UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
INSTITUTO DE ENERGIA E MEIO AMBIENTE – IEE
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIA – PPGE

YAN FELIPE DE OLIVEIRA CAVALCANTE

**INFLUÊNCIA DO PERFIL DA BORDA E DA RAZÃO DE
AFASTAMENTO DAS PÁS NA EFICIÊNCIA DO ROTOR
SAVONIUS**

SÃO PAULO – SP

2021

YAN FELIPE DE OLIVEIRA CAVALCANTE

**INFLUÊNCIA DO PERFIL DA BORDA E DA RAZÃO DE
AFASTAMENTO DAS PÁS NA EFICIÊNCIA DO ROTOR
SAVONIUS**

Dissertação apresentada ao Programa de
Pós-Graduação em Energia do Instituto de Energia e
Meio Ambiente da Universidade de São Paulo para a
obtenção do título de Mestre em Ciências.

Orientação: Prof. Dr. Demetrio Cornilios Zachariadis

Versão Corrigida

São Paulo – SP

2021

AUTORIZO A REPRODUÇÃO E DIVULGAÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO, PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

FICHA CATALOGRÁFICA

Cavalcante, Yan Felipe de Oliveira.

Influência do perfil da borda e da razão de afastamento das pás na eficiência do rotor Savonius. /Yan Felipe de Oliveira Cavalcante; orientador: Demetrio Cornilios Zachariadis. – São Paulo, 2021.

300 f.: il; 30 cm.

Dissertação (Mestrado em Ciências) – Programa de Pós-Graduação em Energia – Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo.

Elaborado por Maria Penha da Silva Oliveira CRB-8/6961

Nome: CAVALCANTE, Yan Felipe de Oliveira.

Título: INFLUÊNCIA DO PERFIL DA BORDA E DA RAZÃO DE AFASTAMENTO DAS PÁS NA EFICIÊNCIA DO ROTOR SAVONIUS.

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Energia do Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo para obtenção do título de Mestre em Ciência da Energia.

Aprovado em: 23/06/2021

Banca Examinadora

Prof. Dr. Wendell de Queiroz Lamas

Instituição: IEE/EEL/USP

Julgamento: _____

Assinatura: _____

Prof. Dr. Fabio Saltara

Instituição: EP/USP

Julgamento: _____

Assinatura: _____

Prof. Dr. Odenir de Almeida

Instituição: FEMEC/UFU

Julgamento: _____

Assinatura: _____

Prof. Dr. Demetrio Cornilios Zachariadis

Instituição: EP/USP

Presidente: _____

Assinatura: _____

AGRADECIMENTO

Primeiramente agradeço aos meus pais, Angela Maria de Oliveira Cavalcante e Eduardo dos Reis Cavalcante, pelo apoio durante toda minha vida e a todas as oportunidades que me apresentaram, e o incentivo aos estudos. Agradeço também pelo exemplo de vida e por todo o esforço para manter uma qualidade de vida que proporcionou minhas conquistas.

Ao meu irmão André Felipe de Oliveira Cavalcante, por existir e estar ao meu lado para discutir animes/séries/filmes e poder agredir com amor, sendo uma válvula de escape.

A Daniele Correia de Sales, por sua amizade e companhia, pelas deliciosas refeições, as risadas e pelas revisão textual deste trabalho.

Muito especialmente, desejo agradecer meu orientador Professor Dr. Demétrio Cornílios Zachariadis pela disponibilidade, atenção, paciência, dedicação, ensinamentos, conselhos e orientação fundamentais na produção da dissertação. E meu agradecimento por me dar a oportunidade de sua orientação.

Aos Professores e funcionários da Universidade de São Paulo por ser parte fundamental da minha formação, em especial ao Professor Dr. Hédio Tatizawa, sou grato pela competência e auxílio de boa vontade. O professor João Paulo Candia Veiga, pelo acolhimento ao programa de Programa de Aperfeiçoamento de Ensino (PAE), agradeço a oportunidade de aprender e desenvolver minhas habilidades didáticas.

Ao Instituto de Energia e Ambiente (IEE) da Universidade de São Paulo (USP) pelas oportunidades e experiências oferecidas, seus laboratórios e infraestrutura, além de oferecer apoio a todos os alunos por meio do seu corpo docente, da sua direção, e da sua administração e de todos os seus funcionários, serei sempre grato.

Por fim, À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pela concessão da bolsa de estudo, possibilitando a produção deste trabalho.

- William Boyd Watterson II

“O prazer mais nobre é a alegria de entender”

- Leonardo da Vinci

RESUMO

A preocupação com as mudanças climáticas, bem como a busca de reduzir o consumo de combustíveis fósseis e a incerteza sobre a segurança energética enfatizam o crescente valor das energias renováveis, sendo a geração de energia limpa um dos 17 Objetivos do Desenvolvimento Sustentável (ODS). Enquanto o aproveitamento energético dos ventos tem crescido nos últimos anos, o setor eólico ainda apresenta um grande potencial inexplorado no campo da geração distribuída. Nesse sentido, cabe ressaltar que as turbinas Savonius podem se apresentar como solução, por necessitarem de ventos com baixas velocidades. Alterando os parâmetros de geometria no rotor e suas características aerodinâmicas pode-se avaliar a variação da eficiência do rotor Savonius. Dessa forma, o objetivo principal deste trabalho é analisar a influência da alteração na eficiência do rotor com a adoção diferentes de perfis de bordas da pá em relação à borda plana, e diferentes razões de afastamento da pá em relação ao afastamento nulo. Por fim, aferir a influência de características do escoamento do fluido no desempenho do rotor, através das imagens geradas pelos ensaios computacionais, compreendendo o comportamento do fluido. A metodologia utilizada é a simulação numérica baseada no Método de Volumes Finitos (MVF), utilizando a licença acadêmica do software comercial Ansys Fluent®, o qual resolve as equações de conservação utilizando o modelo de turbulência *k-ε realizable*. Realizado o estudo de convergência da malha, obteve-se um índice de convergência próximo ao valor considerado ideal, indicando que a solução da simulação está dentro de um intervalo de convergência. A análise dos principais parâmetros de desempenho do rotor Savonius é análoga a resultados experimentais e simulações numéricas realizadas por outros autores, e mostrou que os resultados deste estudo são bastante representativos do fenômeno analisado. O perfil da borda apresenta influência de aproximadamente 5% no desempenho do rotor. E a razão de afastamento nulo resulta o maior desempenho. Assim, é possível constatar que variações simples e de baixo custo na geometria do rotor Savonius são capazes de aperfeiçoar seu desempenho.

Palavras-chave: Savonius; CFD; borda de pá; VAWT; razão de afastamento.

ABSTRACT

Concerns about climate change, as well as the quest to reduce fossil fuel consumption and uncertainty about energy security, emphasize the growing value of renewable energy. Clean energy generation is one of the 17 Sustainable Development Goals (SDGs). While the use of wind energy has grown in recent years, the wind sector still has great untapped potential in distributed generation. In this sense, it is noteworthy that the Savonius turbines can present themselves as a solution, by requiring winds with low speed. Changing the geometry parameters in the rotor and its aerodynamic characteristics, one can evaluate the variation of efficiency of the Savonius rotor. In this way, the main objective of this work is to analyse the influence of the change in the efficiency of the rotor with different blade edge profiles concerning the flat edge, and different blade clearance ratios concerning the null clearance. Finally, the influence of fluid flow characteristics on the rotor performance is assessed, through the images generated by computational tests, understanding the fluid behaviour. The methodology used is a numerical simulation based on the Finite Volume Method (FVM), using the academic license of the commercial software Ansys Fluent®, which solves the conservation equations using the $k-\epsilon$ realizable turbulence model. Being performed a convergence study of the mesh, a convergence index close to the value considered ideal was obtained, indicating that the solution of the simulation is within a convergence range. The analysis of the main performance parameters of the Savonius rotor is analogous to experimental results and numerical simulations performed by other authors and quite representative of the analysed phenomenon. The edge profile presents an influence of approximately 5% on the rotor performance. And the null distance ratio presents the highest performance. Thus, it is possible to conclude that simple and low-cost variations in the geometry of the Savonius rotor can improve its performance.

Keywords: Savonius; CFD; blade edge; VAWT; gap ratio.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Evolução do consumo de energia elétrica per capita no mundo.....	24
Figura 2 - Consumo de combustível mundial.....	25
Figura 3 - O moinho de vento e a planta de luz elétrica do Sr. Charles F. Brush.	36
Figura 4 - Turbina Smith-Putnam.....	37
Figura 5 – Projeto da turbina eólica NSF–NASA MOD-0.....	39
Figura 6 - Escoamento de ar ao passar por uma determinada área.....	46
Figura 7 - Perfil do vento ao longo de sua trajetória por uma turbina.....	47
Figura 8 – Curva de potência de uma turbina.....	54
Figura 9 – Eficiências aerodinâmicas dos diversos tipos de rotores.	55
Figura 10 - Integração de usina eólica e de hidroelétrica.	59
Figura 11 - Nível de ruído da turbina eólica.....	60
Figura 12 - Histórico da capacidade instalada mundial de energia eólica.....	65
Figura 13 - Capacidade instalada mundial.	66
Figura 14 – Matriz de Energia Elétrica Brasileira.	69
Figura 15 – Evolução da capacidade instalada eólica brasileira.	73
Figura 16 - Disposição típica da VAWT.....	76
Figura 17 – Evolução da capacidade instalada de turbinas eólicas FloWind.....	78
Figura 18 - Unidades de SWT de VAWT e HAWT instaladas no Reino Unido.	80
Figura 19 - Linha do tempo de VAWTs.....	82
Figura 20 - Representação esquemática de duas VAWTs com rotação contrária.....	84
Figura 21 – Rotor Phi.	91
Figura 22 – Rotor-H.	92
Figura 23 - Rotor Giromill.	93

Figura 24 - Rotor Musgrove.	93
Figura 25 – Rotor-H helicoidal.....	94
Figura 26 - Rotor <i>crossflex</i>	95
Figura 27 – Rotor VGOT.	96
Figura 28 - Turbina Darrieus ortogonal.....	97
Figura 29 – Conceito da turbina Sistão.	99
Figura 30 – Moinho chinesa vertical.	100
Figura 31 – Aerogerador de duas pás semi-rotativas.	101
Figura 32 - Turbina Zéfiro.....	101
Figura 33 – Turbina Savonius-Darrieus phi.	104
Figura 34 – Turbina Savonius-Darrieus H.	105
Figura 35 – Turbina Lenz.	106
Figura 36 – Diagrama da turbina Savonius.	107
Figura 37 – Potência estimada entre os rotores Savonius e Darrieus, segundo o critério L- σ	109
Figura 38 - Características de desempenho do rotor Savonius.....	110
Figura 39 - Escoamento principal sobre um rotor Savonius.	111
Figura 40 - Coeficiente de arrasto de diferentes perfis.....	112
Figura 41 - Tipos de escoamentos em rotor Savonius.....	113
Figura 42 – Escoamento de ar dentro do rotor Savonius.....	114
Figura 43 - Escoamento do ar sobre o rotor Savonius.....	115
Figura 44 - Distribuição da pressão superficial.	116
Figura 45 - Rotor Savonius padrão.....	117
Figura 46 - Forças atuantes sobre o rotor Savonius.....	119
Figura 47 - Modelo de rotores com diferentes razões de aspecto.	128

Figura 48 - Efeito da razão de aspecto no C_p do rotor Savonius de estágio único.	129
Figura 49 - Efeitos da razão de aspecto no rotor Savonius.	130
Figura 50 - Variação do coeficiente de potência em razão da sobreposição das pás. ...	132
Figura 51 - Variação da eficiência máxima pela posição relativa da pá.	133
Figura 52 - Coeficiente de arrasto em função da posição angular.....	134
Figura 53 - Variações do coeficiente de potência em relação à TSR.	134
Figura 54 - Modelos de rotores com diferente número de pás.	135
Figura 55 - Efeito do número de pás no torque estático de um rotor Savonius.	136
Figura 56 - A variação do C_p em função da TSR de duas e de três pás.....	137
Figura 57 - Modelos de rotores de um, de dois e de três estágios.	138
Figura 58 - Efeito do número de estágios no coeficiente de torque do rotor.	139
Figura 59 – C_p em função da velocidade para diferentes número de estágios.....	140
Figura 60 - Perfil semielíptico.	141
Figura 61 - Perfil Bach.	142
Figura 62 - Perfil Benesh.....	143
Figura 63 - Perfil helicoidal.....	144
Figura 64 - Pá torcida.	145
Figura 65 - Pá seccionada.....	146
Figura 66 - Rotor Savonius com vela de tecido.....	147
Figura 67 - Modelos de rotores com e sem placa final.....	147
Figura 68 - Efeito das placas final no desempenho de um rotor Savonius.....	148
Figura 69 - Modelos de rotores com e sem eixo.....	149
Figura 70 – Perfil de pá com borda plana e arredondada.	150
Figura 71 - Rotor Savonius com escudo.....	151

Figura 72 – Rotor Savonius com placa defletora.	152
Figura 73 - Rotor Savonius com defletor em V.....	152
Figura 74 - Rotor Savonius com bico convergente.	153
Figura 75 - Rotor Savonius com cortina.....	154
Figura 76 - Rotor Savonius com palheta guia.	155
Figura 77 - Rotor Savonius com caixa guia.	155
Figura 78 - Influência do número de Reynolds no desempenho do rotor Savonius.....	157
Figura 79 – Turbina Savonius com fenda na pá.	158
Figura 80 – Pá com válvula.	159
Figura 81 – Influência da espessura da pá no escoamento.	160
Figura 82 - Custos de produção de energia para fontes renováveis.	163
Figura 83 - Diagrama com modelos de turbulência.	174
Figura 84 - Validação do modelo computacional.....	177
Figura 85 – Quatro escalas de comprimento da lei de parede.	181
Figura 86 - Túnel de vento construído no IEE-USP.....	186
Figura 87 - Modelo do rotor Savonius.	187
Figura 88 - Diferentes borda da pá.	189
Figura 89 - Razão de afastamento da pá.....	190
Figura 90 – Dimensionamento do domínio computacional e impacto no C_t	191
Figura 91 – Dimensionamento do domínio computacional.	193
Figura 92 – Valor de y^+ no rotor Savonius.....	195
Figura 93 - Detalhe da malha.	196
Figura 94 - Domínio discretizado com 508.245 elementos e 112.628 nós.	196
Figura 95 - Estudo de convergência de malha.....	197

Figura 96 - Posições angulares do rotor Savonius em relação ao escoamento.....	205
Figura 97 - Estudo de sensibilidade da variação angular em função do torque e do erro padrão.	209
Figura 98 - Variação residual pelo número de interações.	210
Figura 99 - Modelo de turbina Savonius com tubérculos na face côncava da pá.	213
Figura 100 – Coeficiente de potência em função da TSR.	214
Figura 101 – Potência do rotor em função da velocidade.	215
Figura 102 - Coeficiente de torque estático em função da posição angular.	217
Figura 103 - Coeficiente de torque em função da TSR.	219
Figura 104 - Energia cinética turbulenta do escoamento no rotor, $v = 7$ m/s, $IT = 1\%$	221
Figura 105 - Energia cinética turbulenta do escoamento no rotor, $v = 7$ m/s, $IT = 10\%$	221
Figura 106 - Coeficiente de torque em função da TSR, para diferente Re	223
Figura 107 - C_t estático em função da posição angular, para diferentes Re	224
Figura 108 - Esquema com a variação das forças sobre o rotor Savonius.	225
Figura 109 - Variação do coeficiente de sustentação em função da TSR.	226
Figura 110 - C_t estático em função da posição angular para borda do rotor plana e arredondada.	227
Figura 111 – Coeficiente de torque estático em função da posição angular.	228
Figura 112 - C_t estático em função da posição angular.....	230
Figura 113 - C_t x TSR em função do perfil da borda. Fonte: Autoral.....	231
Figura 114 - C_p x TSR em função do perfil da borda.	232
Figura 115 – Variação da energia cinética turbulenta para rotor com borda plana, $v = 11,0$ m/s.	233
Figura 116 – Variação de pressão para rotor com borda plana, $v = 11,0$ m/s.	234

Figura 117 – Variação da energia cinética turbulenta para rotor com borda plana, $v = 3,5$ m/s.	235
Figura 118 – Variação de pressão para rotor com borda plana, $v = 3,5$ m/s.	236
Figura 119 – Variação de energia cinética turbulenta para rotor com borda arredondada, $v = 11,0$ m/s.	237
Figura 120 - Variação de pressão para rotor com borda arredondada, $v = 11$ m/s.....	238
Figura 121 - Variações do coeficiente de potência em relação à TSR.	240
Figura 122 – Modelo de ensaio de razão de afastamento da pá de Ebrahimpour et al. (2019).	241
Figura 123 - Coeficiente de torque (a) e potência (b) em função da razão de afastamento.	242
Figura 124 – C_p em função de TSR, comparação de estudos.	243
Figura 125 - Coeficiente de potência x TSR em função da razão de afastamento.	245
Figura 126 - Coeficiente de potência x TSR em função da razão de afastamento.	246
Figura 127 - Coeficiente de potência x TSR em função da razão de afastamento.	247
Figura 128 - Coeficiente de torque x TSR em função da razão de afastamento.	248
Figura 129 - C_t estático em função da razão de afastamento.	250
Figura 130 – C_t estático pela posição angular em função da taxas de afastamento.	251
Figura 131 - Vetores de velocidade, $Ra = -0,10$	252
Figura 132 - Energia cinética turbulenta, $Ra = -0,10$	252
Figura 133 - Energia cinética turbulenta, $Ra = +0,10$	253
Figura 134 - Velocidade, $Ra = -0,10$	254
Figura 135 - Pressão, $Ra = -0,10$	255
Figura 136 - Pressão, $Ra = +0,10$	256

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Período de retorno de uma turbina Savonius.....	162
Tabela 2 – Parâmetros geométricos.....	188
Tabela 3 - Razão de afastamento de pá estudada	190
Tabela 4 - Solução de convergência utilizando método GCI.	201
Tabela 5 - Parâmetros computacionais.....	203
Tabela 6 - Efeito da intensidade de turbulência no coeficiente de potência.....	220
Tabela 7 - Efeito do perfil de borda de pá no coeficiente de torque	239
Tabela 8 – Estudos da influência da razão de afastamento no coeficiente de potência	249

LISTAS DE ABREVIATURAS E SIGLAS

BNDES	- Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social;
CAGR	- <i>Compound Annual Growth Rate</i> ;
CAPEX	- <i>Capital Expenditure</i> ;
CBEE	- Centro Brasileiro de Energia Eólica;
CELPE	- Companhia Energética de Pernambuco;
CFD	- <i>Computational Fluid Dynamics</i> ;
COP	- <i>Conference Of the Parties</i> ;
DOE	- <i>United States Department of Energy</i> ;
EUA	- Estados Unidos da América
Finame	- Financiamento de Máquinas e Equipamentos;
GBT	- Guide-Box Tunnel;
GCI	- <i>Grid Convergence Index</i> ;
GE	- <i>General Electric Company</i> ;
HAWT	- <i>Horizontal Axis Wind Turbines</i> ;
IEE/USP	- Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo;
IPCC	- <i>Intergovernmental Panel on Climate Change</i> ;
LCOE	- <i>Levelized Cost of Electricity</i> ;
LER	- Leilão de Energia de Reserva;

MME	- Ministério de Minas e Energia;
MVF	- Método de Volumes Finitos
NASA	- <i>National Aeronautics and Space Administration</i> ;
NSF	- <i>National Science Foundation</i> ;
ODS	- Objetivos do Desenvolvimento Sustentável
ONS	- Operador Nacional do Sistema Elétrico;
OPEX	- <i>Operating Expenditure</i> ;
O&M	- Operação e Manutenção;
PCH	- Pequenas Centrais Hidrelétricas;
PIB	- Produto Interno Bruto;
Proeólica	- Programa Emergencial de Energia Eólica;
PROINFA	- Programa de Incentivo às Fontes Alternativas;
P&D	- Pesquisa e Desenvolvimento;
RANS	- <i>Reynolds Average Navier-Stokes</i> ;
SIN	- Sistema Interligado Nacional;
SWT	- <i>Small Wind Turbine</i> ;
TSR	- <i>Tip-Speed Ratio</i> ;
VAWT	- <i>Vertical Axis Wind Turbines</i> ;

VGOT - *Variable-Geometry Oval-Trajectory*;

3D - Três Dimensões.

LISTAS DE SÍMBOLOS

A	– Área (m^2);
A_{pq}	– Área estimada para parque eólico (m^2);
a	– Espaçamento das pás (m);
C	– Solução da simulação (-)
C_A	– Coeficiente de Arrasto (adimensional);
C_p	– Coeficiente de potência (adimensional);
C_s	– Coeficiente de Sustentação (adimensional);
C_t	– Coeficiente de torque (adimensional);
D	– Diâmetro do rotor (m);
Dd	– Número de dimensão do domínio (adimensional);
d	– Diâmetro da pá (m);
E	– Erro relativo (adimensional);
e	– Número de elementos da malha (adimensional);
F	– Força (N);
F_A	– Força de Arrasto (N);
F_{GCI}	– Fator de segurança do método GCI (adimensional);
F_{res}	– Força resultante (N);
F_s	– Força de Sustentação (N);

GCI	– Índice de convergência da malha (adimensional);
g	– Aceleração da gravidade (m/s^2);
H	– Altura do rotor (m);
IC	– Índice de convergência (adimensional);
KE	– Energia cinética eólica (J);
k	– Energia cinética turbulenta (m^2/s^2);
L	– Comprimento (m);
m	– Massa de vento (kg);
$\dot{m}$	– Vazão do ar (kg/s);
N	– Número de rotações por minuto (RPM);
n	– Número de turbinas do parque (adimensional);
OC	– Ordem de convergência (adimensional);
P	– Potência (W);
P_{el}	– Potência elétrica (W);
P_{eol}	– Potência eólica (W);
p	– Pressão atmosférica no nível do mar (N/m^2);
R	– Constante específica do ar (J/K.mol).
R_a	– Razão de afastamento das pás (adimensional);

Re	– Número de Reynolds (adimensional);
r	– Raio da turbina (m);
r_{ij}	– Razão de refinamento entre malhas (adimensional);
T	– Torque do rotor (N.m);
t	– Variação de tempo (s);
u	– Velocidade na direção especificada (m/s);
V	– Escoamento do volume do vento (m ³ /s);
v	– Velocidade do vento (m/s);
v_{rel}	– Velocidade relativa do vento sobre a pá (m/s);
v_{tan}	– Velocidade tangencial da pá (m/s);
x	– Coordenada cartesiana ;
α	– Ângulo de incidência do vento sobre a pá (rad);
β	– Razão de sobreposição das pás (adimensional);
γ	– Ângulo de aplicação da força resultante na pá (rad);
δ	– Operador delta de Kronecker (adimensional);
ε	– Razão de aspecto (adimensional);
η_a	– Eficiência aerodinâmica da turbina (adimensional);
η_g	– Eficiência do gerador (adimensional);

- η_m – Eficiência da caixa de engrenagem multiplicadora (adimensional);
- θ – Posição angular da pá de avanço (rad);
- λ – Taxa de velocidade de ponta de pá (admissional);
- μ – Viscosidade dinâmica (N.s/m²);
- ρ – Massa específica (kg/m³);
- $\overline{\rho u_i u_j}$ – Tensões de Reynolds (Pa);
- τ – Tensões viscosas (Pa);
- ω – Velocidade angular da pá (rad/s);

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO.....	24
1.1 Objetivos.....	28
2. CONTEXTUALIZAÇÃO	29
3. ENERGIA EÓLICA.....	31
3.1 Uso Histórico da Energia do Vento	32
3.2 Conceitos Fundamentais	42
3.3 Vantagens, Limitações e Impactos	56
3.3.1 Vantagens	56
3.3.2 Limitações.....	58
3.3.3 Impactos.....	60
3.4 Panorama Mundial.....	63
3.5 Panorama Brasileiro.....	67
4. TURBINA DE EIXO VERTICAL (VAWT).....	75
4.1 Benefícios e limitações	83
4.2 Arrasto x Sustentação	86
5. TURBINAS DE SUSTENTAÇÃO	89
5.1 Turbina Darrieus	89
5.1.1 Rotor “batedor de ovos”	91
5.1.2 Rotor-H.....	92
5.1.3 Rotor giromill	92
5.1.4 Rotor Musgrove.....	93
5.1.5 Rotor-H helicoidal	94
5.1.6 Rotor crossflex.....	95

5.1.7	Rotor de trajetória oval	96
5.1.8	Rotor Darrieus ortogonal	96
6.	TURBINA DE ARRASTO	98
6.1	Turbina Sistão	98
6.2	Moinho Chinês Vertical.....	99
6.3	Turbina de Duas Pás Semi-Rotativas	100
6.4	Turbina Zéfiro.....	101
7.	TURBINA HÍBRIDA.....	103
7.1	Turbina Savonius-Darrieus Phi.....	103
7.2	Turbina Savonius-Darrieus H	104
7.3	Turbina Lenz.....	105
8.	TURBINA SAVONIUS	107
8.1	Conceitos Fundamentais	111
8.1.1	Dimensionamento	116
8.2	Vantagens e Limitações	126
8.2.1	Vantagens	126
8.2.2	Limitações.....	127
8.3	Parâmetros de Montagem	127
8.3.1	Razão de aspecto (A)	128
8.3.2	Razão de sobreposição das pás (β)	131
8.3.3	Razão de afastamento das pás (R_a)	132
8.3.4	Número de pás	135
8.3.5	Número de estágios.....	137
8.3.6	Perfil de pá.....	140

8.3.7	Placa final	147
8.3.8	Eixo.....	149
8.3.9	Borda da pá.....	149
8.3.10	Defletor	150
8.3.11	Número de Reynolds (Re)	156
8.3.12	Acessórios.....	157
8.3.13	Espessura da pá.....	159
8.3.14	Intensidade de turbulência (IT).....	160
8.4	Aspectos Econômicos	161
9.	ENSAIOS NUMÉRICO DE ROTORES SAVONIUS	164
9.1	Método de Volumes Finitos (MVF)	165
9.2	Equações Fundamentais.....	166
9.2.1	Equação da conservação da massa	166
9.2.2	Equação da conservação do momento linear.....	167
9.2.3	Equações de Navier-Stokes	169
9.3	Modelos de Turbulência	171
9.3.1	Equações governante de <i>realizable</i> k- ϵ (RKE).....	177
9.3.2	Tratamento de parede	180
10.	METODOLOGIA	185
10.1	Parâmetros Geométricos	186
10.1.1	Borda da pá.....	189
10.1.2	Razão de afastamento da pá (R_a)	189
10.2	Domínio Computacional.....	191
10.3	Malha Computacional.....	193

10.4 Modelagem Numérica	201
10.4.1 Configuração para modelagem numérica	202
10.5 Metodologia de Avaliação	204
10.5.1 Método iterativo e critério de parada adotado	206
11. RESULTADOS E DISCUSSÃO	211
11.1 Validação dos Dados	211
11.2 Influência da Turbulência	218
11.3 Influência do Número de Reynolds	222
11.4 Borda da pá	226
11.4.1 Influência do perfil de borda.....	228
11.5 Razão de afastamento da pá (Ra).....	239
11.5.1 Influência da razão de afastamento.....	243
11. CONCLUSÕES	257
12. TRABALHOS FUTUROS	260
BIBLIOGRAFIA	261

1. INTRODUÇÃO

A energia possui grande valor e relevância na sociedade moderna, ainda que não possua um fim em si mesma. Tamanha sua relevância que a escala de Kardashev baseia a evolução de uma sociedade segundo sua capacidade de gerar energia (ĆIRKOVIĆ, 2004).

Cabe destacar que a geração de energia é um desafio complexo com o crescimento populacional. A Figura 1 demonstra a evolução do consumo de energia elétrica per capita no mundo, evidenciando a relação direta do desenvolvimento da sociedade com o aumento da demanda energética (SOUZA e MAIA, 2019).

Figura 1 - Evolução do consumo de energia elétrica per capita no mundo.
Fonte: (SOUZA e MAIA, 2019)

Tradicionalmente, o sistema de geração elétrica consistia, principalmente, de usinas termoeletricas. Aproximadamente 80 % da geração de energia mundial advém de combustíveis fósseis, como apresentado na Figura 2. Como exemplo, pode-se citar a queima de carvão, segunda maior fonte de energia mundial, que libera cerca de 0,712 kg de CO₂ para gerar 1 kWh de eletricidade, contribuindo com as alterações climáticas mundiais (HEMAMI, 2012; BP, 2017).

Figura 2 - Consumo de combustível mundial.
Adaptado: (BP, 2017)

Sabe-se que a obtenção de energia produz resultados positivos no desenvolvimento econômico, mas a utilização dos combustíveis fósseis, matriz das mais baratas para geração de energia, emite grande quantidade de poluentes na atmosfera. A opção por matrizes menos dispendiosas evidencia a prioridade econômica sobre a preservação ambiental.

A geração de energia limpa e acessível é um item chave para alcançar o desenvolvimento sustentável, pilar para promoção do desenvolvimento econômico e redução da pobreza e desigualdades sociais. Assim, um dos 17 Objetivos do

Desenvolvimento Sustentável (ODS), presentes na Agenda 2030, é “Energia Acessível e Limpa” (ODS 7), que visa assegurar o acesso à energia, com preço acessível, para todos, de forma confiável, sustentável e moderna (ODS BRASIL, 2020).

Atualmente, com a percepção das alterações climáticas, a humanidade se encontra em uma fase de transição de modelos econômicos, percebendo a necessidade de reduzir a geração de energia obtida pela queima de combustíveis fósseis, priorizando as fontes renováveis de energia, de menor impacto ambiental, como a eólica.

As turbinas eólicas são divididas em dois grupos principais: Turbinas eólicas de eixo vertical (VAWTs¹) e turbinas eólicas de eixo horizontal (HAWTs²). Por definição, as VAWTs giram em torno de um eixo perpendicular ao escoamento de ar, enquanto as HAWTs giram em torno de um eixo que é paralelo ao escoamento de ar.

Atualmente, as HAWTs são os modelos mais difundidos no mercado, entretanto, a VAWT apresenta capacidade de fornecer mais energia por área de terra (W/m^2). A densidade de energia para um parque eólico VAWT pode atingir uma magnitude dez vezes maior do que um parque eólico HAWT. O aumento na densidade de potência é devido à capacidade das VAWTs de serem colocadas mais próximas do que as HAWTs, devido ao efeito esteira (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; JOHNSON, 2006; FADIGAS, 2007).

Como as turbinas extraem energia do vento, a velocidade do vento é reduzida e a turbulência é aumentada. Esse fenômeno é conhecido como “efeito esteira”, que reduz a produção de energia e aumenta a carga mecânica das turbinas subsequentes. Ainda que apresente eficiência inferior em comparação às HAWTs, as VAWTs possuem a vantagem de poder girar em velocidades mais baixas de vento e a capacidade de funcionar com

¹ *Vertical Axis Wind Turbines*

² *Horizontal Axis Wind Turbines*

ventos turbulentos e vindos de qualquer direção (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; JOHNSON, 2006; FADIGAS, 2007).

As VAWTs são divididas em dois tipos, acionadas por força de sustentação e acionadas por força de arrasto. O modelo mais comum das turbinas de arrasto é a Savonius, desenvolvida por Sigurd Johannes Savonius, no ano de 1929. A turbina consiste em um rotor feito de dois semicilindros, mantidos por um disco em cada uma de suas extremidades, ligados a um eixo (SAVONIUS, 1929; TONG, 2010; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Embora a principal força atuante nas turbinas Savonius seja a de arrasto, a força de sustentação apresenta uma certa contribuição para a produção do torque e da manutenção da rotação. Durante o deslocamento da pá, o coeficiente de sustentação varia, também, devido à alteração no ângulo, ocasionando uma variação na força de sustentação (SAVONIUS, 1929; TONG, 2010; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

A turbina Savonius possui alto torque estático, com baixa eficiência em relação a outros modelos de turbinas eólicas, mas atua com ventos turbulentos e de baixa velocidade, resultando em alta confiabilidade.

A eficiência das turbinas Savonius é influenciada por características aerodinâmicas e vários parâmetros de geometria no rotor, como o formato e o número das pás, a sobreposição das pás, o número de estágios, entre outros. Cada modificação no parâmetro das pás acarreta em mudança no desempenho.

Os aerogeradores do tipo Savonius se apresentam como uma alternativa tecnológica às turbinas convencionais e sendo assim, o presente estudo visa obter informações para maior entendimento dos fenômenos envolvidos, servindo como referência para trabalhos futuros.

1.1 Objetivos

O objetivo deste estudo é investigar a possibilidade de melhorar a eficiência do rotor Savonius, analisando as características aerodinâmicas de alterações nos parâmetros geométricos do rotor, alterando o perfil da borda da pá e a razão de afastamento da pá e avaliando a influência de características do escoamento do fluido no desempenho do rotor, temas ainda pouco explorados na literatura que aborda as turbinas Savonius. Inicialmente, estava prevista a realização de ensaios em túnel de vento, o que não foi possível devido à restrição de acesso às instalações laboratoriais impostas pela pandemia causada pelo Covid19. Decidiu-se então mudar o foco e realizar apenas estudos numéricos para viabilizar o cumprimento dos prazos previstos para a defesa.

O estudo fará uso de simulações numéricas baseadas no Método de Volumes Finitos (MVF), empregando a licença acadêmica do *software* comercial Ansys Fluent®, para avaliar diferentes bordas de pás de rotores Savonius: a plana, a arredondada, com chanfro de 45° na face interna (côncava) e com chanfro em V de 45°, e ainda analisando a razão de afastamento das pás do rotor, variando a razão de afastamento da pá de - 0,1 até 0,1, com variação de 0,05 entre os valores de razão de afastamento. Por fim, o desempenho dessas variações será comparado com a turbina Savonius padrão (SST³). A turbina Savonius denominado de "padrão" é constituído por duas pás semicirculares sobrepostas, razão de afastamento nula e borda plana e o rotor possui um estágio (MCWILLIAM e JOHNSON, 2008; KERIKOUS e THÉVENIN, 2019).

Objetiva-se também revisar de modo qualitativo o estado da arte da energia eólica com ênfase na “pequena geração”, abrangendo o panorama histórico, os conceitos fundamentais, além de assuntos relevantes do aproveitamento eólico mundial, descrevendo e classificando distintos modelos de turbinas de eixo vertical (VAWTs).

Por fim, serão apresentados a evolução histórica, os conceitos fundamentais, as vantagens, as limitações, os parâmetros de montagem, os aspectos econômicos e a importância tecnológica da turbina Savonius, relacionando os principais parâmetros e descrevendo como eles influenciam no desempenho da turbina Savonius.

³ Standard Savonius Turbine

2. CONTEXTUALIZAÇÃO

Pesquisas relacionadas às alterações climáticas e a maior conscientização ambiental dos tomadores de decisão deflagraram a ocorrência, no ano de 2015, da COP 21 (Conferência das Partes) da Convenção Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima, em Paris, França, onde foi criado o documento que sucederia o protocolo de Quioto (IPCC, 2012).

O protocolo de Quioto foi resultado da COP 3, um dos mais famosos acordos climáticos, que quantificou as emissões que contribuem para as alterações climáticas, determinando, aos seus signatários, a redução dos indicadores auferidos (BRASIL, 2016a; BRASIL, 2016b).

Entretanto, a medida não se mostrou efetiva, fazendo-se necessária sua ratificação no acordo de Paris, que envolveu 169 países, caracterizado por alterações na mudança de estratégia para o cumprimento das metas estipuladas, pois a determinação de uma fórmula universal impossibilitava o acordo (UNFCCC, 2015a; UNFCCC, 2015b).

No novo acordo, cada país determinou sua meta para a manutenção do aumento da temperatura média global abaixo de 2 °C, até o final do século XXI. O parâmetro estabelecido tomou como referência a temperatura média pré-industrial, ou seja, a segunda metade do século XIX (BRASIL, 2016a).

A “tragédia dos bens comuns” é a extinção de recursos limitados, motivada pelo seu máximo aproveitamento, ignorando as condições para sua regeneração e comprometendo, não só a região afetada, como todo planeta (HARDIN, 1968).

O Acordo de Paris prevê o rateio do prejuízo advindo do menor crescimento econômico pela menor geração de energia térmica, bonificando os países que atingirem as metas de redução de emissão de gases com valores pagos pelos países que não atingirem as metas.

Entretanto, caso um país decline do acordo, como fez os Estados Unidos da América, este é beneficiado com a preservação ambiental promovida pelos países que não receberiam a contrapartida dos países poluidores. Por isso, o desenvolvimento sustentável e igualitário carece de melhor regulamentação.

Uma atitude leniente com o acordo de Paris impacta diretamente países em desenvolvimento e mais quentes, como o Brasil, pois ao mesmo tempo em que a restrição no uso combustíveis fósseis reduz as opções de geração de energia, a alta da temperatura mundial favorece países mais frios, visto que a produção de alimentos, a produtividade da população e os índices de saúde são maiores em temperaturas amenas (UCHOA, 2019).

Para alcançar as metas estipuladas, o Brasil comprometeu-se a reduzir em 37% a emissão de gases causadores das mudanças climáticas, baseado nos dados de emissões do ano de 2005. O país pretende alcançar essa meta ao restaurar e ao reflorestar 12 milhões de hectares de florestas e ter uma participação de 45% de energias renováveis na matriz energética brasileira em 2030. Esses cálculos foram baseados considerando o PIB (Produto Interno Bruto) e o crescimento populacional esperado para os anos vindouros (BRASIL, 2016a).

A tecnologia para o aproveitamento de energias renováveis é um aliado para atingir as metas estipuladas, considerando a crescente redução de custos e o aumento da eficiência dessas tecnologias. O Brasil apresenta um potencial eólico estimado de 500 GW. Dessa forma, a energia eólica pode ajudar o Brasil a conciliar a demanda de desenvolvimento econômico com a redução na emissão de combustíveis fósseis (MME, 2017; ZAPAROLLI, 2019).

O clima, a geografia e o recurso eólico favorecem o desenvolvimento da energia eólica no Brasil, que pode ser mais vantajosa que a energia hidroelétrica e outras fontes, aumentando a confiança dos investidores no desenvolvimento bem-sucedido dos projetos propostos.

3. ENERGIA EÓLICA

O vento está sempre associado a movimento, como se percebe na dança das folhas no ar, nas violentas tempestades, nos barcos à vela deslizando sobre a água etc. O desafio de domar e controlar a força do vento faz parte da história, ao ponto de, em 1860, na palestra “Descobertas e Invenções”⁴, o presidente dos Estados Unidos da América, Abraham Lincoln, afirmar:

“De todas as forças da natureza, acho que o vento contém a maior quantidade de força motriz...Por enquanto, o vento é uma força indomada e não aproveitada, e muito possivelmente uma das maiores descobertas a serem feitas no futuro será a domesticação e aproveitamento dele.”⁵ (LINCOLN, 1953, p. 441-442).

Lincoln acreditava na grande energia do vento e que o aproveitamento de sua ferocidade traria admiráveis descobertas. Apesar da humanidade ainda não ter encontrado uma maneira de controlar o vento, foram encontradas maneiras de aproveitar sua energia e de utilizá-la a favor da humanidade. Certamente, Lincoln ficaria maravilhado com a forma encontrada para “domar” o vento.

A energia eólica é o aproveitamento da energia contida no vento, convertendo-a em energia cinética de rotação e posteriormente em elétrica. A palavra eólica deriva do nome do deus grego Éolo, cujo significado indica velocidade, agilidade.

Antes da invenção do motor a vapor e do uso da energia da queima do carvão, a força dos ventos foi utilizada pela humanidade na locomoção de embarcações a vela e, através de moinhos de vento, na moagem de grãos e especiarias, no bombeamento de água, nas serrarias, na extração de óleo de sementes, nozes e grãos, entre outros usos.

⁴ *Discoveries and Inventions*

⁵ “*Of all the forces of nature, I should think the wind contains the largest amount of motive power... As yet the wind is an untamed, unharnessed force, and quite possibly one of the greatest discoveries hereafter to be made will be the taming and harnessing of it.*”

Mas, somente nas últimas décadas, a energia eólica, um dos recursos energéticos renováveis mais abundantes na natureza, tem sido usada para produzir eletricidade (HEMAMI, 2012; IPCC, 2012; LETCHER, 2017).

3.1 Uso Histórico da Energia do Vento

Embora a indústria moderna de turbinas eólicas tenha seu início na década de 1970, o princípio básico da turbina eólica foi estabelecido anteriormente. Como o uso do vento já era utilizado para transporte em embarcações, a adaptação dessa tecnologia para redução de esforços humanos na moagem de grãos era consequência tecnológica.

Alguns historiadores admitem, sem provas que sustentem a teoria, a possibilidade de que o uso dos moinhos de vento começou no Egito, há cerca de 3.000 anos. O primeiro registro tecnológico de aproveitamento do vento, que tem sua veracidade contestada, foi de Heron de Alexandria, que utilizou o vento para acionar um instrumento musical (FLEMING e PROBERT, 1984; SHEPHERD, 1990; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Nas planícies da Mesopotâmia, em 1700 a. C., o rei Hamurabi, do Império Babilônico, utilizava a energia eólica para acionar os sistemas de irrigação e de moagem dos grãos (SHEPHERD, 1990; MME, 2017).

A hipótese mais aceita é que os primeiros moinhos de vento foram desenvolvidos na antiga Pérsia, entre os anos 700 e 900. Eram simples e tinham baixa eficiência, tendo suas dimensões limitadas pelo material disponível. Possuíam eixo de rotação vertical, as pás eram velas de tecido, fixadas por molduras de madeira, ligadas diretamente ao eixo e atuavam pela força de arrasto, exercida pelos ventos sobre as velas, que movimentavam o eixo central, e eram utilizados para moer os grãos (SHEPHERD, 1990; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; RAGHEB, 2017).

Nos séculos seguintes, essa tecnologia se disseminou pela rota de comércio estabelecida entre a Europa e o Oriente Médio. Na China, durante a dinastia Ming, os moinhos de vento foram muito utilizados para acionar bombas d'água (FLEMING e PROBERT, 1984; SHEPHERD, 1990; ZHANG, 2009).

Na Europa, os moinhos de vento foram utilizados para moer grãos, bombear água, extrair óleo de sementes e serrar madeira (FLEMING e PROBERT, 1984; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; RAGHEB, 2017).

Não se sabe como ocorreu a evolução dos moinhos com eixo vertical para moinhos com eixo horizontal, mas se supõe que foi a partir do uso da energia do vento para transporte marinho, com o uso das velas. Outros consideram que a inspiração veio das rodas d'água (SHEPHERD, 1990; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

O primeiro moinho de eixo horizontal é datado de 1191, com estruturas bem maiores que seus antecessores, nas quais as velas giravam em ângulo reto em relação ao solo. Por ser mais eficiente que os moinhos com eixo vertical, ele foi amplamente adotado na Europa (FLEMING e PROBERT, 1984; JOHNSON, 2006; RAGHEB, 2017).

Entretanto, essa alteração na configuração representou três grandes desafios para a engenharia da época (SHEPHERD, 1990):

- A transmissão de energia do eixo do rotor horizontal para um eixo na vertical, contornada pelo uso de engrenagem dentada, já utilizada em roda d'água;
- Como sempre posicionar o moinho contra o vento, o que levou à construção dos moinhos em torno de um eixo central, permitindo rotacionar a estrutura para a direção desejada;
- E a necessidade de parar o moinho, motivando o desenvolvimento de sistemas de freios de fricção na roda dentada, acionados depois que o moinho era posicionado paralelamente ao vento.

A necessidade de drenar lagos e, futuramente, pântanos, fez a Holanda utilizar moinhos convencionais de eixo horizontal. Os moinhos holandeses alcançam dimensões aproximadas de 29 metros de diâmetro, alcançando, no século XVI, a expressiva marca de mais de dois mil moinhos (SHEPHERD, 1990; RAGHEB, 2017).

Em meados de 1700, os imigrantes holandeses levaram a sua experiência no uso da energia eólica para a América e, em 1800, a necessidade de bombear água motivou o desenvolvimento do embrião das turbinas eólicas, o moinho multipás⁶, que possuía alto torque e eficiência suficiente para a finalidade desejada (FLEMING e PROBERT, 1984; JOHNSON, 2006).

O processo evolutivo descrito suscitou a evolução tecnológica e científica. Entre os séculos XVI e XVIII, as pesquisas sobre aerodinâmica de Leonardo da Vinci, de Galileu Galilei, de John William Strutt (Lord Rayleigh) e de Isaac Newton, contribuíram para a compreensão da relação entre a resistência e a área de superfície de um objeto exposto ao escoamento do fluido e à sua densidade (BILSTEIN, CROUCH e BOYNE, 2018).

O princípio da relação entre a pressão e velocidade foi desenvolvido pelos matemáticos Daniel Bernoulli e Leonhard Euler. O barão inglês George Cayley observou as asas dos pássaros e constatou que objetos com uma concepção arqueada ou curvada gerariam maior sustentação do que uma plana, devido ao padrão de escoamento não simétrico, permitindo que as partículas do fluido acelerem sobre a superfície superior e desacelerem sobre a superfície inferior (MCCORMICK, 1995; BILSTEIN, CROUCH e BOYNE, 2018).

Conforme descreve o Teorema de Bernoulli, há uma diminuição na pressão do ar acima de um objeto arqueado e um aumento abaixo dele. Essa diferença produz uma

⁶ *Multi-blade*

força de sustentação que gera uma resultante denominada de força de sustentação (MCCORMICK, 1995; BILSTEIN, CROUCH e BOYNE, 2018).

O inglês John Smeaton, no século XVIII, desenvolveu as três regras de proporcionalidade básicas dos moinhos de ventos, que ainda são aplicadas atualmente (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009):

- I. A velocidade da ponta da pá (TSR) é inversamente proporcional à velocidade do vento;
- II. O torque máximo é proporcional à velocidade do vento ao quadrado;
- III. E a potência máxima é proporcional à velocidade do vento ao cubo.

Em 1871, os engenheiros britânicos Francis H. Wenham e John Browning desenvolveram o primeiro túnel de vento, aperfeiçoado, depois, por Horatio Frederick Phillips. Essas pesquisas e descobertas impactaram os estudos de aproveitamento da energia eólica para a geração de energia (BILSTEIN, CROUCH e BOYNE, 2018).

Depois do engenheiro belga Zénobe T. Gramme apresentar o Anel de Gramme, considerado o primeiro gerador a produzir energia em escala comercial para a indústria, na Academia de Ciências em Paris, no ano de 1871, inaugurou-se um novo cenário para o uso das máquinas eólicas, que evoluíram muito nos anos subsequentes (KOSOW, 1982).

No ano de 1887, o escocês James Blyth, desenvolveu um aerogerador de 10 metros de altura para converter a energia eólica em energia elétrica, com o intuito de iluminar sua residência. O invento não foi bem aceito por seus contemporâneos, que viam a eletricidade como algo vil (BREEZE, 2016).

Charles F. Brush, no mesmo período, utilizando a tecnologia do rotor multipás, desenvolveu um aerogerador com 18 metros de altura, 17 metros de diâmetro e 144 pás, que gerava 12 kW de potência, como representado na Figura 3 (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; BURTON, JENKINS, *et al.*, 2011; MME, 2017).

Figura 3 - O moinho de vento e a planta de luz elétrica do Sr. Charles F. Brush.
Fonte: (BRUSH, 1890)

A Dinamarca foi o primeiro país a usar o vento para geração de eletricidade, com mais de 100 turbinas eólicas com capacidade média de 25 kW, construídas por Poul La Cour, entre os anos de 1891 e 1918 (JOHNSON, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Os aerogeradores eram muito utilizados em áreas remotas, sem acesso à eletricidade, para equipamentos de baixa tensão, como rádios e iluminação. Contudo, a

tecnologia tornou-se obsoleta, devido à baixa eficiência dos aerogeradores para geração de eletricidade e ao acesso às linhas de transmissão e de distribuição (JOHNSON, 2006; BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011).

Os irmãos Marcellus e Joe Jacobs, estabeleceram a empresa homônima a seu sobrenome com o objetivo de fabricar turbinas eólicas em torres de treliças desde o ano de 1928, sendo considerada a mais antiga empresa de turbinas eólicas em funcionamento. A empresa dos irmãos Jacobs receberia reconhecimento mundial em 1933, quando o almirante Richard Byrd instalou uma turbina eólica na Antártica, que alimentava lâmpadas, rádios e pequenos eletrodomésticos (OWENS, 2019).

Em 1941, o engenheiro Palmer Cosslett Putnam projetou um aerogerador com rotor de aço de 53 metros de diâmetro e potência de 1250 kW, desenvolvendo com a S. Morgan Smith *Company*, a turbina eólica Smith-Putnam, Figura 4. Essa notável máquina era conectada à rede de Vermont, EUA, e foi, durante 40 anos, a maior turbina do mundo (ANDERSEN, BODENSCHATZ, *et al.*, 1980; JOHNSON, 2006; BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011; MME, 2017).

Figura 4 - Turbina Smith-Putnam.
Fonte: (GIPE, 2009)

Nos anos seguintes, apesar do investimento de diversos países em pesquisas para o aproveitamento da energia do vento, o baixo custo da geração de energia por queima de carvão e de petróleo fez com que os aerogeradores entrassem em desuso e foram paulatinamente abandonados até a década de 70, quando ocorreu o drástico aumento do preço do petróleo (JOHNSON, 2006; BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011; MME, 2017).

Embora o movimento ambientalista tenha ajudado na promoção do setor eólico em diversos países, o maior salto de desenvolvimento se deu com o marco da primeira crise do petróleo, na década de 70, quando o preço do barril de petróleo subiu de US\$ 3,00 para US\$ 12,00 no início da década, chegando a atingir US\$ 40,00 (BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011).

Esse fator obrigou os países consumidores do hidrocarboneto a buscar alternativas para seu gargalo energético, com programas de incentivo para o desenvolvimento de fontes de geração de energia e de eficiência energética, como ocorreu nos EUA, no Reino Unido, no Canadá, na Alemanha e na Suécia (BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011; MME, 2017).

Os Estados Unidos, no ano de 1972, deram início ao seu Programa Federal de Energia Eólica, com financiamento da Fundação Nacional da Ciência (NSF⁷), justamente com a Administração Nacional da Aeronáutica e Espaço (NASA⁸), e investiram em treze diferentes projetos de turbinas eólicas, com prioridade em turbinas de grande porte, objetivando que a energia eólica fosse desenvolvida para ampliar as opções energéticas para geração em grande escala (ANDERSEN, BODENSCHATZ, *et al.*, 1980; JOHNSON, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

⁷ *National Science Foundation*

⁸ *National Aeronautics and Space Administration*

Com a aplicação dos conceitos aerodinâmicos elaborados, foi desenvolvido o aerogerador MOD-0, inspirado na turbina Smith-Putnam, com duas pás, diâmetro de 38 metros e capacidade de 100 kW, para atuar a jusante do vento⁹, com velocidade constante a 40 rpm (ANDERSEN, BODENSCHATZ, *et al.*, 1980; JOHNSON, 2006).

Figura 5 – Projeto da turbina eólica NSF–NASA MOD-0.
Fonte: (JOHNSON, 2006)

O MOD-0 apresentou um desempenho razoável e forneceu uma boa base de experiência para projetar turbinas maiores e melhores. Esse modelo chegou a produzir 178 kW de potência média nas primeiras 573 horas de operação (ANDERSEN, BODENSCHATZ, *et al.*, 1980; JOHNSON, 2006).

A General Electric Company (GE) foi a empresa contratada para projetar, fabricar e instalar o MOD-1. O desenvolvimento do protótipo confirmou que o novo modelo seria mais caro e mais pesado que seu antecessor, provocando muitas vibrações

⁹ Downwind

em seu funcionamento, incomodando as residências das proximidades. Por esses e por outros problemas operacionais, além de problemas de financiamento, não houve o prosseguimento do projeto (JOHNSON, 2006).

Com o cubo a 61 metros do solo e duas pás com diâmetro de 91,5 metros, o modelo seguinte, o MOD-2, incorporou todo o conhecimento obtido. Sua concepção cilíndrica foi considerada mais econômica que os demais modelos e o vento que incidia contra as pás gerava potência de 2.500 kW (JOHNSON, 2006).

Muitas pesquisas foram desenvolvidas a partir desses programas de pesquisa e turbinas de pequena escala, para uso residencial, obtiveram melhores resultados. A Califórnia instalou diversos pequenos aerogeradores de até 100 kW (BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011).

No final da década de 70, o conceito de turbina dinamarquesa, com o uso de três pás a favor do vento, foi considerado uma grande evolução nas turbinas eólicas, marcando o início da produção em massa de grandes turbinas eólicas, consideradas pequenas para os padrões atuais (BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011; IRENA, 2018).

Um grande incentivador do desenvolvimento das turbinas eólicas foi a Lei de Política de Serviços Públicos de 1978, nos EUA, que permitiu que os parques eólicos se conectassem à rede de transmissão de energia elétrica e pagassem o “custo evitado” gerado pelas turbinas. Além disso foram incentivos fiscais àqueles que instalaram turbinas eólicas (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

A turbina MOD-5 foi desenvolvida em 1987, projetada por duas empresas diferentes, GE e Boeing, com dimensão do rotor de 128 metros e potência nominal de 7,2 MW, reduziu o preço da energia dos seus antecessores em 25 % e foi considerada a maior turbina em operação do mundo na época (JOHNSON, 2006; MME, 2017).

Em meados dos anos 80, no auge do desenvolvimento das turbinas eólicas, o governo estadunidense finalizou os programas de incentivo e de pesquisas. Alguns fatores

que impulsionaram a desaceleração do desenvolvimento tecnológico eólico são (JOHNSON, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009):

- O custo benéfico do investimento em pequenas turbinas eólicas;
- O desinteresse da NASA sobre o desenvolvimento de pesquisas no tema;
- Incentivos fiscais retirados pela administração de Ronald Reagan no início dos anos 80;
- A redução de cerca de 70 % do preço do barril de petróleo;
- Descobertas de novas reservas de gás natural nos Estados Unidos, ocasionando o barateamento do custo da energia fóssil.

Assim, com a falta de incentivo governamentais e a baixa do preço de produtos petrolíferos, muitos fabricantes deixaram o setor.

Na década de 90, a conscientização ambiental e a luta para reduzir o consumo de combustíveis fósseis surgiram como um novo e singelo estímulo para o desenvolvimento das turbinas eólicas. Assim, foi criado, em 1991, a três quilômetros da costa da Dinamarca, o *Vindeby Offshore Wind Farm*, o primeiro parque eólico *offshore* do mundo, com onze turbinas de 450 kW (BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011).

Entretanto, no início dos anos 90, as turbinas comerciais, com potência média de 225 quilowatts, possuíam baixa eficiência, se comparada às turbinas atuais, pois a evolução tecnológica ocorrida no início do século XXI fez a eficiência aumentar em 10 vezes (HEMAMI, 2012).

O ano de 2006 foi marcado pelo aumento do preço do petróleo, preocupações sobre segurança energética e iniciativas para combater as alterações climáticas, uma vez que o protocolo de Quioto tinha entrado em vigor no ano anterior. Nesse cenário, o crescimento energético eólico foi de 29 % em relação ao início do século, configurando uma revolução pouco divulgada da energia eólica nos anos de 2008 e 2009 (BURTON , JENKINS, *et al.*, 2011; HEMAMI, 2012; IRENA, 2018).

A expansão no mercado eólico foi resultado da queda dos preços de projeto, fabricação, instalação e manutenção, da política energética e ambiental e da evolução da tecnologia, evidenciada no aumento da altura e da área varrida pelas pás, o que acarreta a melhoria dos fatores de capacidade (IRENA, 2018).

3.2 Conceitos Fundamentais

A energia eólica é a energia cinética contida no vento e advém indiretamente da energia solar incidente na terra. O escoamento do ar pode ser justificado pelo desequilíbrio da radiação solar sobre uma massa de ar em altas altitudes, que reduz sua densidade, com uma massa com menor energia em baixa altitude, que também é afetado pela rotação da Terra, por características geográficas e por gradientes de temperatura, dentre outros fatores (IPCC, 2012).

A turbina eólica tem como finalidade converter parte da energia cinética contida no vento em energia mecânica, pelo movimento das pás, que converte a força aerodinâmica de sustentação e/ou arrasto para gerar torque em um eixo giratório. Dentro da turbina, parte da energia mecânica é convertida em energia elétrica, enquanto outra parte é perdida em caixas de engrenagens, em rolamentos, no gerador, no conversor de energia, na transmissão e em outros (HAU, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

No início do século XX, Frederick Lanchester, Albert Betz e Nikolay Zhukovsky determinaram a eficiência máxima teórica de qualquer turbina eólica. Segundo Betz (1966), o valor máximo possível a ser extraído do vento não é superior a $16/27$, ou 59,3%, da energia do escoamento do vento, inexistindo uma turbina com 100% de rendimento (BETZ, 1966; FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; RAENG, 2014).

Betz afirma que a energia mecânica extraível do vento de uma determinada área é restrita, limitada a uma proporção fixa da energia contida na corrente de ar. Quanto

maior a energia cinética extraída do vento pelo aerogerador de um sistema eólico, menor a velocidade do vento ao passar pelas pás. Se fosse possível extrair toda a energia do vento, o ar sairia com velocidade nula. Na possibilidade de o vento passar pelas pás de uma turbina sem resistência, não haveria geração de energia, pois sem a retirada de energia do vento, não há conversão em energia mecânica (BETZ, 1966; HAU, 2006; FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; RAENG, 2014).

Na década de 80, a eficiência das turbinas era de aproximadamente 44 % da energia do vento e, atualmente, essa eficiência atinge aproximadamente 50 %. Turbinas eólicas modernas atingem valores de 75 % a 80 % do limite teórico de Betz (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010).

A evolução na eficiência das turbinas eólicas é resultado da evolução na concepção e engenharia das pás, cada vez mais duráveis, silenciosas, acessíveis e eficientes, projetadas para extrair o máximo de energia do vento com diferentes variações de velocidades.

O *design* das pás é concebido com a finalidade de reduzir a velocidade do vento para extrair a energia cinética do ar, assim gerando torque no eixo, no sentido de rotação das pás. Com um escoamento constante e estável de ar, o torque e a velocidade angular das pás fornecem a potência do vento (HAU, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Nas turbinas eólicas, as pás são fixadas ao *hub*, que transmite e suporta o torque gerado nas pás. Esse conjunto é denominado de rotor que é conectado ao eixo, que pode ou não estar em uma caixa de engrenagens multiplicadoras e acionar o gerador elétrico e dispositivos auxiliares e opcionais, como frenagem e controle (HAU, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Convém destacar inicialmente três conceitos importantes para a compreensão dos fenômenos que geram o movimento da pá da turbina eólica: o Teorema de Bernoulli, o Efeito Coandă e a Terceira Lei de Newton (NASA, 2010).

O Teorema de Bernoulli, desenvolvido pelo médico e matemático suíço Daniel Bernoulli, no século XVIII, apresenta o conceito da relação inversamente proporcional entre a velocidade e a pressão no escoamento de um fluido. As pás das turbinas eólicas são desenvolvidas para que exista uma assimetria entre as superfícies superior e inferior, para que o vento se desloque com maior velocidade na superfície com maior curvatura (MCCORMICK, 1995; NASA, 2010).

O lado a favor do vento da pá possui maior curvatura, enquanto o lado oposto ao vento é relativamente plano. Como o ar se desloca com maior rapidez no lado com maior curvatura e na direção do vento da pá, gera uma zona de baixa pressão nesse lado. A diferença de pressão em relação ao lado oposto da pá faz com que ela seja “alçada” (MCCORMICK, 1995; NASA, 2010).

O Efeito Coandă é um fenômeno descrito por Henri Coandă, em 1910, que afirma que o escoamento de fluido em contato com uma superfície curva tende acompanhar o perfil curvo da superfície, em vez de seguir retilineamente, deslocando grande quantidade de fluido. Isso se dá pela adesão de um fluido viscoso ao “aderir” a uma superfície. Desse modo, o arrasto do fluido sobre a superfície curva gera uma zona de baixa pressão, que é capaz de dar sustentação a uma pá eólica. Assim, o aerofólio da pá eólica deve possuir bordo de fuga com um ângulo agudo para gerar sustentação, pois o escoamento de ar “adere” à superfície da pá e segue sua formação (OLIVEIRA, 2009; NASA, 2010; LUBERT, 2011).

A Terceira Lei de Newton, também conhecida como o princípio da ação e reação, afirma que, para toda ação, há uma reação de mesma intensidade e sentido contrário. A ação da redução de pressão na parte superior da pá, explicada pelo Teorema de Bernoulli e pelo Efeito Coandă, e o aumento de pressão na parte inferior da pá, resultam em um força de sustentação que gera o movimento do rotor da turbina (CROWELL, 2003; OLIVEIRA, 2009; NASA, 2010).

A teoria de momento de Betz é considerada uma base física comum para a compreensão de conversores de energia eólica, mesmo que apresente simplificações, os resultados são úteis para cálculos de aproximação para turbinas eólicas. O potencial energético contido no vento é definido pela energia cinética, resultado do produto da metade da massa pela velocidade ao quadrado, conforme a Eq. 1 (HAU, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; POPE, RODRIGUES, *et al.*, 2010).

$$KE = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot v^2 \quad \text{Eq. 1}$$

Sendo:

- KE – Energia cinética eólica [J];
- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- v – Velocidade do vento [m/s].

Como é difícil calcular o volume do vento durante uma determinada unidade de tempo, é mais conveniente calculá-lo em função da velocidade do vento e da área de seção transversal da turbina, assim se utiliza a Eq. 2 (HAU, 2006; POPE, DINCER e NATERER, 2010; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

$$V = v \cdot A \quad \text{Eq. 2}$$

Sendo:

- V – Escoamento de volumétrico do vento [m³/s];

- v – Velocidade do vento ar [m/s];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²].

O escoamento mássico do ar é a relação do volume e da densidade do ar, Eq. 3 (HAU, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; POPE, DINCER e NATERER, 2010).

$$\dot{m} = \rho \cdot V \quad \text{Eq. 3}$$

Sendo:

- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- V – Escoamento volumétrico do vento [m³/s].

Figura 6 - Escoamento de ar ao passar por uma determinada área.
Adaptado: (HANSEN, 2017)

Podemos deduzir a expressão que descreve a potência cinética total de um escoamento de vento, pois essa energia é fisicamente idêntica à potência, Eq. 4 (HAU, 2006; FADIGAS, 2007; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

$$P = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot v^2 = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3$$

Eq. 4

Sendo:

- P – Potência da turbina [W];
- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²];
- v – Velocidade do vento [m/s].

Como a energia cinética contida no vento não é totalmente aproveitada pela turbina e o escoamento mássico permanece inalterado, conclui-se que a velocidade do vento, após passar pela turbina, é reduzida. Se faz necessário, então, aplicar o conceito da equação de continuidade, desenvolvida por Bernoulli, que afirma que a vazão de um fluido é constante para diferentes pontos ao longo de um tubo conforme é possível observar na Figura 7, para aplicar na Eq. 5 (HAU, 2006; FADIGAS, 2007).

Figura 7 - Perfil do vento ao longo de sua trajetória por uma turbina.
Fonte: (HAU, 2006)

$$\dot{m} = \rho \cdot A_1 \cdot v_1 = \rho \cdot A_2 \cdot v_2$$

Eq. 5

Sendo:

- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A_i – Área de seção transversal em determinado ponto [m²];
- v_i – Velocidade do vento em determinado ponto [m/s];

Assumindo que a vazão de ar é constante na entrada e na saída da turbina e que a densidade do ar também não sofre alteração, a velocidade do vento v_2 é menor que v_1 ($v_1 > v_2$). Assim, a área A_2 deve ser maior que a A_1 , para manter o sistema em equilíbrio ($A_1 < A_2$). Com base na equação Eq. 5, é possível afirmar que se a turbina convertesse toda energia do escoamento de ar, a velocidade do ar após passar pela turbina seria nula, não havendo escoamento de ar. Assim, é possível compreender que existe um limite na capacidade de conversão de energia (HAU, 2006; FADIGAS, 2007; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Como não é possível aproveitar toda energia contida no vento, a potência extraída é função da diferença entre as velocidades de entrada e de saída da turbina, Eq. 6 (HAU, 2006; FADIGAS, 2007).

A força que o ar exerce sobre a turbina pode ser deduzida baseado na lei de conservação do momento (HAU, 2006).

$$F = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2)$$

Eq. 6

Sendo:

- F – Força da turbina [N];
- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- v_i – Velocidade do vento em determinado ponto [m/s].

Segundo a terceira lei de Newton, a lei de ação e reação, é possível deduzir que a potência é igual ao produto da vazão do vento na turbina, pela diferença entre v_1 e v_2 , Eq. 7 (HAU, 2006).

$$P = F \cdot v' = \dot{m} \cdot (v_1 - v_2) \cdot v' \quad \text{Eq. 7}$$

Sendo:

- P – Potência da turbina [W];
- F – Força da turbina [N];
- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- v_i – Velocidade do vento em determinado ponto [m/s];
- v' – Velocidade média do vento [m/s].

Com os conceitos apresentados, é possível determinar que o escoamento mássico do ar é a média das velocidades de entrada e de saída da turbina, Eq. 8 (HAU, 2006).

$$\dot{m} = \rho \cdot A \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \quad \text{Eq. 8}$$

Sendo:

- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²];
- v_i – Velocidade do vento em determinado ponto [m/s].

A potência da corrente de ar livre que flui através da área da turbina eólica, sem que a energia mecânica seja extraída, pode ser expressa pela Eq. 9 (HAU, 2006).

$$P_{eol} = \frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_1^2 - v_2^2) \quad \text{Eq. 9}$$

- P – Potência da turbina [W];
- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- v – Velocidade do vento [m/s].

A potência mecânica da turbina eólica pode ser expressa como a Eq.10 (HAU, 2006).

$$P = \frac{1}{2} \cdot \left(\rho \cdot A \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right) \cdot (v_1^2 - v_2^2) \quad \text{Eq.10}$$

Sendo:

- P – Potência da turbina [W];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];

- A – Área de seção transversal da turbina [m^2];
- v – Velocidade do vento [m/s].

A razão entre a potência mecânica da turbina e a potência mecânica do vento é denominada de coeficiente de potência (C_p), Eq.11 (HAU, 2006).

$$C_p = \frac{\frac{1}{2} \cdot \left(\rho \cdot A \cdot \frac{v_1 + v_2}{2} \right) \cdot (v_1^2 - v_2^2)}{\frac{1}{2} \cdot \dot{m} \cdot (v_1^2 - v_2^2)} \quad \text{Eq.11}$$

Sendo:

- C_p – Coeficiente de potência [adimensional];
- $\dot{m}$ – Escoamento mássico de vento [kg/s];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- A – Área de seção transversal da turbina [m^2];
- v – Velocidade do vento [m/s].

É possível observar que o valor do coeficiente de potência varia de acordo com a velocidade do vento que entra e sai, assim é possível afirmar que ele varia segundo a velocidade da ponta da pá. Pode-se afirmar que é possível deduzir que o coeficiente de potência é o quociente da potência mecânica máxima extraída do vento pela potência contida no vento, Eq. 12 (HAU, 2006; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; FADIGAS, 2007).

$$C_p = \frac{P}{P_{eol}} = \frac{P}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3} \quad \text{Eq. 12}$$

Sendo:

- C_p – Coeficiente de potência [adimensional];
- P – Potência da turbina [W];
- P_{eol} – Potência eólica [W];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- A – Área de seção transversal da turbina [m^2];
- v – Velocidade do vento [m/s].

Logo a potência mecânica é a relação direta entre a densidade do ar, a área de seção transversal da turbina, a velocidade do vento ao cubo e o fator de capacidade, Eq. 13 (HAU, 2006; FADIGAS, 2007; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

$$P_{mec} = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3 \cdot C_p \quad \text{q. 13}$$

Sendo:

- P_{mec} – Potência mecânica da turbina [W];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- A – Área de seção transversal da turbina [m^2];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- C_p – Coeficiente de potência [adimensional].

A potência disponível no vento é a metade do produto da densidade do ar, da área do rotor e da velocidade do vento ao cubo. Como a velocidade do vento é o fator de maior relevância, conclui-se que pequenos erros na determinação da velocidade podem representar grandes divergências na determinação do valor da potência da turbina.

Vale destacar que a velocidade do vento, o fator mais importante na geração de energia, varia de modo intermitente em função da pressão atmosférica, independentemente da interferência humana. Então, para um melhor aproveitamento dos ventos, existe uma grande busca para aumentar o comprimento das pás e a área varrida.

A quantidade de energia elétrica gerada por uma turbina eólica é determinada pela capacidade nominal de seu gerador, por sua qualidade, pela quantidade de recurso eólico disponível e pela estratégia de parada para operação e manutenção; na Figura 8 é exemplificada a curva de potência de uma turbina. Entretanto, a potência elétrica é obtida multiplicando a potência do vento pelo coeficiente de potência e pela eficiência da turbina, Eq. 14 (FADIGAS, 2007; IRENA, 2018).

$$P_{el} = P_{eol} \cdot C_p \cdot (\eta_m \cdot \eta_g \cdot \eta_a) \quad \text{q. 14}$$

Sendo:

- P_{el} – Potência elétrica [W];
- C_p – Coeficiente de potência [adimensional];
- η_m – Eficiência da caixa de engrenagem multiplicadora [adimensional];
- η_g – Eficiência do gerador [adimensional];
- η_a – Eficiência aerodinâmica da turbina [adimensional].

Figura 8 – Curva de potência de uma turbina.
Fonte: (FADIGAS, 2007)

Um conceito importante de turbinas eólicas é a razão de velocidade de ponta (TSR¹⁰) de pá. Esse conceito é muito utilizado como parâmetro de avaliação do desempenho de diferentes turbinas, Eq. 15 (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; PARASCHIVOIU, 2002).

$$\lambda = \frac{\omega \cdot r}{v} \quad \text{q. 15}$$

Sendo:

- λ – Razão de velocidade de ponta de pá [admissional];
- ω – Velocidade angular da pá [rad/s];

¹⁰ Tip-Speed Ratio

- r – Raio do rotor [m];
- v – Velocidade do vento [m/s].

A seleção do melhor aerogerador depende da sua aplicação e da potência desejada. A Figura 9 apresenta diferentes turbinas eólicas em relação de seu coeficiente de potência, da razão da velocidade de ponta da pá e do limite de Betz.

Figura 9 – Eficiências aerodinâmicas dos diversos tipos de rotores.
Adaptado: (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010)

Considerando que, para cada turbina, a maior eficiência varia em diferentes faixas de velocidade e que a velocidade do vento se altera com baixa previsibilidade, a acertada escolha do tipo de aerogerador em função da faixa de velocidade do vento na região é essencial para melhor aproveitamento na geração de energia

É possível constatar na Figura 9, que as turbinas convencionais, de eixo horizontal com três pás, possuem a maior eficiência, mas só atuam com altas velocidades.

As turbinas de eixo vertical (VAWTs) não possuem alta eficiência, mas atuam com baixa velocidade, sendo adequadas para centros urbanos, onde as turbinas convencionais não são aplicáveis.

3.3 Vantagens, Limitações e Impactos

A geração de energia é um desafio complexo, pois cada matriz possui suas características, que devem ser avaliadas para que se conclua a solução técnica e tecnológica mais adequada ao local estudado, visando o desenvolvimento sustentável, com o menor impacto ambiental, social e financeiro, e atendendo aos requisitos governamentais.

3.3.1 Vantagens

A geração de energia limpa é uma das principais vantagens da energia eólica. A emissão de gases que contribuem com alterações climáticas está relacionada, apenas, à produção e ao transporte das turbinas e pás, mas sua operação não emite particulados (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; WINDEXCHANGE, 2015).

Outra grande vantagem da energia eólica é sua sustentabilidade, pois o vento é um insumo infinito e gratuito. Com as mudanças climáticas, existe a tendência de incremento na velocidade de deslocamento das moléculas de ar. As turbinas eólicas exigem menos manutenção que outras fontes energéticas, têm vida útil estimada em 20 anos e, a cada nova geração de aerogeradores, seu custo é reduzido (PARASCHIVOIU, 2002; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

A reduzida área de arrendamento de terras para a instalação de turbinas eólicas, cerca de 1% a 3% do terreno ocupado pelo parque eólico, permite sua instalação sem causar grandes impactos à fauna e à flora local, sendo muito utilizada como fonte de renda

extra em aterros sanitários, em estradas, em fazendas agrícolas ou de pastagem, dentre outras localizações (RAENG, 2014; LETCHER, 2017).

Considerando a importância de reduzir o alto custo da transmissão de corrente alternada a grandes distâncias, além das perdas de potência pela resistência dos cabos, as usinas eólicas podem ser instaladas próximas aos centros de consumo, para reduzir o custo de transmissão de energia elétrica (LETCHER, 2017).

Segurança energética e estabilidade no custo da eletricidade é um debate que tomou grandes proporções durante a crise do petróleo, demonstrando a necessidade de diversificar as fontes energéticas de um país (WINDEXCHANGE, 2015; LETCHER, 2017).

Em relação a outras matrizes energéticas, o tempo de comissionamento de um parque eólico é mais curto e os custos de projeto, de instalação, de teste e de operação são mais baixos, fatores que contribuem para o aumento da segurança energética e da taxa de crescimento dos parques eólicos (LETCHER, 2017).

Ao contrário da maioria das usinas de geração de energia, que consomem grande volume de água na operação, as de energia eólica não necessitam de água para operar (WINDEXCHANGE, 2015; LETCHER, 2017).

A utilização da energia eólica também reduz a destrutiva extração mineral de combustíveis fósseis como petróleo, gás e carvão mineral, que promove uma série de impactos ambientais no mar e na terra (LETCHER, 2017).

A indústria eólica tem crescido rapidamente nos últimos anos e oferecido diversos empregos nos setores de fabricação, de transporte, de montagem, de operação e de manutenção, gerando cerca de 1,148 milhões de empregos em 2017, valores inferiores apenas às matrizes energéticas fotovoltaica, biocombustível e hidroelétrica (WINDEXCHANGE, 2015; IRENA, 2018).

3.3.2 Limitações

Dentre as limitações existentes na geração de energia eólica, a mais relevante é a intermitência do vento, que varia com as estações e com os eventos meteorológicos. A imprevisibilidade do evento pode provocar a ociosidade do parque. O fator de capacidade é o quociente da produção efetiva da usina em um determinado período pela produção máxima. Enquanto o fator de capacidade médio no mundo é de 24,7%, o fator de capacidade no Brasil é de 42% (LETCHER, 2017; MME, 2017).

Para a geração de eletricidade em períodos de ausência de ventos, pode-se utilizar a energia gerada e não utilizada para ser armazenada em baterias, para bombear água para reservatórios de hidroelétricas, para geração de ar comprimido, para extração de metano, dentre outras (LETCHER, 2017).

Também se pode utilizar da energia eólica como complemento de outras fontes. No subsistema do nordeste brasileiro, a energia eólica atua complementarmente à hídrica, pois nos meses secos, quando há necessidade de reter mais água nos reservatórios, aumenta a intensidade dos ventos e nos meses chuvosos a intensidade dos ventos cai. A associação de matrizes energéticas aumenta a confiabilidade da geração elétrica oferecida pela operação integrada (AMARANTE, SCHULTZ, *et al.*, 2001; CAVALCANTE, 2020).

Figura 10 - Integração de usina eólica e de hidroelétrica.

Fonte: (AMARANTE, SCHULTZ, *et al.*, 2001)

Quando as turbinas eólicas extraem energia do vento ocorre o “efeito esteira”, caracterizado pela redução da velocidade do vento e o aumento da turbulência, que reduz a produção de energia e aumenta a carga mecânica das turbinas subsequentes (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; LETCHER, 2017).

Também deve-se considerar a área disponível para a implantação de um parque eólico, pois, para evitar o efeito esteira, há necessidade de manter grande distância entre os aerogeradores, reduzindo a potência gerada na área. Para calcular a área estimada para a instalação do parque eólico, deve-se considerar o diâmetro das turbinas e o número de turbinas do parque, segundo a Eq. 16 (JOHNSON, 2006; FADIGAS, 2007; HEMAMI, 2012).

$$A_{pq} = \frac{45}{2} \cdot D^2 \cdot (n + 2) \quad \text{q. 16}$$

Sendo:

- A_{pq} – Área estimada para parque eólico [m²];

- D – Diâmetro do rotor [m];
- n – Número de turbinas do parque [adimensional].

Por se tratar de uma fonte intermitente, localizada, geralmente, em regiões remotas, as redes de transmissão e de distribuição de energia elétrica, que conectam essas usinas, devem ser projetadas para variações de tensões, prevendo a perda de carga existente.

Apesar da longa vida útil de um parque eólico, o alto investimento inicial para construção é relevante, havendo necessidade de investimentos em subsídios, prevendo retorno, tanto financeiro como ambiental (LETCHER, 2017).

3.3.3 Impactos

O parque eólico gera impacto acústico, proveniente do ruído mecânico do gerador e do ruído aerodinâmico das pás, gerando desconforto e reclamações de comunidades próximas. Esse ruído aumenta na proporção do tamanho do aerogerador (BOWDLER e LEVENTHALL, 2012; ZAPAROLLI, 2019).

Figura 11 - Nível de ruído da turbina eólica.
Intensidades de ruído maiores nas cores “quentes”. Fonte: (CLARKE, 2012)

O ruído gerado pela turbina eólica pode gerar estresse emocional, dor de cabeça, ansiedade e conflitos sociais. Também pode provocar distúrbios no sono, dificuldade para dormir, cansaço diurno e alterações hormonais (BOWDLER e LEVENTHALL, 2012; DAI, BERGOT, *et al.*, 2015; ZAPAROLLI, 2019).

As turbinas mais antigas possuem modelo de pás mais simples, com geometrias que provocam maior ruído. Mas as pás com geometrias mais complexas reduzem o ruído das turbinas (HEMAMI, 2012).

Vale destacar que a poluição sonora de um parque eólico geralmente afeta áreas rurais, com baixa concentração populacional e alta intensidade de ruídos provocados de forma natural pelos ventos da região (HEMAMI, 2012).

O impacto visual se dá pela alteração da paisagem local com a instalação das turbinas, provocando inicialmente o espanto da população local. Com o passar do tempo, o sistema tende a fazer parte da paisagem, podendo se tornar um atrativo turístico. O posicionamento das turbinas em linha e o uso de cores neutras reduzem o impacto visual, que inexistem nos casos das turbinas *offshore*, localizadas em mar aberto. A tendência é que o desenvolvimento tecnológico seja capaz de substituir pequenas turbinas por equipamentos cada vez maiores, minimizando o problema citado ao retirar as hélices das turbinas do alcance visual das pessoas, ao mesmo tempo em que se melhora a capacidade de captação de vento (DAI, BERGOT, *et al.*, 2015; GANNOUM e SAAB, 2019).

Por ano, cerca de 33 mil pássaros são mortos nos Estados Unidos, ao colidir com turbinas eólicas, número inferior à quantidade de pássaros mortos pelo ataque de gatos, por colisão com automóveis e com edifícios ou por caçadores. A morte de pássaros pode ser evitada com uma emissão ultrassônica, que oriente aos pássaros a necessidade de desvio de rota (NWCC, 2010; LETCHER, 2017; GANNOUM e SAAB, 2019).

Tanto os insetos, que são atraídos pelas luzes do parque eólico, como o ruído das turbinas, são objeto de atração para os morcegos que, ao aproximarem-se das turbinas, morrem por trauma barotrópico, ocasionado pela rápida expansão dos pulmões, que ocorre em zona de baixa pressão, gerada pelo movimento das pás (NWCC, 2010; GANNOUM e SAAB, 2019).

Como os morcegos são animais de longa vida e baixa taxa de reprodução, sua população é muito suscetível à extinção nas proximidades dos parques eólicos. A emissão de ultrassom e/ou de luz ultravioleta e a construção e/ou o revestimento das edificações com materiais repugnantes aos morcegos pode evitar a aproximação do animal, reduzindo sua mortandade (NWCC, 2010).

O impacto das usinas eólicas *offshore* sobre a vida marinha ocorre nas fases de instalação, de operação e de desativação, acarretando a turbidez da água do mar, que pode causar danos à fauna e à flora por bloquear a luz do sol na água. Perturbações físicas e o estabelecimento de espécies invasoras também podem provocar impactos sobre a vida marinha, que parecem não ter grandes proporções, sem representar, a longo prazo, qualquer benefício ou malefício direto à diversidade marinha (IPCC, 2012; DAI, BERGOT, *et al.*, 2015).

Foi relatado que o movimento das pás gera rápidos intervalos de interrupção da luz solar, acarretando um efeito estroboscópico, que pode propiciar ataque epiléptico em algumas pessoas (HARDING, HARDING e WILKINS, 2008; HEMAMI, 2012).

O movimento das pás gera em suas proximidades turbulências que modificam a mistura vertical de ar de nível superior e inferior, responsável pela troca de calor atmosfera-superfície, e de vapor de água, entre outros efeitos. Com isso, ocorre durante a noite o aumento de 1 °C, ou mais, na temperatura local, além da diminuição da velocidade dos ventos e de impactos na formação de nuvens e na frequência de precipitações (WANG e WANG, 2015).

Em períodos de baixa temperatura, o possível acúmulo de gelo nas pás é uma questão de segurança, pois o funcionamento das turbinas pode resultar na soltura do gelo, que pode cair sobre um transeunte (MORGAN e BOSSANYI, 1996).

Alguns estudos concluem que o movimento das pás da turbina eólica, com a faixa metálica para proteção contra raios, reflete parte da radiação eletromagnética, causando interferência nos serviços de telecomunicação, de rádio e de televisão. Tal interferência só ocorre se a turbina estiver próxima dos aerogeradores, na zona de Fresnel, caso contrário essa interferência se torna irrelevante (HEMAMI, 2012).

Avaliando as vantagens, as limitações e os impactos das turbinas eólicas, os aerogeradores representam uma alternativa sustentável, limpa, segura e de baixo impacto ambiental, quando comparado com as demais fontes energéticas.

3.4 Panorama Mundial

Depois de firmado o Acordo de Paris, último acordo de âmbito mundial a impactar as políticas públicas que visam a redução do consumo de combustíveis fósseis, estima-se que o uso de energia eólica, no ano de 2012, evitou o custo de 9,6 bilhões de euros em combustíveis fósseis na União Europeia, cuja meta é ter 35% de sua matriz energética renovável até o ano de 2030, reduzindo a dependência por combustíveis fósseis (BRASIL, 2016a; GWEC, 2018).

O escoamento global de vento é estimado em 6.000 EJ/ano. Esse valor pode variar de acordo com critérios de conversão eólica. Como os recursos eólicos não são distribuídos uniformemente em todo o mundo, estima-se que o potencial técnico global eólico varia de 19.400 TWh/ano a 125.000 TWh/ano (IPCC, 2012).

Na década de 70, durante a crise do petróleo, diversos incentivos foram oferecidos para fomentar o desenvolvimento de tecnologias para o uso da energia eólica,

como créditos tributários, incentivos à produção, regimes tarifários preferenciais, requisitos de cotas e sistemas de negociação, entre outros. Com isso, essa matriz energética foi fortemente empregada na Europa, em países como Alemanha, Dinamarca e Espanha (IRENA, 2013; GWEC, 2018).

Sob o pioneirismo da Dinamarca, a década de 80 registrou a primeira participação eólica na matriz energética, com 7 MW. O pequeno valor, se considerando toda demanda energética, já mostrava o quanto a energia eólica era promissora (IRENA, 2013; GWEC, 2018).

Nos anos 90, a Alemanha, grande investidora da tecnologia, se tornou líder no mercado de energia eólica, que cresceu em uma taxa aproximada de 25% ao ano (MME, 2017; GWEC, 2018).

O fundo financeiro criado no Acordo de Paris para auxiliar países em desenvolvimento a financiar a transição para energias limpas e a adaptação às mudanças climáticas, fomentou o desenvolvimento de tecnologias do aproveitamento da energia eólica (UNFCCC, 2015b).

Atualmente, o mercado eólico asiático, sobretudo a China e a Índia, tem liderado a expansão da tecnologia. Com o crescimento do parque industrial chinês e, por consequência, da demanda energética, a República Popular da China buscou novas fontes de energia para suprir sua demanda (LAGE e PROCESSI, 2013; GWEC, 2019).

A taxa de crescimento anual (CAGR¹¹) chinesa chegou a atingir 26% no início do século XXI e, atualmente, gira em torno de 13%, como apresentado na Figura 12. Essa redução ocorreu, em parte, pela redução de investimento no setor energético, por causa do cenário político da China (IRENA, 2018; GWEC, 2019).

¹¹ *Compound Annual Growth Rate*

Figura 12 - Histórico da capacidade instalada mundial de energia eólica.
Fonte: (GWEC, 2019)

Em 2019 foram instalados 60,4 GW de energia eólica no mundo, valor que só é inferior ao ano de 2015, quando 63,8 GW foram instalados. Com isso, a capacidade eólica instalada mundial supera 650 GW. Juntos, China e EUA, detêm 60% da capacidade instalada total no ano e da capacidade instalada total, ilustrado na Figura 13 (ABEEÓLICA, 2020).

Figura 13 - Capacidade instalada mundial.
Adaptado: (WWEA, 2018)

No entanto, esses valores estão longe das ambiciosas metas estipuladas por seus países. Os EUA, detentores da segunda maior capacidade acumulada, estabeleceu a meta de converter 20% da geração de sua matriz energética para energia eólica até o ano de 2030 (DOE, 2008).

A maior parte das usinas eólicas foi instalada *onshore*. A maior complexidade construtiva, o maior tempo de entrega e custo de instalação, a dificuldade de conexão à rede de transmissão de energia elétrica, a maior agressividade da região instalada e a necessidade de equipes de operação e manutenção melhor preparadas influem na baixa concentração de usinas eólicas *offshore*, que ficam localizadas a uma média de 20 a 80 km do litoral, a profundidade de 29 metros (IRENA, 2018).

Esses fatores explicam por que poucos países têm se destacado na utilização de energia eólica *offshore*, como a China (20%), o Reino Unido (34%) e a Alemanha (28%).

Tamanha complexidade provoca o aumento significativo do preço das instalações, o que é compensado pela maior captação de energia (GWEC, 2019).

A necessidade de reduzir custos e a restrição de área para implantação de usinas fez com que Irlanda, Canadá e Alemanha investissem fortemente no aumento do diâmetro das turbinas nos últimos anos, que tem a Europa como a principal incentivadora e investidora dessa tecnologia (IRENA, 2018).

Entretanto, o desenvolvimento da energia eólica é desigual, por causa de variações no custo da energia, subsídios fornecidos para o investimento em tecnologia e políticas públicas de cada país. Variáveis técnico-operacionais, como fator de capacidade e como velocidade do vento acabam sendo menos relevantes para o desenvolvimento tecnológico (JOHNSON, 2006).

A energia eólica acendeu rapidamente no cenário energético mundial, destacando-se entre as energias renováveis. Essa expansão se dá pelo avanço tecnológico no aproveitamento energético, na infraestrutura e na produção. Até 2050, é esperado que cerca de 18% das necessidades globais de eletricidade sejam atendidas pela energia eólica (IRENA, 2018).

3.5 Panorama Brasileiro

Fontes de geração de energia em processo de desenvolvimento não teriam espaço na expansão da matriz energética de um país. Isso ocorre por não haver incentivo para retornos econômicos no período de aprendizado e domínio da nova tecnologia, de maturação de sua cadeia produtiva e a completa operação de novos empreendimentos.

Assim, o Brasil não se destacou por uma posição antagônica, mesmo com potencial energético muito conhecido dos meios acadêmico, empresarial e governamental. Contudo, a barreira a ser ultrapassada para que deixasse a figura de

potencial e se tornasse plenamente utilizável era difícil de ser ultrapassada, em condições mercadológicas em que se encontravam.

O crescimento da energia eólica no Brasil foi incentivado pelas necessidades de diversidade energética, fruto das preocupações com segurança energética e pelo Acordo de Paris na Conferência das Partes 21 (COP21), que demandava o incremento na produção de energia limpa.

O órgão responsável pela coordenação e pelo controle da geração e da transmissão de energia elétrica no Sistema Interligado Nacional (SIN) é o Operador Nacional do Sistema Elétrico (ONS), criado pela lei nº 9.648. O ONS é fiscalizado e regulado pela Agência Nacional de Energia Elétrica (ANEEL) (BRASIL, 1998).

O SIN é um sistema hidro-termo-eólico de grande porte, com múltiplos proprietários, desenvolvido para diversificar a matriz energética, com predominância de usinas hidroelétricas e constituído por quatro subsistemas: Sul, Sudeste/Centro-Oeste, Nordeste e a maior parte da região Norte. É a malha de transmissão que permite a interconexão dos sistemas elétricos e permite a sinergia entre as diversidades de regimes hidrológicos do país, com o objetivo de garantir segurança e economia no atendimento à demanda de energia elétrica do país.

A capacidade instalada de geração do SIN é composta, principalmente, por usinas hidroelétricas, Figura 14. Nos últimos anos, a instalação de usinas eólicas, principalmente nas regiões Nordeste e Sul, apresentou um forte crescimento, ganhando importância no atendimento desses mercados. As usinas térmicas desempenham papel estratégico relevante, pois contribuem para a segurança do SIN.

Figura 14 – Matriz de Energia Elétrica Brasileira.
Fonte: (ABEEÓLICA, 2020)

Até meados dos anos de 1990, o setor elétrico brasileiro era predominantemente administrado pelo setor público, que investiu em hidroelétricas e no etanol de cana de açúcar desde a crise energética na década de 1970.

O rápido crescimento econômico, no início deste século, levou a um rápido aumento da demanda de energia, que motivou o início das discussões para a promoção de incentivos às fontes alternativas com baixo impacto ao meio ambiente, aumentando, assim, a segurança energética do país e diversificando a geração de energia (IRENA, 2013).

No Brasil, a geração de energia eólica teve seu início no ano de 1992, fruto de uma parceria entre a Companhia Energética de Pernambuco (CELPE) e o Centro Brasileiro de Energia Eólica (CBEE), com o financiamento do instituto de pesquisas dinamarquês Folkecenter, que proporcionou o funcionamento de uma turbina eólica de

225 kW, que entrou em funcionamento no arquipélago de Fernando de Noronha, no estado de Pernambuco (ANEEL, 2005; IRENA, 2013).

Entre os anos de 2000 e 2006, o Brasil enfrentou o “apagão”, uma crise energética muito grave que expôs a necessidade de outras providências, como diversificar a matriz de geração energética, uma vez que 80% da energia gerada no país provinha de usinas hidroelétricas. Mesmo com grande potencial eólico, o Brasil encontrou barreiras a serem ultrapassadas para que tamanho potencial energético passasse a ser utilizado no país (IRENA, 2013; ZAPAROLLI, 2019).

Alguns instrumentos foram adotados como forma de abrir espaço para essa nova fonte de geração de energia. Esses instrumentos contemplaram o preço da energia, a restrição de competidores, o estabelecimento de instrumentos contratuais favoráveis aos novos entrantes e subsídios cruzados.

O Proeólica (Programa Emergencial de Energia Eólica), resolução GCE nº 24, de 5 de julho de 2001, foi uma iniciativa malsucedida de implantar rapidamente a fonte eólica por conta da crise energética (BRASIL, 2001; ZAPAROLLI, 2019).

Em 2002, foi inaugurado um programa federal, cuja implementação ocorreu nos anos seguintes, que criava instrumentos de desoneração de impostos para investimentos em infraestrutura e em leilões diversos, incentivando a geração por fontes entrantes e subsídios cruzados, que tornavam o negócio economicamente atrativo (GANNOUN e SAAB, 2019).

Esses mecanismos, independente da eficiência que alcançariam, se lastrearam nos princípios da política energética nacional, estabelecida na Lei nº 9.478, de 6 de agosto de 1997, sobretudo na proteção do meio ambiente, na conservação de energia, na adequada solução de abastecimento energético nas diversas regiões e no aproveitamento de fontes alternativas (BRASIL, 1997).

Como diretrizes, a política energética brasileira tem buscado dispor de infraestrutura eficiente e integradora do território, com redução das desigualdades regionais, objetivando alcançar segurança do suprimento de energia elétrica, modicidade tarifária e inserção social no setor elétrico. Para isso, foram desenvolvidos programas de incentivos, como o PROINFA (CAVALCANTE e ARAÚJO, 2019).

O PROINFA, Programa de Incentivo às Fontes Alternativas de Energia Elétrica, foi instituído pela Lei nº 10.438, de 26 de abril de 2002, para priorizar a geração a partir de fontes eólicas, de pequenas centrais hidroelétricas (PCH) e da biomassa, estabelecendo a contratação obrigatória, pela Eletrobrás, de até 3.3 GW de capacidade a partir das fontes alternativas, com contratos de 20 anos, distribuídos equitativamente entre as três fontes, ficando vigente até o ano de 2009 (BRASIL, 2002; BRASIL, 2004; BRASIL, 2009; IRENA, 2013; CAVALCANTE e ARAÚJO, 2019).

O PROINFA é baseado em um esquema tarifário de alimentação, distribuído igualmente entre energia eólica, biomassa e pequenas centrais hidroelétricas (PCH). Considerado o principal instrumento de desenvolvimento do mercado eólico no Brasil, que utilizava as mais incipientes e caras fontes energéticas tradicionais, como a hidroelétrica, o gás natural e outros, com grande relevância até o ano de 2012 (BRASIL, 2004; IRENA, 2013; LAGE e PROCESSI, 2013; CAVALCANTE e ARAÚJO, 2019).

A contratação ocorreu por meio de duas chamadas públicas, permitida a participação de consórcios e de fabricantes de equipamentos, exigindo o mínimo de 60% de conteúdo nacional. O Banco Nacional de Desenvolvimento Econômico e Social (BNDES), por meio do Financiamento de Máquinas e Equipamentos (FINAME), financiou os empreendimentos do PROINFA (BRASIL, 2009; ZAPAROLLI, 2019).

No ano de 2007, a energia eólica começou a participar de leilões. O 1º Leilão de Fontes Alternativas não obteve êxito e terminou sem firmar contrato de geração de energia porque nenhuma das propostas apresentadas alcançou o preço mínimo estabelecido (LAGE e PROCESSI, 2013).

Os parques eólicos se tornaram competitivos a partir de 2009, quando ocorreu o primeiro leilão exclusivo para fonte eólica, no 2º Leilão de Energia de Reserva (LER), em que 1,8 GW foram contratados, acarretando a queda no preço da energia. O leilão teve impacto positivo, com crescimento significativo da energia eólica, o que atraiu muito investimento (LAGE e PROCESSI, 2013; IRENA, 2013; MME, 2017; ZAPAROLLI, 2019).

A partir do ano de 2010, o Ministério de Minas e Energia (MME), realizou leilões de energia em que a energia eólica competia com diferentes matrizes energéticas. Houve uma grande pressão para que se estabelecessem preços competitivos e, assim, o nordeste do país concentrou grande parte dos projetos de geração de energia eólica (IRENA, 2013).

Por esses fatores, ocorreu um aumento substancial na capacidade instalada eólica no Brasil, com incremento médio de 20% ao ano nos últimos cinco anos, Figura 15, elevando o país à oitava posição do mundo neste quesito, com aproximadamente 15 GW em aerogeradores, valor equivalente ao gerado pela hidroelétrica de Itaipu. Desse total, mais de 80% estão localizados na região Nordeste do país (ABEEÓLICA, 2019; GANNOUM e SAAB, 2019).

Figura 15 – Evolução da capacidade instalada eólica brasileira.
Adaptado: (ABEEÓLICA, 2019)

A evolução da capacidade instalada no Brasil foi menor, se comparada a mercados que já consolidaram essa tecnologia, como a Dinamarca, a Alemanha e os EUA. Programas de financiamento e o apoio político à integração da rede de transmissão de energia elétrica e às políticas públicas de incentivo em nível nacional e estadual foram importantes nesse desenvolvimento (IRENA, 2013; LAGE e PROCESSI, 2013).

O Brasil se beneficia de uma possível complementariedade entre energia hidroelétrica e eólica. Apresenta estações com ventos fortes mais secos e estações com ventos baixos e úmidos, ventos de grande velocidade média e alto fator de capacidade. É estimado que o Brasil possui um potencial de geração eólica de 500 GW, grande parte no litoral do país, com ventos de velocidades superiores a 7,5 m/s a mais de 100 metros do solo (IPCC, 2014; ZAPAROLLI, 2019).

No ano de 2016, o Brasil ultrapassou o Canadá em participação de geração de energia eólica, tornando-se o 7º maior país em capacidade instalada do mundo e o país com maior fator de capacidade, superior a 40% (MME, 2017).

O Brasil possui mais de 600 parques eólicos, com capacidade instalada superior a 15.000 MW, sendo que 25% desses parques se encontram no estado do Rio Grande do Norte (RN) e seguido pela Bahia (BA). Outros estados que se destacam são o Ceará (CE), o Rio Grande do Sul (RS) e o Piauí (PI) (ABEEÓLICA, 2019).

No Brasil, o custo de instalação de parques eólicos foi reduzido, desde 1991, em 38%. Entretanto, essa redução é considerada baixa quando comparado com outros países: nos EUA, ocorreu uma redução média de 50% e a Índia reduziu seus custos em valores próximos de 70% no mesmo período. A média do custo instalado no Brasil é de US\$ 1.994/kW (IRENA, 2018).

Mas as perspectivas para investimento em energia eólica no Brasil, para os próximos anos, segundo o Plano Decenal de Expansão de Energia 2026 (PDE 2026), é de aumento na capacidade instalada para 25,8 GW, que irá corresponder a, aproximadamente, 13% da matriz energética brasileira. O subsistema Nordeste prevê crescimento de 9.460 MW, por ser uma região com alto potencial eólico e fator de capacidade (BRASIL, 2017).

Essa expansão é motivada para suprir a demanda energética com matrizes renováveis, destinando um terço de todo o investimento previsto para a matriz eólica. Em destaque, o subsistema Nordeste receberá, até 2026, investimentos de aproximadamente 50 bilhões de reais (BRASIL, 2017).

Além do caráter disperso da localização dos parques eólicos brasileiros, nas regiões Nordeste e Sul, o tempo de licenciamento e construção é menor do que o dos empreendimentos hidroelétricos de grande porte, o que impõe desafios ao planejamento da transmissão, cujo licenciamento, não raro, pode ser mais longo do que o da instalação da turbina.

O desenvolvimento da indústria eólica brasileira e seu potencial eólico atraem diversos investidores do mercado mundial, tanto para o mercado *onshore*, em processo de consolidação, como para o mercado *offshore*, ainda não explorado.

4. TURBINA DE EIXO VERTICAL (VAWT)

A turbina de eixo vertical (VAWT), também denominada de turbina de fluxo cruzado, que possui o eixo de rotação orientado verticalmente, perpendicular ao escoamento de ar, foi uma das primeiras turbinas eólicas desenvolvidas, embora a turbina HAWT, com eixo de rotação em paralelo ao solo e ao escoamento de ar, seja mais difundida no mercado. A movimentação perpendicular à direção do vento das pás permite que a turbina VAWT funcione com ventos de qualquer direção (omnidirecional), em contraste com as turbinas HAWTs, em que o rotor deve ser guiado pela força aerodinâmica do vento ou um sistema mecânico (SUTHERLAND, BERG e ASHWILL, 2012).

As VAWTs apresentam parâmetros de montagem considerados modernos, com o eixo vertical conectado a uma caixa de engrenagem multiplicadora de velocidade, com eixo de saída da transmissão acionando um motor/gerador que converte a energia mecânica do rotor em energia elétrica

Como representado na Figura 16, os componentes principais de uma turbina VAWT são o rotor, a caixa de engrenagens, o gerador, o freio, o eixo e a fundação (SUTHERLAND, BERG e ASHWILL, 2012).

- Rotor – Conectado ao cubo, o rotor é um conjunto de pás que converte, aerodinamicamente, a energia cinética do vento em energia mecânica;
- Eixo – Conectado ao cubo e localizado no centro da VAWT, o eixo transmite o movimento de rotação do rotor ao gerador;
- Fio-guia – Normalmente, a VAWT precisa de um fio-guia para manter o eixo do rotor em posição fixa;
- Freio – Para manter potência de saída em ventos rápidos, evitando o efeito de estolagem, é utilizado um sistema de freios que mantenha a velocidade angular segura e ideal. O sistema de frenagem também utilizado como recurso de

segurança, impedindo que a turbina funcione em condições perigosas, como rajadas extremas ou excesso de velocidade;

- Caixa de engrenagem multiplicadora – Altera a velocidade de rotação do eixo para se adequar ao gerador;
- Gerador – Converte a energia mecânica em energia elétrica;
- Base/Fundação – A base suporta toda a turbina eólica para manter sua integridade estrutural.

Figura 16 - Disposição típica da VAWT.
Fonte: (SUTHERLAND, BERG e ASHWILL, 2012)

Os modelos de turbina VAWT podem ser classificados segundo o princípio de acionamento: turbina de arrasto, de sustentação ou combinadas (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

A turbina de Sistão é uma turbina de arrasto, de construção simples e com baixa tecnologia, sendo considerada a primeira turbina de eixo vertical. Nos anos 1970 e 1980,

com a evolução da tecnologia eólica, as VAWTs foram aperfeiçoadas para servir como fonte geradora de energia, por apresentar maior confiabilidade que a turbina HAWT, em virtude da simplicidade construtiva (WHITTLESEY, 2017).

Como alternativa à crise do petróleo da década de 70, os Estados Unidos e o Canadá investiram em aerogeradores Darrieus, turbinas de eixo vertical do tipo batedor de ovos, enquanto o Reino Unido investiu em rotor do tipo Giromill (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; BURTON, JENKINS, *et al.*, 2011).

No início da década de 70, o Conselho Nacional de Pesquisa do Canadá investiu no desenvolvimento de uma turbina Darrieus e, em 1974, os Laboratórios Sandia construíram uma turbina de cinco metros de diâmetro. Em 1987, à margem do lago Lawrence, foi instalada a turbina de eixo vertical do tipo Darrieus, conhecida como Éole, de 4 MW, com altura de 96 metros e diâmetro de 64 metros, que ficou em operação até 1993, quando foi desativada por falha em seu rolamento principal, para transformar-se em um monumento em homenagem às energias renováveis (JOHNSON, 2006; BREEZE, 2016).

A empresa estadunidense FloWind foi considerada uma das maiores desenvolvedoras de VAWT nos anos 80, pois instalaram mais de 500 turbinas Darrieus pelo estado da Califórnia, alcançando 95 megawatts instalados (GIPE, 2009).

Infelizmente, no período de 1970 a 1990, as pás das VAWTs eram confeccionadas em alumínio extrudado, para minimizar os custos de fabricação, sem a devida compreensão de que este matéria seria inadequado frente às cargas de fadiga que impactam as turbinas eólicas (VAWTs e HAWTs). As falhas prematuras nas pás, especialmente nas juntas do rotor, onde grandes concentrações de tensão estavam presentes, induziram à percepção de que VAWTs eram inerentemente propensos à fadiga, o que reduziu a confiança nesse tipo de turbina (GIPE, 2009; SUTHERLAND, BERG e ASHWILL, 2012).

Com o entendimento atual das cargas de fadiga, o design das pás VAWT pode suportar, de forma confiável, as cargas de fadiga impostas (GIPE, 2009; SUTHERLAND, BERG e ASHWILL, 2012).

Ao final dos anos 90, a FloWind possui a um decimo das turbinas que teve em seu ápice, em 1987, como apresentado na Figura 17, levando ao sucateamento das turbinas e à remoção dessas, mesmo a FloWind oferecendo desempenho similar ao de turbinas eólicas convencionais por área varrida. Tal fato é considerado um aprendizado para a indústria eólica sobre o potencial das VAWTs (GIPE, 2009; SUTHERLAND, BERG e ASHWILL, 2012).

Figura 17 – Evolução da capacidade instalada de turbinas eólicas FloWind.
Fonte: (GIPE, 2009)

A redução do custo do barril de petróleo na década de 80 e a falta de incentivo de novas políticas de incentivo provocaram a “canibalização” do setor eólico e a consequente perda de credibilidade das VAWTs, ao mesmo tempo em que uma série de acidentes envolvendo turbinas de eixo vertical retardou a instalação de novas turbinas

desse modelo e apesar dos problemas serem contornáveis, propiciou o esgotamento dessa opção de geração energética (JOHNSON, 2006; GIPE, 2009; GIPE, 2016; MÖLLERSTRÖM, GIPE, *et al.*, 2019).

Embora seja difícil apontar as principais razões pelas quais o conceito VAWT não teve sucesso comercial, algumas percepções podem ser relacionadas: os problemas de fadiga e durabilidade, a publicidade negativa que turbinas convencionais fizeram sobre o desempenho e a segurança de suas tecnologias relativamente às VAWTs e a insuficiência de normas e padrões de desempenho, segurança e confiabilidade para pequenas turbinas eólicas (SWT¹²) (JOHNSON, 2006; GIPE, 2009; MÖLLERSTRÖM, GIPE, *et al.*, 2019).

Atualmente, existem poucos dados sobre a evolução da tecnologia VAWT. Entretanto, no Reino Unido, terceiro maior consumidor de pequenas turbinas eólicas (SWT), foram instaladas, de 2005 a 2014, 428 VAWTs, o que representava, aproximadamente 2% das SWT instaladas, Figura 18 (RENEWABLEUK, 2015).

¹² *Small Wind Turbines*

Figura 18 - Unidades de SWT de VAWT e HAWT instaladas no Reino Unido.
Adaptado: (RENEWABLEUK, 2015)

Apenas no ano de 2009 foi criado o Concelho de Certificação de Pequenos Ventos (SWCC¹³), é um programa do *International Code Council Evaluation Service, Inc.* O SWCC é um órgão certificador para verificar se as SWTs atendem os quesitos de desempenho, durabilidade e segurança dos padrões estabelecidos. No mesmo ano, o Reino Unido alcançou o maior número de turbinas VAWT instaladas, 4,4% de todas as SWTs. O período coincide com a revolução do setor eólico, quando se intensificou a busca por formas baratas de geração de energia eólica (GIPE, 2009; RENEWABLEUK, 2015; IRENA, 2018).

As turbinas de eixo vertical possuem poucos fabricantes, dos quais apenas 18% se dedicam exclusivamente a produzir esse modelo de turbina eólica, enquanto 6% fabricam tanto a HAWT quanto a VAWT. A grande maioria dos fabricantes, cerca de 76%, dedica-se exclusivamente à produção de turbinas de eixo horizontal (PETERSEN, 2016; PITTELOUD e GSÄNGER, 2017).

¹³ *Small Wind Certification Council*

A perda de credibilidade das turbinas VAWTs ao longo de sua história inibiu o investimento em pesquisas e em produção em larga escala, a despeito do baixo custo de composição, instalação e manutenção e do fato de oferecer solução para geração de energia em locais remotos, com difícil acesso a linhas de distribuição de eletricidade (PETERSEN, 2016; PITTELOUD e GSÄNGER, 2017).

Considerado um nicho de mercado, a maioria dos modelos modernos VAWTs foi desenvolvida a partir de 2010. A capacidade média nominal estimada é de 7,4 kW e a mediana de 2,5 kW, valores muito abaixo das HAWTs. No catálogo de VAWTs, existem cerca de 160 modelos, 75% com capacidade abaixo de 5 kW (PETERSEN, 2016; PITTELOUD e GSÄNGER, 2017).

Existe uma ampla gama de estudos que demonstra que a VAWT não é inferior à HAWT, sendo possível sua produção em escala. Portanto, é possível afirmar que, havendo maiores investimento e pesquisas, as VAWTs também podem obter resultados tão promissores quanto as HAWTs (ERIKSSON, BERNHOFF e LEIJON, 2008; TANG, YAO, *et al.*, 2012).

As turbinas de eixo vertical são facilmente integradas ao ambiente urbano, possuem tamanho compacto, são viáveis economicamente, operam com baixa velocidade de vento de qualquer direção e com turbulência.

Ao contrário das turbinas convencionais, que têm a eficiência individual reduzida quando opera em conjunto, o desempenho individual das VAWTs aumenta quando opera em um parque eólico (DABIRI, 2011; WHITTLESEY, 2017).

Dois locais promissores e bastante inexplorados para aproveitamento de energia eólica são os ambientes offshore em águas profundas e os ambientes urbanos. Em relação ao primeiro, parques eólicos *offshore* tem ganhado espaço. Na última década, o tamanho reduzido fez com que as turbinas de eixo vertical *offshore* ganhassem mercado, podendo atingir capacidade de geração similar às turbinas *offshore* convencionais, de 10 a 20 MW, como apresentado na Figura 19.

Figura 19 - Linha do tempo de VAWTs.
 Fonte: (MÖLLERSTRÖM, GIPE, *et al.*, 2019)

Em relação aos ambientes urbanos, eventuais instalações podem ocorrer nas coberturas dos edifícios, integrados aos prédios e até mesmo dentro dos sistemas de ventilação (CASINI, 2016; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019).

Para ambientes urbanos, as VAWTs são altamente vantajosas sobre as HAWTs, por serem omnidirecionais e por possuírem escalabilidade, menores custos de fabricação, instalação e manutenção, baixos níveis de ruído, maior eficiência por área ocupada, menor índice de acidentes com animais e maior possibilidade de integração arquitetônica, como será apresentado na seção 4.1.

Atualmente, apesar da existência de estudos de impacto sobre os parâmetros operacionais, a quantidade de pesquisas que visem aprimorar o desempenho de potência das VAWTs é incomparavelmente inferior às das HAWTs, fazendo com que o atual desempenho aerodinâmico das VAWTs, considerando o coeficiente de potência, seja inferior ao das HAWTs.

A complexidade aerodinâmica dos VAWTs exige maiores investimentos voltados à variação de parâmetros operacionais e geométricos, que beneficiem o rendimento desse tipo de rotor.

4.1 Benefícios e limitações

As turbinas de eixo vertical não têm sido utilizadas de forma tão ampla quanto as turbinas de eixo horizontal, mas é importante ponderar os benefícios e as limitações intrínsecas das turbinas VAWTs frente às HAWTs.

Uma das principais vantagens dos VAWTs é poder atuar com qualquer direção de vento. Por ser omnidirecional, dispensa o uso de mecanismos de orientação¹⁴, que representam 33% das falhas nos aerogeradores (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009).

As VAWTs são adequadas para a geração de eletricidade nas condições em que as turbinas de eixo horizontal são incapazes de operar com eficiência aceitável, como baixa velocidade do vento ou escoamento de vento turbulento (POPE, 2009; BHUTTA, HAYAT, *et al.*, 2012).

Outra grande vantagem é a baixa velocidade de arranque, que permite o funcionamento mesmo em condições de vento reduzido (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010).

Para melhor aproveitamento eólico, é possível posicionar diversas turbinas em distâncias próximas. Com isso é possível que uma turbina gire no sentido oposto da vizinha (DABIRI, 2011; WHITTLESEY, 2017).

¹⁴ *Yaw system*

Figura 20 - Representação esquemática de duas VAWTs com rotação contrária. Em cada figura, a turbina azul gira no sentido horário, enquanto a turbina vermelha gira no sentido anti-horário. As turbinas na figura (A) estão representadas na configuração "*doublet*", enquanto as turbinas na figura (B) são a configuração "*reverse-doublet*". Fonte: (WHITTLESEY, 2017)

A instalação de maior quantidade de turbinas implica em maior eficiência da área arrendada, possibilitando a uma VAWT a capacidade de gerar de 21 a 47 W/m², enquanto uma usina de HAWT comum gera de 2 a 3 W/m², pela necessidade de dispor de grande espaçamento entre as turbinas. Um parque eólico VAWT também pode ser disposto sob as turbinas HAWT, sendo assim utilizado como fonte complementar de energia (DABIRI, 2011).

Pela aerodinâmica do rotor VAWT, as cargas estruturais que incidem sobre cada pá variam durante a rotação, contribuindo para a fadiga da caixa de engrenagem e, por consequência, contribuindo com a necessidade de manutenção e redução da vida útil da turbina (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

O centro de gravidade das turbinas VAWTs é, aproximadamente, 20% mais baixo que uma HAWT similar, proporcionando maior estabilidade e menor carga aerodinâmica, exigindo base menor que a exigida na instalação de uma HAWT de desempenho equivalente (ERIKSSON, SOLUM, *et al.*, 2008).

Por permitir que o gerador seja instalado próximo ao solo, reduz o custo de instalação e o de manutenção, por reduzir a carga da torre e a futura fadiga ao dispensar a instalação elevada do gerador e da caixa de engrenagem multiplicadora, tornando a manutenção mais simples e barata, pelo fácil acesso e pela dispensa de guindastes e equipamentos semelhantes (ERIKSSON, BERNHOFF e LEIJON, 2008).

Essa facilidade aproxima as turbinas VAWTs do solo e, naturalmente, distantes dos ventos de alta velocidade, que ficam em maiores altitudes, voltando sua aplicação a ventos com baixas velocidades, próximos ao solo (ERIKSSON, BERNHOFF e LEIJON, 2008).

Por possuir menor número de peças, as VAWT custam menos que as turbinas convencionais, se fabricados em grande escala, e têm menor custo de manutenção (ERIKSSON, BERNHOFF e LEIJON, 2008; GIPE, 2009; STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009).

Por atuar com menor velocidade, as turbinas de eixo vertical emitem menos ruído aerodinâmico quando comparado com as turbinas convencionais (GIPE, 2009; STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009).

A interação com o ambiente urbano é facilitada, pois a configuração das turbinas de eixo vertical é esteticamente mais agradável que as de eixo horizontal (STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009).

Entretanto, a desvantagem mais significativa para a turbina com eixo vertical é seu baixo rendimento, inferior à turbina convencional de potência nominal equivalente. O coeficiente de potência de uma turbina convencional pode variar de 45% a 50%,

enquanto uma VAWT possui um coeficiente inferior a 40%. Isso ocorre porque o rotor está muito próximo ao solo, onde há menor frequência e intensidade de vento (ERIKSSON, SOLUM, *et al.*, 2008; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010).

O rotor da turbina eólica de eixo vertical está sujeito a variações rápidas e cíclicas no ângulo de ataque e na velocidade relativa do vento e gera torque muito baixo, próximo a zero, podendo ser negativo, o que reduz a eficiência da turbina e induz vibrações estruturais e ruído (ERIKSSON, BERNHOFF e LEIJON, 2008).

Existem muitas variações de projetos de turbinas eólicas de eixo vertical, cada uma com suas características próprias, vantagens e limitações. Existem vários modelos de VAWT, com diferentes indicadores de torque de partida, forças de movimentação das pás, eficiência, integração ao meio, entre outros.

4.2 Arrasto x Sustentação

Os conversores de energia eólica se utilizam de mecanismos aerodinâmicos para mover o rotor, que podem ser classificados segundo a componente da força aerodinâmica que atua sobre elas, força de arrasto¹⁵ ou de sustentação¹⁶, ainda podendo se combinar ambas as forças (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; WHITTLESEY, 2017).

As turbinas de eixo vertical também podem ser classificadas da mesma maneira e cada tipo de turbina apresenta características diferentes de operação. Uma das principais características que diferenciam essas turbinas é que as VAWTs de arrasto são capazes de dar auto partida, mas possuem coeficiente de potência inferior. Por outro lado, as turbinas de sustentação apresentam melhor coeficiente de potência, mas têm dificuldade para

¹⁵ *Drag*

¹⁶ *Lift*

partida, necessitando de sistemas auxiliares (PARASCHIVOIU, 2002; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; WHITTLESEY, 2017).

A turbina que atua segundo a força de arrasto utiliza o torque para acionamento do rotor, aproveitando, como uma vela, a força desigual de arrasto realizada pelo vento contra as pás. As turbinas de sustentação se assemelham à asa de um avião, necessitando, por isso, de um perfil complexo (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; WHITTLESEY, 2017).

As pás de arrasto atuam contra a força exercida pelo vento, o que resulta em uma velocidade angular abaixo da velocidade linear do vento. Assim, a taxa de velocidade de ponta de pá é geralmente inferior a um ($\lambda < 1$). As pás de sustentação se movem em ângulo reto na direção do vento, possibilitando alcançar velocidade superior à do vento (PARASCHIVOIU, 2002; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Por possuir menor velocidade, as turbinas de arrasto apresentam menor risco para comunidades em torno e reduzem o risco de colisão com aves da região, excetuando as situações decorrentes de falhas mecânicas no freio de velocidade (JOHNSON, 2006; STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009).

Por atuar contra a corrente de ar, as turbinas de arrasto necessitam de maior área de contato com o vento, acarretando maior uso de material e peso. Assim, tendem a ter maior massa por unidade de potência. As pás do rotor de uma turbina de sustentação têm dimensão muito inferior em relação à área varrida, possuindo menor massa (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Pela simplicidade das pás, as turbinas de arrasto são mais simples e baratas de projetar e construir, enquanto as de sustentação apresentam perfis mais complexos e, conseqüentemente, mais caros. Por esse motivo, as primeiras turbinas eólicas foram turbinas de arrasto (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; WHITTLESEY, 2017).

Os fabricantes de turbinas eólicas tendem a projetar turbinas com a maior simplicidade possível, reduzindo a quantidade de componentes, buscando eliminar ou

simplificar a caixa de engrenagem, ligando o eixo diretamente ao gerador, para assim reduzir o custo e o tempo com manutenção (STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009; BREEZE, 2016).

Atualmente, há forte tendência de se reduzir a distância entre a produção e o consumidor de energia elétrica. Com isso, a quantidade de turbinas para geração residencial deve ser incrementada e a integração eólica com o ambiente urbano passa a ser outro fator a ser considerado.

Para simplificar as turbinas eólicas e assim reduzir os custos de manutenção, uma opção é utilizar o controle passivo de guinada, que conta com uma palheta que se projeta da extremidade oposta do eixo principal ao rotor, para manter a turbina orientada contra ou a favor do vento, dependendo do projeto. A integração direta do rotor ao gerador ajuda a minimizar a quantidade de componentes.

A baixa velocidade de rotação das turbinas de arrasto emite baixos ruídos que, combinado com a baixa velocidade de ponta das pás, resulta na emissão de um escoamento mais viscoso e em maior arrasto na turbina, exigindo um bom projeto, capaz de obter o melhor rendimento diante da baixa velocidade de ponta da pá e das pequenas dimensões da turbina (STANKOVIC, CAMPBELL e HARRIES, 2009).

5. TURBINAS DE SUSTENTAÇÃO

A força de sustentação se opõe diretamente ao peso da pá eólica e ajuda a mantê-la em trabalho. As turbinas que atuam com a força de sustentação possuem pás com geometrias semelhantes à de asas de avião. Turbinas de sustentação possuem velocidade superior à do fluido que escoar pelas pás, sendo a taxa de velocidade de ponta próxima de sete, possuindo eficiência superior que as de arrasto (HANSEN, 2008; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; NELSON, 2009; NASA, 2010).

Essa geometria gera uma força aerodinâmica, que pode ser decomposta em uma força axial e em uma normal. A força axial, ou força de arrasto, é paralela à direção do vento; a força de sustentação gera o torque na pá, que é transmitido ao eixo. Os principais objetivos desse modelo de turbina são maximizar a sustentação e minimizar o arrasto, por isso esse tipo de turbina possui dificuldade para auto partida (HANSEN, 2008; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

A força normal é responsável pela sustentação que ocorre perpendicular à direção do vento, constituindo-se no principal produto da força aerodinâmica exercida sobre o perfil da pá. Cada meia volta gera uma ação de compressão e uma ação de extensão, que gera movimento como consequência da diferença de pressão nas superfícies das pás (MCCORMICK, 1995; HANSEN, 2008; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

O modelo mais comum de turbina de eixo vertical que atua com força de sustentação é a Darrieus que, no entanto, apresenta diversas variações.

5.1 Turbina Darrieus

O projeto de aerogeradores Darrieus foi patentado em 1931, pelo engenheiro aeronáutico francês Georges Jean Marie Darrieus. Esses tipos de turbinas têm os mais

altos valores de eficiência entre as VAWTs, mas geralmente sofrem com problemas de auto partida (FLEMING e PROBERT, 1984; BHUTTA, HAYAT, *et al.*, 2012; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

A turbina Darrieus possui pás em forma de aerofólio, conectadas ao eixo por um segmento intermediário. Durante a operação da turbina, a força de sustentação varia pelo fato de um dos perfis estar contra o vento e o outro no sentido oposto, ocasionando uma variação na captura de energia, resultando em uma operação pulsante. A maior quantidade de pás reduz o efeito (HEMAMI, 2012; FLEMING e PROBERT, 1984).

A maioria das vantagens e das limitações desse tipo de turbina foram relatados quando citadas as vantagens e as desvantagens das VAWTs, mas suas principais características estão relacionadas diretamente ao fato dela ser omnidirecional, nada sensível às mudanças de ventos e possibilitar que seus componentes sejam instalados no solo, o que facilita o acesso. A principal desvantagem desse conversor de energia é o baixo torque de partida. Para locais com baixas velocidades de vento, faz-se necessário um motor para tirar a turbina do estado de repouso, sob o risco de transmitir velocidades acima da nominal, como em 1980, em Los Angeles, quando os freios não foram acionados, um parafuso se partiu e a pá foi projetada em alta velocidade, cortando fios e cabos (JOHNSON, 2006; HEMAMI, 2012).

O conceito Darrieus permaneceu inativo por quase meio século, até a crise energética nos anos 1970, quando diferentes países, em especial o Canadá, desenvolveram melhorias para esse modelo, projetando diferentes modelos de pás curvas e retas com variadas complexidades e aplicações (FLEMING e PROBERT, 1984; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

5.1.1 Rotor “batedor de ovos”

Dentre as variações oriundas das turbinas do tipo Darrieus, existe o rotor “batedor de ovos”, também conhecido como *Troposkien* ou phi (ϕ), apresentado na Figura 21. Desenvolvida no Canadá, em 1968, sua estrutura possui duas ou mais pás, dispostas como braços, semelhantes a um batedor de ovos. A geometria complexa gerava tensões mínimas de flexão nas pás, proporcionando alto desempenho às turbinas (PARASCHIVOIU, 2002; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

Figura 21 – Rotor Phi.

Fonte: (TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015)

Embora a intenção fosse produzir essa turbina em larga escala, sua incapacidade de dar auto partida com baixas velocidades de vento e a complexidade de sua onerosa geometria limitaram sua produção (PARASCHIVOIU, 2002; BHUTTA, HAYAT, *et al.*, 2012).

5.1.2 Rotor-H

O rotor de pás retas, ou rotor-H, é considerado o modelo mais simples de turbinas incluídas na patente de Darrieus. Seu nome se dá pela semelhança entre o rotor e a letra, com as pás fixadas por vértices retas. Sua simplicidade, com poucas peças móveis, confere disponibilidade, confiabilidade, menor custo de manutenção e menor ruído. O rotor-H está ilustrado na Figura 22 (ERIKSSON, BERNHOFF e LEIJON, 2008; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

Figura 22 – Rotor-H.
Fonte: (TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015)

5.1.3 Rotor giromill

Desenvolvido nos Estados Unidos, por volta de 1976, o rotor giromill, também é conhecido cicloturбина, Figura 23. A cicloturбина, apresenta estrutura geométrica similar ao rotor-H. Suas pás possuem perfis retos, cujos ângulos de ataque são controlados para maximizar a conversão de energia eólica, a fim de manter um ângulo de ataque positivo constante, que permite velocidade e torque quase constantes. Apesar da alta eficiência, a complexidade do sistema de passo o torna economicamente inviável (MCCONNELL, 1979; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

Figura 23 - Rotor Giromill.
Fonte: (TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015)

5.1.4 Rotor Musgrove

A Figura 24 apresenta o rotor de geometria variável, ou Musgrove, foi concebido na década de 1970 e teve seu primeiro modelo desenvolvido em grande escala em 1986, no Reino Unido, pelo engenheiro aeronáutico Peter Musgrove. É uma modificação do rotor de pás retas, utilizando pás retas articuladas em um braço transversal horizontal, podendo atuar com ventos de até 30 m/s (MUSGROVE, 1977; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

Figura 24 - Rotor Musgrove.
Fonte: (TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015)

Com ventos de baixa velocidade, as pás permanecem na posição vertical e em altas velocidades do vento, o movimento das pás gera uma força centrífuga, que tensiona uma mola inclinando as pás, evitando a carga de tensões excessivas. Como o complexo *design* eleva seu custo, o custo-benefício é baixo (MUSGROVE, 1977; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

5.1.5 Rotor-H helicoidal

Outra variação do rotor-H é a turbina de Gorlov, desenvolvida pelo alemão Ulrich Stampa, em 1979, cujas pás são torcidas por todo perímetro, a 60 graus, em forma helicoidal. Modelo semelhante foi desenvolvido como turbina d'água, em 1995, pelo professor Alexander M. Gorlov. Apresentado na Figura 25 (GORLOV, 1997; TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015).

Figura 25 – Rotor-H helicoidal.
Fonte: (TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015)

Com *design* moderno, a turbina pode atuar em altas velocidades com diferentes fluidos, como água e ar. Por sua configuração, a área é varrida constantemente, o que confere torque constante e alto desempenho, tendo como restrição o alto preço de fabricação (TJIU, MARNOTO, *et al.*, 2015; GORLOV, 1997).

5.1.6 Rotor crossflex

Um dos impedimentos na utilização da maioria das turbinas Darrieus é sua integração ao meio urbano, pois sua estética e projeto estrutural não se adequam às construções arquitetônicas. Entretanto, o modelo conceitual *crossflex* possibilita a integração do aerogerador Darrieus com as edificações, como demonstrado na Figura 26 (SHARPE e PROVEN, 2010).

Figura 26 - Rotor *crossflex*.
Fonte: (SHARPE e PROVEN, 2010)

A proposta da *crossflex* é o uso de pás flexíveis, que reduz tensões na pá e ruídos, além de ser omnidirecional e atuar com ventos turbulentos (SHARPE e PROVEN, 2010).

5.1.7 Rotor de trajetória oval

O rotor de trajetória oval, conhecido como VGOT¹⁷, é um modelo conceitual em desenvolvimento de turbina Darrieus, que possui trajetória oval de geometria variável. Seu princípio é o uso de pás montadas em vagões sobre trilhos, que gira em torno de um eixo. Cada vagão possui seu próprio sistema de geração acoplado, como na Figura 27 (PONTA, OTERO e LAGO, 2004).

Figura 27 – Rotor VGOT.
Fonte: (PONTA, OTERO e LAGO, 2004)

5.1.8 Rotor Darrieus ortogonal

A Figura 28 apresenta o rotor ortogonal, também conhecido como Darrieus-Masgrowe, que é um modelo desenvolvido recentemente. Atuando com um escoamento pulsante, semelhante ao escoamento em torno de uma asa batendo, esse escoamento cria forças de empuxo nas pás, gerando um torque aerodinâmico que ocasiona o movimento do rotor (GORELOV e KRIVOSPITSKY, 2008).

¹⁷ *Variable-Geometry Oval-Trajectory*

Figura 28 - Turbina Darrieus ortogonal.
Fonte: (GORELOV e KRIVOSPITSKY, 2008)

A perspectiva é que esse rotor aproveite 40% da energia do vento, sem precisar de nenhum dispositivo para a orientação, atuando com baixas velocidades de ventos, com alta potência e resistência a rajadas de vento (GORELOV e KRIVOSPITSKY, 2008).

6. TURBINA DE ARRASTO

Caracterizados como sendo as primeiras turbinas eólicas, os moinhos de vento eram turbinas de arrasto, o tipo mais simples de conversão de energia eólica. A força de arrasto pode ser determinada como uma força submetida a um sólido em relação ao fluido. Sendo esse um sólido estático submetido a um escoamento móvel, ou um sólido móvel em relação a um fluido estacionário (MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Seu princípio de funcionamento baseado no arrasto aerodinâmico é considerado uma força causada pela diferença de velocidade do fluido em relação a um perfil sólido, que resulta em uma resistência/força sobre o corpo, que pode ser decomposta; as forças paralelas à direção do fluido representam o arrasto, que ocasiona o movimento. Por essa razão as turbinas de arrasto são incapazes de girar com velocidade superior à do vento, o que limita sua eficiência (MCCORMICK, 1995; HAU, 2006; FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010).

Se a taxa de velocidade de ponta de pá for zero, a turbina não se movimenta e o coeficiente de potência também será zero. Entretanto, se a turbina se mover na velocidade do vento, não haverá força de arrasto, e o C_p também será igual a zero (MCCORMICK, 1995; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009; NELSON, 2009).

A baixa eficiência faz com que, atualmente, não existam turbinas eólicas de arrasto para produção de eletricidade em grande escala. No entanto, sua simplicidade, seu baixo custo e sua manutenção simplificada fazem com que alguns modelos sejam utilizados em outras aplicações (NELSON, 2009).

6.1 Turbina Sistão

Desenvolvida entre os anos 700 e 900, em Sistão, sudeste do Irã, antiga Pérsia, esse modelo de turbina recebeu o nome da região em que ainda é utilizada, construída a partir de velas de tecido, fixadas em molduras de madeira e ligadas diretamente ao eixo.

Figura 29 apresenta o conceito da turbina Sistão (SHEPHERD, 1990; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Figura 29 – Conceito da turbina Sistão.
Fonte: (SHEPHERD, 1990)

A região possui ventos fortes e constantes, que são direcionados por uma abertura, de modo que somente um lado da turbina sofra arrasto, sem receber resistência do outro lado. De fácil fabricação e integração aos edifícios, é utilizada para o bombeamento de água e para a moagem de grãos (SHEPHERD, 1990; RAGHEB, 2017).

6.2 Moinho Chinês Vertical

Os moinhos de vento tiveram grande importância para a comunidade chinesa, durante a dinastia Ming, sendo um dos primeiros registros de bomba d'água acionada pelo vento. Esse modelo incipiente de turbina era omnidirecional, com as pás e as velas se ajustando automaticamente, conforme a mudança de direção do vento. A Figura 30 apresenta o moinho chinês vertical (SHEPHERD, 1990; ZHANG, 2009).

Figura 30 – Moinho chinesa vertical.
Fonte: (SHEPHERD, 1990)

Cada pá era ligada no raio do eixo principal da turbina e era montada em um eixo próprio, tendo liberdade para girar. Em seguida, a ponta mais distante desse eixo era fixada no eixo da pá seguinte com uma corda. O vento ao atingir a pá, tensiona a corda, mantendo a pá perpendicular ao vento, gerando arrasto. Concomitantemente, a pá oposta permanece sem tensão na corda e paralela ao vento, oferecendo menor resistência. O controle da potência da turbina se faz com o içamento, ou arreo, das pás de tecido, como ocorre em uma caravela (SHEPHERD, 1990; ZHANG, 2009).

6.3 Turbina de Duas Pás Semi-Rotativas

Desenvolvido recentemente, esse modelo é inspirado na turbina chinesa vertical, que utiliza duas pás semi-rotativas de 90° , para maior aproveitamento da energia eólica pela capacidade de explorar ventos não uniformes, com maior facilidade para sair da inércia, graças à utilização de um sistema de orientação de vento, que orienta o movimento das pás e otimiza a turbina. É um equipamento de estrutura compacta, de simples construção, instalação e manutenção. A Figura 31 possui a representação do aerogerador de duas pás semi-rotativa (YUHUA, 2008; ZHANG, CHEN e WANG, 2010).

Figura 31 – Aerogerador de duas pás semi-rotativas.
Adaptado: (ZHANG, CHEN e WANG, 2010)

6.4 Turbina Zéfiro

A Figura 32 apresenta a turbina Zéfiro, que homenageia o deus do vento do Oeste na mitologia grega; essas turbina apresentam grande similaridade com a Savonius, contudo possuem estruturas fixas, que atuam como guias de escoamento, fazendo com que o ar entre por uma guia estacionária e impulse o rotor com um determinado ângulo de incidência (POPE, DINCER e NATERER, 2010; DINÇER e ZAMFIRESCU, 2011).

Figura 32 - Turbina Zéfiro.
Adaptado: (POPE, RODRIGUES, *et al.*, 2010)

Foi projetada para ter bom desempenho em baixa velocidade de vento e em alta turbulência, permitindo a instalação de diversas turbinas Zéfiro próximas, viabilizando sua instalação em áreas urbanas, apesar do baixo coeficiente de potência, em torno de 11% (POPE, DINCER e NATERER, 2010; DINÇER e ZAMFIRESCU, 2011).

7. TURBINA HÍBRIDA

As turbinas de arrasto se destacam pela capacidade de auto partida, com alto torque, mas possuem baixa eficiência por não atingir velocidades maiores que a do vento. Por outro lado, as turbinas eólicas de sustentação possuem torque baixo e a consequente dificuldade de partida, necessitando de um motor auxiliar, mas apresentam alta eficiência para geração de energia.

Para combinar as vantagens das turbinas eólicas de eixo vertical do tipo arrasto e do tipo de sustentação, busca-se a interação das geometrias, que resulta em uma turbina híbrida de arrasto e sustentação, com alto torque para a auto partida e com bom desempenho aerodinâmico e boa eficiência.

A principal desvantagem dessa configuração híbrida é o alto custo, proveniente da complexidade geométrica.

7.1 Turbina Savonius-Darrieus Phi

A combinação da turbina de arrasto Savonius com a de sustentação Darrieus phi no mesmo eixo de rotação agrega as vantagens de cada turbina e reduz parcialmente as desvantagens, apresentando desempenho superior, quando comparado com as turbinas convencionais, agregando o baixo torque para partida, característico da turbina Savonius, com o alto coeficiente de potência e a velocidade de ponta, característicos do rotor Darrieus, como demonstrado na Figura 33 (WAKUI, TANZAWA, *et al.*, 2005; BHUYAN e BISWAS, 2014).

Figura 33 – Turbina Savonius-Darrieus phi.

Fonte: (WAKUI, TANZAWA, *et al.*, 2005)

Entretanto, o efeito combinado diminui a potência e aumenta a complexidade geométrica do rotor (POPE, 2009; BHUYAN e BISWAS, 2014).

7.2 Turbina Savonius-Darrieus H

Combina as vantagens do modelo de turbina de arrasto Savonius com a de elevação Darrieus H no mesmo eixo de rotação, para, assim, reduzir, parcialmente, as desvantagens (ZHAO, ZHENG e SONG, 2011; KUMAR e NIKHADE, 2014).

Figura 34 – Turbina Savonius-Darrieus H.

Fonte: (KUMAR e NIKHADE, 2014)

A combinação dos modelos proporciona torque de partida e coeficiente de potência superiores aos das turbinas convencionais, em baixas velocidade de vento. Porém, em ventos de alta velocidade, o efeito de arrasto da turbina eólica Savonius aumenta gradualmente, comprometendo o desempenho da turbina combinada, que passa a apresentar desempenho inferior ao da turbina do tipo H (ZHAO, ZHENG e SONG, 2011; KUMAR e NIKHADE, 2014).

7.3 Turbina Lenz

A turbina Lenz foi desenvolvida por Edwin Lenz, no início do século XXI. Esse modelo de turbina consiste na combinação da turbina de sustentação e de arrasto, utilizando efeito Venturi e orientação do escoamento de ar, por meio de um tambor triangular ao centro (PULFER, MEZA, *et al.*, 2018).

Figura 35 – Turbina Lenz.

Fonte: (DEORI, BARMAN, *et al.*, 2015)

A turbina Lenz tem baixo custo de fabricação, projeto simples, robustez, confiabilidade; possibilitando a partida com vento de baixa velocidade. Quando comparadas com as turbinas de arrasto, as turbinas Lenz apresentam maior eficiência e seu coeficiente de potência máximo é de 32,5% (NISHIOKA e ALMEIDA, 2018; PULFER, MEZA, *et al.*, 2018).

8. TURBINA SAVONIUS

A necessidade de bombear água tem sido um fator determinante para o desenvolvimento de turbinas eólicas. O engenheiro Sigurd Johannes Savonius, de Helsinque, capital da Finlândia, no ano de 1929, durante a Grande Depressão, desenvolveu e patenteou o modelo de rotor adaptado para ser movido pelo vento ou pela água corrente, que depois se tornaria a turbina de arrasto mais popular, cujo nome foi herdado do sobrenome de seu inventor (SAVONIUS, 1926; SAVONIUS, 1929; FLEMING e PROBERT, 1984; AKWA, 2010; TONG, 2010).

O conceito de rotor Savonius é baseado no princípio do rotor Flettner. A Figura 36 apresenta o diagrama da turbina Savonius, que consiste de um rotor feito de dois semicilindros, mantidos por um disco em cada uma de suas extremidades e ligados a um eixo, de forma a ter uma parte côncava e a outra convexa em direção do vento, de modo que a seção transversal se assemelhe a letra “S”, formando um modelo simples e robusto (SAVONIUS, 1929; FLEMING e PROBERT, 1984; FERNANDO e MODI, 1989; AKWA, 2010; TONG, 2010).

Figura 36 – Diagrama da turbina Savonius.
Fonte: (SAVONIUS, 1929)

Para determinar a melhor geometria, Sigurd Savonius testou mais de trinta modelos diferentes de rotores Savonius em um túnel de vento e em ambiente aberto com vento natural. Os melhores modelos de rotores obtiveram eficiência máxima de 31%, enquanto a eficiência máxima do protótipo foi de 37%. Atualmente, esses resultados são questionados, pois a maior eficiência medida é de 24% (FERNANDO e MODI, 1989; GUPTA, BISWAS e SHARMA, 2008).

Em 1931, G. Bach, realizou experimentos com a variação das pás do rotor Savonius, para obter o aumento do coeficiente de potência, atingindo 24% de rendimento máximo. Pelo alto torque, baixo custo e simplicidade, ao longo dos anos, a turbina era utilizada em locais rurais, fabricados a partir de tambores de óleo, com a finalidade de bombear água (ROY e SAHA, 2013).

Com a crise do petróleo, nos anos 70, e o retorno do investimento em pesquisas de energias alternativas, a maior eficiência de uma turbina Savonius chegou a 33% (GUPTA, BISWAS e SHARMA, 2008; SHARMA, GUPTA e BISWAS, 2014).

Em condições consideradas ideais para instalação de turbinas eólicas, o rotor Savonius apresenta desempenho inferior aos demais modelos de turbina, mas é uma alternativa relevante para ambientes em que as demais turbinas não apresentem desempenho satisfatório (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

A pá de retorno das turbinas Savonius exerce uma carga de empuxo que limita sua eficiência e, apesar dos aprimoramentos obtidos no decorrer do tempo, continua sendo o maior desafio construtivo desse tipo de turbina.

Atualmente, é utilizado para bombeamento de água para fins agrícolas em áreas rurais, com nível da água a cinco metros abaixo do solo. Pode ser instalado em telhados para produção descentralizada de eletricidade ou locais remotos. É útil em edifícios, para uso em trocadores de calor, para aquecimento, arrefecimento ou ventilação. Também é

utilizado para arrefecimento em vans ou ônibus que possuem ventiladores Flettner (AKWA, 2010; ROY e SAHA, 2013).

Entretanto, segundo Menet e Ménart (2001), com o critério $L-\sigma$, é possível constatar que a turbina Savonius apresenta boa potência estimada, quando comparada com a potência de uma HAWT ($P_{\text{Savonius}}/P_{\text{HAWT}}$), para a mesma área varrida de vento e para o mesmo valor da tensão mecânica máxima nas pás. Assim é possível avaliar se a turbina Savonius possui maior resistência ao estresse mecânico em relação a outros modelos de turbina eólica. A comparação da potência estimada entre os rotores Savonius e Darrieus, segundo o critério $L-\sigma$ é apresentado na Figura 37 (MENET e MÉNART, 2001; MENET, 2004; TANG, YAO, *et al.*, 2012).

Figura 37 – Potência estimada entre os rotores Savonius e Darrieus, segundo o critério $L-\sigma$. Adaptado: (MENET e MÉNART, 2001)

As turbinas Savonius começam a operar em baixas velocidades de vento e apresentam boa resistência mecânica em ventos de alta velocidade, compensando sua baixa eficiência ao atuar em uma ampla faixa de velocidade de vento (MENET, 2004).

Se a taxa de velocidade de ponta de pá for zero, a turbina encontra-se estática e o coeficiente de potência também será zero. Entretanto, com o aumento da taxa de velocidade de ponta de pá, ocorre o aumento do coeficiente de potência até o TSR ficar próximo de 0,8, considerada a faixa ideal de trabalho. Em valores superiores, o coeficiente de potência tende a se reduzir até que o movimento angular da turbina equipara-se à velocidade de escoamento do vento, não exercendo força de arrasto no rotor, com um CP igual a zero. Assim a taxa de velocidade média de uma turbina de arrasto deve girar em torno de 0,25, sendo, assim, possível determinar que a turbina de arrasto não possui velocidade angular superior à velocidade de escoamento do ar. As características operacionais do rotor Savonius são indicadas na Figura 38, determinadas pelo coeficiente de potência e pelo coeficiente de torque em função do TSR do rotor Savonius (GALLO, 1984; MANWELL, MCGOWAN e ROGERS, 2009).

Figura 38 - Características de desempenho do rotor Savonius.
Fonte: (GALLO, 1984)

8.1 Conceitos Fundamentais

A turbina Savonius é uma VAWT simples, atuada pela diferença de força entre as pás côncava e convexa do rotor. Se a diferença das forças de arrasto for diferente de zero, ocorre o movimento da turbina. O ar incide sobre a pá côncava, transmitindo a força necessária para que a pá convexa conduza o escoamento. A Figura 39 apresenta o escoamento principal sobre um rotor Savonius, o sentido de rotação do rotor e a nomenclatura das pás (FERNANDO e MODI, 1989).

Figura 39 - Escoamento principal sobre um rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, 2010)

A diferença de forças entre as pás ocorre porque cada face apresenta um coeficiente de arrasto diferente. Esse princípio ocorre devido ao coeficiente de resistência aerodinâmica, usado para quantificar o arrasto de um objeto em um meio fluido em uma dada superfície. Assim, força de arrasto é a principal força motriz do rotor Savonius. Na Figura 40 é possível constatar que a seção-C (lado aberto de face para o fluxo) possui coeficiente de arrasto quase o dobro do correspondente ao lado aberto faceado a jusante, perfis muito semelhantes ao do rotor Savonius (AKWA, 2010; FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010).

Objeto	Diagrama	C_D ($Re \approx 10^3$)	
Prisma quadrado		$b/h = \infty$	2,05
		$b/h = 1$	1,05
Disco			1,17
Anel			1,20 ^b
Hemisfério (extremidade aberta de face para o fluxo)			1,42
Hemisfério (extremidade aberta faceando a jusante)			0,38
Seção-C (lado aberto de face para o fluxo)			2,30
Seção-C (lado aberto faceando a jusante)			1,20

Figura 40 - Coeficiente de arrasto de diferentes perfis.
Fonte: (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010)

Mesmo alto, o torque inicial não é uniforme em todos os ângulos do rotor, pois o coeficiente de arrasto varia, conforme a posição angular de cada pá e o torque resultante varia em função do ângulo do deslocamento da pá em torno do eixo (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009; AKWA, 2010).

Embora a principal força atuante seja a de arrasto nas turbinas Savonius, a força de sustentação contribui para a produção do torque e para manutenção da rotação. Durante o deslocamento da pá, o coeficiente de sustentação também varia por causa da alteração no ângulo de incidência do vento com as pás do rotor (FERNANDO e MODI, 1989; AKWA, 2010).

A distribuição de pressão sobre a superfície das pás influencia as características operacionais desse aerogerador. A teoria fluidodinâmica do rotor Savonius pode ser descrita em cada posição angular do rotor, com base na Figura 41 (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012):

Figura 41 - Tipos de escoamentos em rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, 2010)

- I. **Escoamento Coandă:** O escoamento Coandă contribui com a potência média da turbina, pois o fluido tende a aderir à superfície convexa da pá. O fluido tem um ganho de velocidade e uma baixa pressão do fluido na superfície convexa. Devido à diferença de pressão, o fluido sofre uma força centrípeta que causa um

aumento no torque (VANCE, 1973; FUJISAWA e GOTOH, 1992; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008; AKWA, 2010);

- II. **Escoamento de arrasto:** A face convexa da pá de avanço produz uma região de baixa pressão, quando o avanço da pá se dá contra o sentido do escoamento e a pá de retorno segue na direção do fluxo. Este fenômeno acarreta a formação do escoamento Coandă na face convexa da pá, ocasionando a redução na separação do escoamento (FUJISAWA e GOTOH, 1992; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008; AKWA, 2010);
- III. **Escoamento na sobreposição:** A sobreposição das pás do rotor gera um escoamento entre as pás, acarretando um efeito de recuperação de pressão, que melhora o desempenho do rotor. O escoamento de ar na parte côncava da pá de retorno, aumenta o coeficiente de torque estático e restabelece os níveis de pressão no lado côncavo da pá (FUJISAWA, 1992; FUJISAWA e GOTOH, 1992; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008; AKWA, 2010).

Figura 42 – Escoamento de ar dentro do rotor Savonius.
Fonte: (FUJISAWA e GOTOH, 1992)

- IV. **Escoamento de estagnação:** Esse escoamento tangencia a pá e acarreta uma região de velocidade nula (ponto de estagnação) na superfície convexa, afetando a potência média do rotor de maneira negativa, pois a pressão estática é mais alta nesse ponto. Devido ao movimento angular do rotor, esse ponto tende a

“deslocar-se” para o centro constantemente. A Figura 43, além de identificar o ponto de estagnação ($\circ$), apresenta o de separação ($\bullet$), onde a camada limite laminar extingue-se (FUJISAWA e GOTOH, 1992; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008; AKWA, 2010; MOHAMED, 2011);

Figura 43 - Escoamento do ar sobre o rotor Savonius.
Adaptado: (FUJISAWA e GOTOH, 1992)

- V. **Vórtice da pá de avanço:** O vórtice da pá de avanço é um produto do efeito de cisalhamento causado pela interação entre o escoamento tangencial advindo da face concava da pá de avanço e o escoamento do fluido, contribuindo para a redução da potência do rotor (FUJISAWA e GOTOH, 1992; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008; KANG, LIU e YANG, 2014);
- VI. **Vórtice da pá de retorno:** O vórtice da pá de retorno se oriunda da diferença de pressão entre a superfície côncava da pá de retorno e o entorno do rotor, como demonstrado na Figura 44 em $\theta = 135^\circ$ (FUJISAWA e GOTOH, 1992; HARIYANTO, SOEPARMAN, *et al.*, 2016);

Figura 44 - Distribuição da pressão superficial.
Fonte: (FUJISAWA e GOTOH, 1992)

Assim, é possível constatar que rotor Savonius produz torque positivo quando perpendicular ao escoamento do vento e produz pouco ou torque negativo quando paralelo ao escoamento. Cada pá do rotor gera dois “pulsos” de torque durante a revolução, e a resultante desses pulsos gera um torque oscilante que se aproxima de uma senoide com uma média positiva.

8.1.1 Dimensionamento

Alguns parâmetros simples possuem grande influência para o desempenho aerodinâmico do rotor Savonius, alterando o seu dimensionamentos, como altura, diâmetro do rotor e diâmetro da pá, dentre outros. Os principais parâmetros estão apresentados na Figura 45.

Figura 45 - Rotor Savonius padrão.

Adaptado: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; ROY e SAHA, 2013)

A razão de aspecto é um padrão de construção do rotor Savonius que corresponde ao quociente entre a altura do rotor e seu diâmetro, conforme Eq. 17 (MENET, 2004).

$$A = \frac{H}{D} \quad \text{Eq. 17}$$

Sendo:

- A – Razão de aspecto [adimensional];
- H – Altura do rotor [m];
- D – Diâmetro da rotor [m].

Outro fator que tem grande relevância é a razão de sobreposição das pás, Eq. 18 (MENET, 2004):

$$\beta = \frac{e}{d}$$

Eq. 18

Sendo:

- β – Razão de sobreposição das pás [adimensional];
- e – Espaçamento da sobreposição das pás [m];
- d – Diâmetro da pá [m].

A razão de afastamento das pás, ainda pouco explorada na literatura, é definida na Eq. 19 (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986).

$$R_a = \frac{a}{d}$$

Eq. 19

Sendo:

- R_a – Razão de afastamento das pás [adimensional];
- a – Afastamento das pás [m];
- d – Diâmetro da pá [m].

As forças de arrasto e de sustentação sobre as pás do rotor, responsáveis pelo movimento angular do rotor Savonius, variam conforme o ângulo de incidência do vento com as pás da turbina e pelos efeitos da rotação da turbina, conforme é demonstrado a decomposição de forças na Figura 46 (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

Figura 46 - Forças atuantes sobre o rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, 2010)

A velocidade angular é igual a Eq. 20.

$$\omega = \frac{2 \cdot \pi \cdot N}{60}$$

Eq. 20

Sendo:

- ω – Velocidade angular do rotor [rad/s];
- N – Número de rotações por minuto [rpm].

A velocidade relativa do vento sobre a pá varia segundo a velocidade do vento que incide sobre a pá e por sua posição angular, Eq. 21 (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012):

$$v_{rel} = v - v_{tan} = v - (\omega \cdot r) \quad \text{Eq. 21}$$

Sendo:

- v_{rel} – Velocidade relativa do vento sobre a pá [m/s];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- v_{tan} – Velocidade tangencial da pá [m/s];
- ω – Velocidade angular [rad/s];
- r – Raio do rotor [m].

Entretanto, a rotação do rotor varia o ângulo de incidência do vento sobre a pá, alterando, de forma contínua, a posição angular da turbina e suas forças resultantes. As interferências das pás do rotor, formato, dimensões e a complexidade do escoamento tornam impossível prever teoricamente os valores das forças envolvidas, que só são obtidos de forma experimental (FERNANDO e MODI, 1989; AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

A força de arrasto pode ser descrita na Eq. 22 (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

$$F_A = \frac{1}{2} \cdot C_A \cdot \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot v_{rel}^2 \quad \text{Eq. 22}$$

Sendo:

- F_A – Força de arrasto [N];
- C_A – Coeficiente de arrasto [adimensional];

- α – Ângulo de incidência do vento sobre a pá [rad];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²];
- v_{rel} – Velocidade relativa do vento sobre a pá [m/s].

A força de sustentação pode ser descrita na Eq. 23 (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

$$F_S = \frac{1}{2} \cdot C_S \cdot \alpha \cdot \rho \cdot A \cdot v_{rel}^2 \quad \text{Eq. 23}$$

Sendo:

- F_S – Força de sustentação [N];
- C_S – Coeficiente de sustentação [adimensional];
- α - Ângulo de incidência do vento sobre a pá [rad];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²];
- v_{rel} – Velocidade relativa do vento sobre a pá [m/s].

A somatória das forças de sustentação e de arrasto é a força resultante, Eq. 24 (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012):

$$F_{res} = \sqrt{F_A^2 + F_S^2} \quad \text{Eq. 24}$$

Sendo:

- F_{res} – Força resultante [N];
- F_A – Força de arrasto [N];
- F_S – Força de sustentação [N].

O torque do rotor Savonius é a integração das forças atuantes sobre as pás, Eq. 25 (AKWA e PETRY, 2011; GASCH e TWELE, 2012).

$$T = \sum_i (F_{res} \cdot r \cdot \sin \gamma)_i \quad \text{Eq. 25}$$

Sendo:

- T – Torque [N.m];
- F_{res} – Força resultante [N];
- r – Raio do rotor [m];
- γ – Ângulo de aplicação da força resultante na pá [rad].

No momento que o rotor se encontra em estado de repouso, o torque, principal responsável pela capacidade de partida do rotor, pode ser definido como estático. Em movimento, o rotor gera o torque dinâmico, principal responsável para geração de energia. O coeficiente do torque estático é descrito como a Eq. 26 (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008; ROY e SAHA, 2013).

$$Ct = \frac{4 \cdot T}{\rho \cdot v^2 \cdot D^2 \cdot H} \quad \text{Eq. 26}$$

Sendo:

- C_t – Coeficiente de torque [adimensional];
- T – Torque [N.m];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- D – Diâmetro do rotor [m];
- H – altura do rotor [m].

A potência mecânica do rotor Savonius é obtida com a Eq. 27 (AKWA, 2010; GASCH e TWELE, 2012).

$$P = T \cdot \omega \quad \text{Eq. 27}$$

Sendo:

- P – Potência [W];
- T – Torque [N.m];
- ω – Velocidade angular do rotor [rad/s];
- C_t – Coeficiente de torque [adimensional];
- λ – Razão de velocidade de ponta do rotor [adimensional].

A potência do rotor Savonius também pode ser estimada com a equação da potência mecânica de uma turbina eólica. A potência do rotor é o produto entre o torque devido à força de arrasto e a velocidade de rotação, o que possibilita determinar que a potência do rotor também pode ser expressa como a Eq. 28 (ROY e SAHA, 2013).

$$P = (\rho \cdot A \cdot v^3) \cdot \left[\frac{C_A \cdot \lambda \cdot (1 - \lambda)^2}{2} \right] \quad \text{Eq. 28}$$

Sendo:

- P – Potência do rotor Savonius [W];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- CA – Coeficiente de arrasto [adimensional];
- λ – Razão de velocidade de ponta do rotor [adimensional].

O coeficiente de potência do rotor representa a fração da energia extraída do escoamento de ar em uma área igual à do rotor, que equivale ao produto do coeficiente de torque pela razão de velocidade de ponta do rotor. Como a potência do rotor Savonius varia ao longo da rotação, ela deve ser determinada segundo o TSR do rotor, Eq. 29 (FERNANDO e MODI, 1989; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012; GASCH e TWELE, 2012).

$$C_p = C_t \cdot \lambda = \frac{P}{P_{eol}} = \frac{T \cdot \omega}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v^3} = \frac{T}{\frac{1}{2} \cdot \rho \cdot A \cdot v_o^2 \cdot r} \cdot \frac{\omega \cdot r}{v} \quad \text{Eq. 29}$$

- Cp – Coeficiente de potência do rotor Savonius [adimensional];
- Ct – Coeficiente de torque do rotor Savonius [adimensional];
- λ – Razão de velocidade de ponta do rotor [adimensional];

- P – Potência do rotor [W];
- P_{col} – Potência eólica [W];
- T – Torque do rotor Savonius [N.m];
- ω – Velocidade angular do rotor [rad/s];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- A – Área de seção transversal da turbina [m²];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- r – Raio do rotor [m].

O número de Reynolds pode ser calculado pela Eq. 30 (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008):

$$Re = \frac{\rho \cdot v \cdot D}{\mu} \quad \text{Eq. 30}$$

Sendo:

- Re – Número de Reynolds [adimensional];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- D – Diâmetro do rotor [m];
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [N.s/m²].

Devido à natureza complexa do escoamento ao redor do rotor, com elevado número de recirculações e a interferência mútua entre as pás, é muito difícil de prever o desempenho do rotor Savonius, apesar da simplicidade de sua estrutura. Atualmente, existe apenas três maneiras usuais para determinar o desempenho de um rotor Savonius:

simulação numérica, experimento de campo e ensaio em túnel de vento (FERNANDO e MODI, 1989; AKWA e PETRY, 2011; ROGOWSKI e MAROŃSKI, 2015).

8.2 Vantagens e Limitações

Quando comparada a outros modelos de turbinas eólicas ou a outras fontes de microgeração de energia, a turbina Savonius apresenta diferentes vantagens e limitações.

8.2.1 Vantagens

As turbinas Savonius podem ser uma alternativa tecnológica interessante para geração descentralizada de energia, possuindo como vantagem sobre outros aerogeradores (VANCE, 1973; MODI e FERNANDO, 1989; MODI e FERNANDO, 1993; MENET, 2004; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012):

- Configuração simples;
- Construção simples;
- *Design* modular; apresenta uma grande variedade de opções de configuração do rotor para diferentes necessidades;
- Baixo custo de fabricação, de montagem e de manutenção;
- Alto torque de arranque e de operação;
- Omnidirecional, atuando com ventos de todas as direções e assim eliminando a necessidade de orientação e de estudos prévios sobre a direção do vento;
- Baixo ruído;
- Pequeno desgaste de peças móveis;
- Alta confiabilidade;
- Velocidade operacional relativamente baixa;
- Desempenho estável, por atuar com ampla faixa de velocidade de vento;
- Funcional para ventos turbulentos;

- Alta resistência mecânica para ventos em alta velocidade;
- Centro de gravidade mais baixo, resultando em maior estabilidade e menores cargas aerodinâmicas;
- Componentes para conversão em energia elétrica próximo ao solo, reduzindo o custo de instalação e de manutenção;
- Efeito de esteira limitado.

8.2.2 Limitações

As principais limitações dos rotores Savonius são (MENET, 2004; JOHNSON, 2006; ROGOWSKI e MAROŃSKI, 2015; DUWT, 2019):

- Baixa eficiência em comparação à HAWTs;
- Baixa potência;
- Falta de referencial teórico e de modelo de referência para dimensionamento;
- Grande massa do material;
- Baixa velocidade de ponta de pá;
- Oscilação no torque durante operação;
- Dificuldade em projetar turbinas de alta potência devido à grande massa do rotor.

8.3 Parâmetros de Montagem

Uma grande vantagem do rotor Savonius é sua configuração modular, que permite diferentes montagens e parâmetros geométricos, mesmo que sejam relativamente simples em comparação às turbinas de sustentação. O desempenho do rotor Savonius pode variar em função das condições operacionais, parâmetros geométricos e do escoamento de ar. Essas alterações podem acarretar a variação do coeficiente de potência de 5% a 30% (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

A maioria das pesquisas, relatadas em literatura específica, está relacionada ao projeto de geometria do rotor. Os parâmetros mais estudados são: a variação do diâmetro em relação à altura do rotor, a distância da sobreposição das pás, o número de pás e estágios, o uso de placa final e o perfil da pá, dentre outros. Estas alterações promovem uma diversidade de escoamentos de ar em torno da turbina e, conseqüentemente, variam o desempenho do rotor e os torques estático e dinâmico, provocando, conseqüentemente, variações no desempenho.

8.3.1 Razão de aspecto (A)

A razão de aspecto, fator de grande influência no desempenho da turbina, é determinada pelo quociente entre a altura e o diâmetro do rotor; a Figura 47 ilustra rotores Savonius com diferentes razões de aspecto.

Figura 47 - Modelo de rotores com diferentes razões de aspecto.
Fonte: (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012)

Os rotores eólicos, com razões de aspecto iguais a 0,77 apresentam desempenho ótimo e possuem coeficiente de potência máxima em relação aos demais, como

representado na Figura 48. O aumento da razão de aspecto acarreta o aumento da velocidade angular do rotor, semelhante à adição de placa de extremidade, entretanto acarreta uma redução no torque e na inércia (VANCE, 1973; MODI, ROTH e FERNANDO, 1984; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

Figura 48 - Efeito da razão de aspecto no C_p do rotor Savonius de estágio único.
Adaptado: (MODI, ROTH e FERNANDO, 1984)

Rotores com menores diâmetro geram um desvio do escoamento de ar rapidamente. O rotor de baixa relação de aspecto é beneficiado por sua estrutura, pois as pás mais largas proporcionam melhor estabilidade de operação, coeficiente de potência mais alto e maior torque, mas também conferem menor velocidade angular, tal como representado na Figura 49 (VANCE, 1973; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012; ROY e SAHA, 2013).

Figura 49 - Efeitos da razão de aspecto no rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, 2010)

Na Figura 49 “a” são apresentadas as configurações estudadas, sendo o rotor 1 com a menor razão de aspecto e o rotor 5 com a maior. Os itens “b” e o “c” apresentam o torque gerado por cada rotor dinamicamente e estático consecutivamente, sendo que rotores com menor razão de aspecto possuem torque superior. Por fim, o item “d” apresenta que rotores com maior razão de aspecto possuem velocidades angulares maiores (VANCE, 1973).

8.3.2 Razão de sobreposição das pás (β)

Por conta do escoamento de ar entre as pás, a sobreposição das pás tem grande influência no desempenho. É definida como a razão entre a distância entre as duas pás no centro da turbina e o diâmetro do rotor. Assim, os rotores Savonius com sobreposição apresentam melhor desempenho que rotores sem sobreposição (ALEXANDER e HOLOWNIA, 1978; USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; FUJISAWA, 1992; BISWAS, GUPTA e SHARMA, 2007).

Para se obter uma melhor eficiência, existe um valor ideal da sobreposição das pás. Se essa razão for pequena, impede o escoamento do vento para a pá de retorno, reduzindo a potência. Se a razão for grande, o vento não incidirá sobre a pá de avanço de maneira satisfatória, reduzindo o arrasto (AKWA, 2010; AKWA e PETRY, 2011).

O coeficiente de potência ótimo nas velocidades de vento de 4 a 8 m/s é quando a razão de sobre posição das pás é igual a 0,20, conforme apresentado na Figura 50, mas esse valor é alterado segundo diversos parâmetros. Assim, pode-se afirmar que o valor de sobreposição ótimo varia entre 0,15 e 0,25, contribuindo para aumentar a eficiência do rotor e os coeficientes de torque estático, especialmente da pá de retorno (ALEXANDER e HOLOWNIA, 1978; USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; BISWAS, GUPTA e SHARMA, 2007; ROY e SAHA, 2013).

Figura 50 - Variação do coeficiente de potência em razão da sobreposição das pás.
Adaptado: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986)

8.3.3 Razão de afastamento das pás (R_a)

A razão de afastamento das pás¹⁸ da turbina Savonius é definida como a razão entre o afastamento das pás e o diâmetro da pá do rotor. Estudos que aferem a influência da razão de afastamento das pás apresentam que o aumento da razão é inversamente proporcional ao coeficiente de potência e de torque, como indica a Figura 51. Estudos constatarem que o coeficiente de potência diminui gradualmente com o aumento da razão de afastamento da pá (ALEXANDER e HOLOWNIA, 1978; USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986).

Estudos pioneiros no tema foram elaborados antes da década de 90. O primeiro pertenceu de Alexander e Holownia (1978), que realizaram diferentes ensaios em túnel de vento, demonstrando, na Figura 51, a relação entre a variação da sobreposição e de afastamento das pás, em que “ y/c ” representa a razão de afastamento das pás.

¹⁸ Gap Ratio

Figura 51 - Variação da eficiência máxima pela posição relativa da pá.
 Fonte: (ALEXANDER e HOLOWNIA, 1978)

É possível constatar, na Figura 51, que a taxa de afastamento ideal é próxima de 0,0. Dentro dessas especificações, o rotor Savonius ensaiado atingiu o coeficiente de potência de, aproximadamente, 0,14 (ALEXANDER e HOLOWNIA, 1978).

O coeficiente de arrasto, gerado em função da posição angular do rotor Savonius, resulta em uma senoide, com amplitude inversamente proporcional à da razão de afastamento das pás, como é possível observar na Figura 52. Quando a razão é nula, há grande amplitude do coeficiente de arrasto e, quando é igual a 1.0 pode ser considerada uma constante (IRABU e ROY, 2011).

Figura 52 - Coeficiente de arrasto em função da posição angular.
Fonte: (IRABU e ROY, 2011)

Os poucos estudos sobre os efeitos de afastamento das pás negativo (aproximação das pás) aferiram que a razão de afastamento ideal seria igual a $-0,1$, pois proporcionariam um aumento de 16% no coeficiente de torque médio do rotor Savonius, em relação ao rotor referência do estudo, como demonstrado na Figura 53. Entretanto esse estudo não apresenta escalabilidade em função da razão de afastamento das pás (EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019), conforme será discutido nos próximos capítulos.

Figura 53 - Variações do coeficiente de potência em relação à TSR.
Fonte: (EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

8.3.4 Número de pás

A Figura 54 ilustra modelos de rotores Savonius com diferentes números de pás, sendo esse um parâmetro de grande impacto na eficiência da turbina Savonius; rotores com duas, três e quatro pás tornaram-se usuais, e a escolha do número de pás depende das condições de operação da turbina.

Figura 54 - Modelos de rotores com diferente número de pás.
Fonte: (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012)

Há grande variação de torque durante a operação de um rotor Savonius convencional de duas pás. Em algumas posições angulares, seu torque se aproxima de zero, chegando a ficar negativo, pois cada pá da turbina tem metade de seu movimento atuando contra o vento, o que reduz o desempenho do rotor. A adição de pás ao rotor aumenta a força de arrasto, gera maior torque em posições angulares e possui torque estático de partida superior, se comparado ao de duas pás. A Figura 55 demonstra o efeito do número de pás no torque estático de um rotor Savonius (VANCE, 1973; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010; ALI, 2013).

Figura 55 - Efeito do número de pás no torque estático de um rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, 2010)

Entretanto, o aumento das pás desvia o escoamento do ar que incidiria na pá seguinte, causando o mesmo efeito no escoamento de ar para a próxima pá, gerando um efeito cascata, o que leva à conclusão de que quanto maior o número de pás, as interferências nas pás também aumentam, resultando na diminuição da velocidade angular do rotor e do coeficiente de potência médio, Figura 56 (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010; ALI, 2013).

Figura 56 - A variação do C_p em função da TSR de duas e de três pás.
Adaptado: (ALI, 2013)

Assim, o rotor com duas pás apresenta um desempenho superior em relação às outras configurações, independentemente do número de estágios, sendo cerca de 1,5 vezes maior que o do rotor de três pás (MENET, 2004; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; ALI, 2013).

8.3.5 Número de estágios

Os rotores de múltiplos estágios objetivam minimizar dois problemas operacionais das turbinas Savonius: 1) dependendo da orientação em que o vento incidir sobre determinado ângulo do rotor Savonius, o torque de partida pode ser insuficiente para a auto partida; 2) a adição de estágios permite reduzir a variação de torque nas turbinas Savonius com baixa perda de desempenho (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; POPE, 2009; AKWA e PETRY, 2011).

Como apresentado na Figura 57, os rotores de múltiplos estágios consistem na instalação de diferentes rotores no mesmo eixo, com ângulo das pás variados, para escalonar os picos de potência produzidos em cada etapa, reduzindo a variabilidade da

potência total, com a operação em paralelo de vários rotores (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; POPE, 2009; AKWA e PETRY, 2011).

Figura 57 - Modelos de rotores de um, de dois e de três estágios.
Fonte: (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008)

A Figura 58 apresenta o efeito do número de estágios no coeficiente de torque do rotor Savonius; é possível constatar o escalonamento de pico de coeficiente de torque em função do número de estágios (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; POPE, 2009; AKWA e PETRY, 2011).

Figura 58 - Efeito do número de estágios no coeficiente de torque do rotor.
 Fonte: (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012)

Em rotores de três estágios, as pás são posicionadas a 120° , deslocadas entre si. Esse arranjo aufer alta capacidade de partida do rotor e possui coeficiente de torque uniforme, mas atinge um pico de potência mais baixo que rotores de estágio único, sendo indicado para locais com baixa velocidade de vento (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010).

O uso de dois estágios com as pás deslocadas 90° entre si permite um bom desempenho. O rotor de dois estágios fornece potência mais alta que o rotor de estágio único, conferindo coeficientes de potência mais altos e melhor desempenho aerodinâmico, em virtude do torque estático mais alto e da alta capacidade de partida do rotor, conforme apresentado na Figura 59 (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

Figura 59 – Cp em função da velocidade para diferentes número de estágios.

Fonte: (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008)

Múltiplos estágios proporcionam melhor torque estático e, por consequência, maior capacidade de partida em baixas velocidades, tendo, contudo, a operação prejudicada pelo aumento de inércia e da redução de potência e de torque dinâmico (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010; MOHAMED, 2011; ROY e SAHA, 2013).

8.3.6 Perfil de pá

A fim de melhorar o desempenho das turbinas Savonius, vários perfis de pás são desenvolvidos, entre eles, os semicirculares, os semielípticos e os de Bach. É possível desenvolver um número infinito de formas geométricas para os rotores.

8.3.6.1 Perfil semicircular

Idealizado por Sigurd Savonius, o clássico e simples perfil semicircular é inspirado no rotor Flettner e consiste em um cilindro cortado na transversal e deslocado de modo que a seção transversal se assemelhe à letra “S”. Ao mesmo tempo em que o rotor semicircular apresenta alto coeficiente de torque estático em determinados ângulos, chega a apresentar torque muito baixo e negativo em outros, fazendo com que o coeficiente de potência máximo seja de 23% (SAVONIUS, 1929; FLEMING e PROBERT, 1984; KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009).

8.3.6.2 Perfil semielíptico

O perfil semielíptico (Figura 60) é uma variação do semicircular com coeficiente de torque estático superior. Ainda apresenta torques muito baixos e negativos, porém são superiores aos do seu antecessor. O coeficiente de potência máximo é de 26% (ROY e SAHA, 2015).

Figura 60 - Perfil semielíptico.
Fonte: (ROY e SAHA, 2015)

O ângulo do arco da pá semielíptica é um parâmetro geométrico que descreve a curvatura angular da seção transversal da pá. A literatura apresenta diferentes valores, e sugere que o valor ideal esteja entre 124° e 135° (FERNANDO, 1987; KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009).

8.3.6.3 Perfil Bach

A Figura 61 ilustra o perfil Bach, que é considerado o segundo perfil mais comum utilizado em rotores Savonius. Esse modelo, que se assemelha ao perfil de um anzol, associa uma placa plana com um arco e foi desenvolvido em 1931, por G. von Bach (BACH, 1931; CHEN, CHEN e ZHANG, 2018).

Figura 61 - Perfil Bach.
Fonte: (CHEN, CHEN e ZHANG, 2018)

O rotor Bach tem desempenho mais alto que o rotor semicircular, na relação de velocidade de ponta mais baixa e mais alta. Na faixa de velocidade de ponta intermediária, o rotor semicircular possui melhor desempenho que o Bach (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009; CHEN, CHEN e ZHANG, 2018).

O coeficiente de potência máximo é de 30% e o desempenho é aproximadamente 10% superior ao de um rotor de perfil semicircular nas mesmas condições. Ao contrário do rotor semicircular, que mantém o fluido concentrado no centro da pá, no perfil Bach o fluido escoar para a extremidade da pá, fazendo com que a distância do ponto da força exercida pelo fluido até o eixo seja maior, gerando maior torque (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009; AKWA, 2010; ROY e SAHA, 2015).

8.3.6.4 Perfil Benesh

Desenvolvido em 1996 por Alvin H. Benesh, o perfil Benesh (Figura 62) é considerado um dos perfis mais eficientes, com coeficiente de potência máximo de 29%, apresenta bom desempenho na auto partida e no torque (BENESH, 1996; ROY e SAHA, 2015).

Figura 62 - Perfil Benesh.
Fonte: (ROY e SAHA, 2015)

8.3.6.5 Perfil Helicoidal

Comparado ao perfil semicircular, a principal vantagem do rotor helicoidal, representado na Figura 63, é a menor variação de torque, pois o coeficiente de torque

estático do rotor helicoidal é positivo e o torque é alto em todas suas posições angulares, o que proporciona desempenho superior ao semicircular, com coeficiente de potência máximo de 19% (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009).

Figura 63 - Perfil helicoidal.
Fonte: (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009)

8.3.6.6 Pá Torcida

Na pá torcida, Figura 64, o perfil é diferente na posição superior e na inferior, com as bordas da pá torcidas em relação ao eixo. O ângulo de torção ideal gira em torno de $12,51^\circ$, angulação que reduz o torque negativo e melhora a auto partida, contrastando com um perfil semicircular (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009; CHEN, CHEN e ZHANG, 2018).

Figura 64 - Pá torcida.
Fonte: (CHEN, CHEN e ZHANG, 2018)

A pá torcida gera alto torque estático e alta velocidade de rotação, com funcionamento mais suave e eficiente, se comparado com o rotor convencional. Para velocidades de ventos menores, é recomendável um ângulo de torção maior, a fim de obter potência máxima e melhores características de partida. O coeficiente de potência máximo é de 19% (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009; MOHAMED, 2011).

8.3.6.7 Pá seccionada

A Figura 65 apresenta o perfil de pá seccionada, que possui configuração semelhante à do perfil semicircular, mas seccionada, de modo que cada secção da pá possui um eixo próprio; as secções são abertas ao se moverem contra o vento, minimizando a carga de empuxo na pá de retorno (REUPKE e PROBERT, 1991; ROY e SAHA, 2013).

Figura 65 - Pá seccionada.

Fonte: (REUPKE e PROBERT, 1991)

Com isso, o torque estático da pá seccionada é 35% superior ao do perfil semicircular. No entanto, seu desempenho medido foi de apenas 5%, muito inferior aos demais perfis. Além de apresentar um torque positivo, este conceito reduz a oscilação do torque médio (REUPKE e PROBERT, 1991; ROY e SAHA, 2013).

8.3.6.8 Vela

Atipicamente são utilizadas velas para gerar o arrasto no rotor Savonius, como demonstrado na Figura 66. É inferido que foi desenvolvido na Índia, em 1979, objetivando reduzir o peso total e aumentar a área projetada. O vento alterna a superfície côncava da vela, conforme o sentido do vento, mantendo o torque positivo, mesmo com baixas velocidades de vento. Esse projeto é leve e flexível, proporcionando baixo custo e boa capacidade de partida, além de oferecer a possibilidade de recolher as velas, apesar da baixa eficiência (FLEMING e PROBERT, 1984; ERSOY e YALCINDAG, 2014).

Figura 66 - Rotor Savonius com vela de tecido.
Fonte: (ERSOY e YALCINDAG, 2014)

8.3.7 Placa final

A peça mais simples que pode ser adicionada a um rotor Savonius para contribuir para o aumento do desempenho é a placa final. Colocadas na extremidade vertical dos rotores, são placas circulares que visam reforçar a estrutura do rotor, como apresentado na Figura 67 (MENET, 2004; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

Figura 67 - Modelos de rotores com e sem placa final.
Fonte: (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012)

Por diminuir a perda de escoamento de alta pressão do lado côncavo das pás, transferindo-a para o escoamento externo, que possui baixa pressão em relação ao rotor, a placa final pode aumentar o coeficiente de potência médio de uma turbina Savonius e permitir que a turbina opere com taxas de velocidade de ponta superiores (MENET, 2004; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

A finalidade da placa final é manter a diferença de pressão entre o lado côncavo e o lado convexo das pás em níveis satisfatórios, ao longo de toda a superfície do rotor e permitir que o escoamento no rotor se aproxime da equivalência nos dois lados, para reduzir perdas no desempenho aerodinâmico. Com placa final, o coeficiente de potência fica 36% superior, como é possível avaliar na Figura 68 (MENET, 2004; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010; JEON, JEONG, *et al.*, 2015).

Figura 68 - Efeito das placas final no desempenho de um rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, 2010)

O diâmetro ideal da placa final deve ser 10% superior ao diâmetro do rotor. Não deve ser superior para não acarretar o aumento da massa do rotor. E se a placa final possuir

diâmetros inferior a 10% não haverá influência no desempenho do rotor. As espessuras das placas devem ser desprezíveis em relação à altura do rotor (MENET, 2004; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010).

8.3.8 Eixo

O eixo não é um elemento essencial para a turbina Savonius, mas fornece maior rigidez à estrutura. Entretanto, o eixo passante interfere no desempenho da turbina, pois afeta o escoamento de ar entre a sobreposição das pás. Assim, turbinas que não possuem eixo apresentam um desempenho superior às que possuem eixo; por esta razão as pás devem ser fixadas à placa final. A Figura 69 ilustra rotores com e sem eixo (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2009; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

Figura 69 - Modelos de rotores com e sem eixo.
Fonte: (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012)

8.3.9 Borda da pá

Um rotor Savonius de estágio único possui quatro bordas verticais, duas em cada pá do rotor. Kamoji, Kedare e Prabhu (2006; 2008), apresentam dados sobre a influência da condição da borda da pá no torque estático do rotor Savonius. O artigo supracitado analisa bordas arredondadas e planas, conforme apresentado na Figura 70, concluindo

que o coeficiente de torque estático melhora em rotores com arestas arredondadas, principalmente na posição angular de até 45°, mas não considerou esta variação relevante e nem considera outras variações de bordas (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008).

Figura 70 – Perfil de pá com borda plana e arredondada.
Adaptado: (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008)

8.3.10 Defletor

Uma das principais limitações que a turbina Savonius apresenta é o torque negativo, gerado pela pressão do vento que é exercida sobre a superfície convexa da pá de retorno, reduzindo o coeficiente de potência. O arrasto negativo pode ser reduzido evitando o escoamento de ar na pá de retorno do rotor, e assim o coeficiente de potência é aprimorado com o auxílio desses defletores de escoamento (MOHAMED, JANIGA, *et al.*, 2011; AKWA, VIELMO e PETRY, 2012).

Os defletores são peças estáticas, de diferentes configurações que, desviando o escoamento de ar, melhoram o desempenho da turbina e, em contrapartida, tornam o rotor mais complexo e dependente da orientação do vento. Os defletores proporcionam um aumento no escoamento de massa através do rotor, que, dependendo do modelo de defletor, obtém diferentes resultados, como o aumento da velocidade do escoamento, enquanto a pressão do escoamento reduz, ou uma elevação brusca na pressão, que permite as recirculações (HANSEN, 2008; AKWA, 2010).

8.3.10.1 Escudo

O uso de escudos planos (Figura 71) ou semicirculares como obstáculo à frente da pá de retorno do rotor reduz o torque negativo e aumenta a potência do rotor. O uso de escudos proporciona de 47,8% a 49,6% de melhoria no desempenho com vento de baixa velocidade (ROY e SAHA, 2013; ALOM e SAHA, 2018).

Figura 71 - Rotor Savonius com escudo.
Fonte: (ROY e SAHA, 2013)

8.3.10.2 Placa defletora

Como o escudo, a placa defletora (Figura 72) minimiza a carga de empuxo na pá de retorno. As placas podem ser posicionadas em diferentes ângulos, obtendo melhor rendimento se posicionadas a 30°, quando o desempenho do rotor aumenta em 27% (MOHAMED, 2011; ALOM e SAHA, 2018).

Figura 72 – Rotor Savonius com placa defletora.
Fonte: (ALOM e SAHA, 2018)

8.3.10.3 Defletor em V

O defletor em V, ilustrado na Figura 73, posicionado à frente da pá de retorno do rotor Savonius, aumenta a velocidade do escoamento de ar incidente na superfície da pá de avanço e reduz o arrasto negativo na pá de retorno, proporcionando aumento de até 20% da potência do rotor Savonius (ROY e SAHA, 2013; ALOM e SAHA, 2018).

Figura 73 - Rotor Savonius com defletor em V.
Fonte: (ROY e SAHA, 2013)

O coeficiente de potência máxima obtido com defletor em V, varia de acordo com o seu ângulo. Para obter seu desempenho máximo e operar em uma faixa mais ampla da taxa de velocidade da ponta, a angulação ideal do defletor é de 37° (ROY e SAHA, 2013; ALOM e SAHA, 2018).

8.3.10.4 Bico convergente

A Figura 74 ilustra o bico convergente, que é posicionado na frente da pá de avanço do rotor para aprimorar o aproveitamento de energia em baixas velocidades do vento, pois a redução da área aumenta a velocidade do vento em até cinco vezes e minimiza a carga de empuxo na pá de retorno. O uso desse equipamento aumenta o coeficiente de potência em 25%, o qual, com a configuração ideal, pode chegar a 50%, mas torna o rotor mais complexo e dependente da orientação do vento (ALOM e SAHA, 2018; ROY e SAHA, 2013).

Figura 74 - Rotor Savonius com bico convergente.
Fonte: (ALOM e SAHA, 2018)

8.3.10.5 Cortina

A cortina é um simples defletor de vento, representado na Figura 75, instalado à frente da pá de avanço do rotor, que aumenta o desempenho do rotor e pode reduzir o torque negativo da pá de retorno, permitindo direcionar um maior escoamento de vento para a pá de avanço, sem alterar sua configuração (TANG, YAO, *et al.*, 2012; ROY e SAHA, 2013; ALOM e SAHA, 2018).

Figura 75 - Rotor Savonius com cortina.
Fonte: (TANG, YAO, *et al.*, 2012)

No rotor, a instalação de uma cortina pode melhorar seu desempenho em 38%, mas reduz a resistência da turbina Savonius, deixando o rotor mais complexo e dependente da orientação do vento. Cortinas mais longas possuem melhor torque estático, sendo o ângulo ideal para a placa superior (β) de 15° e de 45° para a placa inferior (α) da Figura 75 (TANG, YAO, *et al.*, 2012; ROY e SAHA, 2013; ALOM e SAHA, 2018).

8.3.10.6 Palheta guia

A Figura 76 representa a palheta guia, que orienta o escoamento de ar para a fase côncava da turbina e desvia o escoamento da fase convexa da pá de retorno, melhorando a captação eólica do rotor e reduzindo o torque negativo. Rotores Savonius com a palheta registram aumento do coeficiente de potência em 50% (EL-ASKARY, NASEF, *et al.*, 2015; ALOM e SAHA, 2018).

Figura 76 - Rotor Savonius com palheta guia.
Fonte: (ALOM e SAHA, 2018)

8.3.10.7 Caixa guia (GBT)

A caixa guia (GBT¹⁹), ilustrado na Figura 77, é uma caixa retangular que direciona o escoamento de vento para o rotor, cuja função é reduzir o torque negativo e aumentar a velocidade de rotação e a potência do rotor com ventos de baixa velocidade (IRABU e ROY, 2007; TANG, YAO, *et al.*, 2012; ROY e SAHA, 2013).

Figura 77 - Rotor Savonius com caixa guia.
Fonte: (TANG, YAO, *et al.*, 2012)

¹⁹ Guide-Box Tunnel

O uso da caixa guia eliminou o torque negativo no rotor Savonius quando o ângulo de abertura da caixa variava entre 60° e 90°. A razão ideal da largura da caixa guia pelo diâmetro do rotor é de 0,43, quando se obtém um aumento de 23% no rendimento do rotor Savonius clássico, apesar do considerável aumento de complexidade do equipamento (IRABU e ROY, 2007; TANG, YAO, *et al.*, 2012; ROY e SAHA, 2013).

8.3.11 Número de Reynolds (Re)

O coeficiente de Reynolds, também conhecido como número de Reynolds, está associado às principais forças atuantes em um fluido, como as forças inerciais e as forças viscosas do fluido e pode ser classificado, respectivamente, como correspondente a escoamento turbulento e laminar. Para números de Reynolds altos ($Re > 4.000$), as forças inerciais, que são proporcionais à velocidade, são maiores que as forças viscosas, enquanto, para indicadores pequenos ou moderados ($Re < 2.300$), as forças viscosas são maiores (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

A variação no número de Reynolds afeta o desempenho de um rotor Savonius, pois o aumento desse indicador destaca a separação da camada limite na superfície convexa da pá de retorno. Ocorre assim a redução da força de arrasto na pá de retorno e a força de sustentação aumenta acarretando o aumento do torque do rotor, conforme indicado na Figura 78 (AKWA, 2010; ROY e SAHA, 2013).

Figura 78 - Influência do número de Reynolds no desempenho do rotor Savonius.
Fonte: (AKWA, VIELMO e PETRY, 2012)

Assim, se o número de Reynolds aumenta, o coeficiente de potência também aumenta.

Turbinas que não possuem sobreposição, com razão de sobreposição nula, apresentam melhor coeficiente aerodinâmico com número de Reynolds mais alto, enquanto rotores com sobreposição apresentam resultados melhores com número de Reynolds mais baixo (MORSHED, RAHMAN, *et al.*, 2013).

8.3.12 Acessórios

Alguns acessórios podem ser adicionados ao rotor Savonius para aumentar o coeficiente de potência.

8.3.12.1 Fenda na pá

A Figura 79 ilustra o uso de fendas de ventilação, que é considerado simples e eficaz para minimizar a carga de empuxo na pá de retorno, podendo-se obter melhoria de 7,53% se a velocidade angular for baixa (ABRAHAM, PLOURDE, *et al.*, 2012; CHEN, CHEN e ZHANG, 2018).

Figura 79 – Turbina Savonius com fenda na pá.
Fonte: (ABRAHAM, PLOURDE, *et al.*, 2012)

8.3.12.2 Válvula na pá

A válvula é instalada nas pás do rotor Savonius, como ilustrado na Figura 80, abrindo-se automaticamente sob pressão, quando a pá de retorno avança contra o vento, reduzindo o torque negativo exercido sobre a pá, sendo posteriormente fechada automaticamente pela força centrífuga. Sem comprometer a simplicidade na configuração do rotor, o uso da válvula proporciona melhoria de 26% a 31% no coeficiente de potência (RAJKUMAR e SAHA, 2006; SAHA, THOTLA e MAITY, 2008; AKWA, 2010).

Figura 80 – Pá com válvula.
 Fonte: (SAHA, THOTLA e MAITY, 2008)

8.3.13 Espessura da pá

Quanto maior a espessura da pá, maior a massa do rotor e a necessidade de torque efetivo. Uma pá com espessura maior possui menor raio côncavo e maior raio convexo, reduzindo a diferença de arrasto que, conseqüentemente, resulta num menor torque. Entretanto, a formação de vórtices é proeminente para pás de menor espessura, formando uma zona de baixa pressão na face convexa, como demonstrado na Figura 81 e reduzindo a força de arrasto e o torque. A espessura ideal da pá, que influencia significativamente no torque inicial, varia de 2 a 5 mm (KUMAR, SURYA, *et al.*, 2018; KERIKOUS e THÉVENIN, 2019).

Figura 81 – Influência da espessura da pá no escoamento.
 Fonte: (KUMAR, SURYA, *et al.*, 2018)

8.3.14 Intensidade de turbulência (IT)

Outro fator que afeta o desempenho é a escala da turbulência, pouco avaliada para os rotores Savonius. A intensidade turbulenta é definida como a razão entre a raiz quadrada média das flutuações da velocidade e a velocidade média do fluxo. A intensidade de turbulência afeta o escoamento de ar sobre o rotor, influenciando na transferência de quantidade de energia da corrente de ar para o rotor. O aumento da intensidade de turbulência reduz o coeficiente de torque e, por consequência, a potência do rotor. Uma intensidade de turbulência menor ou igual a 1% é geralmente considerada baixa e intensidades de turbulência maiores que 10% são consideradas altas. Quando ocorre o aumento da intensidade de turbulência de 1% para 10%, ocorre a queda do coeficiente de potência em aproximadamente 12% (COCHRAN, BANKS e TAYLOR, 2004; AKWA, 2010; ANSYS, 2013).

8.4 Aspectos Econômicos

A economia de energia e a redução de custos são fatores relevantes para a difusão da tecnologia de microgeração de energia, mas aspectos econômicos relacionados às turbinas Savonius são pouco explorados na literatura.

O custo de um projeto de energia eólica depende de três fatores principais: custo de capital (CAPEX²⁰), custo de operação e manutenção (OPEX²¹) e vida útil da turbina. Existem diversos métodos para estimar o custo de um projeto de energia eólica, mas o método mais comum é o custo nivelado de eletricidade (LCOE²²), determinado, de maneira geral, pela razão da soma dos custos pela soma da eletricidade gerada ao longo da vida do gerador (SANTHAKUMAR, PALANIVEL e VENKATASUBRAMANIAN, 2019).

O período de retorno do investimento²³ de uma turbina Savonius é determinado em função de sua produção anual de energia, variando em função do preço e do regime de ventos do local da instalação (DUWT, 2019). O preço das pequenas turbinas eólicas de eixo vertical varia entre US\$ 600,00 e US\$ 1.500,00, com OPEX girando em torno de 10% do custo inicial do sistema de instalação (ROY e SAHA, 2015; SANTHAKUMAR, PALANIVEL e VENKATASUBRAMANIAN, 2019).

O LCOE para turbinas eólicas é de US\$ 0,07/kWh a US\$ 0,20/kWh, variando em função do preço de venda de energia e da incidência e velocidade do vento (ROY e SAHA, 2015; SANTHAKUMAR, PALANIVEL e VENKATASUBRAMANIAN, 2019).

²⁰ *CAPital EXpenditure*

²¹ *OPerational EXpenditure*

²² *Levelized Cost of Energy*

²³ *Payback*

Estima-se que uma turbina Savonius com um metro de altura e um metro de diâmetro, com capacidade de geração de eletricidade anual estimada de 245 a 1.577 kWh/ano, tenha o investimento retornado em, aproximadamente, 3.100 dias, o que equivale a aproximadamente 8,5 anos quando conectado à rede (ROY e SAHA, 2015; SANTHAKUMAR, PALANIVEL e VENKATASUBRAMANIAN, 2019).

Tabela 1 - Período de retorno de uma turbina Savonius

Parâmetros	Turbina Savonius
Eficiência da turbina	18% - 23%
Eficiência geral	~12,9%
Potência [kWh/dia]	1,01 – 0,82
Custo da turbina [USD]	600,00 – 1.500,00
Custo de manutenção	10%
LCOE [USD/kWh]	0,07 – 0,20
Vida útil [Anos]	20,0
Período de retorno [Anos]	~8,5

Adaptado: (ROY e SAHA, 2015; SANTHAKUMAR, PALANIVEL e VENKATASUBRAMANIAN, 2019).

O rotor Savonius UGE Vision Air 5, com 3,2 kW de potência, é capaz de produzir 4.000kWh/ano a uma velocidade média de 5,5m/s, enquanto um modelo de Savonius Helix Wind S594 produz, aproximadamente, 3.000 kWh/ano com velocidade média de 7 m/s, reduzindo o tempo de retorno (CASINI, 2016).

Quando comparado a sistemas fotovoltaicos em locais com valores de irradiância solar entre 1.000 e 1.500 kWh/m, o sistema eólico com rotor Savonius é

competitivo quando a velocidade média anual de vento for superior 9 m/s, conforme demonstrado na Figura 82 (CASINI, 2016).

Figura 82 - Custos de produção de energia para fontes renováveis.
Adaptado: (CASINI, 2016)

Com o aumento do consumo e o consequente aumento dos custos de energia, os incentivos à microgeração de energia são oportunos no Brasil, fazendo-se necessária a adoção de políticas de incentivo capazes de contribuir com a maturidade tecnológica e com o engajamento da sociedade na construção de uma nova matriz tecnológica e energética que priorize a geração e o consumo sustentável.

9. ENSAIOS NUMÉRICOS DE ROTORES SAVONIUS

Para estudar o escoamento de fluidos, faz-se necessário o uso de ensaios experimentais e/ou numéricos. Os ensaios experimentais são feitos usualmente em túneis de vento, enquanto ensaios numéricos envolvem a resolução de equações diferenciais. A resolução de equações diferenciais de escoamento de fluidos com o uso de computador denomina-se Dinâmica de Fluidos Computacional (CFD²⁴) (ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017).

Ensaio computacional pode ser definido como o uso de recursos computacionais para a resolução das equações, com o objetivo de avaliar as características do escoamento de um fluido. Originalmente, o ensaio computacional foi desenvolvido para resolução de desafios das indústrias aeronáutica e aeroespacial, mas vem se expandindo e tornando-se essencial em outras áreas da engenharia, como a automotiva, a de geração de energia, a química, entre outras (ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017).

Os ensaios computacionais realizam ensaios com escoamentos laminares, turbulentos ou de transição. Atualmente, um dos grandes desafios é a compreensão da turbulência, que pode ser solucionada por equações de movimento. Dentre as metodologias de turbulência, as Equações de Navier-Stokes, baseadas em médias de Reynolds (RANS²⁵), proporcionam maior facilidade de resolução com baixo custo computacional, ao contrário da Simulação das Grandes Escalas (LES²⁶) (ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017).

Geralmente, os resultados de estudos computacionais são validados por ensaios experimentais. Dentre os estudos numéricos que dividem a região de escoamento em uma malha, composta por elementos e nós, o Método de Volumes Finitos (MVF²⁷) tem grande relevância. Para realizar a simulação, faz-se necessário definir a geração da malha e o

²⁴ *Computational Fluid Dynamics*

²⁵ *Reynolds Average Navier-Stokes*

²⁶ *Large Eddy Simulation*

²⁷ *Finite Volume Method*

modelo de turbulência, dentre outras variáveis (WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017).

Os ensaios computacionais constituem-se como importante ferramenta na realização de pesquisas com grande número de modelos físicos e parâmetros, reduzindo custos e aumentando a eficiência. Nos últimos anos, pesquisas têm sido realizadas com diferentes metodologias computacionais e modelos de turbulência a fim otimizar os diferentes parâmetros e, conseqüentemente, a eficiência do rotor Savonius.

9.1 Método de Volumes Finitos (MVF)

Na década de 70, McDonald, MacCormack e Paullay desenvolveram o método de volumes finitos. Originado da formulação especial das diferenças finitas, o método tem sido muito empregado para a solução de problemas envolvendo transferência de calor e mecânica dos fluidos (KOLDITZ, 2002; ROY e SAHA, 2013; OSSES, 2016; MALISKA, 2017).

O *software* AnsysFluent®, utilizado nesse trabalho, é baseado no Método de Volumes Finitos, cujos cálculos são norteados pelo escoamento do fluido sobre todos os volumes de controle do domínio computacional. O domínio de cálculo é delimitado numa região no escoamento ao redor da turbina Savonius, sendo dividido (discretizado) em um número finito de volumes de controle para, em sequência, converter as equações integrais em um sistema de equações algébricas para, por fim, obter a solução das equações de conservação, solucionadas por métodos iterativos (KOLDITZ, 2002; ROY e SAHA, 2013; OSSES, 2016; MALISKA, 2017).

O MVF apresenta duas vantagens em relação outras metodologias, como o Método de Diferenças Finitas (MDF) e o Método dos Elementos Finitos (MEF). A primeira vantagem diz respeito aos princípios de conservação, pois massa, quantidade de movimento e energia permanecem conservadas, permitindo que os fluxos entre os volumes de controle adjacentes sejam balanceados. O MVF também permite o estudo de

geometrias complexas, pois aproveita ao máximo o cálculo das malhas (KOLDITZ, 2002; ROY e SAHA, 2013; OSSES, 2016; MALISKA, 2017).

É possível encontrar certo consenso ao afirmar que os esquemas não conservadores são, geralmente, menos precisos do que os conservadores. Assim, o método dos volumes finitos tende a apresentar melhores resultados que os métodos da diferença finita e dos elementos finitos na solução de fenômenos de escoamento complexos no rotor de Savonius, oferecendo resultados fisicamente coerentes e soluções precisas, estáveis e rápidas (KOLDITZ, 2002; ROY e SAHA, 2013; OSSES, 2016; MALISKA, 2017).

9.2 Equações Fundamentais

A análise teórica e a previsão da turbulência têm sido um dos maiores desafios da dinâmica dos fluidos, devido sua natureza caótica e imprevisibilidade. Assim, é costumeiro trabalhar com a média temporal das equações governantes, o que inevitavelmente resulta em termos que envolvem correlações de ordem superior de quantidades flutuantes de variáveis. Os modelos matemáticos semiempíricos introduzidos para o cálculo dessas correlações formam a base para a modelagem de turbulência, além de estruturar variáveis para desenvolver modelos de fechamento e aplicação a condições de escoamento específicos (CELIK, 1999).

9.2.1 Equação da conservação da massa

Pelo princípio de conservação da massa, pode ocorrer a transformação de matéria, mas não ocorre variação quantitativa de massa em um sistema fechado, físico ou químico. O balanço de massa no escoamento é representado pela Eq. 31 (WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{v}) = 0 \quad \text{Eq. 31}$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- t – Tempo [s];
- v – Velocidade do vento [m/s].

A equação acima, denominada como equação da continuidade, necessita que as funções da massa específica e da velocidade sejam contínuas, para assim determinar se os escoamentos são permanentes ou não, viscosos ou sem atrito, compressíveis ou incompressíveis (WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

9.2.2 Equação da conservação do momento linear

A equação de conservação do momento linear em um referencial inercial é representada pela Eq. 32:

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \vec{v}) + \nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\vec{\tau}) + \rho \vec{g} + \vec{F} \quad \text{Eq. 32}$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- t – Tempo [s];
- v – Velocidade do vento [m/s];

- p – Pressão estática [Pa]
- τ – Tensões viscosas [Pa];
- g – Gravidade [m/s^2];
- F – Força externa ao corpo [N].

Os termos do lado esquerdo da equação da conservação do momento são respectivamente a taxa de acúmulo e a transferência de quantidade de movimento por convecção. No lado direito está a contribuição do gradiente de pressão no escoamento, a transferência de quantidade de movimento pelo mecanismo de difusão, a gravidade, o atrito e os esforços externos (CELIK, 1999).

Para um fluido newtoniano, a tensão viscosa é diretamente proporcional à taxa de deformação por cisalhamento. Assim, a expressão de um escoamento laminar na equação de conservação do momento linear (Eq. 32), em que as tensões viscosas são expressas em termos de gradientes de velocidade e de propriedades do fluido como a viscosidade dinâmica (ÇENGEL e CIMBALA, 2012; FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010) é:

$$\bar{\tau} = \mu \left[(\nabla \vec{v} + \nabla \vec{v}^T) - \frac{2}{3} \nabla \cdot \vec{v} I \right] \quad \text{Eq. 33}$$

Sendo:

- τ – Tensões viscosas [Pa];
- μ – Viscosidade dinâmica [Pa.s];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- T – Tensor [adimensional];
- I – Tensor unitário [adimensional].

9.2.3 Equações de Navier-Stokes

A equação de conservação do momento linear (Eq. 32), que inclui as tensões viscosas (Eq. 33) é aplicável para escoamentos laminares. Desse modo, para resolver escoamentos turbulentos, são aplicadas as equações de Navier-Stokes a partir da decomposição de Reynolds, de modo que o valor instantâneo de uma variável Φ é decomposto em uma média e uma parte flutuante, como apresentado na Eq. 34 (WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012; ANSYS, 2013).

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad \text{Eq. 34}$$

Sendo:

- Φ – Valor instantâneo de uma variável [-];
- $\bar{\phi}$ – Média temporal de uma variável qualquer [-];
- Φ' – Componente da flutuação de uma variável qualquer [-].

A decomposição de Reynolds utiliza o tempo médio e deve ser aplicada em cada variável de tempo e é apropriada para o cálculo de turbulências estacionárias, conforme a Eq. 35 (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

$$\bar{\phi}(x) = \frac{1}{\Delta t} \int_t^{\Delta t+t} \phi(x, t) dt \quad \text{Eq. 35}$$

Sendo:

- $\bar{\phi}$ – Média temporal de uma variável qualquer [-];
- Δt – Intervalo de tempo [s];
- t – Tempo [s];

- Φ – Valor instantâneo de uma variável [-];
- x – Coordenada cartesiana [m].

As equações da continuidade e da conservação do momento linear, aplicadas à luz da decomposição de Reynolds, resultam equações da variação da massa específica, denominadas de equações RANS, expressas nas Eq. 36 e Eq. 37, de conservação da massa e conservação do momento, respectivamente (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad \text{Eq. 36}$$

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- t – Tempo [s];
- u_i – Velocidade média ponderada [m/s];
- x – Coordenada cartesiana (notação indicial) [adimensional].

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad \text{Eq. 37}$$

onde:

- ρ – Massa específica [kg/m³];
- u_i – Velocidade média ponderada [m/s];
- $-\rho \overline{u'_i u'_j}$ – Tensões de Reynolds [Pa];
- x_i – Coordenada cartesiana [m];
- δ_{ij} – Operador delta de Kronecker [adimensional].

A equação RANS para o momento contempla a adição das tensões de Reynolds. Esse termo é o momento do escoamento turbulento, que apresenta grande flutuação, sendo determinado pelas variações ocorridas e pela turbulência do fluido (FOX, PRITCHARD e MCDONALD, 2010; WHITE, 2011; ÇENGEL e CIMBALA, 2012).

Esse termo flutuante acarreta um problema de indeterminação, em que existem mais termos do que equações disponíveis, fazendo-se necessário o uso de modelos de turbulência, que são incrementados a outras equações para possibilitar a resolução das equações de Navier-Stokes (ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017).

9.3 Modelos de Turbulência

Desenvolvidas há quase 200 anos, as equações de Navier-Stokes, de alta complexidade, descrevem, teoricamente, a física do escoamento dos fluidos. Desse modo, são apresentados modelos teóricos simplificados ou são realizadas simulações numéricas para descrever o comportamento de fluidos. Por não existir um modelo de turbulência considerado ideal, a modelagem de turbulência constitui-se num grande desafio (CASTELVECCHI, 2017).

O físico Werner Heisenberg, um dos pioneiros da mecânica quântica e ganhador do Prêmio Nobel de Física, em 1932, proferiu uma citação, provavelmente apócrifa, que descreve como muitos cientistas se sentem sobre turbulência:

“Quando eu encontrar Deus, vou fazer-lhe duas perguntas: por que relatividade? E por que turbulência? Eu realmente acredito que ele terá resposta para a primeira.”²⁸ (CASTELVECCHI, 2017, p. 382).

²⁸ “*When I meet God, I’m going to ask him two questions: why relativity? And why turbulence? I really believe he’ll have an answer for the first.*”

Em 1932, o criador do termo vorticidade, Sir Horace Lamb, em discurso à Associação Britânica para o Avanço da Ciência²⁹, proferiu frase semelhante:

“Eu sou um homem velho agora, e quando eu morrer e for para o céu, há dois assuntos sobre os quais eu espero que me iluminem. Um é a eletrodinâmica quântica, e o outro é o movimento turbulento dos fluidos. E sobre o primeiro eu estou bastante otimista.”³⁰ (L'VOV e PROCACCIA, 1998, p. 375).

Enquanto muitos consideram a modelagem de turbulência uma magia, outros a entendem como a arte de produzir física a partir do caos. As citações de Heisenberg e Lamb têm como objetivo lembrar o potencial infinito do "problema não resolvido" da física clássica: a turbulência, caótica, complexa e imprevisível, que nem mesmo Deus poderia explicá-la.

Ao longo dos anos, foram desenvolvidos diversos modelos de turbulência. O modelo de duas equações tem sido o modelo mais popular devido à sua ampla aplicabilidade na engenharia, fornecendo resultados com boa precisão. A escolha do modelo mais apropriado depende da aplicação e do tempo computacional desejado. A maioria dos modelos utiliza o conceito de viscosidade turbulenta, desenvolvida por Joseph Valentin Boussinesq, que define que as tensões turbulentas estão relacionadas ao gradiente de velocidade, por meio de uma viscosidade adicional, gerada em função da turbulência de escoamento, como apresentado na Eq. 38 (CELIK, 1999; AKWA, 2010; WHITE, 2011):

$$-\overline{\rho u_i u_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \delta_{ij} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad \text{Eq. 38}$$

²⁹ *British Association for the Advancement of Science*

³⁰ “I am an old man now, and when I die and go to Heaven there are two matters on which I hope for enlightenment. One is quantum electrodynamics, and the other is the turbulent motion of fluids. And about the former I am really rather optimistic.”

Sendo:

- ρ – Massa específica [kg/m^3];
- u_i – Velocidade na direção especificada [m/s];
- $\overline{\rho u_i u_j}$ – Tensões de Reynolds [Pa];
- δ_{ij} – Operador delta de Kronecker [adimensional];
- k – Energia cinética turbulenta [m^2/s^2];
- μ_t – Viscosidade dinâmica [Pa.s];
- x_i – Coordenada cartesiana [m].

Naturalmente, o escoamento em torno de um rotor Savonius gera turbulência. Para a obtenção dos resultados desejados, faz-se necessária a seleção e adoção de uma abordagem numérica adequada, que considere as características de turbulência. Por isso, a escolha de um modelo adequado a ser utilizado nas simulações é complexa e depende da aplicação e do tempo computacional desejado. A Figura 83 apresenta um diagrama com diferentes modelos de turbulência (ROY e SAHA, 2013; CFDYNA, 2020).

Figura 83 - Diagrama com modelos de turbulência.
Fonte: (CFDYNA, 2020)

O modelo de turbulência Spalart-Allmaras (SA) foi desenvolvido para aplicações aeroespaciais e, atualmente, também é aplicado em turbomáquinas. Ele resolve uma equação de transporte modelada para a viscosidade turbulenta. A energia cinética turbulenta é calculada indiretamente, com base na combinação da vorticidade com o tensor de deformação, com os gradientes diminuindo em função da proximidade da parede, não previstos em modelos baseados em equações de energia cinética turbulenta. Isso pode tornar este modelo menos sensível no tratamento das paredes próximas ao rotor Savonius (SPALART e ALLMARAS, 1994; ROY e SAHA, 2013; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019; CFDYNA, 2020).

O modelo *standard* $k-\epsilon$ é o modelo básico de turbulência $k-\epsilon$ e mais adequado quando o fluxo é totalmente turbulento, apresentando resultados melhores que o modelo Spalart-Allmaras para avaliar a eficiência de turbinas Savonius. No entanto, devido à alta

instabilidade, os resultados não possuem garantia de precisão (LAUNDER e SPALDING, 1974 ; ROY e SAHA, 2013).

A adição de um termo na equação ϵ , melhorou, de forma significativa, a precisão do modelo de turbulência RNG³¹ k- ϵ , que descreve os escoamentos turbulentos. Em vez de usar constantes, como o modelo *standard* k- ϵ , o modelo RNG calcula, analiticamente, os números de Prandtl, considerando também os efeitos do número de Reynolds baixo. A desvantagem é a falta de sensibilidade do modelo ao gradiente de pressão adverso. Observou-se que, sob tais condições, ela superestima a tensão de cisalhamento, retardando a separação da camada limite. Em avaliações de turbinas Savonius, usando RNG k- ϵ , observa-se que a simulação 2D superestimou o desempenho do rotor, enquanto a simulação 3D apresentou previsões mais precisas (ROY e SAHA, 2013; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019; AVRAHAM, 2020).

Em 1993, Menter desenvolveu o modelo de turbulência k- ω SST³², um modelo de turbulência de duas equações, combinando a precisão e robustez do modelo k- ω *standard* próximo a região da parede, com a insensibilidade de fluxo livre do modelo k- ϵ *standard*. Por prever a tensão de cisalhamento, recomenda-se utilizar a viscosidade turbulenta para simular o fluxo na subcamada viscosa. O modelo SST é considerado a solução para a deficiência da sensibilidade do valor do fluxo livre de ω (AKWA, 2010; ROY e SAHA, 2013; AUTODESK , 2019; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019; CFDYNA, 2020).

Estudos bidimensionais dos rotores Savonius apresentam concordância entre as simulações computacional e experimental. Estudos tridimensionais também apresentam concordância com os resultados experimentais, evidenciando que o modelo é adequado para fluxos de camada limite complexos, com gradientes de pressão adversos, verificados na aerodinâmica externa de turbomáquinas (ROY e SAHA, 2013; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019; CFDYNA, 2020).

³¹ Renormalization Group

³² *Shear Stress Transport* (Transporte de tensão de cisalhamento)

Desenvolvido por Shih, Liou, Shabbir, Yang e Zhu (1995), o modelo *realizable*k- ϵ (RKE) reformula a viscosidade turbulenta e a taxa de dissipação, objetivando melhorar as previsões de escoamento do modelo *standard* para escoamentos com forte curvatura, com características rotacionais e de vórtices, tornando o modelo consistente com a física de fluxo turbulento, além de fornecer resultados aprimorados para pequenos redemoinhos e baixa rotação. O modelo RKE demonstrou evolução em relação aos modelos *standard* k- ϵ e Spalart-Allmaras (MOHAMED, 2011; ROY e SAHA, 2013; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019).

Como é notável que cada modelo de turbulência apresente méritos e deméritos, para avaliar a performance de uma turbina Savonius, faz-se necessário avaliar a influência de diferentes modelos de turbulência. Entretanto, o modelo RKE permite representar diferentes escoamentos como fluxo com gradientes de pressão adversos, escoamento sobre aerofólios e rotativos, sendo capaz de apresentar resultados em máquinas rotativas melhores que os demais (MOHAMED, 2011; KUMAR e SAINI, 2017; MOSBAHI, LAJNEF, *et al.*, 2021).

A Figura 84 apresenta um estudo feito para avaliar qual modelo de turbulência apresenta maior concordância com o ensaio experimental de turbinas Savonius. O modelo de turbulência RKE apresenta grande concordância com o fenômeno ensaiado em túnel de vento, tornando-o adequado para as simulações das turbinas Savonius do presente trabalho (MOHAMED, 2011; KUMAR e SAINI, 2017; MOSBAHI, LAJNEF, *et al.*, 2021).

Figura 84 - Validação do modelo computacional.
Fonte: (MOHAMED, 2011)

9.3.1 Equações governantes de *realizable k-ε* (RKE)

O modelo de turbulência RKE é uma variação do modelo $k-\epsilon$ *standard*, que combina a equação de Boussinesq (Eq. 38) e a definição de viscosidade turbulenta para a tensão de Reynolds, satisfazendo restrições matemáticas, incluindo, também, uma nova equação de transporte para a taxa de dissipação turbulenta (ϵ), além de apresentar uma maneira nova para calcular a viscosidade turbulenta (SHIH, LIOU, *et al.*, 1995; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013).

Enquanto o modelo *standard* assume um valor constante para as variáveis da geração de energia cinética turbulenta, o RKE utiliza um coeficiente que varia em função das propriedades de escoamento e turbulência médias, possibilitando obter modelagens de escoamentos mais precisas, que contemplem a física da turbulência, a rotação, as camadas limites sob fortes gradientes de pressões adversas, a separação e a recirculação (SHIH, LIOU, *et al.*, 1995; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013).

As equações de transporte para energia cinética turbulenta e dissipação de energia cinética turbulenta, estão representadas na Eq. 39 e Eq. 40, respectivamente. As equações Eq. 41, Eq. 42 e Eq. 43 são equações auxiliares (SHIH, LIOU, *et al.*, 1995; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013).

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad \text{Eq. 39}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_i}(\rho \varepsilon u_i) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_1 S_\varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \quad \text{Eq. 40}$$

$$C_1 = \max \left[0,43; \frac{\eta}{\eta + 5} \right] \quad \text{Eq. 41}$$

$$\eta = S \frac{k}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 42}$$

$$S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad \text{Eq. 43}$$

Sendo:

- ρ – Massa específica do ar [kg/m³];
- k – Energia cinética turbulenta [m²/s²];
- u_i – Componente de velocidade na direção correspondente [m/s];
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [N.s/m²];
- σ_i – Número de Prandtl turbulento para k e ε [adimensional];
- G_k – Termo de geração de energia cinética turbulenta [kg/m.s³];
- G_b – Termo de geração de energia cinética de turbulência devido à flutuabilidade [m²/s²];
- Y_m – Contribuição da dilatação flutuante em turbulência [m²/s²];
- S_i – Termos de origem definidos pelo usuário para k e ε [-];
- C_2 – Constante empírica [adimensional];
- $C_{1\varepsilon}$ – Constante empírica [adimensional].

A viscosidade turbulenta é calculada pela Eq. 44, sendo Eq. 45 a Eq. 49 (SHIH, LIOU, *et al.*, 1995; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013).

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad \text{Eq. 44}$$

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{kU_*}{\varepsilon}} \quad \text{Eq. 45}$$

$$U_* \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad \text{Eq. 46}$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad \text{Eq. 47}$$

$$\Omega_{ij} = \overline{\Omega_{ij}} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad \text{Eq. 48}$$

$$A_s = \sqrt{6}\cos\phi \quad \text{Eq. 49}$$

As constantes Eq. 50 a Eq. 54 foram estabelecidas para garantir o bom desempenho do modelo (SHIH, LIOU, *et al.*, 1995; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013).

$$A_0 = 4,04 \quad \text{Eq. 50}$$

$$C_{1\varepsilon} = 1,44 \quad \text{Eq. 51}$$

$$C_2 = 1,90 \quad \text{Eq. 52}$$

$$\sigma_k = 1,00 \quad \text{Eq. 53}$$

$$\sigma_\varepsilon = 1,20 \quad \text{Eq. 54}$$

9.3.2 Tratamento de parede

Um dos maiores desafios na simulação numérica, para obtenção de resultados mais precisos em modelos de turbulência, é o tratamento preciso e robusto próximo à parede, com foco na camada limite turbulenta. As paredes são a principal fonte de vorticidade, dando origem a turbulência na camada limite. As funções de parede são um conjunto de funções semiempíricas para satisfazer a física do escoamento nessa região (GUILLOU, 2010; ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017; AVRAHAM, 2020).

“Com um número de Reynolds alto, a subcamada viscosa de uma camada limite é tão fina que é difícil usar pontos de grade suficientes para resolvê-la.”³³ (FERZIGER e PERIĆ, 2002, p. 298).

Os diferentes modelos de tratamento de parede baseiam-se na lei universal da parede, que afirma que a distribuição da velocidade próxima à parede é semelhante para quase todos os escoamentos turbulentos, sendo que um parâmetro de grande relevância na aplicação do tratamento de parede é a chamada distância da parede adimensional, denominada como y^+ , pois o escoamento junto a paredes possui grande flutuação no valor das variáveis, fazendo-se necessário garantir a qualidade da malha, de modo que a simulação apresente características fisicamente coerentes (FERZIGER e PERIĆ, 2002; TEIXEIRA, KESSLER e MALISKA, 2009; MALISKA, 2017).

No entanto, o desafio para obtenção de dados condizentes com a realidade não se limita apenas à escolha de modelagem, mas se estende à definição da qualidade da malha na camada limite, fazendo-se necessário avaliar o dimensionamento de y^+ , pois a equação adotada depende desse valor, uma vez que cada região provoca um efeito diferente na turbulência. Vale destacar que esse valor não pode estar compreendido entre 5 e 30 ($5 > y^+ > 30$), por não haver modelo que atenda essa faixa, conforme apresentado

³³ “At a high Reynolds number, the viscous sublayer of a boundary layer is so thin that it is difficult to use enough grid points to resolve it.”

na Figura 85 (FERZIGER e PERIĆ, 2002; GUILLOU, 2010; MALISKA, 2017; AVRAHAM, 2020).

Figura 85 – Quatro escalas de comprimento da lei de parede.
Fonte: (AVRAHAM, 2020)

A Figura 85 apresenta as quatro escalas de comprimento da lei de parede (GUILLOU, 2010; ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017; AVRAHAM, 2020):

- **Subcamada viscosa³⁴:** Também denominada de subcamada laminar, mesmo não apresentando escoamento laminar. A turbulência acima desta região induz oscilações na velocidade, acarretando mais dissipação do que produção de energia cinética turbulenta;

³⁴ Viscous sublayer

- **Camada tampão**³⁵: Nesta região, a dissipação e os efeitos inerciais são equilibrados;
- **Subcamada inercial**³⁶: A produção e dissipação de energia cinética turbulenta são consideradas iguais, resultando na nulidade da difusão;
- **Camada externa**³⁷: É a região da camada na qual os efeitos turbulentos dominam.

Durante o pré-processamento, faz-se necessário prever o dimensionamento adequado de y^+ , que especifica a camada da malha próxima à parede (camada de inflação). É possível prever o dimensionamento de y^+ através da Eq. 55 (GUILLOU, 2010; ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017; AVRAHAM, 2020).

$$y^+ = \frac{\rho U_\tau y}{\mu} \quad \text{Eq. 55}$$

Sendo:

- y^+ – Distância da parede [adimensional];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- U_τ – Velocidade de atrito [m/s];
- y – Distância da parede [m];
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [N.s/m^2];

As equações auxiliares são:

³⁵ *Buffer layer*

³⁶ *Inertial sublayer*

³⁷ *Outer layer*

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad \text{Eq. 56}$$

$$\tau_w = 0,5C_f\rho v^2 \quad \text{Eq. 57}$$

$$C_f = 0,058Re^{-0,2} \quad \text{Eq. 58}$$

Sendo:

- Re – Número de Reynolds [adimensional];
- ρ – Massa específica do ar [kg/m^3];
- v – Velocidade do vento [m/s];
- D – Diâmetro do rotor [m];
- U_τ – Velocidade de atrito [m/s];
- τ_w – Tensão de cisalhamento [$\text{kg}/(\text{m}.\text{s}^2)$];
- C_f – Coeficiente de fricção [adimensional];
- μ – Viscosidade dinâmica do ar atmosférico [$\text{N}.\text{s}/\text{m}^2$].

Em simulações com o modelo RANS, que avalia escoamento turbulento, faz-se necessário avaliar o nível de fidelidade de resolução da camada limite. Para situações típicas, quando não houver necessidade de determinação do escoamento na subcamada viscosa, ou quando os efeitos delimitados pela parede são secundários, ou ainda quando uma geometria separa o escoamento de cisalhamento, o valor de y^+ deve variar de 30 a 300 (GUILLOU, 2010; ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017; AVRAHAM, 2020).

A função de parede padrão (*standard wallfunction*) é baseada no trabalho de Launder e Spalding (1974), que apresenta convergência com a realidade para a maioria dos escoamentos delimitados, mas atinge suas limitações quando a condição difere muito

de escoamento dentro da faixa de aplicabilidade de cisalhamento constante e pressupostos de equilíbrio local que não têm fenômenos físicos complexos. É importante evitar malhas com valores y^+ inferiores a 30, pois a tensão de cisalhamento da parede poderá se deteriorar sob tais condições. Por esta razão, o uso do tratamento de parede padrão é recomendado. Assim, os valores mínimo e máximo de y^+ devem variar de 30 a 300 (GUILLOU, 2010; ANSYS, 2013; AVRAHAM, 2020).

10. METODOLOGIA

Devido às limitações impostas pelo distanciamento social no período de realização deste trabalho, a indisponibilidade de tempo e equipamentos necessários para a realização de ensaios no túnel de vento, localizado no Instituto de Energia e Ambiente (IEE/USP), recorreu-se à Dinâmica dos Fluidos computacionais como ferramenta para a obtenção e análise dos resultados.

Face à indisponibilidade da licença acadêmica, foi utilizado o *software* Ansys Fluent©, ferramenta já utilizada em outros estudos (POPE, 2009; MOHAMED, 2011; ROGOWSKI e MAROŃSKI, 2015) que possui interface intuitiva, permite a solução das equações de conservação do escoamento e apresenta resultados fisicamente coerentes ao fenômeno estudado, quando utilizado adequadamente. Outras ferramentas de código aberto, como o OpenFOAM, apresentam baixo custo, mas com eficiência numérica limitada ao considerar uma malha móvel (MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013; MALISKA, 2017).

A análise aerodinâmica para avaliar a influência das alterações de parâmetros de construção no escoamento do ar no rotor, na eficiência e no torque estático de turbinas eólicas Savonius teve início com a seleção das diferentes geometrias de turbinas Savonius que farão parte do estudo.

Realizados os ensaios computacionais, analisou-se qual a influência da alteração dos perfis de bordas da pá eólica semicircular e as razões de afastamento das pás e, por fim, aferiu-se a influência de características do escoamento do fluido no desempenho do rotor, utilizando as imagens geradas pelo ensaio para compreender o comportamento do fluido, a geração de esteira, os pontos de pressão no perfil, a turbulência gerada pelo rotor e a velocidade do fluido.

10.1 Parâmetros Geométricos

Uma grande vantagem do rotor Savonius é sua configuração modular que, permitindo diferentes montagens, possibilita a utilização de diferentes parâmetros geométricos, o que justifica a necessidade de avaliar a influência das alterações de parâmetros de construção sobre o escoamento do ar no rotor, a eficiência e o torque estático da turbina Savonius.

Para a execução das simulações, foi considerado um rotor de dimensões compatíveis com o túnel de vento do Instituto de Energia e Ambiente da Universidade de São Paulo (IEE/USP), ilustrado na Figura 86, a fim de viabilizar estudos futuros. Neste trabalho, consideram-se apenas as características operacionais do rotor, desprezando-se a existência de uma máquina secundária (gerador, bomba ou outro dispositivo) acoplada em seu eixo. Tais considerações asseguram que os resultados obtidos referem-se apenas à turbina Savonius.

Figura 86 - Túnel de vento construído no IEE-USP.
Fonte: (D'AVILA e RODRIGUES, 2019)

Este estudo contemplou o desempenho de um rotor Savonius considerado padrão, com um único estágio, duas pás semicirculares, com sobreposição de pás, placa final, sem eixo e defletor, com altura de 0,162 m e diâmetro de 0,211 m, para obter-se a razão de aspecto ideal de 0,77, índice ideal para obtenção de melhor desempenho. Essas dimensões correspondem a uma área projetada para a captação de energia eólica de 0,0342 m², como ilustrado na Figura 87.

Figura 87 - Modelo do rotor Savonius.
Fonte: Autoral

Para obter um melhor desempenho do rotor, é considerado o uso de placa final, com 0,243 m de diâmetro (10% maior que o diâmetro do rotor) e quatro mm de espessura, considerando a menor espessura de placa para evitar interferências prejudiciais no escoamento.

Devido à simplicidade construtiva e ao baixo custo, as pás do rotor têm perfil semicircular, 117 mm de comprimento, 23 mm de sobreposição das pás e coeficiente de sobreposição das pás igual a 0,20, uma vez que o valor ideal varia entre 0,15 e 0,25. A pá tem 4 mm de espessura, dimensão dentro do intervalo ideal indicado por Kumar, Surya, *et al.*, (2018) e igual a que Akwa (2010) utilizou em sua dissertação. A Tabela 2 apresenta os dados das dimensões dos parâmetros geométricos do rotor avaliado.

Tabela 2 – Parâmetros geométricos

Parâmetro geométrico	Dimensão
Altura (H)	0,162 m
Diâmetro do rotor (D)	0,211 m
Placa final	0,243 m
Espessura	0,004 m
Diâmetro da pá (d)	0,117 m
Sobreposição das pás (e)	0,023 m

Fonte: Autoral

Acessórios, defletores e eixo de rotação foram suprimidos, pois, além da possibilidade de comprometimento dos resultados pela interferência no escoamento, não são focos de avaliação.

10.1.1 Borda da pá

Quatro diferentes perfis de bordas de rotores, todos com duas pás, um estágio e placa final, foram simulados para avaliar a influência do perfil da borda das pás no torque estático e, conseqüentemente, no coeficiente de potência. Os perfis de bordas simulados são: plana, arredondada, com chanfro de 45° na face interna (côncava) e chanfro em V de 45°, como ilustrado na Figura 88. Essa gama de perfis de bordas fora definida porque a literatura não aborda o tema.

Figura 88 – Diferentes perfis de borda de pá.

(A) Borda plana; (B) Borda arredondada; (C) Borda com chanfro de 45° na face interna (côncava); (D) Borda com chanfro em V de 45°. Fonte: Autoral

10.1.2 Razão de afastamento da pá (R_a)

Com o objetivo de avaliar a influência da razão de afastamento das pás no torque estático e, conseqüentemente, no coeficiente de potência, foram simuladas cinco configurações de razão de afastamento no rotor apresentado.

Foram avaliadas diferentes razões de afastamentos, desde afastamento negativo ($R_a = -0,10$) até o afastamento positivo ($R_a = 0,10$), com intervalos de 0,05 entre um valor de razão de afastamento e outro, como ilustrado na Figura 89 e na Tabela 3,

disponibilizando informações ainda não abordadas na literatura, que não considerou casos de afastamento negativo, quando ocorre a aproximação das pás.

Figura 89 - Razão de afastamento da pá.

(A) $R_a = -0,10$; (B) $R_a = -0,05$; (C) $R_a = 0,0$; (D) $R_a = 0,05$; (E) $R_a = 0,10$. Fonte: Autoral

Tabela 3 - Razão de afastamento de pá estudada

Perfil	Comprimento da pá (d)	Espaçamento das pás (a)	Razão de afastamento das pás (R_a)
A	117 mm	- 11,7 mm	-0,10
B	117 mm	- 5,85 mm	-0,05
C	117 mm	0,00 mm	0,00
D	117 mm	5,85 mm	0,05
E	117 mm	11,7 mm	0,10

Fonte: Autoral.

10.2 Domínio Computacional

As simulações realizadas no Ansys Fluent© utilizam escoamento externo, ou seja, reproduzem o desempenho de uma turbina Savonius em escoamento. Dessa forma, o domínio computacional deve ser dimensionado para melhor representar tal ambiente, a fim de obter resultados coerentes com os ensaios experimentais.

O dimensionamento do domínio computacional não deve impactar os resultados da simulação numérica. Domínio computacional com baixo quociente de comprimento do domínio (L) pelo raio do rotor (r) está associado a uma grande variação do coeficiente de torque. Por outro lado, quocientes maiores apresentam constância no valor de C_t , com variação relativa da quantidade produzida de, aproximadamente, 1%, conforme apresentado na Figura 90, demonstrando que o coeficiente do domínio computacional ideal deve ser de, no mínimo, vinte, pois, em um domínio menor, as condições de contorno influenciam os resultados do fluxo (MOHAMED, 2011).

Figura 90 – Dimensionamento do domínio computacional e impacto no C_t .
Adaptado: (MOHAMED, 2011)

O domínio do rotor, também denominado de malha móvel, deve estar posicionado a uma distância apropriada da entrada do domínio³⁸ estacionário para que se possa considerar se a velocidade do escoamento é não-perturbada, a fim de obter-se resultados coerentes para o coeficiente de potência, pois um corpo pode interferir no escoamento do vento à montante. O rotor deve estar localizando a uma distância mínima de duas vezes o diâmetro da entrada do domínio, distância que permite considerar que a velocidade do escoamento é a não-perturbada. Para atender diferentes velocidades de vento, o rotor foi posicionado a uma distância de aproximadamente dez vezes o diâmetro do rotor (AKWA, 2010; ANSYS, 2013; AKWA, 2014).

A saída do domínio³⁹ deve estar localizada a uma distância tal que, nesse ponto, assuma valores próximos ao da pressão atmosférica. Como afirmado anteriormente, o dimensionamento mínimo deve ser de dez vezes o diâmetro do rotor e, para atender diferentes perfis de escoamento, foi aplicada uma distância próxima de vinte e cinco vezes o diâmetro do rotor. Em relação aos eixos X e Y, o rotor encontra-se centralizado e simétrico. A Figura 91 apresenta o dimensionamento do domínio computacional (AKWA, 2010; AKWA, 2014).

³⁸ *Inlet*

³⁹ *Outlet*

Figura 91 – Dimensionamento do domínio computacional.
Fonte: Autoral.

Conforme a metodologia adotada, emprega-se o domínio de cálculo, que delimita uma região no escoamento ao redor do rotor Savonius, que depois é dividido (discretizado) em um número finito de elementos. Um sistema de equações algébricas é aplicado para cada elemento de controle e à união de todos esses elementos dá-se o nome de domínio da solução (ÇENGEL e CIMBALA, 2012; MALISKA, 2017).

10.3 Malha Computacional

Gerada no ambiente computacional Ansys Mesh©, a malha é um relevante aspecto da simulação de numérica, pois auxilia na obtenção da mais alta precisão e da melhor convergência de solução, de acordo com seu nível de refinamento. A malha é uma das etapas críticas do processo de modelagem numérica, pois se a malha for muito

grosseira, reduz ou compromete a precisão e a validade da solução. Se a malha for muito refinada, o modelo demanda grande capacidade de computação para obter a solução.

O refinamento é aplicado de maneiras diferentes em cada região do domínio computacional, o que é interessante quando se deseja maior precisão em um determinado espaço. No presente estudo, a criação de uma malha local mais refinada apenas ao redor da turbina eólica pode auxiliar o processo de simulação, diminuindo o tempo de processamento, uma vez que não é necessária uma malha tão refinada em todo o domínio computacional, permitindo aumentar o número de volumes finitos na interface do escoamento de ar com a pá do rotor, para diminuir o erro gerado (AKWA, 2010).

Para uma análise apropriada, o modelo de malha deslizante é selecionado para representar a rotação da turbina Savonius. O domínio computacional é dividido em duas zonas, a primeira é a zona rotativa ao redor do rotor e a segunda é a zona estacionária. A zona de rotação pode girar com diferentes velocidades, enquanto a zona estacionária é mantida fixa.

A opção de malha local do Ansys *Mesh*© possibilita o dimensionamento dos elementos para refinamento. É utilizada a malha não-estruturada, que facilita o refinamento da malha sobre a geometria. Pode-se verificar, nos detalhes das malhas usadas para simulações com turbinas Savonius, que a malha não-estruturada pode ser estendida, de modo a contemplar o rotor (AKWA, 2010; MALISKA, 2017).

A fim de prever o dimensionamento adequado da camada da malha próxima à parede, foi aplicada a Eq. 55, sendo adotados o modelo de turbulência RKE e tratamento de parede padrão. É possível determinar que o valor de y^+ deve ser no mínimo de 30 e no máximo de 300, e assim o dimensionamento máximo da malha adequado nas paredes é de 2,98 milímetros e o mínimo de 0,30 milímetros. A Figura 92 demonstra que o valor de y^+ do rotor Savonius proposto no estudo está dentro da variação de 30 a 300.

Figura 92 – Valor de y^+ no rotor Savonius.
Fonte: Autoral.

Devido a limitação de 512.000 células/nós, imposta pela versão acadêmica do *software* Ansys Fluent©, foi definido que o rotor por ser o objeto de estudo apresentaria a malha mais refinada. O rotor foi considerado a malha móvel, e aplicado maior refinamento, com elementos quadriláteros e triangulares de 2,75 milímetros. A malha estacionária foi dimensionada com volumes quadriláteros de 65,00 milímetros. Também foi aplicado “*inflation*” nas paredes do domínio, para capturar melhor os gradientes de velocidade, a fim de melhorar a qualidade da malha. Ao todo, foram utilizados 508.245 elementos e 112.628 nós, conforme apresentado na Figura 93 e Figura 94.

Figura 93 - Detalhe da malha.
Fonte: Autoral

Figura 94 - Domínio discretizado com 508.245 elementos e 112.628 nós.
Fonte: Autoral

A malha deve ser refinada para identificar as características importantes do escoamento, fazendo-se necessário avaliar a precisão do resultado obtido na simulação. A maneira mais simples para verificar se a malha cumpre tal precisão é realizar a análise adotando diferentes características de malha com crescentes níveis de refinamento. Assim, ao comparar os resultados obtidos, em caso de baixa ou nula variação ($< 5\%$), obtém-se a “independência de malha”. Caso os resultados apresentem grande flutuação, deve-se construir uma nova malha com maior refinamento, comparando seus resultados com os anteriores (TEIXEIRA, KESSLER e MALISKA, 2009).

Assim, buscando a independência de malha num estudo de convergência, verificou-se a influência do refinamento da malha no torque do rotor Savonius. Os dados obtidos diferem em valores próximos de $-0,20\%$, como ilustrado na Figura 95, concluindo-se que não há variação significativa nos resultados obtidos em função das dimensões do domínio, sendo, possível afirmar que ocorreu a independência de malha.

Figura 95 - Estudo de convergência de malha.
Fonte: Autoral

Também aplicou-se metodologia de índice de convergência da malha (GCI^{40}), criado por Patrick J. Roache, que, basicamente, compara as soluções dos diferentes refinamentos de malha (ROACHE, 1994; KOTHE, 2016).

Inicialmente, faz-se necessário calcular a razão de refinamento entre duas malhas consecutivas, Eq. 59 (ROACHE, 1994; KOTHE, 2016).

$$r_{ij} = \left(\frac{e_i}{e_j} \right)^{\frac{1}{Dd}} \quad \text{Eq. 59}$$

Sendo:

- r_{ij} – Razão de refinamento entre malhas [adimensional];
- e_{ij} – Número de nós, sendo i mais refinado j menos refinado [adimensional];
- Dd – Número de dimensão do domínio [adimensional].

Como as duas razões de refinamento são diferentes, faz-se necessário calcular a ordem de convergência (OC), que depende dos valores das razões de refinamento e das soluções das simulações numéricas. A ordem de convergência deve ser resolvida com a utilização de um método iterativo, com base na Eq. 60 (ROACHE, 1994; KOTHE, 2016).

$$OC = \frac{\ln \left[\left(\frac{r_+^{OC} - 1}{r_-^{OC} - 1} \right) \cdot \left(\frac{C_3 - C_2}{C_2 - C_1} \right) \right]}{\ln(r_+)} \quad \text{Eq. 60}$$

Sendo:

⁴⁰ *Grid Convergence Index*

- r_+ – Razão de refinamento entre malhas mais refinadas [adimensional];
- r_- – Razão de refinamento entre malhas menos refinadas [adimensional];
- OC – Ordem de convergência [adimensional];
- $C_{1,2,3}$ – Solução da simulação, sendo 1 a mais refinada e 3 a menos (-).

Logo, faz-se necessário calcular o erro relativo entre os resultados de duas malhas sucessivas, Eq. 61 (ROACHE, 1994; KOTHE, 2016).

$$E = \left| \frac{C_2 - C_1}{C_1} \right| \quad \text{Eq. 61}$$

Sendo:

- E – Erro relativo [adimensional];
- $C_{1,2}$ – Soluções da simulação, sendo 1 a mais refinada e 2 a menos [-].

O GCI entre duas malhas consecutivas indica qual a diferença percentual entre elas.

A Eq. 62 aplica um fator de segurança. Usualmente, o fator utilizado para comparação entre as malhas é igual a 1,25 (ROACHE, 1994; KOTHE, 2016).

$$GCI_{\pm} = \frac{F_{GCI} \cdot E}{r_{+}^{OC} - 1} \quad \text{Eq. 62}$$

Sendo:

- $GCI_{\pm}$ – Índice de convergência da malha, sendo + a mais refinada e – a menos [adimensional];
- E – Erro relativo [adimensional];

- F_{GCI} – Fator de segurança do método GCI [adimensional];
- r_+ – Razão de refinamento entre malhas mais refinadas [adimensional].

Por fim, se faz necessário avaliar a proximidade desses valores da solução “ideal”, sendo 1 a solução “ideal”. Para isso, é calculado o Índice de Convergência (IC), por meio da Eq. 63 (ROACHE, 1994; KOTHE, 2016).

$$IC = \frac{CGI_-}{r_+ \cdot CGI_+} \quad \text{Eq. 63}$$

Sendo:

- IC – Índice de convergência [adimensional];
- $GCI_{\pm}$ – Índice de convergência da malha, sendo + a mais refinada e – a menos [adimensional];
- R_+ – Razão de refinamento entre malhas mais refinadas [adimensional].

A Tabela 4, apresenta os dados e soluções da convergência de malha.

Tabela 4 - Solução de convergência utilizando método GCI.

Qualidade da malha	Grosseira	Intermediária	Refinada
Número de nós (e)	44.594	65.639	112.628
Solução da simulação (C)	0,1258	0,1300	0,1343
Razão de refinamento (r)		1,1375	1,1972
Ordem de convergência (OC)			1,9089
Ordem de convergência (OC)			1,8947
Ordem de convergência (OC)			1,8925
Ordem de convergência (OC)			1,8921
Erro (E)		0,0318	0,0322
Índice de convergência da malha (GCI)		0,1440	0,0992
Índice de convergência (IC)			1,0332

Fonte: Autoral.

Como apresentado na Tabela 4, o valor de IC é igual a 1,0332, número próximo da solução “ideal”, com divergência inferior a 5%, indicando que a solução da simulação está dentro de um intervalo de convergência.

Dessa forma, a partir do estudo de convergência da malha utilizando o método GCI, é possível demonstrar que os resultados das simulações convergem, sendo possível generalizar para as demais simulações que utilizam o mesmo modelo de malha.

10.4 Modelagem Numérica

A pandemia, que assolou o mundo em 2020, exigiu a adoção do isolamento social, o que restringiu o uso de equipamentos adequados e limitou a quantidade das

simulações numéricas realizadas. Face ao exposto, utilizou-se a licença acadêmica do software comercial Ansys Fluent© como ferramenta de dinâmica dos fluidos computacional para obtenção e análise de resultados. As estratégias de cálculo e os principais parâmetros utilizados nas simulações são apresentados nesta seção.

10.4.1 Configuração para modelagem numérica

O *software* Fluent© é um programa de análise que utiliza o método de volumes finitos, baseado na equação de Navier-Stokes, adequado para resolver problemas de escoamento e de transferência de calor para formas complexas. Tal escolha é feita pela sua facilidade de utilização.

O modelo de turbulência selecionado é o modelo RKE, que fornece resultados superiores para escoamentos e vórtices de baixa rotação, quando comparado ao modelo padrão, que também contém a equação de transporte para a taxa de dissipação turbulenta, possuindo um coeficiente crítico do modelo, que é expresso em função do escoamento médio e das propriedades da turbulência. Isso permite que o modelo satisfaça restrições matemáticas adicionais nas tensões normais, consistentes com a física da turbulência. O modelo apresenta variáveis consistentes com as observadas experimentalmente em camadas limites, como apresentado na seção 9.3.1 (FERZIGER e PERIĆ, 2002; AKWA, 2010; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013; MALISKA, 2017).

A parametrização da turbulência é de grande relevância, havendo diferentes alternativas para tal, fazendo-se necessário avaliar a intensidade de turbulência mais adequada para cada estudo (ANSYS, 2013).

Foi selecionado o algoritmo SIMPLE⁴¹ usado para resolver as equações de conservação via correção de pressão, considerando sua interação robusta para parâmetros de acoplamento, eficiência computacional e esquema de alta ordem para diferenciação

⁴¹ *Semi Implicit Method for Pressure Linked Equations*

(FERZIGER e PERIĆ, 2002; AKWA, 2010; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013; MALISKA, 2017).

O esquema de interpolação *upwind* de primeira ordem foi aplicado para as equações, permitindo a obtenção de resultados fisicamente coerentes para os escoamentos do fenômeno estudado. O uso deste método não apresenta precisão tão boa quanto o esquema *upwind* de segunda ordem, mas diante das limitações de recursos computacionais, a interpolação *upwind* de primeira ordem apresenta-se como uma alternativa interessante por obtenção de dados coerentes com baixo custo computacional (FERZIGER e PERIĆ, 2002; MOHAMED, 2011; ANSYS, 2013; MALISKA, 2017).

O número de Reynolds é um parâmetro usado para determinar se o escoamento é laminar ou turbulento, como discriminado na Eq. 30. No ponto de separação entre a camada limite turbulenta e a camada limite laminar, ocorre o maior nível de momentum na camada limite turbulenta, com maior impacto na força de arrasto no rotor Savonius. Conclui-se, portanto, que o coeficiente de arrasto é dependente do número de Reynolds. Para número de Reynolds laminar, os efeitos são desprezíveis e aumentar o número de Reynolds para níveis turbulentos atrasa a separação, devido à transição da camada limite.

Normalmente, a turbulência se desenvolve como instabilidade do escoamento laminar e os escoamentos turbulentos são muito mais irregulares e intermitentes que os laminares. Para um escoamento real, essas instabilidades resultam das interações dos termos inerciais e dos termos viscosos (CELIK, 1999).

Assim, para avaliar os efeitos do número de Reynolds sobre o desempenho do rotor Savonius, pode-se aumentar o número de Reynolds, alterando as variáveis de massa específica do ar, velocidade do vento, diâmetro do rotor e viscosidade dinâmica do ar atmosférico. Seguindo a literatura, este trabalho seguiu as especificações de Akwa (2010), alterando a massa específica de $1,2754\text{kg/m}^3$ para 5.5407kg/m^3 .

A Tabela 5 representa os demais parâmetros computacionais utilizados.

Tabela 5 - Parâmetros computacionais

Type	Pressure-based
Tempo	Transiente/Permanente
Velocity formulation	Absolute
Space	3D
Viscous model	k-ε realizable
Near-Wall Treatment	Standard Wall Functions
Fluid	Air
Densidade [kg/m ³]	5.5407
Viscosidade [kg/m.s]	1.7894×10^{-5}
Pressão [Pa]	101,325
Tipo de movimento da pá	Rotacional
Inlet boundary type	Velocity Inlet
Outlet boundary type	Pressure outlet
Pressure -velocity coupling	SIMPLE scheme
Interpolating scheme (momentum)	2nd order upwind
Interpolating scheme (pressure)	2nd order upwind
Interpolating scheme (turbulence kinetic energy)	1nd order upwind
Interpolating scheme (specific dissipation rate)	1nd order upwind
Transient formulation	Bounded 2nd order implicit

Fonte: Autoral.

10.5 Metodologia de Avaliação

A fim de determinar a influência do perfil da borda e razão de afastamento das pás na eficiência do rotor Savonius, os rotores foram submetidos a diferentes velocidades de vento não perturbado, sendo estes valores de 3, 5; 7 e 11 m/s, com 101.325 Pa para a pressão e 293,15 K para a temperatura; esses perfis de vento foram determinados para possibilitar comparação com outros estudos, como Kamoji, Kedare e Prabhu (2006) e Akwa (2010).

Neste trabalho são realizadas simulações em regime permanente (rotor estacionário) para avaliar as características estáticas da turbina Savonius e em regime

transiente (rotor gira com velocidade angular constante) visando analisar suas propriedades dinâmicas de operação.

O **torque estático**, uma das características de partida da turbina Savonius, é obtido a partir de diferentes simulações do escoamento em **regime permanente**, com o rotor posicionado estaticamente, ou seja, a malha móvel com velocidade angular nula.

Para uma avaliação mais completa, se faz necessário simular diferentes posições angulares em relação ao escoamento do vento. A posição angular do rotor varia 30° a cada simulação, sendo consideradas simulações a $\theta = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ, 120^\circ$ e 150° , conforme apresentada na Figura 96. Não há necessidade de simular as demais posições, pois o ciclo de torque estático de uma turbina Savonius com duas pás ocorre a cada 180° , ou seja, as posições de 0° e de 180° são equivalentes (FUJISAWA e GOTOH, 1992).

Figura 96 - Posições angulares do rotor Savonius em relação ao escoamento.
Fonte: Autoral

Simulações transientes, são necessárias para determinar o coeficiente de torque (C_t) e o coeficiente de potência (C_p), dados pela Eq. 26 e Eq. 29, respectivamente. Para realizar a simulação transiente é imposta uma determinada velocidade angular constante à malha móvel a fim de simular a razão de velocidade de ponta (TSR) do rotor Savonius. Tal condição não condiz com a da operação real de uma turbina, em que a velocidade angular sofre pequenas flutuações durante cada revolução do rotor, mas possibilita o cálculo. Uma análise adicional, submetendo a turbina a um vento turbulento, e com a aplicação de torque resistente proveniente, por exemplo, de um gerador elétrico, permitiria simular o regime transiente de fato de operação, mas ficou fora do escopo deste trabalho.

Para determinar a velocidade angular da malha móvel se faz necessário recorrer à Eq. 15. Os valores de TSR são determinados, sendo iguais a 0,25, 0,50, 0,75 e 1,00; são esses os valores comumente utilizados para aferição. Sendo assim, o valor do diâmetro, a velocidade de ponta de pá e velocidade do vento são constantes, possibilitando a determinação da velocidade angular do rotor.

10.5.1 Método iterativo e critério de parada adotado

Para solucionar as equações geradas pela discretização das equações de conservação, é utilizado o método iterativo de Gauss-Seidel, cujas etapas compreendem:

- I. Os valores iniciais para as variáveis são estimados;
- II. Determinação de um intervalo de tempo para as equações;
- III. Determinar o valor das variáveis pelas equações;
- IV. Avaliar se a convergência das variáveis foi satisfeita;
- V. Havendo convergência, finalizar. Caso negativo, retornar ao terceiro passo.

Para considerar a solução válida, os resíduos obtidos das variáveis devem ser inferiores a 10^{-5} (FERZIGER e PERIĆ, 2002; MOHAMED, 2011; MALISKA, 2017).

Também foi aplicado nas simulações em regime transiente um critério de parada temporal, sendo equivalente ao tempo necessário para o rotor realizar dez revoluções; quando esse critério é satisfeito, há a interrupção do quinto passo. O valor de dez revoluções dá-se pela constância no valor de coeficiente de potência médio. A primeira revolução é para iniciar a solução do escoamento correta, enquanto as propriedades do escoamento são obtidas pela média dos resultados das demais revoluções (MOHAMED, 2011; SATRIO, UTAMA e MUKHTASOR, 2018).

Para determinar o número de interações e o tempo necessário é utilizado a Eq. 64 e Eq. 65 (SATRIO, UTAMA e MUKHTASOR, 2018; SETIAWAN, YUWONO e WIDODO, 2018).

$$NTS = N \frac{360}{\theta} \quad \text{Eq. 64}$$

Sendo:

- NTS^{42} – Número de intervalo de tempo [adimensional];
- N – Número de rotações [adimensional];
- θ – Variação angular por intervalo de tempo [°].

$$TSS = \frac{N}{0,15915 \cdot \omega \cdot NTS} \quad \text{Eq. 65}$$

⁴² *Number of Time Step*

Sendo:

- TSS⁴³ – Tamanho do intervalo de tempo [s];
- NTS – Número de intervalo de tempo [adimensional];
- N – Número de rotações [adimensional];
- ω – Velocidade angular do rotor [rad/s].

A menor a variação angular por intervalo de tempo é benéfica para a simulação, mas demanda maior custo computacional. Por isso, considera-se que a variação angular ideal para rotores de eixo vertical seja de 5° , reduzindo em aproximadamente um terço do tempo de processamento, com baixa divergência de erro nos resultados obtidos, quando comparado à variação angular de 1° , sendo que o erro padrão é de 8,7% (SATRIO, UTAMA e MUKHTASOR, 2018).

Devido às limitações computacionais impostas pelo distanciamento social no período de realização deste trabalho, foi necessária a realização de um estudo de sensibilidade para adequar o tempo computacional. Verificou-se que, para uma variação angular de 15° , o erro encontrado foi de 9,6%, conforme apresentado na Figura 97, valor com pouca divergência do considerado ideal por Satrio, Utama e Mukhtasor (2018).

⁴³ *Time Step Size*

Figura 97 - Estudo de sensibilidade da variação angular em função do torque e do erro padrão.
Fonte: Autoral

Assim é possível determinar o número de intervalos de tempo e o tamanho do intervalo de tempo da simulação numérica. O número de intervalos de tempo não se altera, pois a variação angular e o número de rotações são constantes. Entretanto, o tamanho do intervalo de tempo é variável, pois para realizar os ensaios nos valores de TSR determinados, se faz necessário variar a velocidade angular, assim, para cada ensaio se faz necessário calcular seu respectivo TSS.

É possível determinar a quantidade de interações pelo produto do número de intervalos de tempo e o valor máximo de interações dentro desse intervalo. Segundo o manual do *software* Fluent®, o valor de interações ideais para se obter um resultado fidedigno dentro de um intervalo é entre 15 e 20 interações (ANSYS, 2013).

O número de interações determinado para ensaios transientes é aplicado nas simulações em regime permanente. Conforme apresentado na Figura 98, é possível avaliar que o resíduo das variáveis oscila pouco em função do número de interações.

Figura 98 - Variação residual pelo número de interações.
Fonte: Autoral

11. RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos com as simulações numéricas determinam o coeficiente de torque (C_t) e o coeficiente de potência (C_p) para as diferentes alterações na geometria do rotor Savonius. Com a mudança nas condições de rotação e velocidade de escoamento do fluido, o C_t e o C_p são calculados em relação à taxa de velocidade da ponta (TSR), considerando que o torque é obtido para diferentes posições angulares da turbina, em relação à direção do vento.

O desempenho da turbina Savonius padrão é comparado com rotores de diferentes geometrias. Todos os dados relatados neste estudo objetivam obter melhor entendimento da influência dos parâmetros geométricos no desempenho da turbina Savonius.

11.1 Validação dos Dados

O primeiro passo na realização de uma simulação numérica que objetive replicar um experimento real é a validação do modelo computacional.

Considerando que é muito difícil validar os padrões de escoamento dentro e ao redor do rotor Savonius, uma vez que é quase impossível obter uma avaliação em escala, no lugar de tentar validar o escoamento do fluido real e a performance da turbina, os dados obtidos nos ensaios foram comparados com fontes e estudos confiáveis de ensaios numéricos e experimentais. Dessa forma, a credibilidade em modelos numéricos é garantida quando os resultados encontrados pelo modelo computacional apresentem a devida concordância com ensaios pregressos (THACKER, DOEBLING, *et al.*, 2004; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019).

Conforme o trabalho “Conceitos de verificação e validação de modelo”⁴⁴, validação é definida como:

“A validação é o processo de determinar o grau em que um modelo é uma representação precisa do mundo real da perspectiva dos usos pretendidos do modelo”⁴⁵. (THACKER, DOEBLING, *et al.*, 2004, p. 2).

Assim, o processo de validação se faz necessário para mensurar a precisão de um modelo aplicado a um cenário específico, sem possibilidade de generalização e, portanto, não possibilitando sua utilização para provar a fidedignidade do modelo em diferentes cenários (THACKER, DOEBLING, *et al.*, 2004; REZAEIHA, MONTAZERI e BLOCKEN, 2019).

O estudo de validação consiste em avaliar a concordância do coeficiente de potência e torque em função da velocidade de ponta de pá da turbina da simulação numérica, realizada com os dados experimentais de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978), Modi, Roth e Fernando (1984) e Menet e Cottier (2003), e também com os dados numéricos de Absi *et al.* (2019).

Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978), realizaram ensaios em túnel de vento, utilizando a turbina Savonius padrão, para avaliar a oscilação do coeficiente de potência em função das variações geométricas relacionadas ao número de pás em um rotor Savonius e à influência do número de Reynolds. Os modelos avaliados possuem duas ou três pás, sendo mantidas as demais configurações geométricas do rotor Savonius padrão, em ensaios que simulavam velocidades de escoamento do túnel de vento de 7 e 14 m/s. Este estudo utilizou os dados de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978), obtidos nos ensaios com a turbina Savonius padrão, de duas pás, para validação dos dados obtidos

Objetivando desenvolver um rotor Savonius considerado ideal para uso em fazendas, Modi, Roth e Fernando (1984), avaliaram variações geométricas, como a razão

⁴⁴ “*Concepts of Model Verification and Validation*”

⁴⁵ “*Validation is the process of determining the degree to which a model is an accurate representation of the real world from the perspective of the intended uses of the model*”

de aspecto (Figura 48), o uso de defletores e de múltiplos estágios. O estudo foi realizado com auxílio de um túnel de vento, acionado com a velocidade de 5,5 m/s, em conformidade com a velocidade média dos ventos da região de estudo. Este estudo utilizou os dados de Modi, Roth e Fernando (1984), obtidos nos ensaios com a turbina Savonius padrão, com razão de aspecto de 0,77, sem defletor e com um estágio, para validação dos dados obtidos.

Realizando ensaios experimentais que, com velocidade de escoamento de 5 m/s, variavam a taxa de sobreposição das pás e a utilização de eixo no rotor Savonius padrão, Menet e Cottier (2003) auferiram o valor do torque estático em diferentes posições angulares do rotor para avaliar a influência dos parâmetros geométricos citados acima na eficiência aerodinâmica do rotor Savonius. Este estudo utilizou os dados de Menet e Cottier (2003), obtidos nos ensaios com a turbina Savonius padrão, com taxa de sobreposição considerada ideal e sem eixo, para validação dos dados obtidos.

Absi *et al.* (2019) utilizam o *software* Ansys Fluent© para realizar ensaios numéricos, em duas dimensões, comparando uma turbina Savonius padrão com outra que variava a superfície côncava da pá (Figura 99), de modo a aumentar sua área superficial (tubérculos). Este estudo também avaliou diferentes tipos de modelos de turbulência, como o *standard* k- ω , k- ω SST, *standard* k- ϵ e RKE, para velocidades de 6 e 9 m/s. Este estudo utilizou os dados de Absi *et al.* (2019), obtidos nos ensaios com a turbina Savonius padrão, com modelo de turbulência RKE, para validação dos dados obtidos.

Figura 99 - Modelo de turbina Savonius com tubérculos na face côncava da pá.
Fonte: (ABSI, SALLEH, *et al.*, 2019)

Os dados utilizados para validação vêm da simulação com o rotor Savonius padrão ideal, que prevê perfil das bordas planas e taxa de afastamento entre as pás nula, características geométricas semelhantes às descritas pelos autores supracitados.

A Figura 100 apresenta uma compilação dos valores de coeficiente de potência em função da taxa de velocidade da ponta de pá obtidos nos ensaios supracitados.

Figura 100 – Coeficiente de potência em função da TSR.

Adaptado: (SHELDAHL, BLACKWELL e FELTZ, 1978; MODI, ROTH e FERNANDO, 1984; ABSI, SALLEH, *et al.*, 2019)

A Figura 100 compara os resultados obtidos na literatura supracitada com a curva gerada nas simulações computacionais deste estudo, sendo possível constatar que o TSR de trabalho ideal da turbina Savonius situa-se no intervalo entre 0,7 e 0,9 e que, acima desse valor, ocorre uma queda no desempenho, conforme registrado por Akwa (2010). A Figura 101 corrobora tal ideia, pois apresentando uma curva de potência gerada pelo rotor em função da velocidade do fluido, é possível constatar que a TSR ideal é cerca de 0,75.

Figura 101 – Potência do rotor em função da velocidade.
Fonte: Autoral

É possível constatar grande concordância nas curvas e nos valores de C_p obtidos neste trabalho com os ensaios experimentais de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978) e Modi, Roth e Fernando (1984). Percebe-se também que a curva obtida com os dados do estudo de Absi *et al.* (2019) também concorda com os demais estudos, apesar do flagrante desvio nos valores do coeficiente de potência, que pode ser justificado pela simplificação geométrica do modelo (duas dimensões) dos ensaio computacional de Absi *et al.* (2019), ignorando características aerodinâmicas consideradas em um modelo de três dimensões.

Pode-se observar que a curva da Figura 100, obtida por simulação numérica, para intervalos de TSR de 0,25 a 1,00, apresenta boa concordância em relação às curvas dos estudos representados no gráfico, com erro padrão médio próximo de 1,0%. Conclui-se, portanto, que o modelo computacional apresentou concordância suficiente com os resultados de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978), de Modi, Roth e Fernando (1984) e com os dados numéricos de Absi *et al.* (2019), podendo ser utilizados para os propósitos deste trabalho.

A Figura 102 apresenta um compilado dos dados do coeficiente de torque estático para diferentes posições angulares, obtidos, tanto neste trabalho, como nos estudos de Menet e Cottier (2003).

Figura 102 - Coeficiente de torque estático em função da posição angular.
Fonte: (MENET e COTTIER, 2003)

A Figura 102 apresenta os resultados obtidos na literatura e a curva gerada pela simulação computacional. É possível constatar que os dados obtidos neste trabalho apresentam concordância com os resultados obtidos do ensaio experimental realizado por Menet e Cottier (2003), com o valor médio de erro padrão próximo de 6,1%. As pequenas divergências podem ser justificadas porque o estudo de Menet e Cottier (2003) realizou ensaios com variação das posições angulares de 15°, enquanto este trabalho, utilizou variação das posições angulares de 30°. Para obter maior precisão, faz-se necessário realizar maior número de simulações em regime transiente com menor variação da posição angular, o que demanda maior tempo computacional.

Analisando os resultados apresentados, pode-se concluir que os estudos ora realizados são representativos para o fenômeno estudado, concordando com os resultados

experimentais e computacionais utilizados para a condução de outras análises, sendo possível, com a realização de um maior número de simulações, a obtenção de maior refinamento das curvas de coeficiente de potência e torque estático.

11.2 Influência da Turbulência

O índice de turbulência (IT), conceituado na seção 8.3.14, está diretamente relacionado à turbulência de escoamento do fluido e como ela afeta o escoamento sobre o rotor, interferindo na quantidade de transferência de energia do fluido para a turbina. Foram realizadas simulações que avaliassem os efeitos do índice de turbulência sobre o desempenho do rotor Savonius padrão, sendo utilizados valores de IT de 0,01 e 0,10, para velocidades de 3,5; 7,0 e 11,0 m/s.

Para compreender os efeitos da variação do índice de turbulência, avaliou-se o coeficiente de torque para diferentes velocidades de vento, como representado na Figura 103, possibilitando a constatação de que a influência do índice de turbulência é maior para baixos índices de razão de velocidade de ponta de pá. Constata-se também que, com o aumento do valor de TSR, os valores do coeficiente de torque para os diferentes ITs tendem a convergir, havendo concordância com os dados obtidos no estudo de Akwa (2010).

Figura 103 - Coeficiente de torque em função da TSR.

Fonte: Autoral

Como representado na Tabela 6, os dados obtidos apresentam concordância com os resultados descritos por Cochran, Banks e Taylor (2004) e Akwa (2010), que também utilizaram o rotor Savonius padrão em suas simulações computacionais, que constataram que o aumento na intensidade de turbulência acarreta a redução do coeficiente de potência máxima.

Tabela 6 - Efeito da intensidade de turbulência no coeficiente de potência

Estudos	Cp Máx.	
	IT = 1%	IT = 10%
Cochran, Banks e Taylo (2004)	0,260 ± 0,026	0,230 ± 0,023
Akwa (2010)	0,250	0,200
Dados atuais	0,245	0,232

Adaptado: (COCHRAN, BANKS e TAYLOR, 2004; AKWA, 2010)

O aumento do índice de turbulência acarreta a redução do coeficiente de potência, porque parte da energia contida no escoamento do ar é convertida em energia cinética turbulenta. Conclui-se, portanto, que com o aumento do índice de turbulência de 1% a 10%, os resultados descritos por Cochran, Banks e Taylor (2004) mostram que o coeficiente de potência máximo obtido sofre uma redução de aproximadamente 11,5%, enquanto que Akwa (2010) prevê uma redução de 20%. Os valores obtidos pelas simulações realizadas neste estudo mostram que o coeficiente de potência máxima teve uma redução de cerca de 5,3% quando ocorre o aumento do índice de turbulência de 1% a 10%.

É possível observar na Figura 104 e Figura 105 que à montante do rotor, a energia cinética turbulenta é quase desprezível e que parte da força de sustentação decorrida do escoamento Coandă na borda de ataque da pá de avanço tende a ser convertida em energia cinética turbulenta, ocasionando a perda de eficiência do rotor.

Figura 104 - Energia cinética turbulenta do escoamento no rotor, $v = 7$ m/s, $IT = 1\%$.
Fonte: Autoral

Figura 105 - Energia cinética turbulenta do escoamento no rotor, $v = 7$ m/s, $IT = 10\%$.
Fonte: Autoral

Percebe-se também que ocorre aumento de energia cinética turbulenta na região de sobreposição das pás, região caracterizada pela presença de escoamento turbulento, como representado na Figura 42. Quando o índice de turbulência for igual a 10%, ocorre o aumento da energia cinética turbulenta na sobreposição das pás, com a consequente redução do efeito de recuperação de pressão na face concava da pá de retorno, prejudicando o desempenho do rotor.

Na Figura 104 e na Figura 105 nota-se, à jusante do rotor, um aumento nos índices de energia cinética turbulenta, denominada como efeito esteira, gerada pelo movimento angular do rotor. A turbulência gerada dissipa-se gradativamente à medida em que o fluido estiver se afastando do rotor.

11.3 Influência do Número de Reynolds

O número de Reynolds interfere significativamente no escoamento sobre o rotor, como descrito na seção 8.3.11. Ensaios constatarem que a variação do número de Reynolds se dá pela variação da velocidade do escoamento do ar. Enquanto os ensaios computacionais realizados avaliaram o coeficiente de torque para o rotor Savonius padrão, como apresentado na Figura 106, os dados obtidos nesse estudo foram comparados com os resultados de Akwa (2010) e Absi *et al.* (2019), a fim de obter uma maior compreensão do fenômeno.

Figura 106 - Coeficiente de torque em função da TSR, para diferente Re.
Fonte: Autoral

Na Figura 106 é possível constatar que o número de Reynolds interfere significativamente no escoamento sobre a turbina, e consequentemente, na transferência de quantidade de movimento da corrente de ar para a turbina. Constata-se também que com o aumento do valor de TSR os valores do coeficiente de torque para os diferentes números de Reynolds tendem a convergir mostrando a concordância dos resultados encontrados neste estudo com os do Akwa (2010) e Absi *et al.* (2019).

Como apresentado na seção 8.3.11, com o aumento do número de Reynolds, o coeficiente de potência também aumenta, pois, o aumento desse adimensional retarda a separação da camada limite na superfície convexa da pá de retorno, devido ao fato que o

fluido próximo à superfície possui maior energia cinética, proporcionando a manutenção da pressão no lado côncavo da pá de retorno e aumentando do torque do rotor.

Observando a Figura 107, é possível notar que, para posições angulares próximas a de 0° e 180° , ou seja, quando o rotor encontra-se paralelo ao sentido do escoamento, ocorre a redução no valor do torque estático. E em posições angulares próximas a de 90° e 270° , quando o rotor está perpendicular ao escoamento, o valor do coeficiente de torque estático aumenta.

Figura 107 - C_t estático em função da posição angular, para diferentes Re .

Fonte: Autoral

Esse fator se deve ao retardo da separação da camada limite, que reduz a força de arrasto no rotor, tornando a força de sustentação mais significativa para delimitar a força resultante. A Figura 108 auxilia na percepção de que, quando se analisa a variação das forças sobre o rotor estático, em função da posição angular, nas posições angulares iguais a 150° e 0° , destacam-se a redução da força de arrasto e o aumento da força de

sustentação (FUJISAWA e GOTOH, 1992; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008; AKWA, 2010; ROY e SAHA, 2013).

Figura 108 - Esquema com a variação das forças sobre o rotor Savonius.
Adaptado: (AKWA, 2010)

É importante destacar que a força de sustentação, resultante do escoamento Coandă, pode ser negativa para velocidade baixas, sendo a velocidade uma das variáveis para determinar o número de Reynolds, cujo aumento possibilita a obtenção de valores positivos para a força de sustentação, mesmo para baixos TSR, conforme apresentado na Figura 109. Vale destacar que a força de sustentação mantém o torque do rotor satisfatório, mesmo quando a força de arrasto for baixa (CHAUVIN e BENGHRIB, 1989; GOLECHA, KAMOJI, *et al.*, 2012).

Figura 109 - Variação do coeficiente de sustentação em função da TSR.
Fonte: (CHAUVIN e BENGHRIB, 1989)

11.4 Borda da pá

Apenas dois artigos estudaram a influência do perfil da borda de uma pá Savonius, utilizando ensaios em túnel de vento para avaliar, de forma bem simplificada, as consequências oriundas da alteração de diferentes configurações de geometria do rotor Savonius.

Os estudos de Kamoji, Kedare e Prabhu (2006; 2008) avaliaram o coeficiente de torque estático para diferentes posições angulares do rotor, adotando diferentes razões de sobreposição de pás e dois perfis de borda (plana e arredondada), com número de Reynolds igual a 120.000.

Os autores demonstraram que o coeficiente de torque estático médio é, aproximadamente, 3% superior em rotores com borda arredondada. A maior eficiência é verificada em posições angulares próximas de 45° , como é possível ver na Figura 110, que apresenta a variação do C_t estático da borda plana e arredondada, considerada desprezível pelos autores (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008), que focaram a atenção nos efeitos da sobreposição das pás. A ausência de uma comparação minuciosa dos efeitos do perfil da borda motivou a análise mais profunda desse assunto.

Figura 110 - C_t estático em função da posição angular para borda do rotor plana e arredondada.
 Fonte: (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008)

11.4.1 Influência do perfil de borda

Por ser um tema pouco explorado, faz-se necessário estudar a influência do perfil de borda da pá do rotor, avaliando os resultados obtidos dos ensaios computacionais realizados para obter o coeficiente de torque estático para o rotor Savonius padrão com borda plana e arredondada, como apresentado na Figura 111; os dados obtidos foram comparados com os resultados de Kamoji, Kedare e Prabhu (2008), a fim de obter validação dos dados e uma maior compreensão do fenômeno.

Figura 111 – Coeficiente de torque estático em função da posição angular.

Fonte: Autoral

É possível constatar que os dados obtidos neste trabalho apresentam concordância com os resultados obtidos do ensaio experimental realizado por Kamoji, Kedare e Prabhu (2008). As pequenas divergências podem ser justificadas pela

discrepância nos parâmetros utilizados em cada estudo: enquanto Kamoji, Kedare e Prabhu (2008) realizaram ensaios com velocidade de escoamento igual a 14 m/s e com variação das posições angulares de 15° , como demonstrado na Figura 110, este trabalho utilizou velocidade de escoamento de 7 m/s e variação das posições angulares de 30° . Para obter maior precisão, faz-se necessário realizar maior número de simulações em regime transiente, com menor variação da posição angular e diferentes velocidades de escoamento, demandando maior tempo.

Para suprimir tais divergências se faz necessário realizar ensaios com características semelhantes, como ensaios experimentais, velocidade de escoamento diferente além de menores variações de posições angulares, a fim de obter maior precisão. Assim, faz-se necessário realizar maior número de simulações em regime transiente, com menor variação da posição angular e diferentes velocidade de escoamento, demandando maior tempo.

A Figura 112, apresentam os valores do coeficiente de torque estático em função da posição angular (θ), obtidos para o rotor Savonius para velocidades de vento incidente iguais a 7,0 m/s, para rotores que apresentam bordas com as diferentes geometrias estudadas.

Figura 112 - C_t estático em função da posição angular.
Fonte: Autoral

É possível constatar, avaliando a Figura 112, que os perfis das bordas resultam curvas de coeficiente de torque estático similares, mas os perfis de bordas chanfradas têm impacto no coeficiente de torque nas posições angulares de 60° a 100° e apresentam C_t estático superior ao da borda plana.

Considerado um dos principais índices de desempenho para turbinas, este estudo avaliou o coeficiente de torque em função da TSR. Pode-se observar, na Figura 113, que os valores do coeficiente de torque diminuem em função do aumento dos valores de TSR, pois quando o rotor possui velocidade de ponta de pá superior à velocidade relativa do fluido, em determinadas posições angulares, ocorre a transferência de energia do rotor

para o fluido, acarretando o aumento de carga no eixo e, conseqüentemente, a redução do torque gerado pelo rotor (AKWA, 2010; ROY e SAHA, 2015).

Figura 113 - Ct x TSR em função do perfil da borda. Fonte: Autoral

O gráfico representado na Figura 114 relaciona o coeficiente de potência de um rotor Savonius, com bordas de diferentes geometrias e a TSR, para velocidades de vento incidente iguais a 3,5 e 11 m/s. O coeficiente de potência varia em função da TSR até atingir a faixa de trabalho ideal, quando a velocidade da ponta de pá varia entre 0,7 e 0,9. Acima desse TSR, o valor do coeficiente de potência passa a decrescer.

Figura 114 - C_p x TSR em função do perfil da borda.
Fonte: Autoral

O gráfico é gerado a partir de quatro pontos do TSR, que podem ser aprimorados em trabalhos futuros, entretanto é possível afirmar baseado neste gráfico, que para baixo TSR, a geometria da borda tem baixa interferência na eficiência do rotor Savonius, pois o resultado do C_p tende a convergir. Com o aumento da razão de velocidade de ponta de pá, a geometria do rotor se torna mais relevante, pois o coeficiente de potência tem grande dispersão e quando o TSR se aproximar de 1,6 as curvas de C_p convergiram para zero, como representado na Figura 38.

Na Figura 115, é possível observar a energia cinética turbulenta formada na sobreposição das pás, o que justifica a dispersão do coeficiente de potência em função do

aumento da TSR, quando ocorre a conversão de energia cinética em energia cinética turbulenta na sobreposição das pás, afetando, diretamente, a recuperação de pressão na área côncava da pá (Figura 116) e reduzindo o torque do rotor (FUJISAWA e GOTOH, 1992; D'ALESSANDRO, MONTELPARE e SECCHIAROLI, 2010).

Figura 115 – Variação da energia cinética turbulenta para rotor com borda plana, $v = 11,0 \text{ m/s}$.
Fonte: Autoral

Figura 116 – Variação de pressão para rotor com borda plana, $v = 11,0$ m/s.
Fonte: Autoral

Em baixas velocidades, o escoamento possui menor turbulência, apresentando características próximas a de um escoamento laminar, uniformizando o valor da pressão de trabalho. Por essa razão, as turbinas Savonius possuem bom torque em baixas velocidades de vento. Na Figura 117, que apresenta um ensaio computacional com velocidade de $3,5$ m/s, pode-se observar a redução da energia cinética turbulenta em relação à Figura 115 (FUJISAWA e GOTOH, 1992; D'ALESSANDRO, MONTELPARE e SECCHIAROLI, 2010).

Figura 117 – Variação da energia cinética turbulenta para rotor com borda plana, $v = 3,5$ m/s.
Fonte: Autoral

Observa-se, na Figura 118, que existe uma área de alta pressão, distribuída uniformemente à montante e à jusante do rotor e uma área de baixa pressão distribuída irregularmente. A diferença de pressão, à montante e à jusante do rotor, é responsável pela geração do torque e da rotação do rotor. Com a redução da turbulência, como representado na Figura 117, ocorre o aumento no efeito de recuperação de pressão na face côncava da pá de retorno, que reduz a diferença de pressão na pá de retorno e, consequentemente, contribui com a geração de torque (FUJISAWA e GOTOH, 1992; D'ALESSANDRO, MONTELPARE e SECCHIAROLI, 2010; MOSBAHI, LAJNEF, *et al.*, 2021)..

Figura 118 – Variação de pressão para rotor com borda plana, $v = 3,5$ m/s.
Fonte: Autoral

É importante destacar que o fluido, aderindo à superfície curva da pá de avanço, acarreta o efeito Coandă, gerando uma força de sustentação sobre a superfície convexa da pá de avanço, em sentido à pá côncava de retorno, contribuindo com o torque médio do rotor.

O perfil de borda arredondada exerce função semelhante ao bordo de ataque da asa de um avião, reduzindo o arrasto e auxiliando a geração de força de sustentação na pá e, conseqüentemente, reduzindo a perda de carga (Figura 119). Em contraponto, a borda plana atua como uma barreira, aumentando a pressão aerodinâmica gerada na borda da pá e, conseqüentemente, convertendo a energia contida no escoamento em turbulência (Figura 115).

Figura 119 – Variação de energia cinética turbulenta para rotor com borda arredondada, $v = 11,0$ m/s.
Fonte: Autoral

Também é possível observar, na Figura 119, que, no escoamento que ocorre na sobreposição das pás, a energia cinética turbulenta é inferior, quando comparado com a Figura 115, auxiliando na recuperação de pressão na face côncava da pá de retorno (Figura 120), ilustrando como a sobreposição é beneficiada com a variação do perfil da borda de pá.

Figura 120 - Variação de pressão para rotor com borda arredondada, $v = 11$ m/s.
Fonte: Autoral

Para a posição angular igual a 0° , as características do escoamento sobre as pás assemelham-se ao fluxo em torno de um cilindro. Como apresentado na Figura 43, a borda do rotor é um dos pontos de separação induzido pela existência de cantos vivos nos corpos, possibilitando, assim, que o ponto de separação desloque-se à jusante, reduzindo o arrasto na pá de avanço. Por ser um deslocamento muito pequeno, a variação do torque é igualmente pequena, justificando o coeficiente de torque de bordas arredondadas ser superior ao de borda plana nesta posição angular (NIECKELE, 2013; ALIFERIS, JESSEN, *et al.*, 2019).

Como representado na Tabela 7, os dados obtidos apresentam pequenas divergências com os resultados descritos por Kamoji, Kedare e Prabhu (2008), cujos

ensaios experimentais constataram que a variação do perfil de borda de pá do rotor Savonius aumenta o coeficiente de torque estático.

Tabela 7 - Efeito do perfil de borda de pá no coeficiente de torque

Estudos	Ct estático	
	Borda plana	Borda arredondada
Kamoji, Kedare e Prabhu (2008)	0,191	0,196
Dados atuais	0,251	0,263

Adaptado: (KAMOJI, KEDARE e PRABHU, 2008)

A alteração do perfil de borda de pá do rotor aumenta o coeficiente de torque estático médio. Conforme resultados descritos por Kamoji, Kedare e Prabhu (2008), o coeficiente de torque estático obtido sofre um aumento de aproximadamente 3%, como apresentado anteriormente. Em dados obtidos pelas simulações realizadas neste estudo, o coeficiente de torque estático médio teve um aumento de 4,8%, quando utilizado o perfil de borda arredondado. As pequenas divergências podem ser justificadas, pois Kamoji, Kedare e Prabhu (2008) realizaram ensaios com velocidade de escoamento igual a 14 m/s e com variação das posições angulares de 15°, enquanto este trabalho utilizou velocidades de escoamento de 3,5; 7; 11 m/s e variação das posições angulares de 30°.

11.5 Razão de afastamento da pá (Ra)

Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986) também realizaram ensaio em túnel de vento e avaliaram diversas configurações geométricas do rotor Savonius para determinar sua

configuração ideal, como razão de aspecto, número de pás, perfil da pá, razão de sobreposição das pás, entre outros.

O ensaio de uma turbina Savonius de duas pás semicirculares foi realizado em um túnel de vento com velocidade de escoamento de 6 m/s, sobreposição das pás igual a 0,20, e razão de aspecto igual a 2,00. Foram avaliadas as razões de afastamento de 0,00; 0,05, 0,10 e 0,15 para verificar as variações dos coeficientes de torque e de potência em função da TSR, como apresentado na Figura 121.

Figura 121 - Variações do coeficiente de potência em relação à TSR.
Fonte: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986)

Esse estudo ratificou que tanto o coeficiente de torque quanto o de potência são maiores quando o afastamento das pás é nulo, diminuindo de maneira escalonada na medida em que se aumenta esse afastamento (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986).

Ebrahimpour *et al.* (2019) realizaram ensaios numéricos bidimensionais de um rotor Savonius de duas pás semicirculares com eixo passante com área de seção transversal de $0,33 \text{ m}^2$ e raio de 165 milímetros. Este ensaio utilizou velocidade de escoamento do ar de 9 m/s , com modelo de turbulência *realizable* K- ϵ (RKE), o mesmo utilizado neste estudo.

O trabalho de Ebrahimpour *et al.* (2019) tem como objetivo avaliar a razão de sobreposição das pás positiva e negativamente, além de, como demonstrado na Figura 122, a razão de afastamento das pás positiva e negativa, consensualmente denominada como razão de afastamento (*gap ratio*) que, especificamente neste trabalho, foi denominado como razão de sobreposição vertical (*vertical overlap*), dificultando a pesquisa e provocando, por consequência, que o texto fosse encontrado apenas na fase de fechamento deste trabalho.

Figura 122 – Modelo de ensaio de razão de afastamento da pá de Ebrahimpour et al. (2019).
Fonte: (EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

Ao realizar ensaios com variação da razão de sobreposição das pás, Ebrahimpour *et al.* (2019) verificaram que a razão ideal é de +0,15 e utilizaram esse indicador para

ensaiar razões de afastamento de $-0,20$ a $+0,20$, com intervalos de $0,05$, como demonstrado na Figura 122.

Ebrahimpour *et al.* (2019) constata que a configuração com melhor desempenho tem sobreposição de $+0,15$ e afastamento da pá de $-0,10$, que melhora o coeficiente de torque médio em, aproximadamente, 16% e o coeficiente de potência médio em 7,5%, quando comparado ao estado de base com sobreposição e afastamento nulo, como é possível observar na Figura 123.

Figura 123 - Coeficiente de torque (a) e potência (b) em função da razão de afastamento.
Fonte: (EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

Vale ressaltar que parte do projeto desenvolvido por Ebrahimpour *et al.* (2019) difere dos trabalhos de Alexander e Holownia (1978), apresentado na Figura 51, e de Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986), apresentado na Figura 121, pois as curvas da Figura 123 não apresentam escalabilidade em função da variação da razão de afastamento e os valores de aumento do C_p com a razão de afastamento se apresentaram não condizentes com a realidade.

A necessidade de uma comparação minuciosa dos efeitos da razão de afastamento da pá de afastamento negativa motivou a análise mais profunda desse assunto.

11.5.1 Influência da razão de afastamento

Para estudar a influência da razão de afastamento das pás do rotor analisando os resultados obtidos dos ensaios computacionais, faz-se necessária a validação dos dados obtidos numericamente para uma maior compreensão do fenômeno. Inicialmente foram comparados na Figura 124 os coeficientes de potência calculados neste trabalho com razão de afastamento nula com os de Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986) e de Ebrahimpour *et al.* (2019).

Figura 124 – C_p em função de TSR, comparação de estudos.

Adaptado: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

Como descrito anteriormente os dados obtidos neste trabalho apresentam razoável concordância com os resultados experimentais de Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986), apresentando uma curva de aspecto similar; as discordâncias podem ser justificadas por se tratar de resultados numéricos, além da diferença de velocidade dos ensaios e das diferentes geometrias adotadas.

Com relação à curva de Ebrahimpour *et al.* (2019), não houve grande concordância, o que pode ser justificado pela simplificação geométrica do modelo (duas dimensões) dos ensaios computacionais de Ebrahimpour *et al.* (2019), ignorando características aerodinâmicas consideradas em um modelo de três dimensões, além da diferença na velocidade de escoamento do fluido.

Como apresentado anteriormente, a razão de afastamento ideal é a nula, e o aumento da razão é inversamente proporcional à sua eficiência, havendo uma escalabilidade, como é possível observar na Figura 125. Assim, os dados de Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986) e Ebrahimpour *et al.* (2019) apresentam concordância com os resultados encontrados neste estudo.

Figura 125 - Coeficiente de potência x TSR em função da razão de afastamento.

Adaptado: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

A sobreposição das pás do rotor com afastamento nulo gera um escoamento entre as pás, acarretando o efeito de recuperação de pressão, que melhora o desempenho do rotor. Com o afastamento das pás, ocorre a redução do coeficiente de potência, pois o ar flui excessivamente na sobreposição da pá de avanço para a pá de retorno, reduzindo o escoamento do ar que gera a força de arrasto efetiva na face côncava da pá de retorno (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; NAKAJIMA, IIO e IKEDA, 2008).

O conceito de razão de afastamento negativo é pouco explorado na literatura, sendo apenas abordado por Ebrahimipour *et al.* (2019), que apresenta alguns dados;

entretanto, suas curvas não apresentam escalabilidade. Ambos os resultados são apresentados na Figura 126.

Figura 126 - Coeficiente de potência x TSR em função da razão de afastamento.

Adaptado: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

Como os dados de Ebrahimpour *et al.* (2019) não apresentam escalabilidade, é preferível avaliar de maneira mais criteriosa o efeito da razão de afastamento. Assim, para avaliar a influência da razão de afastamento negativa, foram calculados neste estudo os resultados mostrados na Figura 127.

Figura 127 - Coeficiente de potência x TSR em função da razão de afastamento.
Fonte: Autoral

É possível constatar que a aproximação das pás acarreta a redução do coeficiente de potência do rotor Savonius, como demonstrado na Figura 127, ou seja, a redução da razão de afastamento é proporcional ao C_p . Confirma-se assim que a razão de afastamento nulo apresenta resultados ideal de C_p . O mesmo é possível afirmar para o coeficiente de torque, conforme apresentado na Figura 128.

Figura 128 - Coeficiente de torque x TSR em função da razão de afastamento.
Fonte: Autoral.

A Tabela 8 permite comparar os coeficientes de potência médios calculados neste trabalho com os apresentados por Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986) e por Ebrahimpour *et al.* (2019).

Tabela 8 – Estudos da influência da razão de afastamento no coeficiente de potência

Estudos	Cp Médio		
	Ra = 0,00	Ra = +0,10	Ra = -0,10
Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986)	0,160	0,146	-
Ebrahimpour et al. (2019)	0,133	0,106	0,139
Dados atuais	0,184	0,165	0,155

Adaptado: (USHIYAMA, NAGAI e SHINODA, 1986; EBRAHIMPOUR, SHAFAGHAT, *et al.*, 2019)

Conforme apresentados na seção 8.3.3, os resultados de Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986) demonstram que a razão de afastamento ideal é a nula, e que quando se aumenta a Ra para +0,10, o rotor Savonius tem uma perda de Cp de aproximadamente 9%, dado que apresenta grande concordância com o encontrado por este estudo, em que a mesma variação na razão de afastamento acarreta uma redução de 10,1%.

Ebrahimpour *et al.* (2019) demonstraram que a variação +0,10 da Ra acarreta uma redução de aproximadamente 20% do Cp. Quando apresentado o resultado da razão de afastamento negativa, houve ganho no desempenho do rotor, de aproximadamente 4,3%, resultado esse não compatível com o encontrado neste estudo, que calculou uma redução de aproximadamente 15% do coeficiente de potência do rotor.

Entretanto, mesmo o afastamento nulo apresentando o maior coeficiente de potência e torque médio elevado, para posições angulares de 0° a 75° o rotor com taxa de afastamento positivo apresenta torque estático superior ao nulo. Por outro lado, nas posições angulares de 90° a 150°, a aproximação das pás acarreta o aumento do torque estático. A Figura 129 representa os valores de torque estático em função da posição angular.

Figura 129 - C_t estático em função da razão de afastamento.
Fonte: Autoral.

Nota-se assim que com razão de afastamento diferente de 0,0 o torque estático do rotor Savonius sofre grande variação em função da posição angular da pá. Também se observa que a variação do torque máximo com a taxa de afastamento em função da posição angular é cíclica, variando de 30° em 30°. Isso se deve pela exposição de diferentes faces do rotor ao escoamento, quando o valor de sua posição angular se altera.

Figura 130 – C_t estático pela posição angular em função da taxas de afastamento.
Fonte: Autoral

O torque elevado nas posições angulares de 0° a 60° na razão de afastamento negativa deve-se à aproximação das pás que faz com que o escoamento tangencie a face convexa da pá de retorno no sentido da pá de avanço, como representado pelos vetores de velocidade na Figura 131, acarretando perda de energia cinética em forma de turbulência do escoamento do ar na face concava da pá de avanço; comparando-se a Figura 132 com a Figura 133 verifica-se que tal comportamento não ocorre quando existe afastamento positivo.

Figura 131 - Vetores de velocidade, $Ra = -0,10$.
Fonte: Autoral.

Figura 132 - Energia cinética turbulenta, $Ra = -0,10$.
Fonte: Autoral.

Figura 133 - Energia cinética turbulenta, $Ra = +0,10$.
Fonte: Autoral.

Como apresentado anteriormente, com o aumento do afastamento, o ar flui excessivamente sobre a sobreposição da pá de avanço para a pá de retorno, gerando a perda de torque em determinadas posições angulares. Entretanto, o torque elevado no afastamento negativo, nas posições angulares de 90° a 150° , deve-se à aproximação das pás que gerou uma espécie de “bico injetor” (NASA, 2010), que fez o fluido escoar tangencialmente à superfície côncava, como representado na Figura 134, acarretando a redução do coeficiente de potência pelo efeito Coandă, pois o consequente aumento na velocidade do fluido no lado côncavo da pá de retorno do rotor Savonius acarreta a queda de pressão nessa área, reduzindo a formação de vórtice da pá de retorno na Figura 133.

Figura 134 - Velocidade, $Ra = -0,10$.
Fonte: Autoral.

Existe uma área de alta pressão distribuída uniformemente à montante e à jusante do rotor e uma área de baixa pressão distribuída irregularmente. A diferença de pressão, à montante e à jusante do rotor, é responsável pela geração do torque e da rotação do rotor. O vórtice da pá de retorno se oriunda da diferença de pressão entre a superfície côncava da pá de retorno e do entorno do rotor; a Figura 135 e a Figura 136 ilustram a diferença de pressão, que é amenizada com o afastamento das pás.

Figura 135 - Pressão, $Ra = -0,10$.
Fonte: Autoral.

Figura 136 - Pressão, $Ra = +0,10$.
Fonte: Autoral.

O estudo da influência do parâmetro razão de afastamento da pá sobre o torque mostra ser plausível melhorar o desempenho do rotor Savonius alterando dinamicamente a razão de afastamento em função de sua posição angular, aproveitando assim o torque elevado das diferentes razões de afastamento da pá. Evidentemente, um mecanismo que permitisse obter tal afastamento dinâmico seria de grande complexidade.

11. CONCLUSÕES

Realizou-se a revisão bibliográfica, com o propósito de elencar os principais parâmetros geométricos de uma turbina Savonius. Dentre os trabalhos pesquisados, identificou-se que os parâmetros geométricos mais estudados são: placa final, razão de sobreposição, razão de aspecto, número de estágios, número e formato das pás e presença ou ausência de eixo central, constatando-se uma defasagem de conhecimento em relação à influência do perfil de borda e da taxa de afastamento, parâmetros geométricos que foram definidos como objetivo de investigação.

Sendo assim, este trabalho desenvolveu simulações numéricas do escoamento de ar no entorno de um rotor eólico Savonius. Os resultados obtidos concordam com os dados experimentais de Sheldahl, Blackwell e Feltz (1978); Modi, Roth e Fernando (1984) e Menet e Cottier (2003) e também com os valores numéricos de Absi *et al.* (2019), permitindo concluir que os procedimentos e modelos utilizados no presente trabalho são adequados para a análise proposta e as soluções obtidas são representativas do fenômeno analisado.

Os resultados simulados exibidos indicam que o modelo de turbulência empregado, *Realizable* k - ϵ , consegue representar as características do escoamento necessárias para avaliar o desempenho do rotor Savonius. A modelagem empregada, juntamente com os parâmetros escolhidos, indica que esta metodologia pode ser adotada em novos estudos, que visem investigar diferentes configurações de turbinas Savonius, incluindo modelos com estatores diferentes e com parâmetros geométricos de rotor alterados.

Previamente à realização das simulações, a convergência da malha foi analisada, observando a independência de malha e utilizando o método *Grid Convergence Index* (GCI). O resultado apontou que existe independência de malha e o índice de convergência é igual a 3,3%, indicando que os resultados obtidos convergem para um resultado teoricamente ideal.

Este estudo confirmou que aumento do índice de turbulência reduz o coeficiente de potência, pois parte da energia contida no escoamento do ar é convertida em energia cinética turbulenta. Cochran, Banks e Taylo (2004) e Akwa (2010) demonstraram que o aumento do índice de turbulência de 1% para 10% reduz a potência máxima em cerca de 5,3%.

Conforme demonstrado por Akwa (2010), ao aumentar o número de Reynolds o coeficiente de potência também aumenta, pois este incremento retarda a separação da camada limite na superfície convexa da pá de retorno, auferindo torque ao rotor.

A alteração do perfil de borda de pá do rotor afeta o coeficiente de torque estático médio. O uso de borda arredondada acarreta um aumento de 4,8% em relação ao uso de borda plana, pois, a borda arredondada auxilia a reduzir a turbulência na sobreposição da pá, além de atuar como bordo de ataque. Para escoamentos de baixas velocidades o perfil de borda arredondado apresenta menor turbulência, com características próximas às de um escoamento laminar, diminuindo a formação de vórtices. Os resultados e análises apresentadas permitiram que fossem interpretados os fenômenos responsáveis pelo melhor desempenho do perfil de borda arredondada e cumpriram plenamente os objetivos relativos a este tópico da pesquisa.

Os ensaios computacionais calculados com a razão de afastamento positiva geraram resultados que convergem com os de Ushiyama, Nagai e Shinoda (1986) e Ebrahimpour *et al.* (2019), ratificando que o maior desempenho é obtido na razão de afastamento nulo. Foi possível verificar que o afastamento das pás de +0,10 implica na perda de eficiência média de aproximadamente 10%, em relação ao afastamento nulo.

Avaliando os efeitos da razão de afastamento negativa e comparando com os resultados de Ebrahimpour *et al.* (2019), houve divergência de conclusões, indicando ser necessário um maior aprofundamento deste aspecto. O resultado aqui obtido foi que a razão de afastamento das pás de -0,10 implica na perda de eficiência média de aproximadamente 15% em relação ao afastamento nulo.

Foi constatado que, para diferentes posições angulares, as razões de afastamento positiva e negativa aumentam o C_p , levantando a hipótese de que seria possível melhorar o desempenho do rotor alterando dinamicamente a razão de afastamento da pá.

Os resultados gerais, explicados nas seções anteriores desse trabalho, são representativos da operação de turbinas Savonius. As informações contidas nesta dissertação, juntamente com os resultados exibidos, constituem uma importante fonte de dados para futuros trabalhos nesta área do conhecimento. Todas as etapas de elaboração do presente trabalho foram detalhadas de forma a contribuir didaticamente para uma maior aprendizagem do tema abordado, sendo que os conhecimentos adquiridos poderão ser empregados na realização de trabalhos posteriores.

Para aprimorar as análises, em trabalhos futuros propõe-se obter resultados para simulações em regime transiente adotando intervalos de integração e de deslocamentos angulares menores. Variações do modelo e das condições de contorno da turbulência usados nas simulações também são temas relevantes a serem abordados nos trabalhos seguintes. Análises transientes que incluam a turbulência do vento incidente e os torques resistentes atuantes sobre o rotor servirão para avaliar a produção de potência do rotor Savonius e os esforços dinâmicos que deverão ser levados em conta no seu projeto e dimensionamento.

12. TRABALHOS FUTUROS

A partir dos estudos realizados no presente trabalho sugere-se a realização de novas pesquisas, como por exemplo:

- Realização de experimentos em túneis de vento para efeitos de comparação com os resultados numéricos apresentados, adotando a mesma geometria e parâmetros simulados neste trabalho, como razão de aspecto, razão de sobreposição, razão de afastamento e perfil de borda de pá;
- Realizar estudos que avaliem as mesmas alterações geométricas e parâmetros, adotando diferentes modelos de turbulência, como SST k- ω , RNG k- ϵ , Spalart-Allmaras, dentre outros;
- Analisando a influência da razão de afastamento, percebe-se que diferentes razões de afastamento maximizam o torque estático e a potência da turbina. Dessa forma, um mecanismo que altere dinamicamente a razão de afastamento em função da posição angular pode ser desenvolvido, com o objetivo de avaliar a possibilidade de melhorar o desempenho do rotor Savonius;
- Desenvolver estudos semelhantes aos realizados neste trabalho, com metodologia similar, objetivando verificar a influência da variação dos parâmetros geométricos em outros perfis de pás, como o semi-elíptico e o perfil Bach, dentre outros (ROY e SAHA, 2015).

BIBLIOGRAFIA

ABEEÓLICA. **Boletim anual de geração eólica 2018**. Associação Brasileira de Energia Eólica. São Paulo, p. 28. 2019.

ABEEÓLICA. **Boletim Anual de Geração Eólica 2019**. Associação Brasileira de Energia Eólica. São Paulo, p. 28. 2020.

ABRAHAM, J. P. et al. Summary of Savonius wind turbine development and future applications for small-scale power generation. **Journal of Renewable and Sustainable Energy** **4**, 4, n. 4, ago. 2012. 21. Disponível em: <<https://doi.org/10.1063/1.4747822>>.

ABSI, M. A. et al. Experimental Study of the Performance of the Elliptical Savonius Turbine and New Design for Blade Shape Using A 3D Printing Technology. **International Journal of Mechanical & Mechatronics Engineering**, 19, n. 4, ago. 2019. 85-89. Disponível em: <http://ijens.org/Vol_19_I_04/192104-3535-IJMME-IJENS.pdf>.

AKWA,. **Análise Aerodinâmica De Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica Dos Fluidos Computacionais**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 149. 2010.

AKWA, J. V. **Estudo numérico e experimental do escoamento sobre um rotor eólico Savonius em canal aerodinâmico com alta razão de bloqueio**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 173. 2014.

AKWA, J. V.; PETRY, A. P. Análise do desempenho de rotores eólicos Savonius empregando o método de volumes finitos. **Revista Brasileira de Energia Solar**, Porto Alegre, II, n. 2, dez. 2011. 164 – 175. Disponível em: <<https://rbens.emnuvens.com.br/rbens/article/view/70>>.

AKWA, J. V.; VIELMO, A.; PETRY,. A review on the performance of Savonius wind turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 16, jun. 2012. 3054-3064. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2012.02.056>>.

ALEXANDER, A. J.; HOLOWNIA, B. P. Wind tunnel tests on a savonius rotor. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 3, n. 4, p. 343-351, 1978. ISSN 0167-6105. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0167-6105\(78\)90037-5](https://doi.org/10.1016/0167-6105(78)90037-5)>.

ALI, M. H. Experimental Comparison Study for Savonius Wind Turbine of Two & Three Blades At Low Wind Speed. **International Journal of Modern Engineering Research**, 3, n. 5, out. 2013. 2978 - 2986.

ALIFERIS, A. D. et al. Performance and wake of a Savonius vertical-axis wind turbine under different incoming conditions. **Wind Energy**, 22, n. 09, set. 2019. 1260-1273. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/we.2358>>.

ALOM, N.; SAHA, U. K. Four Decades of Research Into the Augmentation Techniques of Savonius Wind Turbine Rotor. **Journal of Energy Resources Technology**, 140, maio 2018. 14. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.4038785>>.

AMARANTE, O. A. C. et al. Wind/Hydro Complementary Seasonal Regimes in Brazil. **DEWI Magazin**, n. 19, ago. 2001. 79 – 86. Disponível em: <https://www.dewi.de/dewi/fileadmin/pdf/publications/Magazin_19/13.pdf>. Acesso em: 01 set. 2019.

ANDERSEN, T. S. et al. **Mod-OA 200 kW Wind Turbine Generator Design and Analysis Report**. National Aeronautics and Space Administration. Clevelândia, p. 397. 1980. (NASA-CR-16512819810019978).

ANEEL. **Atlas da energia elétrica do Brasil**. 2. ed. Brasília: Agência Nacional de Energia Elétrica, 2005. 243 p. ISBN 85-87491-09-1. Disponível em: <http://www.aneel.gov.br/documents/656835/14876406/2005_AtlasEnergiaEletricaBrasil2ed/06b7ec52-e2de-48e7-f8be-1a39c785fc8b>.

ANSYS. **ANSYS Fluent Theory Guide**. ANSYS, Inc. Canonsburg, p. 814. 2013.

AUTODESK. SST K-Omega Turbulence Models. **Autodesk Help**, 09 dez. 2019. Disponível em: <<https://knowledge.autodesk.com/support/cfd/learn->

explore/caas/CloudHelp/cloudhelp/2014/ENU/SimCFD/files/GUID-0F5C4828-9F91-46B6-A16A-2578D72DCFCC-htm.html>. Acesso em: 18 abr. 2021.

AVRAHAM,. Turbulence Modeling – Near Wall Treatment. **CFD Israel**, 04 maio 2020. Disponível em: <<https://cfdisraelblog.wpcomstaging.com/2020/05/04/sensitive-turbulence-models-near-wall-modeling-phenomenological-and-technical-explosion/>>. Acesso em: 18 abr. 2021.

BACH, G. V. Untersuchungen über Savonius-Rotoren und verwandte Strömungsmaschinen. **Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens**, Berlin, 2, n. 1, jun. 1931. 218 – 231. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/BF02579117>>.

BENESH, A. H. **Benesh**. United States Patent. Pierre, p. 05. 1996. (5494407).

BETZ,. **Introduction to the Theory of Flow Machines**. Oxônia: Pergamon Press, 1966. 300 p. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/C2013-0-05426-6>>.

BHUTTA, M. M. A. et al. Vertical axis wind turbine – A review of various configurations and design techniques. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 16, n. 1, maio 2012. 1926 – 1939. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2011.12.004>>.

BHUYAN, S. K.; BISWAS, A. Investigations on self-starting and performance characteristics of simple H and hybrid H-Savonius vertical axis wind rotors. **Energy Conversion and Management**, 87, n. 1, nov. 2014. 859 – 867. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.07.056>>.

BILSTEIN, R. E.; CROUCH, T. D.; BOYNE, W. J. History of flight. **Encyclopedia Britannica**, 03 dez. 2018. ISSN 1-59339-292-3. Disponível em: <<https://www.britannica.com/technology/history-of-flight>>. Acesso em: 2019 jul. 13.

BISWAS, A.; GUPTA, R.; SHARMA, K. K. Experimental Investigation of Overlap and Blockage Effects on Three-Bucket Savonius Rotors. **Wind Engineering**, 31, out. 2007. 363 – 368. Disponível em: <<https://doi.org/10.1260/030952407783418702>>.

BOWDLER, D.; LEVENTHALL, G. Wind Turbine Noise. **The Journal of the Acoustical Society of America**, 132, n. 1, ago. 2012. 1233. Disponível em: <<https://doi.org/10.1121/1.4728202>>.

BP. **BP Statistical Review of World Energy 2016**. British Petroleum. Londres, p. 48. 2017.

BRASIL. Lei nº 9.478. **Presidência da República, Casa Civil, Subchefia para Assuntos Jurídicos**, 06 ago. 1997. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/leis/19478.htm>. Acesso em: 12 jul. 2019.

BRASIL. Lei Nº 9.648. **Câmara dos Deputados**, 27 maio 1998. Disponível em: <<https://www2.camara.leg.br/legin/fed/lei/1998/lei-9648-27-maio-1998-366346-publicacaooriginal-1-pl.html>>. Acesso em: 2019 jul. 12.

BRASIL. Resolução nº 24. **Presidência da República, Casa Civil, Subchefia para Assuntos Jurídicos**, 05 jul. 2001. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/Resolu%C3%A7%C3%A3o/RES24-01.htm>. Acesso em: 2019 jul. 17.

BRASIL. Lei Nº 10.438. **Presidência da República, Casa Civil, Subchefia para Assuntos Jurídicos**, Brasília, 26 abr. 2002. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/LEIS/2002/L10438.htm>. Acesso em: 2019 jul. 17.

BRASIL. Decreto Nº 5.025. **Presidência da República, Casa Civil, Subchefia para Assuntos Jurídicos**, 30 Março 2004. Disponível em: <http://www.planalto.gov.br/ccivil_03/_Ato2004-2006/2004/Decreto/D5025.htm>. Acesso em: 30 fev. 2019.

BRASIL. PROINFA. **Ministério de Minas e Energia**, 30 set. 2009. Disponível em: <<http://www.mme.gov.br/web/guest/aceso-a-informacao/acoes-e-programas/programas/proinfa>>. Acesso em: 2018 set. 2019.

BRASIL. Acordo de Paris. **Ministério do Meio Ambiente**, 30 Novembro 2016a. Disponível em: <<https://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/acordo-de-paris>>. Acesso em: 2019 jan. 20.

BRASIL. Conferência das Partes. **Ministério do Meio Ambiente**, 30 Novembro 2016b. Disponível em: <<https://www.mma.gov.br/clima/convencao-das-nacoes-unidas/conferencia-das-partes.html>>. Acesso em: 2019 jan. 20.

BRASIL. **Plano Decenal de Expansão de Energia 2026**. Ministério de Minas e Energia/Empresa de Pesquisa Energética. Brasília, p. 271. 2017.

BREEZE, P. **Wind Power Generation**. 2. ed. Londres: Academic Press, v. 1, 2016. 104 p. ISBN 9780128040386.

BRUSH, C. F. The windmill dynamo and electric light plant of Mr. Chales F. Brush, Cleveland. **Scientific American**, New York, 63, n. 25, 20 dez. 1890. 383-398. Disponível em: <<https://archive.org/details/scientific-american-1890-12-20/mode/2up?view=theater>>.

BURTON , T. et al. **Wind Energy Handbook**. 2. ed. Hoboken: John Wiley & Sons, Ltd, 2011. 780 p.

CASINI, M. Small Vertical Axis Wind Turbines for Energy Efficiency of Buildings. **Journal of Clean Energy Technologies**, 4, n. 1, jan. 2016. 56-65. Disponível em: <<http://www.jocet.org/vol4/254-H0020.pdf>>.

CASTELVECCHI, D. Mysteries of Turbulence Unraveled. **Nature**, v. 548, n. 7668, p. 382-383, 24 ago. 2017. ISSN 1476-4687. Disponível em: <https://www.nature.com/news/polopoly_fs/1.22474!/menu/main/topColumns/topLeftColumn/pdf/nature.2017.22474.pdf?origin=ppub>.

CAVALCANTE, Y. F. O. Energia eólica no Nordeste brasileiro e sua interação. **XII Congresso Brasileiro de Planejamento Energético**, Itajubá, n. XII, p. 12, set. 2020. ISSN 978-65-992540. Disponível em: <https://www.xiicbpe.com.br/_down_artigos/006.pdf>.

CAVALCANTE, Y. F. O.; ARAÚJO, I. L. Avaliação do Programa de Incentivo Às Fontes Alternativas. **Brazil WindPower**, São Paulo, p. 496 - 502, 30 maio 2019. ISSN 978-65-81186-00-5. Disponível em:

<<https://www.brazilwindpower.com.br/content/dam/Informa/brazil-windpower/pt/2020/ebook/AnuarioTrabalhosTecnicosBWP2019.pdf>>.

CELIK, I. B. **Introductory Turbulence Modeling**. West Virginia University. Morgantown, p. 94. 1999.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. **Mecânica dos Fluidos: Fundamentos e Aplicações**. Tradução de Katia Aparecida Roque e Mario Moro Fecchio. 1. ed. Porto Alegre: AMGH, 2012. 836 p. ISBN 978.85.8055-066-5.

CFDYNA. Turbulence Modeling. **CFDyna**, 14 jul. 2020. Disponível em: <<http://www.cfdyna.com/CFDHT/turbulenceCFD.html>>. Acesso em: 2020 abr. 18.

CHAUVIN, ; BENGHRIB,. Drag and lift coefficients evolution of a Savonius rotor. **Experiments in Fluids**, 8, out. 1989. 118–120. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/BF00203076>>.

CHEN, L.; CHEN, J.; ZHANG, Z. Review of the Savonius rotor's blade profile and its performance. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, 10, n. 1, jan. 2018. 013306-1 - 013306-20. Disponível em: <<https://doi.org/10.1063/1.5012024>>.

ĆIRKOVIĆ, M. Forecast for the Next Eon: Applied Cosmology and the Long-Term Fate of Intelligent Beings. **Foundations of Physics**, fev. 2004. 239–261. Disponível em: <<https://doi.org/10.1023/B:FOOP.0000019583.67831.60>>.

CLARKE, D. K. Wind turbine noise: The facts and the evidence. **The Ramblings of a Bush Philosopher**, 30 nov. 2012. Disponível em: <<https://ramblingsdc.net/wtnoise.html>>. Acesso em: 30 jun. 2019.

COCHRAN, B. C.; BANKS, D.; TAYLOR, S. J. A Three-Tiered Approach for Designing and Evaluating Performance Characteristics of Novel WECS. **42nd AIAA Aerospace**

Sciences Meeting and Exhibit, Nevada, 05-08 jan. 2004. 01-11. Disponível em: <<https://doi.org/10.2514/6.2004-1362>>.

CROWELL, B. **Newtonian Physics**. 2.2. ed. Fullerton: Light and Matter, 2003. 225 p. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=TT4ssKhDdLUC&pg=PA125&redir_esc=y&hl=pt-BR#v=onepage&q&f=false>.

D'AVILA, R. S.; RODRIGUES, A. L. Laboratório de Calibração de Anemômetros do Instituto de Energia e Ambiente da USP. **Brazil WindPower**, São Paulo, p. 23 - 38, maio 2019. ISSN 978-65-81186-00-5. Disponível em: <<https://www.brazilwindpower.com.br/content/dam/Informa/brazil-windpower/pt/2020/ebook/AnuarioTrabalhosTecnicosBWP2019.pdf>>.

DABIRI, J. O. Potential order-of-magnitude enhancement of wind farm power density via counter-rotating vertical-axis wind turbine arrays. **Journal of Renewable and Sustainable Energy**, 3, n. 043104, 19 jul. 2011. 01 - 12. Disponível em: <<https://doi.org/10.1063/1.3608170>>.

DAI, K. et al. Environmental issues associated with wind energy – A review. **Renewable Energy**, 75, mar. 2015. 911-921. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.10.074>>.

D'ALESSANDRO, ; MONTELPARE, ; SECCHIAROLI,. Unsteady Aerodynamics of a Savonius wind rotor: a new computational approach for the simulation of energy performance. **Energy**, v. 35, n. 8, p. 3349-3363, ago. 2010. ISSN 0360-5442. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2010.04.021>>.

DEORI, B. et al. Experimental Study on the Performance of Lenz Vertical Axis Wind Turbine. **Journal of Material Science and Mechanical Engineering (JMSME)**, 2, n. 9, jun. 2015. 62 – 64. Disponível em: <https://www.krishisanskriti.org/vol_image/08Jul201511070937%20%20%20%20%20%20K%20K%20Sharma%20%20%20%20%20%20%20%20%20%20%2062-64.pdf>.

DINÇER, I.; ZAMFIRESCU, C. **Sustainable Energy Systems and Applications**. 1. ed. Nova York: Springer US, 2011. 816 p.

DOE. **20% Wind Energy by 2030: Increasing Wind Energy's Contribution to U.S. Electricity Supply**. U.S. Department of Energy. Oak Ridge, p. 248. 2008. (102008-2567).

DUWT. **Design Report**. Delft University Wind Energy Institut. Delft, p. 32. 2019.

EBRAHIMPOUR, et al. Numerical Investigation of the Savonius Vertical Axis Wind Turbine and Evaluation of the Effect of the Overlap Parameter in Both Horizontal and Vertical Directions on Its Performance. **Symmetry**, v. 11, n. 6, p. 821, 21 jun. 2019. ISSN 2073-8994. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/sym11060821>>.

EL-ASKARY, W. A. et al. Harvesting wind energy for improving performance of Savonius rotor. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 139, abr. 2015. 08 - 15. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jweia.2015.01.003>>.

ERIKSSON, S. et al. Simulations and experiments on a 12 kW direct driven PM synchronous generator for wind power kW direct driven PM synchronous generator for wind power. **Renewable Energy**, 33, n. 4, abr. 2008. 674 - 681. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.03.027>>.

ERIKSSON, S.; BERNHOFF, H.; LEIJON, M. Evaluation of different turbine concepts for wind power. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 12, n. 5, jun. 2008. 1419 - 1434. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2006.05.017>>.

ERSOY, ; YALCINDAG,. An Experimental Study on the Improvement of Savonius Turbine Performance Using Flexible Sails. **International Journal of Green Energy**, v. 11, n. 8, p. 796–807, 17 jan. 2014. ISSN 1543-5075. Disponível em: <<https://doi.org/10.1080/15435075.2013.830121>>.

FADIGAS, E. A. F. A. **Energia Eólica: Fundamentos, Conversão, aplicações e viabilidade técnico-econômica**. GEPEA Poli-USP. São Paulo, p. 51. 2007.

FERNANDO, M. S. U. K. **On the performance and wake aerodynamics of the Savonius wind turbine**. University of British Columbia. Vancouver, p. 242. 1987.

FERNANDO, M. S. U. K.; MODI, V. J. A numerical analysis of the unsteady flow past a Savonius wind turbine. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, 32, n. 3, out. 1989. 303 - 327. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0167-6105\(89\)90005-6](https://doi.org/10.1016/0167-6105(89)90005-6)>.

FERZIGER, ; PERIĆ, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3. ed. Berlin: Springer, 2002. 431 p. ISBN 978-3-642-56026-2. Disponível em: <<https://link.springer.com/book/10.1007/978-3-642-56026-2>>.

FLEMING, D.; PROBERT, S. D. The evolution of wind-turbines: An historical review. **Applied Energy**, 18, n. 3, 1984. 163 - 177. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0306-2619\(84\)90007-2](https://doi.org/10.1016/0306-2619(84)90007-2)>.

FOX, R. W.; PRITCHARD, P. J.; MCDONALD, A. T. **Introdução À Mecânica dos Fluidos**. Tradução de Ricardo Nicolau Nassar Koury e Luiz Machado. 7. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2010. 728 p. ISBN 9788521617570.

FUJISAWA, N. On the torque mechanism of Savonius rotors. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 40, n. 3, 1992. 277 - 292. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90380-S](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90380-S)>.

FUJISAWA, N.; GOTOH, F. Pressure measurements and flow visualization study of a Savonius rotor. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 39, n. 1-3, 1992. 51 - 60. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0167-6105\(92\)90532-F](https://doi.org/10.1016/0167-6105(92)90532-F)>.

FUJISAWA, N.; GOTOH, F. Visualization study of the flow in and around a Savonius rotor. **Experiments in Fluids**, 12, abr. 1992. 407 - 412. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/BF00193888>>.

GALLO, W. L. R. **Estudo de desempenho de um rotor de arrasto**. Universidade Estadual de Campinas. Campinas, p. 113. 1984. (265453).

GANNOUM, ; SAAB, Y. Ventos promissores a caminho. **Pesquisa Fapesp**, São Paulo, 04 fev. 2019. Disponível em: <<https://youtu.be/tbSnnIB6gH4>>. Acesso em: 05 mar. 2019.

GASCH, R.; TWELE,. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. 2. ed. Heidelberg: Springer, 2012. 548 p. ISBN 978-3-642-22938-1.

GIPE, P. **Wind Energy Basics: A Guide to Home And Community-Scale Wind Energy Systems**. 2. ed. Vermont: Chelsea Green Publishing, 2009. 166 p. ISBN 978-1-60358-030-4. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=8CxjbMz8fo4C&printsec=frontcover&hl=pt-BR#v=onepage&q&f=false>>.

GIPE, P. **Wind Energy for the Rest of Us: A Comprehensive Guide to Wind Power and How to Use It**. 1. ed. Bakersfield: Wind-works.org, 2016. 576 p. ISBN 9780997451818.

GOLECHA, K. et al. Review on Savonius Rotor for Harnessing Wind Energy. **Wind Engineering**, 36, n. 6, dez. 2012. 605 – 645. Disponível em: <<https://doi.org/10.1260/0309-524X.36.6.605>>.

GORELOV, D. N.; KRIVOSPITSKY, V. P. Prospects for development of wind turbines. **Thermophysics and Aeromechanics**, 15, ago. 2008. 153 - 157. Disponível em: <<https://link.springer.com/content/pdf/10.1134/S0869864308010149.pdf>>.

GORLOV, A. M. **Helical turbine assembly operable under multidirectional fluid flow for power and propulsion systems**. United States Patent. Boston, p. 21. 1997.

GUILLOU, P. **Wall treatments and wall functions**. Ingénieur en mécanique spécialisé en aérodynamisme. Cranfield, p. 15. 2010.

GUPTA, R.; BISWAS, A.; SHARMA, K. K. Comparative study of a three-bucket Savonius rotor with a combined three-bucket Savonius–three-bladed Darrieus rotor. **Renewable Energy**, v. 33, n. 9, p. 1974 – 1981, set. 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2007.12.008>>.

GWEC. **Global Wind Report - Annual Market Update 2017**. Global Wind Energy Council. Bruxelas, p. 72. 2018.

GWEC. **Global Wind Report 2018**. Global Wind Energy Council. Bruxelas, p. 61. 2019.

HANSEN, A. D. Wind Turbine Technologies. **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**, n. 1, maio 2017. 145 - 160. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00008-4>>.

HANSEN, M. O. L. **Aerodynamics of Wind Turbines**. 2. ed. Londres: Earthscan Publications Ltd., 2008. 192 p. ISBN 1844074382.

HARDIN, G. The Tragedy of the Commons. **Science**, 162, n. 3859, Dezembro 1968. 1243 - 1248. Disponível em: <<http://www.jstor.org/stable/1724745>>.

HARDING, ; HARDING, ; WILKINS,. Wind turbines, flicker, and photosensitive epilepsy: Characterizing the flashing that may precipitate seizures and optimizing guidelines to prevent them. **Epilepsia**, 49, n. 6, Abril 2008. 1095 – 1098. Disponível em: <<https://onlinelibrary.wiley.com/doi/epdf/10.1111/j.1528-1167.2008.01563.x>>.

HARIYANTO, et al. Analysis the Vortex Effect on the Performance of Savonius Windmill Based On Cfd (Computational Fluid Dynamics) Simulation and Video Recording. **International Journal Of Renewable Energy Research**, v. 6, n. 3, p. 1015-1021, 2016. ISSN 1309-0127. Disponível em: <<https://www.ijrer.org/ijrer/index.php/ijrer/article/view/4063>>.

HAU, E. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. Tradução de Horst vonRenouard. 2. ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2006. 801 p. ISBN 978-3-540-29284-5.

HEMAMI, **Wind Turbine Technology**. 1. ed. Boston: Cengage Learning, 2012. 416 p. ISBN 1435486463. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=urNSjGoyn8QC&printsec=frontcover&hl=pt-BR#v=onepage&q&f=false>>.

IPCC. **Renewable Energy Sources and Climate Change Mitigation**. Intergovernmental Panel on Climate Change. Nova York, p. 535 - 608. 2012.

IPCC. **Climate Change 2014: Synthesis Report - Summary for Policymakers**. Intergovernmental Panel on Climate Change. Genebra, p. 32. 2014.

IRABU, ; ROY,. Study of direct force measurement and characteristics on blades of Savonius rotor at static state. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 35, n. 4, p. 653-659, maio 2011. ISSN 0894-1777. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2010.12.015>>.

IRABU, ; ROY, J. N. Characteristics of wind power on Savonius rotor using a guide-box tunnel. **Experimental Thermal and Fluid Science**, 32, n. 2, nov. 2007. 580 - 586. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2007.06.008>>.

IRENA. **30 Years of Policies for Wind Energy: Lessons from 12 Wind Energy Markets**. International Renewable Energy Agency. Abu Dhabi, p. 152. 2013.

IRENA. **Renewable Power Generation Costs in 2017**. International Renewable Energy Agency. Abu Dhabi, p. 160. 2018. (978-92-9260-040-2).

JEON, S. et al. Effects of end plates with various shapes and sizes on helical Savonius wind turbines. **Renewable Energy**, 79, n. 1, jul. 2015. 167 - 176. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.11.035>>.

JOHNSON, G. L. **Wind Energy Systems**. Electronic. ed. Manhattan,,: Kansas State University, 2006. 449 p. Disponivel em: <<https://www.ece.k-state.edu/people/faculty/gjohnson/files/Windbook.pdf>>.

KAMOJI, M. A.; KEDARE, B.; PRABHU, V. Performance tests on helical Savonius rotors. **Renewable Energy**, 34, n. 3, mar. 2009. 521 - 529. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2008.06.002>>.

KAMOJI, M. A.; KEDARE, S. B.; PRABHU, S. V. Experimental Investigations on the Effect of Overlap Ratio and Blade Edge Conditions on the Performance of Conventional

Savonius Rotor. **Wind Engineering**, 32, n. 2, 2008. 163 – 178. Disponível em: <<https://doi.org/10.1260/030952408784815826>>.

KAMOJI, M.; KEDARE, S. B.; PRABHU, S. V. Experimental investigations on the effect of gap ratio and end tip condition on the static torque in a conventional Savonius rotor. **Advances in Energy Research**, Bombay, p. 275-280, 2006. Disponível em: <<https://drive.google.com/file/d/0B-6vIKAmWv82V19WMFYxa0hqLVE/view>>.

KANG, ; LIU, ; YANG,. Review of fluid dynamics aspects of Savonius-rotor-based vertical-axis wind rotors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 33, p. 499-508, maio 2014. ISSN 1364-0321. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2014.02.011>>.

KERIKOUS, ; THÉVENIN,. Optimal shape of thick blades for a hydraulic Savonius turbine. **Renewable Energy**, 134, abr. 2019. 629-638. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2018.11.037>>.

KOLDITZ,. Finite Volume Method. In: KOLDITZ, O. **Finite Volume Method. In: Computational Methods in Environmental Fluid Mechanics**. 1. ed. Heidelberg: Springer, 2002. Cap. 8, p. 173-190. ISBN 978-3-662-04761-3. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/978-3-662-04761-3>>.

KOSOW, L. **Máquinas Elétricas e Transformadores**. 4. ed. Porto Alegre: Globo, v. 1, 1982. 689 p. Disponível em: <http://adjutojunior.com.br/maquinas_eletricas/maquinas_eletricas_kosow.pdf>.

KOTHE, L. B. **Estudo comparativo experimental e numérico sobre o desempenho de turbinas savonius helicoidal e de duplo-estágio**. Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Porto Alegre, p. 142. 2016.

KUMAR, ; SAINI, R. P. Performance analysis of a single stage modified Savonius hydrokinetic turbine having twisted blades. **Renewable Energy**, 113, dez. 2017. 461-478. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2017.06.020>>.

KUMAR, A.; NIKHADE, A. Hybrid kinetic turbine rotors: A review. **International Journal of Engineering Science & Advanced Technology**, 4, n. 6, dez. 2014. 453 - 463. Disponível em: <https://www.ijesat.org/Volumes/2014_Vol_04_Iss_06/IJESAT_2014_04_06_02.pdf>.

KUMAR, P. M. et al. Experimental and numerical investigation of novel Savonius wind turbine. **Wind Engineering**, 43, n. 3, 2018. 1-16. Disponível em: <<https://doi.org/10.1177/0309524X18780392>>.

LAGE, E. S.; PROCESSI, L. D. Panorama do setor de energia eólica. **Revista do BNDE**, Rio de Janeiro, 1, n. 39, jun. 2013. 183 - 206. Disponível em: <https://www.bndes.gov.br/SiteBNDES/export/sites/default/bndes_pt/Galerias/Arquivos/conhecimento/revista/rev3906.pdf>.

LAUNDER, B. ; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. In: SPALDING, D. **Numerical Prediction of Flow, Heat Transfer, Turbulence and Combustion**. New York: Pergamon, 1974. Cap. 8, p. 96-116. ISBN 978-0-08-030937-8. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/B978-0-08-030937-8.50016-7>>.

LETCHER, T. M. Why Wind Energy? **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**, 1, 2017. 03 - 14. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00001-1>>.

LINCOLN, A. **Collected Works of Abraham Lincoln**. Nova Brunswick: Rutgers University Press, v. 2, 1953.

LUBERT, C. On Some Recent Applications of the Coanda Effect. **International Journal of Acoustics and Vibration**, 16, n. 3, 2011. 144 - 153. Disponível em: <https://www.iiav.org/ijav/content/volumes/16_2011_1739941303237209/vol_3/237_firstpage_856831320254369.pdf>.

L'VOV, V.; PROCACCIA, I. Hydrodynamic Turbulence: A 19th Century Problem with a Challenge for the 21st Century. In: DONNELLY, R. J.; SREENIVASAN, K. R. **Flow at Ultra-High Reynolds and Rayleigh Numbers**. New York: Springer, 1998. Cap. 28,

p. 375-390. ISBN 978-1-4612-2230-9. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-1-4612-2230-9_28>.

MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. 2. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2017. 438 p. ISBN 978-85-216-3335-8.

MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. **Wind Energy Explained: Theory, Design And Application**. 2. ed. Chichester: John Wiley & Sons Ltd., 2009. 705 p. ISBN 978-0-470-01500-1. Disponível em: <http://ee.tlu.edu.vn/Portals/0/2018/NLG/Sach_Tieng_Anh.pdf>.

MCCONNELL, R. D. **Giromill Overview**. U.S. Department of Energy. Golden, p. 16. 1979. (EG-77-C-01-4042).

MCCORMICK, B. W. **Aerodynamics, Aeronautics, And Flight Mechanics**. 2. ed. Nova York: John Wiley & Sons, Inc, 1995. 664 p. ISBN 0-471-57506-2. Disponível em: <<http://docshare01.docshare.tips/files/9792/97922256.pdf>>.

MCWILLIAM, M.; JOHNSON, D. A. Velocity Measurement of Flow Around Model Vertical Axis Wind Turbines. **International Journal of Green Energy**, v. 5, n. 1-2, p. 55-68, 28 fev. 2008. ISSN 1543-5075. Disponível em: <10.1080/15435070701845691>.

MENET, J. L. A double-step Savonius rotor for local production of electricity: A design study. **Renewable Energy**, Renewable Energy, 29, n. 11, set. 2004. 1843 - 1862. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2004.02.011>>.

MENET, J. L.; COTTIER, F. Etude paramétrique du comportement aérodynamique d'une éolienne lente à axe vertical de type Savonius. **16è Congrès Français de Mécanique (CFM)**, Nice, 1-5 set. 2003. 06. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/262450570_Etude_parametrique_du_comportement_aerodynamique_d'une_eolienne_a_axe_vertical_de_type_Savonius>.

MENET, J. L.; MÉNART,. Une Procedure De Comparaison De Quelques Éoliennes Classiques Basee Sur L'utilisation Du Critere L-Sigma. **Renewable XVème Congrès Français de Mécanique**, Nanci, set. 2001. 352 – 358. Disponível em:

<https://www.researchgate.net/profile/Jean_Luc_Menet/publication/263768189_UNE_PROCEDURE_DE_COMPARAISSON_DE_QUELQUES_EOLIENNES_CLASSIQUES_BASEES_SUR_L_UTILISATION_DU_CRITERE_L-SIGMA/links/0046353bdaae9a41c3000000.pdf>.

MME. **Energia Eólica no Brasil e Mundo: Ano de referência - 2016**. Ministério de Minas e Energia. Brasília, p. 08. 2017.

MODI, V. J.; FERNANDO, M. S. U. K. On the Performance of the Savonius Wind Turbine. **Journal of Solar Energy Engineering**, 111, n. 1, fev. 1989. 71 - 81. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.3268289>>.

MODI, V. J.; FERNANDO, M. S. U. K. Unsteady aerodynamics and wake of the savonius wind turbine: A numerical study. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 46 - 47, ago. 1993. 811 - 816. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0167-6105\(93\)90357-T](https://doi.org/10.1016/0167-6105(93)90357-T)>.

MODI, V. J.; ROTH, N. J.; FERNANDO, M. S. U. K. Optimum-configuration studies and prototype design of a wind-energy-operated irrigation system. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 16, n. 1, jan. 1984. 85 - 96. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0167-6105\(84\)90050-3](https://doi.org/10.1016/0167-6105(84)90050-3)>.

MOHAMED, H. A. **Design Optimization of Savonius and Wells Turbines**. Otto Von Guericke University Magdeburg. Magdeburgo, p. 198. 2011.

MOHAMED, M. H. et al. Optimal blade shape of a modified Savonius turbine using an obstacle shielding the returning blade. **Energy Conversion and Management**, 52, n. 1, jan. 2011. 236 - 242. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.070>>.

MÖLLERSTRÖM, et al. A historical review of vertical axis wind turbines rated 100 kW and above. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 105, maio 2019. 01 - 13. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.12.022>>.

MORGAN, C.; BOSSANYI, E. Wind Turbine Icing And Public Safety - A Quantifiable Risk? **Garrad Hassan and Partners Limited**, Bristol, 1996. 15. Disponível em:

<<http://citeseerx.ist.psu.edu/viewdoc/download?doi=10.1.1.558.1329&rep=rep1&type=pdf>>.

MORSHED, K. N. et al. Wind tunnel testing and numerical simulation on aerodynamic performance of a three-bladed Savonius wind turbine. **International Journal of Energy and Environmental Engineering**, 4, n. 18, abr. 2013. 1 - 14. Disponível em: <<https://doi.org/10.1186/2251-6832-4-18>>.

MOSBAHI, et al. Performance Improvement of a Drag Hydrokinetic Turbine. **Water**, 13, n. 3, 23 jan. 2021. 273. Disponível em: <<https://doi.org/10.3390/w13030273>>.

MUSGROVE, P. J. The variable geometry vertical axis windmill. **International Symposium on Wind Energy Systems**, Cambridge, set. 1977. 87 - 100. Disponível em: <<https://ui.adsabs.harvard.edu/abs/1977wes.symp.7M/abstract>>.

NAKAJIMA, M.; IIO, S.; IKEDA, T. Performance of Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine. **Journal of Fluid Science and Technology**, v. 3, n. 3, p. 420-429, 2008. ISSN 07-0871. Disponível em: <<https://core.ac.uk/download/pdf/148777868.pdf>>.

NASA. **Principles Of Flight**. National Aeronautics and Space Administration. Washington, D.C., p. 30. 2010.

NELSON, V. **Wind Energy: Renewable Energy And The Environment**. 2. ed. Boca Raton: Taylor & Francis Group, LLC, 2009. 310 p. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=WaHTBQAAQBAJ&printsec=frontcover&hl=pt-BR#v=onepage&q&f=false>>.

NIECKELE, **Ponto de Separação e Esteira**. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Rio de Janeiro, p. 27. 2013.

NISHIOKA, A. H.; ALMEIDA, O. Study, Design and Test of a LENZ-type Wind Turbine. **International Journal of Advanced Engineering Research and Science**, 5, n. 3, mar. 2018. 264 - 269. Disponível em: <<https://dx.doi.org/10.22161/ijaers.5.3.35>>.

NWCC. **Wind Turbine Interactions with Birds, Bats, and their Habitats: A Summary of Research Results and Priority Questions**. National Wind Coordinating Collaborative. Washington, D.C., p. 8. 2010.

ODS BRASIL. Indicadores Brasileiros para os Objetivos de Desenvolvimento Sustentável. **ODS Brasil**, 2020. Disponível em: <<https://odsbrasil.gov.br/>>. Acesso em: 12 out. 2020.

OLIVEIRA, P. M. Sustentação aerodinâmica. **Física na Escola**, 10, n. 1, 2009. 36 - 39. Disponível em: <<http://www.sbfisica.org.br/fne/Vol10/Num1/a07.pdf>>.

OSSES,. O método de volumes finitos. **ESSS**, 12 dez. 2016. Disponível em: <<https://www.esss.co/blog/o-metodo-de-volumes-finitos/>>. Acesso em: 15 abr. 2021.

OWENS, B. N. **The Wind Power Story: A Century of Innovation that Reshaped the Global Energy Landscape**. Piscataway: IEEE Press, 2019. 329 p. ISBN 9781118794289.

PARASCHIVOIU,. **Wind Turbine Design: With Emphasis on Darrieus Concept**. 4. ed. Montréal: Presses inter Polytechnique, 2002. 438 p. ISBN 2-553-00931-3. Disponível em:

<<https://books.google.com.br/books?id=sefVtnVgso0C&printsec=frontcover&hl=pt-BR#v=onepage&q&f=false>>.

PETERSEN, M. V. **Global Small Wind Turbine Market and Opportunities**. World Wind Energy Association. Bonn, p. 31. 2016.

PITTELOUD, J. D.; GSÄNGER, S. **2017 Small Wind World Report Summary**. World Wind Energy Association. Bonn, p. 16. 2017.

PONTA, L.; OTERO, D.; LAGO,. The VGOT Darrieus wind turbine. **International Journal of Global Energy Issues**, 21, n. 3, 2004. 303 - 313. Disponível em: <<https://ideas.repec.org/a/ids/ijgeni/v21y2004i3p303-313.html>>.

POPE, ; DINCER, ; NATERER, F. Energy and exergy efficiency comparison of horizontal and vertical axis wind turbines. **Renewable Energy**, 35, n. 9, set. 2010. 2102 - 2113. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2010.02.013>>.

POPE, et al. Effects of stator vanes on power coefficients of a zephyr vertical axis wind turbine. **Renewable Energy**, 35, n. 5, maio 2010. 1043 - 1051. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2009.10.012>>.

POPE, K. **Performance assessment of transient behaviour of small wind turbines**. University of Ontario Institute of Technology. Ontario, p. 127. 2009.

PULFER, J. et al. Energy Efficiency Assessment of Four Designs of Vertical Axis And Drag Differential Wind Turbines. **Journal of Electrical and Electronics Engineering**, 13, n. 1, fev. 2018. 73 - 81. Disponivel em: <https://www.researchgate.net/publication/331833659_Energy_Efficiency_Assessment_of_Four_Designs_of_Vertical_Axis_And_Drag_Differential_Wind_Turbines>.

RAENG. **Wind Energy: Implications of large-scale deployment on the GB electricity system**. Royal Academy of Engineering. Londres, p. 72. 2014. (978-1-909327-07-8).

RAGHEB, M. History of Harnessing Wind Power. **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**, 1, 2017. 127 - 144. Disponivel em: <<http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00007-2>>.

RAJKUMAR, M. J.; SAHA, U. K. Valve-Aided Twisted Savonius Rotor. **Wind Engineering**, 30, n. 3, maio 2006. 243 - 254. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1260/030952406778606269>>.

RENEWABLEUK. **Small and medium wind UK market report**. RenewableUK. Londres, p. 28. 2015.

REUPKE, P.; PROBERT, D. Slatted-blade Savonius wind-rotors. **Applied Energy**, 40, n. 1, 1991. 65 - 75. Disponivel em: <[https://doi.org/10.1016/0306-2619\(91\)90051-X](https://doi.org/10.1016/0306-2619(91)90051-X)>.

REZAEIHA, ; MONTAZERI, ; BLOCKEN,. On the accuracy of turbulence models for CFD simulations of vertical axis wind turbines. **Energy**, v. 180, p. 838-857, 01 ago. 2019. ISSN 0360-5442. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2019.05.053>>.

ROACHE, P. J. Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies. **Journal of Fluids Engineering**, v. 116, n. 3, p. 405-413, set. 1994. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1115/1.2910291>>.

ROGOWSKI, K.; MAROŃSKI, R. CFD computation of the Savonius rotor. **Journal of Theoretical and Applied Mechanics**, Varsóvia, 53, n. 1, 2015. 37 - 45. Disponivel em: <<http://ptmts.org.pl/jtam/index.php/jtam/article/view/v53n1p37>>.

ROY, ; SAHA, K. Wind tunnel experiments of a newly developed two-bladed Savonius-style wind turbine. **Applied Energy**, 137, n. 1, jan. 2015. 117 - 125. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2014.10.022>>.

ROY, ; SAHA, U. K. Review of experimental investigations into the design, performance and optimization of the Savonius rotor. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, 227, n. 4, maio 2013. 528 – 542. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1177/0957650913480992>>.

ROY, ; SAHA, U. K. Review on the numerical investigations into the design and development of Savonius wind rotors. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 24, p. 73-83, ago. 2013. ISSN 1364-0321. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.03.060>>.

SAHA, K.; THOTLA, S.; MAITY,. Optimum design configuration of Savonius rotor through wind tunnel experiments. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, 96, n. 8 - 9, set. 2008. 1359 - 1375. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.jweia.2008.03.005>>.

SANTHAKUMAR, ; PALANIVEL, ; VENKATASUBRAMANIAN,. Building a low cost wind turbine in highways for rural house electricity demand. **Environmental**

Progress & Sustainable Energy, 00, n. 00, maio 2019. 08. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1002/ep.12917>>.

SATRIO, D.; UTAMA, K. A. P.; MUKHTASOR, M. The influence of time step setting on the CFD simulation result of vertical axis tidal current turbine. **Journal of Mechanical Engineering and Sciences** , Malaysia, v. 12, n. 1, p. 3399-3409, mar. 2018. ISSN 2231-8380. Disponivel em: <<https://doi.org/10.15282/jmes.12.1.2018.9.0303>>.

SAVONIUS,. **The Wing Rotor in Theory and Practice**. Helsingfors: Savonius & CO., 1926. Disponivel em: <https://www.prh.fi/stc/attachments/innogalleria/savonius_kirja.pdf>.

SAVONIUS,. **Rotor Adapted to be driven by wind or flowing water**. United States Patent Office. Helsinque, p. 08. 1929. (1,697,574).

SETIAWAN, ; YUWONO, ; WIDODO,. Numerical simulation on improvement of a Savonius vertical axis water turbine performance to advancing blade side with a circular cylinder diameter variations. **IOP Conf. Series: Earth and Environmental Science**, 200, 2018. 1-7. Disponivel em: <<https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1755-1315/200/1/012029/pdf>>.

SHARMA, ; GUPTA, ; BISWAS,. Performance Measurement of a Two-Stage Two-Bladed Savonius Rotor. **International Journal of Renewable Energy Research**, 4, n. 1, 2014. 115 - 121. Disponivel em: <<https://ijrer.org/ijrer/index.php/ijrer/article/view/1028/0>>.

SHARPE, ; PROVEN,. Crossflex: Concept and early development of a true building integrated wind turbine. **Energy and Buildings**, 42, n. 12, dez. 2010. 2365 - 2375. Disponivel em: <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.07.032>>.

SHELDAHL, ; BLACKWELL , B. F.; FELTZ,. Wind tunnel performance data for two- and three-bucket Savonius rotors. **Jornal Energy**, v. 2, n. 3, p. 160-164, jun. 1978. Disponivel em: <<https://doi.org/10.2514/3.47966>>.

SHEPHERD, D. G. **Historical development of the windmill**. National Aeronautics and Space Administration. Nova York, p. 47. 1990.

SHIH, T. et al. A new $k-\epsilon$ eddy viscosity model for high reynolds number turbulent flows. **Computers & Fluids**, v. 24, n. 3, p. 227-238, mar. 1995. ISSN 0045-7930. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0045-7930\(94\)00032-T](https://doi.org/10.1016/0045-7930(94)00032-T)>.

SOUZA, C.; MAIA, G. O consumo per capita de energia elétrica desde 1971 no mundo. **Nexo Jornal**, 19 set. 2019. Disponível em: <https://www.nexojornal.com.br/grafico/2019/09/19/O-consumo-per-capita-de-energia-el%C3%A9trica-desde-1971-no-mundo?utm_medium=Social&utm_campaign=Echobox&utm_source=Facebook#Echobox=1568926346>. Acesso em: 2019 set. 24.

SPALART, P. R.; ALLMARAS, S. A One-Equation Turbulence Model for Aerodynamic Flows. **La Recherche Aéronautique**, n. 1, p. 05-21, jan. 1994. Disponível em: <<https://doi.org/10.2514/6.1992-439>>.

STANKOVIC, S.; CAMPBELL, N.; HARRIES, A. **Urban Wind Energy**. 1. ed. Londres: Earthscan, v. 1, 2009. 187 p. ISBN 978-1-84407-282-8. Disponível em: <<https://isfahan.ir/dorsapax/userfiles/file/re.energy/wind.pdf>>.

SUTHERLAND, H. J.; BERG, D. E.; ASHWILL, T. D. **A Retrospective of VAWT Technology**. Sandia National Laboratories. Albuquerque, p. 64. 2012. (SAND2012-0304).

TANG, Z. et al. A Review on the New Structure of Savonius Wind Turbines. **Advanced Materials Research**, Advanced Materials Research, 608 - 609, dez. 2012. 467 - 478. Disponível em: <<https://doi.org/10.4028/www.scientific.net/AMR.608-609.467>>.

TEIXEIRA, G. D. M.; KESSLER, M. P.; MALISKA, C. R. Fontes de erro: Identificar, quantificar e reduzir a intervalos aceitáveis. **ESSS Newlleter Artigo Técnico**, São Paulo, 30 set. 2009. 3. Disponível em: <https://storage.googleapis.com/site.esss.co/2009/09/ESSS_Artigo_Tecnico_21.pdf>.

THACKER, B. H. et al. **Concepts of Model Verification and Validation**. US Department of Energy (DOE). California, p. 41. 2004. (LA-14167-MS).

TJIU, et al. Darrieus vertical axis wind turbine for power generation I: Assessment of Darrieus VAWT configurations. **Renewable Energy**, 75, mar. 2015. 50 - 67. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.renene.2014.09.038>>.

TONG, W. **Wind Power Generation and Wind Turbine Design**. Boston: WIT Press, 2010. 768 p. ISBN 978-1-84564-205-1. Disponível em: <https://www.witpress.com/images/stories/content_images/contents/c42051.pdf>.

UCHOA,. Como a mudança climática está deixando os países ricos mais ricos, e os pobres mais pobres. **BBC News**, 05 maio 2019. Disponível em: <<https://www.bbc.com/portuguese/geral-48148815>>. Acesso em: 02 jun. 2019.

UNFCCC. **Adoption Of The Paris Agreement**. United Nations Framework Convention on Climate Change. Paris, p. 32. 2015a.

UNFCCC. **Paris Agreement**. United Nations. Paris, p. 27. 2015b.

USHIYAMA, I.; NAGAI, ; SHINODA,. Experimentally Determining the Optimum Design Configuration for Savonius Rotors. **Bulletin of JSME**, 29, n. 258, dez. 1986. 4130-4138. Disponível em: <<https://doi.org/10.1299/jsme1958.29.4130>>.

VANCE, W. E. **Vertical Axis Wind Rotors - Status And Potential**. National Aeronautics and Space Administration. San Diego, p. 96 - 102. 1973. (19740008661).

WAKUI, et al. Hybrid configuration of Darrieus and Savonius rotors for stand-alone wind turbine-generator systems. **Electrical Engineering in Japan**, 150, n. 4, jan. 2005. 13 - 22. Disponível em: <<https://doi.org/10.1002/eej.20071>>.

WANG, ; WANG,. Impacts of wind energy on environment: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, 49, set. 2015. 437-443. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.04.137>>.

WHITE, F. M. **Mecânica dos fluidos**. Tradução de José Carlos Cesar Amorim. 6. ed. Porto Alegre: AMGH, 2011. 878 p. ISBN 978-85-8055-009-2.

WHITTLESEY, R. Vertical Axis Wind Turbines: Farm and Turbine Design. **Wind Energy Engineering: A Handbook for Onshore and Offshore Wind Turbines**, 2017. 185 - 202. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/B978-0-12-809451-8.00010-2>>.

WINDEXCHANGE. **Wind Energy Benefits**. U. S. Department of Energy. Washington, D.C., p. 2. 2015. (102015-4511).

WWEA. Wind power capacity reaches 539 GW, 52,6 GW added in 2017. **World Wind Energy Association**, 12 fev. 2018. Disponível em: <<https://wwindea.org/blog/2018/02/12/2017-statistics/>>. Acesso em: 31 mar. 2019.

YUHUA, Z. Double Blade Vertical Shaft Wind Turbine. **Qianyan.biz**, 16 maio 2008. Disponível em: <<http://www.qianyan.biz/Patent-Display/200810024858.html>>. Acesso em: 03 abr. 2019.

ZAPAROLLI,. Ventos promissores a caminho. **Pesquisa FAPESP**, São Paulo, n. 275, p. 78 - 83, jan. 2019. Disponível em: <https://revistapesquisa.fapesp.br/wp-content/uploads/2019/01/078-083_Energia-e%C3%B3lica_275.pdf>.

ZHANG, ; CHEN, ; WANG,. Modeling and Simulation of Two-Leaf Semi-rotary VAWT. **International Conference on Life System Modeling and Simulation**, Berlin, 6328, 2010. 389 - 398. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-15621-2_43>.

ZHANG,. Ancient Chinese Windmills. **International Symposium on History of Machines and Mechanisms**, Dordrecht, 2009. 203 - 214. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-1-4020-9485-9_15>.

ZHAO, Z.; ZHENG, Y.; SONG, G. Performance of lift- drag combined wind turbine rotor. **Journal of Drainage and Irrigation Machinery Engineering**, 29, n. 6, 2011. 508 – 512.

APÊNDICE A – Índice de Turbulência

APÊNDICE B – Número de Reynolds

Tabela 10 - Coeficiente de torque em função do número de Reynolds

TSR	Coeficiente de torque (Ct)		
	Re = 216.750	Re = 433.500	Re = 681.215
0,25	0,447	0,375	0,416
0,50	0,335	0,358	0,372
0,75	0,320	0,321	0,340
1,00	0,224	0,209	0,198

Tabela 11 - Coeficiente de torque estático em função do número de Reynolds

Posição angular	Coeficiente de torque estático (Ct)		
	Re = 216.750	Re = 433.500	Re = 681.215
00°	-0,09148	-0,08264	-0,07906
30°	0,05843	0,06394	0,05721
60°	0,36632	0,41692	0,37555
90°	0,5059	0,49465	0,53447
120°	0,44002	0,48355	0,48204
150°	0,2165	0,22123	0,21885

APÊNDICE C – Borda de pá

Tabela 12 - Coeficiente de potência para rotor com borda plana

TSR	Plana		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,094	0,112	0,104
0,50	0,179	0,168	0,186
0,75	0,241	0,240	0,255
1,00	0,209	0,224	0,198

Tabela 13 - Coeficiente de potência para rotor com borda arredondada

TSR	Arredondado		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,093	0,105	0,100
0,50	0,178	0,178	0,168
0,75	0,237	0,263	0,246
1,00	0,198	0,245	0,225

Tabela 14 – Coeficiente de potência para rotor com borda com chanfro externo

TSR	Chanfro externo		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,115	0,098	0,091
0,50	0,171	0,178	0,178
0,75	0,230	0,215	0,222
1,00	0,147	0,189	0,183

Tabela 15 - Coeficiente de potência para rotor com borda com chanfro em V

TSR	Chanfro em V		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,089	0,095	0,095
0,50	0,164	0,184	0,171
0,75	0,238	0,246	0,248
1,00	0,161	0,177	0,203

Tabela 16 - Coeficiente de torque para rotor com borda plana

TSR	Plana		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,375	0,447	0,416
0,50	0,358	0,335	0,372
0,75	0,321	0,320	0,340
1,00	0,209	0,224	0,198

Tabela 17 - Coeficiente de torque para rotor com borda arredondada

TSR	Arredondado		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,373	0,419	0,400
0,50	0,357	0,355	0,336
0,75	0,317	0,350	0,327
1,00	0,198	0,245	0,225

Tabela 18 - Coeficiente de torque para rotor com borda com chanfro externo

TSR	Chanfro Externo		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,459	0,392	0,363
0,50	0,342	0,356	0,356
0,75	0,307	0,286	0,296
1,00	0,147	0,189	0,183

Tabela 19 - Coeficiente de torque para rotor com borda com chanfro em V

TSR	Chanfro em V		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,358	0,382	0,379
0,50	0,329	0,369	0,342
0,75	0,317	0,328	0,331
1,00	0,161	0,177	0,203

Tabela 20 - Coeficiente de torque estático para rotor com borda plana

Posição angular	Plana		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,083	- 0,091	- 0,079
30°	0,064	0,058	0,057
60°	0,417	0,366	0,376
90°	0,495	0,506	0,534
120°	0,484	0,440	0,482
150°	0,221	0,217	0,219

Tabela 21 - Coeficiente de torque estático para rotor com borda arredondada

Posição angular	Arredondado		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,011	- 0,018	- 0,008
30°	0,015	0,015	0,007
60°	0,503	0,474	0,483
90°	0,486	0,474	0,499
120°	0,413	0,478	0,409
150°	0,229	0,232	0,223

Tabela 22 - Coeficiente de torque estático para rotor com borda com chanfro externo

Posição angular	Chanfro Externo		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,015	- 0,013	- 0,015
30°	0,018	0,036	0,018
60°	0,531	0,469	0,539
90°	0,568	0,576	0,610
120°	0,451	0,437	0,449
150°	0,273	0,267	0,274

Tabela 23 - Coeficiente de torque estático para rotor com borda com chanfro em V

Posição angular	Chanfro em V		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,065	- 0,043	- 0,062
30°	0,020	0,037	0,020
60°	0,533	0,551	0,563
90°	0,543	0,537	0,549
120°	0,420	0,419	0,424
150°	0,263	0,265	0,262

APÊNDICE D – Taxa de afastamento das pás

Tabela 24 - Coeficiente de potência em função da $Ra = 00$

TSR	RA 00		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,094	0,112	0,104
0,50	0,179	0,168	0,186
0,75	0,241	0,240	0,255
1,00	0,209	0,224	0,198

Tabela 25 - Coeficiente de potência em função da $Ra = +05$

TSR	RA +05		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,093	0,090	0,086
0,50	0,178	0,175	0,158
0,75	0,212	0,216	0,233
1,00	0,182	0,197	0,216

Tabela 26 - Coeficiente de potência em função da $Ra = +10$

TSR	RA +10		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,086	0,097	0,100
0,50	0,163	0,158	0,144
0,75	0,187	0,217	0,247
1,00	0,177	0,215	0,195

Tabela 27 - Coeficiente de potência em função da $Ra = -05$

TSR	RA -05		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,106	0,085	0,093
0,50	0,175	0,174	0,194
0,75	0,212	0,212	0,238
1,00	0,192	0,185	0,192

Tabela 28 - Coeficiente de potência em função da Ra = -10

TSR	RA -10		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,080	0,076	0,080
0,50	0,142	0,138	0,155
0,75	0,196	0,206	0,224
1,00	0,190	0,185	0,187

Tabela 29 - Coeficiente de torque em função da Ra = 00

TSR	Ra 00		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,375	0,447	0,416
0,50	0,358	0,335	0,372
0,75	0,321	0,320	0,340
1,00	0,209	0,224	0,198

Tabela 30 - Coeficiente de torque em função da Ra = +05

TSR	Ra +05		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,372	0,359	0,344
0,50	0,357	0,350	0,316
0,75	0,282	0,288	0,311
1,00	0,182	0,197	0,216

Tabela 31 - Coeficiente de torque em função da Ra = +10

TSR	Ra +10		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,343	0,388	0,400
0,50	0,325	0,315	0,288
0,75	0,250	0,290	0,329
1,00	0,177	0,215	0,195

Tabela 32 - Coeficiente de torque em função da Ra = -05

TSR	Ra -05		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,422	0,339	0,370
0,50	0,349	0,349	0,387
0,75	0,283	0,283	0,318
1,00	0,192	0,185	0,192

Tabela 33 - Coeficiente de torque em função da Ra = -10

TSR	Ra -10		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
0,25	0,319	0,302	0,319
0,50	0,283	0,276	0,310
0,75	0,262	0,275	0,299
1,00	0,190	0,185	0,187

Tabela 34 - Coeficiente de torque estático em função da Ra = 00

Posição angular	Ra 00		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,083	- 0,091	- 0,079
30°	0,064	0,058	0,057
60°	0,417	0,366	0,376
90°	0,495	0,506	0,534
120°	0,484	0,440	0,482
150°	0,221	0,217	0,219

Tabela 35 - Coeficiente de torque estático em função da Ra = +05

Posição angular	Ra +05		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,080	- 0,091	- 0,072
30°	0,091	0,094	0,087
60°	0,482	0,460	0,476
90°	0,436	0,441	0,520
120°	0,436	0,387	0,436
150°	- 0,051	- 0,058	- 0,044

Tabela 36 - Coeficiente de torque estático em função da $Ra = +10$

Posição angular	Ra +10		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	0,041	0,036	0,045
30°	0,102	0,095	0,119
60°	0,571	0,547	0,578
90°	0,409	0,382	0,421
120°	0,372	0,368	0,379
150°	- 0,068	- 0,080	- 0,072

Tabela 37 - Coeficiente de torque estático em função da $Ra = -05$

Posição angular	Ra -05		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,092	- 0,095	- 0,088
30°	0,059	0,030	0,029
60°	0,352	0,360	0,361
90°	0,527	0,547	0,582
120°	0,480	0,439	0,478
150°	0,217	0,213	0,217

Tabela 38 - Coeficiente de torque estático em função da Ra = -10

Posição angular	Ra -10		
	7 m/s	3,5 m/s	11 m/s
00°	- 0,100	- 0,106	- 0,096
30°	0,033	0,030	0,032
60°	0,211	0,197	0,222
90°	0,574	0,581	0,603
120°	0,532	0,473	0,480
150°	0,218	0,221	0,233