vista posterior da turbina instalada no túnel com a instrumentação, onde é possível identificar a montagem em conjunto das peças. O Apêndice A apresenta o desenho do sistema completo da turbina.

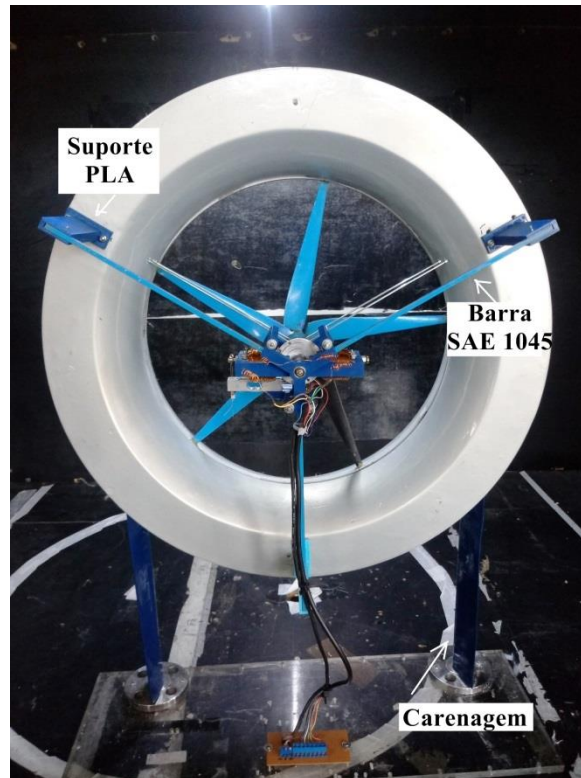


Figura 4.11 – Vista posterior da turbina no túnel.

#### 4.4 Testes e resultados experimentais

Conforme apresentado no item 3.5 foram realizados testes com mecanismos de frenagem e instrumentos distintos no ensaios de campo e laboratório. Logo, os resultados também foram divididos como forma de maior entendimento das variáveis obtidas.

##### 4.4.1 Testes no laboratório

A aplicação da metodologia descrita anteriormente conduziu a obtenção dos resultados para quatro velocidades fixadas no túnel de vento, as quais por razões de facilidade de configuração, são atribuídas à frequência de ajuste do inversor que controla o ventilador. A faixa avaliada foi de 35 a 50 Hz com uma resolução de 5 Hz. A Tabela 4.4 apresenta os valores de frequência, velocidade e número de Reynolds baseado no diâmetro da turbina.

Tabela 4.4 – Intervalo de velocidades dos testes experimentais.

$f$ [Hz]	$U$ [m/s]	$Re$
35	6,3	158.250
40	7,01	176.018
45	7,69	193.103
50	8,31	208.150

Após definida a faixa de velocidade dos testes, a tensão elétrica foi aplicada ao freio de Foucault com uma resolução de 2 V e, para cada conjugado resistente, os sinais de velocidade, torque e rotação foram registrados com frequência de aquisição de 1 Hz, totalizando 30 amostras. A cada conjunto de dados foram calculadas as médias aritméticas de cada variável. Os resultados médios das mesmas são apresentados da Tabela 4.5 a Tabela 4.8. Os campos das tabelas são discriminados a seguir:

$rpm$ : frequência de rotação da turbina medida após a estabilização do escoamento e do conjugado resistente aplicado;

$U_0$ : velocidade montante da turbina medida na entrada da seção de teste;

$E_B$ : é a tensão elétrica aplicada na bobina do freio de Foucault ao longo do teste;

$T_{Bruto}$ : é o torque de reação medido pelo torquímetro dinâmico após a aplicação do conjugado resistente;

$P_{disp}$ : é a potência disponível pelo escoamento na entrada da turbina;

$T$ : é o torque dinâmico medido descontando-se o  $T_{Bruto}$  inicial;

$P_{mec}$ : é a potência mecânica medida durante a aplicação de conjugado resistente à turbina;

$\lambda$ : é a razão de velocidades de ponta de pá;

$CP$ : é o coeficiente de potência da turbina;

$CM$ : é o coeficiente de torque da turbina;

$CT$ : é o coeficiente de empuxo da turbina.

Tabela 4.5 – Resultados Experimentais para  $U = 6.3m/s$ .

$E_b[V]$	$U_0 [m/s]$	$T_{Bruto}[Nm]$	$rpm$	$\lambda$	$T[Nmm]$	$P_{mec}[W]$	$P_{disp}[W]$	$CP$	$CM$	$CT$
0	6,31	0,0159	1543	4,80	0,00	0,00	16,82	0,00	0,00	0,00
1	6,29	0,0320	1548	4,83	16,07	2,60	16,65	0,16	0,0324	0,98
2	6,30	0,0321	1537	4,79	16,24	2,61	16,71	0,16	0,0327	0,99
3	6,30	0,0318	1541	4,81	15,90	2,57	16,68	0,15	0,0320	0,97
4	6,31	0,0325	1538	4,79	16,59	2,67	16,75	0,16	0,0333	1,01
5	6,30	0,0335	1513	4,72	17,63	2,79	16,68	0,17	0,0355	1,05
6	6,30	0,0337	1503	4,68	17,74	2,79	16,71	0,17	0,0357	1,05
7	6,29	0,0341	1511	4,72	18,19	2,88	16,63	0,17	0,0367	1,09
8	6,35	0,0350	1501	4,64	19,05	2,99	17,08	0,18	0,0378	1,11
9	6,20	0,0357	1477	4,68	19,81	3,06	15,89	0,19	0,0412	1,19
10	6,31	0,0354	1480	4,61	19,46	3,02	16,75	0,18	0,0391	1,14
11	6,30	0,0392	1436	4,47	23,31	3,51	16,74	0,21	0,0468	1,32
12	6,29	0,0393	1439	4,49	23,36	3,52	16,65	0,21	0,0471	1,33
13	6,30	0,0401	1416	4,41	24,17	3,58	16,70	0,21	0,0486	1,35
14	6,36	0,0402	1426	4,41	24,25	3,62	17,15	0,21	0,0479	1,34
15	6,32	0,0426	1413	4,39	26,69	3,95	16,88	0,23	0,0533	1,48
16	6,32	0,0433	1409	4,38	27,34	4,03	16,87	0,24	0,0546	1,51
17	6,31	0,0432	1403	4,36	27,26	4,01	16,80	0,24	0,0546	1,50
18	6,31	0,0457	1374	4,27	29,76	4,28	16,80	0,25	0,0596	1,61
19	6,29	0,0453	1416	4,42	29,36	4,35	16,62	0,26	0,0593	1,65
20	6,30	0,0460	1379	4,30	30,12	4,35	16,72	0,26	0,0605	1,64
21	6,28	0,0462	1317	4,12	30,31	4,18	16,53	0,25	0,0614	1,59
22	6,27	0,0459	1317	4,13	30,01	4,14	16,47	0,25	0,0610	1,58
23	6,31	0,0461	1299	4,04	30,19	4,11	16,79	0,24	0,0605	1,54
24	6,30	0,0465	1217	3,80	30,54	3,89	16,67	0,23	0,0615	1,47

Tabela 4.6 – Resultados Experimentais para  $U = 7,0m/s$ .

$E_b[V]$	$U0[m/s]$	$T_{Bruto}[Nm]$	$rpm$	$\lambda$	$T[Nmm]$	$P_{mec}[W]$	$P_{disp}[W]$	$CP$	$CM$	$CT$
0	6,97	0,0216	1806	5,09	0	0,00	22,62	0,00	0,0000	0,000
2	7,05	0,0389	1830	5,10	17,36	3,33	23,38	0,14	0,0279	1,003
4	7,02	0,0392	1803	5,04	17,60	3,32	23,11	0,14	0,0285	1,009
6	7,01	0,0399	1819	5,10	18,35	3,50	22,97	0,15	0,0299	1,066
8	7,03	0,0401	1820	5,08	18,53	3,53	23,22	0,15	0,0299	1,069
10	7,01	0,0421	1755	4,91	20,50	3,77	23,04	0,16	0,0333	1,147
12	7,00	0,0415	1736	4,87	19,94	3,62	22,91	0,16	0,0325	1,107
14	7,01	0,0420	1714	4,80	20,47	3,68	22,97	0,16	0,0333	1,121
16	6,97	0,0433	1711	4,82	21,70	3,89	22,66	0,17	0,0356	1,196
18	7,01	0,0433	1687	4,72	21,74	3,84	23,01	0,17	0,0353	1,170
20	6,97	0,0482	1645	4,63	26,61	4,58	22,61	0,20	0,0437	1,413
22	7,01	0,0517	1627	4,56	30,16	5,14	22,97	0,22	0,0490	1,567
24	6,99	0,0521	1625	4,57	30,53	5,20	22,77	0,23	0,0500	1,594
26	6,99	0,0533	1616	4,54	31,78	5,38	22,79	0,24	0,0520	1,649
28	7,02	0,0541	1598	4,47	32,53	5,44	23,08	0,24	0,0527	1,655
30	6,99	0,0553	1580	4,44	33,69	5,58	22,78	0,24	0,0551	1,710
32	6,99	0,0558	1558	4,38	34,23	5,58	22,78	0,25	0,0560	1,712
34	7,08	0,0573	1532	4,25	35,71	5,73	23,68	0,24	0,0569	1,712
36	7,05	0,0566	1551	4,32	35,04	5,69	23,39	0,24	0,0563	1,715
38	7,04	0,0579	1543	4,30	36,31	5,87	23,28	0,25	0,0585	1,773
40	6,99	0,0576	1511	4,24	36,07	5,71	22,85	0,25	0,0589	1,747

Tabela 4.7 – Resultados Experimentais para  $U = 7,69\text{m/s}$ .

$E_b[V]$	$U_0[m/s]$	$T_{Bruto}[Nm]$	$rpm$	$\lambda$	$T[Nmm]$	$P_{mec}[W]$	$P_{disp}[W]$	$CP$	$CM$	$CT$
0	7,74	0,0220	2114	5,36	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0006	0,000
2	7,73	0,0358	2122	5,39	13,78	3,06	30,92	0,10	0,0190	0,766
4	7,68	0,0354	2120	5,42	13,39	2,97	30,30	0,10	0,0187	0,754
6	7,79	0,0365	2111	5,32	14,51	3,21	31,60	0,10	0,0197	0,791
8	7,78	0,0349	2098	5,29	12,88	2,83	31,51	0,09	0,0176	0,699
10	7,78	0,0378	2077	5,24	15,82	3,44	31,49	0,11	0,0214	0,850
12	7,67	0,0403	2045	5,24	18,29	3,92	30,15	0,13	0,0254	0,996
14	7,79	0,0423	2009	5,07	20,31	4,27	31,55	0,14	0,0273	1,055
16	7,74	0,0431	1984	5,03	21,06	4,38	31,03	0,14	0,0286	1,092
18	7,73	0,0432	1982	5,03	21,12	4,38	30,91	0,14	0,0288	1,097
20	7,83	0,0443	1977	4,96	22,25	4,61	32,01	0,14	0,0296	1,126
22	7,33	0,0444	1776	4,76	22,42	4,17	26,33	0,16	0,0340	1,162
24	7,33	0,0450	1770	4,74	22,99	4,26	26,33	0,16	0,0348	1,187
26	7,38	0,0457	1746	4,64	23,70	4,33	26,89	0,16	0,0354	1,190
28	7,62	0,0475	1861	4,79	25,48	4,97	29,59	0,17	0,0356	1,279
30	7,62	0,0487	1797	4,63	26,67	5,02	29,57	0,17	0,0373	1,294
32	7,75	0,0498	1846	4,68	27,81	5,38	31,05	0,17	0,0376	1,342
34	7,79	0,0505	1852	4,67	28,49	5,52	31,55	0,18	0,0381	1,363
36	7,89	0,0512	1895	4,71	29,13	5,78	32,82	0,18	0,0379	1,390
38	7,77	0,0512	1840	4,65	29,19	5,62	31,38	0,18	0,0392	1,393
40	7,69	0,0521	1779	4,54	30,03	5,59	30,37	0,18	0,0412	1,416

Tabela 4.8 – Resultados Experimentais para  $U = 8.31m/s$ .

$E_b[V]$	$U_0 [m/s]$	$T_{Bruto} [Nm]$	$rpm$	$\lambda$	$T[Nmm]$	$P_{mec}[W]$	$P_{disp}[W]$	$CP$	$CM$	$CT$
0	8,33	0,0247	2108	4,97	0,00	0,00	0,00	0,00	0,0036	0,000
2	8,36	0,0429	2113	4,96	18,20	4,03	39,00	0,10	0,0244	0,863
4	8,36	0,0409	2117	4,97	16,22	3,60	39,02	0,09	0,0221	0,7 0
6	8,39	0,0412	2116	4,95	16,50	3,66	39,44	0,09	0,0223	0,778
8	8,34	0,0424	2116	4,98	17,68	3,92	38,81	0,10	0,0239	0,842
10	8,35	0,0437	2113	4,97	19,01	4,21	38,83	0,11	0,0254	0,904
12	8,35	0,0447	2119	4,99	19,96	4,43	38,86	0,11	0,0265	0,952
14	8,29	0,0464	2039	4,83	21,67	4,63	38,07	0,12	0,0288	1,008
16	8,28	0,0472	2137	5,07	22,45	5,02	37,92	0,13	0,0298	1,097
18	8,17	0,0483	2118	5,09	23,55	5,22	36,49	0,14	0,0319	1,170
20	8,31	0,0491	2113	4,99	24,38	5,40	38,37	0,14	0,0318	1,169
22	8,36	0,0501	2110	4,95	25,42	5,62	39,08	0,14	0,0326	1,202
24	8,32	0,0514	2089	4,93	26,69	5,84	38,50	0,15	0,0344	1,262
26	8,25	0,0519	2038	4,85	27,19	5,80	37,48	0,15	0,0356	1,277
28	8,01	0,0517	1927	4,73	26,94	5,44	34,27	0,16	0,0375	1,270
30	8,35	0,0533	2066	4,86	28,57	6,18	38,89	0,16	0,0363	1,327
32	8,35	0,0542	2047	4,82	29,44	6,31	38,86	0,16	0,0373	1,356
34	8,35	0,0550	2024	4,76	30,32	6,43	38,89	0,17	0,0383	1,380
36	8,27	0,0554	2010	4,77	30,72	6,47	37,78	0,17	0,0395	1,416
38	8,33	0,0559	1994	4,70	31,16	6,51	38,67	0,17	0,0394	1,402
40	8,26	0,0564	1964	4,67	31,70	6,52	37,63	0,17	0,0408	1,431
42	8,21	0,0568	1947	4,66	32,11	6,55	36,94	0,18	0,0418	1,455
44	8,33	0,0588	1931	4,55	34,07	6,89	38,66	0,18	0,0428	1,485
46	8,37	0,0591	1935	4,54	34,34	6,96	39,16	0,18	0,0427	1,487
48	8,31	0,0550	1945	4,59	30,27	6,16	38,38	0,16	0,0386	1,335
50	8,35	0,0541	1980	4,66	29,43	6,10	38,88	0,16	0,0373	1,310
52	8,35	0,0551	1948	4,58	30,37	6,20	38,88	0,16	0,0384	1,331



Os resultados apresentados pelas Tabelas 4.7 e 4.8 demonstram que o Freio de Foucault não gerou conjugado resistente capaz de permitir os testes na turbina para velocidades de escoamento superiores a 7 m/s. Isso é observado pois, embora a tensão elétrica aplicada nas bobinas do freio aumentasse, elevando assim o conjugado resistente sobre a turbina, a redução de velocidade de rotação era menor do que o aumento do torque, ou seja, demonstrando que a turbina tinha capacidade de desenvolver uma potência mecânica superior. Já para velocidades inferiores a 7 m/s foi possível a obtenção da potência extraída da turbina juntamente com seus respectivos torque mecânico e força de empuxo. Com isso, a Figura 4.12 à Figura 4.14 apresentam os coeficientes de potência, empuxo e torque obtidos para as velocidades de 6,3 e 7 m/s com a utilização deste sistema de frenagem.

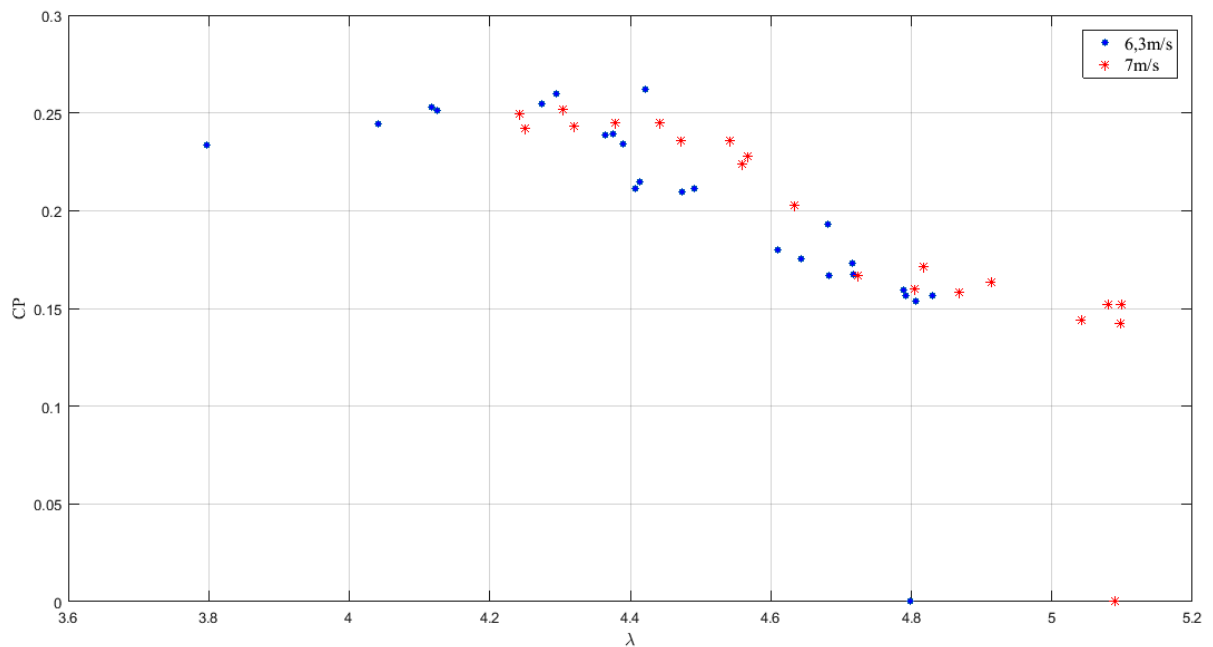


Figura 4.12 – Coeficiente de potência e razão de velocidades com frenagem eletromagnética.

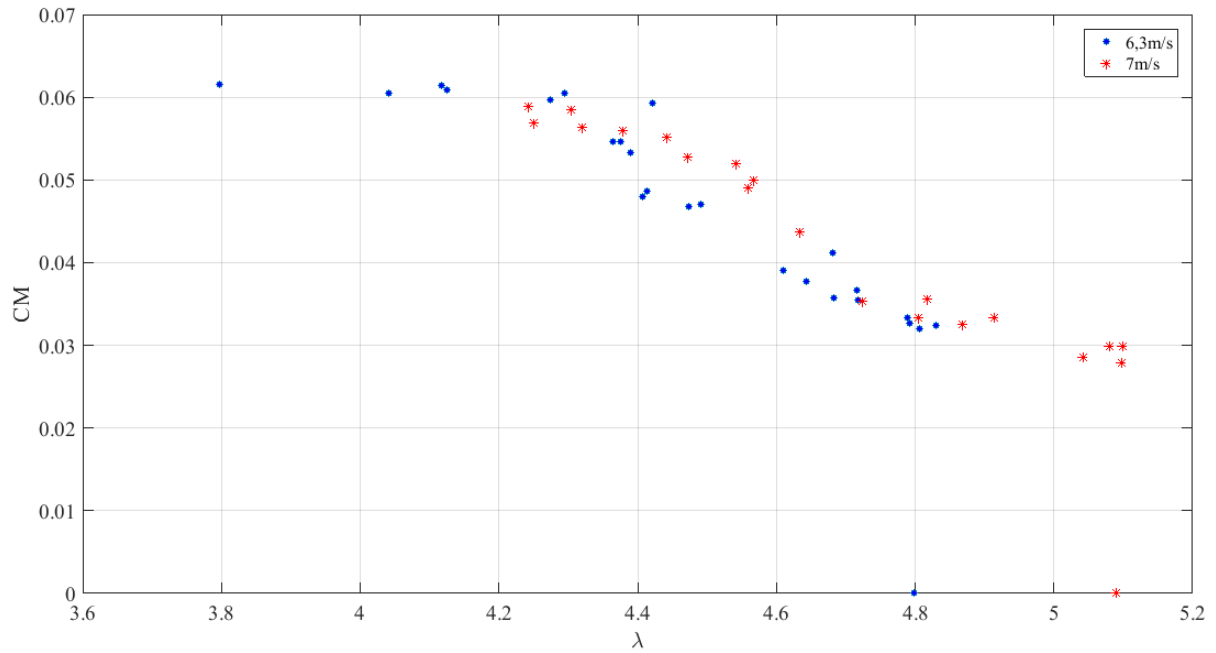


Figura 4.13 – Coeficiente de torque e razão de velocidades com frenagem eletromagnética.

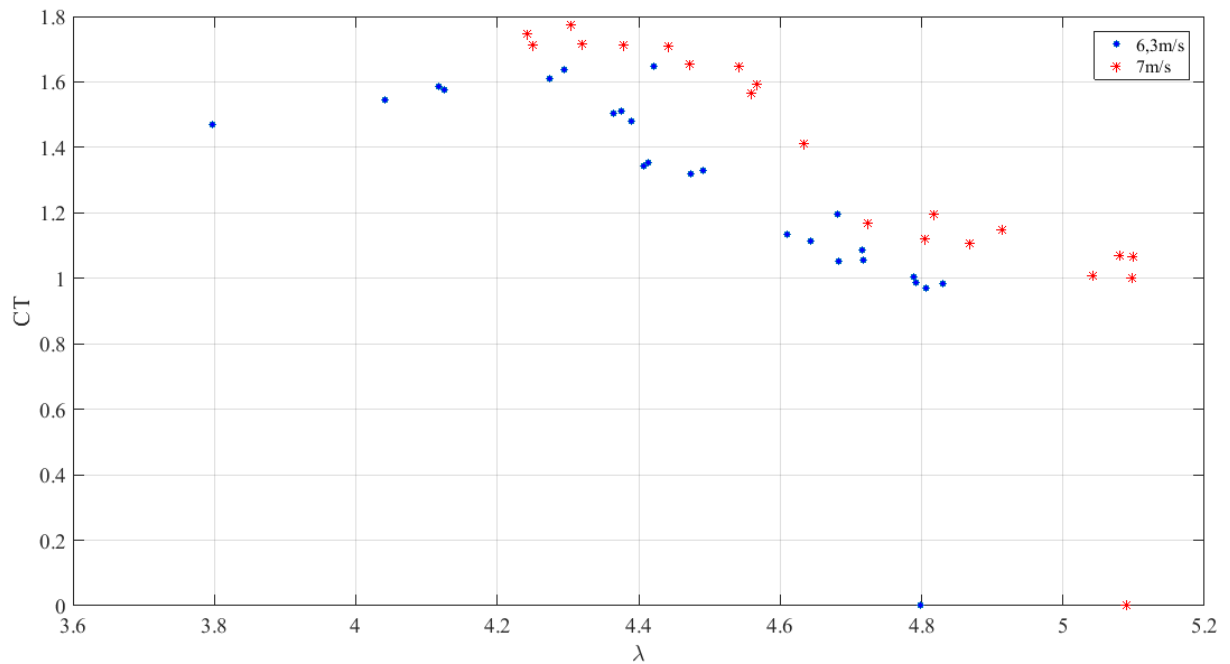


Figura 4.14 – Coeficiente de empuxo e razão de velocidades com frenagem eletromagnética.

A potência mecânica desenvolvida pela turbina durante os testes com velocidades de 6,3 m/s e 7 m/s é apresentada na Figura 4.15, a qual demonstra que a turbina atingiu

aproximadamente 6 W de potência máxima para velocidade de escoamento de 7 m/s com uma rotação de 1550  $\text{min}^{-1}$ .

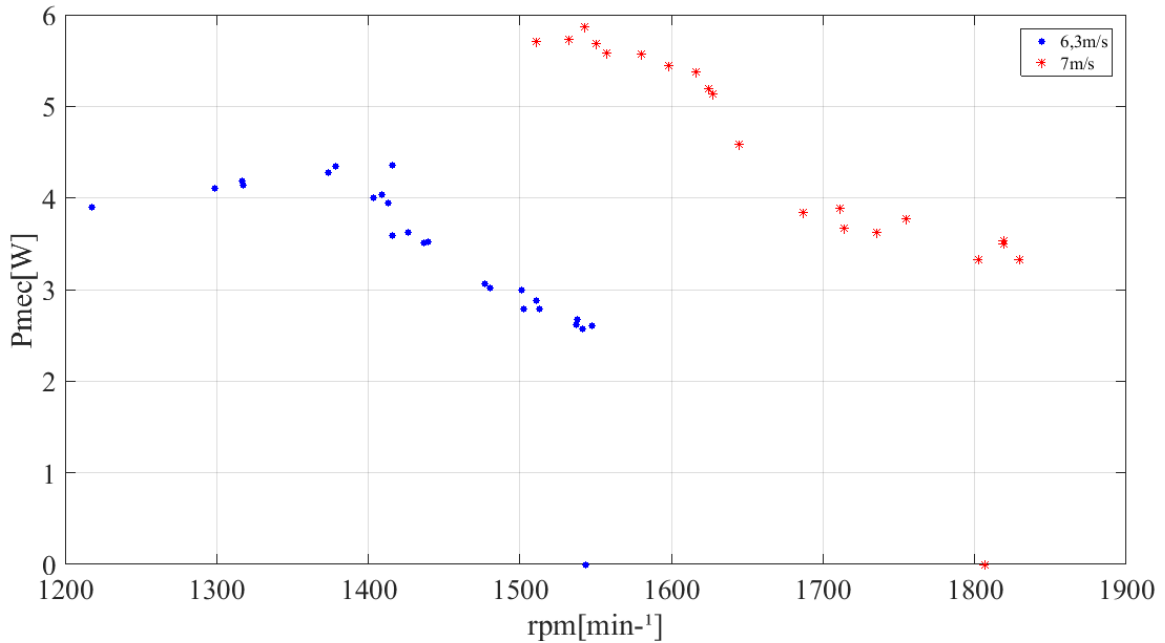


Figura 4.15 – Potência mecânica e rpm para as velocidades de 6 e 7,3 m/s.

Como forma de comparar o desempenho do rotor com ausência do difusor foi instalado um mancal para sustentação da turbina sem o difusor. Para fins de comparação a frequência de rotação a vazio e com o difusor foi registrada e estes resultados são apresentados na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 – Comparativo da rotação da turbina com e sem difusor.

<b>Configuração</b>	<b><math>U_0</math> 8,31 m/s</b>
Sem Difusor	1319
Com Difusor	1817
Incremento	1,38
Incremento com BF	1,242

Considerando um fator de bloqueio de 0,9 a partir da interpolação dos dados apresentados no Apêndice G, o incremento de rotação com a presença do difusor alcançou 24,2%. Os resultados da simulação numérica apresentada no Anexo A para uma velocidade de 10m/s demonstraram um incremento de velocidade de 1,32 para o difusor de modelo Cii.

Com isso pode-se afirmar que os testes experimentais confirmam a tendência de aumento da vazão mássica de ar no rotor da turbina devido a instalação do difusor.

#### 4.4.2 Testes no Campo

Para os testes de campo foi instalado um datalogger que realizou a aquisição de 60 amostras com frequência de 0,1 Hz e registrou os dados das velocidades média  $U_{ave}$ , máxima  $U_{max}$ , mínima  $U_{min}$  e desvio padrão  $DP_{ad}$  a cada intervalo de 10 minutos. Estes dados são apresentados na Tabela 4.14.

Tabela 4.10 – Dados de velocidade do vento do *datalogger*.

Dia	Hora	$U_{ave}$ [m/s]	$U_{max}$ [m/s]	$U_{min}$ [m/s]	$DP_{ad}$ [m/s]
08/out	12:50	5,8	6,9	4,6	0,4
08/out	13:00	5,8	6,8	4,7	0,4
08/out	13:10	5,4	6,8	4,2	0,5
08/out	13:20	5,4	6,7	3,9	0,5
08/out	13:30	5,3	6,5	4,3	0,5
08/out	13:40	6,0	7,3	4,0	0,6
08/out	13:50	6,0	7,2	4,8	0,4
08/out	14:00	6,3	7,7	4,6	0,5
08/out	14:10	6,4	8,3	4,9	0,5
08/out	14:20	6,2	7,7	4,8	0,6
08/out	14:30	6,4	8,1	5,2	0,5
08/out	14:40	6,5	8,3	5,1	0,6
08/out	14:50	6,2	7,4	4,9	0,4
08/out	15:00	6,8	8,4	5,3	0,5
08/out	15:10	7,0	8,8	5,6	0,5
08/out	15:20	6,9	8,2	5,3	0,5
08/out	15:30	6,7	8,2	5,4	0,5
08/out	15:40	6,8	8,1	5,5	0,5
08/out	15:50	6,9	8,2	5,5	0,5
08/out	16:00	6,9	8,2	5,7	0,5
08/out	16:10	6,8	8,1	5,6	0,5
08/out	16:20	6,7	8,5	5,5	0,5
08/out	16:30	6,9	8,2	5,3	0,5
08/out	16:40	7,2	8,9	5,9	0,5
08/out	16:50	7,2	8,8	5,8	0,5
08/out	17:00	6,9	8,5	5,1	0,6
08/out	17:10	6,2	7,7	4,6	0,5
08/out	17:20	6,1	7,4	4,6	0,5

Percebe-se na Tabela 4.10 um desvio padrão de aproximadamente 0,5 m/s em cada intervalo, além disso, analisando a amplitude entre as velocidades máxima e mínima, chega-se a variação de 2,8 m/s em média por intervalo. Estas razões tornaram a coleta dos dados de potência elétrica complexa, tendo em vista a indisponibilidade de um sistema de instrumentação que adquirisse os dados simultaneamente. Sendo assim, com a turbina conectada ao gerador (motor MY 6812), os dados foram adquiridos de forma manual através da leitura das indicações dos instrumentos. A Tabela 4.14 apresenta os resultados obtidos em campo com o gerador acoplado e, além das variáveis anteriormente apresentadas, foram adicionadas as seguintes:

$U_d$ : é a velocidade na entrada da turbina medida através do anemômetro de fio quente distante a 50 mm da entrada do difusor.

$E_g$ : é a tensão elétrica em corrente contínua do gerador medida com voltímetro.

$U_{dBetz}$ : é a velocidade teórica do limite de Betz, calculada com a medição de  $U_\infty$  e aplicação da fator de indução teórico de Betz ( $a = 1/3$ ).

$U_d/U_{dBetz}$ : é o incremento das velocidades do disco (medida com anemômetro de fio quente) e a teórica de Betz.

$a_{exp}$ : é o fator de indução axial experimental, obtido a partir da velocidade  $U_d$  e calculado pela Equação 2.2.

$CPa$ : é o coeficiente de potência calculado a partir do fator de indução axial experimental e através da Equação 2.10.

Tabela 4.11 – Resultados de campo.

$U_d$ [m/s]	$U$ [m/s]	$E_g$ [V]	$rpm$	$\lambda$	$P_{disp}$ [W]	$U_{d_{betz}}$ [m/s]	$U_{d_{exp}}/U_{d_{betz}}$	$a_{exp}$	$CP_a$
5,8	6,6	5,16	849	2,5	19,20	4,40	1,32	0,121	0,374
5,5	6,5	4,73	682	2,1	18,34	4,33	1,27	0,154	0,441
6,2	7,0	5,35	860	2,4	22,90	4,67	1,33	0,114	0,359
5,5	6,5	4,80	740	2,2	18,34	4,33	1,27	0,154	0,441
5,8	6,7	4,40	683	2,0	20,08	4,47	1,30	0,134	0,403
6,1	6,9	4,70	815	2,3	21,94	4,60	1,33	0,116	0,362
6,2	7,0	5,03	872	2,4	22,90	4,67	1,33	0,114	0,359
5,6	6,5	4,30	675	2,0	18,34	4,33	1,29	0,138	0,411
5,3	6,3	4,69	736	2,3	16,70	4,20	1,26	0,159	0,449
6,1	7,2	4,93	780	2,1	24,92	4,80	1,27	0,153	0,439
6,3	7,1	5,20	824	2,3	23,90	4,73	1,33	0,113	0,355
6,8	7,9	6,00	1032	2,6	32,92	5,27	1,29	0,139	0,413
5,7	6,7	4,70	768	2,3	20,08	4,47	1,28	0,149	0,432
6,2	7,1	5,30	859	2,4	23,90	4,73	1,31	0,127	0,387
6,4	7,4	6,70	1178	3,1	27,06	4,93	1,30	0,135	0,404
6,1	7,0	5,90	1063	3,0	22,90	4,67	1,31	0,129	0,391
6,0	7,0	6,00	1024	2,9	22,90	4,67	1,29	0,143	0,420
6,8	8,2	6,70	1330	3,2	36,82	5,47	1,24	0,171	0,470
6,4	7,4	6,40	1303	3,5	27,06	4,93	1,30	0,135	0,404
6,1	7,8	5,50	801	2,0	31,69	5,20	1,17	0,218	0,533
6,0	6,9	4,30	633	1,8	21,94	4,60	1,30	0,130	0,395
5,1	5,8	3,50	571	1,9	13,03	3,87	1,32	0,121	0,373
5,1	5,9	3,50	576	1,9	13,71	3,93	1,30	0,136	0,405
5,1	6,1	3,80	591	1,9	15,16	4,07	1,25	0,164	0,458
5,2	5,9	2,80	440	1,5	13,71	3,93	1,32	0,119	0,369
5,8	6,6	4,00	570	1,7	19,20	4,40	1,32	0,121	0,374
5,3	6,4	4,20	1300	4,0	17,50	4,27	1,24	0,172	0,471
6,0	7,0	5,00	1700	4,8	22,90	4,67	1,29	0,143	0,420
6,3	7,6	4,80	1818	4,7	29,31	5,07	1,24	0,171	0,470
6,1	7,1	5,09	2015	5,6	23,90	4,73	1,29	0,141	0,416
6,3	7,2	5,90	2150	5,9	24,92	4,80	1,31	0,125	0,383
4,8	5,7	3,10	1121	3,9	12,37	3,80	1,26	0,158	0,448
5,9	6,9	4,50	1450	4,1	21,94	4,60	1,28	0,145	0,424
6,9	7,7	5,80	1900	4,8	30,49	5,13	1,34	0,104	0,334
6,4	7,4	6,00	1940	5,1	27,06	4,93	1,30	0,135	0,404
5,6	6,5	4,80	1530	4,6	18,34	4,33	1,29	0,138	0,411
6,3	7,3	5,70	1681	4,5	25,98	4,87	1,29	0,137	0,408
6,1	7,2	5,50	1661	4,5	24,92	4,80	1,27	0,153	0,439
4,9	5,7	3,10	1121	3,9	12,37	3,80	1,29	0,140	0,415

Continuação da Tabela 4.11 – Resultados de campo.

6,2	7,1	4,50	1963	5,4	23,90	4,73	1,31	0,127	0,387
5,5	6,4	4,56	1936	5,9	17,50	4,27	1,29	0,141	0,415
5,3	6,2	3,00	1040	3,3	15,91	4,13	1,28	0,145	0,424
5,3	6,2	3,20	910	2,9	15,91	4,13	1,28	0,145	0,424
5,5	6,4	3,46	928	2,8	17,50	4,27	1,29	0,141	0,415
5,6	6,3	4,50	1254	3,9	16,70	4,20	1,33	0,111	0,351
6,0	7,0	4,00	1328	3,7	22,90	4,67	1,29	0,143	0,420
6,1	7,2	4,90	1928	5,3	24,92	4,80	1,27	0,153	0,439

Para a análise dos dados obtidos em campo e apresentados na Tabela 4.11 utilizou-se a estatística descritiva comparando a velocidade no disco medida ( $U_d$ ) e a teórica de Betz ( $U_{d_{Betz}}$ ). Os valores de tendência, dispersão e as medidas de distribuição são resumidas na Tabela 4.12.

Tabela 4.12 - Resumo dos resultados de campo.

Variável	$U_{d_{Betz}}$	$U_d$
Média	4,55 m/s	5,86 m/s
Erro padrão	0,06	0,07
Mediana	4,60 m/s	6,00 m/s
Moda	4,67 m/s	6,10 m/s
Desvio padrão	0,39 m/s	0,50 m/s
Variância da amostra	0,15 m/s	0,25 m/s
Curtose	-0,32	-0,51
Assimetria	0,01	-0,16
Intervalo	1,67 m/s	2,10 m/s
Mínimo	3,80 m/s	4,80 m/s
Máximo	5,47 m/s	6,90 m/s
Soma	213,67 m/s	275,60 m/s
Contagem	47	47

Os resultados apresentados na Tabela 4.12 demonstram valores de velocidade do disco (mínimos, médios e máximos) superiores aos teóricos de Betz nas 47 amostras registradas durante a coleta de dados no campo, confirmando assim o incremento de velocidade causado

pelo difusor que, em média, acrescentou 29% ao limite de Betz, reduzindo assim o fator de indução axial, o que aumenta a vazão mássica de ar e por consequência o coeficiente de potência da turbina. A elevação das velocidades medida no disco e teórica de Betz pode ser visualizada nos histogramas de frequência apresentados na Figura 4.16.

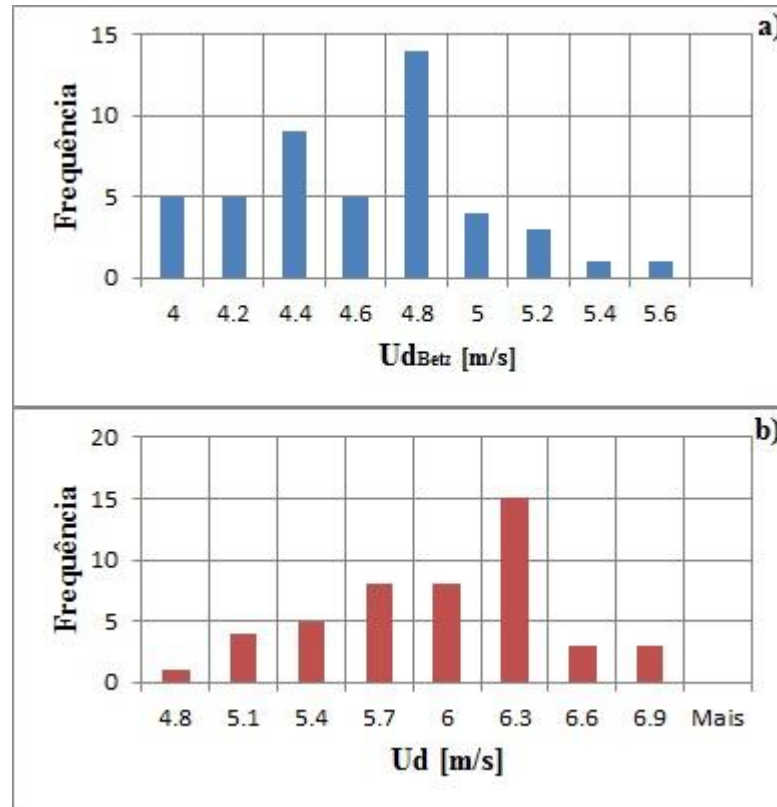


Figura 4.16 - Histogramas de frequência: a) Velocidade teórica de Betz. b) Velocidade de disco.

No entanto, como forma de estender a avaliação dos resultados obtidos em campo, foi instalado o conjunto turbina-gerador no túnel de vento. Um sistema de instrumentação semelhante foi usado, apenas com a alteração do anemômetro de copos por um tubo de Pitot (em virtude das restrições geométricas do túnel). Com a carga eletrônica conectada ao gerador foram realizados os testes de potência elétrica fornecida pelo conjunto turbina-gerador. A Tabela 4.13 apresenta os resultados obtidos.



Tabela 4.13 – Resultados experimentais no túnel de vento com a turbina acoplada ao gerador.

U [m/s]	U <sub>dexp</sub> [m/s]	E [V]	I [mA]	rpm	$\lambda$	P <sub>disp</sub> [W]	P <sub>ele</sub> [W]	CP <sub>e</sub>	U <sub>dbetz</sub> [m/s]	U <sub>dexp</sub> /U <sub>dbetz</sub>	IC <sub>BF</sub>	a <sub>exp</sub>	CP <sub>a</sub>
8,12	7,2	6,88	0	1062	2,90	35,39	0,00	0,000	5,41	1,33	1,25	0,167	0,463
8,23	7,1	5,44	60	873	2,41	36,85	0,33	0,009	5,49	1,29	1,22	0,189	0,497
8,15	7,2	4,65	100	736	2,01	35,78	0,47	0,013	5,43	1,33	1,25	0,170	0,468
8,18	7,3	4,25	112	688	1,85	36,18	0,48	0,013	5,45	1,34	1,26	0,161	0,454
8,25	7,3	3,45	136	557	1,50	37,12	0,47	0,013	5,50	1,33	1,25	0,168	0,466
8,26	7,2	3,22	149	524	1,43	37,25	0,48	0,013	5,51	1,31	1,23	0,181	0,485
8,22	7,2	3,06	152	507	1,38	36,71	0,47	0,013	5,48	1,31	1,24	0,177	0,479
8,35	7,3	2,54	165	429	1,15	38,48	0,42	0,011	5,57	1,31	1,23	0,178	0,481
8,49	7,4	0,977	135	173	0,46	40,45	0,13	0,003	5,66	1,31	1,23	0,181	0,485
9,15	8,2	8,66	0	1330	3,18	50,64	0,00	0,000	6,10	1,34	1,26	0,158	0,447
9,25	8,3	7,63	0,724	1189	2,81	52,32	0,01	0,000	6,17	1,35	1,27	0,157	0,445
9,26	8,3	6,38	122,37	997	2,36	52,49	0,78	0,015	6,17	1,34	1,26	0,157	0,447
9,38	8,2	6,15	138,12	980	2,35	54,55	0,85	0,016	6,25	1,31	1,23	0,178	0,481
9,43	8,3	5,23	175,05	830	1,96	55,43	0,92	0,017	6,29	1,32	1,24	0,173	0,473
9,38	8,4	5,03	189,75	813	1,90	54,55	0,95	0,017	6,25	1,34	1,26	0,158	0,448
9,39	8,3	4,82	200,21	782	1,85	54,73	0,97	0,018	6,26	1,33	1,25	0,169	0,467
9,46	8,4	4,15	225,58	671	1,57	55,96	0,94	0,017	6,31	1,33	1,25	0,165	0,461
9,51	8,4	2,87	256,67	498	1,16	56,85	0,74	0,013	6,34	1,32	1,25	0,170	0,468
9,52	8,3	2,72	260,25	470	1,11	57,03	0,71	0,012	6,35	1,31	1,23	0,180	0,485
9,58	8,4	2,51	272,58	429	1,00	58,12	0,68	0,012	6,39	1,32	1,24	0,176	0,478

Continuação da Tabela 4.13 - Resultados experimentais no túnel de vento com a turbina acoplada ao gerador.

U [m/s]	$U_{dexp}$ [m/s]	E [V]	I [mA]	rpm	$\lambda$	Pdisp [W]	$P_{ele}$ [W]	$CP_e$	$U_{dbetz}$ [m/s]	$U_{dexp}/U_{dbetz}$	$IC_{BF}$	$a_{exp}$	$CP_v$
10,25	9,0	10,37	0,00	1610	3,51	71,18	0,00	0,000	6,83	1,32	1,24	0,175	0,476
10,1	9,0	9,25	81,10	1444	3,15	68,11	0,75	0,011	6,73	1,34	1,26	0,162	0,456
10,05	9,1	8,37	142,89	1318	2,84	67,10	1,20	0,018	6,70	1,36	1,28	0,149	0,431
10,15	8,9	7,91	160,51	1250	2,76	69,12	1,27	0,018	6,77	1,32	1,24	0,176	0,478
10,25	9,1	6,58	201,30	1039	2,24	71,18	1,32	0,019	6,83	1,33	1,25	0,165	0,461
10,18	9,1	6,16	213,68	991	2,14	69,74	1,32	0,019	6,79	1,34	1,26	0,160	0,451
10,23	9,0	5,91	226,61	941	2,05	70,77	1,34	0,019	6,82	1,32	1,24	0,173	0,473
10,15	9,1	5,25	260,24	854	1,84	69,12	1,37	0,020	6,77	1,34	1,26	0,157	0,447
10,17	9,1	3,78	305,31	633	1,37	69,53	1,15	0,017	6,78	1,34	1,26	0,159	0,450
10,42	9,1	3,67	313,21	626	1,35	74,79	1,15	0,015	6,95	1,31	1,23	0,179	0,483
10,46	9,2	3,30	326,11	564	1,20	75,65	1,08	0,014	6,97	1,32	1,24	0,173	0,474
10,96	9,4	12,87	0,00	1992	4,16	87,03	0,00	0,000	7,31	1,29	1,21	0,194	0,504
10,95	9,4	12,09	111,73	1880	3,93	86,79	1,35	0,016	7,30	1,29	1,21	0,193	0,503
10,88	9,4	10,82	171,15	1692	3,53	85,13	1,85	0,022	7,25	1,30	1,22	0,188	0,496
10,91	9,5	10,18	187,85	1607	3,32	85,84	1,91	0,022	7,27	1,31	1,23	0,181	0,486
10,94	9,6	9,18	246,11	1466	3,00	86,55	2,26	0,026	7,29	1,32	1,24	0,175	0,477
10,96	9,5	8,81	264,97	1402	2,90	87,03	2,33	0,027	7,31	1,30	1,22	0,185	0,492
10,97	9,5	8,25	277,21	1310	2,71	87,26	2,29	0,026	7,31	1,30	1,22	0,186	0,493
10,92	9,7	6,72	302,01	1086	2,20	86,08	2,03	0,024	7,28	1,33	1,25	0,165	0,460
10,88	9,5	5,09	361,37	841	1,74	85,13	1,84	0,022	7,25	1,31	1,23	0,179	0,483
11,01	9,7	4,85	367,68	808	1,64	88,22	1,78	0,020	7,34	1,32	1,24	0,172	0,471
10,94	9,6	4,23	379,81	688	1,41	86,55	1,61	0,019	7,29	1,32	1,24	0,175	0,477

Conforme apresentado na Tabela 4.13 o desempenho do conjunto turbina-gerador foi avaliado para quatro faixas de velocidades (8,3, 9,4, 10,2 e 10,9 m/s). Como a velocidade permanecia com pequena variação durante os testes foi possível adquirir valores de potência elétrica fornecida pelo gerador. Assim, a Figura 4.17 apresenta o coeficiente de potência elétrica em função da razão de velocidades da turbina.

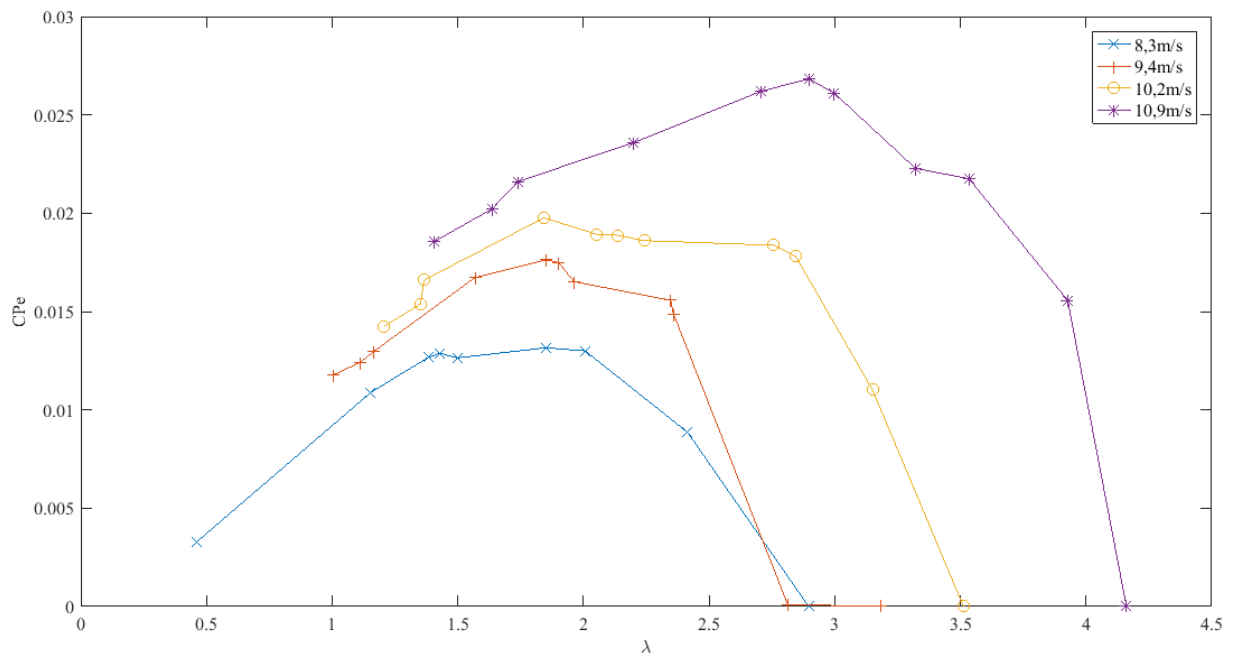


Figura 4.17 - Coeficiente de potência elétrica e razão de velocidades.

A Figura 4.16 demonstra baixos valores de coeficiente de potência decorrente do projeto da turbina não contemplar as características do gerador, tais como, inércia de partida e torque dinâmico solicitado. A curva de desempenho do gerador, apresentada no Anexo B, demonstra que com uma rotação de 3654 rpm o torque solicitado é de 0,012 Nm, porém, os resultados da Tabela 4.7, indicam que a turbina desenvolveu uma rotação máxima de 2122  $\text{min}^{-1}$  com um torque de 0,0137 Nm, o que justifica os valores baixos de coeficiente de potência, tendo em vista que a condição nominal de funcionamento do gerador não coincide com a região de operação da turbina. Outra avaliação que ratifica esta conclusão é a comparação das razões de velocidade no ponto de máximo coeficiente de potência. Nos testes com o freio de Foucault, o valor obtido foi de 4,3 enquanto que o  $\lambda$  na região de máximo  $CP_e$  foi de 3, ou seja, o acoplamento do gerador à turbina não permitiu que a mesma desenvolvesse sua condição de projeto. Ainda assim, os testes com o conjunto turbina-gerador

possibilitaram a formação completa das curvas de coeficiente de potência e rotação, as quais convergem com as tendências expostas na bibliografia e resultados analíticos desta tese.

Outro ponto que merece ser salientado é que os testes desenvolvidos com o gerador no túnel de vento também confirmaram o incremento de velocidade provocado pelo difusor. O critério de avaliação foi semelhante ao apresentado nos resultados de campo, a comparação da velocidade medida pelo anemômetro de fio quente, instalado a 5 cm da entrada do difusor, com a velocidade teórica de Betz, calculada a partir da medição do tubo de Pitot ( $U$ ). No entanto, como os testes foram realizados no túnel de vento foram adicionados os respectivos fatores de bloqueio, o que gerou a variável  $IC_{BF}$ , a qual foi o parâmetro final de avaliação. Com o valor da velocidade no disco da turbina “ $U_d$ ” foi calculado o fator de indução axial experimental e o coeficiente de potência  $CP_a$ . A Tabela 4.14 resume os testes que foram realizados para avaliar o desempenho do difusor proposto neste trabalho.

Tabela 4.14 - Resumo dos Resultados com o Difusor

Tipo de Teste	Variável Controlada	Faixa de Velocidades	Incremento
Numérico	Velocidade	10 m/s	31,60%
Túnel	Rotação	8,3 m/s	24,20%
Campo	Velocidade	5,3 a 7,2 m/s	29,00%
Túnel	Velocidade	8,1 a 11 m/s	24,17%

Identifica-se na Tabela 4.14 a coerência de valores obtidos em diferentes tipos de testes e variáveis controladas, com resultados de campo e numérico onde tem-se um comportamento de crescimento do incremento. Em relação aos testes no túnel, ambos tiveram resultados semelhantes, mesmo se tratando de variáveis diferentes o que também evidencia o funcionamento do difusor com o objetivo de aumentar a vazão mássica na turbina e atenuar o fator de indução axial.

A turbina eólica pertence ao grupo das turbomáquinas caracterizada por grupos adimensionais anteriormente apresentados como os coeficientes de potência, empuxo e torque. Conforme Gash e Twele, 2012, a análise dimensional é válida pelas leis de similaridade quando são alcançadas três condições: a manutenção da razão de velocidades, conservação do perfil, material e número de pás e a realização de ajustes proporcionais das dimensões (raio, corda do perfil, área varrida pelas pás). A manutenção da razão de velocidades entre o modelo

e protótipo preserva o triângulo de velocidades. Como o perfil é o mesmo, os coeficientes de sustentação e arrasto são mantidos, a menos que o número de Reynolds torne-se relevante.

Para esta avaliação foi calculada a faixa de número de Reynolds a partir das cordas dos perfis da ponta e da raiz da pá. Este procedimento resultou em uma faixa de 29.000 a 99.000. Considerando o perfil utilizado SD 7062 e o ângulo de ataque  $6^\circ$ , consultou-se os resultados de simulação numérica obtidos por Fleck, 2017 (apresentados no Anexo C) para obtenção dos coeficientes de sustentação. Para os perfis próximos à raiz da pá o coeficiente de sustentação do protótipo é de aproximadamente 0,927; enquanto que para o modelo resulta em 0,5194, ou seja, uma redução no coeficiente de sustentação do perfil de 39,56%. Então pode-se concluir que a análise de semelhança elaborada neste estudo tende a ser conservadora e os resultados do protótipo devem ser superiores aos aqui apresentados.

A escala de construção do modelo é 1:4, logo aos dados apresentados no item 4.5.1 foram adicionados os fatores de escala de frequência de rotação e potência mecânica do protótipo (subscrito p) conforme:  $rpm_p = 4^{-1}rpm$  e  $P_{mecp} = 4^2P_{mec}$ . A Figura 4.18 apresenta a relação entre estas variáveis.

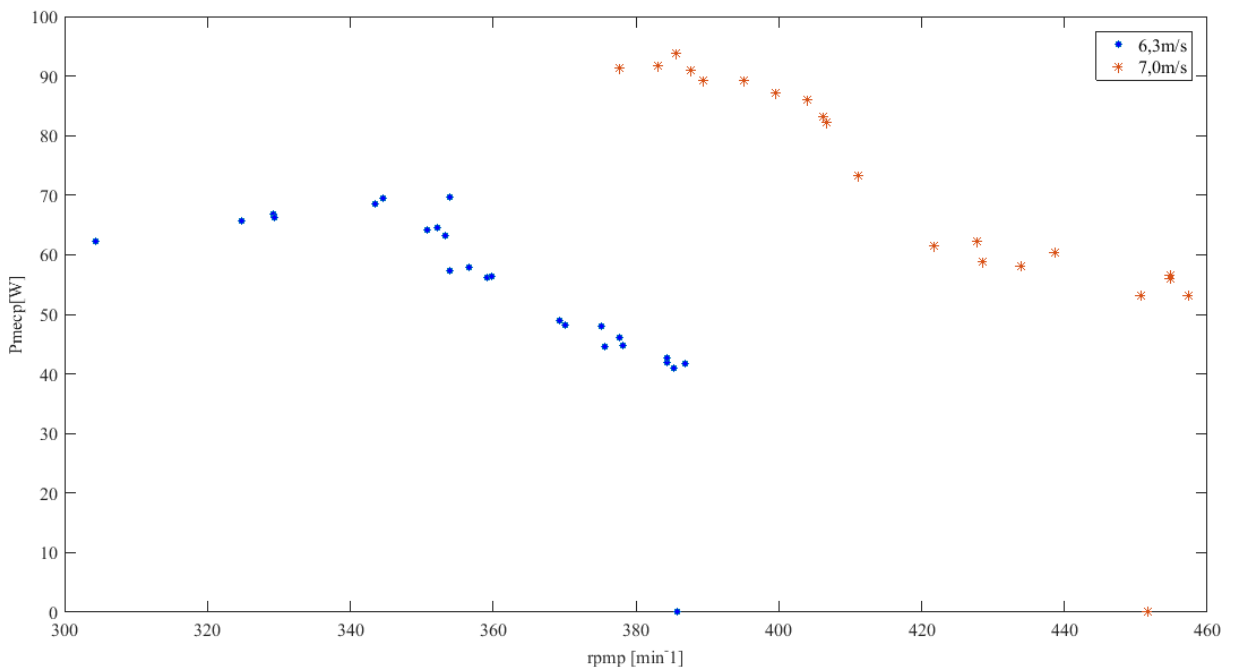


Figura 4.18- Potência mecânica e rotação do protótipo com os fatores de escala

Considerando os dados que foram medidos do modelo em escala, estima-se uma potência máxima de 96 W com a velocidade de 7,0 m/s sobre a turbina. Para uma velocidade

do vento de 6,3 m/s a potência máxima será de 70 W. Ressalta-se aqui que esses valores foram estimados com base nos dados efetivamente coletados no modelo em escala reduzida. A potência nominal da turbina é de 550 W com uma velocidade de projeto de 10m/s. Conforme relatado no item 4.5.1, o freio de Foucault não forneceu conjugado resistente suficiente para os testes do modelo em velocidades de escoamento superiores, sendo esta uma das razões da potência máxima não ter sido alcançada. Além disso, há as variações dos coeficientes de sustentação e arrasto do perfil do modelo em escala, que tornam o resultado apresentado na Figura 4.18 conservador, tendo em vista a redução de força de sustentação na faixa de número de Reynolds inferiores a 100.000.

Os resultados do coeficiente de potência do modelo da turbina determinados à partir do cálculo do fator de indução axial experimental são resumidos na Tabela 4.15.

Tabela 4.15 - Resumo dos resultados do coeficiente de potência com fator de indução axial.

Tipo de Teste	$U_{\infty min}$ [m/s]	$U_{\infty max}$ [m/s]	$CP_{amin}$	$CP_{amax}$
Campo	5,70	8,20	0,334	0,533
Túnel com gerador	8,12	11,01	0,431	0,504

A comparação das razões de velocidade de ponta de pá em que ocorreram os coeficientes de potência máximo demonstrou o deslocamento do mesmo. O projeto teórico apresentou um  $\lambda$  ótimo em 3,5, porém, os resultados dos testes em laboratório apresentaram uma razão de velocidades na faixa de 4,3 quando a potência da turbina foi máxima. A razão para essa diferença está na característica do difusor em acelerar o escoamento no rotor da turbina.

Quanto à análise dos coeficientes de potência apresentados na Tabela 4.15, os valores demonstrados são superiores a 33% nos testes de campo. Já para faixas de velocidades superiores, obtidas no túnel de vento, o  $CP$  foi superior aos 43%. O projeto teórico do rotor com velocidade de 10 m/s demonstrou um coeficiente de potência máximo de 46%, porém tanto nos testes de campo quanto no laboratório foram obtidos valores superiores a 50% com uma velocidade média de escoamento inferior a 10 m/s, o que comprova o incremento de potência com a metodologia desenvolvida nesta tese.

## 5. CONCLUSÕES

O desenvolvimento de um modelo reduzido e a determinação experimental do comportamento aerodinâmico de uma microturbina eólica foi realizado nesta tese. Os resultados permitiram avaliar o desempenho do modelo nos testes de laboratório e campo, auxiliando assim, a caracterização de uma microturbina eólica com o rotor projetado através do programa SWRDC e envolvido por um difusor para elevar a velocidade.

Primeiramente foi aprimorado o túnel de vento Prof. Debi Pada Sadhu com o projeto, construção e instalação de um bocal convergente na admissão do mesmo, além de adaptadores entre a seção de saída e exaustor. Estas ações qualificaram o escoamento na área de teste do túnel de vento, tendo em vista que, o escoamento no plano médio desta área ficou com grau de homogeneidade superior ao que a bancada apresentava anteriormente e a intensidade de turbulência medida após as alterações foi de 1,86%.

Para o projeto do rotor foi utilizado o programa *Small Wind-turbine Design Code* (SWRDC), habilitando a otimização para coeficiente de potência e condições de partida, nas quais são empregados o Método do Elemento de Pá (BEM) e o modelo de partida desenvolvido por Wood, 2011. Assim, a pá do rotor foi projetada para 25 elementos com as respectivas cordas e ângulos de torção usando um único perfil aerodinâmico SD 7062.

O difusor da turbina foi projetado pelo grupo de pesquisa e testado através de simulação numérica, sendo escolhido entre quatro modelos analisados, aquele que gerou maior incremento de velocidade na seção do rotor (32% acima da velocidade livre) e menor desvio padrão no plano avaliado.

A metodologia de projeto aerodinâmico propiciou a obtenção de um rotor da turbina e um bocal difusor capazes de que os testes fossem realizados em escala. Quanto a construção, apesar dos avanços que a prototipagem 3D trouxe à confecção das partes, há ainda a necessidade de processos de fabricação posteriores de laminação e, principalmente, tratamento de superfícies para que a rugosidade relativa nas pás do rotor não influencie nos resultados. A montagem das pás no cubo e anel do rotor também exige um posicionamento criterioso para que a execução atenda o projeto.

Para as medições de torque dinâmico foi desenvolvido um freio de Foucault que gerou conjugado resistente a cada tensão elétrica aplicada em suas bobinas. Um disco de alumínio

foi fixado junto ao eixo da turbina e a reação imposta ao circuito eletromagnético foi transmitida a uma célula de carga, possibilitando a medição do torque desenvolvido pela turbina. O sistema contruído também possui um encoder, acoplado para medição da frequência de rotação. Estes sensores, juntamente com um tubo de Pitot, conectado a um transmissor de pressão capacitivo permitiram que os testes no laboratório vento tivessem as variáveis registradas simultaneamente.

Os testes em campo exigiram a adaptação de um gerador comercial à turbina e a construção de uma plataforma desmontável para fixação da mesma. Além disso, foi necessário alterar o sistema de instrumentação devido a incompatibilidade dos instrumentos de laboratório ao ambiente externo. Os testes permitiram a medição do incremento de velocidade na turbina comparada ao limite imposto pelo fator de indução axial de Betz. Estes resultados foram confirmados com os testes do conjunto turbina-gerador instalado no túnel de vento, os quais possibilitaram a obtenção das curvas características do conjunto, validando o método empregado nos testes.

O desenvolvimento do modelo em escala auxiliou o grupo de pesquisa do LMF, tendo em vista, que os problemas e as alternativas de solução encontrados no mesmo, foram levadas em consideração para a construção do protótipo com diâmetro de 1,5 m. Pode-se citar os aspectos de fixação e posicionamento do mancal da turbina por elementos de tração, além de ressaltos com ângulos retos junto a raiz da pá que propiciam o ajuste preciso do ângulo de ataque. O anel que circundou a ponta das pás evidenciou o aumento na rigidez estrutural do rotor a medida que inúmeros testes foram realizados com frequência de rotação superior a 1000 rpm e o rotor manteve-se rijo. O aumento da potência devido ao difusor que envolve a turbina foi confirmado pelos resultados experimentais do modelo, possibilitando a qualificação do protótipo desenvolvido pelo grupo.

A complexidade de alcançar resultados experimentais obtidos pelos modelos teóricos e numéricos em microturbinas eólicas é evidenciada nesta tese. As simplificações na teoria do elemento de pá, agregadas às incertezas dos dados de coeficientes de perfil em condições de velocidade variável, peculiares do perímetro urbano ao qual a microturbina se destina, exigem que a metodologia de teste seja bem fundamentada, potencializando a identificação de pontos de ajuste da teoria e prática. As variáveis impactantes neste processo são inúmeras, porém entende-se que o trabalho atendeu aos objetivos propostos e os argumentos a seguir delineados comprovam essa afirmação.



Os resultados desta tese agregam à comunidade científica o desenvolvimento de uma turbina eólica de pequeno porte capaz de operar em perímetro urbano usando a metodologia multicritério SWRDC em conjunto com um bocal difusor para incremento da quantidade de movimento ao longo do rotor. O conceito leva em consideração a aplicabilidade em zonas urbanas à partir da redução dos impactos aos habitantes próximos ao local de instalação da turbina nos seguintes quesitos: a rotação nominal é baixa e, por consequência, o ruído sonoro também; a segurança inerente devido ao difusor que envolve o rotor; e com o coeficiente de potência superior a 33% para esta faixa de razão de velocidades. A metodologia empregada aos testes foi capaz de reproduzir as curvas típicas dos adimensionais que caracterizam a turbina.

## **5.1 Sugestões de Trabalhos Futuros**

O desenvolvimento de uma microturbina para atender a demanda de energia residencial descentralizada é desafiador para a comunidade científica, por isso, além das contribuições geradas por esta tese, sugere-se os seguintes temas de estudo para trabalhos futuros:

- desenvolvimento de uma bancada para o balanceamento dinâmico de rotores de turbina.
- estudo para a determinação do ruído sonoro emitido pela turbina na faixa de operação.
- montagem de uma bancada de teste e instrumentação para a caracterização do comportamento de partida das microturbinas.
- estudo do comportamento do movimento de rotação (*yaw*) da turbina quando submetida a uma região com variações repentinas da direção do vento.
- desenvolvimento de uma bancada de calibração para freios de Foucault.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABEEÓLICA. **Boletim Anual de Energia Eólica**. <http://www.abeeolica.org.br/>, 2016, acesso em: 07-08-2017.

ABNT. Associação Brasileira de Normas Técnicas. NBR IEC 61400-1: Aerogeradores. Parte 1: Requisitos de projeto. Rio de Janeiro, 2008.

Aranake, A. C. e Lakshminarayan, V. K., Duraisamy, K. Computational analysis of shrouded wind turbine configurations using a 3-dimensional RANS solver. **Renewable Energy**, vol. 75, p.818-832, 2015.

Bai, C. J. e Wang, W. C. Review of computational and experimental approaches to analysis of aerodynamic performance in horizontal-axis wind turbines (HAWTs). **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 63, p. 506-519, 2016.

Bai, C. J. System Integration of the Horizontal-Axis Wind Turbine: The Design of Turbine Blades with an Axial-Flux Permanent Magnet Generator. **Energies**, vol. 7, p. 7773-7793, 2014.

Barlow, J.W. Rae, W. H. e Pope, A. **Wind Tunnel Testing** 3rd edition, John Wiley & Sons, Inc., 1999. 363 p. ISBN 0-471-55774-9

Balte, A. S. Kulloli, V. K. e Gajjal, S. Y. Design and Fabrication of Eletromagnetic Dynamometer for Micro-Power Measurement. **International Journal of Engineering Science & Research Technology**, p. 430-434, 2015.

Blanch, M. J. Reynolds number effects on the stall of a small horizontal axis wind turbine. **Wind Energy Conversion 1996**. Mechanical Engineering Publications Limited: London, 1997.

Bowen, A. Huskey, A. Link, H. Sinclair, K. Forsyth, T. e Bowen, J. D. Small wind turbine testing results from the National Renewable Energy Lab. American **Wind Energy Association WINDPOWER 2009**, Chicago, Illinois, p. 1-12, 2009.

Brin, W. Design and fabrication of an eddy current brake dynamometer for efficiency determination of electric wheelchair motors. **Electronic Thesis or Dissertation**. Wright State University, 2013.

Burton, T. Jenkins, N. Sharpe, D. e Bossanyi, E. **Wind Energy Handbook**. Chichester: JohnWiley & Sons, 2001. 617p. ISBN: 0-471-48997-2.

Chen, T. Y. e Liou, L. R. Blockage corrections in wind tunnel tests of small horizontal-axis wind turbines. **Experimental Thermal and Fluid Science**, vol. 35, p. 565-569, 2011.

Clausen, P. D. e Wood, D. H. Research and development issues for small wind turbines. **Renewable Energy**, vol. 16, p. 922-927, 1999.

Duquette, M. M. e Visser K. D. Numerical implication of solidity and blade number on rotor performance of horizontal-axis wind turbines. **J Sol Energy Eng.**, vol. 125, p. 425-432, 2003.

Fiedler, B. H. e Bukovsky, M.S. The effect of a giant wind farm on precipitation in a regional climate model. **Environ. Res. Lett**, vol.6, p. 101-108, 2011.

Freere, P. Sacher, M. Derricott, J. e Hanson, B. A low cost wind turbine and blade performance. **Wind Engineering**, vol. 34, p. 289-302, 2010.

Garré, S.O. Petry, A.P. De Paula, A.V. Rosales, J.L. e Jodar, T.D. Experimental evaluation of the aerodynamic performance of turbines small wind confection and prototyping 3D. In: 23rd ABCM - **International Congress of Mechanical Engineering, COBEM**. Rio de Janeiro, Brasil, 2015.

Gash, R. e Twele, J. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. Springer II edition, 2012. 548 p. ISBN: 978-3-642-22937-4.

Gerard, J. W. e Bussel, V. The science of making more torque from wind: diffuser experiments and theory revisited. **Journal of Physics: Conference Series.**, vol. 75, p. 1-12, 2007.

González, M. Experiments with eddy currents: the eddy current brake. **European Journal of Physics**, vol. 25, p. 463–468, 2004.

Graeme, I. C. Nobes, D. S. e Fleck, B. A. Performance evaluation and Wake study of a micro wind turbine. **Transaction of the Canadian Society for Mechanical Engineering**, vol. 35, p. 101-117, 2011.

Guiguere, P. e Selig, M. S. **New airfoils for small horizontal axis Wind turbines**. Dept. of Aeronautical and Astronautical Engineering. University of Illinois at Urbana-Champaign, 1998.

Gulbhace, M. O. Kocabas, D. A. e Nayman, F. Investigation of the effect of pole shape on braking torque for a low power eddy current brake by finite elements method. **Power Engineering, Energy and Electrical Drives (POWERENG)**, Fourth International Conference on, p. 1272-1276, 2013.

Hansen, M.O.L. Sorensen, N.N. Flay, R.G.J. Effect of placing a diffuser around a wind turbine. **Wind Energy**, vol.3, p. 207–213, 2000.

Hirahara, H. Hossain, M.Z. Kawahashi, M. e Nonomura, Y. Testing basic performance of a very small wind turbine designed for multi-purposes. **Science Direct**, vol. 30, p. 1279-1297, 2005.

Hirai, S. Honda, A. e Kariromi, K. Wind loads investigations of HAWT with wind tunnel tests and site measurements, **Wind Power Asia**, Benjin, June 2008.

Hsiao, F. B. Bai, C.J. e Chong W. T. The performance test of three different horizontal axis wind turbine (HAWT) blade shapes using experimental and numerical methods. **Energies**, vol. 6, p. 2784-2803, 2013.

Hu, J. F. e Wang, W. X. Upgrading a Shrouded Wind Turbine with a Self-Adaptive Flanged Diffuser. **Energies**, vol. 8, p. 5319-5337, 2015.

Jamieson, P.M. e Beating Betz: Energy Extraction Limits in a Constrained Flow Field. **J. Sol. Energy Eng**, vol.131, p.108-118, 2009.

Ji, H. S. Baek, J. H. Mieremet, R. e Kim, K. C. The Aerodynamic Performance Study on Small Wind Turbine with 500W Class through Wind Tunnel Experiments. **International Journal of Renewable Energy Sources**, vol.1, p. 6-12, 2016.

Kenneth, W. V. T. e Burdett, T. Experimental testing of wind turbines using wind tunnels with an emphasis on small-scale turbines under low Reynolds number. **WIT Transactions on State of the Art in Science and Engineering**, vol. 81, p. 67-108, 2014.

Kishore, R.A. Coudron, T. e Priya, S. Small-scale wind energy portable turbine (SWEPT). **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, vol. 116, p. 21-31, 2013.

Lion, C. A. Broeren, A. P. Giguère, P. Gopalarathnan, A. e Selig, M. S. **Summary of Low-Speed Airfoil Data**. SoarTech Publications, Virginia Beach, vol. 3, 1997.

Manwell, J.F. Gowan, J. M. e Rogers, A. **Wind Energy Explained: Theory, Design and Application**, Wiley, 2010, 704 p. ISBN: 978-0-470-01500-1.

Market Forecast for 2015-2019. <https://www.gwec.net/global-figures/market-forecast-2012-2016>, 2014, Acesso em: 06-08-2017.

Möller, S. V. Experimentação em Turbulência. **Anais II Escola de Primavera Transição e Turbulência**, 2000.

Ohya, Y. e Karasudani, T. A Shrouded Wind Turbine Generating High Output Power with Wind-lens Technology. **Energies**, vol. 3, p. 634-649, 2010.

Refan, M. e Hangan, H. Aerodynamic performance of a small horizontal wind turbine. **J Sol Energy Eng**, vol. 134, p. 021013/1-7, 2012.

Rocha, P. A. Rocha, H. H. B. Carneiro, F. O. M. Da Silva, M. E. e Andrade, C. F. *k-w* SST (shear stress transport) turbulence model calibration: a case study on a small scale horizontal axis wind turbine. **Energy**, vol. 97, p. 144-150, 2016.

Selig M. S. Lyon C. A. Guiguere P. Ninhan C. P. e Giglielmo J.J. Summary of low-speed airfoil data. **SoarTech Publications**. Virginia Beach, vol. 2, 1996.

Schreck, S.J. Sorensen, N.N. e Robinson, M.C. Aerodynamic structures and processes in rotationally augmented flow fields, **Wind Energy**, vol. 10, p. 159-178, 2007.

Selig, M.S. Coverstone-Carroll, V.L. Application of a genetic algorithm to wind turbine design. **Journal Solar Energy Engineering**, vol. 118, p. 22-28, 1996.

Sessarrego, M. e Wood, D. Multi-dimensional optimization of small wind turbine blades. **Renewables: Wind, Wind and Solar**, vol. 2(1), p. 01-11, 2015.

Sigh, R. K. e Ahmed, M.R. Blade design and performance testing of a small wind turbine rotor for low wind speed applications. **Renewable Energy**, vol. 50, p. 812-819, 2013.

Spera, D. A. **Wind Turbine Technology: Fundamental concepts of wind turbine engineering**, 2nd ed., ASME PRESS, 2009. 835p.

Tummala, A. Velamati, R. K. Sinha, D. K. Indraja, V. e Krishna, V. H. A review on small scale wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, vol. 56, p. 1351-1371, 2016.

Verdum, V. Projeto de Aerogerador com Segurança Inerente para Aplicação Urbana. **Dissertação para obtenção de mestre em engenharia, Universidade Federal do Rio Grande do Sul**, 2013.

Wood, D. H. **Small Wind Turbines: Analysis, Design, and Application**. Springer, 2011. 270p. ISBN: 978-1-84996-175-2.

Wright, A. K. e Wood, D. H. The starting and low speed behavior of a small horizontal axis wind turbine. **Journal of Wind Engineering**, vol. 92, p. 1265-1279, 2004.

Yang, S. J. e Baeder, J. D. **Aerodynamics and aeroacoustics of spanwise wavy trailing edge flatback airfoils: Design improvement**. North American Wind Energy Academy 2015 Symposium, Blacksburg, VA, 2015.

Zhu, W. J. **Modeling of noise from wind turbines**. Master's Thesis. Technical University of Denmark Lyngby, 2007.

## **APÊNDICE A – Desenho da turbina**

A Figura A.1 apresenta o desenho em vista explodida dos componentes constituintes da turbina desenvolvida nesta tese.

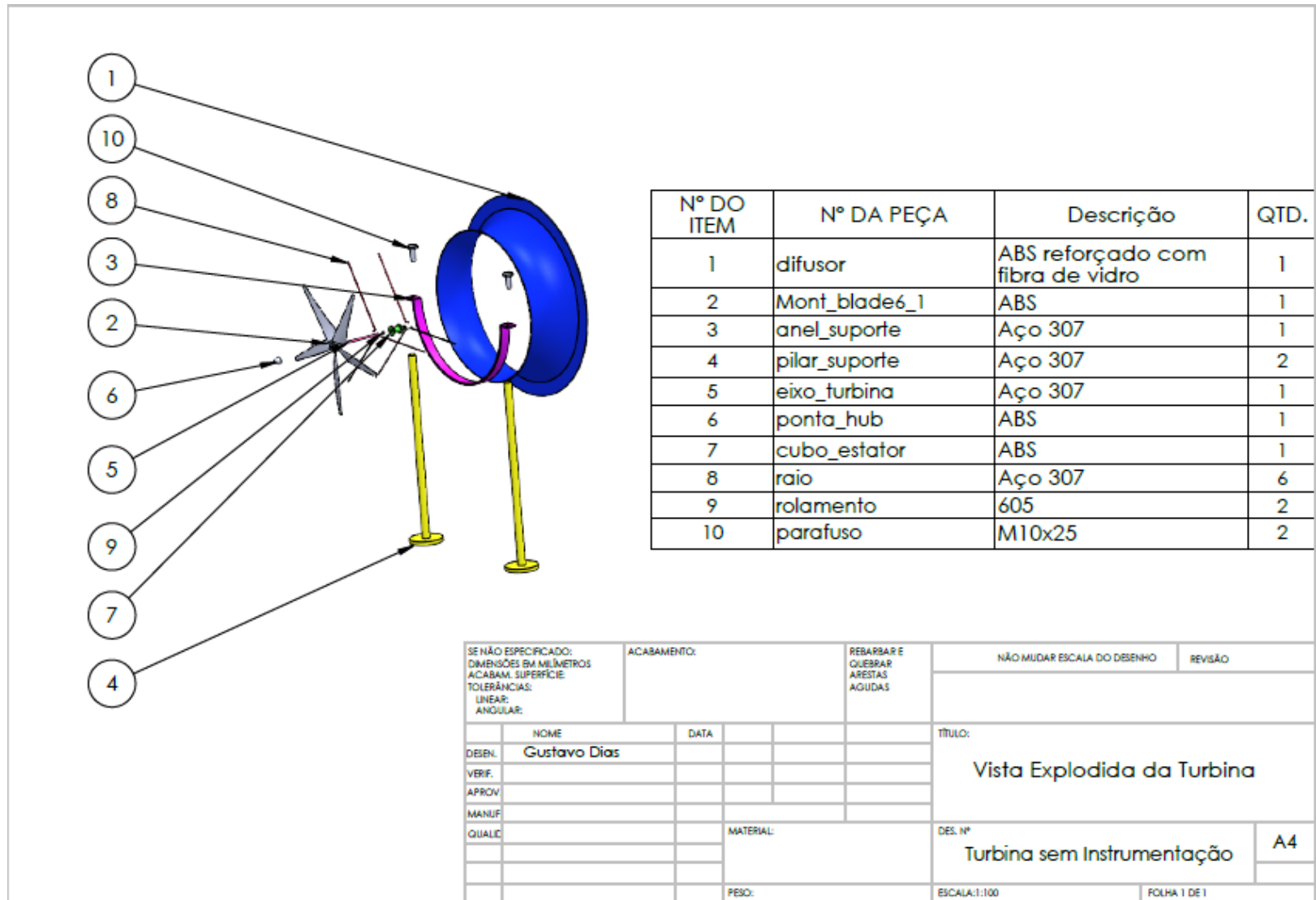
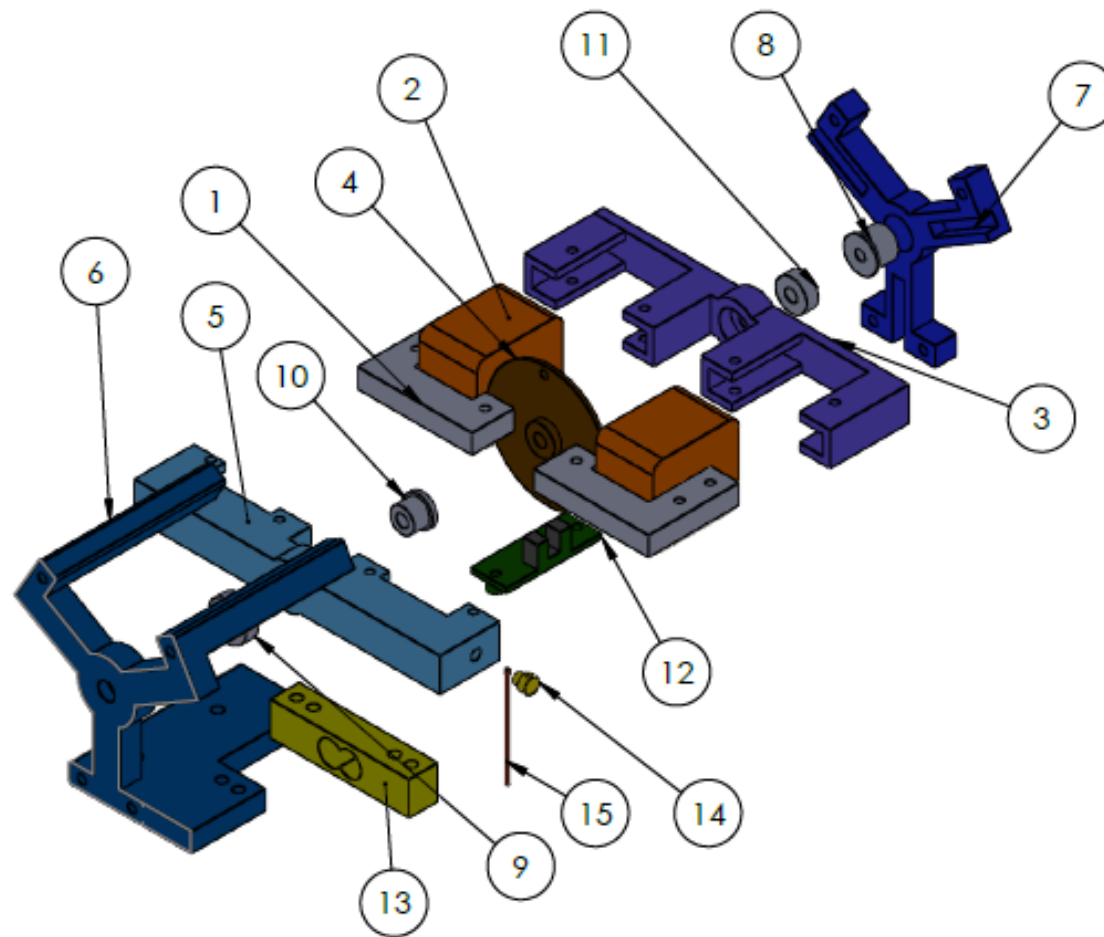


Figura A.1 – Vista Explodida da Turbina



## **APÊNDICE B – Sistema de instrumentação desenvolvido**

A Figura B.1 apresenta o desenho em vista explodida dos componentes constituintes do sistema de instrumentação desenvolvido nesta tese, cujo objetivo é permitir a medição de torque dinâmico e rotação da turbina.



ITEM	DESCRIÇÃO	QTD.
1	cct_magnetico	2
2	bobinado	2
3	base1	1
4	disco	1
5	base2	1
6	mancal2	1
7	mancal_1	1
8	rolamento_4m	1
9	rolamento1_5m	1
10	R2_5m	1
11	R3_5m	1
12	encoder	1
13	celula	1
14	parafuso_cabo	1
15	cabo_aço	1

Figura B.1 – Vista Explodida do Sistema de Instrumentação

## **APÊNDICE C – Coordenadas globais da pá**

Este apêndice apresenta o resultado das coordenadas globais dos 25 perfis que compõem a pá da turbina. Estes pontos já estão corrigidos de forma a criarem um eixo central posicionado a 25% do comprimento da respectiva corda do perfil. Os mesmos serviram de base para a importação dos arquivos em programa de CAD 3D e criação gráfica da pá.

Elemento	1	Elemento	2.00	Elemento	3	Elemento	4	Elemento	5	Elemento	6	Elemento	7	Elemento	8	Elemento	9									
149.26	0.00	60.00	146.70	0.13	105.13	142.49	0.34	150.06	137.01	0.61	194.61	130.95	0.92	238.59	124.95	1.22	281.79	119.41	1.50	324.05	114.44	1.74	365.18	109.94	1.97	405.00
148.74	0.09	60.00	146.19	0.21	105.13	142.00	0.42	150.06	136.55	0.69	194.61	130.52	0.99	238.59	124.55	1.28	281.79	119.03	1.56	324.05	114.08	1.80	365.18	109.60	2.02	405.00
147.22	0.36	60.00	144.71	0.48	105.13	140.58	0.68	150.06	135.19	0.94	194.61	129.25	1.22	238.59	123.36	1.50	281.79	117.92	1.76	324.05	113.04	1.99	365.18	108.62	2.20	405.00
144.79	0.85	60.00	142.33	0.96	105.13	138.29	1.14	150.06	133.03	1.37	194.61	127.21	1.63	238.59	121.46	1.88	281.79	116.14	2.12	324.05	111.36	2.33	365.18	107.05	2.52	405.00
141.52	1.55	60.00	139.14	1.64	105.13	135.23	1.79	150.06	130.13	1.99	194.61	124.49	2.21	238.59	118.91	2.43	281.79	113.75	2.63	324.05	109.12	2.81	365.18	104.94	2.97	405.00
137.51	2.41	60.00	135.22	2.48	105.13	131.45	2.60	150.06	126.55	2.76	194.61	121.13	2.93	238.59	115.77	3.10	281.79	110.81	3.26	324.05	106.36	3.40	365.18	102.34	3.53	405.00
132.79	3.42	60.00	130.61	3.47	105.13	127.02	3.55	150.06	122.35	3.65	194.61	117.19	3.77	238.59	112.08	3.89	281.79	107.36	3.99	324.05	103.13	4.09	365.18	99.29	4.18	405.00
127.44	4.55	60.00	125.38	4.57	105.13	122.00	4.61	150.06	117.59	4.66	194.61	112.72	4.72	238.59	107.90	4.77	281.79	103.45	4.82	324.05	99.45	4.87	365.18	95.83	4.91	405.00
121.54	5.80	60.00	119.62	5.79	105.13	116.46	5.78	150.06	112.34	5.77	194.61	107.79	5.76	238.59	103.29	5.75	281.79	99.13	5.74	324.05	95.40	5.73	365.18	92.02	5.72	405.00
115.18	7.13	60.00	113.40	7.10	105.13	110.48	7.04	150.06	106.68	6.96	194.61	102.48	6.87	238.59	98.32	6.79	281.79	94.48	6.71	324.05	91.03	6.64	365.18	87.91	6.58	405.00
108.45	8.51	60.00	106.84	8.44	105.13	104.17	8.33	150.06	100.70	8.19	194.61	96.86	8.03	238.59	93.07	7.87	281.79	89.56	7.72	324.05	86.41	7.59	365.18	83.56	7.47	405.00
101.46	9.89	60.00	100.00	9.79	105.13	97.60	9.63	150.06	94.47	9.41	194.61	91.02	9.18	238.59	87.60	8.95	281.79	84.44	8.73	324.05	81.60	8.54	365.18	79.04	8.36	405.00
94.26	11.22	60.00	92.97	11.09	105.13	90.84	10.88	150.06	88.07	10.60	194.61	85.01	10.29	238.59	81.98	9.98	281.79	79.18	9.70	324.05	76.66	9.45	365.18	74.39	9.22	405.00
86.95	12.46	60.00	85.82	12.30	105.13	83.97	12.04	150.06	81.56	11.70	194.61	78.90	11.32	238.59	76.26	10.95	281.79	73.83	10.61	324.05	71.64	10.30	365.18	69.66	10.02	405.00
79.59	13.57	60.00	78.63	13.38	105.13	77.06	13.08	150.06	75.01	12.69	194.61	72.75	12.25	238.59	70.51	11.82	281.79	68.44	11.42	324.05	66.58	11.06	365.18	64.90	10.74	405.00
72.24	14.51	60.00	71.46	14.31	105.13	70.16	13.97	150.06	68.48	13.53	194.61	66.62	13.04	238.59	64.77	12.56	281.79	63.07	12.11	324.05	61.54	11.71	365.18	60.16	11.35	405.00
64.99	15.27	60.00	64.37	15.04	105.13	63.35	14.68	150.06	62.02	14.20	194.61	60.55	13.67	238.59	59.10	13.15	281.79	57.76	12.66	324.05	56.55	12.23	365.18	55.47	11.84	405.00
57.88	15.81	60.00	57.43	15.57	105.13	56.67	15.19	150.06	55.70	14.68	194.61	54.62	14.12	238.59	53.55	13.57	281.79	52.56	13.06	324.05	51.67	12.60	365.18	50.87	12.19	405.00
50.99	16.12	60.00	50.69	15.88	105.13	50.20	15.48	150.06	49.56	14.96	194.61	48.86	14.38	238.59	48.16	13.81	281.79	47.52	13.29	324.05	46.94	12.82	365.18	46.41	12.39	405.00
44.36	16.19	60.00	44.21	15.94	105.13	43.98	15.54	150.06	43.67	15.02	194.61	43.32	14.44	238.59	42.98	13.87	281.79	42.67	13.34	324.05	42.39	12.86	365.18	42.13	12.43	405.00
38.05	16.00	60.00	38.06	15.76	105.13	38.06	15.37	150.06	38.06	14.85	194.61	38.06	14.29	238.59	38.06	13.72	281.79	38.06	13.20	324.05	38.06	12.74	365.18	38.06	12.31	405.00
32.12	15.56	60.00	32.26	15.33	105.13	32.48	14.96	150.06	32.78	14.46	194.61	33.10	13.92	238.59	33.42	13.38	281.79	33.72	12.88	324.05	33.98	12.43	365.18	34.22	12.03	405.00
26.61	14.87	60.00	26.87	14.66	105.13	27.30	14.31	150.06	27.87	13.85	194.61	28.49	13.34	238.59	29.11	12.84	281.79	29.68	12.38	324.05	30.19	11.96	365.18	30.66	11.58	405.00
21.54	13.94	60.00	21.92	13.75	105.13	22.55	13.43	150.06	23.36	13.02	194.61	24.26	12.56	238.59	25.15	12.11	281.79	25.98	11.69	324.05	26.71	11.32	365.18	27.38	10.98	405.00
16.96	12.78	60.00	17.45	12.61	105.13	18.24	12.34	150.06	19.28	11.99	194.61	20.43	11.59	238.59	21.57	11.20	281.79	22.62	10.84	324.05	23.57	10.52	365.18	24.42	10.23	405.00
12.89	11.41	60.00	13.47	11.28	105.13	14.42	11.06	150.06	15.66	10.77	194.61	17.04	10.45	238.59	18.39	10.14	281.79	19.65	9.85	324.05	20.77	9.58	365.18	21.79	9.35	405.00
9.36	9.87	60.00	10.02	9.78	105.13	11.10	9.61	150.06	12.52	9.40	194.61	14.08	9.17	238.59	15.63	8.93	281.79	17.06	8.72	324.05	18.35	8.53	365.18	19.51	8.35	405.00
6.38	8.20	60.00	7.11	8.14	105.13	8.30	8.04	150.06	9.87	7.91	194.61	11.59	7.76	238.59	13.30	7.62	281.79	14.88	7.49	324.05	16.30	7.37	365.18	17.58	7.27	405.00
3.96	6.42	60.00	4.74	6.40	105.13	6.03	6.37	150.06	7.71	6.32	194.61	9.57	6.28	238.59	11.41	6.23	281.79	13.11	6.19	324.05	14.64	6.15	365.18	16.02	6.12	405.00
2.10	4.60	60.00	2.93	4.62	105.13	4.29	4.66	150.06	6.07	4.71	194.61	8.02	4.76	238.59	9.96	4.81	281.79	11.76	4.86	324.05	13.36	4.90	365.18	14.82	4.94	405.00
0.84	2.79	60.00	1.70	2.86	105.13	3.10	2.96	150.06	4.94	3.10	194.61	6.97	3.25	238.59	8.98	3.40	281.79	10.83	3.54	324.05	12.50	3.66	365.18	14.00	3.77	405.00
0.15	1.06	60.00	1.03	1.16	105.13	2.46	1.34	150.06	4.33	1.56	194.61	6.40	1.80	238.59	8.44	2.05	281.79	10.33	2.27	324.05	12.02	2.47	365.18	13.56	2.66	405.00
0.04	-0.49	60.00	0.91	-0.35	105.13	2.35	-0.12	150.06	4.23	0.18	194.61	6.30	0.51	238.59	8.35	0.84	281.79	10.25	1.14	324.05	11.95	1.41	365.18	13.49	1.65	405.00
0.63	-1.66	60.00	1.50	-1.50	105.13	2.91	-1.22	150.06	4.76	-0.87	194.61	6.80	-0.47	238.59	8.82	-0.08	281.79	10.68	0.28	324.05	12.35	0.60	365.18	13.87	0.89	405.00
2.11	-2.54	60.00	2.94	-2.35	105.13	4.30	-2.05	150.06	6.07	-1.65	194.61	8.03	-1.20	238.59	9.97	-0.77	281.79	11.76	-0.36	324.05	13.37	0.00	365.18	14.82	0.33	405.00
4.46	-3.29	60.00	5.24	-3.09	105.13	6.51	-2.75	150.06	8.17	-2.31	194.61	10.00	-1.83	238.59	11.81	-1.35	281.79	13.48	-0.91	324.05	14.99	-0.52	365.18	16.34	-0.16	405.00
7.61	-3.92	60.00	8.31	-3.70	105.13	9.46	-3.34	150.06	10.97	-2.87	194.61	12.62	-2.35	238.59	14.27	-1.84	281.79	15.78	-1.37	324.05	17.15	-0.94	365.18	18.38	-0.56	405.00
11.51	-4.40	60.00	13.12	-4.17	105.13	13.12	-3.79	150.06	14.43	-3.30	194.61	15.88	-2.76	238.59	17.31	-2.22	281.79	18.64	-1.72	324.05	19.82	-1.28	365.18	20.90	-0.87	405.00
16.12	-4.74	60.00	16.62	-4.51	105.13	17.45	-4.12	150.06	18.53	-3.61	194.61	19.73	-3.05	238.59	21.31	-2.49	281.79	22.01	-1.98	324.05	22.99	-1.51	365.18	23.88	-1.10	405.00
21.39	-4.95	60.00	21.77	-4.71	105.13	22.40	-4.31	150.06	23.22	-3.79	194.61	24.13	-3.22	238.59	25.03	-2.65	281.79	25.86	-2.13	324.05	26.61	-1.66	365.18	27.28	-1.23	405.00
27.26	-5.03	60.00	27.51	-4.78	105.13	27.92	-4.38	150.06	28.45	-3.86	194.61	29.04	-3.28	238.59	29.62	-2.71	281.79	30.16	-2.18	324.05	30.64	-1.71	365.18	31.08	-1.28	405.00
33.69	-4.97	60.00	33.79	-4.72	105.13	33.95	-4.32	150.06	34.17	-3.81	194.61	34.41	-3.23	238.59	34.64	-2.66	281.79	34.86	-2.14	324.05	35.06	-1.67	365.18	35.23	-1.24	405.00
40.60	-4.79	60.00	40.54	-4.55	105.13	40.44	-4.15	150.06	40.32	-3.64	194.61	40.18	-3.08	238.59	40.04	-2.52	281.79	39.92	-2.01	324.05	39.80	-1.54	365.18	39.70	-1.12	405.00
47.92	-4.49	60.00	47.69	-4.26	105.13	47.32	-3.88	150.06	46.83	-3.38	194.61	46.30	-2.84	238.59	45.76	-2.29	281.79	45.27	-1.79	324.05	44.83	-1.34	365.18	44.43	-0.93	405.00
55.58	-4.10																									

Elemento	10.00	Elemento	11.00	Elemento	12.00	Elemento	13.00	Elemento	14.00	Elemento	15.00	Elemento	16.00	Elemento	17.00								
105.72	2.18	443.34	101.61	2.39	480.05	97.52	2.59	514.95	93.44	2.80	547.90	89.49	2.99	578.77	85.78	3.18	607.41	82.43	3.35	633.71	79.54	3.49	657.56
105.41	2.23	443.34	101.32	2.44	480.05	97.24	2.64	514.95	93.19	2.84	547.90	89.25	3.03	578.77	85.55	3.22	607.41	82.22	3.38	633.71	79.34	3.52	657.56
104.48	2.40	443.34	100.45	2.59	480.05	96.43	2.78	514.95	92.43	2.98	547.90	88.54	3.16	578.77	84.90	3.33	607.41	81.62	3.49	633.71	78.78	3.63	657.56
103.00	2.70	443.34	99.06	2.87	480.05	95.13	3.05	514.95	91.22	3.22	547.90	87.42	3.39	578.77	83.86	3.55	607.41	80.65	3.69	633.71	77.87	3.81	657.56
101.01	3.12	443.34	97.19	3.27	480.05	93.38	3.42	514.95	89.59	3.57	547.90	85.91	3.71	578.77	82.46	3.84	607.41	79.35	3.96	633.71	76.65	4.07	657.56
98.57	3.65	443.34	94.90	3.76	480.05	91.23	3.88	514.95	87.59	4.00	547.90	84.05	4.11	578.77	80.73	4.21	607.41	77.74	4.31	633.71	75.15	4.39	657.56
95.70	4.26	443.34	92.20	4.34	480.05	88.71	4.42	514.95	85.24	4.50	547.90	81.87	4.57	578.77	78.71	4.65	607.41	75.86	4.71	633.71	73.40	4.77	657.56
92.44	4.95	443.34	89.14	4.99	480.05	85.85	5.03	514.95	82.58	5.06	547.90	79.40	5.10	578.77	76.41	5.13	607.41	73.72	5.16	633.71	71.40	5.19	657.56
88.85	5.71	443.34	85.77	5.70	480.05	82.69	5.69	514.95	79.64	5.68	547.90	76.67	5.68	578.77	73.88	5.67	607.41	71.37	5.66	633.71	69.20	5.66	657.56
84.98	6.52	443.34	82.13	6.46	480.05	79.29	6.40	514.95	76.47	6.35	547.90	73.73	6.29	578.77	71.15	6.24	607.41	68.83	6.19	633.71	66.83	6.15	657.56
80.89	7.36	443.34	78.29	7.25	480.05	75.70	7.14	514.95	73.12	7.03	547.90	70.62	6.93	578.77	68.27	6.83	607.41	66.15	6.74	633.71	64.32	6.67	657.56
76.63	8.20	443.34	74.29	8.04	480.05	71.96	7.88	514.95	69.64	7.72	547.90	67.38	7.57	578.77	65.26	7.42	607.41	63.36	7.29	633.71	61.71	7.18	657.56
72.26	9.01	443.34	70.18	8.80	480.05	68.11	8.59	514.95	66.05	8.38	547.90	64.05	8.18	578.77	62.18	7.99	607.41	60.49	7.82	633.71	59.02	7.68	657.56
67.81	9.76	443.34	66.00	9.51	480.05	64.20	9.25	514.95	62.41	9.00	547.90	60.67	8.76	578.77	59.04	8.53	607.41	57.57	8.32	633.71	56.30	8.14	657.56
63.33	10.44	443.34	61.79	10.14	480.05	60.26	9.85	514.95	58.74	9.55	547.90	57.27	9.27	578.77	55.88	9.00	607.41	54.63	8.76	633.71	53.55	8.55	657.56
58.86	11.01	443.34	57.60	10.68	480.05	56.34	10.35	514.95	55.09	10.02	547.90	53.87	9.71	578.77	52.73	9.41	607.41	51.70	9.14	633.71	50.81	8.91	657.56
54.44	11.47	443.34	53.45	11.11	480.05	52.46	10.76	514.95	51.47	10.40	547.90	50.51	10.05	578.77	49.61	9.73	607.41	48.81	9.44	633.71	48.10	9.19	657.56
50.12	11.80	443.34	49.39	11.42	480.05	48.66	11.04	514.95	47.93	10.67	547.90	47.23	10.31	578.77	46.57	9.96	607.41	45.97	9.66	633.71	45.45	9.39	657.56
45.92	11.99	443.34	45.45	11.60	480.05	44.97	11.21	514.95	44.50	10.83	547.90	44.04	10.45	578.77	43.61	10.10	607.41	43.22	9.78	633.71	42.88	9.51	657.56
41.89	12.03	443.34	41.66	11.64	480.05	41.43	11.25	514.95	41.20	10.86	547.90	40.97	10.48	578.77	40.76	10.13	607.41	40.57	9.81	633.71	40.41	9.53	657.56
38.06	11.92	443.34	38.06	11.53	480.05	38.06	11.15	514.95	38.06	10.77	547.90	38.06	10.40	578.77	38.06	10.05	607.41	38.06	9.73	633.71	38.06	9.46	657.56
34.45	11.65	443.34	34.67	11.28	480.05	34.89	10.91	514.95	35.10	10.55	547.90	35.31	10.19	578.77	35.51	9.86	607.41	35.69	9.56	633.71	35.85	9.30	657.56
31.09	11.23	443.34	31.51	10.89	480.05	31.94	10.54	514.95	32.36	10.20	547.90	32.76	9.87	578.77	33.15	9.56	607.41	33.49	9.28	633.71	33.79	9.04	657.56
28.01	10.66	443.34	28.62	10.35	480.05	29.23	10.05	514.95	29.83	9.74	547.90	30.42	9.44	578.77	30.97	9.16	607.41	31.47	8.91	633.71	31.90	8.69	657.56
25.22	9.96	443.34	26.00	9.69	480.05	26.78	9.42	514.95	27.55	9.16	547.90	28.30	8.90	578.77	29.01	8.66	607.41	29.64	8.45	633.71	30.19	8.26	657.56
22.75	9.13	443.34	23.68	8.91	480.05	24.60	8.69	514.95	25.53	8.48	547.90	26.42	8.27	578.77	27.26	8.08	607.41	28.02	7.90	633.71	28.67	7.75	657.56
20.60	8.19	443.34	21.66	8.03	480.05	22.71	7.87	514.95	23.76	7.71	547.90	24.79	7.56	578.77	25.74	7.42	607.41	26.61	7.29	633.71	27.35	7.18	657.56
18.78	7.17	443.34	19.95	7.07	480.05	21.12	6.87	514.95	22.28	6.88	547.90	23.41	6.78	578.77	24.47	6.70	607.41	25.42	6.62	633.71	26.24	6.55	657.56
17.31	6.09	443.34	18.57	6.05	480.05	19.83	6.02	514.95	21.07	5.99	547.90	22.29	5.96	578.77	23.43	5.93	607.41	24.45	5.91	633.71	25.34	5.89	657.56
16.18	4.98	443.34	17.51	5.01	480.05	18.84	5.05	514.95	20.15	5.09	547.90	21.43	5.12	578.77	22.63	5.15	607.41	23.71	5.18	633.71	24.65	5.21	657.56
15.41	3.88	443.34	16.79	3.98	480.05	18.16	4.09	514.95	19.52	4.19	547.90	20.85	4.29	578.77	22.09	4.38	607.41	23.21	4.46	633.71	24.18	4.53	657.56
15.00	2.83	443.34	16.40	2.99	480.05	17.79	3.16	514.95	19.18	3.32	547.90	20.53	3.48	578.77	21.80	3.64	607.41	22.93	3.77	633.71	23.92	3.89	657.56
14.93	1.88	443.34	16.33	2.11	480.05	17.73	2.33	514.95	19.12	2.55	547.90	20.48	2.77	578.77	21.75	2.97	607.41	22.89	3.15	633.71	23.88	3.31	657.56
15.29	1.17	443.34	16.67	1.44	480.05	18.05	1.70	514.95	19.42	1.97	547.90	20.75	2.22	578.77	22.00	2.47	607.41	23.13	2.68	633.71	24.10	2.87	657.56
16.19	0.64	443.34	17.51	0.94	480.05	18.84	1.23	514.95	20.16	1.53	547.90	21.43	1.82	578.77	22.63	2.09	607.41	23.72	2.33	633.71	24.65	2.55	657.56
17.62	0.18	443.34	18.86	0.51	480.05	20.10	0.83	514.95	21.33	1.16	547.90	22.52	1.47	578.77	23.64	1.77	607.41	24.66	2.03	633.71	25.53	2.26	657.56
19.53	-0.20	443.34	20.66	0.15	480.05	21.78	0.50	514.95	22.89	0.85	547.90	23.98	1.18	578.77	24.99	1.50	607.41	25.91	1.79	633.71	26.70	2.03	657.56
21.90	-0.50	443.34	22.89	-0.13	480.05	23.86	0.24	514.95	24.84	0.60	547.90	25.78	0.96	578.77	26.67	1.29	607.41	27.47	1.59	633.71	28.16	1.85	657.56
24.71	-0.71	443.34	25.52	-0.33	480.05	26.33	0.05	514.95	27.13	0.43	547.90	27.91	0.80	578.77	28.64	1.14	607.41	29.30	1.45	633.71	29.88	1.72	657.56
27.91	-0.83	443.34	28.53	-0.44	480.05	29.15	-0.06	514.95	29.76	0.33	547.90	30.35	0.70	578.77	30.91	1.05	607.41	31.41	1.37	633.71	31.84	1.64	657.56
31.49	-0.88	443.34	31.89	-0.49	480.05	32.29	-0.10	514.95	32.68	0.29	547.90	33.07	0.67	578.77	33.43	1.02	607.41	33.75	1.34	633.71	34.03	1.62	657.56
35.40	-0.84	443.34	35.56	-0.45	480.05	35.72	-0.06	514.95	35.88	0.32	547.90	36.04	0.70	578.77	36.18	1.05	607.41	36.32	1.37	633.71	36.43	1.64	657.56
39.60	-0.73	443.34	39.51	-0.35	480.05	39.42	0.03	514.95	39.32	0.41	547.90	39.23	0.78	578.77	39.15	1.13	607.41	39.07	1.44	633.71	39.01	1.71	657.56
44.06	-0.55	443.34	43.70	-0.18	480.05	43.33	0.19	514.95	42.97	0.56	547.90	42.62	0.92	578.77	42.29	1.25	607.41	41.99	1.55	633.71	41.74	1.82	657.56
48.72	-0.31	443.34	48.07	0.04	480.05	47.43	0.40	514.95	46.79	0.75	547.90	46.16	1.10	578.77	45.58	1.42	607.41	45.05	1.71	633.71	44.60	1.96	657.56
53.54	-0.02	443.34	52.60	0.32	480.05	51.67	0.66	514.95	50.73	0.99	547.90	49.83	1.32	578.77	48.98	1.63	607.41	48.21	1.90	633.71	47.55	2.14	657.56
58.48	0.31	443.34	57.24	0.63	480.05	56.00	0.94	514.95	54.77	1.26	547.90	53.58	1.57	578.77	52.46	1.86	607.41	51.45	2.12	633.71	50.58	2.34	657.56
63.47	0.66	443.34	61.93	0.95	480.05	60.39	1.25	514.95	58.86	1.55	547.90	57.37	1.83	578.77	55.98	2.10	607.41	54.72	2.35	633.71	53.64	2.56	657.56
68.46	1.00	443.34	66.62	1.28	480.05	64.78	1.56	514.95	62.95	1.83	547.90	61.17	2.10	578.77	59.50	2.35	607.41	58.00	2.58	633.71	56.70	2.77	657.56
73.39	1.34	443.34	71.25	1.60	480.05	69.11	1.85	514.95	66.98														

Elemento	18.00	Elemento	19.00	Elemento	20.00	Elemento	21.00	Elemento	22.00	Elemento	23.00	Elemento	24.00	Elemento	25.00												
77.12	3.61	678.84	75.18	3.71	697.48	73.65	3.79	713.38	72.49	3.85	726.49	###	71.64	3.89	736.74	0.00	71.06	3.92	744.10	0.00	70.73	3.93	748.52	0.00	70.62	3.94	750.00
76.94	3.64	678.84	75.00	3.74	697.48	73.49	3.81	713.38	72.33	3.87	726.49	###	71.49	3.91	736.74	0.00	70.91	3.94	744.10	0.00	70.57	3.96	748.52	0.00	70.46	3.96	750.00
76.41	3.74	678.84	74.50	3.83	697.48	73.00	3.90	713.38	71.86	3.96	726.49	###	71.03	4.00	736.74	0.00	70.46	4.03	744.10	0.00	70.13	4.04	748.52	0.00	70.02	4.05	750.00
75.55	3.91	678.84	73.68	4.00	697.48	72.22	4.06	713.38	71.11	4.11	726.49	###	70.29	4.15	736.74	0.00	69.74	4.17	744.10	0.00	69.41	4.18	748.52	0.00	69.31	4.19	750.00
74.41	4.16	678.84	72.60	4.23	697.48	71.18	4.28	713.38	70.10	4.32	726.49	###	69.31	4.35	736.74	0.00	68.77	4.38	744.10	0.00	68.45	4.39	748.52	0.00	68.35	4.39	750.00
73.00	4.46	678.84	71.26	4.52	697.48	69.89	4.56	713.38	68.85	4.59	726.49	###	68.09	4.62	736.74	0.00	67.58	4.64	744.10	0.00	67.27	4.64	748.52	0.00	67.18	4.65	750.00
71.34	4.81	678.84	69.68	4.85	697.48	68.38	4.88	713.38	67.39	4.90	726.49	###	66.67	4.92	736.74	0.00	66.18	4.95	744.10	0.00	65.89	4.94	748.52	0.00	65.79	4.94	750.00
69.46	5.21	678.84	67.89	5.23	697.48	66.67	5.24	713.38	65.73	5.25	726.49	###	65.05	5.26	736.74	0.00	64.59	5.29	744.10	0.00	64.32	5.27	748.52	0.00	64.23	5.27	750.00
67.39	5.65	678.84	65.92	5.65	697.48	64.78	5.64	713.38	63.91	5.64	726.49	###	63.27	5.64	736.74	0.00	62.84	5.67	744.10	0.00	62.58	5.64	748.52	0.00	62.50	5.64	750.00
65.15	6.12	678.84	63.80	6.09	697.48	62.74	6.07	713.38	61.94	6.05	726.49	###	61.35	6.04	736.74	0.00	60.95	6.07	744.10	0.00	60.71	6.03	748.52	0.00	60.64	6.03	750.00
62.79	6.60	678.84	61.56	6.55	697.48	60.59	6.51	713.38	59.86	6.48	726.49	###	59.32	6.46	736.74	0.00	58.95	6.49	744.10	0.00	58.74	6.43	748.52	0.00	58.67	6.43	750.00
60.33	7.09	678.84	59.22	7.01	697.48	58.35	6.95	713.38	57.69	6.91	726.49	###	57.21	6.87	736.74	0.00	56.88	6.90	744.10	0.00	56.68	6.84	748.52	0.00	56.62	6.83	750.00
57.80	7.55	678.84	56.82	7.46	697.48	56.05	7.38	713.38	55.46	7.32	726.49	###	55.03	7.28	736.74	0.00	54.74	7.31	744.10	0.00	54.57	7.23	748.52	0.00	54.52	7.22	750.00
55.24	7.99	678.84	54.38	7.87	697.48	53.71	7.77	713.38	53.20	7.70	726.49	###	52.83	7.65	736.74	0.00	52.57	7.68	744.10	0.00	52.42	7.59	748.52	0.00	52.37	7.59	750.00
52.65	8.38	678.84	51.92	8.24	697.48	51.35	8.13	713.38	50.92	8.05	726.49	###	50.60	7.98	736.74	0.00	50.39	8.01	744.10	0.00	50.26	7.92	748.52	0.00	50.22	7.91	750.00
50.07	8.71	678.84	49.47	8.55	697.48	49.00	8.43	713.38	48.65	8.34	726.49	###	48.38	8.27	736.74	0.00	48.21	8.30	744.10	0.00	48.10	8.20	748.52	0.00	48.07	8.19	750.00
47.52	8.98	678.84	47.05	8.81	697.48	46.68	8.67	713.38	46.40	8.57	726.49	###	46.19	8.50	736.74	0.00	46.05	8.53	744.10	0.00	45.97	8.42	748.52	0.00	45.94	8.41	750.00
45.02	9.17	678.84	44.68	8.99	697.48	44.40	8.85	713.38	44.20	8.74	726.49	###	44.05	8.66	736.74	0.00	43.94	8.69	744.10	0.00	43.88	8.58	748.52	0.00	43.86	8.57	750.00
42.60	9.28	678.84	42.37	9.09	697.48	42.20	8.95	713.38	42.06	8.84	726.49	###	41.96	8.76	736.74	0.00	41.90	8.79	744.10	0.00	41.86	8.67	748.52	0.00	41.84	8.66	750.00
40.27	9.30	678.84	40.16	9.11	697.48	40.08	8.97	713.38	40.01	8.86	726.49	###	39.96	8.78	736.74	0.00	39.93	8.81	744.10	0.00	39.91	8.69	748.52	0.00	39.91	8.68	750.00
38.06	9.24	678.84	38.06	9.05	697.48	38.06	8.91	713.38	38.06	8.80	726.49	###	38.06	8.72	736.74	0.00	38.06	8.75	744.10	0.00	38.06	8.64	748.52	0.00	38.06	8.62	750.00
35.97	9.08	678.84	36.08	8.91	697.48	36.16	8.77	713.38	36.22	8.66	726.49	###	36.27	8.59	736.74	0.00	36.30	8.62	744.10	0.00	36.32	8.51	748.52	0.00	36.32	8.50	750.00
34.04	8.84	678.84	34.24	8.68	697.48	34.39	8.55	713.38	34.51	8.45	726.49	###	34.60	8.38	736.74	0.00	34.66	8.41	744.10	0.00	34.70	8.30	748.52	0.00	34.71	8.29	750.00
32.26	8.51	678.84	32.55	8.36	697.48	32.77	8.25	713.38	32.95	8.16	726.49	###	33.07	8.10	736.74	0.00	33.16	8.13	744.10	0.00	33.21	8.03	748.52	0.00	33.22	8.02	750.00
30.65	8.10	678.84	31.02	7.98	697.48	31.31	7.88	713.38	31.53	7.80	726.49	###	31.69	7.75	736.74	0.00	31.80	7.78	744.10	0.00	31.86	7.69	748.52	0.00	31.88	7.68	750.00
29.22	7.62	678.84	29.66	7.52	697.48	30.01	7.44	713.38	30.27	7.38	726.49	###	30.46	7.33	736.74	0.00	30.59	7.36	744.10	0.00	30.67	7.29	748.52	0.00	30.69	7.28	750.00
27.98	7.08	678.84	28.48	7.01	697.48	28.87	6.95	713.38	29.17	6.90	726.49	###	29.39	6.87	736.74	0.00	29.54	6.90	744.10	0.00	29.63	6.83	748.52	0.00	29.66	6.83	750.00
26.93	6.49	678.84	27.49	6.45	697.48	27.92	6.41	713.38	28.25	6.38	726.49	###	28.49	6.36	736.74	0.00	28.66	6.39	744.10	0.00	28.75	6.34	748.52	0.00	28.78	6.34	750.00
26.08	5.87	678.84	26.68	5.85	697.48	27.14	5.84	713.38	27.50	5.83	726.49	###	27.76	5.83	736.74	0.00	27.94	5.86	744.10	0.00	28.04	5.82	748.52	0.00	28.08	5.82	750.00
25.43	5.23	678.84	26.06	5.25	697.48	26.55	5.26	713.38	26.93	5.27	726.49	###	27.20	5.28	736.74	0.00	27.39	5.31	744.10	0.00	27.50	5.28	748.52	0.00	27.53	5.29	750.00
24.98	4.59	678.84	25.64	4.64	697.48	26.15	4.68	713.38	26.54	4.71	726.49	###	26.82	4.73	736.74	0.00	27.01	4.76	744.10	0.00	27.13	4.75	748.52	0.00	27.16	4.76	750.00
24.74	3.99	678.84	25.41	4.07	697.48	25.93	4.13	713.38	26.32	4.17	726.49	###	26.61	4.21	736.74	0.00	26.81	4.24	744.10	0.00	26.93	4.25	748.52	0.00	26.96	4.25	750.00
24.70	3.44	678.84	25.37	3.55	697.48	25.89	3.63	713.38	26.29	3.69	726.49	###	26.58	3.74	736.74	0.00	26.78	3.77	744.10	0.00	26.89	3.79	748.52	0.00	26.93	3.80	750.00
24.91	3.03	678.84	25.57	3.16	697.48	26.08	3.25	713.38	26.47	3.33	726.49	###	26.76	3.39	736.74	0.00	26.95	3.41	744.10	0.00	27.07	3.44	748.52	0.00	27.10	3.45	750.00
25.43	2.72	678.84	26.06	2.86	697.48	26.55	2.97	713.38	26.93	3.06	726.49	###	27.20	3.12	736.74	0.00	27.39	3.15	744.10	0.00	27.50	3.19	748.52	0.00	27.54	3.20	750.00
26.26	2.46	678.84	26.85	2.61	697.48	27.31	2.73	713.38	27.66	2.83	726.49	###	27.91	2.89	736.74	0.00	28.09	2.92	744.10	0.00	28.19	2.97	748.52	0.00	28.22	2.98	750.00
27.36	2.24	678.84	27.90	2.40	697.48	28.31	2.53	713.38	28.63	2.63	726.49	###	28.87	2.71	736.74	0.00	29.02	2.73	744.10	0.00	29.12	2.78	748.52	0.00	29.15	2.79	750.00
28.73	2.07	678.84	29.20	2.24	697.48	29.56	2.38	713.38	29.84	2.48	726.49	###	30.04	2.56	736.74	0.00	30.18	2.59	744.10	0.00	30.26	2.64	748.52	0.00	30.29	2.65	750.00
30.35	1.95	678.84	30.74	2.13	697.48	31.04	2.27	713.38	31.27	2.38	726.49	###	31.43	2.45	736.74	0.00	31.55	2.48	744.10	0.00	31.61	2.54	748.52	0.00	31.64	2.55	750.00
32.20	1.87	678.84	32.49	2.06	697.48	32.72	2.20	713.38	32.90	2.31	726.49	###	33.03	2.39	736.74	0.00	33.11	2.42	744.10	0.00	33.16	2.48	748.52	0.00	33.18	2.49	750.00
34.27	1.85	678.84	34.46	2.03	697.48	34.60	2.18	713.38	34.72	2.29	726.49	###	34.80	2.37	736.74	0.00	34.86	2.40	744.10	0.00	34.89	2.46	748.52	0.00	34.90	2.47	750.00
36.52	1.87	678.84	36.60	2.05	697.48	36.66	2.20	713.38	36.71	2.31	726.49	###	36.74	2.39	736.74	0.00	36.76	2.42	744.10	0.00	36.78	2.47	748.52	0.00	36.78	2.49	750.00
38.95	1.93	678.84	38.91	2.11	697.48	38.87	2.26	713.38	38.85	2.36	726.49	###	38.83	2.44	736.74	0.00	38.81	2.47	744.10	0.00	38.81	2.53	748.52	0.00	38.80	2.54	750.00
41.52	2.04	678.84	41.35	2.21	697.48	41.22	2.35	713.38	41.11	2.45	726.49	###	41.04	2.53	736.74	0.00	40.99	2.56	744.10	0.00							

## APÊNDICE D - Calibração do condicionador para medição de velocidade

Este apêndice objetiva detalhar os procedimentos realizados para o tratamento do sinal de velocidade do escoamento atribuídos a esta tese. Primeiramente foi projetado e construído um circuito eletrônico para condicionar o sinal de corrente elétrica do transmissor de pressão para aquisição em tensão elétrica pela placa de dados disponível no laboratório. Baseando-se nos valores de pressão dinâmica máxima obtida no canal aerodinâmico a as características de entrada e conversor A/D da placa de aquisição (12 Bits e tensão elétrica de entrada máxima de 10V), elaborou-se a cadeia de medidas teóricas apresentada na Figura D.1, que apresenta as etapas de condicionamento do sinal com suas respectivas faixas e margem dinâmica *MD*.

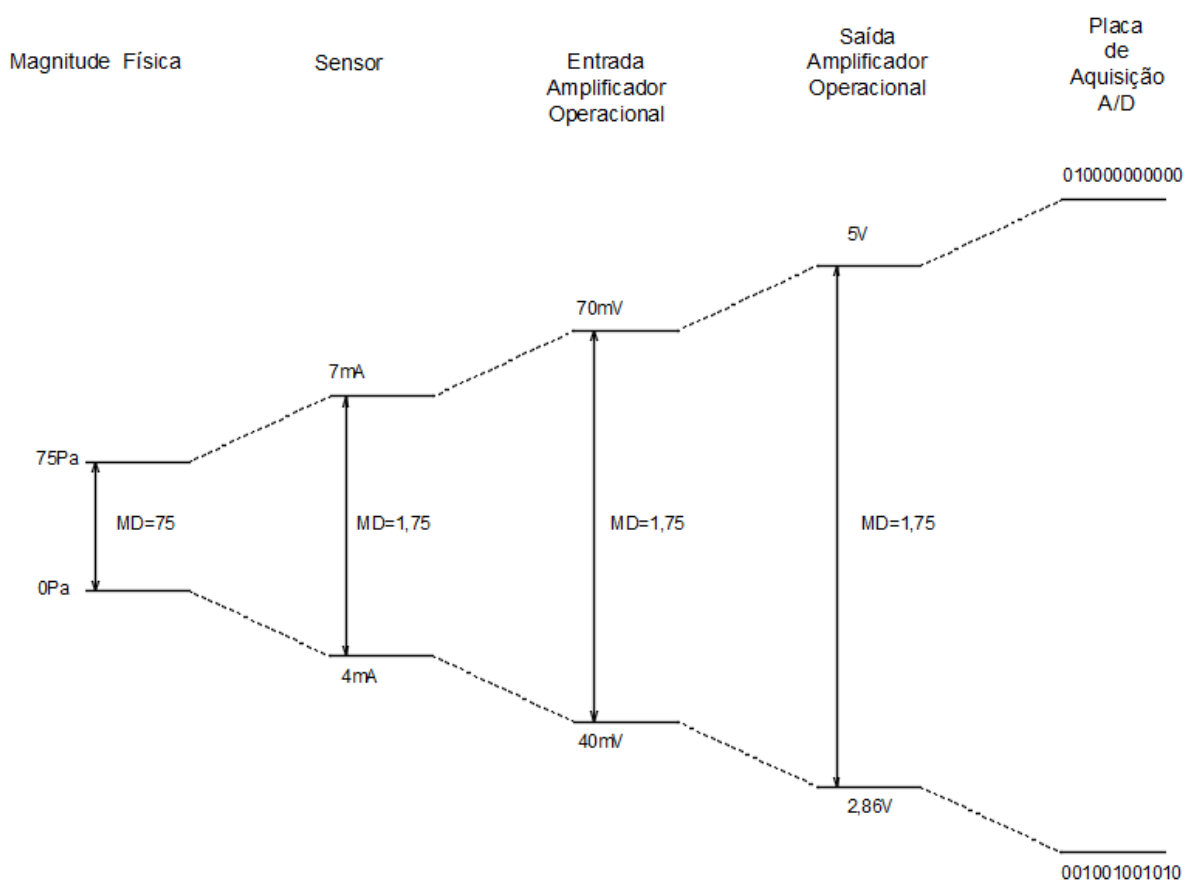


Figura D.1– Cadeia de medidas teórica para medição de velocidade

O condicionamento do sinal foi realizado através de uma configuração de amplificador não inversor conforme apresenta a Figura D.2.

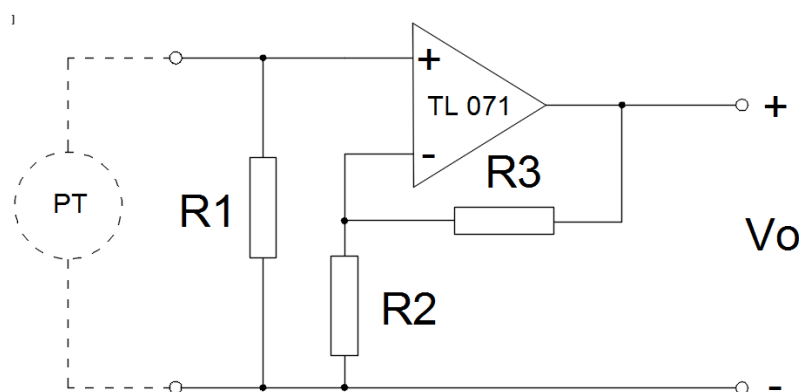


Figura D.2 – Circuito eletrônico do condicionamento

O ganho teórico “ $G$ ” necessário para adequar o sinal de saída do resistor 7 mV à entrada da placa de aquisição (5 V) é de 71. Assim, os resistores R1 e R2 possuem valores de 10  $\Omega$  e o resistor R3 (potenciometro multivoltas) foi ajustado para satisfazer a Equação D1.

$$R_3 = R_2(G - 1) \quad (D 1)$$

O potenciometro de 2 k $\Omega$  foi então ajustado para 700  $\Omega$ . A etapa seguinte foi de confecção da placa de circuito impresso e montagem do condicionador. Os procedimentos de calibração foram realizados no canal aerodinâmico de circuito aberto com seção de testes retangular de dimensões internas de 193 $\pm$ 1 mm de largura por 146 $\pm$ 1 mm de altura, confeccionada em placas de acrílico transparente com 10 mm de espessura. O ar é impulsionado por um ventilador centrífugo GEMA de 0,75 kW de potência e controlado através de um inversor de frequência, que regula a rotação do motor e permite experimentos com velocidades entre 0 e 15 m/s de acordo com Möller, 2000. Para a leitura da velocidade de referência, foi instalado um tubo de Pitot. A temperatura de testes foi controlada em 23 $^{\circ}$ c e medida através de um termômetro de dilatação. A seção de testes do canal apresenta um perfil de velocidades uniforme e uma intensidade de turbulência máxima inferior a 1%. A pressão atmosférica foi medida por um barômetro instalado no laboratório para caracterizar a condição de estado do ar. A faixa de pressão dinâmica,  $P_d$ , utilizada na calibração do condicionamento foi de 35 a 75 Pa, a qual compreende a amplitude das pressões dinâmicas desenvolvidos pelo túnel Debi Pada Sadhu durante os ensaios preliminares da turbina. A frequência de aquisição dos dados foi de 1 Hz com 180 amostras para cada ajuste de velocidade no inversor, o qual por sua vez, controla o ventilador do canal aerodinâmico. A



resolução de entrada dos testes foi de 2,5 Hz que, devido a disponibilidade de controle, foi atribuída ao inversor de frequência. A Tabela D.1 apresenta os resultados do concicionamento do transmissor de corrente durante a calibração.

Tabela D.1 – Resultados da calibração do condicionamento de velocidade

$f$ [Hz]	$I$ [mA]	$P_d$ [Pa]	$U_0$ [m/s]	$E$ [V]
27,5	5,378	34,45	7,62	3,205
30,0	5,663	41,58	8,37	3,368
32,5	5,966	49,15	9,10	3,554
35,0	6,280	57,00	9,80	3,716
37,5	6,626	65,65	10,51	3,938
40,0	7,003	75,08	11,24	4,164

Os valores de corrente e tensão elétrica são valores médios obtidos do grupo de 1080 eventos adquiridos. Anteriormente ao cálculo das médias foi aplicado o critério de Chauvenet, para rejeição de dados espúrios. No total, 29 eventos foram rejeitados. A relação entre corrente e tensão elétrica do condicionador é apresentada na Figura D.3.

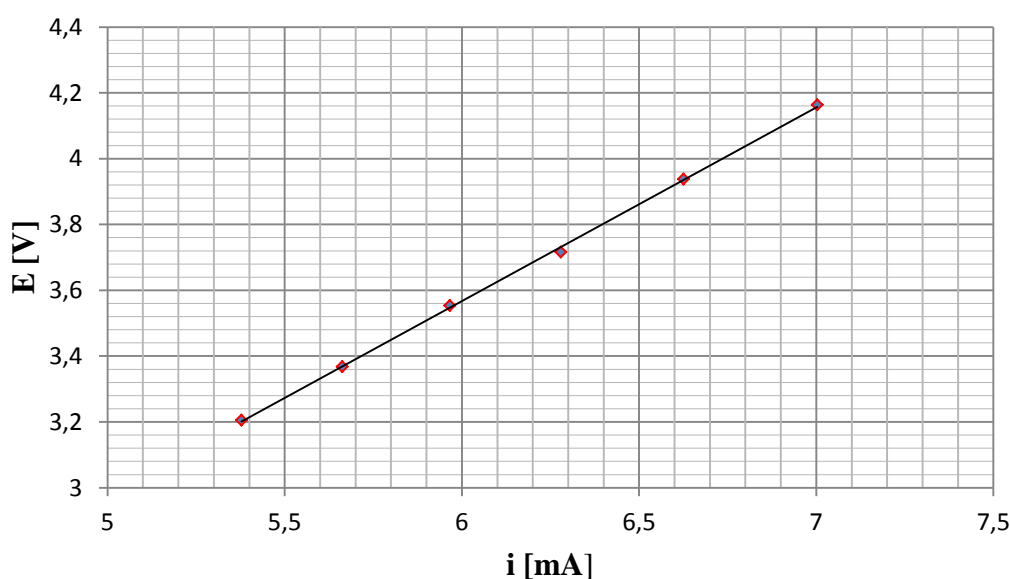


Figura D.3 – Relação corrente  $i$  e tensão elétrica  $E$  do condicionador

A regressão linear dos pontos conduziu a função de transferência dada pela Equação D2, resultando em um coeficiente de correlação de 0,9994.

$$E = 0,5885i + 0,0363 \quad (\text{D } 2)$$

A sensibilidade do condicionador é  $0,5885 V/mA$  e o erro de linearidade foi de 0,67%. Assim a pressão dinâmica utilizada para a determinação das velocidades do escoamento é obtida pela Equação D3.

$$P_d = 25 \left( \frac{E - 0.0363}{0.5885} \right) - 100 \quad (D 3)$$

Onde:

$P_d$  : pressão dinâmica

$E$ : tensão elétrica medida

## APÊNDICE E - Construção do sistema de frenagem e medição de torque dinâmico

Dentre as dificuldades elencadas nos trabalhos de modelos em escala reduzida de turbinas está a medição do torque dinâmico. A razão deve-se à magnitude das forças envolvidas que estão em uma faixa muitas vezes não atendidas por torquímetros comerciais. Agrega-se a este fator a preocupação na interferência mínima no experimento em estudo. A determinação do desempenho da turbina exige a aplicação de conjugados resistentes. Em decorrência disso, a razão de velocidades de ponta de pá ótima é alcançada, caracterizada pela potência máxima obtida da turbina medida através do torque juntamente com a frequência de rotação neste ponto. A proposta desenvolvida neste trabalho objetiva medir o torque dinâmico através da reação imposta por um freio eletromagnético, minimizando assim o atrito que outros sistemas de frenagem poderiam oferecer a turbina.

O freio baseou-se na corrente de Foucault as quais surgem quando um material condutor está imerso em um campo magnético variável ou desloca-se pelo mesmo. A Lei de Lenz declara que o campo magnético gerado por corrente elétrica induzida deve se opor ao campo magnético que a gerou. Os freios de corrente parasita são compostos por pólos de estator, posicionados ao redor de um disco de material diamagnético que estará acoplado à turbina e conseqüentemente em rotação. O conjugado resistente é criado na medida em que o disco entra e sai do campo magnético gerando uma reação de oposição ao sentido de rotação do disco. A força deste movimento será medida por uma célula de carga possibilitando a medição do torque à medida que o comprimento do braço de alavanca é conhecido.

Gonzáles, 2004 realizou diversos experimentos com o freio de correntes parasitas com a finalidade de avaliar os parâmetros relevantes relacionados à capacidade de dissipar potência. Os resultados demonstraram dissipações semelhantes entre os discos feitos de cobre, alumínio e latão.

Gulbhace et al., 2013 avaliou numericamente duas geometrias de polos para os núcleos de freios de corrente parasita. A comparação entre núcleos retangulares e circulares demonstrou que, para velocidades inferiores a 2000 rpm os polos com seção retangular fornecem uma melhor distribuição de densidade de fluxo magnético oferecendo assim maior torque de frenagem ao disco.

A metodologia de cálculo baseou-se no modelo de Wouterse, o qual assume igualdade entre a indução magnética que atua perpendicularmente ao plano do rotor durante a rotação do mesmo e a indução no entreferro do circuito magnético quando a velocidade do disco é nula. A potência da turbina, a razão de velocidades e o torque são conhecidos do projeto aerodinâmico logo, segundo Brin, 2013, a força de frenagem,  $Fe$ , é determinada pela Equação E.1.

$$Fe = \frac{1}{4} \frac{\pi D^2 d_d B_0^2 c_r v}{\rho_{Al}} \quad (\text{E. 1})$$

Onde  $D$  é o diâmetro do núcleo da bobina,  $d_d$  espessura do disco do rotor,  $B_0$  é a indução magnética total,  $c_r$  é a razão de resistência de contorno,  $v$  é a velocidade tangencial no centro do pólo (núcleo da bobina) e  $\rho_{Al}$  é a resistência elétrica do alumínio. A razão da resistência de contorno total e resistência de contorno sob o polo é determinada pela Equação E. 2.

$$c_r = \frac{1}{2} \left[ 1 - \frac{1}{4} \frac{1}{\left(1 + \frac{rc}{A}\right)^2 \left(\frac{Ad - rc}{D}\right)^2} \right] \quad (\text{E. 2})$$

onde  $rc$  é a distância do centro do disco ao centro da bobina,  $Ad$  é o raio do disco do freio e  $D$  é o diâmetro do núcleo da bobina.

A avaliação das equações E.1 e E.2 demonstra que são necessárias escolhas de projeto que vão desde parâmetros geométricos aos materiais empregados para atender o objetivo de calcular o campo magnético que suprirá a força de frenagem. O campo magnético por polo,  $B$ , é obtido pela Equação E. 3.

$$B = \frac{B_0}{S} \quad (\text{E. 3})$$

onde  $S$  é o número de polos do freio.

O fluxo magnético por polo,  $\Phi_m$ , é determinado pela Equação E.4.

$$\Phi_m = BA_g \quad (\text{E. 4})$$

Sendo  $A_g$  a área da seção transversal no entreferro do circuito magnético, a qual é determinada a partir da Equação E.5.

$$A_g = 1,05A_b \quad (\text{E. 5})$$

Onde  $A_b$  é a área da seção transversal do núcleo do circuito magnético.

A partir da escolha do comprimento do núcleo da bobina, calculam-se as relutâncias magnéticas no núcleo,  $R_N$ , e no entreferro,  $R_g$ , pelas Equações E.6 e E.7 respectivamente.

$$R_N = \frac{L}{\mu_0 \mu_r A_d} \quad (\text{E. 6})$$

$$R_g = \frac{g_p}{\mu_0 A_g} \quad (\text{E. 7})$$

onde  $L$  e  $g_p$  são os comprimentos do circuito magnético e do entreferro respectivamente,  $\mu_0$  e  $\mu_r$  são as permeabilidades magnéticas do ar e relativa do aço.

Adota-se um número de espiras e calcula-se a intensidade de corrente elétrica necessária para obter o fluxo magnético desejado a partir da Equação E. 8.

$$I = \frac{\Phi_m R_N R_g}{N_{esp}} \quad (\text{E. 8})$$

sendo  $N_{esp}$  o número de espiras.

Com base na corrente elétrica calculada pela Equação E. 8, busca-se uma seção transversal de fio de cobre esmaltado que tenha capacidade de condução elétrica da mesma. Após, calculou-se a resistência elétrica da bobina pela Equação E. 9.

$$R_b = \frac{\rho_c l_c}{A_c} \quad (\text{E. 9})$$

Onde  $\rho_c$ ,  $l_c$  e  $A_c$  são a resistividade elétrica, o comprimento e a área da seção transversal do condutor.

Pode-se então estimar a tensão elétrica,  $V_b$ , a ser aplicada nas bobinas para obtenção da corrente elétrica necessária,  $I$ , através da Equação E. 10.

$$V_b = IR_b \quad (\text{E. 10})$$

A Tabela E.1 apresenta os dados de entrada do modelo em escala reduzida da turbina.

Tabela E.1– Dados do modelo da turbina.

Potência	30 W
Rotação	2200 min <sup>-1</sup>
$T$	0.130 Nm
$F$	2.17 N
$v$	4.15 m/s

Os resultados analíticos do projeto bem como as constantes físicas e variáveis geométricas do freio eletromagnético são apresentados na Tabela E.2.

Tabela E.2 – Resultados analíticos do freio eletromagnético.

<b>Símbolo</b>	<b>Descrição</b>	<b>Valor</b>	<b>Unidade</b>
$c$	Razão da resistência de contorno e total	0,44	
$B_0$	Indução Magnética Total	0,47	T
$B$	Indução Magnética por Polo	0,23	T
$\Phi_m$	Fluxo magnético	2,35E-05	Wb
$R_N$	Relutância no núcleo	5,04E+05	Aesp/Wb
$rc$	Distância do centro do disco ao centro da bobina	0,015	m
$A_d$	Raio do disco do rotor	0,025	m
$D$	Diâmetro do núcleo da bobina	0,0115	m
$d_d$	Espessura do rotor	0,0015	m
$\rho_c$	Resistividade elétrica do fio de cobre	1,31E+02	$\Omega/\text{km}$
$S$	Número de Polos	2	
$A_g$	Área do entreferro	1,01E-04	m <sup>2</sup>
$R_g$	Relutância no entreferro	1,58E+07	Aesp/Wb
$R_t$	Relutância total	1,63E+07	Aesp/Wb
$A_b$	Área do núcleo da bobina	9,60E-05	m <sup>2</sup>
$l$	Comprimento do núcleo	0,1215	m
$g$	Comprimento do entreferro	0,002	m
$d_b$	Diâmetro externo da bobina	0,02	m
$N_{esp}$	Número de Espiras	1050	esp
$I$	Corrente elétrica	0,365	A
$l_c$	Comprimento do fio da bobina	28,04	m
$R_b$	Resistência Elétrica da bobina	3,66	$\Omega$
$V_b$	Tensão elétrica	2,67	V
$\mu_0$	Permeabilidade magnética do ar	1,26E-06	Wb/Am
$\mu_r$	Permeabilidade magnética relativa do ferrite	2000	Wb/Am
$\rho_{Al}$	Resistividade elétrica do alumínio	2,82E-08	$\Omega\text{m}$

Os campos em amarelo da Tabela E.2 referem-se aos dados de entrada, as células com preenchimento na cor laranja foram dados consultados de constantes físicas e os demais são resultados dos cálculos, conforme a metodologia descrita neste apêndice.

Para a construção do circuito magnético foi utilizado lâminas de ferro-silício, que foram recortadas em máquina de eletro-erosão conforme as dimensões expostas na Figura E.1.

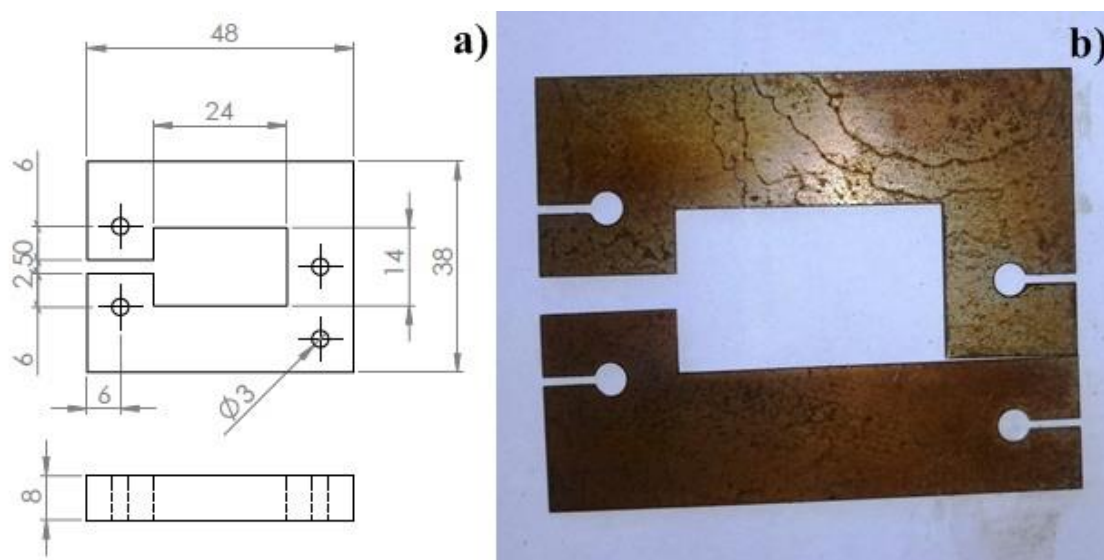


Figura E.1– Circuito magnético: a) desenho das dimensões b) chapa cortada.

A capacidade de condução de corrente dos fios de cobre esmaltados foi avaliada e optou-se por um fio AWG 26 o qual suporta 0,37 A (suficiente para atender a corrente necessária de 0,35 A) para gerar o campo magnético desejado. Para bobinar 1050 espiras de fio foi desenvolvida uma pequena máquina descrita no Apêndice F. Após a construção das bobinas e posicionamento das mesmas ao circuito magnético, foram realizadas as medições de resistência elétrica das mesmas que resultaram em  $10,5 \Omega$  cada uma. Além disso, com auxílio de um galssímetro da marca Hirst modelo GM 05 e uma fonte variável de tensão os campos magnéticos no entreferro do circuito foram medidos. Os resultados experimentais desta etapa estão apresentados na Tabela E.3.

Tabela E.3 – Resultados experimentais da medição de campo magnético.

$V_b [V]$	$I[A]$	$B_a[mT]$	$B_b[mT]$
1	0,03	15	13
2	0,1	38	38
3	0,14	53	53
4	0,19	70	70
5	0,24	90	90
6	0,28	104	104
7	0,33	118	121
8	0,38	138	139
9	0,42	153	155
10	0,49	165	168



Na Tabela E.3,  $B_a$  e  $B_b$  referem-se às bobinas A e B, tendo em vista que o freio tem dois polos. Analisando os resultados experimentais com os analíticos expostos na Tabela E. 2, em corrente elétrica semelhante, percebe-se que o campo magnético experimental ficou 30% inferior, porém, como os testes não são realizados continuamente, optou-se por desenvolver o freio com o circuito magnético proposto.

A construção das demais peças foi realizada pelo processo de manufatura aditiva de PLA (poliácido láctico) com auxílio de impressora. As peças foram preliminarmente desenhadas em CAD 3D e posteriormente geradas em arquivos com extensão STL para impressão. O disco foi construído em torno CNC de forma a garantir a espessura de 1,5 mm. A opção pelo alumínio deve-se ao mesmo ser diamagnético e com massa específica inferior ao cobre (o qual seria alternativa), auxiliando assim na redução da inércia do rotor da turbina. A Figura E.2 apresenta a vista explodida do sistema de frenagem, medição de torque e rotação desenvolvidos neste trabalho a qual pode ser melhor visualizada no Apêndice B.

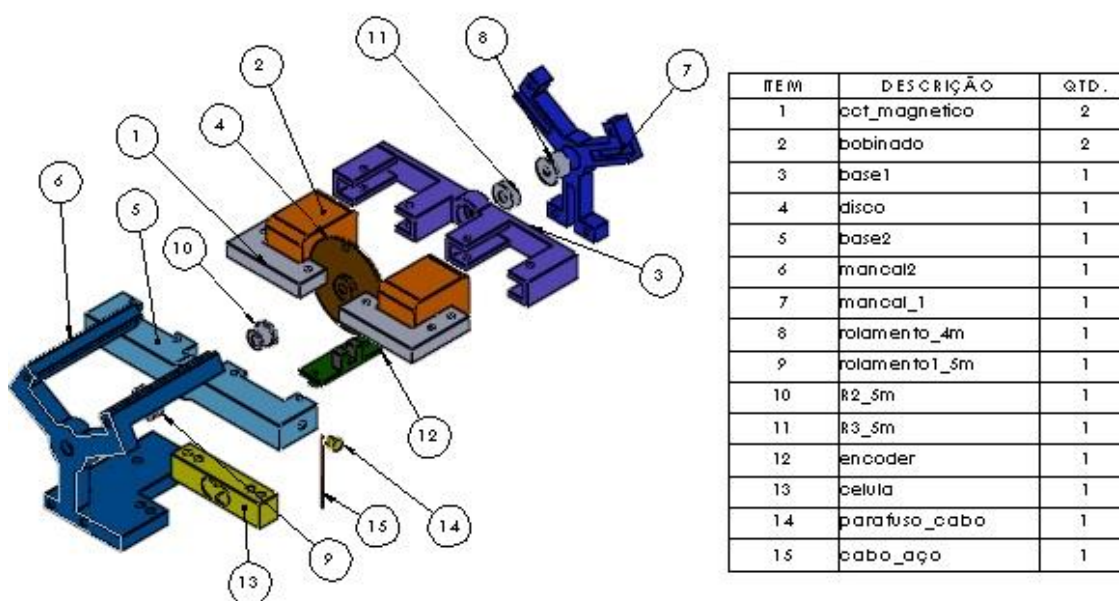


Figura E.2 – Vista explodida do sistema de frenagem, medição de torque e rotação.

Após a construção, posicionamento e fixação das peças o sistema móvel do freio foi acoplado ao eixo da turbina enquanto que no mancal 2 foram introduzidas barras quadradas de aço SAE 1045 para sustentar o conjunto ao difusor da turbina conforme é apresentado na Figura E.3.

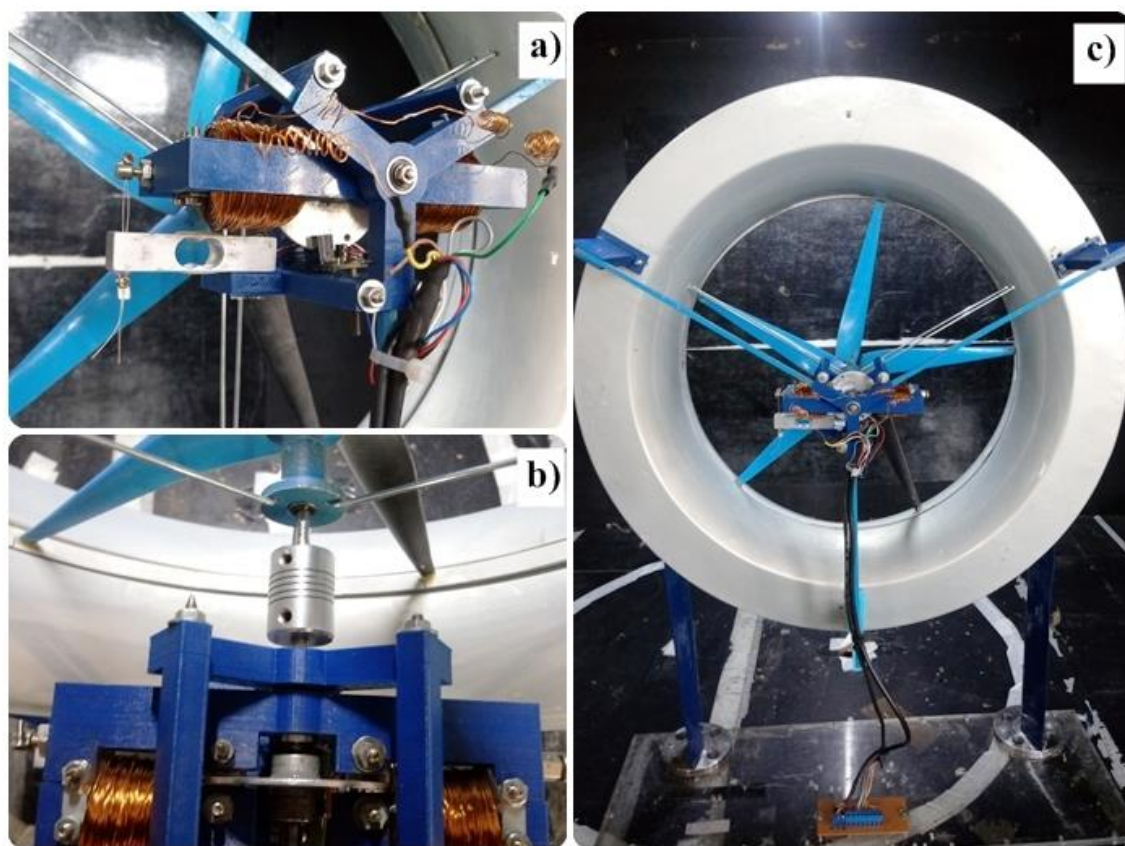


Figura E.3 – Sistema de frenagem a) vista inferior do conjunto b) vista de topo da conexão ao eixo da turbina c) vista posterior da turbina com o sistema fixado.

## APÊNDICE F - Projeto e construção da bobinadeira

A singularidade do projeto do sistema de medição de torque exigiu a construção de bobinas com as limitações geométricas de 24 mm de largura e 28 mm de comprimento. Estas dimensões são determinantes para que o circuito tenha uma relutância minimizada e forneça campo magnético suficiente para aplicação do conjugado resistente à turbina. Como tais geometrias não são usuais em sistemas comerciais foi necessário a construção de um dispositivo para bobinar as espiras.

As características deste sistema exigiam um motor com torque superior a 2 Nm e velocidade variável na faixa de 10 a 100 rpm. O dispositivo também deveria ser capaz de contar as voltas de fio em um núcleo com as dimensões do circuito magnético. O operador desta pequena máquina poderia auxiliar na translação do fio ao longo do processo, porém idealmente o acionamento deveria ser por meio dos pés para facilitar travamentos que ocasionalmente acontecem.

Baseando-se nos requisitos citados anteriormente optou-se pela utilização de um motor de passo da marca Astrosyn, modelo 23LM-K005-25. O controle da velocidade do motor foi realizado com o circuito apresentado na Figura F.1, considerando que não há necessidade de reversão de sentido de giro.

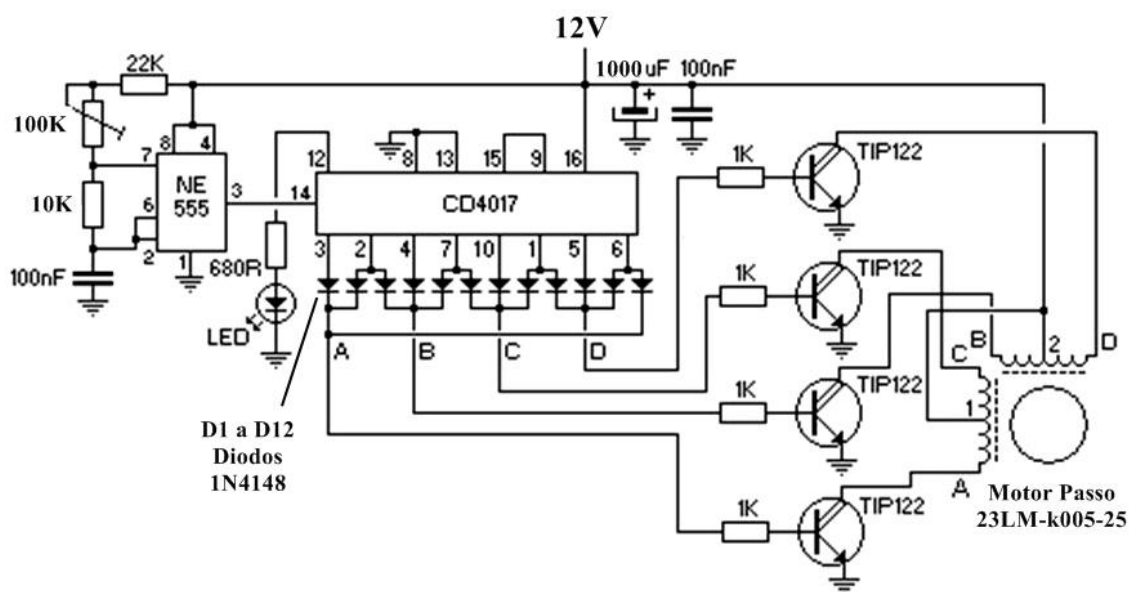


Figura F.1– Circuito Eletrônico de Controle do Motor (Adaptado de <http://padteletronica.blogspot.com>, acessado em 23/05/2018).

O programa *PCB-Express* em sua versão livre foi utilizado para a criação da placa de circuito impresso como apresentado na Figura F.2. Como havia disponibilidade de uma fonte fixa de 19V no LMF, acrescentou-se dois reguladores de tensão elétrica, um 7805 para fornecimento de tensão ao circuito controlador (5V) e um 7812 para suprir a tensão elétrica do motor (12V), neste último foi polarizado um transistor de potência capaz de fornecer até 6A de corrente elétrica ao motor.

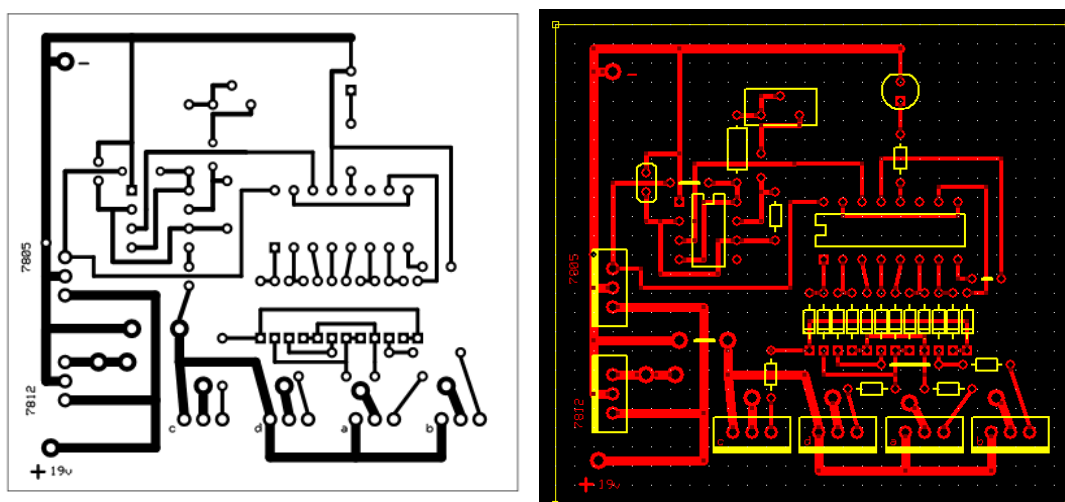


Figura F.2 – Desenho da placa de circuito impresso do controle do motor.

Para a contagem das espiras usou-se um sensor magnético fixado à base do motor que fechava seu contato a cada passagem de um ímã instalado junto ao eixo do motor. Estes pulsos foram adicionados a uma calculadora que os somava, bastando ao operador acompanhar o indicador até a totalidade das espiras desejadas. Para a fixação do núcleo da bobina foi utilizado um mandril com diâmetro de 3/4". O acionamento do sistema era realizado por pedal e o controle permitiu que a velocidade de rotação do motor fosse alterada. A Figura F.3 apresenta a bobinadeira montada para este trabalho.



Figura F.3 – Bobinadeira montada.

## APÊNDICE G - Determinação dos fatores de bloqueio

Os testes de protótipos em túneis de vento é uma das ferramentas mais importantes de estudos aerodinâmicos. No entanto, as condições controladas destes ensaios em geometria finita não são idênticas as que o protótipo é submetido quando em situação real de escoamento livre. Segundo Barlow e Rae, 1999, as principais correções remetem a flutuabilidade, bloqueio da esteira e bloqueio sólido. Em uma situação ideal a relação entre as áreas frontal do modelo e da seção transversal do túnel (denominadas de taxa de bloqueio) deve ser inferiores a 5%. Em estudos experimentais de turbinas eólicas o limite utilizado para realização de correção de fator de bloqueio é de 10%, conforme os trabalhos de Schreck et al., 2007 e Hirai et al., 2008.

Neste trabalho a taxa de bloqueio foi determinada considerando a área da aba do difusor que possui um diâmetro de 542,75 mm comparada com a seção transversal do túnel de vento de 1m<sup>2</sup>, o que totalizou uma taxa de bloqueio de 23% evidenciando assim a necessidade de correção, tendo em vista que os testes realizados em túnel de vento criam uma condição de contorno geométrica finita devido às paredes do canal que envolvem a turbina. Esta situação força a passagem do ar pela turbina produzindo uma potência superior aquela gerada em condições de escoamento livre. A correção do coeficiente de potência pelo fator de bloqueio é definida pela Equação G1.

$$BF = \left( \frac{\bar{U}_{ct}}{\bar{U}_{st}} \right)^3 \quad (G1)$$

Sendo  $BF$  o fator de bloqueio,  $\bar{U}_{st}$  é a velocidade média no plano da seção de testes sem a turbina e  $\bar{U}_{ct}$  a velocidade média no plano da seção de teste com a turbina em condições de estado iguais.

A metodologia para a determinação do fator de bloqueio  $BF$  foi proposta por Chen e Liou, 2010. O campo de velocidade foi determinado a partir de 16 pontos equidistantes na metade superior do túnel de vento no plano de entrada da seção de testes conforme apresenta a Figura G.1.



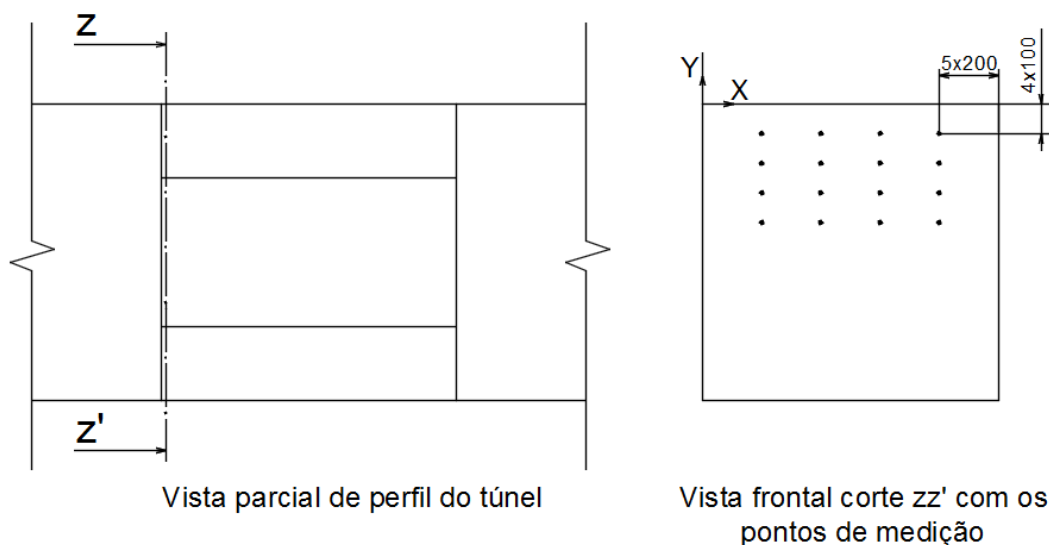


Figura G.1 – Desenho esquemático dos pontos de medição do fator de bloqueio.

Para cada ponto foram adquiridas 180 amostras de velocidade com frequência de 1Hz, na mesma condição de estado, no túnel a vazio e com a turbina. Ajustou-se a frequência do inversor para 35Hz e posteriormente para 50Hz e realizou-se a tomada dos dados de tensão elétrica que foram convertidos em pressão dinâmica e velocidade sucessivamente conforme a curva de calibração obtida no Apêndice D. A Tabela G.1 apresenta os valores médios obtidos em cada coordenada (ponto) e as respectivas pressões dinâmicas, velocidades e fatores de bloqueio para cada velocidade de escoamento ajustada no inversor de frequência.

A turbina manteve frequências de rotação de 1517rpm e 2130rpm nas velocidades de 5,97 e 7,94m/s respectivamente. Os fatores de bloqueio confirmaram a tendência de maior correção quando a turbina opera com uma rotação mais elevada, tendo em vista que, uma maior quantidade de partículas de ar estarão colidindo com o rotor da turbina, logo o coeficiente de potência corrigido “ $CP_{cor}$ ” da turbina é dado pela Equação G2.

$$CP_{cor} = CP.BF \quad (G2)$$

Tabela G.1 – Dados médios das velocidades e fatores de bloqueio.

Coordenadas		35 Hz [6,14 m/s]		50 Hz [8,28 m/s]	
X	Y	$E[V]$ sem	$E[V]$ com	$E[V]$ sem	$E[V]$ com
200	-100	2,9316	2,9125	3,3902	3,2962
400	-100	2,9140	2,8774	3,3461	3,2614
600	-100	2,9442	2,8927	3,4138	3,2906
800	-100	2,9270	2,8913	3,3569	3,2660
200	-200	2,9215	2,8935	3,3856	3,2842
400	-200	2,9182	2,8845	3,3487	3,2718
600	-200	2,9053	2,8710	3,3293	3,2572
800	-200	2,9087	2,8841	3,3420	3,2586
200	-300	2,9038	2,8638	3,3016	3,2170
400	-300	2,9467	2,9089	3,3974	3,3017
600	-300	2,9340	2,9162	3,3932	3,3117
800	-300	2,8780	2,8575	3,2608	3,1976
200	-400	2,9054	2,8775	3,3042	3,2579
400	-400	2,9027	2,8955	3,3396	3,2960
600	-400	2,9029	2,8808	3,3280	3,2745
800	-400	2,9075	2,8844	3,3268	3,2778
<b>Média E [V]</b>		2,9157	2,8870	3,3478	3,2700
<b><math>Pd</math> [Pa]</b>		22,3196	21,0992	40,6736	37,3710
<b><math>V</math> [m/s]</b>		6,14	5,97	8,28	7,94
<b><math>BF</math></b>		0,92		0,88	

Posteriormente aos testes realizados com o freio eletromagnético foram realizados testes com um gerador elétrico acoplado à turbina. Para qualificar a coleta de dados foi desenvolvido um diagrama de blocos no programa *LabView* adicionando a função de transferência da calibração obtida conforme Apêndice D. Em conjunto com a programação do diagrama de blocos foi desenvolvido um painel de controle no mesmo ambiente, possibilitando a correção da massa específica do ar conforme as condições de estado de pressão e temperatura atmosférica durante os testes. As Figuras G.2 e G.3 apresentam esta etapa do trabalho.



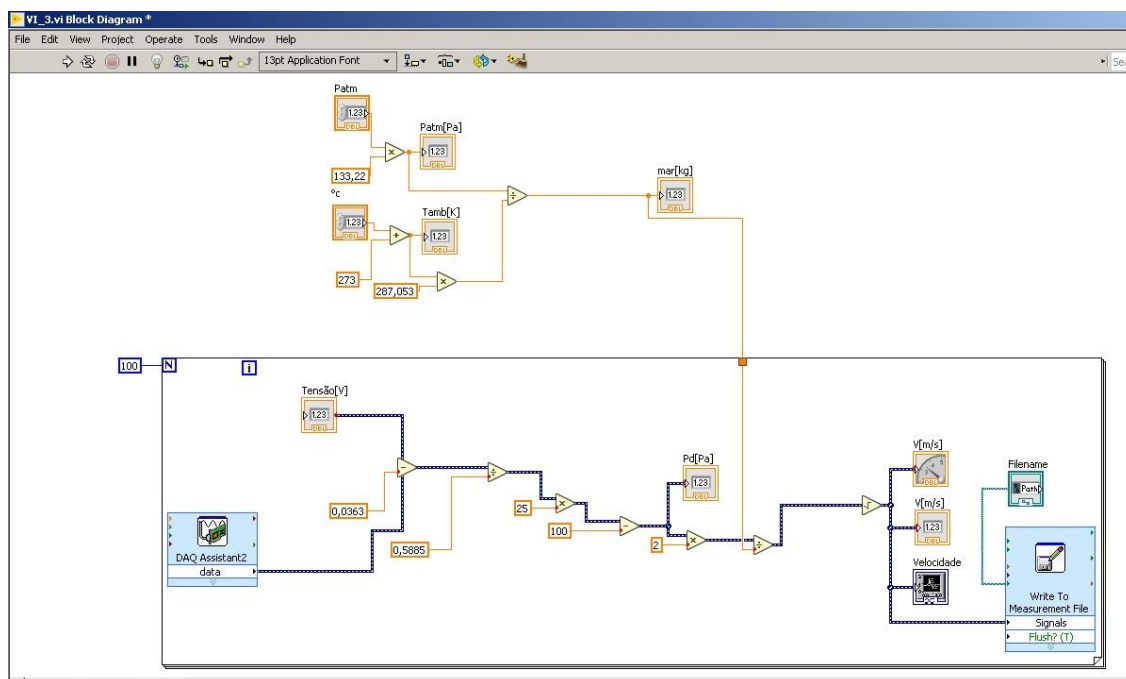


Figura G.2 – Diagrama de blocos para aquisição de velocidade.



Figura G.3 – Painel de controle e monitoramento para aquisição de velocidade.

Conforme pode ser verificado na Figura G.2 foi criado um laço *for loop* para adquirir 100 amostras com uma frequência de 1 Hz, totalizando uma janela de 100 s para cada coordenada dos 16 pontos do plano da seção de testes. A metodologia descrita anteriormente foi mantida e os resultados de velocidade e fator de bloqueio para a turbina com gerador elétrico acoplada são apresentados na Tabela G.2.

Tabela G.2 – Fatores de bloqueio com gerador acoplado à turbina.

Coordenadas		35Hz [6.35m/s]		40Hz [7.02m/s]	
X	Y	Ust[m/s]	Uct[m/s]	Ust[m/s]	Uct[m/s]
200	-100	6,54	6,29	7,18	7,03
400	-100	6,35	6,08	6,99	6,88
600	-100	6,48	6,14	6,89	6,91
800	-100	6,41	6,31	7,23	6,97
200	-200	6,30	6,10	7,07	6,73
400	-200	6,46	6,10	6,99	6,85
600	-200	6,26	6,08	7,00	6,86
800	-200	6,31	6,18	6,90	6,92
200	-300	6,18	5,98	6,80	6,73
400	-300	6,50	6,13	7,30	7,20
600	-300	6,46	6,31	7,26	7,00
800	-300	6,11	5,96	6,83	6,65
200	-400	6,20	6,12	6,94	6,90
400	-400	6,30	6,09	7,03	6,82
600	-400	6,33	6,23	7,04	6,88
800	-400	6,38	6,22	6,95	6,74
<b>Média U[m/s]</b>		<b>6,35</b>	<b>6,14</b>	<b>7,02</b>	<b>6,88</b>
<b>BF</b>		<b>0,91</b>		<b>0,94</b>	

A medição das velocidades ocorreu com o gerador elétrico sem carga e a turbina desenvolveu 1063 e 1330rpm nas frequências de 35 e 40Hz respectivamente ajustadas no inversor.

## **APÊNDICE H** - Diagrama de blocos e painel de controle da instrumentação

O Apêndice H apresenta o diagrama de blocos, Figura H.1, e o painel de controle, Figura H.2, elaborados no programa LabView para a medição das variáveis de testes em laboratório da turbina.

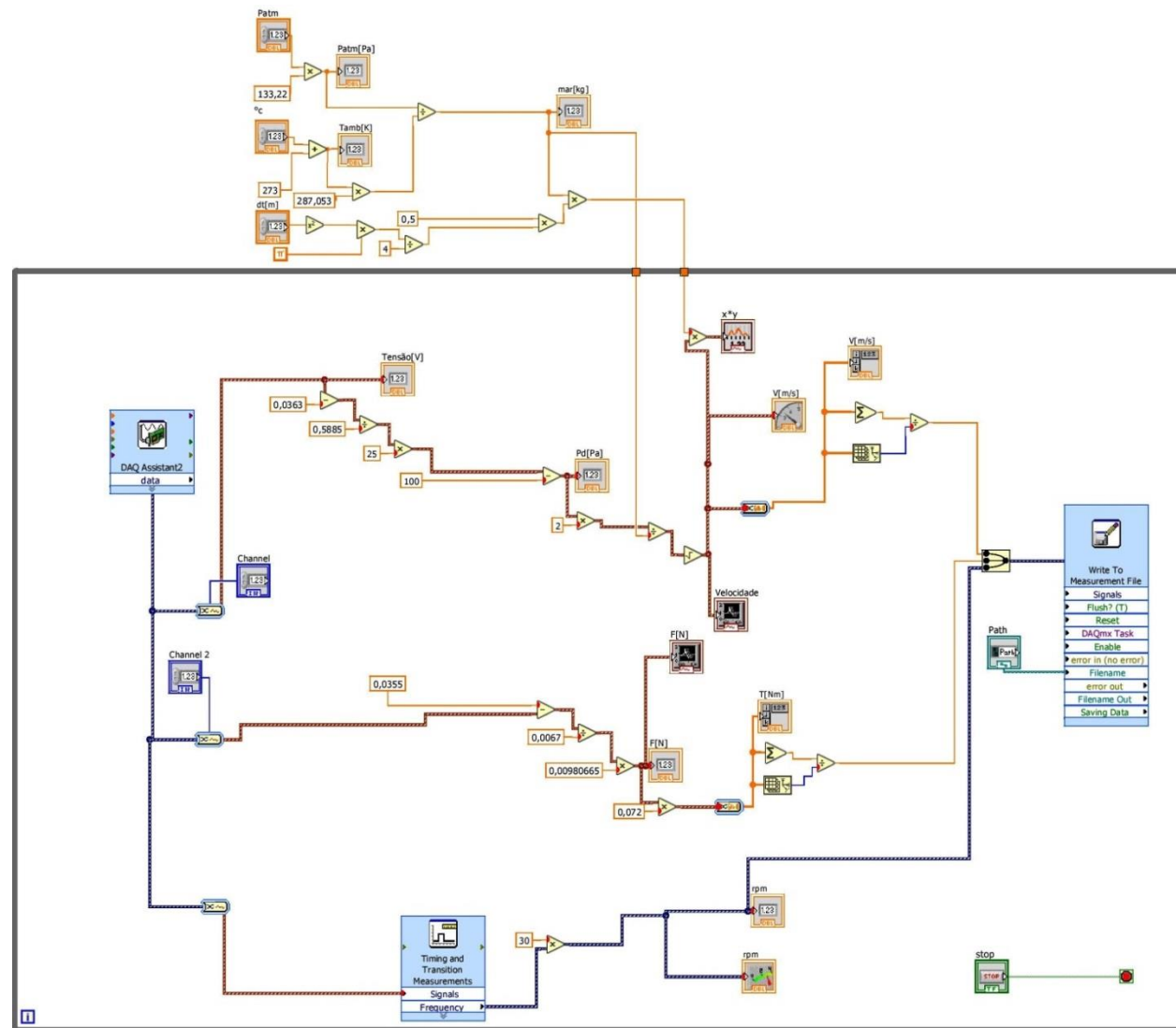


Figura H.1 - Diagrama de blocos para instrumentação de laboratório.

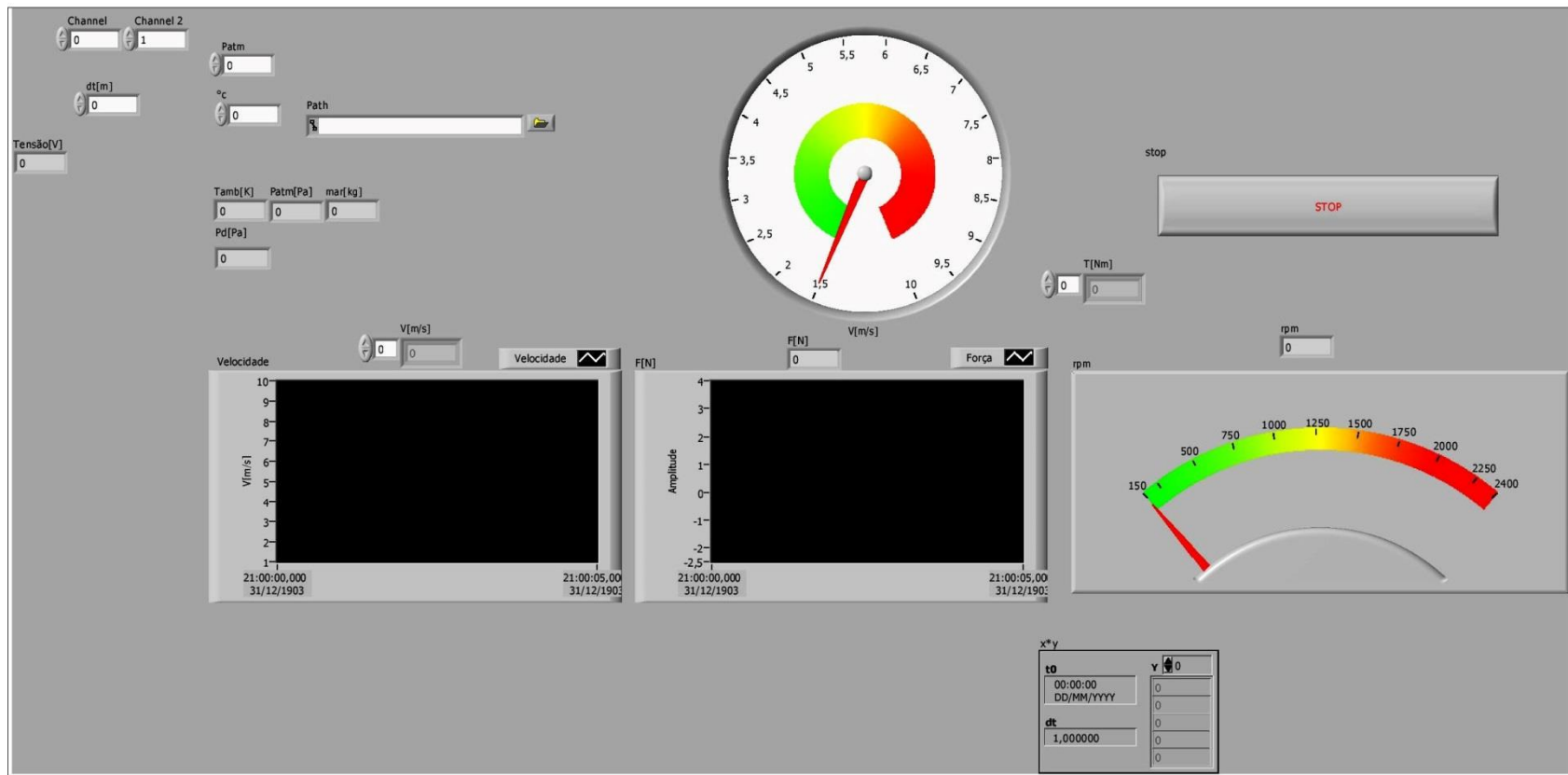


Figura H.2 – Painel de controle para testes de laboratório.

## APÊNDICE I – INCERTEZAS DE MEDIÇÃO

É inegável a relevância da análise das incertezas de medição nos trabalhos experimentais, tendo em vista a necessidade de avaliar a qualidade dos resultados e sua aproximação com os valores verdadeiros. Dentre os métodos disponíveis optou-se por Kline e McClintock, que baseia-se na especificação das incertezas primárias envolvidas no experimento, sendo assim o resultado “ $R$ ” é uma função das variáveis independentes conforme apresenta a Equação (I.1).

$$R = R(x_1, x_2, x_3 \dots x_n) \quad (\text{I.1})$$

sendo  $x_1, x_2, x_3$  e  $x_n$  as variáveis independentes.

Já a representação das incertezas das variáveis dependentes gera a incerteza propagada conforme a Equação (I.2).

$$\delta R_i = \left\{ \sum_{i=1}^n \left[ \frac{\partial R_i}{\partial x_i} \delta x_i \right]^2 \right\}^{1/2} \quad (\text{I.2})$$

sendo  $\delta R_i$  a incerteza propagada do resultado  $i$  e  $\delta x_i$  a incerteza da variável  $x_i$ .

As derivadas parciais da equação I2 são definidas como fatores de sensibilidade, ou seja, quão cada variável representa para incerteza propagada. A metodologia foi seguida e as incertezas determinadas através do programa EES – *Engineering Equation Solver*. No entanto, considerando as diferentes faixas de testes realizados e a distinção entre os sistemas de instrumentação do campo e laboratório, foram determinadas as incertezas dos testes realizados somente em laboratório, seguindo o esquema apresentado na Figura I.1.

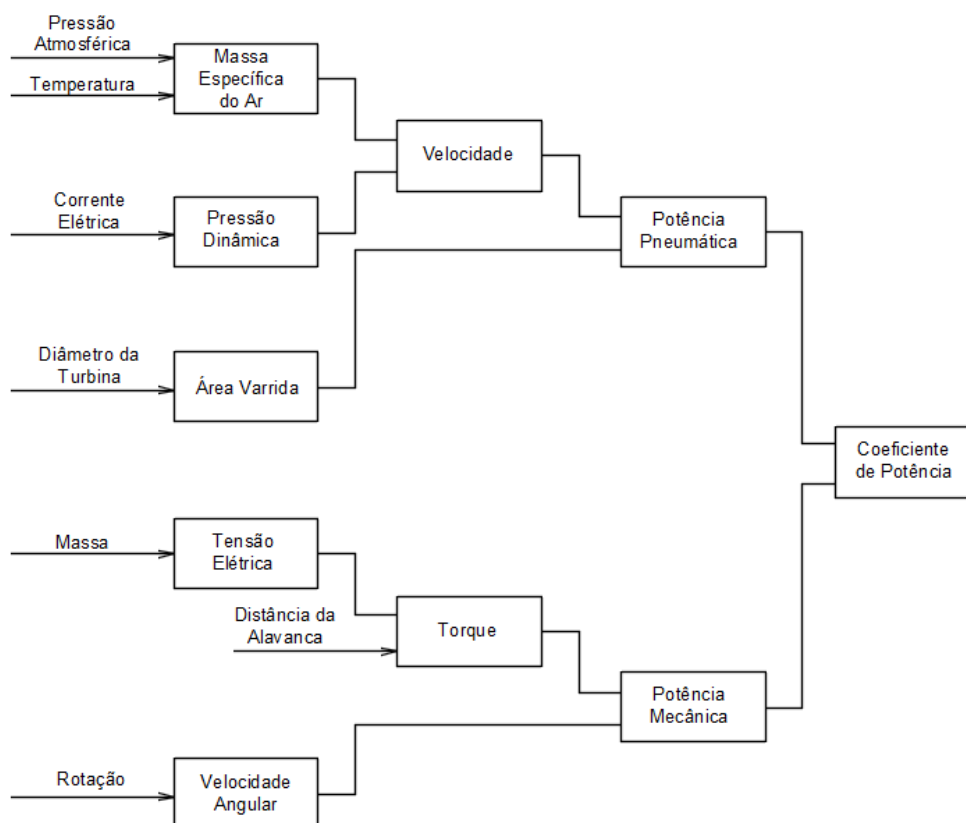


Figura I.1 – Esquema das variáveis envolvidas para o cálculo das incertezas.

As precisões dos instrumentos utilizados foram consultadas nos catálogos dos fabricantes. Para os instrumentos analógicos foi usado a metade da resolução indicada. Como apresentado na Figura I.1 são 6 variáveis independentes que geram as demais variáveis dependentes nos testes. Porém, estas variáveis independentes oscilaram em faixas de medição, como algumas de suas resoluções são dependentes dos valores medidos, foi necessário estabelecer uma faixa para o cálculo das incertezas. Optou-se então, em determinar as incertezas nos limites máximo e mínimo das variáveis independentes, o que auxilia a esclarecer a confiabilidade dos dados. Porém é importante salientar que em um estudo crítico das incertezas é conveniente identificar pontos onde o sistema, instrumentos e métodos requerem maior atenção para resultados mais precisos. A Tabela I.1 apresenta as características dos equipamentos utilizados.

Tabela I.1 – Características dos instrumentos utilizados em laboratório.

Equipamento	Exatidão	Unidade
Termômetro	$\pm 0,5$	$^{\circ}\text{C}$
Barômetro	$\pm 0,5$	mmHg
Multímetro digital	$\pm 0,5\% + 4D$	mA
Paquímetro	$\pm 0,0005$	m
Balança digital	$\pm 0,5$	g
Encoder	$\pm 0,5\% + 1D$	rpm

Estes dados dos instrumentos juntamente com as funções de transferência e faixas de valores medidos foram programados no EES e os resultados são apresentados. Com base na metodologia foram calculadas as incertezas obtidas nos testes em laboratório considerando as variáveis e respectivas faixas de medição. As Tabelas de I.2 a I.11 apresentam as incertezas calculadas.

Tabela I.2 - Incerteza de medição da massa específica.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$P_{atm}$	758	mmHg	$\pm 0,5$	0,07%	13,24%
$T$	23	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,5$	2,17%	86,76%
$\rho$	1,189	kg/m <sup>3</sup>	$\pm 0,002155$	0,18%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$P_{atm}$	755	mmHg	$\pm 0,5$	0,07%	13,02%
$T$	19	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 0,5$	2,63%	86,98%
$\rho$	1,2	kg/m <sup>3</sup>	$\pm 0,002203$	0,18%	

Tabela I.3 - Incerteza da pressão dinâmica.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$I$	5,378	mA	$\pm 0,0309$	0,574%	100%
$P_d$	34,45	Pa	$\pm 0,7725$	2,24%	



Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$I$	6,626	mA	$\pm 0,03713$	0,560%	100%
$P_d$	65,65	Pa	$\pm 0,9283$	1,41%	

Tabela I.4 Incerteza da velocidade do escoamento.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$I$	5,378	mA	$\pm 0,0309$	0,574%	99,35%
$P_{atm}$	758	mmHg	$\pm 0,5$	0,07%	0,09%
$T$	23	°C	$\pm 0,5$	2,17%	0,560%
$U_\infty$	7,613	m/s	$\pm 0,08564$	1,12%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$I$	6.626	mA	$\pm 0.03713$	0.56%	98.34%
$P_{atm}$	755	mmHg	$\pm 0.5$	0.07%	0.22%
$T$	19	°C	$\pm 0.5$	2.63%	1.44%
$U_\infty$	10.46	m/s	$\pm 0.07456$	0.71%	

Tabela I.5 - Incerteza da área varrida pela turbina.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$d_b$	0,375	m	$\pm 0,0005$	0,13%	100%
$A$	0,1104	m <sup>2</sup>	$\pm 0,0002945$	0,27%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$d_b$	0.375	m	$\pm 0.0005$	0.13%	100%
$A$	0.1104	m <sup>2</sup>	$\pm 0.0002945$	0.27%	

Tabela I.6 - Incerteza da potência pneumática.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$d_b$	0,375	m	$\pm 0,0005$	0,13%	0,62%
$I$	5,378	mA	$\pm 0,0309$	0,574%	99,30%
$P_{atm}$	758	mmHg	$\pm 0,5$	0,07%	0,01%
$T$	23	°C	$\pm 0,5$	2,17%	0,06%
$P_{disp}$	28,97	w	$\pm 0,9777$	3,37%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$d_b$	0.375	m	$\pm 0.0005$	0.13%	1.55%
$I$	6.626	mA	$\pm 0.03713$	0.56%	98.26%
$P_{atm}$	755	mmHg	$\pm 0.5$	0.07%	0.02%
$T$	19	$^{\circ}\text{C}$	$\pm 0.5$	2.63%	0.16%
$P_{disp}$	75.84	w	$\pm 1.623$	2.14%	

Tabela I.7 - Incerteza do condicionamento da célula de carga.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$m$	50	g	$\pm 0,5$	1,00%	100%
$Ec$	-0,2996	V	$\pm 0,00335$	-1,12%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$m$	85	g	$\pm 0,5$	0,59%	100%
$Ec$	-0,5341	V	$\pm 0,00335$	-0,63%	

Tabela I.8 - Incerteza do torque.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$Al$	0,072	m	$\pm 0,0005$	0,69%	32,55%
$m$	50	g	$\pm 0,5$	1,00%	67,45%
$T$	0,03531	Nm	$\pm 0,0004299$	1,22%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$Al$	0,072	m	$\pm 0,0005$	0,69%	58,23%
$m$	85	V	$\pm 0,5$	0,59%	41,77%
$T$	0,06003	Nm	$\pm 0,0005463$	0,91%	

Tabela I.9 - Incerteza da frequência de rotação.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$rpm$	1200	$\text{min}^{-1}$	$\pm 0,7$	0,06%	100%
$\omega$	125,7	rad/s	$\pm 0,0733$	0,06%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
$rpm$	1600	$\text{min}^{-1}$	$\pm 0,9$	0,06%	100%
$\omega$	167,6	rad/s	$\pm 0,09425$	0,06%	

Tabela I.10 - Incerteza da potência mecânica.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
<i>Al</i>	0,072	m	±0,0005	0,69%	32,47%
<i>m</i>	50	g	±0,5	1,00%	67,30%
<i>rpm</i>	1200	min <sup>-1</sup>	±0,7	0,06%	0,23%
<i>P<sub>mec</sub></i>	4,438	W	±0,05408		

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
<i>Al</i>	0,072	m	±0,0005	0,69%	58,01%
<i>m</i>	85	g	±0,5	0,59%	41,61%
<i>rpm</i>	1600	min <sup>-1</sup>	±0,9	0,06%	0,38%
<i>P<sub>mec</sub></i>	10,06	W	±0,0917	0,91%	

Tabela I.11 - Incerteza do coeficiente de potência.

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
<i>Al</i>	0,072	m	±0,0005	0,69%	3,74%
<i>d<sub>b</sub></i>	0,375	m	±0,0005	0,13%	0,55%
<i>I</i>	5,378	mA	±0,0309	0,57%	87,85%
<i>m</i>	50	g	±0,5	1,00%	7,76%
<i>P<sub>atm</sub></i>	758	mmHg	±0,5	0,07%	0,01%
<i>rpm</i>	1200	min <sup>-1</sup>	±0,7	0,06%	0,03%
<i>T</i>	23	°c	±0,5	2,17%	0,06%
<i>CP</i>	0,1532		±0,005498	3,59%	

Variável	Valor	Unidade	Incerteza Abs	Incerteza Relativa	Sensibilidade
<i>Al</i>	0,072	m	±0,0005	0,69%	8,92%
<i>d<sub>b</sub></i>	0,375	m	±0,0005	0,13%	1,31%
<i>I</i>	6,626	mA	±0,03713	0,56%	83,16%
<i>m</i>	85	V	±0,5	0,59%	6,39%
<i>P<sub>atm</sub></i>	755	mmHg	±0,5	0,07%	0,02%
<i>rpm</i>	1600	min <sup>-1</sup>	±0,9	0,06%	0,06%
<i>T</i>	19	°c	±0,5	2,63%	0,14%
<i>CP</i>	0,1326		±0,005498	4,15%	

## ANEXO I - Projeto do Difusor

O presente anexo é parte integrante da tese de José Luz que está sendo desenvolvida simultaneamente a este trabalho, sendo ambos os estudos pertencentes ao projeto CNPQ 406809/2013-6. O objetivo aqui é apresentar sumariamente a metodologia e os resultados numéricos que foram levados em consideração para a construção do difusor que envolve a turbina.

Preliminarmente foi montado um domínio computacional com os parâmetros apresentados por Ohya et al., 2010, a fim de identificar a zona de baixa pressão e consequente aumento de velocidade. A Figura I.I apresenta o resultado da simulação numérica do campo de velocidades da vista de perfil do bocal.

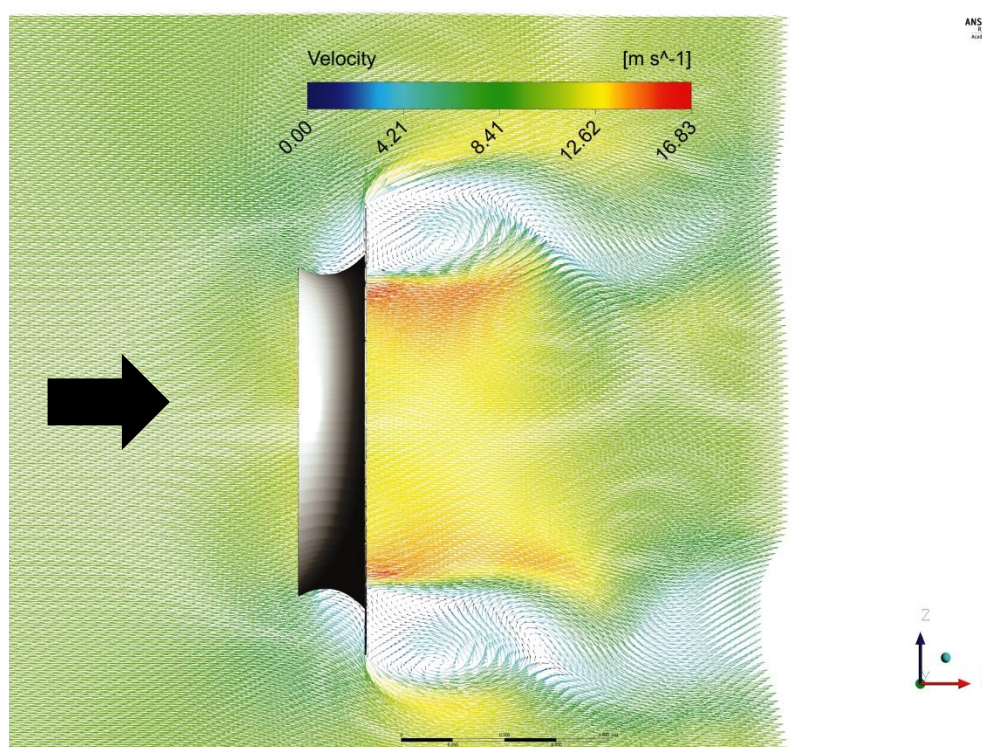


Figura I.I – Campo de velocidades no entorno do difusor (LUZ, 2018 – não publicado).

Como forma de analisar alternativas, além das configurações testadas por Ohya et al., 2010, variações dimensionais do bocal foram igualmente avaliadas através de simulação computacional, identificando as características geométricas que afetam seu desempenho, gerando maiores dados para o projeto definitivo. Foram alteradas as áreas de entrada e saída, a altura e inclinação da aba e o comprimento axial do bocal. As geometrias modificadas e os

resultados dos incrementos de velocidade associados estão apresentados na Tabela I.I, onde  $C_i$ ,  $C_{ii}$ ,  $C_{iii}$  e  $C_{iv}$  são os modelos de difusores avaliados.

Tabela I.I – Parâmetros geométricos dos modelos de difusor avaliados.

Parâmetros	Modelos de Difusor			
	$C_i$	$C_{ii}$	$C_{iii}$	$C_{iv}$
$Lt/D$	0,14	0,22	0,31	0,37
$As/Ag$	1,19	1,29	1,30	1,56
$D$	1,50	1,50	1,50	1,50
$H$	0,15	0,15	0,15	0,15
$De$	1,56	1,58	1,58	1,64
$Ds$	1,64	1,71	1,71	1,87
$Dbrim$	1,94	2,01	2,01	2,17
$Lt$	0,21	0,33	0,47	0,56
$L$	0,12	0,19	0,27	0,32

O parâmetro  $A_s/A_g$  corresponde a razão de áreas de saída e do plano em que a turbina ficará instalada (garganta). As geometrias foram modeladas em software *CAD 3D* e inseridas em um domínio virtual de  $a_x b_x c$ . Os domínios foram discretizados através do *ANSYS ICEM* e simulados através do *ANSYS Fluent Academic 2018*. O estudo de qualidade de malha seguiu a metodologia GCI e envolveu a comparação entre quatro malhas com volumes distintos.

Uma vez selecionada a malha de trabalho, foram aplicadas as condições de contorno aos casos. À entrada do domínio foi adotada uma condição de velocidade prescrita uniforme de 5 m/s, tendo-se também efetuado a avaliação com 10 m/s. As laterais foram consideradas como paredes com deslizamento livre (sem esforços cisalhantes) e a saída foi considerada com pressão estática manométrica nula.

A análise foi realizada para o regime permanente de tempo utilizando-se as equações de Navier-Stokes com Média de Reynolds. O modelo de turbulência  $k - \omega$  SST foi selecionado para o fechamento do problema, uma vez que seu desempenho em cálculos de turbulência é adequado para captar tanto os efeitos viscosos próximos às paredes quando em regiões mais afastadas. O esquema *upwind* de segunda ordem foi selecionado para o acoplamento pressão-velocidade e o ar foi considerado como fluido de trabalho à temperatura de 25°C. Durante a simulação foram monitoradas a média e o desvio padrão das velocidades através de um plano criado na região de menor área no interior do bocal e as pressões em determinada região a jusante da aba. Os resultados obtidos com cada modelo estão apresentados na Tabela I.II.

Tabela I.II – Resultados preliminares dos modelos de bocal.

<b>Velocidade de entrada de 5 m/s</b>				
<b>Resultados</b>	<b>Modelos</b>			
	<b>Ci</b>	<b>Cii</b>	<b>Ciii</b>	<b>Civ</b>
<b>Média [m/s]</b>	6,315	6,604	6,489	7,269
<b>Desvio Padrão [m/s]</b>	0,030	0,052	0,071	0,119
<b>Incremento [%]</b>	26,30	32,08	29,79	45,38
<b>Velocidade de entrada de 10 m/s</b>				
<b>Resultados</b>	<b>Modelos</b>			
	<b>Ci</b>	<b>Cii</b>	<b>Ciii</b>	<b>Civ</b>
<b>Média [m/s]</b>	12,648	13,160	13,019	14,578
<b>Desvio Padrão [m/s]</b>	0,061	0,103	0,147	0,216
<b>Incremento [%]</b>	26,48	31,60	30,19	45,78

Embora os resultados de incremento de velocidades evidenciem o modelo *Civ* com melhor desempenho há um elevado desvio padrão nos resultados deste. Esta variação em torno da velocidade média pode induzir vibração à estrutura do bocal e conseqüentemente à turbina. Por este motivo se optou por construir o modelo *Cii* que alia um incremento de velocidade de 31,6% a um desvio padrão inferior comparado aos modelos *Cii* e *Civ*.

Uma vez comprovado o potencial do difusor com aba no aumento das velocidades do escoamento, esse sistema foi adotado como ponto de partida para se projetar um bocal que resulte em melhorias no desempenho da turbina eólica, atendendo às premissas de projeto. O propósito é que além do incremento no desempenho aerodinâmico da turbina e das questões de segurança inerentes, o bocal deve abrigar e sustentar o estator do gerador. A Figura I.II apresenta os principais parâmetros do difusor baseados no modelo *Cii*, anteriormente apresentado na Tabela I.I, o qual foi o escolhido para construção.

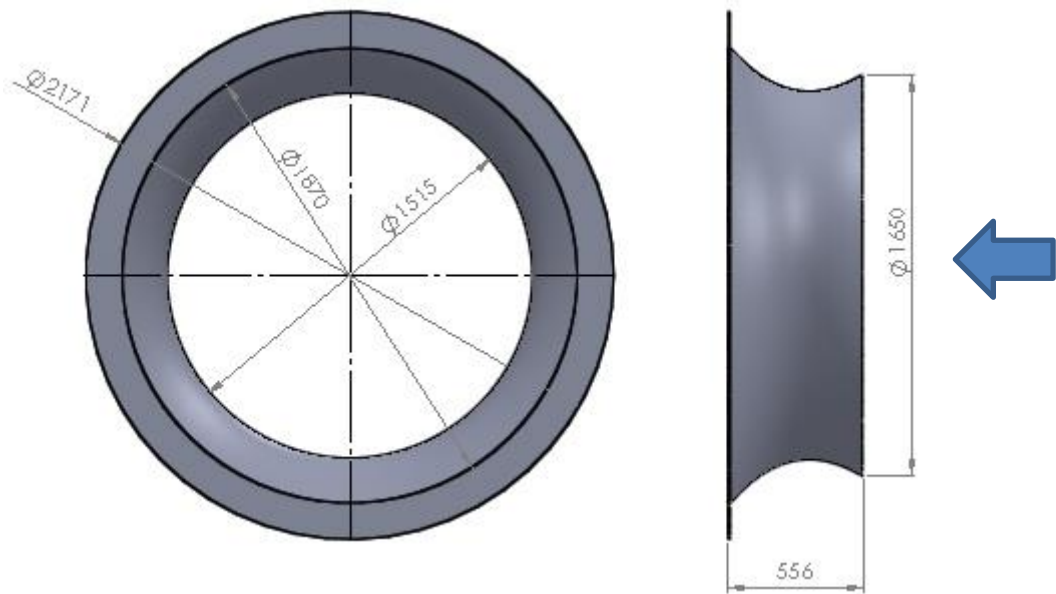


Figura A.II – Geometrias principais do bocal com o modelo *Cii*.

A Figura I.III apresenta uma vista isométrica do bocal com o campo de velocidades obtido a partir de 10 m/s na entrada do bocal, onde é possível identificar a região de aumento de velocidade próxima à ponta das pás da turbina.

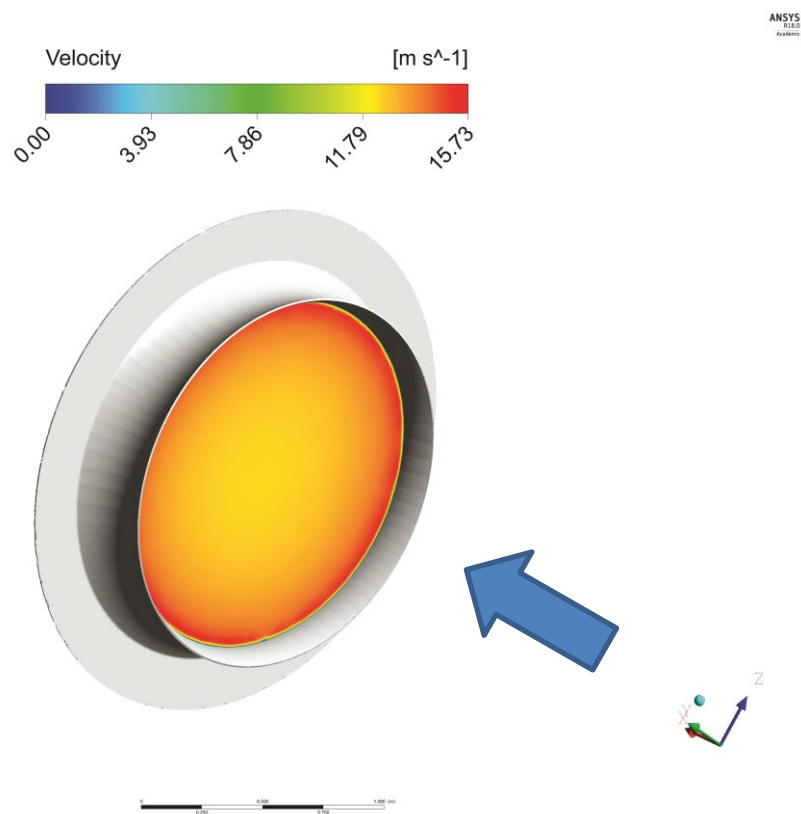


Figura I.III – Vista isométrica do bocal e campo de velocidades radial (Luz, 2018 não publicado).

O campo de velocidades ao longo do domínio estabelecido para o estudo é apresentado na Figura I.IV para uma velocidade a montante da turbina de 10 m/s. A região de baixa pressão atrás da aba permite que o escoamento seja acelerado dentro do bocal, o que eleva a vazão mássica de ar passando pelo rotor da turbina.

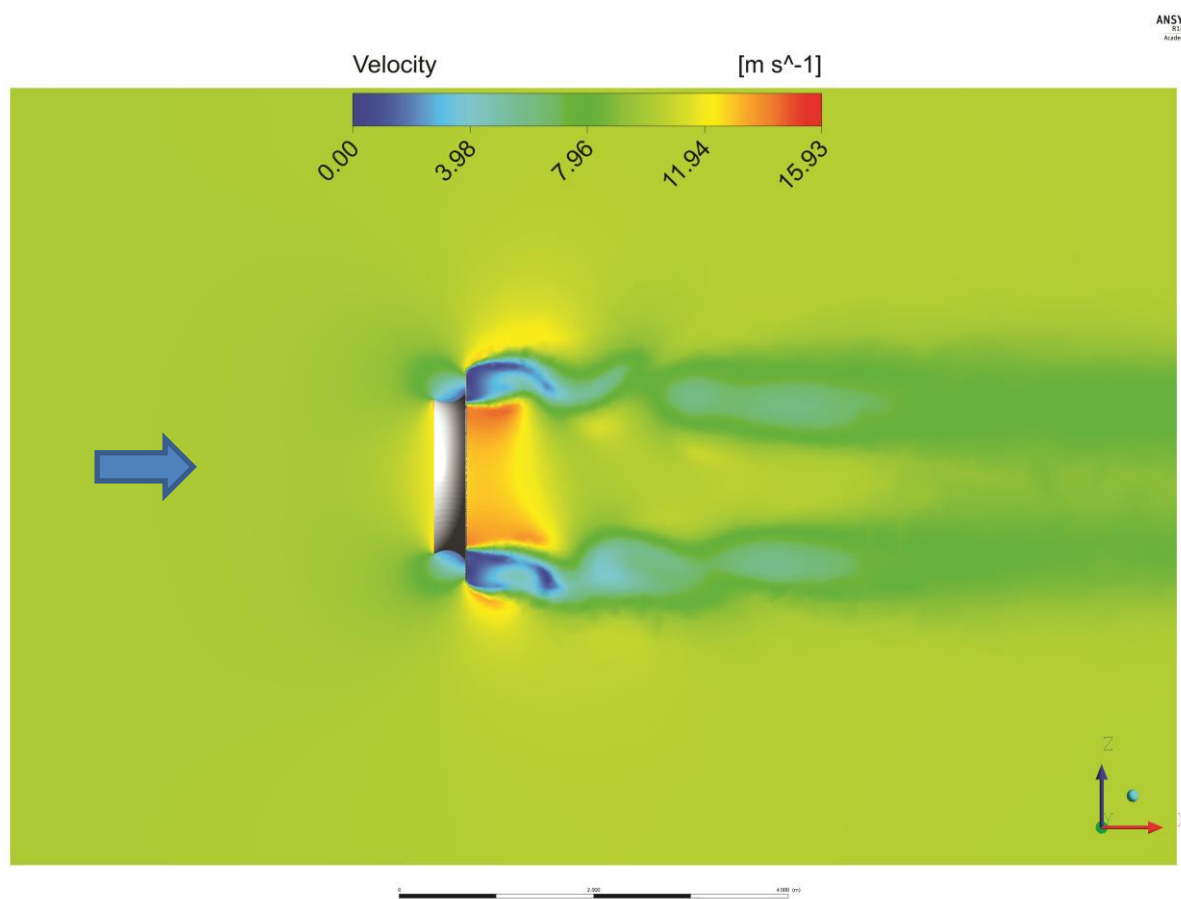


Figura I.IV – Campo de velocidades longitudinal no bocal (Luz, 2018 não publicado).

A Figura I.V apresenta as linhas de corrente longitudinais do escoamento passante pelo bocal e permitem visualizar a interação entre o fluido e a estrutura.



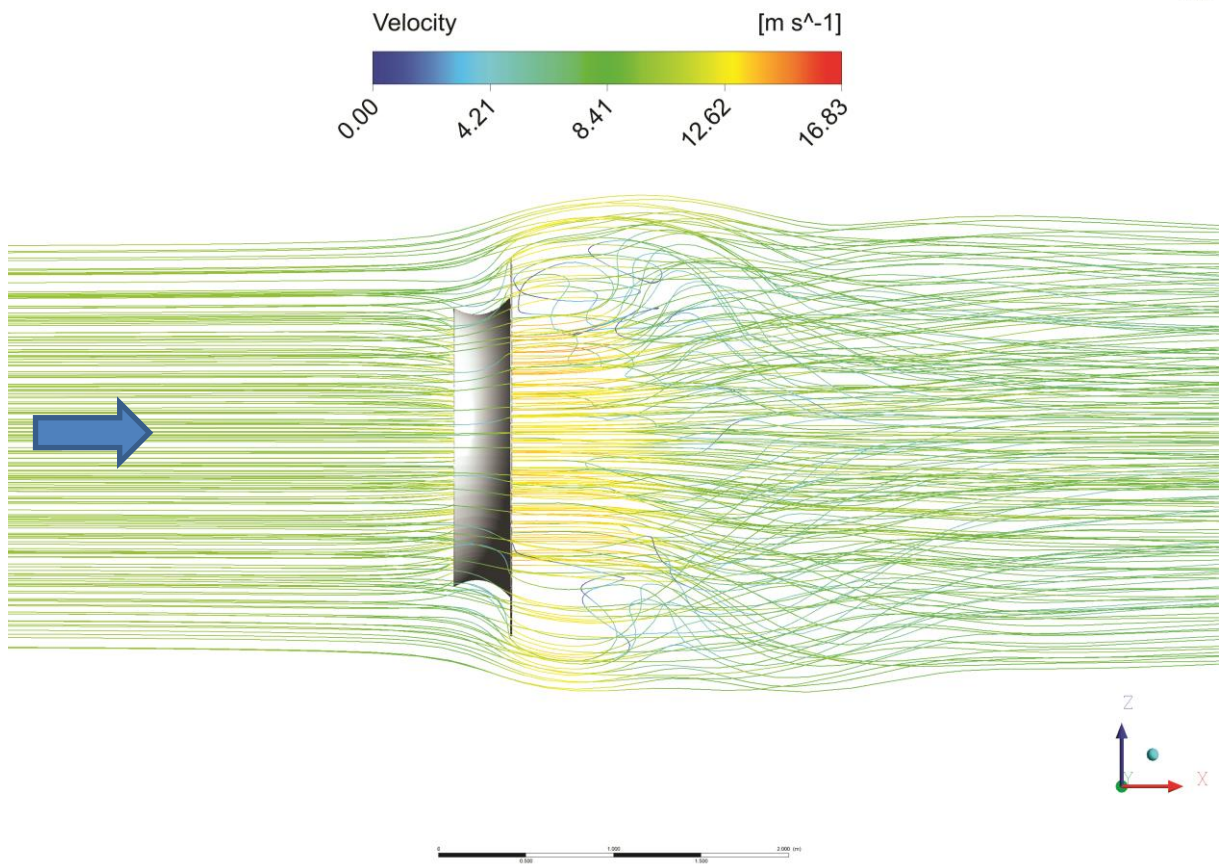
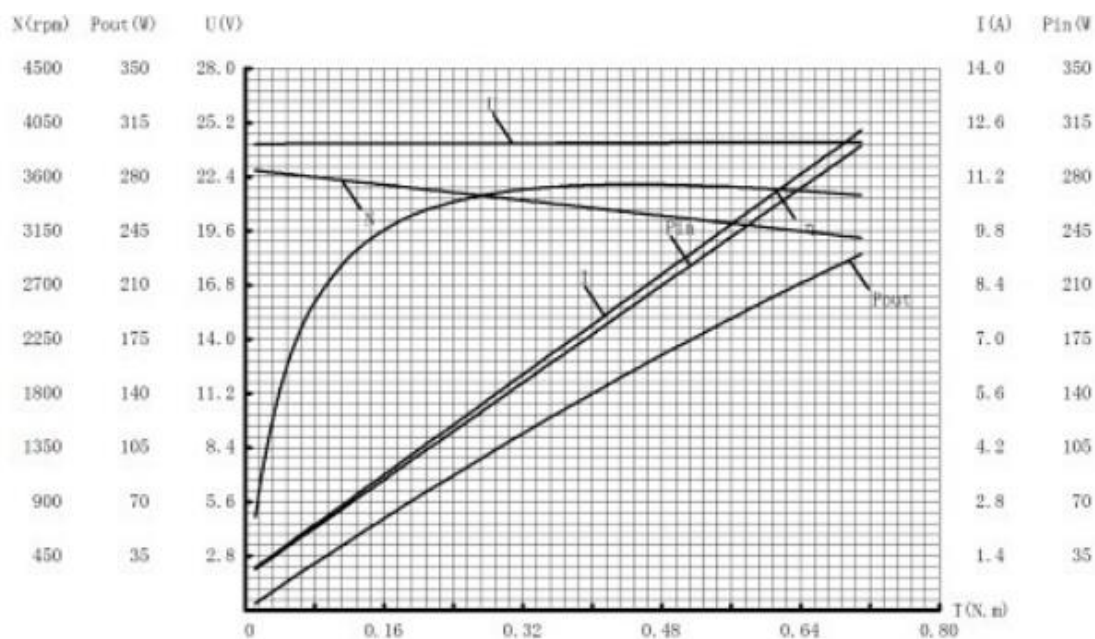


Figura I.V – Linhas de corrente do escoamento ao longo do difusor (Luz, 2018 não publicado).

## ANEXO II – Curva Motor MY6812

A Figura II.I apresenta a curva característica do motor MY6812 o qual foi utilizado para os testes de campo e túnel acoplado à turbina desenvolvida nesta tese.



Ref. Point	Torque/N.m	Speed/rpm	P-out/W	Volt/V	Current/A	P-in /W	Efficient/%
No Load	0.012	3654	4.59	24.10	1.10	26.56	17.29
Max. Efficient	0.435	3314	150.99	24.17	7.95	192.11	78.60
Rated Load	0.604	3178	201.13	24.19	10.69	258.58	77.78
Max Torque	0.921	2774	267.54	24.24	15.99	387.23	68.09

Figura II.I – Curva do motor My 6812.

### ANEXO III – Resultados da simulação numérica do perfil SD 7062

Este anexo objetiva apresentar os resultados obtidos por Fleck, 2017, os quais relacionam os coeficientes de sustentação e arrasto para o perfil SD 7062 nos ângulos de ataque 0°, 2°, 4° e 6° e em números de Reynolds que variam de 25.000 a 125.000, conforme apresenta a Tabela III.I. Os valores serviram de base para avaliação do impacto dos resultados no modelo em escala construído nesta tese.

Tabela III.I – Resultados Numéricos do Perfil SD 7062 (Fleck, 2017).

$Re$	Label	AOA	$C_L$	$C_D$	$L/D$
25,000	25k_0	0	0.0958	0.0434	2.21
	25k_2	2	0.3068	0.0561	5.47
	25k_4	4	0.4376	0.0711	6.15
	25k_6	6	0.5194	0.089	5.84
50,000	50k_0	0	0.2147	0.0337	6.37
	50k_2	2	0.4193	0.042	9.98
	50k_4	4	0.5614	0.0536	10.47
	50k_6	6	0.667	0.0714	9.34
75,000	75k_0	0	0.3163	0.0254	12.45
	75k_2	2	0.5185	0.0294	17.64
	75k_4	4	0.7	0.0346	20.23
	75k_6	6	0.8646	0.0421	20.53
100,000	100k_0	0	0.3636	0.0206	17.65
	100k_2	2	0.5591	0.023	24.31
	100k_4	4	0.7486	0.0267	28.04
	100k_6	6	0.927	0.032	28.99
125,000	125k_0	0	0.356	0.0168	21.19
	125k_2	2	0.5749	0.0197	29.18
	125k_4	4	0.7688	0.023	33.43
	125k_6	6	0.9565	0.0278	34.38