

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

ANÁLISE AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS SAVONIUS EMPREGANDO
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

por

João Vicente Akwa

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, junho de 2010.

ANÁLISE AERODINÂMICA DE TURBINAS EÓLICAS SAVONIUS EMPREGANDO
DINÂMICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL

por

João Vicente Akwa

Bacharel em Engenharia em Energia e Desenvolvimento Sustentável

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

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Energia

Orientador: Prof. Dr. Adriane Prisco Petry

Aprovada por:

Prof. Dr. Jorge Alberto Almeida FURG

Prof. Dr. Sergio Viçosa Möller PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Paulo Smith Schneider PROMEC / UFRGS

Prof. Dr. Horácio A Vielmo

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 18 de junho de 2010.

*Dedico este trabalho aos meus pais João Aleixo e Neusa,
devido ao apoio que sempre recebi deles em todas as fases
da minha vida.*

AGRADECIMENTOS

Agradeço a todos que me ajudaram ou me incentivaram de alguma forma para a realização deste trabalho. À minha família, que sempre me apoiou durante todo o processo. À UFRGS, por disponibilizar um ambiente adequado de pesquisa. À orientação dada pela Professora Adriane Prisco Petry, que me ajudou a superar muitas dificuldades. Aos colegas e professores do PROMEC / UFRGS, com os quais pude adquirir maior sabedoria. À CAPES, por me agraciar com uma bolsa de estudos durante o período de pesquisa.

RESUMO

Neste trabalho, são apresentados a discussão de conceitos fundamentais, a metodologia e os resultados de simulações numéricas baseadas no Método de Volumes Finitos do escoamento de ar sobre algumas opções de configurações de turbinas eólicas do tipo Savonius, com e sem estatores, em operação e, também, em condições estáticas, como as encontradas nas partidas das mesmas. Comparam-se os resultados para diferentes domínios computacionais, bem como alternativas de discretização espacial e temporal, visando apresentar a influência desses sobre os valores obtidos e estabelecer os parâmetros computacionais adequados para a análise das turbinas em estudo. Nas simulações numéricas, desenvolvidas empregando o programa comercial Star-CCM⁺, a equação da continuidade e as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds são resolvidas, juntamente com as equações de um modelo de turbulência adequado, que é escolhido, para a obtenção dos campos de pressão e de velocidade do escoamento. Emprega-se um domínio contendo uma região com malha móvel, na qual o rotor é inserido. A cada simulação, a velocidade angular da região de malha móvel é especificada de maneira a variar a razão de velocidade de ponta do rotor. Através da integração das forças ocasionadas devido aos gradientes de pressão e das forças originadas pelo atrito viscoso sobre as pás do rotor eólico, obtém-se o coeficiente de torque em cada simulação. O torque e as forças atuantes no rotor também são obtidos de forma semelhante. Com esses dados, outros parâmetros como a potência e o coeficiente de potência são obtidos. Análises dos principais parâmetros de desempenho do rotor Savonius são realizadas e indicam uma boa concordância com resultados experimentais e de simulações numéricas realizadas por outros autores. Os resultados obtidos nas simulações apresentaram-se bastante representativos do fenômeno analisado.

Palavras-chave: Turbinas Eólicas Savonius, Dinâmica dos Fluidos Computacional, Operação, Características Aerodinâmicas.

ABSTRACT

This research work presents a discussion of basic concepts, the methodology and the results of numerical simulations based on Finite Volume Method for the air flow through some configuration options of the Savonius wind turbines, with and without stators, in operation, and also under static conditions, such as those found in the self starting. Results for different computational domains, as well as alternative spatial and temporal discretization are compared, in order to present the influence of these on the obtained values from the computational analysis of the turbines in study. In the numerical simulations, performed using the commercial software Star-CCM⁺, the equation of continuity and the Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations were solved, together with the equations of a turbulence model appropriate, which is chosen, so that the fields of pressure and velocity could be found. It was used, in the calculations, a domain containing a region with a moving mesh, in which the rotor was inserted. In each simulation, the rotational rate of the moving mesh region was specified so as to vary the tip speed ratio of rotor. Through the integration of the forces arising due to the pressure gradients and the forces originated from the viscous friction on the wind rotor blades, the moment coefficient could be obtained in each simulation. The moment and forces acting on the rotor were also obtained similarly. With these data, other parameters such as the power and the power coefficient of the wind rotor could be obtained. Analysis of the principals performance parameters of the Savonius wind rotor were performed and indicated a good agreement with experimental results and numerical simulations performed by other authors. The simulations results are quite representative of the phenomenon analyzed.

Keywords: Savonius Wind Turbine, Computational Fluids Dynamics, Operation, Aerodynamic Features.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Motivação.....	1
1.2	Justificativa.....	2
1.3	Objetivos.....	4
1.4	Organização do Trabalho.....	4
2	OPERAÇÃO DE TURBINAS SAVONIUS.....	6
2.1	O Rotor Savonius e Discussões Pertinentes.....	7
2.2	Performance de Turbinas Savonius.....	19
2.2.1	O Efeito das Placas de Extremidade no Desempenho da Turbina.....	34
2.2.2	O Efeito da Razão de Aspecto no Desempenho da Turbina.....	35
2.2.3	Influência do Afastamento e da Sobreposição no Desempenho da Turbina.....	36
2.2.4	O Efeito do Número de Pás e de Estágios no Desempenho da Turbina.....	37
2.2.5	Influência do Formato das Pás e do Rotor no Desempenho da Turbina.....	39
2.2.6	Interferência do Eixo e de Outros Acessórios no Desempenho da Turbina.....	40
2.2.7	O Efeito de Estatores na Performance de Turbinas Savonius.....	41
2.2.8	Influência do Número de Reynolds e das Escalas de Turbulência.....	46
3	METODOLOGIA.....	48
3.1	Seleção das Opções de Turbina Abordadas nesse Estudo.....	48
3.2	Método de Volumes Finitos.....	54
3.2.1	Modelagem Matemática.....	55
3.2.2	Modelagem Numérica.....	58
3.2.2.1	Função de Interpolação Adotada.....	58
3.2.2.2	Estratégia de Cálculo dos Campos de Pressão e de Velocidades.....	60
3.2.2.3	Método Iterativo e Critérios de Parada Adotados.....	61
3.2.2.4	Modelagem da Turbulência e Tratamento de Parede.....	61
3.2.2.5	Domínios, Condições de Contorno e Discretização Espacial e Temporal.....	67
3.2.3	Cálculo de Parâmetros 3D Via Simulações Bidimensionais.....	75

3.2.4	Considerações Finais sobre as Simulações Realizadas.....	78
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO.....	81
4.1	A Influência do Número de Reynolds e das Escalas da Turbulência.....	81
4.2	Parâmetros Gerais de Operação para o Rotor Savonius sem Estator.....	87
4.3	O Efeito do Duplo Estágio na Performance do Rotor Savonius.....	98
4.4	O Efeito dos Estatores no Desempenho do Rotor Savonius.....	98
5	CONCLUSÕES.....	107
5.1	Futuros Trabalhos.....	109
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	110
	APÊNDICE A.....	116
	APÊNDICE B.....	120
	APÊNDICE C.....	122
	APÊNDICE D.....	125
	APÊNDICE E.....	127

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1	Moinhos de vento: (a) persa-afegão; (b) chinês.....	6
Figura 2.2	Representações esquemáticas para rotores Savonius: (a) vista superior em corte; (b) representação tridimensional; (c) escoamento principal sobre um rotor.....	8
Figura 2.3	Coefficiente de torque estático de um rotor Savonius em função da posição angular da pá de avanço.....	9
Figura 2.4	Distribuição de pressão, dada em Pa, sobre um rotor Savonius estático para θ igual a 90°	11
Figura 2.5	Tipos de escoamentos em rotores Savonius.....	12
Figura 2.6	Parâmetros de projeto para rotores Savonius.....	14
Figura 2.7	Alternativas de projeto para estatores criados para rotores Savonius	15
Figura 2.8	Comparação da potência por unidade de comprimento para algumas turbinas eólicas.....	17
Figura 2.9	Aplicações para turbinas Savonius: (a) rotor helicoidal operando em conjunto com uma turbina H-Darrieus de 1 kW; (b) turbina de grande porte com estator; (c) rotor helicoidal funcionando como motor de partida de uma turbina de efeito Magnus; (d) grupo de rotores para geração elétrica de 5 kW; (e) rotor operando em conjunto com turbina de Darrieus com pás do tipo Troposkein; (f) turbinas operando em sistema de aproveitamento de energia solar...	18
Figura 2.10	Forças atuantes sobre uma pá de rotor Savonius.....	20
Figura 2.11	Área projetada de um rotor Savonius na direção do vento não perturbado.....	21
Figura 2.12	Curva de operação de máquina de indução acoplada ao eixo de uma turbina eólica.....	24
Figura 2.13	Diagrama esquemático de um teste de desempenho em canal aerodinâmico.....	25

Figura 2.14	Exemplo de gráfico C_T versus θ obtido por experimento em canal aerodinâmico.....	26
Figura 2.15	Exemplos de gráficos para parâmetros médios ao longo de uma rotação, obtidos por experimentos em canal aerodinâmico.....	27
Figura 2.16	Alguns possíveis esquemas de operação para rotores Savonius.....	28
Figura 2.17	Curvas características de C_P em função de λ para diversas turbinas eólicas.....	28
Figura 2.18	Curvas características de C_T em função de λ para diversas turbinas eólicas.....	29
Figura 2.19	Estimativa de efeito de bloqueio obtida pelo método de Maskell, 1965.....	31
Figura 2.20	Efeito das placas de extremidade no desempenho de um rotor Savonius.....	34
Figura 2.21	Efeito da razão de aspecto no desempenho de um rotor Savonius.....	35
Figura 2.22	Efeito da razão de aspecto na aceleração de um rotor Savonius.....	36
Figura 2.23	Efeito da sobreposição no desempenho de um rotor Savonius.....	37
Figura 2.24	Efeito do afastamento e da sobreposição no desempenho de um rotor Savonius.....	37
Figura 2.25	Efeito do número de pás no torque estático de um rotor Savonius....	38
Figura 2.26	Efeito do número de pás no coeficiente de potência médio de um rotor Savonius.....	39
Figura 2.27	Esquema explicativo do uso de concentrador e difusor.....	42
Figura 2.28	Recirculações causadas por um difusor de dimensões impróprias.....	43
Figura 2.29	Dimensões ideais para um concentrador e um difusor.....	43
Figura 2.30	Escoamento através de um estator com paredes moldadas como se fossem aerofólios.....	44
Figura 2.31	Tipos de estatores cujo uso foi recomendado por Sabzevari, 1978: (a) estator com paredes retas; (b) estator cilíndrico.....	45
Figura 2.32	Aumento de potência devido aos estatores cilíndricos: (a) comparação entre tipos de estatores; (b) escoamento em estator cilíndrico.....	46

Figura 3.1	Rotor Savonius abordado nesse estudo: (a) opção de único estágio; (b) opção em duplo estágio.....	49
Figura 3.2	Principais dimensões do rotor Savonius abordado nesse estudo: (a) opção de único estágio; (b) opção em duplo estágio; (c) vista superior em corte de um estágio.....	50
Figura 3.3	Turbina Savonius com estator cilíndrico de três aberturas: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção....	51
Figura 3.4	Turbina Savonius com estator cilíndrico de duas aberturas: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção....	52
Figura 3.5	Turbina Savonius com paredes moldadas como aerofólios: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção....	52
Figura 3.6	Turbina Savonius com uma pá defletora: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção.....	53
Figura 3.7	Turbina Savonius com quatro pás defletoras: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção.....	54
Figura 3.8	Tipo de domínio de cálculo usado, com dimensões em múltiplos de d_r	69
Figura 3.9	Detalhe do tipo de malha utilizada nas simulações com Savonius livre.....	70
Figura 3.10	Visualização do domínio discretizado com 17.470 volumes para Savonius livre.....	70
Figura 3.11	Detalhe do refinamento no espaçamento entre as pás do rotor Savonius livre.....	71
Figura 3.12	Detalhe do refinamento próximo ao estator cilíndrico de duas aberturas.....	71
Figura 3.13	Detalhe do refinamento próximo ao estator de paredes moldadas como aerofólios.....	71
Figura 3.14	Detalhe do refinamento próximo ao estator cilíndrico de três aberturas.....	72
Figura 3.15	Influência da discretização temporal na quantidade de cálculos para $V_o = 3,5$ m/s e $\lambda = 0,25$	75

Figura 3.16	Influência da discretização temporal nos valores de coeficiente de torque dinâmico para $V_o = 3,5$ m/s e $\lambda = 0,25$	76
Figura 3.17	Soma dos ciclos de torque em um rotor de duplo estágio para $V_o = 7,0$ m/s e $\lambda = 1,00$	77
Figura 3.18	Comparação de um rotor de único estágio com um rotor de duplo estágio para $V_o = 7,0$ m/s, $\lambda = 1,00$ e mesmo C_p médio.....	77
Figura 3.19	Esteira formada no escoamento com o rotor estático para $\theta = 90^\circ$ e $V_o = 14,0$ m/s.....	79
Figura 4.1	Coeficiente de torque médio em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 867.000$	82
Figura 4.2	Coeficiente de potência médio em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 867.000$	83
Figura 4.3	Influência do número de Reynolds no coeficiente de torque médio..	84
Figura 4.4	Influência do número de Reynolds no coeficiente de potência médio.....	84
Figura 4.5	Pressão sobre as pás do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 43.350$...	85
Figura 4.6	Pressão sobre as pás do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 867.000$.	86
Figura 4.7	Separação da camada limite sobre a pá de avanço do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 43.350$ e $d_r = 0,1$ m.....	86
Figura 4.8	Coeficiente de torque estático em função da posição angular.....	87
Figura 4.9	Forças sobre o rotor Savonius de único estágio, na condição estática, em função da posição angular, para $V_o = 7,0$ m/s e $d_r = 1,0$ m.....	88
Figura 4.10	Campo de velocidades no escoamento com o rotor estático e $Re = 867.000$	89
Figura 4.11	Campo de pressão no escoamento com o rotor estático e $Re = 867.000$	90
Figura 4.12	Vetores de velocidade no escoamento através do espaçamento entre as pás do rotor estático para $\theta = 60^\circ$ e $Re = 433.500$	91
Figura 4.13	Linhas de corrente no escoamento com o rotor estático e $Re = 433.500$	92

Figura 4.14	Variação do ciclo de coeficiente de torque em função da razão de velocidade de ponta para $Re = 867.000$	93
Figura 4.15	Variação do ciclo de coeficiente de potência em função da razão de velocidade de ponta para $Re = 867.000$	93
Figura 4.16	Variação do torque médio ao longo de uma rotação em função da velocidade angular e da velocidade não perturbada do vento.....	94
Figura 4.17	Variação da potência média ao longo de uma rotação em função da velocidade angular e da velocidade não perturbada do vento.....	94
Figura 4.18	Coeficiente de torque médio ao longo de uma rotação <i>versus</i> a razão de velocidade de ponta do rotor.....	95
Figura 4.19	Coeficiente de potência médio ao longo de uma rotação <i>versus</i> a razão de velocidade de ponta do rotor.....	96
Figura 4.20	Coeficientes de arrasto e de sustentação médios ao longo de uma rotação <i>versus</i> a razão de velocidade de ponta do rotor.....	97
Figura 4.21	Campo de velocidades para $\lambda = 1$, $\theta = 105^\circ$ e $Re = 867.000$	97
Figura 4.22	Campo de pressão para $\lambda = 1$, $\theta = 105^\circ$ e $Re = 867.000$	98
Figura 4.23	Linhas de velocidade no escoamento sobre o rotor, para $\lambda = 1$ e $Re = 867.000$	99
Figura 4.24	Variação do ciclo de coeficiente de torque em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 433.500$ e um estágio.....	100
Figura 4.25	Variação do ciclo de coeficiente de torque em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 433.500$ e dois estágios.....	100
Figura 4.26	Coeficiente de torque médio <i>versus</i> razão de velocidade de ponta, para várias turbinas com estatores e $Re = 433.500$	101
Figura 4.27	Coeficiente de potência médio <i>versus</i> razão de velocidade de ponta, para várias turbinas com estatores e $Re = 433.500$	102
Figura 4.28	Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator cilíndrico de 3 aberturas, para $\lambda = 0,5$; $\theta = 265^\circ$ e $Re = 433.500$	102
Figura 4.29	Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator cilíndrico de 2 aberturas, para $\lambda = 0,75$; $\theta = 80^\circ$ e $Re = 433.500$	103

Figura 4.30	Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator de paredes moldadas como aerofólios, para $\lambda = 0,50$; $\theta = 180^\circ$ e $Re = 433.500$	104
Figura 4.31	Pressão sobre as pás do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 433.500$ e com uso de 1 pá defletora como estator.....	105
Figura 4.32	Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator de 1 pá defletora, para $\lambda = 0,50$; $\theta = 260^\circ$ e $Re = 433.500$	105
Figura 4.33	Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator de 4 pás defletoras, para $\lambda = 1$, $\theta = 300^\circ$ e $Re = 433.500$	106
Figura E.1	Modelo reduzido de rotor Savonius confeccionado para futuros testes de desempenho.....	127
Figura E.2	Modelo reduzido de turbina Savonius com estator cilíndrico de 2 aberturas confeccionado para futuros testes de desempenho.....	128
Figura E.3	Canal aerodinâmico cujo uso é pretendido nos futuros testes de desempenho.....	128

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1	Parâmetros de alguns estudos já realizados sobre turbinas Savonius.	33
Tabela 3.1	Comparação entre os modelos de turbulência testados.....	65
Tabela 3.2	Variação dos valores obtidos para o coeficiente de torque estático para θ de 0° e V_o de 14 m/s em função das dimensões médias dos volumes e das dimensões do domínio.....	72
Tabela 3.3	Influência da discretização temporal nos coeficientes aerodinâmicos e na quantidade de cálculos para $V_o = 3,5$ m/s e $\lambda = 0,25$	74
Tabela 3.4	Quantificação das simulações realizadas nesse trabalho.....	80
Tabela 4.1	Efeito da intensidade de turbulência no máximo C_p médio, para $Re = 867.000$	82
Tabela 4.2	Efeito do número de Reynolds no coeficiente de torque estático para $\theta = 0^\circ$	85
Tabela A.1	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 0,7$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 43.350$ e IT = 1%.....	116
Tabela A.2	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 0,1$ m; $Re = 43.350$ e IT = 1%.....	116
Tabela A.3	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 3,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 216.750$ e IT = 1%.....	116
Tabela A.4	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 433.500$ e IT = 1%.....	117
Tabela A.5	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 10,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 648.000$ e IT = 1%.....	117
Tabela A.6	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e IT = 1%.....	118
Tabela A.7	Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e IT = 10%.....	118

Tabela B.1	Simulações para Savonius com estator cilíndrico de 3 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	120
Tabela B.2	Simulações para Savonius com estator cilíndrico de 2 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	120
Tabela B.3	Simulações para Savonius com estator com paredes moldadas como aerofólios – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	120
Tabela B.4	Simulações para Savonius com estator de 1 pá defletora – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	121
Tabela B.5	Simulações para Savonius com estator de 4 pás defletoras – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	121
Tabela C.1	Simulações para $V_o = 0,7$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 43.350$ e $IT = 1\%$	122
Tabela C.2	Simulações para $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 0,1$ m; $Re = 43.350$ e $IT = 1\%$	122
Tabela C.3	Simulações para $V_o = 3,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 216.750$ e $IT = 1\%$	122
Tabela C.4	Simulações para $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	123
Tabela C.5	Simulações para $V_o = 10,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 648.000$ e $IT = 1\%$	123
Tabela C.6	Simulações para $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e $IT = 1\%$	124
Tabela C.7	Simulações para $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e $IT = 10\%$	124
Tabela D.1	Savonius com estator cilíndrico de 3 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	125
Tabela D.2	Savonius com estator cilíndrico de 2 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	125
Tabela D.3	Savonius com estator de paredes como aerofólios – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	125
Tabela D.4	Savonius com estator de 1 pá defletora – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	126
Tabela D.5	Savonius com estator de 4 pás defletoras – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$	126

LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ANVAR	Agência Francesa de Inovação
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
DNS	Simulação Numérica Direta
FURG	Fundação Universidade Federal do Rio Grande
IT	Intensidade de Turbulência
LES	Simulações de Grandes Escalas
PROMEC	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
RANS	<i>Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations</i>
RP	Regime Permanente
RT	Regime Transiente
SIMPLE	<i>Semi Implicit Linked Equations</i>
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>
UFRGS	Universidade Federal do Rio Grande do Sul
2D	Em duas Dimensões
3D	Em três Dimensões

LISTA DE SÍMBOLOS

a	Afastamento entre as pás, m
A_f	Área da face de um volume finito, m ²
$A_{pá}$	Área projetada da pá, m ²
A_r	Área projetada do rotor, m ²
arg_1	Função presente nas equações do modelo de turbulência k- ω
A_T	Área da seção de testes, m ²
c	Corda da pá, m
C_A	Coefficiente de arrasto
C_{An}	Coefficiente de arrasto não corrigido
$CD_{k\omega}$	Termo relacionado ao termo de difusão cruzada do modelo de turbulência k- ω
C_F	Coefficiente de força
$c_{k\omega}$	Coefficientes do modelo de turbulência k- ω
$c_{k\omega 1}$	Coefficientes do conjunto 1 para cálculo dos coeficientes do modelo k- ω
$c_{k\omega 2}$	Coefficientes do conjunto 2 para cálculo dos coeficientes do modelo k- ω
C_P	Coefficiente de potência
C_S	Coefficiente de sustentação
C_T	Coefficiente de torque
Cu	Número de Courant $\left[\frac{\Delta t}{(\Delta x/V_o)} \right]$
ζ	Coefficiente experimental para estimativa de efeito de bloqueio
d	Eixo no qual o torque é aplicado, m
d_f	Vetor da área da face de um volume finito
d_{pe}	Diâmetro da placa de extremidade, m
d_r	Diâmetro do rotor, m
e	Espessura da pá, m
F	Força, N
f	Face de um volume finito
F_A	Força de arrasto, N

$F_f^{press\tilde{a}o}$	Força de pressão na face de um volume finito, N
$F_f^{vis\tilde{c}osa}$	Força de origem viscosa na face de um volume finito, N
$F_{h\tilde{b}}$	Função de parede híbrida
f_{re}	Frequência da rede elétrica, Hz
F_{res}	Força resultante, N
F_S	Força de sustentação, N
H	Altura do rotor, m
k_f	Posição da face de um volume finito
k_0	Energia cinética turbulenta, J/kg
L	Largura frontal do rotor, m
l_T	Escala de comprimento característico da turbulência, m
$(\dot{m}\phi)_f$	Fluxo convectivo de uma variável genérica
n_D	Vetor de referência para cálculo das forças
P	Potência, W
p	Pressão, Pa
p_f	Pressão na face de um volume finito, Pa
p_{pol}	Pares de pólos da máquina elétrica
p_{ref}	Pressão de referência, Pa
\bar{p}	Pressão média no escoamento, Pa
p^*	Melhor estimativa da pressão disponível, usada no Método SIMPLE, Pa
p''	Correção da pressão, usada no Método SIMPLE, Pa
r	Raio do rotor, m
R_A	Razão de aspecto do rotor
Re	Número de Reynolds $\left[\rho V_o d_r / \mu \right]$
s	Sobreposição entre as pás, m
T	Torque, Nm
t	Tempo
Δt	Passo de tempo, s
\bar{u}	Média temporal da velocidade do ar, m/s
u'	Flutuação no valor da velocidade média do ar, m/s

u^*	Velocidade de referência, m/s
V_o	Velocidade não perturbada do vento, m/s
V_{ol}	Volume, m ³
V_{on}	Velocidade média do vento na seção de testes um canal aerodinâmico, m/s
V_{rel}	Velocidade relativa do vento, m/s
V_{tan}	Velocidade tangencial da pá, m/s
V_1	Velocidade do ar no plano do rotor, m/s
V_2	Velocidade do ar na saída do difusor, m/s
x	Direção, m
x_n	Posição do centróide de uma célula
Δx	Dimensão dos menores volumes, m
X_0	Ponto no qual o torque é aplicado
y	Distância nas proximidades da parede, m
y^+	Distância adimensional da parede
α	Ângulo de ataque, rad
β	Fator de efeito de bloqueio no canal aerodinâmico
Δ	Diferença finita entre variáveis
$\delta_{k,w}$	Operador delta de Kronecker
ε_0	Dissipação da energia cinética turbulenta, m ² /s ³
Φ	Escorregamento da máquina elétrica de indução
ϕ	Variável genérica
γ	Ângulo de aplicação do torque, rad
λ	Razão de velocidade de ponta do rotor
μ	Viscosidade dinâmica do ar, Ns/m ²
μ_t	Viscosidade turbulenta, Ns/m ²
θ	Posição angular da pá de avanço, rad
$\Delta\theta$	Passo angular, rad
ρ	Massa específica do ar, kg/m ³
σ	Máxima tensão mecânica sobre as pás, N/m ²
τ_f	Tensor de tensões (viscosas) na face de um volume finito
ω	Velocidade angular, rad/s

ω_0	Taxa de dissipação específica, s^{-1}
∇	Gradiente
$(\nabla \phi)_r$	Gradientes de reconstrução da variável genérica
$(\nabla \phi)_r^u$	Gradientes de reconstrução ilimitados da variável genérica

1 INTRODUÇÃO

Nas últimas décadas, a preocupação mundial com as conseqüências da exploração indiscriminada dos recursos energéticos tem aumentado. Poluição, aquecimento global e possível esgotamento de fontes não renováveis de energia, como o petróleo, são algumas conseqüências dessa exploração. O uso de fontes renováveis de energia e a geração descentralizada ajudam a diminuir os impactos da exploração de recursos energéticos convencionais, colaborando para um desenvolvimento sustentável das sociedades.

1.1 Motivação

O uso de turbinas eólicas Savonius em micro aproveitamentos energéticos se insere nesse contexto, mas ainda é pouco difundido. Desde a criação, as turbinas Savonius têm sido propostas como alternativa para a geração de energia distribuída. Com exemplo desse fato, se insere o estudo apresentado, recentemente, por Menet, 2004, e financiado pela Agência Francesa de Inovação (*French Agency of Innovation – ANVAR*), no qual se desenvolve um protótipo de uma turbina Savonius para este fim. Diversos estudos, que podem ser de natureza experimental, teórica ou numérica, sobre esse dispositivo, são encontrados na literatura técnica e científica. Contudo, muitos trabalhos divergem em suas conclusões e muitos aspectos ainda precisam ser investigados. Poucos estudos criteriosos sobre o funcionamento aerodinâmico da turbina Savonius, em diversas configurações, com ou sem estatores, são encontrados na literatura.

O uso de dispositivos eólicos pouco convencionais como a turbina Savonius pode constituir uma solução de baixo custo e reduzidos impactos ambientais para a geração descentralizada de energia. O rotor eólico desenvolvido e patenteado em 1929 por Sigurd J. Savonius, de Helsingfors na Finlândia, possui, entre outras vantagens: simplicidade construtiva; alto torque na partida e em plena operação; aceitação de vento de qualquer direção para o funcionamento; baixo ruído e reduzida velocidade angular, que reduz o desgaste das partes móveis; além de variadas opções de configuração de rotor, como, por exemplo, o uso de múltiplos estágios e de diversos formatos de pás. Devido ao alto torque desenvolvido a baixas velocidades angulares, o rotor Savonius, que funciona principalmente devido às forças de arrasto sobre suas pás, é comumente utilizado em bombeamento e como força motriz; ao contrário das turbinas eólicas convencionais, de sustentação, que operam bem a altas

velocidades angulares e com baixo torque, sendo geralmente utilizadas na geração de energia elétrica, pois o acoplamento com os geradores de energia elétrica, que operam a altas rotações, é facilitado. Contudo, a razão de aspecto de um rotor Savonius pode ser alterada, permitindo a operação em rotações mais elevadas e facilitando a geração elétrica [Savonius, 1930; Vance, 1973; Fernando e Modi, 1989; Fujisawa, 1992; Menet, 2004; Saha et al., 2008; Kamoji et al., 2009].

Tendo em vista que as turbinas Savonius podem, então, constituir interessantes alternativas tecnológicas às turbinas convencionais, o presente estudo visa obter as características aerodinâmicas desse tipo de dispositivo. Nesse trabalho, pretende-se obter conhecimentos e, também, contribuir com maiores informações sobre a operação de uma turbina Savonius de porte adequado para uso em micro geração. A realização desse trabalho também serve como uma forma de homenagem aos 80 anos do invento de Savonius, completados no ano de 2009 [Savonius, 1930].

1.2 Justificativa

Para a obtenção das características aerodinâmicas de uma turbina Savonius, estudos de natureza experimental, teórica e numérica podem ser realizados. Trabalhos experimentais podem ser executados tanto em campo como em canais aerodinâmicos. No entanto, a análise experimental necessita de tempo de pesquisa e instrumentação adequados, com altos custos. Os resultados experimentais encontrados na literatura apresentam muitas divergências entre os dados apresentados por diferentes autores. Essas divergências surgem devido aos diferentes métodos experimentais adotados, como diferentes maneiras de medição de torque, de atribuição de valores para a velocidade não perturbada da corrente de ar e de correção do efeito de bloqueio devido à introdução do modelo reduzido em canal aerodinâmico. Em muitos trabalhos, parâmetros cuja influência na performance das turbinas é significativa, como a intensidade de turbulência do canal aerodinâmico; não são informados [Blackwell et al., 1977; Mojola, 1985].

A predição teórica da performance de turbinas Savonius, incluindo o efeito dos parâmetros geométricos do dispositivo, dificilmente alcançará sucesso devido à natureza complexa do escoamento e a interferência mútua entre as pás. O desempenho de um rotor Savonius também é extremamente influenciado pela turbulência do ar sobre suas pás, que afeta o fenômeno da separação da camada limite. Com isso, em um trabalho teórico, um adequado modelamento da turbulência deve ser feito. A teoria do *momentum* para um elemento de pá

não pode ser aplicada com sucesso na análise da operação de um rotor Savonius devido à natureza do escoamento e a interferência mútua entre as pás, assim como a teoria clássica do *momentum* aplicada por Betz, pois nela não são levados em conta os diferentes formatos de rotor [Fernando e Modi, 1989; Menet et al., 2001]. Esses fatos dificultam a realização de trabalhos desse tipo.

Trabalhos empregando métodos numéricos para a solução das equações governantes do escoamento sobre a turbina eólica permitem que aproximações de boa precisão para as características aerodinâmicas da turbina Savonius possam ser obtidas a partir dos resultados encontrados para o campo de pressão e de velocidades no escoamento. O uso de métodos numéricos permite economia de material para instrumentação e de tempo de pesquisa. A possibilidade da aplicação de diversos tipos de métodos numéricos e a existência de vários programas comerciais que empregam tais métodos é um atrativo para a realização de trabalhos dessa natureza [Fernando e Modi, 1989; Maliska, 1995; Menet e Cottier, 2003]. Entretanto, ainda não são muitos os trabalhos realizados com o uso de métodos numéricos para esse propósito.

Considerando a necessidade de estudos sobre a performance de turbinas Savonius, dificuldades existentes na realização de trabalhos experimentais e teóricos sobre o tema e escassez de trabalhos de natureza numérica, simulações baseadas em Dinâmica dos Fluidos Computacional (natureza numérica) são realizadas como forma de obtenção de resultados aproximados, de maneira rápida, para as características aerodinâmicas de diferentes opções de turbinas Savonius.

O Método de Volumes Finitos é o método numérico escolhido para implementar as simulações. Essa escolha foi motivada devido: à disponibilidade de licenças para o uso de softwares baseados nesse método e à tradição existente no uso do mesmo no ambiente de pesquisa, na Universidade Federal do Rio Grande do Sul – UFRGS; e ao fato da discretização por meio de volumes finitos permitirem a solução das equações de conservação do escoamento em nível elementar (para cada volume finito), oferecendo resultados fisicamente coerentes ao fenômeno estudado, quando realizada adequadamente [Patankar, 1980; Maliska, 1995]. O programa comercial Star-CCM⁺ é utilizado para a execução das simulações, tendo em vista a sua aplicação em vários outros estudos, como os realizados por Bucan et al., 2008, e Sima et al., 2008, nos quais análises envolvendo Mecânica dos Fluidos Computacional também são realizadas. A facilidade que se tem no uso de tal programa para a realização de simulações com características semelhantes às realizadas no presente estudo também é levada em consideração nessa escolha.

1.3 Objetivos

Os objetivos do presente trabalho podem ser resumidos pelas ações de:

- Avaliar o uso da Dinâmica dos Fluidos Computacional na análise aerodinâmica de turbinas Savonius;
- Analisar as características aerodinâmicas de diferentes opções de turbinas Savonius;
- Avaliar a influência de características do escoamento no desempenho das turbinas;
- Desenvolver conhecimentos sobre a metodologia e o objeto de estudo;
- Fornecer informações úteis para futuros trabalhos.

1.4 Organização do Trabalho

O presente trabalho é composto por cinco capítulos. No segundo capítulo, são apresentados os fundamentos básicos de funcionamento de uma turbina Savonius, incluindo as principais características da mesma, focos de pesquisa e dificuldades existentes no estudo de tal dispositivo eólico. O Capítulo 2 apresenta definições de conceitos e variáveis úteis para a compreensão do restante do trabalho.

No Capítulo 3, é descrita a metodologia adotada. Nesse capítulo, apresentam-se as definições e os critérios adotados: à seleção das opções de turbinas abordadas nesse estudo; à escolha dos principais parâmetros utilizados nas simulações, como função de interpolação e modelo de turbulência; à forma como é realizada a discretização espacial e temporal (construção de malhas de volumes finitos e escolha de passo de tempo); e aos métodos de obtenção dos dados. Como, na realização desse trabalho, utiliza-se um código comercial baseado no Método de Volumes Finitos, apresenta-se apenas uma descrição sucinta do método numérico, que é amplamente descrito na literatura técnica e científica [Patankar, 1980; Maliska, 1995; Wilcox, 1998; Menter e Kuntz, 2002; e Star-CCM⁺, 2008]. Apresenta-se a metodologia empregada para aplicação do Método de Volumes Finitos à análise do escoamento e avaliação do desempenho das turbinas Savonius estudadas. Pretende-se, nesse trabalho, enfatizar o objeto de estudo, que é a operação da turbina Savonius, e as escolhas realizadas para desenvolver as simulações com o uso do programa Star-CCM⁺.

No Capítulo 4, são exibidos e discutidos os principais resultados obtidos com a realização das simulações de operação das opções de turbinas Savonius abordadas nesse estudo. Nesse capítulo, primeiramente, são analisados os resultados encontrados numa verificação da influência das escalas de turbulência e do número de Reynolds na operação de

um rotor Savonius livre, ou seja, sem estator. Posteriormente, os principais resultados obtidos para as características do rotor livre estático e em plena operação são discutidos. Por fim, são analisados os parâmetros obtidos para o desempenho e para o escoamento sobre turbinas Savonius com o uso de estatores. Maiores informações sobre os resultados encontrados e resultados de importância secundária são exibidos nos apêndices desse trabalho.

Por fim, no Capítulo 5, são discutidos os principais resultados das simulações e as conclusões do trabalho. Uma discussão, sobre futuros estudos também é apresentada nessa seção do trabalho e detalhada no Apêndice E.

2 OPERAÇÃO DE TURBINAS SAVONIUS

O homem dispõe do uso de turbinas eólicas radiais de arrasto para realizar o aproveitamento dos recursos eólicos há muitos anos. Conforme Golding e Harris, 1976, Eldridge, 1980, e Hau, 2006, existem especulações contraditórias a respeito das origens históricas desses dispositivos. De acordo com essas obras, alguns autores afirmam que o início do uso de tais turbinas se deu há cerca de 3.000 anos, próximo a Alexandria, no Egito. Contudo, as primeiras informações seguras a respeito das origens dessas indicam que o início do uso ocorreu no sétimo século depois de Cristo. Nessa época, começou-se a utilizar moinhos de vento de origens persa-afegãs. Na China, o uso de turbinas radiais de arrasto também era conhecido, mas não se sabe ao certo se o uso lá se deu antes ou depois dessa época. Na Figura 2.1, dispositivos semelhantes aos moinhos de vento persa-afegãos e chineses, extremamente primitivos e cujo uso persiste até hoje, podem ser visualizados.

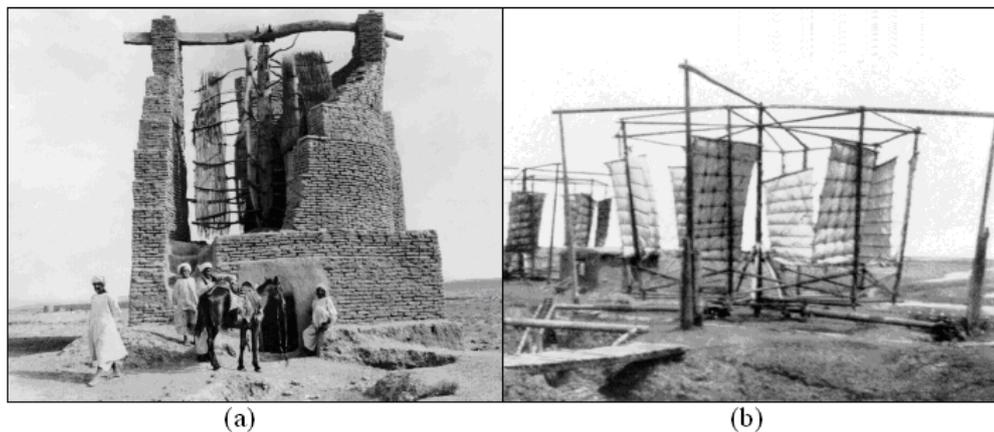


Figura 2.1 – Moinhos de vento: (a) persa-afegão; (b) chinês [adaptado de Hau, 2006]

As turbinas radiais de arrasto sempre foram tidas como máquinas úteis ao homem para realizar tarefas que necessitassem de um alto torque, como as atividades de moer grãos e bombear água. Esses dispositivos, apesar do baixo rendimento, nunca tiveram seu uso completamente abandonado, principalmente devido à simplicidade construtiva e ao baixo custo dos mesmos. O aprimoramento de muitos desses dispositivos serviu como base para o desenvolvimento dos rotores eólicos radiais de arrasto usados na atualidade. Golding e Harris, 1976, exibem um quadro cronológico detalhado no qual se pode acompanhar melhor essa evolução nas técnicas de aproveitamento dos recursos eólicos a partir de turbinas eólicas radiais de arrasto.

Em 1929, Sigurd J. Savonius, de Helsingfors, na Finlândia, desenvolveu e patenteou (nos Estados Unidos da América e na Finlândia) um modelo de turbina que acabaria, mais tarde, se tornando um dos tipos mais populares de turbinas radiais de arrasto. A turbina desenvolvida por ele, doravante chamada simplesmente de turbina Savonius, conforme o próprio Sigurd J. Savonius descreveu no ofício de sua patente, consiste basicamente por um rotor de duas pás moldadas de forma a terem cada uma sua parte côncava e outra convexa em relação à direção do vento. Essas pás são arranjadas de forma que, quando o lado convexo de uma está ao vento, a parte côncava da outra pá também está, exceto para duas posições angulares durante a rotação do dispositivo, nas quais as duas pás exibem superfícies semelhantes. A seção de tal arranjo tem um formato que lembra um “S”. Com esse tipo de arranjo, uma força de arrasto maior do que a que acontece na pá que está com o lado convexo exposto ao vento se dá na pá que apresenta o seu lado côncavo voltado para o vento (Figura 2.2). Por causa da diferença entre as forças existentes sobre as pás da turbina, torque resultante é transmitido ao eixo da turbina. Forças de sustentação, que ocorrem com menor magnitude sobre as pás do dispositivo de Savonius, também são responsáveis por parte da potência no eixo [Savonius, 1930; Vance, 1973; Fernando e Modi, 1989].

2.1 O Rotor Savonius e Discussões Pertinentes

O princípio de funcionamento do invento de Savonius pode ser mais bem demonstrado através do esquema da Figura 2.2. Essa figura refere-se a rotores Savonius com diâmetros d_r , pás de perfil semicircular de espessura e e cordas de comprimento c . A figura indica um rotor Savonius operando a uma velocidade angular ω em uma corrente de ar com velocidade não perturbada igual à V_o . A força de arrasto causada pelo escoamento de ar é maior sobre a pá de avanço do que é sobre a pá de retorno e, isso, ocasiona um determinado torque resultante que é transmitido ao eixo da turbina. A pá de avanço, cujo movimento ocorre no mesmo sentido da corrente de ar, tem suas posições angulares, ao longo de sua trajetória, identificadas pelo ângulo θ . Quando θ atinge 180° , a pá de avanço começa a se deslocar no sentido oposto ao vento, sendo denominada de pá de retorno.

O mecanismo de funcionamento de um rotor Savonius, que depende da interação entre o movimento das pás e o escoamento de ar sobre elas, é muito bem explicado em Fernando e Modi, 1989, Fujisawa, 1992, e Nakajima et al., 2008a e 2008b. O tipo de força que predomina sobre as pás de um rotor Savonius, e que é o principal colaborador para que haja potência no eixo, é o arrasto de pressão. Esse depende do coeficiente de arrasto da

superfície de pá exposta ao escoamento. As pás de um rotor Savonius em funcionamento possuem coeficiente de arrasto que varia conforme a posição angular, indicada por θ , de cada pá, pois, na medida em que as pás se deslocam em suas trajetórias, elas expõem diferentes contornos ao vento. Como cada contorno exposto ao escoamento tem seu próprio coeficiente de arrasto, as forças de arrasto sobre as pás também variam com o deslocamento das pás. Com isso, o torque resultante de um rotor Savonius varia com θ , devido à variação do coeficiente de arrasto das pás durante a rotação do dispositivo.

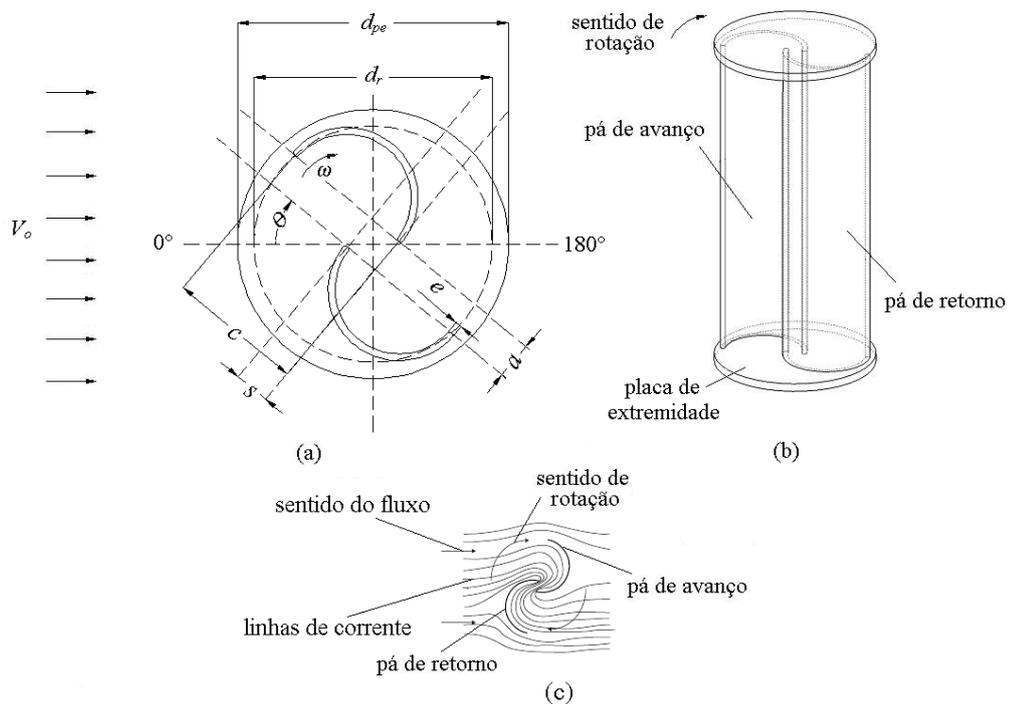


Figura 2.2 – Representações esquemáticas para rotores Savonius: (a) vista superior em corte; (b) representação tridimensional; (c) escoamento principal sobre um rotor

Forças de sustentação, que também ocorrem sobre as pás de um rotor Savonius, e que são responsáveis por parte da potência apresentada no eixo da turbina, também dependem das posições angulares de cada pá. Quando uma pá se desloca em sua trajetória, durante a rotação da máquina eólica, o seu coeficiente de sustentação irá variar com sua posição angular, devido à alteração contínua no ângulo de ataque apresentado por ela em cada posição. Como o coeficiente de sustentação varia com θ , a força de sustentação também varia, já que ela depende desse coeficiente. Conforme Fernando e Modi, 1989, Fujisawa, 1992, Nakajima et al., 2008a e 2008b, e Kamoji et al., 2009, para pequenos ângulos de ataque, a contribuição das forças de sustentação para a potência da turbina é mais evidente. É importante destacar que

isso ocorre nas posições angulares (valores de θ próximos a 0° ou 180°) nas quais a força de arrasto é mínima, durante um ciclo de funcionamento da máquina eólica. Por esse motivo, o torque mínimo, num ciclo de funcionamento de um rotor Savonius, pode não ocorrer para valores de θ de 0° e 180° . O comportamento das forças sobre as pás do rotor Savonius é mais bem explicado através da representação esquemática da Figura 2.10, na seção 2.2 deste trabalho.

Na Figura 2.3, é possível observar como o torque mínimo pode não ocorrer para valores de θ de 0° e 180° . Esse fato fica claro na curva apresentada, que relaciona o coeficiente de torque (C_T) estático de um rotor Savonius com a posição angular da pá de avanço. O coeficiente de torque estático do rotor é o percentual da quantidade de movimento disponível na corrente de ar sobre o rotor que é aproveitado sob forma de torque no eixo do rotor em condição estática. Pela Figura 2.3, também se pode verificar que o ciclo do coeficiente de torque estático de um rotor Savonius de duas pás se repete a cada 180° e que o coeficiente de torque estático máximo de um rotor desse tipo ocorre para valores de θ em torno de 60° e 240° .

Coeficiente de Torque Estático em Função da Posição Angular

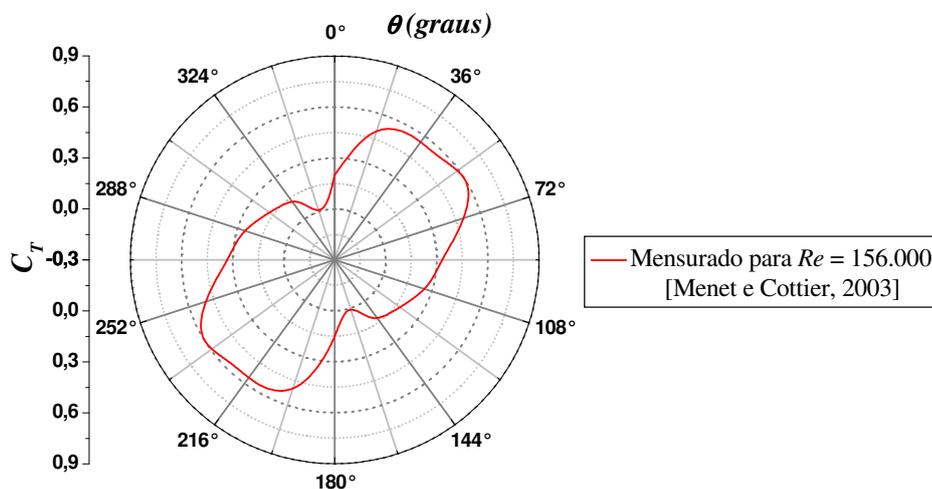


Figura 2.3 – Coeficiente de torque estático de um rotor Savonius em função da posição angular da pá de avanço [adaptado de Menet e Cottier, 2003]

Além das diferentes posições angulares das pás, alterações na velocidade angular também acarretaram em diferentes valores para os coeficientes de arrasto e de sustentação. Alterações na velocidade angular modificam a velocidade relativa do vento sobre as pás, modificando o ângulo de ataque efetivo sobre as mesmas e, por consequência, alteram os

coeficientes de força sobre as pás. Com isso, toda a transferência de quantidade de movimento da corrente de ar para o rotor fica dependente das posições angulares das pás e da velocidade angular do rotor; para uma determinada velocidade não perturbada do vento. Se uma alteração na velocidade não perturbada do vento ocorrer, toda a operação da turbina sofrerá modificação pela alteração na quantidade de energia disponibilizada pela corrente de ar para o rotor [Blackwell et al., 1977; Fujisawa, 1992].

Conforme se observa na Figura 2.2, os rotores podem ser projetados de forma que as pás fiquem com sobre posicionamento de dimensão s . Um afastamento de dimensão a também pode ser aplicado às pás. O afastamento e o sobre posicionamento das pás formam um espaçamento que permite a passagem de ar da pá de avanço para a pá de retorno, que, conforme Savonius, 1931, pode ajudar a aumentar o torque nos rotores eólicos. O torque pode ser aumentado porque, com a passagem de parte do ar oriundo do lado côncavo da pá de avanço para o lado côncavo da pá de retorno, a pressão no lado côncavo da pá de retorno é aumentada fazendo com que a força de arrasto sobre essa pá seja reduzida. Isso acarreta um aumento no torque do rotor. Contudo, conforme Blackwell et al., 1977, Alexander e Holownia, 1978, e Fujisawa, 1992, o espaçamento entre as pás do rotor não pode ter dimensões muito grandes, pois isso permite o surgimento de recirculações que promovem perda de quantidade de movimento, diminuindo a potência útil da máquina.

Devido à dependência que a potência de um rotor Savonius apresenta em relação ao espaçamento entre as pás, conforme Savonius, 1931, as dimensões para o sobre posicionamento e para o afastamento podem ser utilizadas para o controle de velocidade angular e para limitação da potência do dispositivo em condições de ventos extremos. Para isso, essas dimensões devem ser variadas continuamente através de um dispositivo assessorio que deve ser instalado no rotor.

Para exemplificar melhor o princípio de funcionamento de um rotor Savonius, na Figura 2.4, a distribuição de pressão sobre um rotor Savonius estático para θ igual a 90° pode ser observada. Essa figura, adaptada de Menet, 2007, que relata uma simulação computacional do escoamento de ar sobre um rotor Savonius estático, permite que se visualizem as diferenças de pressão sobre as superfícies das pás, responsáveis pelo surgimento do arrasto de pressão, que é a principal força relacionada ao funcionamento dessa máquina eólica. As forças de arrasto resultantes em um rotor nessa situação tendem a provocar o início da rotação, se o torque resistente, ou de carga, for inferior ao torque do rotor, adquirido através da transferência de quantidade de movimento da corrente de ar para o rotor. O aumento de pressão próximo à superfície do lado côncavo da pá de retorno, devido à presença do espaçamento entre as pás,

também pode ser visualizado nessa figura. As duas regiões de baixa pressão a jusante do rotor na Figura 2.4 se devem a simplificação do escoamento adotada na implementação da simulação, tendo em vista que em um escoamento real se verificaria a existência de uma esteira de vórtices. Maiores detalhes sobre escoamentos sobre rotores estáticos são discutidos na seção 3.2.4 deste trabalho.

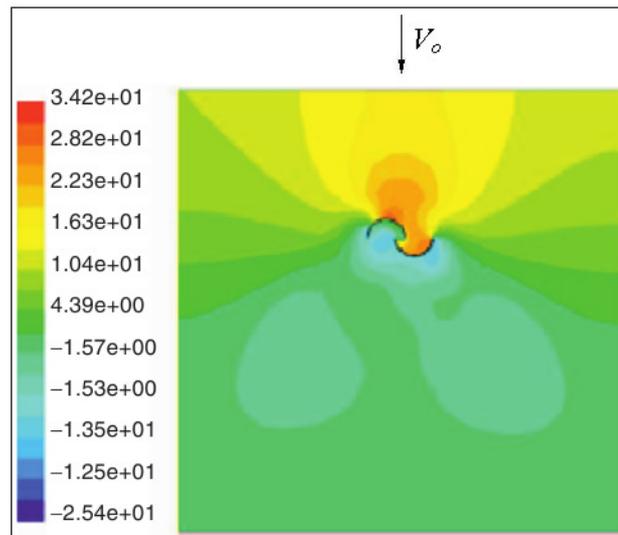


Figura 2.4 – Distribuição de pressão, dada em Pa, sobre um rotor Savonius estático para θ igual a 90° [adaptado de Menet, 2007]

Outros componentes, também indicados na Figura 2.2, que podem ser adicionados a um rotor Savonius são as placas de extremidade. As placas de extremidade são placas circulares de diâmetro d_{pe} colocadas nas extremidades dos rotores para diminuir a interação do escoamento interno com o escoamento externo ao rotor, reduzindo perdas na performance aerodinâmica. As placas de extremidade reduzem a interação entre a região de alta pressão e baixa pressão das pás nas extremidades, reduzindo o efeito da região de final de pá, onde as características tridimensionais são importantes e a alteração do escoamento reduz a eficiência aerodinâmica. Estes dispositivos contribuem para tornar o escoamento nos rotores Savonius aproximadamente bidimensional. Assim, com o uso das placas de extremidade, o ar é mais bem direcionado às pás do rotor. Contudo, o efeito das placas de extremidade somente será benéfico à performance de um rotor Savonius para determinadas combinações entre o diâmetro e a espessura das mesmas. Placas de extremidade com diâmetros e espessura muito grandes aumentam consideravelmente a inércia do rotor, prejudicando no desempenho do dispositivo. Já, placas de extremidade com diâmetros muito pequenos quase não influenciam

na performance do rotor [Savonius, 1930; Vance, 1973; Alexander e Holownia, 1978; Menet, 2004].

Em Nakajima et al., 2008a, o funcionamento de um rotor Savonius é apresentado sob o ponto de vista dos principais tipos de escoamento que ocorrem sobre as pás do rotor durante a operação. Nessa obra, um estudo sobre a visualização do escoamento sobre um rotor Savonius operando em corrente de água é descrito. A partir dessa visualização, os autores identificaram os principais tipos de escoamento que ocorrem sobre as pás de um rotor Savonius e que influenciam nas características de operação desse tipo de dispositivo. Tais tipos de escoamentos são exibidos na Figura 2.5, adaptada de Nakajima et al., 2008a. Entre esses escoamentos está o escoamento de Coanda (I), ou escoamento aderido ao longo do lado convexo da pá de avanço, que é o responsável pelo surgimento de forças de sustentação, aumentando o torque do rotor em baixas posições angulares. Outros escoamentos são o escoamento de arrasto da pá de retorno (II), orientado da superfície convexa da pá de avanço para o lado côncavo da pá de retorno, que é o escoamento de Coanda após um deslocamento angular de 45° da pá de avanço; e os escoamentos no espaçamento entre as pás do rotor (III), que são responsáveis por restabelecer os níveis de pressão no lado côncavo da pá de retorno.

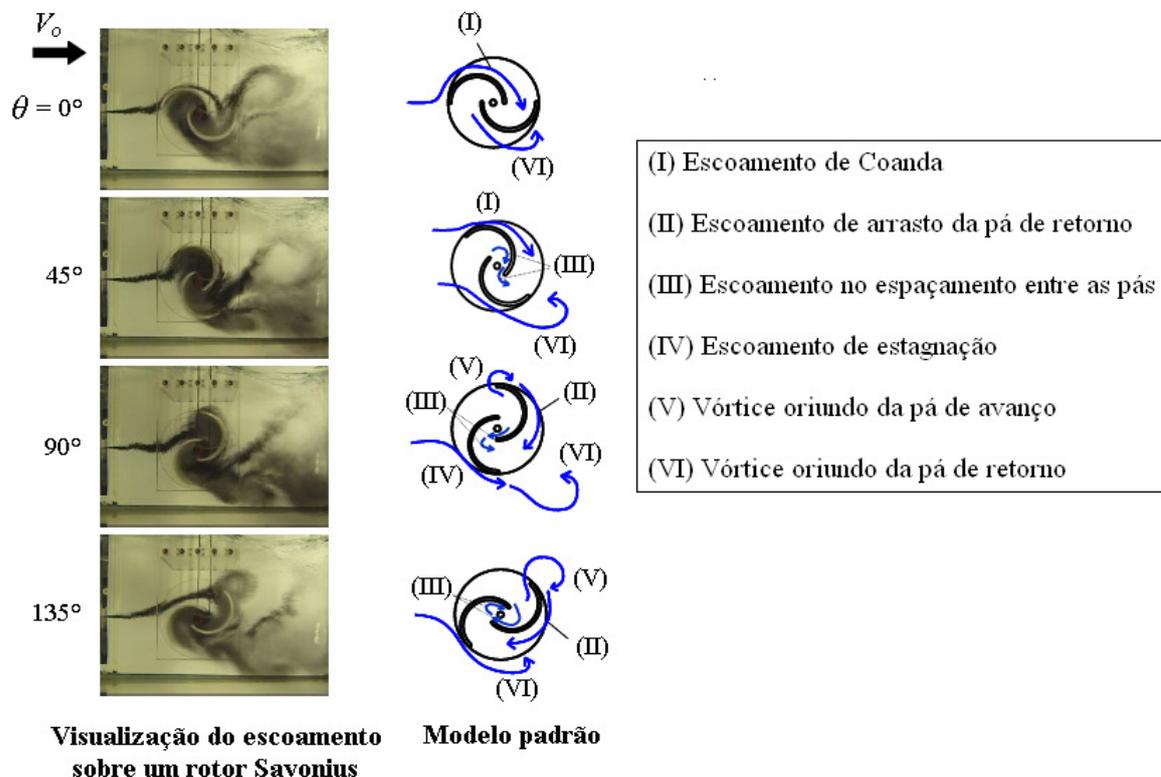


Figura 2.5 – Tipos de escoamentos em rotores Savonius [adaptado de Nakajima et al., 2008a]

Na Figura 2.5, pode-se visualizar o escoamento oriundo de montante do rotor sobre a pá de retorno, ou escoamento de estagnação (IV), que é responsável por diminuir a potência do rotor. Vórtices oriundos da pá de avanço (V) e oriundos da pá de retorno (VI) também podem ser observados na figura. Os vórtices que se desprendem da pá de avanço sofrem influência do escoamento de arrasto da pá de retorno assim como o escoamento de estagnação que acaba originando os vórtices desprendidos na pá de retorno. Os escoamentos identificados por (IV), (V) e (VI) na Figura 2.5, contribuem para a diminuição da potência do rotor. Como esses escoamentos ocorrem para posições angulares maiores do que 45° , pode-se concluir que a potência de um rotor Savonius diminui quando θ assume valores próximos de 135° . Para essa posição angular também se pode observar, pela figura, a ocorrência de uma recirculação no espaçamento entre as pás, que promove perda de quantidade de movimento, reduzindo o desempenho do rotor. Esses resultados estão de acordo com o que se pode concluir de uma análise da representação gráfica da Figura 2.3, adaptada de Menet e Cottier, 2003, que indica que um rotor Savonius tem seu torque diminuído em posições angulares próximas a 135° .

Na Figura 2.2, rotores Savonius com pás de perfil semicircular são representadas. Contudo, Sigurd J. Savonius, em seu ofício de patente, explica que seu invento pode ter, além de pás com seção semicircular, pás de formato parabólico ou com qualquer outro tipo de superfície suscetível para o surgimento do mecanismo de funcionamento explicado nos parágrafos anteriores [Savonius, 1930].

Durante as oito décadas que passaram desde a data da patente Sigurd J. Savonius, várias configurações e diferentes acessórios foram testados nesse tipo de rotor. Dentre os principais parâmetros de projeto para um rotor Savonius que foram estudados durante esse período estão: o número de pás, a razão de aspecto, o perfil das pás, o formato de seção, a espessura das pás, a sobreposição, o afastamento, a torção das pás, o número de estágios do rotor, o diâmetro das placas de extremidade e a espessura das mesmas, o efeito de um eixo passante ou não, o uso de rotores helicoidais de diversos formatos. Válvulas nas pás, quando essas são ditas como de retorno, que permitem a passagem de ar para o lado côncavo dessas pás, aumentando a pressão na área posterior e, com isso, diminuindo o arrasto sobre as mesmas; também foram usadas para aumentar a potência do rotor [Vance, 1973; Alexander e Holownia, 1978; Eldridge, 1980; Saha et al., 2008; Kamoji et al., 2009]. A Figura 2.6 exhibe representações esquemáticas dessas opções de projeto para rotores Savonius para melhor entendimento.

Estudos sobre o uso de estatores na operação de rotores Savonius também foram realizados. Nesses estudos, parâmetros como o formato de concentradores, difusores e de pás

defletoras foram testados [Sabzevari, 1978; Cochran et al., 2004; Saha e Rajkumar, 2006]. A Figura 2.7 exhibe alguns desses parâmetros estudados para estatores de rotores Savonius.

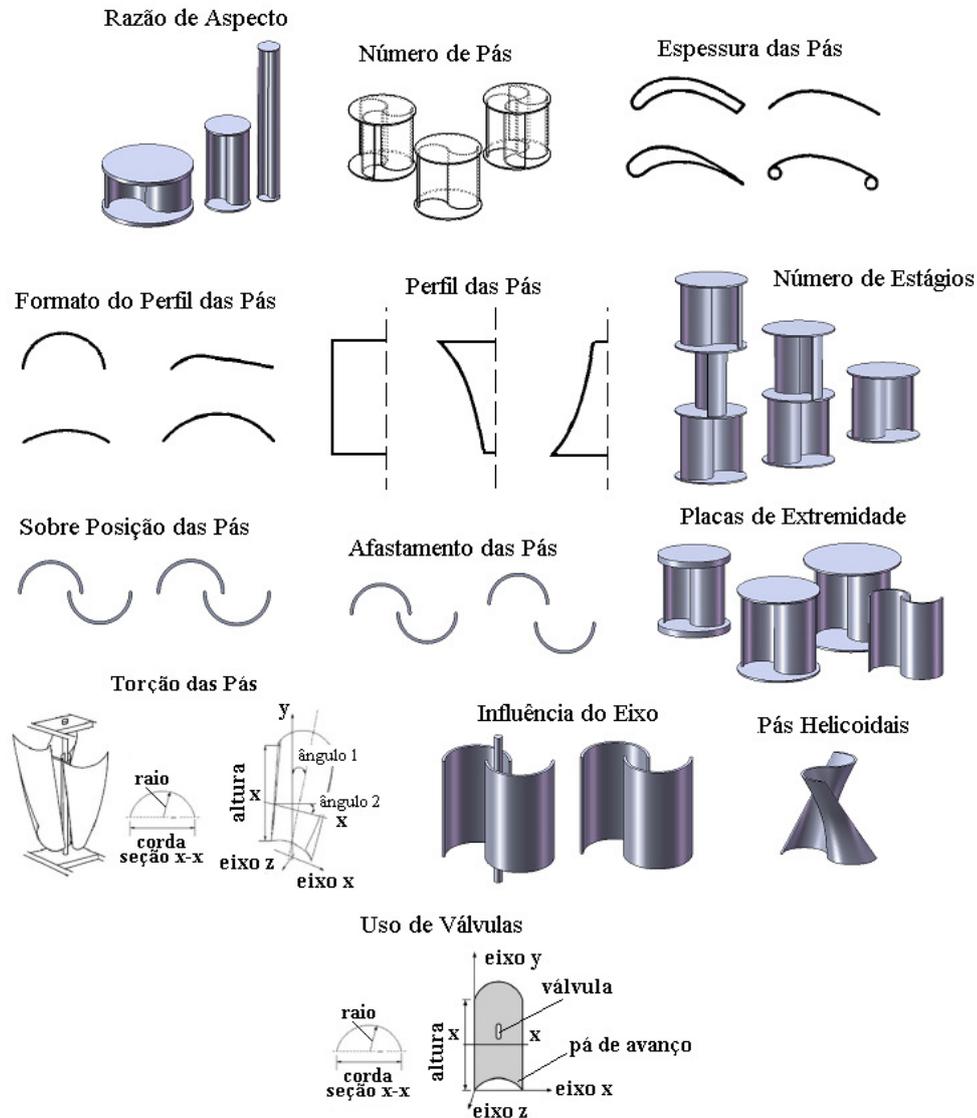


Figura 2.6 – Parâmetros de projeto para rotores Savonius [adaptado de Vance, 1973]

O uso individual ou a combinação dessas diferentes alternativas de projeto para turbinas Savonius permite que se obtenham dispositivos mais aprimorados, adequados para aplicações específicas. Por exemplo, quando se deseja que uma turbina Savonius opere como um motor de partida para outro dispositivo eólico o uso de um rotor com três ou mais pás e uma baixa razão de aspecto poderia ser uma boa solução, já que com essa configuração um alto e contínuo torque seria obtido, conforme se pode constatar em Vance, 1973. Caso o objetivo seja a geração elétrica, turbinas Savonius com rotores de duplo estágio e alta razão de aspecto são mais adequados, pois, conforme Saha et al., 2008, esses possuem eficiências

maiores e desenvolvem velocidades angulares mais elevadas. Portanto, o uso ou a combinação de tais alternativas no projeto de uma turbina Savonius depende principalmente das características de desempenho esperadas para o dispositivo. Os efeitos das alterações possíveis na configuração de uma turbina Savonius que foram citadas anteriormente, que têm o potencial de criar dispositivos com as mais variadas características operacionais, serão mais bem abordados nas seções seguintes desse capítulo.

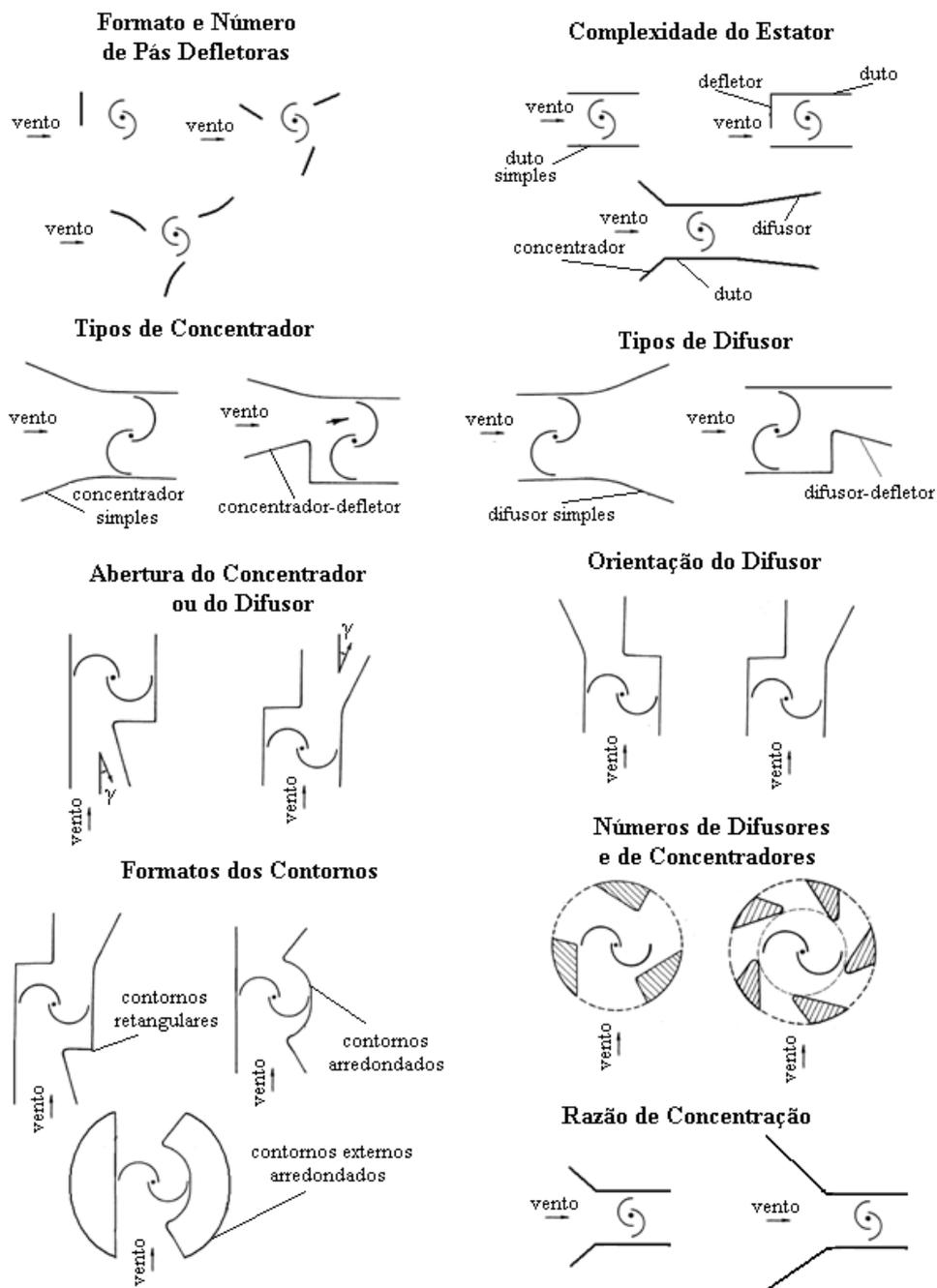


Figura 2.7 – Alternativas de projeto para estatores criados para rotores Savonius [adaptado de Sabzevari, 1978]

A grande variedade de alternativas ao projeto é uma das principais vantagens do uso de uma turbina Savonius. Outras vantagens do uso de tais dispositivos são: o baixo custo de construção e pouca complexidade; o alto torque de partida; o rotor com aproveitamento do vento provindo de qualquer direção, que elimina a necessidade de sistema de posicionamento; baixa velocidade angular de operação, que reduz o desgaste das partes móveis da máquina e reduz a poluição sonora; a possibilidade do uso de material alternativo na construção, como o uso de tonéis de metal já utilizados; a possibilidade do uso do dispositivo em outras formas de aproveitamento de energia, como em aproveitamentos hidrocinéticos, na extração de energia das marés, das ondas e de energia solar por meio de chaminés solares [Vance, 1973; Fernando e Modi, 1989; Menet et al., 2001; Nakajima et al., 2008a e 2008b].

Menet et al., 2001, apresentam uma discussão sobre as turbinas Savonius, destacando que, quando elas são comparadas com as turbinas eólicas axiais e radiais cujo ponto ótimo da operação se dá para altas razões de velocidade da ponta do rotor (razão da velocidade tangencial na ponta do rotor pelo valor da velocidade não perturbada do vento, λ), são menos utilizadas. Isso se deve a menor eficiência de uma turbina Savonius em comparação as turbinas de alta razão de velocidade de ponta. Contudo, quando uma turbina Savonius é comparada com as demais por meio do uso do critério $L-\sigma$, pode-se constatar que uma turbina Savonius é um dispositivo de alta produtividade, valendo-se de baixa tecnologia. O critério $L-\sigma$, utilizado por Menet et al., 2001; consiste em comparar turbinas eólicas que interceptam o vento com a mesma largura frontal (L), alocando nelas o mesmo valor de referência da máxima tensão mecânica sobre as pás (σ). Com esse critério, a potência gerada por uma turbina por unidade de comprimento é calculada. Essa potência por unidade de comprimento é referente ao ponto de trabalho ótimo, no qual cada turbina possui sua melhor eficiência para um determinado valor de velocidade angular. Segundo esse critério de comparação, detalhado em Menet et al., 2001; a turbina Savonius é uma máquina eólica melhor do que as turbinas de alta razão de velocidade de ponta. Isso pode ser visto na Figura 2.8, adaptada de Menet et al., 2001, que mostra que uma turbina Savonius desenvolve cerca de quatro vezes mais potência por unidade de comprimento do que uma turbina axial de duas pás de alta razão de velocidade de ponta.

Segundo diversos autores, uma turbina Savonius não pode ser considerada como um dispositivo superior e nem inferior às turbinas eólicas de alta razão de velocidade de ponta do rotor. As turbinas Savonius devem ser compreendidas apenas como máquinas diferentes, sendo alternativas tecnológicas às turbinas convencionais.

Devido às suas características operacionais e suas vantagens de uso, as turbinas Savonius se tornaram comuns em micro-aproveitamentos energéticos. O uso dessas turbinas

tornou-se conhecido no bombeamento de água por meio de bombas de deslocamento positivo, que operam bem a baixas velocidades angulares e com alto torque. As turbinas Savonius também podem ser utilizadas com sucesso em qualquer outra atividade que necessite de um alto torque desde o início. A geração de energia elétrica por meio de turbinas Savonius, apesar de não ser muito difundida, devido às baixas velocidades angulares, que são características da operação de muitos desses dispositivos; também pode ser realizada, principalmente se geradores elétricos de múltiplos pólos, que necessitam de menor velocidade angular para operarem, forem usados. Caso turbinas Savonius com altas razões de aspecto fossem utilizadas, a geração elétrica também poderia ser facilitada devido ao ganho em velocidade angular para a mesma área frontal de rotor. As turbinas Savonius também podem ser utilizadas: na ventilação ou exaustão de ambientes fechados; na agitação e oxigenação de lagos artificiais; como medidores de correntes marinhas e da velocidade dos ventos; como dispositivo de partida de outras turbinas, cuja operação é deficiente a baixas velocidades angulares; na geração elétrica ou na obtenção de energia mecânica para diversos usos através da energia hidrocínética (energia cinética disponível na correnteza de rios, canais e nas correntes marinhas); e, também, no aproveitamento da energia das marés, das ondas e de energia solar [Vance, 1973; Eldridge, 1980; Fernando e Modi, 1989; Menet et al., 2001; Nakajima et al., 2008a e 2008b]. Na Figura 2.9, alguns exemplos de aplicações para turbinas Savonius são exibidos.

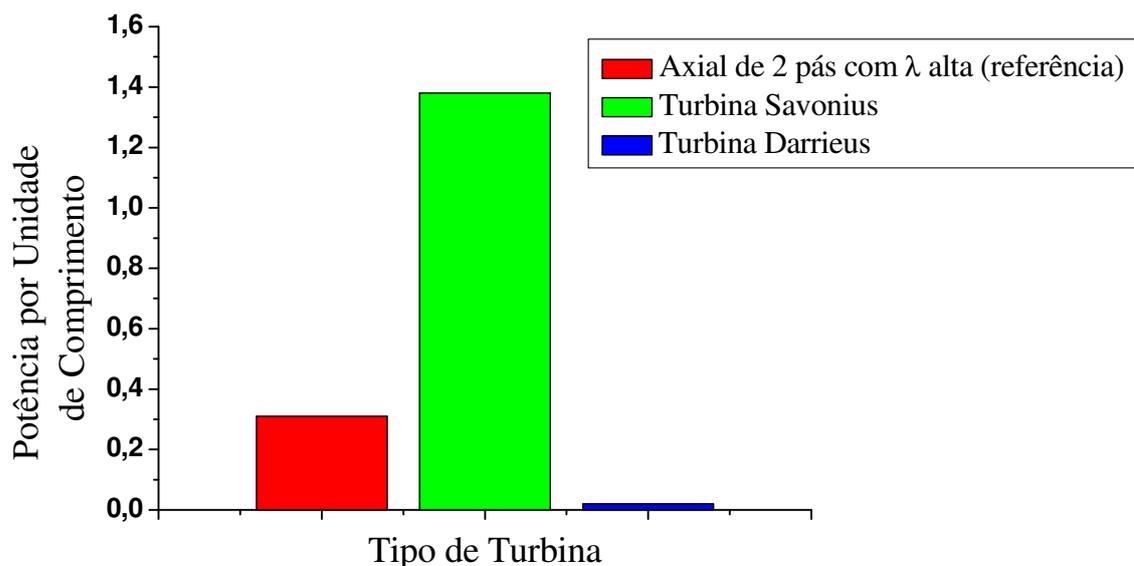


Figura 2.8 – Comparação da potência por unidade de comprimento para algumas turbinas eólicas [adaptado de Menet et al., 2001]

Na Figura 2.9, pode-se ver um uso muito comum que se dá aos rotores Savonius: a utilização dos mesmos como motores de partida para outras turbinas. Como pode ser visto em (a), (c) e (e). Em (a) um rotor Savonius helicoidal funciona em conjunto com um rotor H-Darrieus formando um arranjo de 1 kW de potência, com eixo instalado horizontalmente para operação sobre telhados urbanos. Em (e) um rotor Savonius com pás de seção semicircular constante ao longo da altura fornece o torque de partida necessário a uma turbina Darrieus de pás do tipo Troposkein. No item (c) dessa figura, um rotor Savonius helicoidal funciona sem carga (na máxima rotação e com torque desprezível) para que ocorra efeito Magnus de forma passiva nas pás com formato cilíndrico de uma turbina, que passa a operar com base nesse efeito.

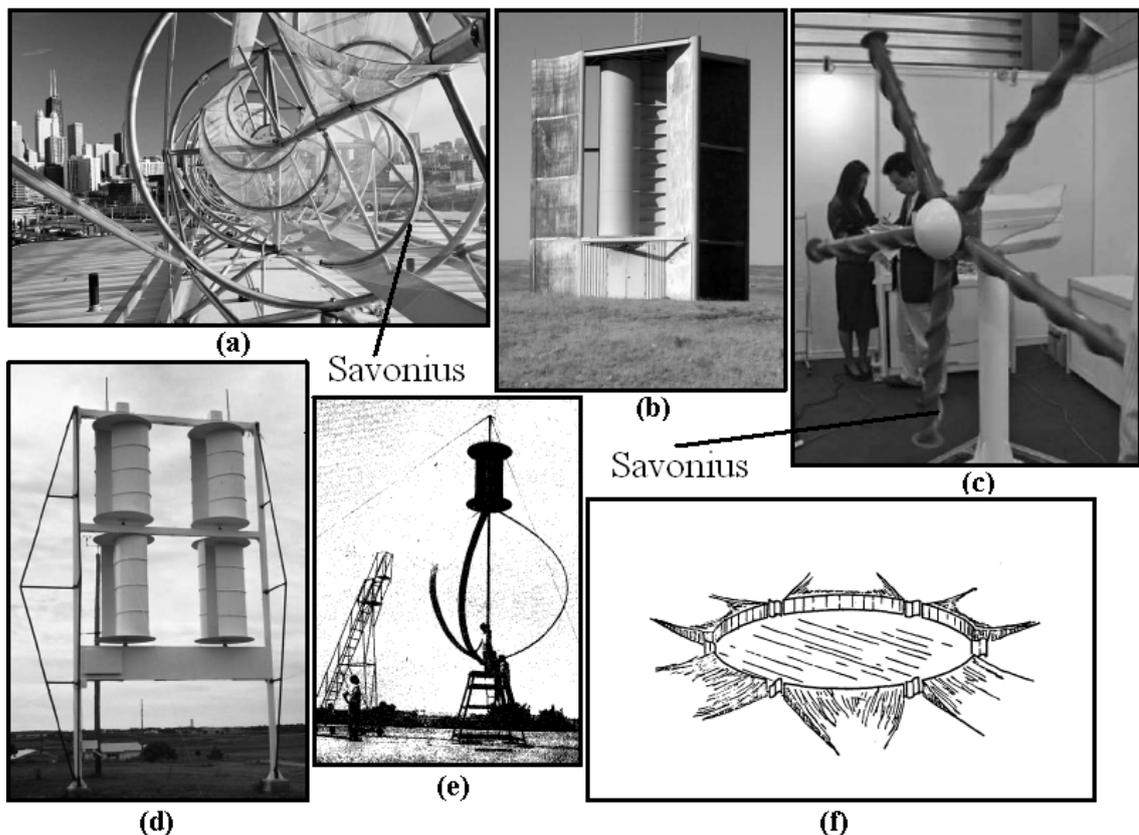


Figura 2.9 – Aplicações para turbinas Savonius: (a) rotor helicoidal operando em conjunto com uma turbina H-Darrieus de 1 kW e (b) turbina de grande porte com estator [adaptados de Parker, 2009]; (c) rotor helicoidal funcionando como motor de partida de uma turbina de efeito Magnus e (d) grupo de rotores para geração elétrica de 5 kW [adaptados de Nelson, 2009]; (e) rotor operando em conjunto com turbina de Darrieus com pás do tipo Troposkein [adaptado de Shankar, 1979]; e (f) turbinas operando em sistema de aproveitamento de energia solar [adaptado de Vance, 1973]

Em (b), na Figura 2.9, uma turbina Savonius composta por um rotor instalado no interior de um estator pode ser vista. No item (d), um conjunto de 5 kW formado por grandes rotores Savonius é exibido. Já, em (f), uma representação esquemática de um sistema solar que usa rotores Savonius para a geração de energia elétrica pode ser visto. Tal sistema solar provoca o aquecimento de uma determinada área, o que ocasiona deslocamentos de ar através dos rotores Savonius, que começam a operar.

2.2 Performance de Turbinas Savonius

Conforme mencionado anteriormente, as forças de arrasto, F_A , e de sustentação, F_S , sobre as pás do rotor são as responsáveis pela operação de uma turbina Savonius. No esquema da Figura 2.10, a atuação dessas forças sobre a pá de avanço de um rotor Savonius pode ser analisada. Nessa figura, um rotor opera com velocidade angular ω em um vento de velocidade V_o . Nessa figura, V_{tan} é a velocidade tangencial da pá (cujo módulo é obtido pelo produto ωr , no qual r é o raio do rotor), V_{rel} indica a velocidade relativa do vento sobre a pá, α representa o ângulo de ataque do vento relativo sobre a pá e F_{res} é a força resultante sobre a pá. As forças atuantes sobre a pá são influenciadas pela posição angular da pá, θ , e pelos efeitos da rotação da turbina. Uma variação na rotação da turbina altera a velocidade tangencial da pá, que, por sua vez, modifica a velocidade relativa do vento sobre a pá, conforme a Equação (2.1). Uma alteração na velocidade relativa do vento sobre a pá devido a variações na rotação e ou a alteração contínua da posição angular durante a rotação da turbina pode ou podem proporcionar modificações no valor do ângulo de ataque. Se isso ocorrer, os coeficientes de arrasto, C_A , e de sustentação, C_S , que são funções do ângulo de ataque, têm seus valores alterados. Isso modifica os valores das forças de arrasto e de sustentação, de acordo com as Equações (2.2) e (2.3), nas quais ρ é a massa específica do ar e $A_{pá}$ é a área projetada da pá na direção do vento relativo [Henn, 2001; Gasch e Twele, 2002].

$$\vec{V}_{rel} = \vec{V}_o - \vec{V}_{tan} = \vec{V}_o - \omega \vec{r} \quad (2.1)$$

$$F_A = C_A(\alpha) \frac{1}{2} \rho A_{pá} V_{rel}^2 \quad (2.2)$$

$$F_S = C_S(\alpha) \frac{1}{2} \rho A_{pá} V_{rel}^2 \quad (2.3)$$

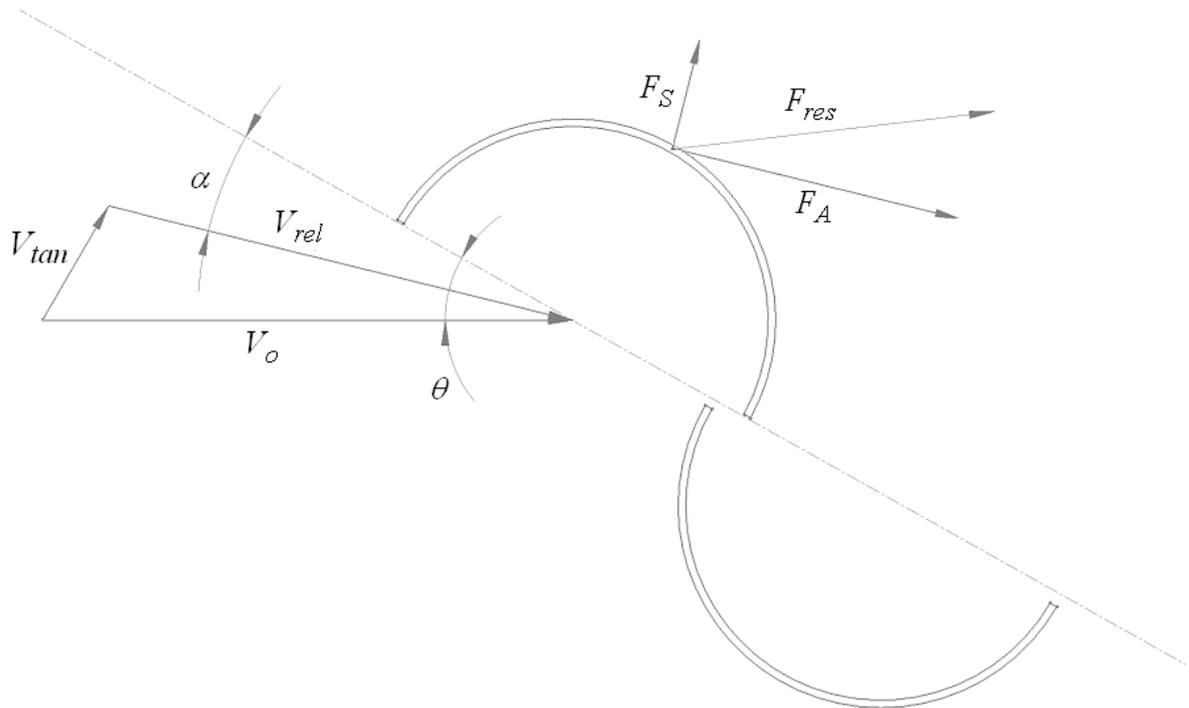


Figura 2.10 – Forças atuantes sobre uma pá de rotor Savonius

A força resultante sobre a pá da Figura 2.10 pode ser obtida através da Equação (2.4). Para a pá de retorno, ou demais pás, se existirem no rotor, as mesmas relações são válidas. Se os coeficientes de arrasto e de sustentação forem conhecidos para cada ângulo de ataque, um cálculo dessas forças sobre as pás do rotor, para cada condição de velocidade de vento, posição angular e de rotação poderia ser feito. Com o valor das forças resultantes em cada pá o torque transmitido ao eixo pelo rotor, T , poderia ser obtido pela Equação (2.5), na qual d representa o módulo do vetor que define o eixo através do ponto no qual o torque é tomado e γ é o ângulo entre esse vetor e o vetor da força resultante sobre a pá i . A potência mecânica do rotor, P , por sua vez, poderia ser obtida pela Equação (2.6) [Gasch e Twele, 2002].

$$F_{res} = \sqrt{F_A^2 + F_S^2} \quad (2.4)$$

$$T = \sum_i (F_{res} d \text{sen}\gamma)_i \quad (2.5)$$

Com base na Equação (2.5), verifica-se que a potência de um rotor Savonius é extremamente dependente dos coeficientes de arrasto e de sustentação sobre as suas pás. O coeficiente de potência de um rotor, C_P , também é dependente dos coeficientes de força sobre

as pás. Esse coeficiente é a razão da potência transmitida ao eixo pela potência disponibilizada pelo escoamento de ar, com velocidade não perturbada V_o , em uma área equivalente a área projetada do rotor, A_r , na direção desse escoamento, conforme representada na Figura 2.11. O coeficiente de potência pode ser definido pela adimensionalização da Equação (2.6), que origina a Equação (2.7), na qual C_T é o coeficiente de torque e λ é a razão de velocidade de ponta do rotor. C_T é o percentual da quantidade de movimento disponibilizada pela corrente de ar não perturbado que é transmitido ao rotor sob a forma de torque no eixo e λ é a razão da velocidade tangencial da ponta das pás pela velocidade da corrente de ar não perturba [Hau, 2006].

$$P = T\omega \quad (2.6)$$

Segundo Gasch e Twele, 2002, turbinas radiais de arrasto puro não podem apresentar elevados coeficientes de potência e razões de velocidade de ponta do rotor maiores do que a unidade devido à dependência dos coeficientes aerodinâmicos em relação aos coeficientes de arrasto sobre as pás. A performance dessas turbinas é limitada pelos coeficientes de arrasto. Por exemplo, o valor do máximo coeficiente de potência tem aproximadamente o valor de 0,16 para um moinho de vento persa e de 0,08 para um anemômetro de copos. Contudo, conforme Kamoji et al., 2009, a influência das forças de sustentação sobre as pás de um rotor Savonius são significativas na performance do mesmo, fato que o exclui do grupo de máquinas cujos mecanismos de funcionamento foram considerados de arrasto puro por Gasch e Twele, 2002.

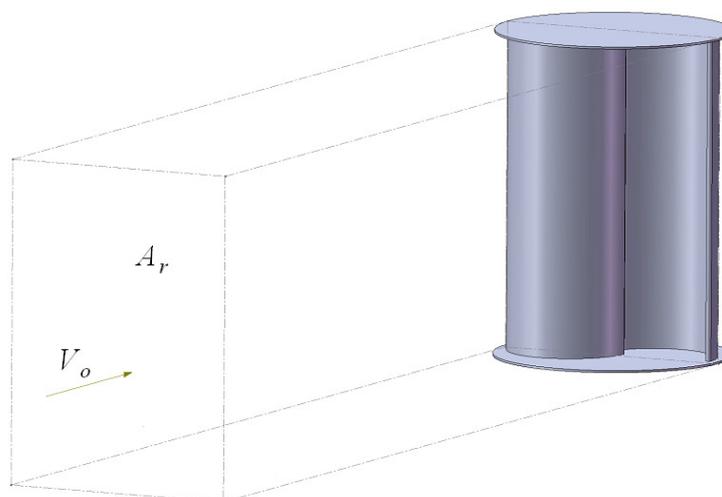


Figura 2.11 – Área projetada de um rotor Savonius na direção do vento não perturbado

$$C_p = \frac{P}{P_{\text{disponível}}} = \frac{T\omega}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^3} = \frac{T}{\frac{1}{2}\rho A_r V_o^2} \frac{\omega r}{V_o} = C_T \lambda \quad (2.7)$$

Quando são analisados resultados de testes de desempenho em canais aerodinâmicos para rotores Savonius, como os obtidos por Blackwell et al., 1977, Alexander e Holownia, 1978, Fujisawa, 1992, Menet e Cottier, 2003, Saha et al., 2008, e Kamoji et al., 2009, verifica-se que esses dispositivos têm a capacidade de realizar trabalho para razões de velocidade de ponta superiores a unidade. O máximo rendimento de um rotor Savonius geralmente é obtido na operação com razão de velocidade de ponta próxima a 0,8. Contudo, para os valores do máximo coeficiente de potência obtido na operação, não há um consenso. Esse valor varia consideravelmente com a opção de configuração de rotor adotada em cada experimento, o que reforça a necessidade de um maior número de pesquisas serem feitas sobre o assunto.

Conforme foi mencionado anteriormente, com os valores dos coeficientes de força sobre as pás de um rotor Savonius, que dependem dos valores de velocidade de vento, posição angular e de rotação, o torque do rotor poderia ser calculado através da Equação (2.5). Contudo, devido à interferência mútua entre as pás do rotor, ao formato e dimensões das pás, e à natureza complexa do escoamento ao redor do rotor, com elevado número de recirculações, fica extremamente difícil, se não impossível, prever teoricamente a performance de um rotor Savonius [Fernando e Modi, 1989]. Além disso, o desempenho de um rotor Savonius é extremamente influenciado pela turbulência do ar sobre suas pás, que influenciam no fenômeno da separação da camada limite. Com isso, em um trabalho teórico, um adequado modelamento da turbulência deve ser feito. A teoria do *momentum* para um elemento de pá, que pode descrever razoavelmente bem a performance de turbinas Darrieus, também não pode ser aplicada com sucesso na análise da operação de um rotor Savonius devido à natureza do escoamento e a interferência mútua entre as pás. A teoria clássica do *momentum* aplicada por Betz também não apresenta sucesso para essa tarefa, pois nela não são levados em conta os diferentes formatos de rotor.

Para o uso das Equações (2.2) e (2.3) no cálculo do torque de um rotor Savonius, a dependência dos coeficientes de força sobre as pás em relação ao ângulo de ataque deve ser conhecida. Isso pode ser obtido experimentalmente. Contudo, a obtenção do torque do rotor diretamente a partir de experimentos pode simplificar os procedimentos de cálculos. Com isso, o valor para o torque, obtido em experimentos, é aplicado nas Equações (2.6) e (2.7)

para a obtenção dos demais parâmetros de operação do rotor. Os experimentos podem ser conduzidos em campo, como os realizados por Mojola, 1985, na Nigéria, ou em canais aerodinâmicos como a maioria dos pesquisadores os fazem [Saha e Rajkumar, 2006]. Testes em campo revelam como o dispositivo irá operar em condições reais, mas exigem maiores períodos de pesquisa e, na execução desses, as condições climáticas podem dificultar os trabalhos. Experimentos em canais aerodinâmicos bem realizados, com a descrição completa e detalhada da metodologia e dos parâmetros envolvidos nos testes, podem fornecer resultados de boa qualidade para as características de operação de rotores Savonius.

Em testes de desempenho de turbinas Savonius, o torque dos dispositivos é medido, por meio de transdutores de torque, para várias condições de rotação e de velocidade do vento. Para isso, a velocidade angular do rotor para uma dada velocidade de vento comumente é ajustada por meio do controle do torque resistente (carga), como fizeram Kamoji et al., 2009, ou por meio do uso de uma máquina elétrica de indução acoplada ao eixo do rotor eólico, que o faz operar à velocidade angular constante, conforme foi realizado no trabalho de Hayashi et al., 2005. Com o controle do torque resistente, torque contrário ao torque do rotor, o dispositivo pode ser freado, obtendo-se a velocidade angular média desejada para cada condição de velocidade de vento. Com o uso de uma máquina de indução, o rotor é forçado a operar a determinada velocidade angular pelo ajuste da frequência da rede elétrica, f_{re} , a qual a máquina elétrica está submetida, conforme a Equação (2.8), na qual p_{pol} é o número de pares de pólos e Φ é o escorregamento da máquina. O escorregamento é a diferença relativa entre a velocidade angular real e a velocidade angular que o rotor da máquina elétrica teria se operasse em perfeito sincronismo com a rede elétrica [Patel, 1999; Hansen, 2008].

$$\omega = \frac{2 \pi f_{re}}{p_{pol}} (1 - \Phi) \quad (2.8)$$

O escorregamento, representado por Φ na Equação (2.8), é uma característica das máquinas elétricas de indução e, geralmente, apresenta um valor quase nulo. Contudo, se o valor de Φ for nulo, a velocidade angular do rotor da máquina será igual à velocidade angular do rotor de uma máquina em perfeito sincronismo com a rede elétrica de frequência f_{re} , ou velocidade síncrona. Se isso ocorrer, a velocidade relativa entre os condutores do rotor e o campo magnético girante, criado pela circulação de corrente elétrica alternada nos condutores estáticos da máquina; se torna nula e a indução magnética nos condutores do rotor, responsável pelo torque da máquina, cessa. Isso ocorre porque a variação de fluxo magnético ao longo do

tempo no rotor da máquina elétrica é nula nessa condição. Quando a velocidade angular da máquina de indução for inferior a velocidade síncrona, Φ terá um valor positivo e a máquina operará como um motor de indução. Porém, se a máquina de indução for acoplada a um rotor eólico e o vento que incide nesse rotor realizar torque no sentido de aumentar a rotação do rotor, a velocidade angular do conjunto pode superar a velocidade síncrona, fazendo com que Φ fique negativo e a máquina passe a operar como um gerador de indução [Patel, 1999].

Nos testes de rotores eólicos com o uso de máquinas de indução, pretende-se reproduzir a operação de aerogeradores de velocidade fixa, que operam com máquinas de indução acopladas aos seus eixos. Uma máquina de indução acoplada ao eixo de um rotor eólico possui curva de operação característica semelhante à exibida na Figura 2.12. Pela curva, pode-se ver que na faixa de operação, tanto para gerador e como para motor, uma pequena variação na velocidade angular é responsável por uma variação significativa no torque do conjunto. A velocidade angular do conjunto é praticamente constante e a potência varia quase que unicamente devido a alterações no torque. Nas demais faixas, uma pequena variação no torque é responsável por grandes variações na velocidade angular. Para ventos extremos, busca-se limitar a potência do aerogerador para que não se atinja a faixa na qual a máquina, operando no modo gerador, começa a acelerar e pode ocasionar a quebra de todo o conjunto [Patel, 1999; Hansen, 2008].

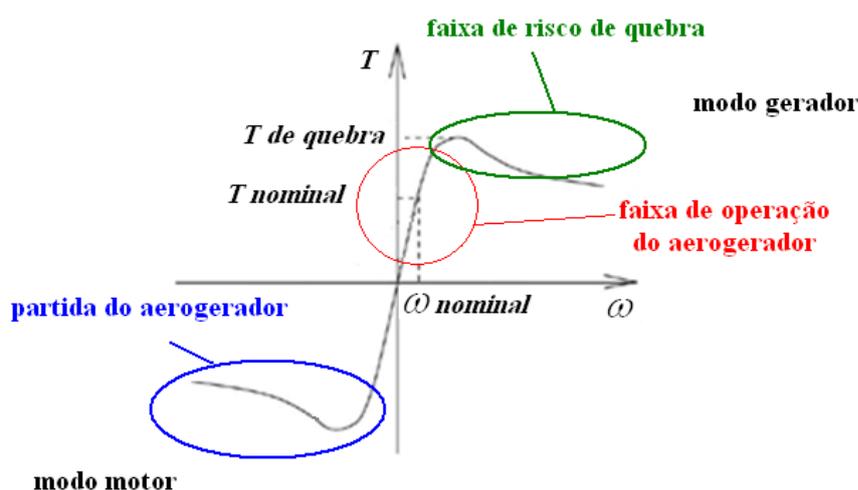


Figura 2.12 – Curva de operação de máquina de indução acoplada ao eixo de uma turbina eólica [adaptado de Hansen, 2008]

Com o uso de máquinas de indução acopladas ao eixo de rotores Savonius em testes de desempenho em canais aerodinâmicos, a velocidade angular do rotor é ajustada pela

frequência, conforme a Equação (2.8), por meio de um inversor de frequências; enquanto que o torque do rotor é obtido por um transdutor. O valor da velocidade angular é obtido por meio de um tacômetro e o valor da velocidade do vento é medido com o auxílio de um tubo de Pitot. Um diagrama esquemático de como isso pode ser feito encontra-se na Figura 2.13. Pela figura, pode-se ver que todos os dados são digitalizados e registrados por um computador para que diversos gráficos e análises possam ser feitos. Dos dados obtidos em um teste de desempenho desse tipo, gráficos como o presente na Figura 2.14 podem ser construídos [Hayashi et al., 2005].

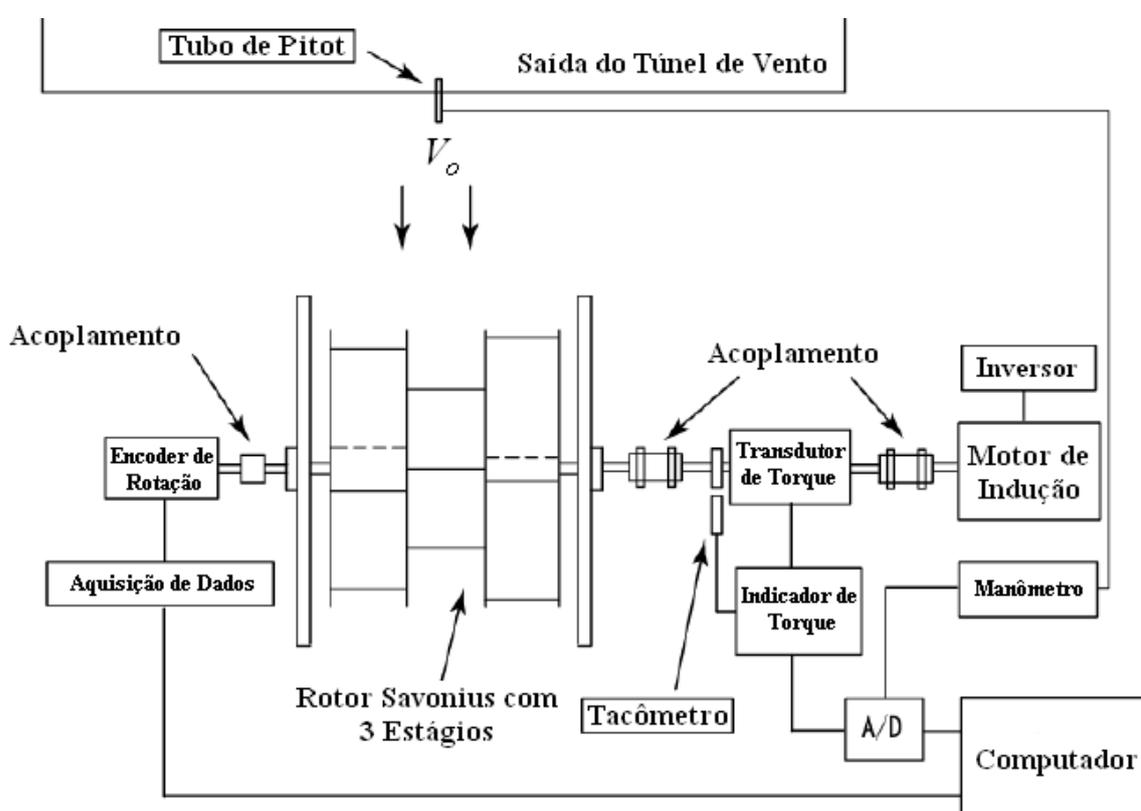


Figura 2.13 – Diagrama esquemático de um teste de desempenho em canal aerodinâmico [adaptado de Hayashi et al., 2005]

Para uma condição semelhante a do experimento de Hayashi et al., 2005, cujo gráfico da variação do coeficiente de torque ao longo das posições angulares, para um determinado rotor Savonius de único e triplo estágio com $V_0 = 12$ m/s e $\lambda = 0,259$, se encontra na Figura 2.14; a velocidade angular será constante enquanto que o torque e a potência do rotor irão variar ciclicamente. Já para um teste de rotor Savonius no qual a rotação é ajustada por meio do controle de carga, o valor da velocidade angular também irá variar ciclicamente. Contudo, em todos os tipos de experimentos com rotores Savonius, é mais importante a obtenção de

valores médios ao longo das posições angulares para os parâmetros de desempenho do rotor. Na Figura 2.15, exemplos de curvas desses parâmetros de desempenho médios são exibidos. Curvas do torque e da potência médios, semelhantes às exibidas na Figura 2.15, são úteis para rotores de tamanho real, já que fornecem as condições de torque e de potência do rotor para cada valor de velocidade angular e de velocidade de vento. Entretanto, para que sejam possíveis comparações com os resultados obtidos por outros pesquisadores, o uso de curvas adimensionalizadas, como as curvas C_T versus λ e C_P versus λ , é mais conveniente. As características do escoamento sobre o rotor também são representadas de forma adimensional através do número de Reynolds, Re , expresso pela Equação (2.9), na qual μ é a viscosidade dinâmica do ar.

$$Re = \frac{\rho V_o d_r}{\mu} \quad (2.9)$$

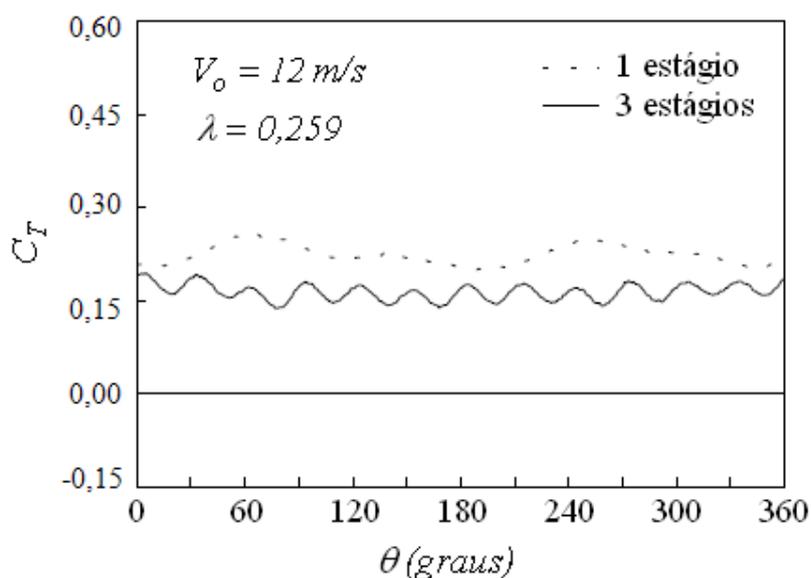


Figura 2.14 – Exemplo de gráfico C_T versus θ obtido por experimento em canal aerodinâmico [adaptado de Hayashi et al., 2005]

Curvas do torque e da potência médios ao longo das posições angulares também são úteis para a escolha do esquema de operação da turbina [Patel, 1999]. Por exemplo, através de uma curva da potência média versus velocidade angular, pode-se projetar a curva de potência de uma turbina de acordo com o tipo de operação escolhida; que poderia ser à velocidade angular constante, a torque constante ou a máximo coeficiente de potência, conforme o esquema explicativo da Figura 2.16.

As curvas adimensionais também podem ser utilizadas em comparações com outros tipos de mecanismos eólicos, conforme se pode verificar nas Figuras 2.17 e 2.18. Por tais figuras, pode-se verificar que uma turbina Savonius opera melhor a baixas razões de velocidade de ponta, tendo o mesmo campo de aplicações das turbinas axiais de múltiplas pás e de moinhos de vento do estilo holandês, com a vantagem de possuir menor material constituinte em sua estrutura. Também se pode observar, por essas figuras, o alto coeficiente de torque desenvolvido na operação de uma turbina Savonius, que pode atingir valores superiores a quatro vezes o valor do coeficiente de torque de uma turbina axial de alta razão de velocidade de ponta [Eldridge, 1980].

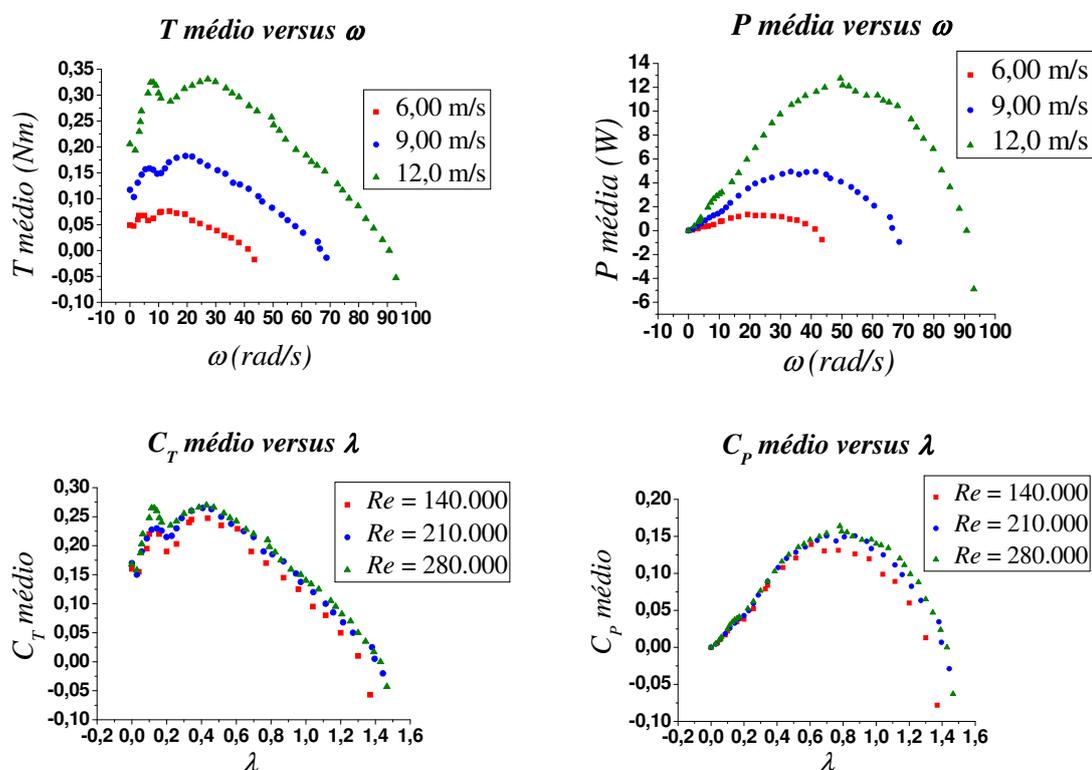


Figura 2.15 – Exemplos de gráficos para parâmetros médios ao longo de uma rotação, obtidos por experimentos em canal aerodinâmico [adaptado de Hayashi et al., 2005]

Com testes de desempenho em canais aerodinâmicos, diversos dados relativos ao desempenho de rotores eólicos Savonius podem ser obtidos. Comumente deseja-se variar parâmetros geométricos, como os apresentados nas Figuras 2.2, 2.6 e 2.7, e testar as implicações de tais alterações de configuração na performance do dispositivo. Contudo, para que comparações adequadas entre resultados obtidos por diferentes pesquisadores possam ser realizadas, a correta reprodução em escala reduzida da operação do rotor em canal

aerodinâmico deve ser feita. Conforme Blackwell et al., 1977, em muitos experimentos isso não é feito corretamente.

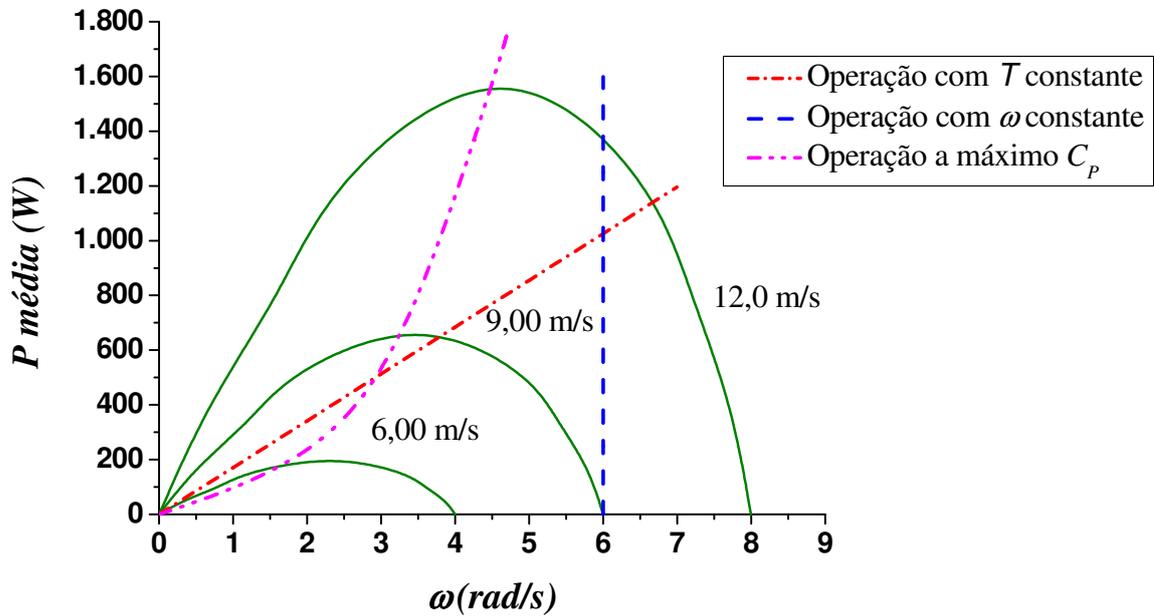


Figura 2.16 – Alguns poss\u00edveis esquemas de opera\u00e7\u00e3o para rotores Savonius

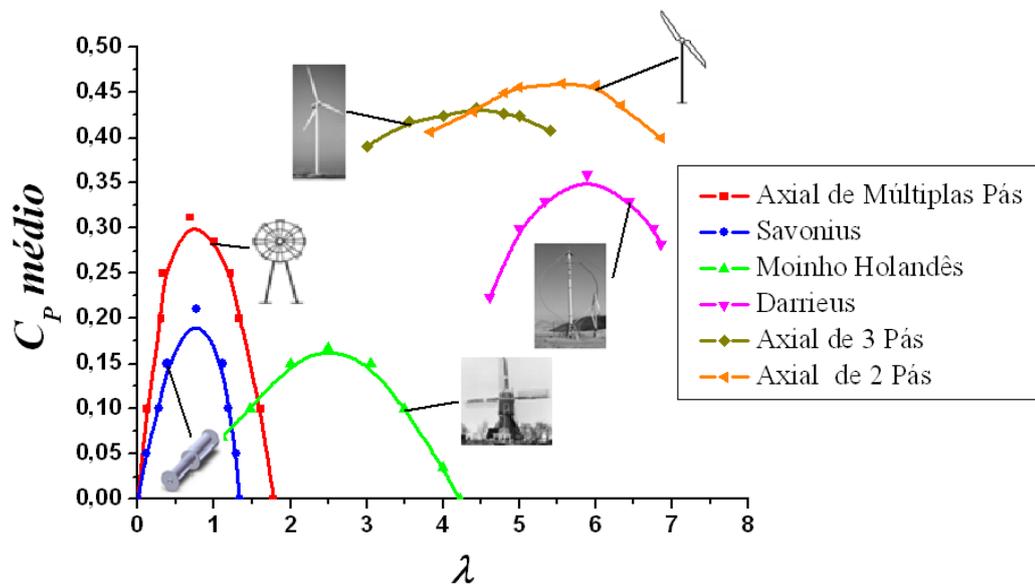


Figura 2.17 – Curvas caracter\u00edsticas de C_p em fun\u00e7\u00e3o de λ para diversas turbinas e\u00f3licas [adaptado de Eldridge, 1980]

O modo como o valor da velocidade n\u00e3o perturbada do vento, V_o , \u00e9 obtido representa um dos principais motivos de diverg\u00eancias entre resultados experimentais obtidos por

diferentes pesquisadores em testes de desempenho de rotores Savonius em canais aerodinâmicos, mesmo quando parâmetros geométricos idênticos são usados. Por exemplo, se V_o for medida da maneira representada na Figura 2.13, entre a saída de um canal aerodinâmico de seção aberta e o rotor, e o escoamento na seção de testes não for uniforme, o valor obtido poderá ser superior ou inferior ao valor real. Se o erro na medição de V_o não for pequeno, um grande erro no cálculo do coeficiente de potência do rotor será cometido, já que o cubo de V_o está presente no denominador da Equação (2.7). Uma maneira mais adequada de se obter o valor de V_o pode ser feita medindo-se a velocidade média na seção de testes desprovida do rotor Savonius e considerar o valor obtido como sendo a velocidade de vento não perturbado. Contudo, quando o rotor Savonius é adicionado à seção para a execução dos testes, a imposição desse causa um efeito de bloqueio, que altera o valor de V_o . Se não houver nenhum tipo de correção desse efeito de bloqueio, o valor obtido para o coeficiente de potência do rotor será super estimado para testes em canais aerodinâmicos de seção fechada e subestimado no teste em canais de seção aberta [Pankhurst e Holder, 1965; Pope e Harper, 1966].

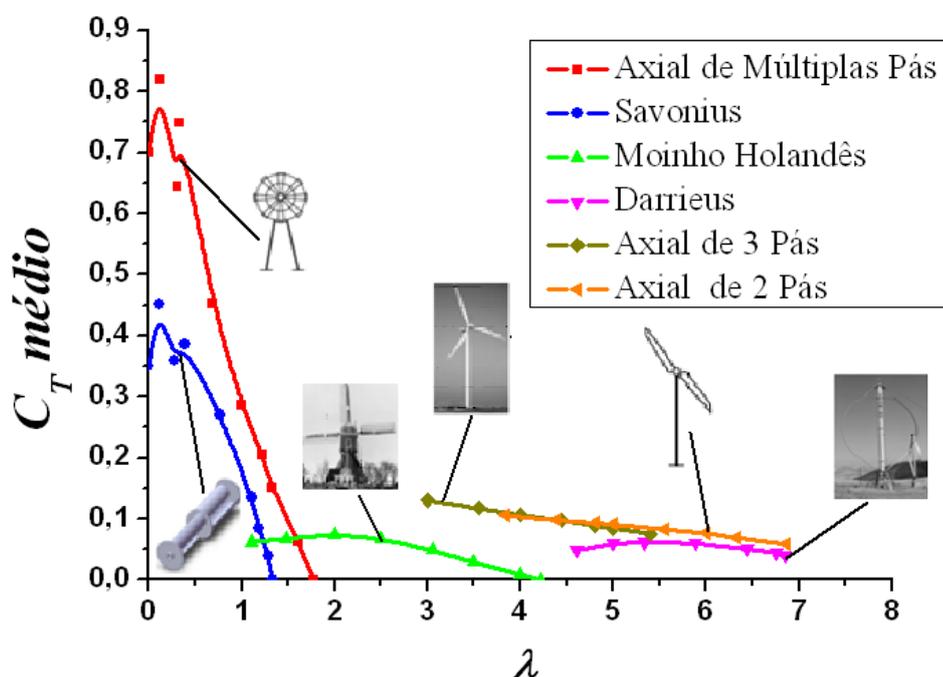


Figura 2.18 – Curvas características de C_T em função de λ para diversas turbinas eólicas [adaptado de Eldridge, 1980]

Existem poucos estudos sobre como estimar o efeito de bloqueio devido à introdução de um rotor Savonius na seção de testes. Então, para minimizar esse efeito, recomenda-se utilizar um rotor cuja área projetada seja bem menor do que a área da seção de testes. Pope e

Harper, 1966, recomendam o uso de até 7,5% da área da seção de testes para a execução dos experimentos. Contudo, quando isso não for possível, recomendam, para testes em canais de seção fechada, o uso da Equação (2.10), na qual V_{on} é a velocidade média do vento na seção de testes vazia, β é o fator de efeito de bloqueio, e A_T é a área da seção de testes. Blackwell et al., 1977, utilizaram o método de Pope e Harper na execução de seus testes em canais de seção fechada. Para canais aerodinâmicos de seção aberta segundo, Pope e Harper, 1966, o efeito de bloqueio é menor, mas o uso de rotores com dimensões pequenas em relação à seção de testes também deve ser adotado.

$$V_o = V_{on}(1 + \beta) = V_{on} \left[1 + \left(\frac{I A_r}{4 A_T} \right) \right] \quad (2.10)$$

Outro método que pode ser utilizado na correção do efeito de bloqueio causado por rotores Savonius em testes em canais aerodinâmicos de seção fechada é explicado por Maskell, 1965. Tal método foi utilizado por Alexander e Holownia, 1978, em seus experimentos realizados em canal de seção fechada. Esse método é aplicado com base na Equação (2.11), na qual C_{An} é o coeficiente de arrasto não corrigido sobre o rotor e ζ é um fator obtido experimentalmente. A partir desse método, Alexander e Holownia, 1978, obtiveram os resultados expressos na Figura 2.19 para o efeito de bloqueio.

$$\frac{C_{An}}{C_A} = \frac{V_o^2}{V_{on}^2} = \frac{I}{I - \frac{\zeta A_r}{A_T}} \quad (2.11)$$

Analisando a Figura 2.19, pode-se verificar que o método de Maskell, 1965, proporciona uma correção para o efeito de bloqueio mais severa do que o método de Pope e Harper, 1966. Com isso, os valores obtidos para o coeficiente de potência em testes nos quais o método de Maskell foi usado tendem a ser menores do que os valores de coeficiente de potência obtidos em testes com o uso de correção através do método de Pope e Harper. Portanto, o método utilizado em testes em canais aerodinâmicos pode ser decisivo nos resultados obtidos.

Conforme os parágrafos anteriores, diferenças consideráveis podem aparecer entre os resultados obtidos por diferentes pesquisadores em testes de desempenho de rotores Savonius

devido a diferenças na metodologia adotada para a medição do valor de V_o , mesmo quando os mesmos parâmetros geométricos são utilizados nos testes. Além disso, outros fatores afetam as comparações entre os resultados experimentais, como a compensação do torque resistente devido ao atrito das transmissões mecânicas, que não é feito em muitos experimentos, e a intensidade de turbulência do canal aerodinâmico. Uma publicação de resultados de testes de desempenho feitos em canal aerodinâmico de boa qualidade deveria informar passo a passo toda a metodologia adotada e os principais parâmetros utilizados. Um trabalho com essas características demanda instrumentos de qualidade e tempo considerável de pesquisa.

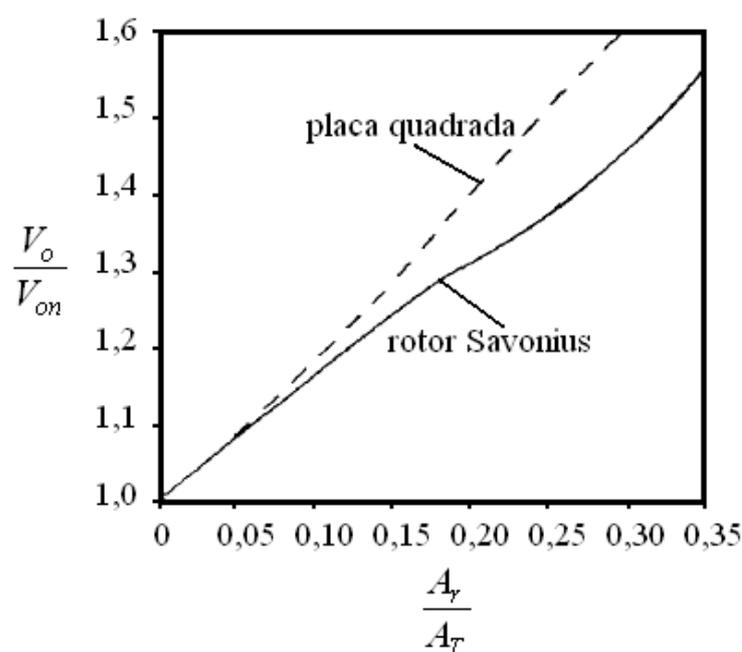


Figura 2.19 – Estimativa de efeito de bloqueio obtida pelo método de Maskell, 1965 [adaptado de Alexander e Holownia, 1978]

Uma alternativa para avaliar o desempenho de rotores Savonius é o uso de Dinâmica dos Fluidos Computacional. Existem diversos métodos que podem ser utilizados para a solução das equações de conservação do escoamento sobre um rotor eólico do tipo Savonius. Os métodos numéricos permitem que os campos de pressão e de velocidade do escoamento, além de cálculos de forças e de torques sobre um rotor, possam ser obtidos. Com o uso de um método numérico, o tempo de pesquisa para a obtenção de resultados sobre a performance de diferentes configurações de rotores Savonius pode ser diminuído assim como os custos com instrumentação. Atualmente, existe a disponibilidade de diversos programas comerciais de simulação numérica de escoamentos de alta qualidade, sendo esse fato mais um atrativo para a

realização de trabalhos desse tipo [Maliska, 1995]. Contudo, ainda são poucos os trabalhos sobre a performance de rotores Savonius desenvolvidos com o uso de métodos numéricos.

Entre os trabalhos realizados com o uso de métodos numéricos, podem ser citados os estudos de Fernando e Modi, 1989, com o uso do Método de Vórtices, de Kawamura et al., 2001, com o uso do Método de Decomposição de Domínios, e de Menet e Cottier, 2003, Cochran et al., 2004, e Komatinovic, 2006, que utilizaram o Método de Volumes Finitos. Fernando e Modi, 1989, simulam o escoamento sobre um rotor Savonius de pás com perfil de formato de “anzol” reproduzindo as condições de um canal aerodinâmico, com toda a problemática da dependência do coeficiente de potência em relação ao efeito de bloqueio. Kawamura et al., 2001, usam método numérico para simular a operação de um rotor Savonius de pás de perfil semicircular livre da interferência das paredes do canal e numa condição na qual existe tal interferência, mas não informam parâmetros básicos usados na simulação como número de Reynolds e intensidade de turbulência. Menet e Cottier, 2003, e Komatinovic, 2006, usam o Método de Volumes Finitos para simular parâmetros de desempenho de rotores Savonius em condições estáticas apenas. Já, Cochran et al., 2004, usam método numérico para realizar comparações entre resultados obtidos para parâmetros dinâmicos de operação de rotores Savonius com os resultados de outros trabalhos, mas não fornecem as curvas de desempenho obtidas com as simulações. Tudo isso, reforça a necessidade da realização de trabalhos mais aprimorados com o uso de métodos numéricos.

Conforme foi discutido nos parágrafos anteriores, ainda existem muitas divergências entre os resultados obtidos por diferentes autores para os parâmetros de performance de turbinas Savonius. Isso pode ser percebido claramente através da análise dos valores obtidos para uma turbina Savonius, em diferentes estudos, para o máximo coeficiente de potência médio ao longo de uma rotação, exibidos na Tabela 2.1.

Na investigação da performance de turbinas Savonius, que pode ser conduzida por medições em campo, testes de desempenho e análise numérica, comumente busca-se variar a configuração das turbinas e verificar os efeitos de tais variações nos parâmetros de desempenho das mesmas. Os mais comuns temas de trabalho são os efeitos de placas de extremidade, da razão de aspecto da turbina, do afastamento e sobre posicionamento entre as pás do rotor, do efeito do número de pás e de estágios, do formato das pás e rotor, da interferência do eixo e de acessórios e do uso de estatores na performance de turbinas Savonius. A influência do número de Reynolds na performance das turbinas Savonius em operação também tem sido analisada em alguns estudos. A influência da intensidade de turbulência nos resultados tem sido pouco discutida nos estudos da área.

Tabela 2.1 – Parâmetros de alguns estudos já realizados sobre turbinas Savonius

Autores	Tipo de Estudo	Tipo de Turbina	Re	Máximo C_p Médio
Simonds e Bodek, 1964	Medições em campo	Savonius com pás de perfil semicircular	Variável	0,14 – sem correção de torque resistente
Blackwell et al., 1977	Testes em canal de seção fechada	Savonius com pás de perfil semicircular	867.000	0,24 – com correção de torque resistente e de efeito de bloqueio pelo método de Pope e Harper, 1966
Alexander e Holownia, 1978	Testes em canal de seção fechada	Savonius com pás de perfil semicircular	188.000	0,15 – sem correção de torque resistente e com correção de efeito de bloqueio pelo método de Maskell, 1965
Sabzevari, 1978	Testes em canal de tipo não informado	Savonius com pás de perfil semicircular com estator cilíndrico	Não informado	0,55 – sem correção de torque resistente e com V_o medida na entrada do estator
Shankar, 1979	Testes em canal de seção aberta	Savonius com pás de perfil semicircular	19.600	0,23 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Mojola, 1985	Medições em campo	Savonius com pás de perfil semicircular	Variável	0,27 – sem correção de torque resistente
Fernando e Modi, 1989	Simulação por Método de Vórtices	Savonius com pás de perfil “anzol”	Não informado	0,50 – simulado para 16,4% de bloqueio
Fujisawa, 1992	Testes em canal de seção aberta	Savonius com pás de perfil semicircular	110.000	0,17 – com correção de torque resistente e incertezas de 8% devido ao efeito de bloqueio e variações no número de Reynolds
Rabah e Osawa, 1995	Medições em campo	Savonius com pás de perfil semicircular	Variável	0,24 – sem correção de torque resistente
Kawamura et al., 2001	Simulação por Método de Decomposição de Domínios	Savonius com pás de perfil semicircular	Não informado	0,07 e 0,14 – para Savonius livre e entre paredes, respectivamente
Hayashi et al., 2005	Testes em canal de seção aberta	Savonius com pás de perfil semicircular	280.000	0,16 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Saha e Rajkumar, 2006	Testes em canal de seção aberta	Savonius com torção nas pás	119.000	0,14 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Saha et al., 2008	Testes em canal de seção aberta	Savonius com torção nas pás	61.000	0,32 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Kamoji et al., 2008a	Testes em canal de seção aberta	Savonius com pás de perfil semicircular	120.000	0,18 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Kamoji et al., 2008b	Testes em canal de seção aberta	Savonius com pás de perfil “anzol”	150.000	0,21 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Nakajima et al., 2008a	Testes em canal hidrodinâmico	Savonius com pás de perfil semicircular	110.000	0,28 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio
Kamoji et al., 2009	Testes em canal de seção aberta	Savonius com rotor helicoidal	201.958	0,20 – sem correção de torque resistente e de efeito de bloqueio

2.2.1 O Efeito das Placas de Extremidade no Desempenho da Turbina

O acessório mais simples que pode ser adicionado a um rotor Savonius para contribuir para o aumento da performance desse é uma placa de extremidade. Conforme se pode observar na representação gráfica da Figura 2.20, a adição de placas de extremidade em um rotor Savonius pode aumentar consideravelmente o coeficiente de potência médio durante a operação. A presença das placas nas extremidades do rotor evita a fuga de ar da parte côncava das pás para o escoamento externo, mantendo a diferença de pressão entre o lado côncavo e o convexo das pás em níveis satisfatórios ao longo da altura do rotor. Com a adição das placas de extremidade, busca-se obter uma configuração mais semelhante a um escoamento bidimensional. Existe um consenso na literatura em relação às dimensões ótimas desse acessório. Recomenda-se uma espessura desprezível em relação à altura do rotor para as placas de extremidade. Para o diâmetro, a dimensão recomendada equivale a 1,1 vezes o diâmetro do rotor. Diâmetros muito elevados para as placas podem aumentar demasiadamente a inércia do rotor [Vance, 1973; Alexander e Holownia, 1978; Ushiyama e Nagai, 1988; Komatinovic, 2006; Saha et al., 2008].

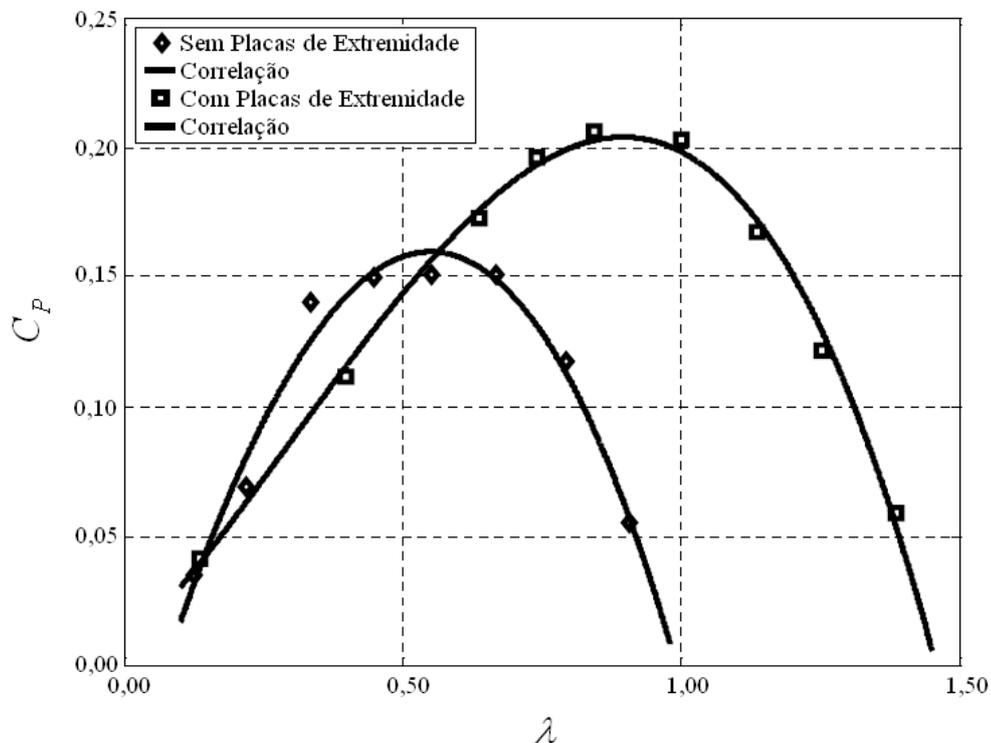


Figura 2.20 – Efeito das placas de extremidade no desempenho de um rotor Savonius [adaptado de Ushiyama e Nagai, 1988]

2.2.2 O Efeito da Razão de Aspecto no Desempenho da Turbina

A razão de aspecto de um rotor Savonius, R_A , determinada pela divisão da altura do rotor pelo diâmetro do mesmo, é um parâmetro decisivo para o bom desempenho durante a operação. Rotores Savonius de altas razões de aspecto apresentam menores perdas de eficiência devido ao efeito das pontas das pás. O aumento da razão de aspecto de um rotor tem, portanto, um efeito semelhante à adição de placas de extremidade. De acordo com a maioria dos estudos sobre o tema, valores para razões de aspecto de cerca de 2,00 já proporcionam bons resultados na performance de rotores Savonius. Na Figura 2.21, o efeito do crescimento da altura, H , de algumas configurações de rotores Savonius no máximo coeficiente de potência médio ao longo de uma rotação pode ser analisado [Vance, 1973; Alexander e Holownia, 1978; Saha et al., 2008].

De acordo com Vance, 1973, a razão de aspecto de um rotor Savonius também pode ser ajustada às necessidades de velocidade angular do sistema de geração. Conforme a Figura 2.22, a aceleração angular de um rotor cresce, enquanto que o torque e a inércia do mesmo diminuem com o aumento da razão de aspecto. As tendências exibidas na Figura 2.22 podem ser obtidas considerando constantes: área, peso do rotor, torque resistente, velocidade do vento e escoamento bidimensional no rotor.

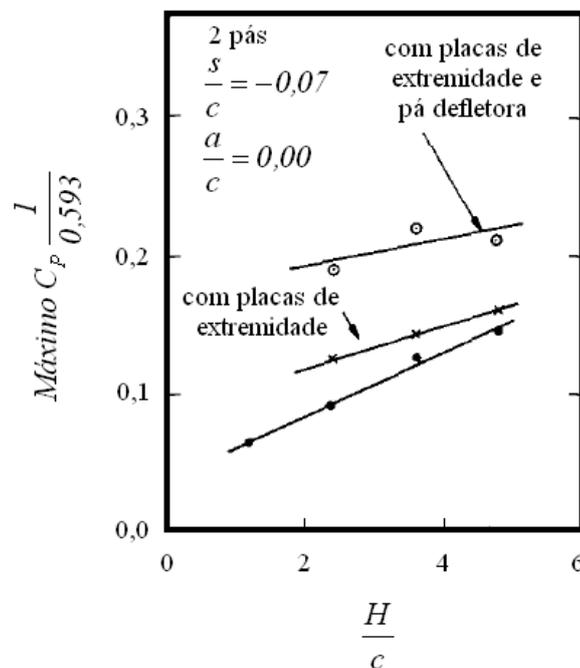


Figura 2.21 – Efeito da razão de aspecto no desempenho de um rotor Savonius [adaptado de Alexander e Holownia, 1978]

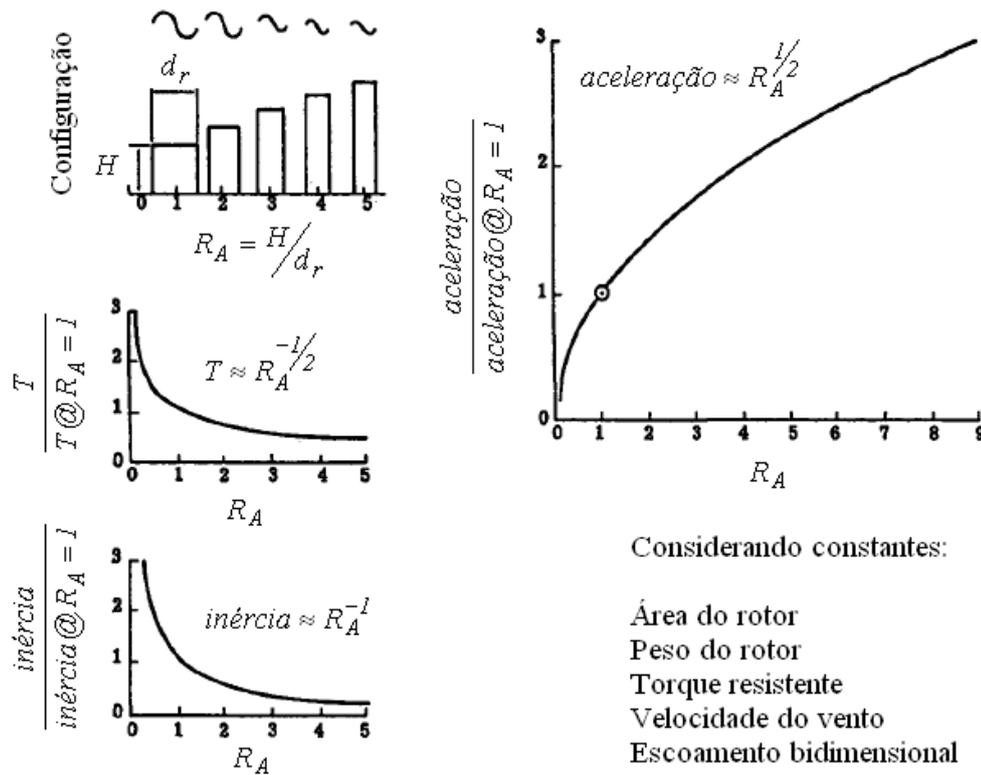


Figura 2.22 – Efeito da razão de aspecto na aceleração de um rotor Savonius [adaptado de Vance, 1973]

2.2.3 Influência do Afastamento e da Sobreposição no Desempenho da Turbina

A verificação da influência das dimensões do afastamento e da sobreposição entre as pás no desempenho do rotor foi um dos principais objetivos de vários estudos sobre turbinas Savonius. Na maioria dos estudos, chegou-se a conclusão que um afastamento nulo proporciona melhor performance para um rotor Savonius de pás de perfil semicircular. Para grandes afastamentos, o ar não incide satisfatoriamente sobre a parte côncava da pá de retorno, diminuindo a potência do rotor. Para as dimensões da sobreposição, não há um consenso entre os resultados obtidos nos estudos sobre o assunto. Segundo Fujisawa, 1992, a dimensão ótima para a sobreposição equivale a 15% da dimensão da corda das pás, conforme exibido na Figura 2.23. Blackwell et al., 1977, concluem que essa dimensão equivale a um valor entre 10 e 15% da dimensão da corda. Alexander e Holownia, 1978, e Mojola, 1985, indicam que valores entre 20 e 30% da dimensão da corda proporcionam os melhores resultados para a performance de turbinas Savonius. Na Figura 2.24, os valores para o máximo coeficiente de potência médio obtidos por Alexander e Holownia, 1978, para várias combinações de afastamento e de sobreposição das pás de um rotor Savonius, podem ser vistos.

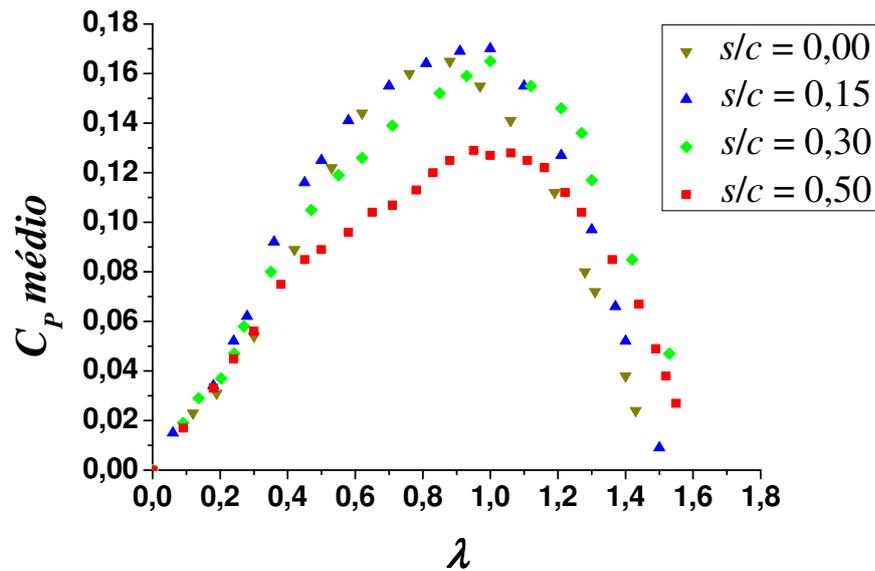


Figura 2.23 – Efeito da sobreposição no desempenho de um rotor Savonius [adaptado de Fujisawa, 1992]

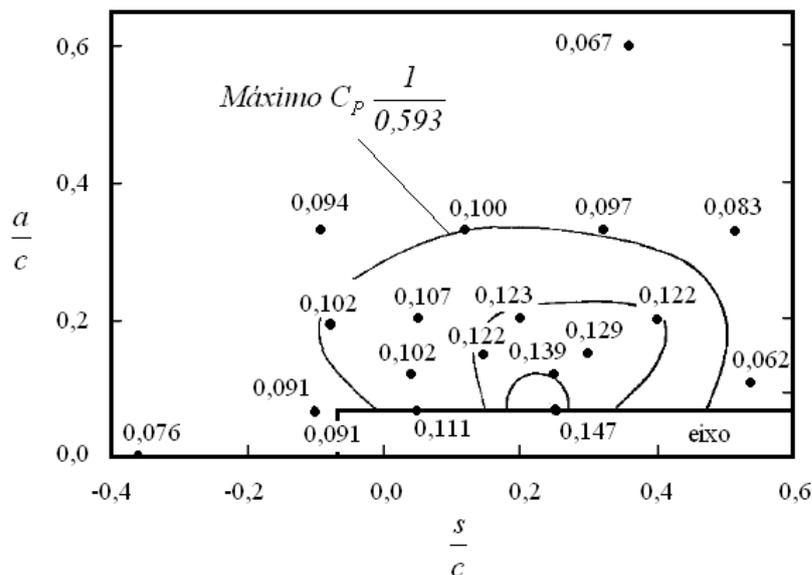


Figura 2.24 – Efeito do afastamento e da sobreposição no desempenho de um rotor Savonius [adaptado de Alexander e Holownia, 1978]

2.2.4 O Efeito do Número de Pás e de Estágios no Desempenho da Turbina

Conforme Vance, 1973, Blackwell et al., 1977, Shankar, 1979, e Saha et al., 2008, as oscilações de torque dinâmico e estático de um rotor Savonius ao longo das posições angulares da pá de avanço podem ser diminuídas com o acréscimo de pás. Com o aumento do número de pás no rotor, diminuem as faixas de valores de θ nas quais o torque é baixo, já que

a probabilidade de existir uma pá do rotor em posição angular favorável à extração de quantidade de movimento da corrente fluida aumenta. Tal fato pode ser analisado na Figura 2.25, que exhibe os ciclos de torque de rotores Savonius de duas e três pás.

Perfil de Torque Estático

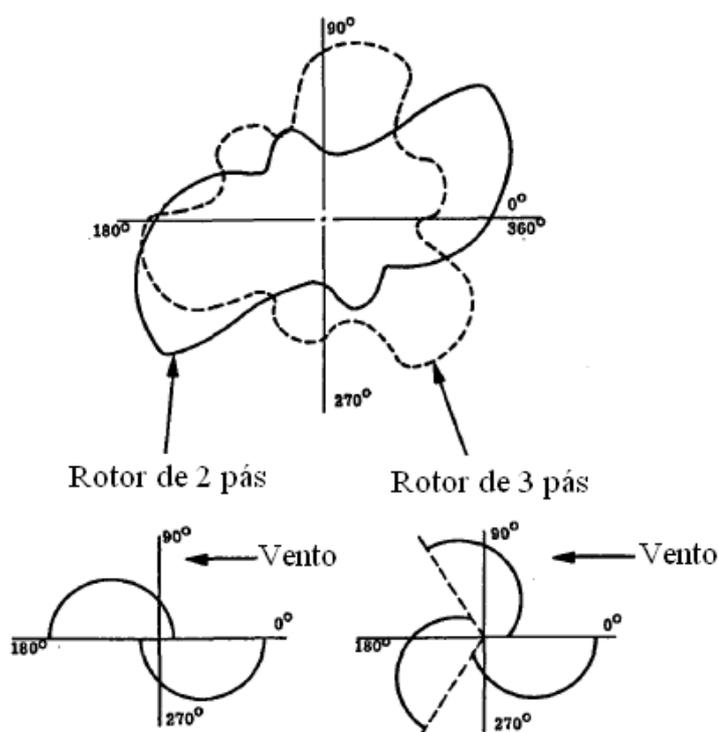


Figura 2.25 – Efeito do número de pás no torque estático de um rotor Savonius [adaptado de Vance, 1973]

A adição de pás a um rotor Savonius, no entanto, reduz os coeficientes de torque e de potência médios ao longo das posições angulares. Isso acontece porque uma pá acaba defletindo o escoamento de ar que incidiria na pá posterior que, por sua vez, também deflete o escoamento de ar que iria incidir na próxima pá. Tal fato produz um efeito “cascata” no qual cada pá prejudica o desempenho da pá seguinte. O resultado é que menor quantidade de energia, disponibilizada pelo ar em movimento, é convertida em energia mecânica pelo rotor [Blackwell et al., 1977; Shankar, 1979; e Saha et al., 2008]. Assim, um rotor Savonius de duas pás possui rendimento médio durante a operação superior aos rotores com maior número de pás. Na Figura 2.26, a influência do número de pás no coeficiente de potência médio de um rotor Savonius pode ser analisada.

De acordo com Hayashi et al., 2005, e Saha et al., 2008, a solução para diminuir as oscilações de torque durante a operação sem a perda de rendimento é o uso de múltiplos estágios transmitindo potência ao eixo do rotor e operando com ciclos defasados entre si, conforme se pode observar no esquema da Figura 2.6. Dessa forma, vários rotores com duas pás operariam em paralelo. O resultado desse tipo de operação pode ser exemplificado pela representação gráfica da Figura 2.14.

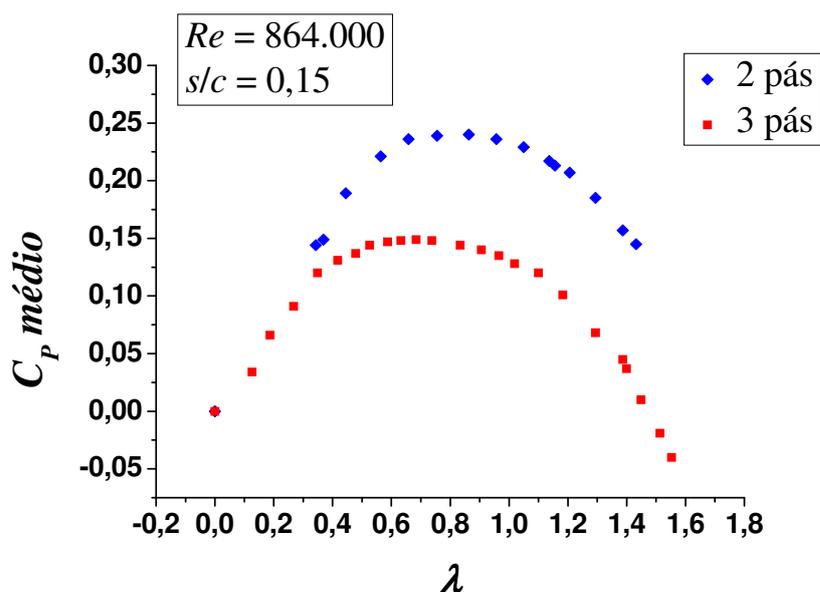


Figura 2.26 – Efeito do número de pás no coeficiente de potência médio de um rotor Savonius [adaptado de Blackwell et al., 1977]

Conforme Saha et al., 2008, o uso de dois estágios com as pás deslocadas entre si em 90° já permite boa performance na operação. Rotores com mais que três estágios possuem inércia elevada, o que pode ser prejudicial na operação do rotor em locais com variação constante na direção do vento predominante. O uso de muitos estágios para uma mesma área projetada de rotor também proporciona uma pequena razão de aspecto para cada estágio, acarretando em reduzidos coeficientes de potência, conforme se observa na Figura 2.21.

2.2.5 Influência do Formato das Pás e do Rotor no Desempenho da Turbina

Uma infinidade de combinações de formatos de pás e de rotores é possível de ser obtida, conforme se observa na Figura 2.6. Para cada tipo de pá e de rotor, as curvas de desempenho da turbina sofrerão interferências. Entre as opções de perfil de pá mais estudadas

estão as pás com perfil de formato de “anzol”, ou de “gancho”. Tal configuração de pá foi estudada por Kamoji et al., 2008b, que obtiveram um valor de 0,21 para o coeficiente de potência médio de uma turbina com esse tipo de pá contra o valor de 0,19 obtido por eles para o coeficiente de potência médio de um rotor de pás de perfil semicircular. Rotores com pás de perfil “anzol” apresentam torques ligeiramente maiores devido ao escoamento ser direcionado mais à ponta das pás, o que equivale a dizer que d na Equação (2.5) tem um valor maior.

Outros tipos de pás comumente estudadas são as pás com torção, conforme esquema explicativo da Figura 2.6. Um rotor com esse tipo de pás possui maior torque do que um dispositivo com pás de perfil semicircular devido aos mesmos motivos do aumento de torque ocorrido em um rotor com pás de perfil “anzol”. Saha et al., 2008, obtiveram coeficientes de potência médios de 0,31 para rotores com pás torcidas e de 0,29 para rotores de pás de perfil semicircular.

O rotor Savonius helicoidal é um dos formatos de rotor mais estudados. Um rotor Savonius helicoidal, conforme pode ser visto na Figura 2.6, pode ser entendido como um rotor de infinitos estágios de alturas desprezíveis e defasados entre si por ângulos que tendem a 0° . O efeito de um rotor helicoidal nas curvas de desempenho é semelhante ao efeito da adição de múltiplos estágios ao rotor. As oscilações de torque na operação com o uso de um rotor helicoidal ficam reduzidas. Contudo, o rendimento do rotor helicoidal não difere significativamente do rendimento de um rotor de pás de perfil semicircular, de acordo com o estudo de Kamoji et al., 2009.

2.2.6 Interferência do Eixo e de Outros Acessórios no Desempenho da Turbina

De acordo com vários estudos já realizados sobre a performance de turbinas Savonius, um eixo passante proporciona interferências no escoamento através do espaçamento entre as pás do rotor. Esse efeito proporciona redução na potência para uma dada velocidade de vento, reduzindo a eficiência do rotor. Contudo, um eixo passante pode ser usado como um acessório para proporcionar melhor rigidez à estrutura da turbina. Nesse caso, um aumento nas dimensões do afastamento e da sobreposição entre as pás deve ser aplicado com a finalidade de compensar o bloqueio imposto ao escoamento pelo eixo [Kamoji et al., 2009].

Alguns acessórios podem ser adicionados a um rotor Savonius com a finalidade de aumentar o coeficiente de potência. Válvulas que somente permitem a passagem de ar do lado convexo para o lado côncavo de uma pá, diminuindo o arrasto sobre essa pá, quando ela estiver na condição de pá de retorno, conforme a Figura 2.6; podem ser adicionadas a rotores

Savonius para que a potência desses seja aumentada. Tais tipos de válvulas foram testados por Saha et al., 2008, que obtiveram um aumento no coeficiente de potência para uma turbina de dois estágios de três pás de perfil semicircular de 0,26 a 0,31.

2.2.7 O Efeito de Estatores na Performance de Turbinas Savonius

Rotores eólicos podem ser instalados no interior de carcaças estáticas, ou estatores. Dessa forma, uma turbina será composta por uma parte móvel, denominada de rotor, e por outra parte estática, denominada de estator. Os estatores são utilizados com o intuito de provocar um aumento na potência apresentada por uma turbina operando sob determinada velocidade de vento. Existem diversos formatos de estatores com os mais variados princípios de funcionamento. A Figura 2.7 exibe alguns possíveis formatos de estatores que podem ser utilizados em conjunto com rotores do tipo Savonius. Um estator também tem a função de proteção, diminuindo a ação prejudicial das intempéries climáticas sobre o rotor [Sabzevari, 1978; South et al., 1983; Cochran et al., 2004; Hayashi et al., 2005].

Conforme South et al., 1983, uma maneira de promover o aumento de potência na turbina é usar um concentrador para o escoamento de ar. O concentrador proporciona um aumento no fluxo de massa através do rotor que, por sua vez, aumenta a quantidade de energia transmitida ao eixo da turbina. Isso acontece porque uma quantidade de ar que não iria fluir normalmente através do rotor é forçada a passar através desse pela ação das paredes do concentrador que canalizam o escoamento. Como os valores da velocidade não perturbada e da área de rotor não se alteram, por padrão adotado, usado em inúmeros estudos, na Equação (2.7), também há um aumento no coeficiente de potência.

Com o uso de um concentrador, a velocidade em direção ao rotor é aumentada, enquanto que a pressão do escoamento cai. De acordo com South et al., 1983, essa conversão de pressão estática em pressão dinâmica pela ação do concentrador é fácil de ser feita. Contudo, reverter o processo depois que as partículas fluidas já atravessaram o plano do rotor é muito mais difícil. Após o plano do rotor, há uma elevação brusca na pressão devido a um grande aumento de área de passagem do escoamento. Com isso, as partículas da corrente fluida não têm energia cinética suficiente para vencer o gradiente adverso de pressão, dando origem a recirculações. As recirculações prejudicam o escoamento de ar através do rotor, causando perdas de quantidade de movimento. Para diminuir esse efeito, recomenda-se o uso de um difusor conectado em série ao concentrador [South et al., 1983]. Após o plano do rotor, o difusor aumenta gradativamente a pressão do escoamento até os níveis de pressão

atmosférica, devido ao suave aumento na área de passagem do escoamento. Um esquema explicativo de como atuam em conjunto um concentrador e um difusor pode ser visualizado na Figura 2.27, na qual V_1 é a velocidade do ar no plano do rotor e V_2 é a velocidade do ar na saída do difusor.

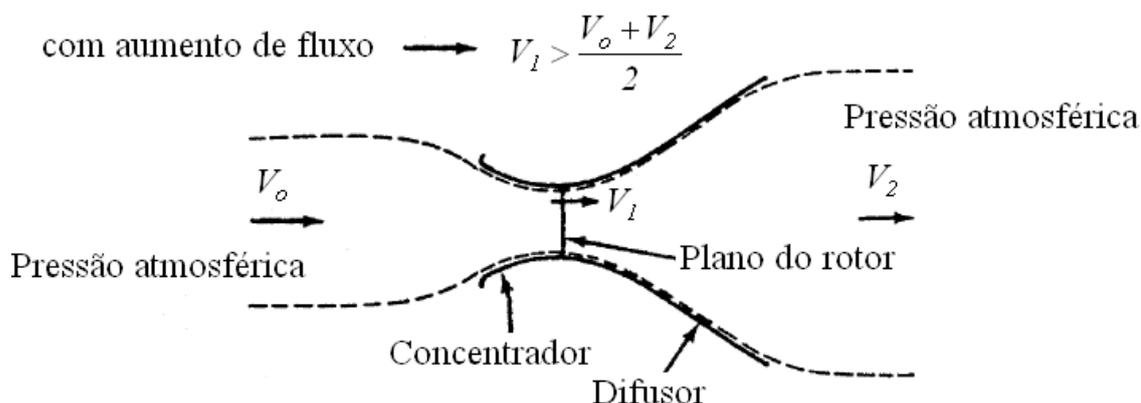


Figura 2.27 – Esquema explicativo do uso de concentrador e difusor [adaptado de South et al., 1983]

O uso de difusores curtos e com dimensões de abertura da saída muito grandes em relação às dimensões de abertura da entrada também pode provocar recirculações, conforme se pode observar na Figura 2.28. South et al., 1983, recomendam que o difusor tenha um comprimento, no mínimo, dez vezes superior ao comprimento do concentrador e um pequeno ângulo de abertura, como pode ser observado na Figura 2.29. O uso das dimensões consideradas ótimas para o concentrador e o difusor, conforme South et al., 1983, demanda muito material para a confecção da turbina, que se torna mais complexa, pesada e cara. Por essa razão, várias técnicas, como o uso de *slots*, para prevenir a separação da camada limite, e de indutores dinâmicos com o uso de *tip vanes*; têm sido desenvolvidas ao longo dos anos para tentar reduzir as dimensões do estator sem perder a qualidade do escoamento através da turbina. Na operação com turbinas Savonius, essa tentativa de redução de dimensões se torna mais importante ainda, já que se busca evitar ao máximo a perda de simplicidade construtiva e de baixo custo, que são vantagens do uso de tais dispositivos. O fato de o vento relativo depender da velocidade angular, da velocidade de vento não perturbado e da posição angular das pás, conforme se pode observar na Figura 2.10, dificulta ainda mais a elaboração de um eficiente estator para a operação em conjunto com um rotor do tipo Savonius. Devido a esses motivos, o uso de estatores em turbinas Savonius não tem sido tema de estudo em muitos trabalhos.

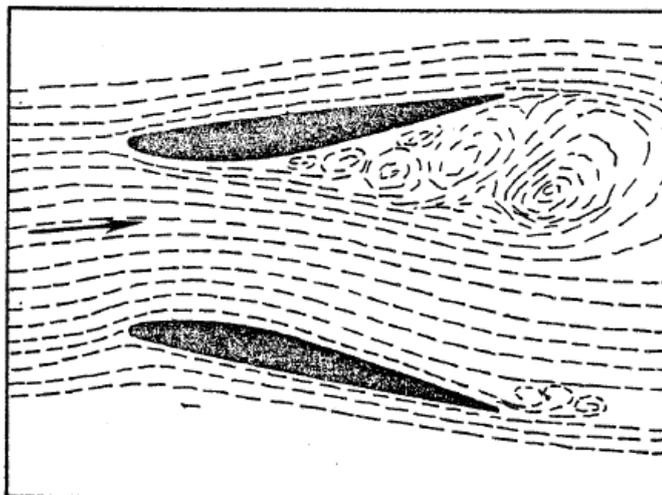


Figura 2.28 – Recirculações causadas por um difusor de dimensões impróprias [adaptado de South et al., 1983]

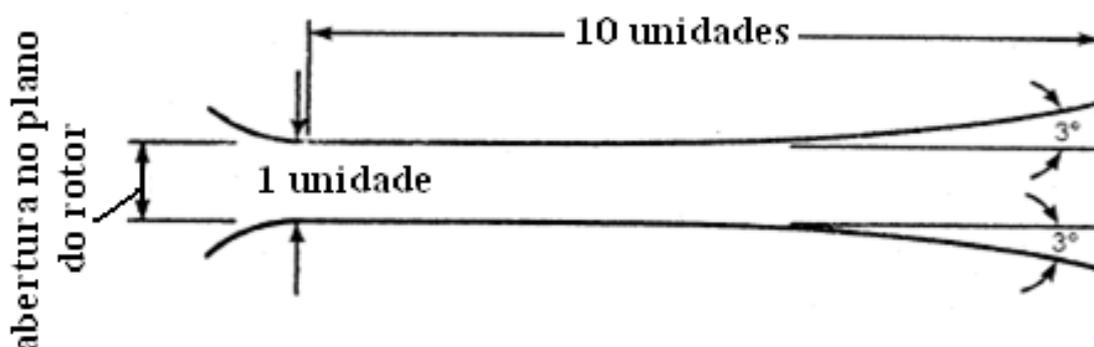


Figura 2.29 – Dimensões ideais para um concentrador e um difusor [adaptado de South et al., 1983]

De acordo com Hansen et al., 2000, e Hansen, 2008, o uso de estatores com paredes moldadas como se fossem aerofólios, conforme esquema explicativo da Figura 2.30, pode proporcionar aumento no coeficiente de potência de um rotor eólico sem a necessidade do uso de grande quantidade de material para a confecção do estator. A circulação criada no escoamento através de uma turbina com estator do tipo exibido na Figura 2.30 faz surgir forças de sustentação nas paredes do estator que tendem a aumentar o fluxo de massa através do rotor. Esse aumento de fluxo de massa, por sua vez, aumenta a potência do rotor. Hansen et al., 2000, realizaram simulações numéricas para turbinas axiais com tal tipo de estator, comprovando essa teoria. O uso de tal tipo de estator em turbinas Savonius não foi relatado nas referências bibliográficas do presente trabalho.

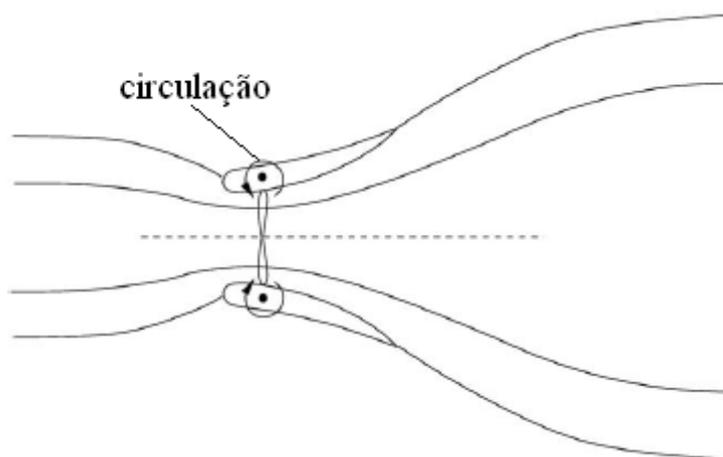


Figura 2.30 – Escoamento através de um estator com paredes moldadas como se fossem aerofólios [adaptado de Hansen, 2008]

Entre os principais trabalhos dedicados exclusivamente ao estudo do uso de estatores em turbinas Savonius está o trabalho realizado por Sabzevari, 1978. Nesse trabalho, vários formatos de estatores foram testados em canal aerodinâmico em operação conjunta com rotores Savonius para verificar qual tipo seria o mais apropriado. A partir dos resultados obtidos nos testes, concluiu-se que estatores com concentrador-defletor e difusor-defletor conforme exibido em (a), na Figura 2.31, proporcionam melhor desempenho na operação da turbina Savonius. Com o uso de um estator desse tipo, o ar é concentrado e defletido sobre a pá de avanço do rotor, diminuindo o arrasto sobre a pá de retorno e, com isso, aumentando o torque transmitido ao eixo. Recomenda-se que a entrada e a saída do estator tenham dimensões próximas ao diâmetro do rotor e que o ângulo de deflexão seja de no máximo 33° , para evitar o surgimento de recirculações no escoamento. Segundo Sabzevari, 1978, estatores do tipo exibido na Figura 2.27 não proporcionaram boa performance à turbina Savonius.

Sabzevari, 1978, concluiu que a adição de contornos arredondados nas superfícies externas do estator, que o faz semelhante a um cilindro partido, conforme exibido em (b) na Figura 2.31, promove um aumento no coeficiente de potência do rotor. Segundo o autor, ocorre separação da camada limite na superfície externa de um estator de formato cilíndrico que reduz a recuperação de pressão na parte posterior do mesmo, conforme pode ser observado em (b) na Figura 2.32. Com isso, ocorre uma diminuição no gradiente de pressão adverso a passagem do ar à jusante do rotor, aumentando o fluxo de massa através da turbina, que acarreta em um aumento no coeficiente de potência, como pode ser analisado em (a) na Figura 2.32. O aumento do fluxo de massa com o uso de contornos externos arredondados

nesse tipo de estator também foi constatado no estudo de Akwa et al., 2009, por meio de simulações numéricas do escoamento com o uso do Método de Volumes Finitos.

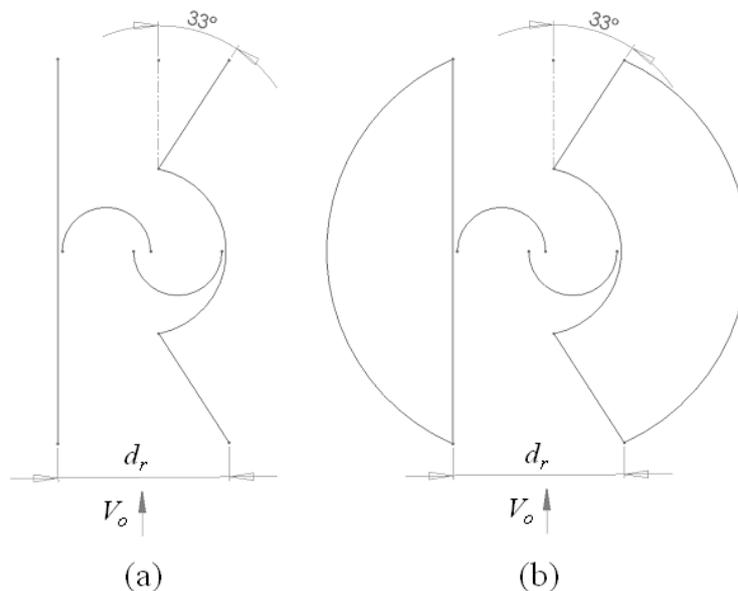


Figura 2.31 – Tipos de estatores cujo uso foi recomendado por Sabzevari, 1978: (a) estator com paredes retas; (b) estator cilíndrico

Segundo Sabzevari, 1978, o uso de um estator cilíndrico de duas aberturas, semelhante ao exibido em (b) na Figura 2.31, é preferível devido à possibilidade de uma performance melhor. Contudo, no uso de um estator cilíndrico de duas aberturas em campo, deve-se utilizar um direcionador para orientar a entrada do estator na direção do vento predominante. Caso isso não seja possível, o uso de mais entradas no estator, que aumentam a probabilidade do escoamento de ar incidir corretamente sobre o rotor, deve ser adotado.

Na Figura 2.32, os desempenhos de dois estatores, testados por Sabzevari, 1978, podem ser analisados. Nessa figura, pode ser observado que ocorre um grande aumento no coeficiente de potência com o uso dos estatores. Contudo, deve ser levada em consideração, que no estudo de Sabzevari, 1978, a velocidade do vento foi medida exatamente na entrada do estator. Também não é mencionado: o tipo de canal aerodinâmico utilizado, as correções adotadas para o tratamento do efeito de bloqueio, o número de Reynolds e se correções de torque resistente foram feitas. Portanto, como não é levada em conta a interferência do estator na corrente de ar, o coeficiente de potência nesse estudo pode ter sido superestimado, pois o uso de um valor menor do que o de fato para a velocidade não perturbada de vento na Equação (2.7), proporciona valores mais altos do que o real.

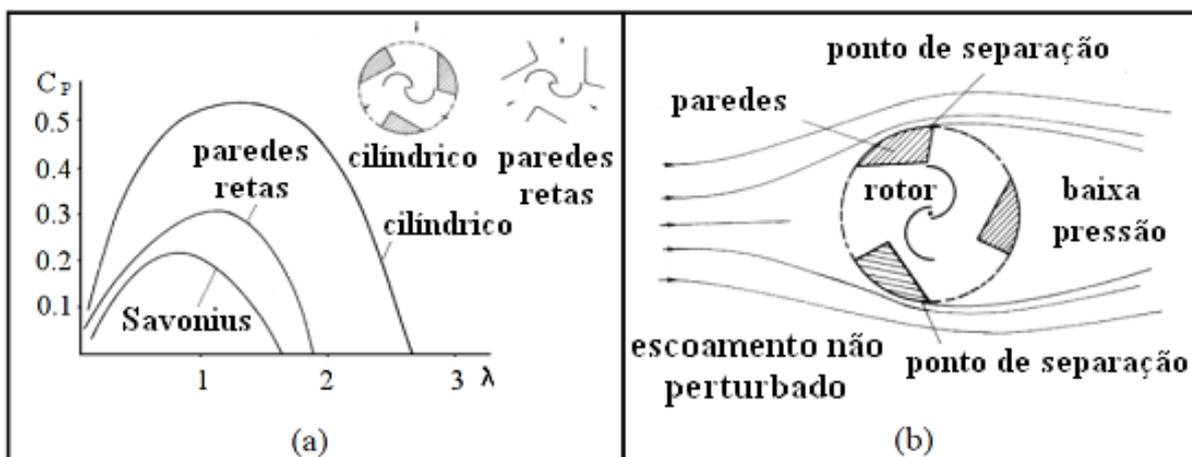


Figura 2.32 – Aumento de potência devido aos estatores cilíndricos: (a) comparação entre tipos de estatores; (b) escoamento em estator cilíndrico [adaptados de Sabzevari, 1978]

Para evitar a necessidade do uso de direcionadores nos estatores, alguns autores testaram a influência de pás defletoras na operação de turbinas Savonius. Com o uso de pás defletoras em turbinas Savonius, busca-se aumentar a probabilidade do ar ser defletido para a pá de avanço do rotor, diminuindo o arrasto na pá de retorno e aumentando a potência durante a operação. Alexander e Holownia, 1978, testaram o efeito de uma pá defletora no desempenho de uma turbina Savonius e verificaram maiores coeficientes de potência médios, conforme pode ser observado na Figura 2.21. Cochran et al., 2004, obtiveram tendências de resultados semelhantes. No entanto, Hayashi et al., 2005, verificou-se que o aumento no coeficiente de potência médio se dá somente para algumas razões de velocidade de ponta, devido à dependência do vento relativo em relação à velocidade angular do rotor, à velocidade não perturbada do vento e à posição das pás. Vários fatores como o número, formato e posição das pás defletoras interferem no escoamento através da turbina e, em consequência disso, no desempenho da mesma. Detalhes mais precisos sobre posicionamento e dimensões das pás defletoras não são fornecidos pelos autores citados no presente trabalho.

2.2.8 Influência do Número de Reynolds e das Escalas de Turbulência

O número de Reynolds de um escoamento sobre uma turbina Savonius, que é obtido, comumente, nos estudos sobre esse tipo de turbina, com o uso da Equação (2.9); influi significativamente na performance de um rotor em operação, conforme pode ser analisado na Figura 2.15. De acordo com Blackwell et al., 1977, o aumento do número de Reynolds afeta o fenômeno da separação da camada limite nas pás do rotor. Um aumento nesse padrão do

escoamento retarda a separação da camada limite sobre a parte convexa das pás, principalmente para valores de posições angulares próximos de 0 ou 180°. O retardo da separação da camada limite reduz o arrasto de pressão sobre a pá de retorno, devido à maior recuperação de pressão que acontece, e faz com que a força sustentação aumente para essas posições angulares, aumentando o torque do rotor.

Outros fatores que afetam o desempenho de um rotor Savonius em operação são as escalas da turbulência, que são pouco especificadas entre os pesquisadores desse tipo de dispositivo eólico. A intensidade de turbulência e o comprimento característico da turbulência afetam o escoamento de ar sobre o rotor, influenciando na transferência de quantidade de movimento da corrente de ar para o rotor. O aumento da turbulência tem o efeito de reduzir os coeficientes de torque e de potência médios do rotor. Um dos principais estudos que mencionam o efeito das escalas de turbulência na performance de um rotor Savonius é o estudo de Cochran et al., 2004, que obtiveram um valor de 0,26 para o máximo coeficiente de potência médio para um escoamento com 1% de intensidade de turbulência contra um valor de 0,23 para esse coeficiente num escoamento com intensidade de turbulência de 10%.

3 METODOLOGIA

Para desenvolver a análise aerodinâmica de turbinas eólicas Savonius, primeiramente definem-se as configurações e os acessórios das mesmas a serem analisados. Com base nas informações publicadas na literatura técnica e científica, discutidas no capítulo anterior, exibem-se, a seguir, as características das opções de turbina Savonius a serem analisadas.

A análise numérica, empregando o Método de Volumes Finitos, é adotada como metodologia para o desenvolvimento desse estudo, tendo em vista a adequação do método, que vem sendo utilizado recentemente em trabalhos de outros pesquisadores, e a disponibilidade de recursos computacionais, para a realização dessa tarefa. Nessa seção do trabalho, os principais detalhes do uso do Método de Volumes Finitos para a análise aerodinâmica de turbinas eólicas Savonius são discutidos.

3.1 Seleção das Opções de Turbina Abordadas nesse Estudo

Para a execução das simulações, é considerado um rotor de tamanho apropriado para geração descentralizada. Nesse trabalho, consideram-se apenas as características operacionais do rotor, com ou sem estator, desprezando-se a existência de uma máquina secundária (gerador, bomba ou outro dispositivo) acoplada em seu eixo. Portanto, os resultados obtidos são referentes apenas à turbina Savonius. Isso é planejado com a finalidade de obter curvas genéricas, que podem ser utilizadas para qualquer tipo de operação (à velocidade angular constante, a torque constante, a máximo coeficiente de potência médio ou outras) na qual for engajado o dispositivo, conforme a Figura 2.16. Para a obtenção da eficiência final de um sistema de geração, o valor do coeficiente de potência médio ao longo da operação, obtido nas representações gráficas resultantes das simulações, considerando o tipo de operação adotado, deve ser multiplicado pela eficiência da máquina secundária, que também terá suas próprias curvas de características operacionais, que não são abordadas nesse trabalho.

O rotor Savonius abordado nesse estudo, representado em (a) na Figura 3.1, é considerado contendo um único estágio de altura, H , de 4 m e diâmetro, d_r , igual a 1 m, o que corresponde a uma área projetada, A_r , para a captação de energia eólica, de 4 m². A escolha de tais dimensões proporciona uma razão de aspecto do rotor igual a 4, que segundo Alexander e Holownia, 1978, por ser relativamente alta, reduz os efeitos das pontas das pás no escoamento de ar sobre o rotor que tendem a diminuir o coeficiente de potência.

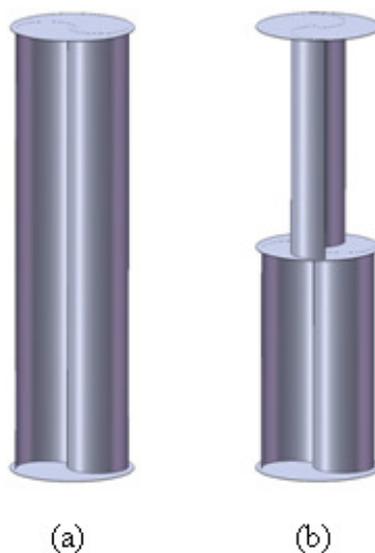


Figura 3.1 – Rotor Savonius abordado nesse estudo: (a) opção de único estágio; (b) opção em duplo estágio

O rotor, também é considerado como tendo placas de extremidade com diâmetros, d_{pe} , correspondentes a 1,1 vezes o diâmetro do rotor para que o efeito da ponta das pás fique mais reduzido ainda, conforme é indicado por Ushiyama e Nagai, 1988. O escoamento é considerado bidimensional, pois, segundo Vance, 1973, o uso de altas razões de aspecto e de placas de extremidade permite que o escoamento sobre um rotor Savonius seja aproximado com boa precisão por um modelo bidimensional.

Em (b) na Figura 3.1, é representada uma alternativa ao rotor de único estágio que é um rotor com dois estágios de 2 m de altura e 1 m de diâmetro cada e com as pás separadas entre si por 90° . Assim, cada estágio possui razão de aspecto igual a 2, que, segundo Alexander e Holownia, 1978, já reduz bastante o efeito de perda de eficiência na ponta das pás. O rotor de duplo estágio é considerado para a realização de uma comparação da influência do número de estágios nos parâmetros de desempenho do rotor em função da posição angular da pá de avanço, θ , considerando que os coeficientes aerodinâmicos médios ao longo de uma revolução permaneceram constantes. Isso é feito simplificando-se o escoamento sobre o rotor para um escoamento bidimensional, no qual não há variação nas características de operação do rotor na direção de seu eixo de rotação. O uso de rotores com número de estágios superior a 2 e de mesma área projetada de rotor não é estudado devido à razão de aspecto por estágio ser menor, aumentando consideravelmente as perdas de ponta de pá e prejudicando muito a simplificação do vento como um escoamento bidimensional. Conforme Saha et al., 2008, o uso de mais do que dois estágios também pode aumentar

consideravelmente a inércia de uma turbina, o que pode ser prejudicial na operação em campo.

Na Figura 3.2, as dimensões adotadas para as duas opções de configuração possíveis do rotor estudado nesse trabalho podem ser analisadas. Conforme se pode verificar em (c), nessa figura, as duas opções de rotor são bidimensionalmente idênticas. Adotam-se pás de perfil semicircular para o rotor devido à simplicidade construtiva e ao baixo custo de tal arranjo de dispositivo. As pás são consideradas contendo espessuras de 4 mm e pontas arredondadas para evitar a interferência excessiva de suas extremidades no escoamento [Kamoji et al., 2008a]. Um afastamento entre as pás nulo e uma sobreposição entre as mesmas correspondente a 15% da dimensão da corda são adotados, pois, conforme é discutido na seção 2.2.3 do presente trabalho, afastamentos nulos e sobreposições com valores entre 10 e 30% do comprimento da corda proporcionam bons resultados para o coeficiente de potência médio na operação. A espessura das placas de extremidade é considerada desprezível em relação à altura do rotor. Na prática, a espessura dessas placas teria que ser tão fina quanto possível para evitar interferências prejudiciais no escoamento.

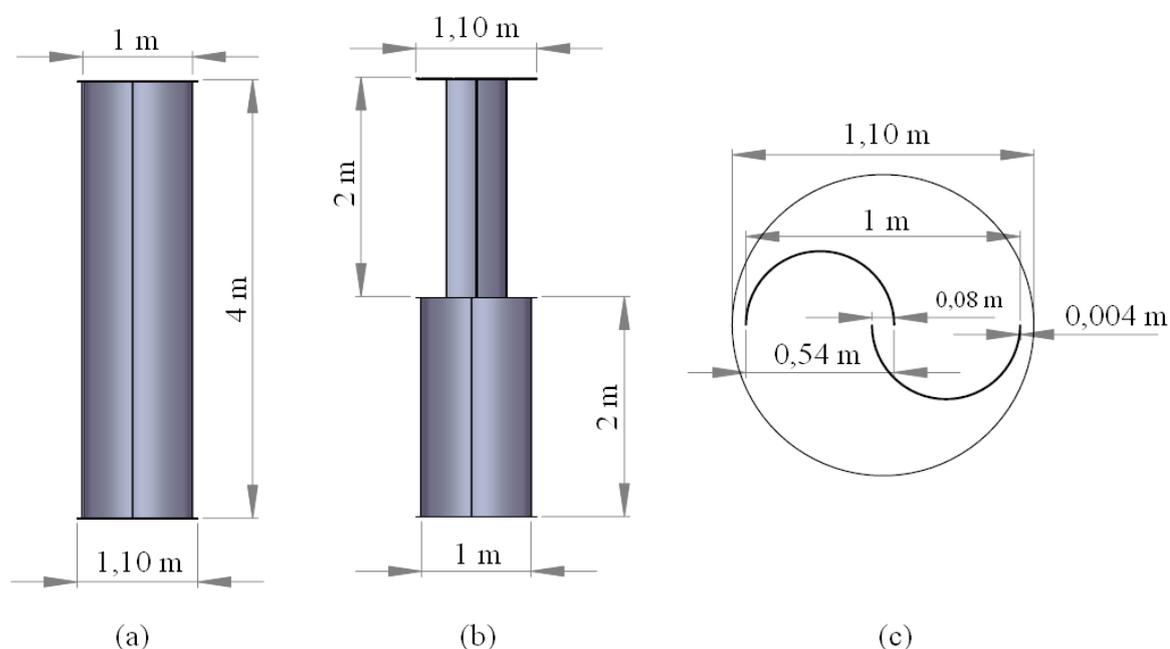


Figura 3.2 – Principais dimensões do rotor Savonius abordado nesse estudo: (a) opção de único estágio; (b) opção em duplo estágio; (c) vista superior em corte de um estágio

Nesse trabalho, também são avaliadas algumas possíveis configurações de estatores, com dimensões reduzidas e de relativa simplicidade construtiva, para serem usados em conjunto com o rotor representado em (a) na Figura 3.2. Nas simulações, pretende-se verificar

se o uso desses estatores é capaz de promover um aumento nos coeficientes de torque e de potência na operação da turbina Savonius em escoamento com número de Reynolds igual a 433.500, para os valores de razão de velocidade de ponta considerados.

Entre os estatores analisados, está o estator de formato cilíndrico com três aberturas, que permite o funcionamento do rotor com vento provindo de três direções predominantes. Um esquema explicativo do formato desse estator com as suas principais dimensões está representado na Figura 3.3. Tal formato de estator é semelhante ao estudado por Sabzevari, 1978, que também indicou o uso das dimensões do estator cilíndrico de duas aberturas representado na Figura 3.4. O estator cilíndrico de duas aberturas, para ser usado em campo, necessitará de um direcionador para orientar a entrada do concentrador-defletor na direção do vento predominante. Pretende-se comparar os resultados obtidos a partir das simulações da operação com esses tipos de estatores cilíndricos com os resultados obtidos por Sabzevari, 1978, lembrando que tal autor considerou o valor de V_o como sendo a velocidade média do vento na entrada do estator. Já, no presente trabalho, o valor de V_o é obtido a partir da especificação da velocidade do vento na entrada do domínio de cálculo, que é alocada a uma distância relativamente longa da turbina e, portanto, longe de interferências do dispositivo.

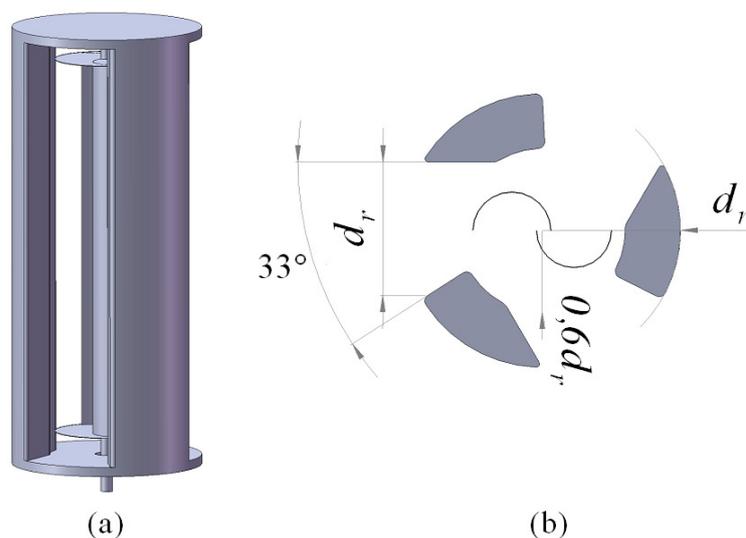


Figura 3.3 – Turbina Savonius com estator cilíndrico de três aberturas: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção

Na Figura 3.5, um estator de paredes moldadas como aerofólios pode ser analisado em conjunto com um rotor Savonius. A operação com esse estator também é simulada nesse trabalho, com o intuito de verificar se o mesmo efeito de aumento no coeficiente de potência do rotor obtido por Hansen et al., 2000, para turbinas eólicas axiais pode ser obtido na

operação com o rotor Savonius. As paredes desse estator são elaboradas a partir das dimensões do perfil aerodinâmico Göttingen 428. O ângulo de $9,97^\circ$ é escolhido porque permite que uma força de sustentação relativamente grande possa ser criada sem que haja *stall* aerodinâmico no dorso do perfil [Hansen et al., 2000; Henn, 2001].

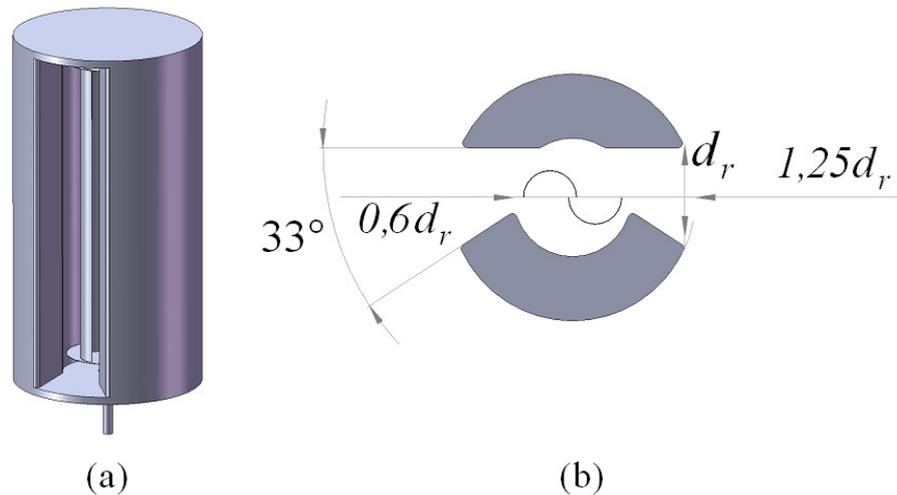


Figura 3.4 – Turbina Savonius com estator cilíndrico de duas aberturas: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção

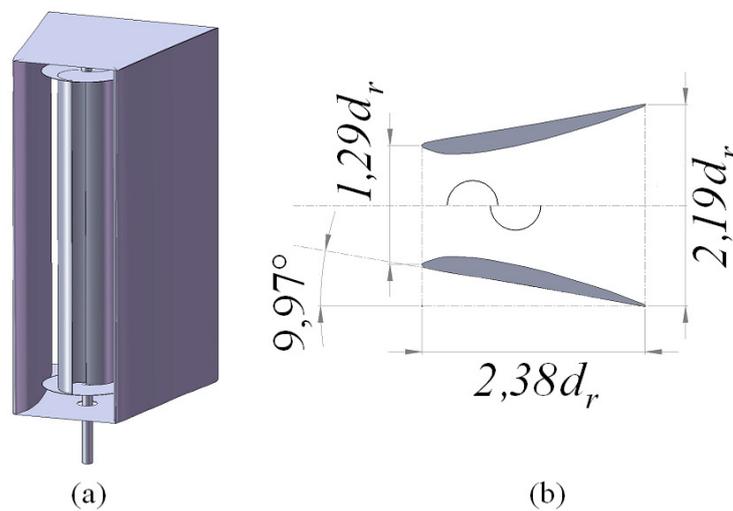


Figura 3.5 – Turbina Savonius com paredes moldadas como aerofólios: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção

O uso de uma pá defletora, inspirada em Alexander e Holownia, 1978, conforme Figura 3.6, e de quatro pás defletoras, baseadas em Hayashi et al., 2005, da maneira exibida na Figura 3.7, também é numericamente simulado. As simulações são realizadas para verificar se, para o número de Reynolds e ângulo de inclinação das pás defletoras em relação ao vento não

perturbado considerados, há melhorias na performance do rotor de maneira semelhante à obtida por Alexander e Holownia, 1978, ou se as melhorias ocorrem somente para alguns valores de razão de velocidade de ponta, conforme constatado por Hayashi et al., 2005. As superfícies internas dessas pás defletoras, assim como nos demais estatores estudados, são posicionadas a 0,6 m de distância do centro do rotor, para que se evite um super refinamento da malha de volumes finitos entre a superfície das pás e o estator.

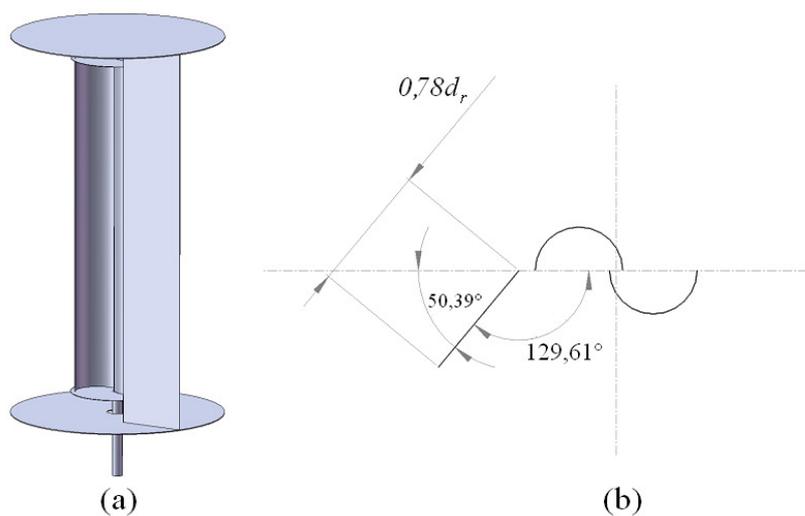


Figura 3.6 – Turbina Savonius com uma pá defletora: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção

O estator de única pá defletora para operação em campo necessitaria de um direcionador, assim como o estator cilíndrico de duas aberturas da Figura 3.4. O uso do estator com paredes moldadas como aerofólios, por sua vez, permite a utilização de suas próprias paredes como um direcionador, devido ao rotor não ser alocado em seu centro, como pode ser observado na Figura 3.5. O estator de quatro pás defletoras e o estator cilíndrico de três aberturas permitem o aumento da probabilidade do ar incidir corretamente sobre o rotor durante a operação em campo. No entanto, conforme se pode analisar na Figura 2.10, o vento relativo, que influencia no surgimento das forças responsáveis pelo torque no rotor Savonius, depende do valor da velocidade não perturbada do vento, da velocidade tangencial da pá e da posição da mesma. Com isso, para cada combinação desses valores existirão parâmetros geométricos ótimos para cada estator considerado nesse trabalho. Esse fato exigiria que os parâmetros dos estatores fossem alterados gradativamente numa operação em campo conforme as condições de vento e de rotação fossem alteradas. Contudo, isso exigiria um eficiente sistema de controle e um completo conhecimento dos parâmetros ótimos para cada situação

encontrada na operação. Isso acabaria tornando a turbina Savonius muito mais complexa e cara, o que elimina uma das principais vantagens da turbina eólica Savonius e, por isso, não é considerado nesse estudo. No presente trabalho, busca-se verificar se as dimensões consideradas são capazes de promover melhorias na performance do rotor operando em vento de 7 m/s para as razões de velocidade de ponta consideradas. No caso de não haver melhoras significativas na performance do rotor, recomenda-se o uso do mesmo livre, sem a adição de estatores.

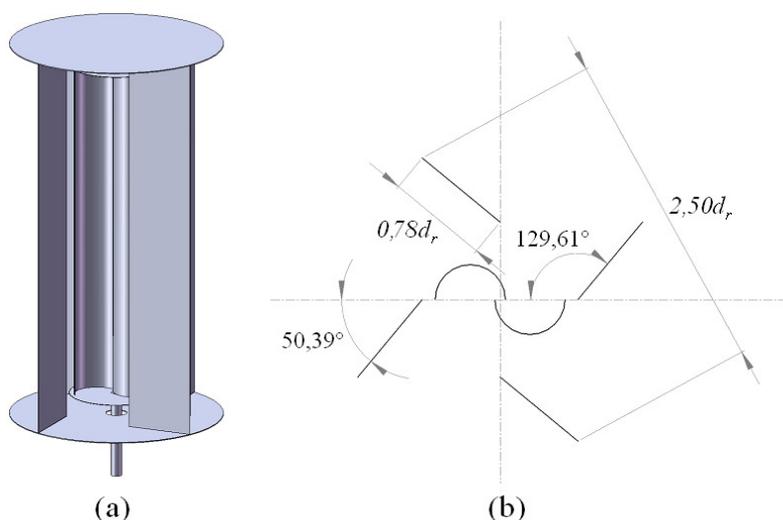


Figura 3.7 – Turbina Savonius com quatro pás defletoras: (a) representação tridimensional; (b) representação 2D de uma seção

Análises sobre o comportamento das forças atuantes sobre o rotor e sobre os estatores também são realizadas nesse trabalho. Essas análises são realizadas com a intenção de conhecer como determinadas estruturas das opções de configuração de turbinas Savonius reagem sobre certas condições de operação. Características gerais do escoamento, como campo de pressão e de velocidades, também são obtidas e analisadas para cada condição.

3.2 Método de Volumes Finitos

Devido à indisponibilidade de tempo e instrumentação adequados para a realização de testes de desempenho em canal aerodinâmico, recorre-se a Dinâmica dos Fluidos Computacional como ferramenta de obtenção e análise de resultados. Isso é realizado também porque há a disponibilidade de programas comerciais licenciados no ambiente de trabalho. É, então, utilizado o programa comercial Star-CCM⁺, que tem seu código baseado no Método de

Volumes Finitos. Tal escolha é feita devido à aplicação desse programa em vários outros estudos [Bucan et al., 2008; Sima et al., 2008] e à facilidade que se teve na utilização do mesmo, bem como, ao fato da discretização por meio de volumes finitos permitir a solução das equações de conservação do escoamento em nível elementar (para cada volume finito), oferecendo resultados fisicamente coerentes ao fenômeno estudado, quando realizada adequadamente [Patankar, 1980; Maliska, 1995].

Pretende-se, com a realização desse trabalho, verificar se a metodologia adotada é capaz de oferecer resultados coerentes não somente para a performance das opções de turbina abordadas como também para as forças atuantes e para as características gerais do escoamento sobre o dispositivo eólico. A metodologia adotada nesse trabalho serve como aprendizagem de uma nova maneira de obtenção de resultados referentes à operação de turbinas Savonius, que futuramente possa ser aplicada a outras configurações de turbinas.

Conforme a metodologia adotada, é delimitada uma região no escoamento ao redor da turbina Savonius que é tida como domínio de cálculo. Esse domínio é dividido (discretizado) em um número finito de volumes de controle. Para se obter a solução das equações de conservação, um sistema de equações algébricas é solucionado para cada volume elementar contido no domínio de cálculo. Dessa forma, as soluções obtidas para as equações de conservação do escoamento também são discretas. Como é feito o balanço das equações em cada volume elementar, ou finito, esse método é conhecido como Método de Discretização por Volumes Finitos. No centróide de cada volume elementar, os valores das variáveis são calculados e, nas faces dos mesmos, os valores das variáveis são expressos por meio de funções de interpolação [Patankar, 1980; Maliska, 1995; Versteeg e Malalasekera, 1995].

O Método de Volumes Finitos é um método numérico mundialmente famoso comumente utilizado para a solução de problemas envolvendo transferência de calor e mecânica dos fluidos. Os fundamentos desse método podem ser encontrados em diversas obras como as de Patankar, 1980, Maliska, 1995 e Versteeg e Malalasekera, 1995. Por essa razão, no presente trabalho, somente se faz uma discussão da escolha dos principais parâmetros utilizados, exibindo as principais equações utilizadas pelo programa Star-CCM⁺ nas simulações.

3.2.1 Modelagem Matemática

Com a aplicação do método, por meio do uso do programa comercial Star-CCM⁺, as equações da conservação de massa e as equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds,

(RANS – *Reynolds-averaged Navier-Stokes Equations*), são resolvidas. O balanço de massa no escoamento é representado, na notação indicial, pela Equação (3.1), na qual \bar{u} representa a média temporal da velocidade do ar e u' indica a flutuação no valor da velocidade média do ar devido aos efeitos da turbulência. Com o mesmo tipo de notação, o balanço da quantidade de movimento para o escoamento de ar sobre a turbina é representado pela Equação (3.2), na qual t é o tempo, \bar{p} é a média temporal da pressão e x indica a direção [Star-CCM⁺, 2008].

$$\frac{\partial}{\partial x_k} (\bar{u}_k + u'_k) = 0 \quad (3.1)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial t} + \bar{u}_w \frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_w} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_k} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 \bar{u}_k}{\partial x_w \partial x_w} - \frac{\partial}{\partial x_w} \overline{u'_k u'_w} \quad (3.2)$$

Para a solução das Equações (3.1) e (3.2), consideram-se condições de contorno do tipo velocidade e pressão prescritas, que são utilizadas em determinadas regiões do domínio de cálculo considerado. Como condições iniciais, utilizam-se campos de velocidade e de pressão homogêneos em todo o domínio. Maiores explicações sobre as condições de contorno utilizadas nas simulações são dadas na seção 3.2.2.5 do presente trabalho.

O termo $\overline{\rho u'_k u'_w}$, na Equação (3.2), é o tensor de tensões de Reynolds e consiste em um conjunto de seis incógnitas adicionais (tensor simétrico). Para a solução do sistema de equações, passa a ser necessário um modelamento desses termos adicionais, em outras palavras, a modelagem dos efeitos da turbulência. Esse é o conhecido problema de fechamento, no qual se tem mais incógnitas do que equações para resolvê-las. As opções de modelamento são explicadas na seção 3.2.2.4. Em tal seção, também é discutido o uso de intensidade de turbulência e de comprimento característico da turbulência como condições de contorno para as equações dos modelos de turbulência.

No presente trabalho, opta-se pelo uso de equações de Navier-Stokes com médias de Reynolds para a obtenção dos campos de velocidade e de pressão no escoamento turbulento sobre a turbina Savonius. No entanto, existem outras possibilidades de solução para o fenômeno analisado; como o uso de Simulação Numérica Direta (DNS), onde todas as escalas espaciais e temporais no escoamento são efetivamente resolvidas; e a aplicação de Simulações de Grandes Escalas (LES), nas quais as estruturas turbulentas transportadoras de energia e de quantidade de movimento são resolvidas diretamente da solução das equações filtradas,

enquanto que apenas as menores estruturas são modeladas. As metodologias envolvendo DNS e LES permitem a obtenção de resultados tridimensionais e transientes das equações de Navier-Stokes. Tais metodologias também requerem malhas de volumes finitos muito bem refinadas, o que exige maior tempo computacional [Silveira Neto, 2002]. Para a análise do escoamento, estudado nesse trabalho, considera-se o uso de RANS mais adequado, por permitir análise bidimensional e baixo custo computacional. A existência de diversos modelos de turbulência que envolvem o uso de RANS também é levada em consideração nessa escolha.

As Equações (3.1) e (3.2) são resolvidas, então, para cada volume elementar, resultando em uma solução discreta, com valores relativos para cada centróide de volume. Isso permite a obtenção de campos aproximados de pressão e de velocidades no escoamento sobre a turbina Savonius.

Com os valores para os campos de velocidade e de pressão, resultantes da solução das Equações (3.1) e (3.2), e das equações dos modelos de turbulência, o torque do rotor pode ser obtido pela integração das forças resultantes das tensões atuantes sobre as pás. O torque do rotor, T , através dessa metodologia, é calculado através da Equação (3.3), que computa o ganho de torque do rotor pela ação das forças de pressão e das forças oriundas do efeito da viscosidade sobre as pás. Na Equação (3.3), $F_f^{pressão}$ e $F_f^{viscosa}$ são os vetores das forças de pressão e viscosas, d é um vetor definindo o eixo através do ponto X_0 no qual o torque é tomado e k_f é a posição da face f de um volume finito relativa a X_0 . Ainda na Equação (3.3), p_f é a pressão na face, d_f é o vetor da área da face, p_{ref} é a pressão de referência e τ_f é o tensor de tensões (viscosas) na face f [Star-CCM⁺, 2008].

$$T = \sum_f \left[k_f \times (F_f^{pressão} + F_f^{viscosa}) \cdot d = \sum_f \{ k_f \times [(p_f - p_{ref})d_f + (-\tau_f \cdot d_f)] \cdot d \} \right] \quad (3.3)$$

Com o torque, obtido da Equação (3.3), e com o valor da velocidade angular do rotor, ω , que é usada como uma das condições de contorno nesse trabalho, a potência do rotor, P , pode ser calculada pela Equação (2.6). O coeficiente de torque, C_T , o coeficiente de potência, C_P , e a razão de velocidade de ponta do rotor, λ , com isso, são obtidos pela equação (2.7).

Os coeficientes de força sobre a turbina, C_F , também são obtidos a partir dos resultados da solução das equações de conservação do escoamento. Esses coeficientes podem ser calculados com o uso da Equação (3.4), na qual n_D é um vetor que deve ser especificado

de acordo com o sentido da força resultante levada em consideração no cálculo. Com o uso da Equação (3.5), as forças sobre o rotor, F , podem ser encontradas [Star-CCM⁺, 2008].

$$C_F = \frac{\sum_f (F_f^{press\tilde{a}o} + F_f^{vis\cos a}) \cdot n_D}{\frac{1}{2} \rho A_r V_o^2} = \frac{\sum_f [(p_f - p_{ref}) d_f + (-\tau_f \cdot d_f)] \cdot n_D}{\frac{1}{2} \rho A_r V_o^2} \quad (3.4)$$

$$F = C_F \frac{1}{2} \rho A_r V_o^2 \quad (3.5)$$

3.2.2 Modelagem Numérica

Nessa seção do trabalho, são discutidos os principais detalhes relativos à modelagem numérica adotada nesse trabalho. Busca-se explicar de forma sucinta a estratégia de cálculo e os principais parâmetros utilizados nas simulações.

3.2.2.1 Função de Interpolação Adotada

Na execução das simulações, a discretização dos termos advectivos das equações de conservação, responsáveis pelo transporte das variáveis escalares por meio do movimento das partículas fluidas no escoamento, é realizada através da função de interpolação *Upwind* de Segunda Ordem. Isso é realizado porque essa função permite a obtenção de resultados fisicamente coerentes para escoamentos com características advectivas-dominantes, como é o caso do fenômeno estudado nesse trabalho. A vantagem dessa função de interpolação sobre o esquema *Upwind* de Primeira Ordem é que ela é nominalmente de segunda ordem exata. Contudo, o fato de os gradientes de reconstrução serem limitados contribui para reduzir extremos locais e, portanto, introduz uma maior dissipação do que em um esquema de diferenciação central. Claramente, a precisão dessa função será sempre tão boa ou melhor do que o esquema *Upwind* de Primeira Ordem. A desvantagem é que, em algumas situações, a dissipação numérica reduzida (em relação ao esquema *Upwind*) pode resultar em propriedades de convergência mais pobres do que para um esquema de advecção de primeira ordem [Maliska, 1995; Star-CCM⁺, 2008].

Com essa função de interpolação, o fluxo convectivo de uma variável genérica ϕ na face de um volume finito f , $(\dot{m}\phi)_f$; é computado pela Equação (3.6). Onde os valores de face

$\phi_{f,0}$ e $\phi_{f,1}$, são linearmente interpolados a partir dos valores das células de ambos os lados da face conforme as Equações (3.7) e (3.8), nas quais $(\nabla\phi)_{r,0}$ e $(\nabla\phi)_{r,1}$ são os gradientes de reconstrução limitados nas células 0 e 1, respectivamente.

$$(\dot{m}\phi)_f = \begin{cases} \dot{m}_f \phi_{f,0} & \text{para } \dot{m}_f \geq 0 \\ \dot{m}_f \phi_{f,1} & \text{para } \dot{m}_f < 0 \end{cases} \quad (3.6)$$

$$\phi_{f,0} = \phi_0 + (x_f - x_0) \cdot (\nabla\phi)_{r,0} \quad (3.7)$$

$$\phi_{f,1} = \phi_1 + (x_f - x_1) \cdot (\nabla\phi)_{r,1} \quad (3.8)$$

Dois algoritmos são utilizados para calcular os gradientes de reconstrução: o Método dos Quadrados Mínimos Ponderados é utilizado para a pressão e o Método de Gauss é usado para todas as outras variáveis, como a velocidade, por exemplo. Para pressão, os gradientes de reconstrução iniciais (ilimitados), $(\nabla\phi)_r^u$, da célula 0 são calculados utilizando a fórmula dos quadrados mínimos ponderados, Equação (3.9), na qual x_0 e x_n representam os centróides das células 0 e sua vizinha, endereçada através da face f , e ϕ_0 e ϕ_n representam os valores na célula 0 e na sua vizinha. Para as demais variáveis, o teorema da divergência de Gauss, escrito na forma discretizada, permite a obtenção da Equação (3.10), na qual o volume é V_{ol} e a área da face é A_f , que pode ser usada para calcular os gradientes de reconstrução iniciais (ilimitados). O valor de face reconstruído a partir do valor da célula 0, $\phi_{f,0}$, em qualquer outro centróide de face, x_f , é dado pela Equação (3.11) [Star-CCM⁺, 2008].

$$(\nabla\phi)_r^u = \left[\sum_f \frac{(x_n - x_0) \otimes (x_n - x_0)}{(x_n - x_0) \cdot (x_n - x_0)} \right]^{-1} \left[\sum_f \frac{(\phi_0 - \phi_n)(x_n - x_0)}{(x_n - x_0) \cdot (x_n - x_0)} \right] \quad (3.9)$$

$$(\nabla\phi)_r^u = \frac{1}{Vol} \sum_f \left(\frac{\phi_0 + \phi_1}{2} \right) A_f \quad (3.10)$$

$$\phi_{f,0} = \phi_0 + (x_f - x_0) \cdot (\nabla\phi)_{r,0} \quad (3.11)$$

3.2.2.2 Estratégia de Cálculo dos Campos de Pressão e de Velocidades

Conforme Maliska, 1995, cada uma das equações diferenciais de conservação do escoamento, com a aplicação de discretização por volumes finitos, gera um sistema de equações algébricas lineares. Tais sistemas de equações algébricas devem ser resolvidos. A solução desses sistemas pode ser realizada simultaneamente, de forma acoplada. Dessa forma, cria-se uma única matriz, envolvendo todos os coeficientes e resolvendo todas as incógnitas, simultaneamente. Os resultados são obtidos atualizando-se a matriz dos coeficientes iterativamente até a convergência. Esse método de solução permite que problemas de acoplamento entre variáveis desapareçam. Contudo, a solução simultânea exige um tempo computacional extremamente elevado. Com isso, outra opção de solução torna-se mais viável, sendo utilizada no presente trabalho. Essa segunda opção de solução consiste em resolver de forma segregada os sistemas de equações, resolvendo-os um a um, por meio da atualização dos coeficientes em um método de cálculo iterativo.

Com o uso de solução segregada dos sistemas de equações algébricas lineares, surge o problema do acoplamento pressão-velocidade, porque o escoamento de ar sobre a turbina Savonius é considerado, nesse trabalho, como sendo incompressível (formulação incompressível), com massa específica do ar constante e igual a $1,18415 \text{ kg/m}^3$. Assim, o cálculo iterativo da velocidade pode ser avançado com o uso das equações do balanço da quantidade de movimento em cada direção. Contudo, a pressão fica sem uma equação evolutiva, ao contrário do que ocorre na formulação compressível, na qual a equação dos gases pode ser usada para esse propósito [Maliska, 1995].

Para solucionar o problema de acoplamento entre as equações de conservação, vários métodos para o tratamento do acoplamento pressão-velocidade foram criados ao longo dos anos. Com a utilização do software Star-CCM⁺, o Método SIMPLE (*Semi Implicit Linked Equations*), desenvolvido por Patankar e Spalding, 1972, é disponibilizado para a solução segregada dos campos de pressão e de velocidade na formulação incompressível. Tal método tem a vantagem de garantir boa estabilidade para a solução. Nesse método, é criada uma equação para o avanço do cálculo da pressão, p , que consiste em escrevê-la como a soma da melhor estimativa da pressão disponível, p^* , com uma correção, p'' , que é calculada de maneira a satisfazer a equação da continuidade, conforme a Equação (3.12).

O procedimento de solução do Método SIMPLE consiste em dois passos: no primeiro, as velocidades são corrigidas de maneira a satisfazer a equação da conservação de massa; e,

no segundo passo, o cálculo das pressões é avançado, para completar o ciclo iterativo [Star-CCM⁺, 2008].

$$p = p^* + p'' \quad (3.12)$$

3.2.2.3 Método Iterativo e Critérios de Parada Adotados

O método iterativo de Gauss-Seidel é utilizado, por sua praticidade, para solucionar o sistema de equações algébricas lineares gerado com a discretização das equações de conservação. Esse método consiste em cinco passos: no primeiro, os valores iniciais para as variáveis são estimados; no segundo, itera-se os cálculos no tempo; no terceiro, calcula-se o valor das variáveis pela solução do sistema de equações algébricas; no quarto, verifica-se se a convergência das variáveis no espaço foi atingida e, caso não tenha sido satisfeita, retorna-se ao terceiro passo; no quinto, se nenhum critério de parada adotado for satisfeito, retorna-se ao segundo passo do método [Patankar, 1980; Maliska, 1995; Star-CCM⁺, 2008]. A solução fornecida pelo método é considerada válida apenas quando os resíduos do cálculo iterativo do segundo passo desse método são inferiores ao valor de 10^{-5} . O critério de parada no cálculo temporal adotado nas simulações em regime transiente realizadas nesse trabalho é o tempo físico máximo equivalente ao tempo necessário para o rotor completar dez rotações, após o tempo necessário para uma partícula fluida percorrer a distância do domínio de cálculo. Quando esse critério de parada é satisfeito, os cálculos são interrompidos no quinto passo do método de cálculo iterativo.

3.2.2.4 Modelagem da Turbulência e Tratamento de Parede

A maneira convencional de tratar os efeitos da turbulência, decompondo as variáveis em uma parte média temporal e em outra relativa às flutuações devido à turbulência (decomposição de Reynolds), gera as Equações (3.1) e (3.2). Quando esse equacionamento é criado, surgem problemas de fechamento das equações, pois existirão mais incógnitas do que equações para resolvê-las. Isso se deve à presença do termo $\overline{\rho u'_k u'_w}$, o tensor de tensões de Reynolds, que representa a recíproca dos fluxos de quantidade de movimento devido à presença das componentes flutuantes; nas equações de Navier-Stokes. Com isso, surge a necessidade de se fazer um modelamento dos efeitos turbulentos a fim de se solucionar esse

inconveniente. Esse fato originou inúmeros modelos de turbulência ao longo do tempo. A escolha de um modelo apropriado a ser usado nas simulações é uma tarefa difícil que depende da aplicação e do tempo computacional desejado [Wilcox, 1998; Star-CCM⁺, 2008].

Na busca de contornar o problema de fechamento na solução das equações de conservação, pode-se criar uma equação diferencial de balanço para cada uma das tensões de Reynolds. Assim essas novas equações são adicionadas às equações já existentes, formando um sistema de equações consistente. Essa tática de solução é feita nos modelos de tensões de Reynolds. O uso desses modelos necessita de 6 equações para a representação das tensões de Reynolds em problemas envolvendo três dimensões espaciais, o que aumenta consideravelmente o tempo computacional [Star-CCM⁺, 2008].

Devido ao alto custo computacional da aplicação dos modelos de tensões de Reynolds, outras maneiras de modelar a turbulência são adotadas. Uma dessas maneiras é realizada com o uso de modelos baseados no conceito de viscosidade turbulenta de Boussinesq. Por esse conceito, assume-se que as tensões turbulentas estão relacionadas ao gradiente local de velocidades do escoamento médio através de uma viscosidade associada às características do fluido, do escoamento e da geometria envolvida. Considera-se que o escoamento tem uma viscosidade adicional, proporcionada pelos efeitos da turbulência. Essa hipótese é dada pela Equação (3.13), na qual μ_t é a viscosidade turbulenta, k_0 é a energia cinética turbulenta e $\delta_{k,w}$ é o operador delta de Kronecker [Deschamps, 2002]. A relação apresentada na Equação (3.13) por si só não constitui um modelo de turbulência. Para contornar o problema de fechamento, usando essa expressão e as Equações (3.1) e (3.2), deve-se obter o campo de viscosidade turbulenta no escoamento por meio de um modelo de turbulência.

$$-\overline{\rho u'_k u'_w} = \mu_t \left(\frac{\partial \bar{u}_k}{\partial x_w} + \frac{\partial \bar{u}_w}{\partial x_k} \right) - \frac{2}{3} \rho k_0 \delta_{k,w} \quad (3.13)$$

Para obter o campo de viscosidade turbulenta, podem-se usar: modelos empíricos, nos quais o conceito de viscosidade turbulenta é empregado juntamente com coeficientes empíricos ou através de tentativa e erro; modelos a uma equação, que utilizam uma expressão que relaciona energia cinética turbulenta com uma constante empírica; ou modelos a duas equações que relacionam duas variáveis apropriadas com outras propriedades e constantes empíricas. A energia cinética turbulenta e a outra variável (se for utilizada), nos modelos, são calculadas através de equações de conservação. As relações existentes em um modelo de

turbulência devem ser criadas de tal forma que a viscosidade turbulenta seja definida por parâmetros que caracterizam bem a turbulência através da representação do fluido, do escoamento médio e da geometria desejada. O uso de relações envolvendo a energia cinética turbulenta em modelos de turbulência se deve ao pouco empirismo usado na obtenção desse parâmetro do escoamento [Wilcox, 1998; Deschamps, 2002; Star-CCM⁺, 2008].

Para a realização de simulações com características semelhantes às implementadas nesse trabalho, o programa Star-CCM⁺ oferece para uso modelos baseados em balanço de tensões de Reynolds e, também, modelos criados a partir do conceito de viscosidade turbulenta. Entre os modelos baseados na hipótese de Boussinesq, oferecidos pelo programa, estão: o modelo Spalart-Allmaras, a uma equação; e os modelos k- ϵ e k- ω , a duas equações. O modelo k- ϵ utiliza uma equação de conservação para a energia cinética turbulenta, k_0 , e outra para a dissipação da energia cinética turbulenta, ϵ_0 , na obtenção dos campos de viscosidade turbulenta. O modelo k- ω utiliza para essa tarefa, além de uma equação para k_0 , uma equação para ω_0 , que é definida como taxa de dissipação específica, que é a taxa de dissipação, ϵ_0 , por unidade de energia cinética turbulenta ($\omega_0 \approx \epsilon_0/k_0$) [Star-CCM⁺, 2008].

Existem poucos trabalhos como o uso do Método de Volumes Finitos na simulação de operação de turbinas Savonius que relatam o modelo de turbulência utilizado e se o mesmo proporciona resultados fisicamente coerentes para a aplicação. Komatinovic, 2006, usa o modelo de turbulência k- ϵ , mas suas simulações são somente para rotores Savonius em condições estáticas. Cochran et al., 2004, relatam que o uso do modelo de turbulência por tensões de Reynolds a 5 equações (problema bidimensional) obteve boa concordância com os resultados experimentais e que o uso do modelo k- ϵ não forneceu valores fisicamente coerentes para os parâmetros de desempenho simulados para uma turbina Savonius em operação. Contudo, Cochran et al., 2004, comentam que o uso do modelo por tensões de Reynolds demanda muito tempo computacional. De acordo com o guia do usuário do programa Star-CCM⁺ e Menter et al., 2003, o modelo mais adequado para simular esse tipo de fenômeno, no qual há linhas de corrente contendo grandes curvaturas, é o modelo k- ω SST, alterado por Menter. O modelo k- ω também foi utilizado por Hansen et al., 2000, em simulações de turbinas eólicas axiais.

O modelo de turbulência k- ω SST, alterado por Menter, é o modelo escolhido para a realização das simulações do presente trabalho. Essa escolha é baseada em três fatores: no que se pode verificar nas referências bibliográficas; no tempo computacional; e em simulações preliminares realizadas, nas quais algumas opções de modelo de turbulência oferecidas pelo

software Star-CCM⁺ são testadas. Nessas simulações, nas quais os modelos de turbulência são testados, o rotor é considerado em repouso num escoamento com número de Reynolds, calculado através da Equação (2.9), igual a 156.000. As simulações são realizadas em regime permanente e considerando-se como condições de contorno para a turbulência a intensidade de turbulência de 0,01 e escala de comprimento característico da turbulência de 0,01 m na entrada do domínio de cálculo. Maiores detalhes da realização das simulações são discutidos nas próximas seções desse trabalho.

Analisando os resultados dessas simulações, exibidos na Tabela 3.1, pode-se verificar que a aplicação do modelo por tensões de Reynolds apresenta o resultado mais próximo ao resultado experimental obtido por Menet e Cottier, 2003, para o coeficiente de torque estático do rotor na posição angular de 0°. Contudo, o tempo computacional exigido por esse modelo é muito maior do que o tempo necessário para realizar as simulações utilizando o modelo k- ω SST de Menter, que proporciona resultados mais próximos ao experimental do que os demais modelos testados. O modelo k- ω , alterado por Menter, fornece melhores resultados do que o modelo k- ω de Wilcox. A opção de modelo k- ϵ analisada é a que oferece os piores resultados entre os comparados. O modelo Spalart-Allmaras oferece piores resultados do que o modelo k- ω SST de Menter, mas oferece o menor tempo computacional entre todos os modelos testados. Para simulações breves, nas quais não se queira uma precisão muito boa de valores simulados para a operação de uma turbina Savonius, o modelo Spalart-Allmaras poderia ser perfeitamente utilizado.

Pela Tabela 3.1, também se pode verificar que o valor simulado por Menet e Cottier, 2003, através do Método de Volumes Finitos; difere mais do valor experimental, também informado por esses autores, que o valor simulado no presente trabalho como o uso do modelo k- ω SST de Menter. Menet e Cottier, 2003, não informam o modelo de turbulência que utilizaram em suas simulações numéricas.

As simulações preliminares, para realizar a comparação entre os modelos de turbulência, cujos resultados são exibidos na Tabela 3.1, são realizadas selecionando-se sempre os parâmetros indicados ótimos para cada modelo, de acordo com Star-CCM⁺, 2008. As equações de conservação de cada modelo, seus respectivos termos e coeficientes, assim como deduções e explicações mais detalhadas, podem ser analisados em Wilcox, 1998, Menter e Kuntz, 2002, e Star-CCM⁺, 2008.

O modelo k- ω , inicialmente desenvolvido por Wilcox, é um modelo a duas equações que é uma alternativa ao uso do modelo k- ϵ . Uma vantagem do modelo k- ω em relação ao modelo k- ϵ é o seu melhor desempenho para as camadas limite em gradientes de pressão

adversos. Talvez a vantagem mais significativa, no entanto, é que ele pode ser aplicado em toda a camada limite, incluindo a região da subcamada viscosa, sem modificações adicionais. Além disso, o modelo k- ω padrão pode ser usado desse modo sem exigir o cálculo da distância da parede. A maior desvantagem do modelo k- ω , em sua forma original, é que os cálculos da camada limite são muito sensíveis aos valores de ω_0 no escoamento não perturbado. Isso se traduz em uma extrema sensibilidade a condições de contorno de entrada em escoamentos internos, um problema que não existe para os modelos k- ϵ . As versões do modelo k- ω incluídas no software Star-CCM⁺ têm modificações, que foram introduzidas na tentativa de suprir essa deficiência. Entre essas versões modificadas está o modelo k- ω SST, alterado por Menter [Wilcox, 1998; Menter e Kuntz, 2002; Star-CCM⁺, 2008].

Tabela 3.1 – Comparação entre os modelos de turbulência testados

Modelo de Turbulência	C_T para $\theta = 0^\circ$, $\lambda = 0$ e $Re = 156.000$
k- ω SST (de Wilcox)	0,17
k- ω SST (de Menter)	0,18
Spalart-Allmaras	0,23
<i>Realizable k-ϵ two-layer</i>	0,30
Por tensões de Reynolds (<i>linear pressure strain two-layer</i>)	0,21
Valor experimental de Menet e Cottier, 2003	0,20
Valor simulado por Menet e Cottier, 2003	0,26

O problema da sensibilidade a condições de contorno de entrada em escoamentos internos foi resolvido por Menter que obteve uma equação de transporte para ω_0 por substituição de variáveis em uma equação de transporte do modelo k- ϵ padrão. A equação de transporte modificada, obtida por Menter, é muito similar à do modelo k- ω original, com exceção da adição de um termo adicional de difusão cruzada não conservativo contendo o produto $\nabla k_0 \cdot \nabla \omega_0$. A adição desse termo na equação de transporte de ω_0 diminui a sensibilidade a condições de contorno de entrada em escoamentos internos, melhorando os resultados obtidos com a aplicação desse modelo [Menter e Kuntz, 2002; Star-CCM⁺, 2008].

Menter também sugere o uso de uma função de parede híbrida, que inclui funções de distância da parede; incluindo o termo de difusão cruzada longe das paredes, porém não nas proximidades da mesma. O modelo, dessa forma, funciona como um modelo k- ϵ longe da parede e como um modelo k- ω perto da mesma, combinando as características benéficas de cada um desses modelos à solução do problema. Além disso, Menter também introduziu uma

modificação na equação constitutiva linear e nomeou o modelo contendo essa modificação de modelo k- ω SST (*Shear-Stress Transport*) [Menter e Kuntz, 2002; Star-CCM⁺, 2008].

Os coeficientes do modelo k- ω SST, alterado por Menter, são calculados a partir da função de parede híbrida, F_{hib} . Assim, cada coeficiente do modelo, $c_{k\omega}$, é dado pela Equação (3.14), na qual $c_{k\omega 1}$ e $c_{k\omega 2}$ também são coeficientes. A função híbrida, por sua vez, é representada pela Equação (3.15), na qual arg_I é uma função representada na Equação (3.16), onde y é a distância nas proximidades da parede e $CD_{k\omega}$, representado na Equação (3.17), é relacionado ao termo de difusão cruzada do modelo [Star-CCM⁺, 2008].

$$c_{k\omega} = c_{k\omega 1} F_{hib} + c_{k\omega 2} (1 - F_{hib}) \quad (3.14)$$

$$F_{hib} = \tanh\left(arg_I^4\right) \quad (3.15)$$

Um tratamento de parede híbrido, para realizar os cálculos das equações de conservação nas proximidades da parede, é utilizado em conjunto com o modelo k- ω SST. Isso é realizado porque, conforme Star-CCM⁺, 2008, esse tratamento deve ter seu uso preferido em relação aos demais tratamentos quando disponibilizado. No uso desse tratamento, deve-se refinar a malha de volumes finitos no domínio de tal maneira que o refino dessa nas células sobre a parede proporcione uma distância adimensional da parede, y^+ , representada na Equação (3.18), na qual u^* é uma velocidade de referência; com valores menores do que 30. Com o uso desse tratamento a subcamada laminar é calculada nas regiões de malha fina, enquanto que nas regiões onde a malha é menos refinada assume-se um perfil logarítmico para a camada limite. Esse tratamento permite que não seja necessário um super refinamento nas células sobre as paredes, como ocorre no uso do tratamento de parede a baixos y^+ , que resolve a subcamada laminar e exige valores de y^+ menores do que 3.

Os tratamentos de parede a altos y^+ , que resolvem os cálculos nas proximidades da parede considerando o perfil da camada limite como logarítmico, exigindo valores de y^+ acima de 30, não apresentam boa aplicabilidade para um problema semelhante ao estudado nesse trabalho, extremamente dependente dos fenômenos que ocorrem na camada limite. A velocidade de referência, u^* , presente na Equação (3.18), é calculada por meio de uma função específica para cada tipo de tratamento de parede adotado [Star-CCM⁺, 2008].

As condições de contorno consideradas para o cálculo dos efeitos da turbulência do escoamento de ar sobre a turbina Savonius em operação e também em condições estáticas,

como as encontradas na partida da mesma, são a intensidade de turbulência e o comprimento característico da turbulência, que são devidamente relacionados à k_0 e ω_0 . Esses valores são atribuídos sempre na entrada do domínio de cálculo. Como padrão, adotou-se o valor de 0,01 para a intensidade de turbulência e o valor de 0,01 m para o comprimento característico. Na parede, a taxa de variação de k_0 na direção normal é nula e a taxa de variação de ω_0 é ajustada conforme o tratamento de parede aplicado.

$$arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k_0}}{0,09\omega_0 y}, \frac{500\mu}{y^2\omega_0\rho} \right), \frac{2k_0}{y^2 CD_{k\omega}} \right] \quad (3.16)$$

$$CD_{k\omega} = \max \left(\frac{1}{\omega_0} \nabla k_0 \cdot \nabla \omega_0, 10^{-20} \right) \quad (3.17)$$

$$y^+ = \frac{yu^* \mu}{\rho} \quad (3.18)$$

Em uma série de simulações, busca-se verificar a influência dessas escalas de turbulência nos coeficientes aerodinâmicos da turbina Savonius. Para isso, a intensidade de turbulência é variada até o valor de 0,1 e o valor da escala de comprimento, l_T , foi alterado proporcionalmente conforme a Equação (3.19), na qual u' representa a flutuação de velocidade [Möller e Silvestrini, 2004; Star-CCM⁺, 2008].

$$\frac{l_T}{u'} = \frac{d_r}{V_o} \quad (3.19)$$

3.2.2.5 Domínios, Condições de Contorno e Discretização Espacial e Temporal

Conforme discutido no Capítulo 2 desse trabalho, a maneira como é obtido o valor da velocidade não perturbada é um fator decisivo para a obtenção de resultados coerentes para o coeficiente de potência, expresso pela Equação (2.7). Por esse motivo, nas simulações realizadas nesse trabalho, busca-se evitar a reprodução de condições desfavoráveis à avaliação do valor de V_o , como as encontradas em canais aerodinâmicos nos quais são adicionados modelos de turbinas com dimensões grandes em relação à área da seção de testes, que

ocasionam o chamado efeito de bloqueio. Dessa forma, procura-se delimitar um domínio de dimensões grandes em relação ao tamanho da turbina Savonius, para que o valor da velocidade não perturbada possa ser prescrito na entrada do mesmo, longe das perturbações causadas pela turbina. Conforme Gasch e Twele, 2002, um obstáculo qualquer, imerso numa corrente de ar, interfere no vento à montante numa distância de até 5 vezes sua dimensão máxima. Segundo Custódio, 2009, o valor dessa distância é de até 2 vezes a dimensão máxima do obstáculo. Com isso, a velocidade não perturbada do vento é prescrita, no presente trabalho, no mínimo, há uma distância equivalente a 6 vezes o diâmetro máximo da turbina a frente do centro do rotor Savonius.

As primeiras simulações são realizadas considerando o rotor sem estator em repouso na posição angular de 0° e solucionando as equações em regime permanente com o intuito de verificar o tamanho adequado do domínio de cálculo a ser usado no restante das simulações. Em tais simulações, dois domínios de cálculo são considerados: o primeiro com dimensões de 20 por 50 vezes o diâmetro do rotor e o segundo, exibido na Figura 3.8, com dimensões de 12 por 26 vezes o diâmetro do rotor.

No domínio maior, o centro do rotor é posicionado a 10 diâmetros de rotor de distância da entrada do domínio, já, no segundo, a distância da entrada adotada é de 6 diâmetros de rotor. Usando esses domínios, considera-se que o rotor está a uma distância suficientemente grande da entrada do domínio para considerar que a velocidade na entrada é igual à velocidade não perturbada. Também é considerado que o rotor, nos dois domínios, está suficientemente longe da saída do domínio para considerar que lá a pressão possui o valor igual ao valor de uma atmosfera, ou 101.325 Pa. As laterais dos dois domínios são definidas longe do rotor, a 10 diâmetros de rotor do centro do rotor Savonius no domínio maior e a 6 diâmetros no domínio menor, para que nelas a condição de contorno de plano de simetria para o escoamento seja aplicada. O rotor, nessas simulações, é circundado por uma condição de contorno de interface que é útil nas simulações posteriores para a especificação da velocidade angular do rotor. Para todas as simulações, nas pás do rotor, a condição de contorno de não-deslizamento é especificada. As distâncias entre o rotor e os limites dos domínios são escolhidas com base no que é comentado em Eldridge, 1980, Gasch e Twele, 2002, e Custódio, 2009, sobre interferências no vento causadas por obstáculos e turbinas eólicas.

O domínio é dividido em volumes finitos triangulares na região circundada pela condição de contorno de interface e com formatos quadriláteros no restante do domínio. Ainda na região de malha de volumes triangulares, camadas de prismas de formatos

quadriláteros e dimensões mais reduzidas são adicionadas sobre as superfícies das pás do rotor para melhorar a avaliação da camada limite. A malha não-estruturada de volumes triangulares é utilizada nas proximidades do rotor devido à maior facilidade para obter o refinamento da malha sobre a geometria com esse tipo de volume. Nas regiões afastadas do rotor, opta-se pelo uso de malha estruturada de volumes quadriláteros, que permite uma melhor organização da malha além de reduzir o número de volumes e os efeitos da difusão numérica na solução [Maliska, 1995]. A visualização de detalhes desse tipo de malha pode ser analisada nas Figuras 3.9, 3.10 e 3.11. Nas Figuras 3.12, 3.13 e 3.14, detalhes da discretização preparada para as simulações com o uso de turbinas Savonius com estatores podem ser analisados. Pode-se verificar, nos detalhes das malhas usadas para simulações com turbinas Savonius contendo estatores, que a malha não-estruturada de volumes triangulares é estendida de modo a englobar o estator. Prismas também são usados nas superfícies do estatores.

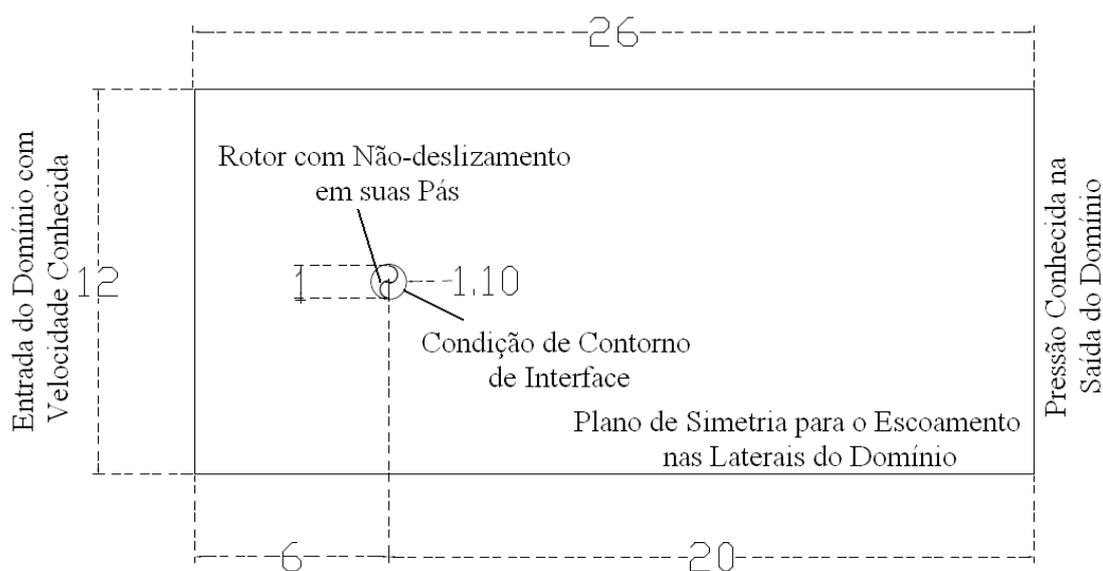


Figura 3.8 – Tipo de domínio de cálculo usado, com dimensões em múltiplos de d_r

Uma verificação da influência do refinamento das malhas no coeficiente de torque estático do rotor Savonius livre com único estágio em vento de 14 m/s e para θ de 0° é realizada para os dois domínios considerados. A partir de uma análise dos resultados obtidos nessa verificação, exibidos na Tabela 3.2, conclui-se que não há variação significativa nos resultados obtidos em função das dimensões do domínio. Com isso, o domínio de menores dimensões, de 12 por 26 diâmetros de rotor, é escolhido para as simulações posteriores por permitir um maior refinamento para o mesmo número de volumes e por possibilitar diminuição no tempo computacional. Também, verifica-se que a solução não varia

significativamente quando o número de volumes utilizados no domínio menor atinge um valor de cerca de 150 mil e a dimensão média desses volumes é de aproximadamente 4,5 cm. Por isso, nas simulações posteriores, o domínio menor, refinado com volumes de dimensões médias com valores próximos a 4,5 cm, é utilizado.

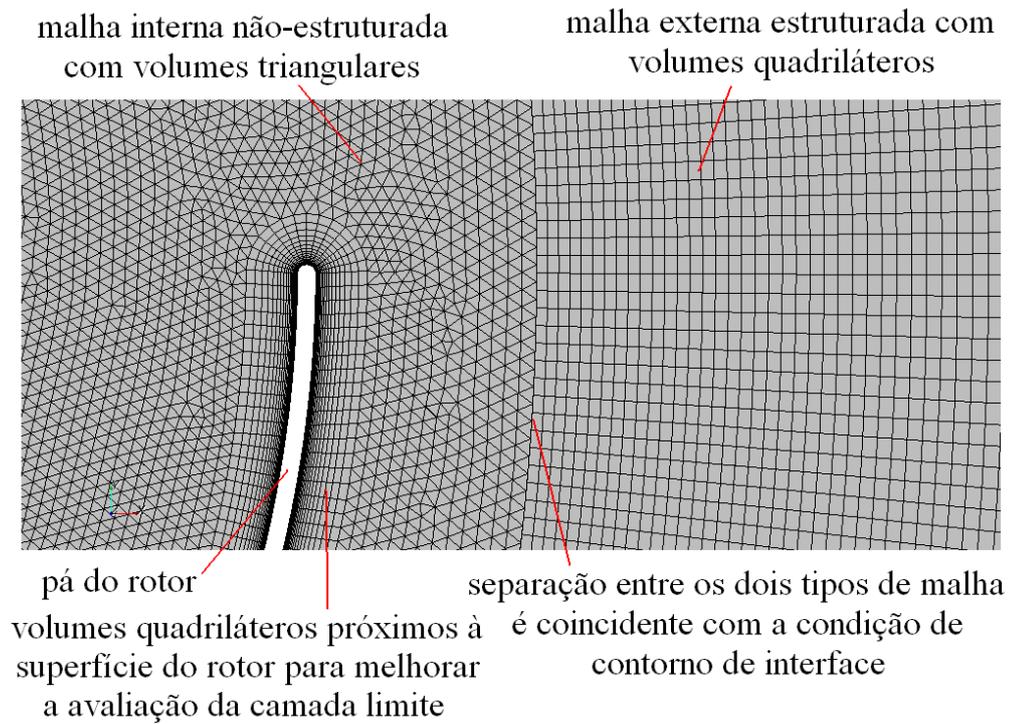


Figura 3.9 – Detalhe do tipo de malha utilizada nas simulações com Savonius livre

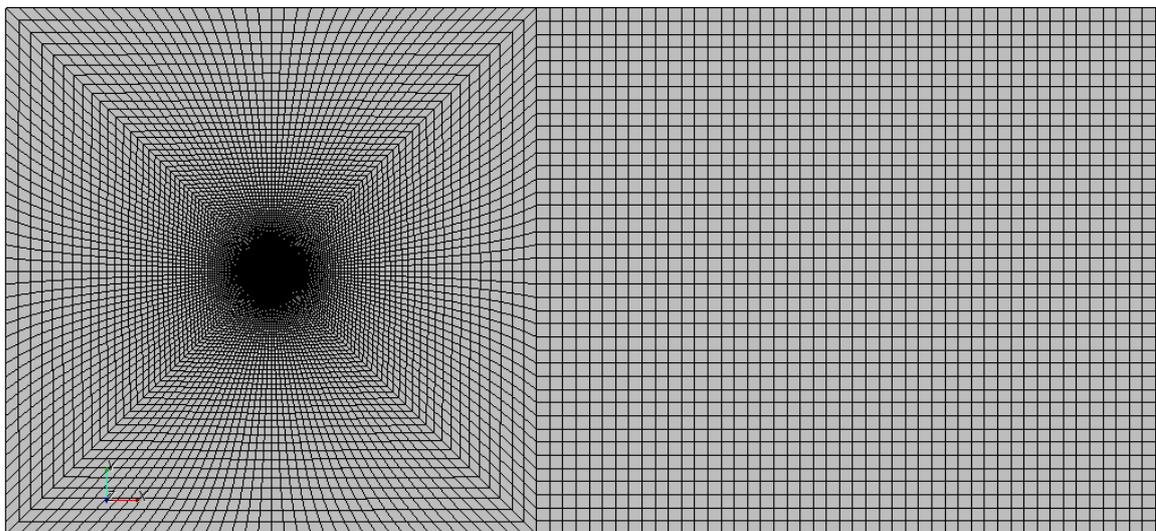


Figura 3.10 – Visualização do domínio discretizado com 17.470 volumes para Savonius livre

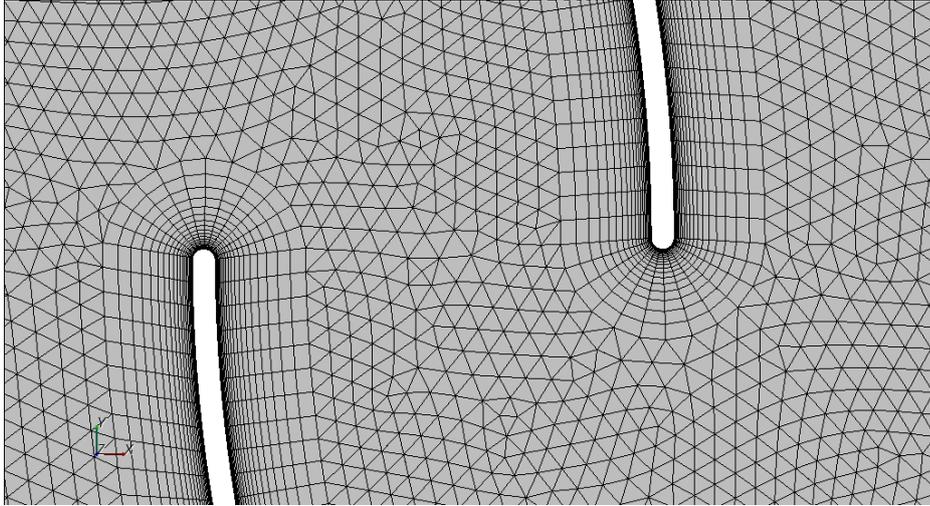


Figura 3.11 – Detalhe do refinamento no espaçamento entre as pás do rotor Savonius livre

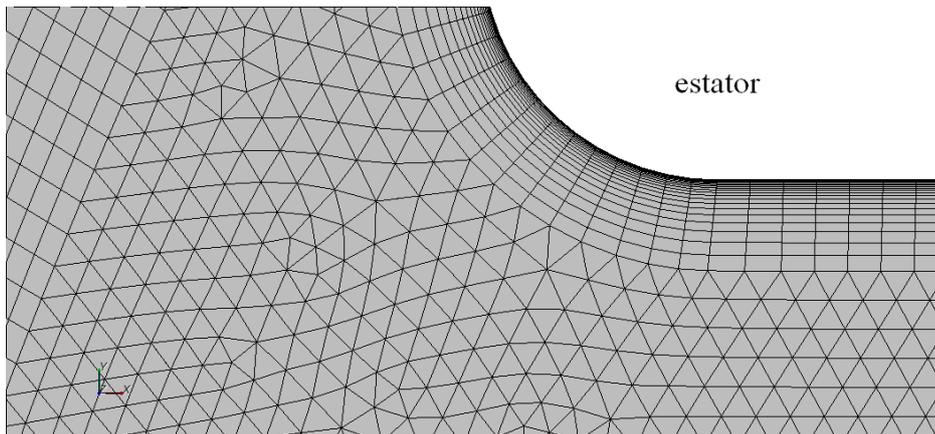


Figura 3.12 – Detalhe do refinamento próximo ao estator cilíndrico de duas aberturas

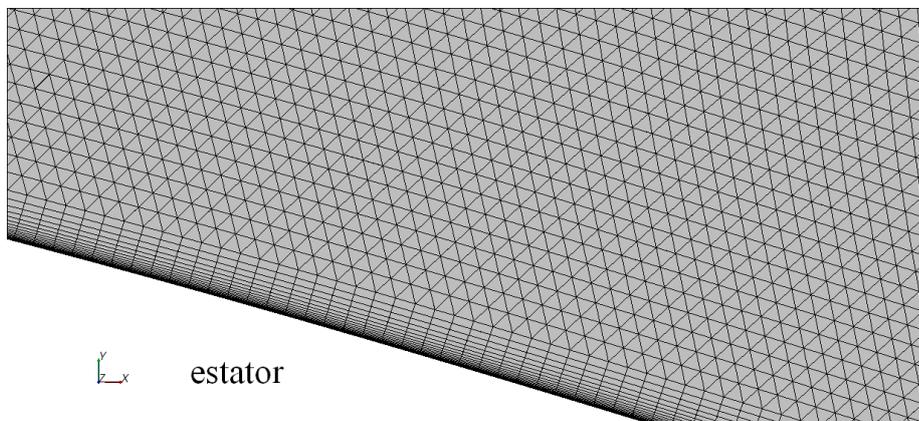


Figura 3.13 – Detalhe do refinamento próximo ao estator de paredes moldadas como aerofólios

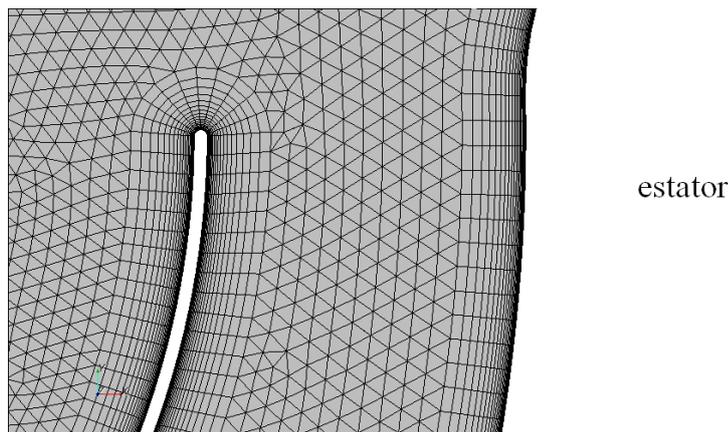


Figura 3.14 – Detalhe do refinamento próximo ao estator cilíndrico de três aberturas

Tabela 3.2 – Variação dos valores obtidos para o coeficiente de torque estático para θ de 0° e V_o de 14 m/s em função das dimensões médias dos volumes e das dimensões do domínio

Domínio de 12 X 26 Diâmetros de Rotor				Domínio de 20 X 50 Diâmetros de Rotor			
Malha	Volumes	C_T	Dimensão Média (m)	Malha	Volumes	C_T	Dimensão Média (m)
1	17.470	0,191703618	0,133636124	1	20.390	0,187401190	0,221456899
2	88.080	0,202268079	0,059515717	2	104.460	0,198544502	0,097841435
3	151.178	0,217237830	0,045428252	3	182.228	0,214009211	0,074078174
4	343.660	0,217620447	0,030130464	4	396.160	0,218475595	0,050241490
5	591.786	0,217682287	0,022960851	5	704.286	0,222578675	0,037681076

Analisando os valores da Tabela 3.2, pode-se verificar que o valor obtido para o coeficiente de torque estático com o uso do domínio menor e malha de 151.178 volumes difere aproximadamente 0,2% do valor obtido com o uso de malha de 591.786 volumes e mesmo domínio. Também se pode verificar que o valor obtido com o uso da malha de 591.786 volumes e domínio de 12 por 26 diâmetros de rotor difere aproximadamente 2,2% do valor obtido com o uso de malha de 704.286 volumes e domínio de 20 por 50 diâmetros de rotor. Essas diferenças, conforme mencionado anteriormente, são consideradas pequenas e, em virtude do menor custo computacional, escolhe-se o domínio de menores dimensões com refinamento feito de tal forma que a dimensão média dos volumes tenha um valor de aproximadamente 4,5 cm. Essa escolha também é baseada no fato de que parte das simulações é realizada com o uso de turbinas Savonius contendo estatores, exigindo domínios maiores e, com isso, maior quantidade de volumes, para manter a mesma dimensão média por volume. A exigência de domínios maiores para as simulações com o uso de estatores se deve a especificação do tamanho do domínio que passa a ser feita em função do diâmetro ou das

máximas dimensões de cada estator. Dessa forma, para evitar o uso de grande quantidade de volumes, que proporcionam um aumento excessivo no tempo computacional, opta-se por refinamentos que proporcionam dimensões médias para os volumes de 4,5 cm. A mesma razão de crescimento da malha, das superfícies da turbina em direção aos limites do domínio, é adotada para todas as simulações.

Outro fator que colabora para a realização de uma discretização feita dessa maneira é o uso de uma menor quantidade de volumes para efetuar as simulações através do Método de Volumes Finitos por parte de outros autores, como Menet e Cottier, 2003, e Cochran et al., 2004. Menet e Cottier, 2003, relatam o uso de cerca de 40 mil volumes apenas na discretização do domínio para simulação de um rotor Savonius livre (sem estator). Já Cochran et al., 2004, mencionam o uso de 50 mil volumes na discretização do domínio de cálculo, na simulação de Savonius livre e com estator, sendo que relatam que o uso de 110.000 volumes não afeta mais os resultados.

Uma análise da discretização temporal, utilizada nas simulações nas quais a velocidade angular do rotor não era nula e, portanto, que necessitavam de solução em regime transiente das equações de conservação para uma melhor representação física do fenômeno; também é feita. A formulação adotada pelo software Star-CCM⁺ para realizar a discretização temporal das equações é a implícita. Para a análise da discretização temporal adequada, busca-se especificar o passo de tempo, Δt , utilizado no cálculo do sistema de equações algébricas gerado com a discretização, em função do passo angular, $\Delta\theta$, dado pelo rotor Savonius operando a uma determinada razão de velocidade de ponta, λ , conforme a Equação (3.20). Assim, em um período de tempo igual a Δt o rotor apresenta um deslocamento angular correspondente a $\Delta\theta$. Simulações, então, são feitas, especificando-se a velocidade angular da malha circundada pela condição de interface de maneira a variar a razão de velocidade de ponta do rotor. O valor de 0,25 para λ é adotado para essa verificação. Nessas simulações, a velocidade não perturbada é especificada com o valor de 3,5 m/s. Com a aplicação do Método de Volumes Finitos, os coeficientes de torque e de potência em função da posição angular podem ser obtidos. Uma média dos valores desses coeficientes ao longo de dez ciclos decorridos após o tempo necessário para uma partícula fluida percorrer a extensão do domínio é feita. Os valores obtidos encontram-se exibidos na Tabela 3.3 e na Figura 3.15.

Analisando os resultados exibidos na Tabela 3.3 e na Figura 3.15, pode-se concluir que quando $\Delta\theta$ possui um valor menor ou igual a 5° , os coeficientes aerodinâmicos médios do rotor ao longo de uma rotação variam pouco em função da discretização temporal. Considerando isso e que o número de passos de tempo por rotação é próximo do número de

iterações por passo de tempo para valores de $\Delta\theta$ ligeiramente inferiores a 5° , o valor de $\Delta\theta$ igual a 5° é escolhido para a realização das demais simulações computacionais em regime transiente. A escolha de tal valor para o passo angular garante menor tempo computacional do que os valores menores a ele presentes na Tabela 3.3.

$$\Delta t = \frac{\Delta\theta r}{\lambda V_o} \quad (3.20)$$

Tabela 3.3 – Influência da discretização temporal nos coeficientes aerodinâmicos e na quantidade de cálculos para $V_o = 3,5$ m/s e $\lambda = 0,25$

$\Delta\theta$ (graus)	C_T médio	C_P médio	Número de Δt por rotação	Número aproximado de iterações por Δt	Número aproximado de iterações por rotação
15,0	0,35	0,09	24	169	4.056
10,0	0,39	0,10	36	161	5.796
5,00	0,46	0,12	72	104	7.488
1,00	0,50	0,13	360	48	17.280
0,50	0,49	0,12	720	35	25.200
0,01	0,52	0,13	36.000	4	144.000

O uso do passo de tempo definido pela Equação (3.20) é realizado para uma padronização dos cálculos nas simulações, que resultam em uma grande quantidade de tabelas e de planilhas contendo dados referentes aos resultados. Isso facilita o tratamento dos dados gerados nas simulações, poupando tempo de pesquisa. O uso de um passo de tempo definido pelo número de Courant, $Cu = [\Delta t / (\Delta x / V_o)]$, que relaciona V_o com a dimensão dos menores volumes, Δx [Star-CCM⁺, 2008]; ou definido através do comprimento dos volumes postos sobre a condição de interface, através da relação entre comprimento, velocidade tangencial da malha móvel e tempo, como foi realizado por Cochran et al., 2004; demanda um tempo computacional muito grande, conforme é comentado por Cochran et al., 2004. Além disso, a discretização temporal feita na formulação implícita, na qual, segundo Maliska, 1995, os valores das variáveis são calculados a partir de uma média dos valores dessas variáveis no começo e no final do intervalo de tempo, garantindo melhor estabilidade nos cálculos e bons acoplamentos entre as equações; permite que as simulações possam ser realizadas com o uso de números de Courant maiores do que a unidade [Star-CCM⁺, 2008]. O uso de valores pequenos para V_o e λ na verificação da discretização temporal é realizado porque nas demais simulações ou o valor de V_o ou o de λ é maior, garantindo valores de Δt menores, com erros devido à discretização também menores. Apenas em uma série de simulações, nas quais se

quis verificar a consistência da definição do número de Reynolds a partir da Equação (2.9), para a operação de turbinas Savonius, o valor de V_o é menor aos considerados na verificação cujos resultados encontram-se na Tabela 3.3. Todos esses motivos colaboram para a realização de uma discretização feita dessa maneira.

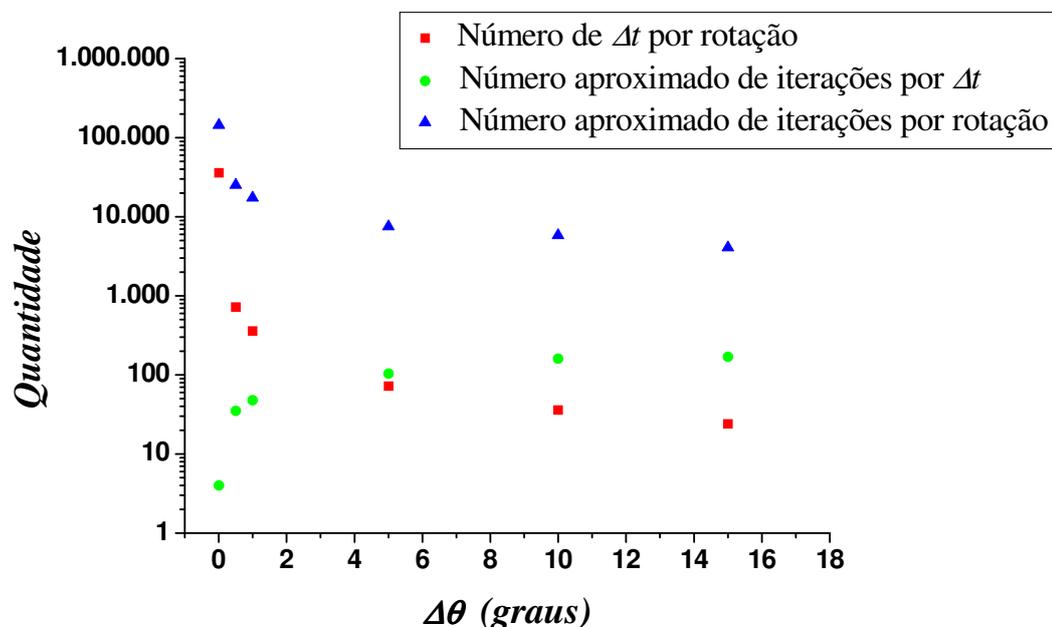


Figura 3.15 – Influência da discretização temporal na quantidade de cálculos para $V_o = 3,5$ m/s e $\lambda = 0,25$

Para a obtenção de curvas de valores médios ao longo de um ciclo de operação de uma turbina Savonius ou na obtenção de uma quantidade muita elevada de resultados, uma discretização realizada da maneira feita nesse trabalho pode ser usada com sucesso na obtenção de resultados aproximados. Contudo, caso se queira realizar uma análise de transientes, durante a rotação da turbina Savonius, o uso de valores menores para $\Delta\theta$, que proporcionam valores também menores para Δt , pode ser feita. Valores para o coeficiente de torque dinâmico durante a operação da turbina Savonius, obtidos para os valores de $\Delta\theta$ testados podem ser analisados na Figura 3.16, que exhibe maiores flutuações nos valores de C_T durante o ciclo de operação para pequenos valores de $\Delta\theta$.

3.2.3 Cálculo de Parâmetros 3D Via Simulações Bidimensionais

As simulações desse trabalho são realizadas simplificando-se o escoamento sobre a turbina Savonius para um escoamento bidimensional, considerando que a razão de aspecto e

as placas de extremidade estejam dimensionadas de tal maneira que as perdas de eficiência nas pontas das pás possam ser desprezadas. Isso é realizado seguindo a afirmação dada em Vance, 1973, que explica que essa simplificação pode ser feita com sucesso. O mesmo procedimento de simulação em duas dimensões com o uso do Método de Volumes Finitos também é realizado por Menet e Cottier, 2003, e Cochran et al., 2004. Com isso, considera-se que não existem variações nos coeficientes de torque e de potência ao longo da altura do rotor Savonius.

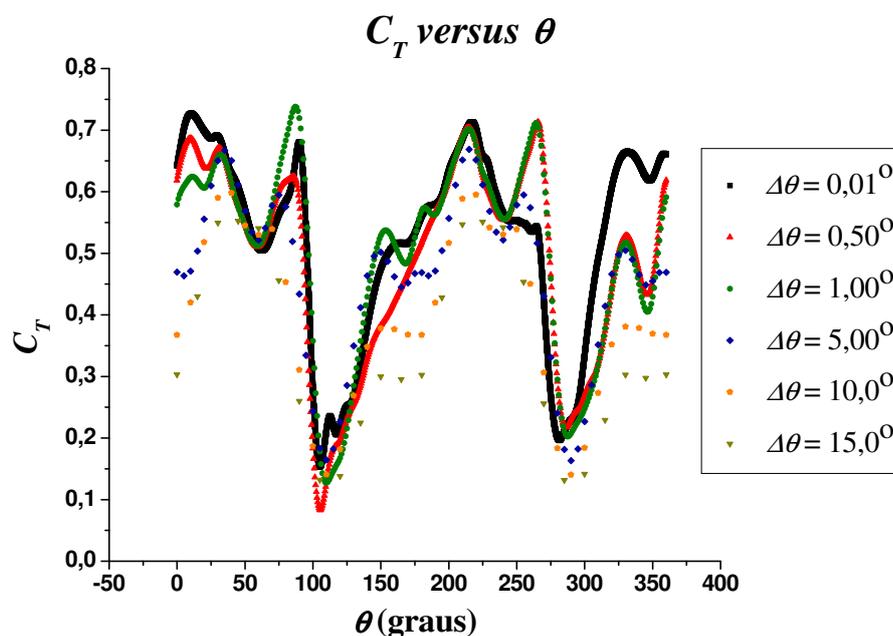


Figura 3.16 – Influência da discretização temporal nos valores de coeficiente de torque dinâmico para $V_o = 3,5$ m/s e $\lambda = 0,25$

O programa Star-CCM⁺ realiza simulações em duas dimensões considerando que a profundidade de todas as dimensões é unitária. Com isso, os valores obtidos são ajustados para satisfazer as dimensões estudadas para as geometrias de rotor, comentadas na seção 3.1 desse trabalho. Por exemplo, o valor de torque obtido por uma simulação é multiplicado por 4 para se computar o torque do rotor de único estágio, exibido em (a) na Figura 3.2, e é multiplicado por 2 para se computar o torque de cada um dos estágios do rotor de duplo estágio, exibido em (b) na Figura 3.2. Os ciclos de torque obtidos para cada estágio do rotor de duplo estágio são defasados em 90° e somados, conforme se pode observar na Figura 3.17.

Dessa forma, o valor aproximado para o ciclo de torque de um rotor de duplo estágio pode ser obtido por simulações bidimensionais. Na Figura 3.18, a comparação entre os valores obtidos através das simulações para os ciclos de torque de rotores com único e duplo

estágios pode ser observada. Pela Figura 3.18, pode-se verificar que ocorrem menores oscilações em torno do valor médio de torque com o uso de rotor duplo estágio. Também se pode verificar que, se o número de estágios tendesse ao infinito, para o mesmo valor de A_r , sem ocorrer efeitos de perda de eficiência devido à ponta das pás, o ciclo de torque do rotor tenderia ao valor médio de torque. Algo semelhante a isso pode ser conseguido com o uso de rotores Savonius helicoidais.

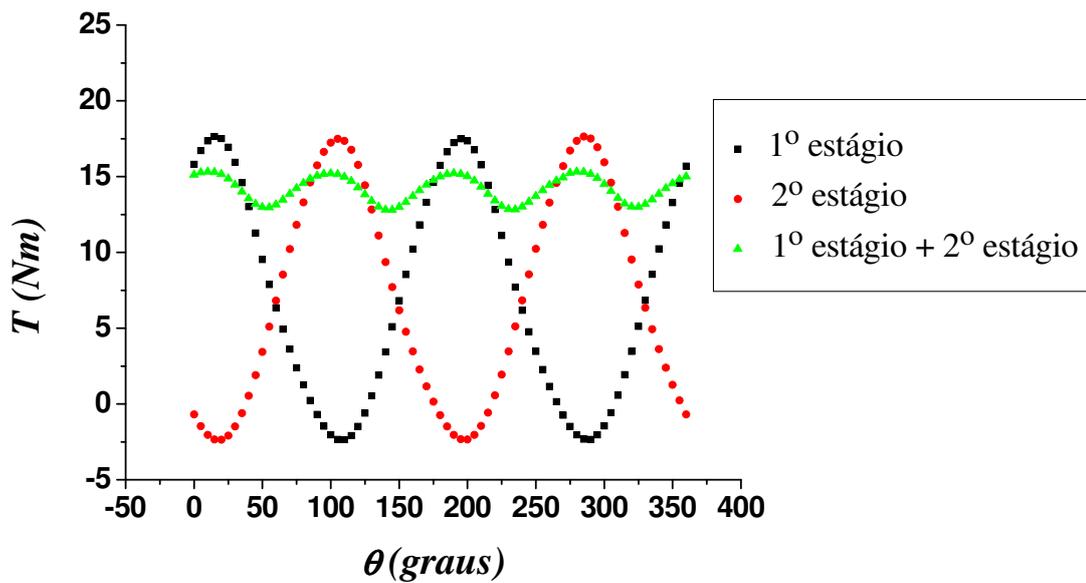


Figura 3.17 – Soma dos ciclos de torque em um rotor de duplo estágio para $V_o = 7,0$ m/s e $\lambda = 1,00$

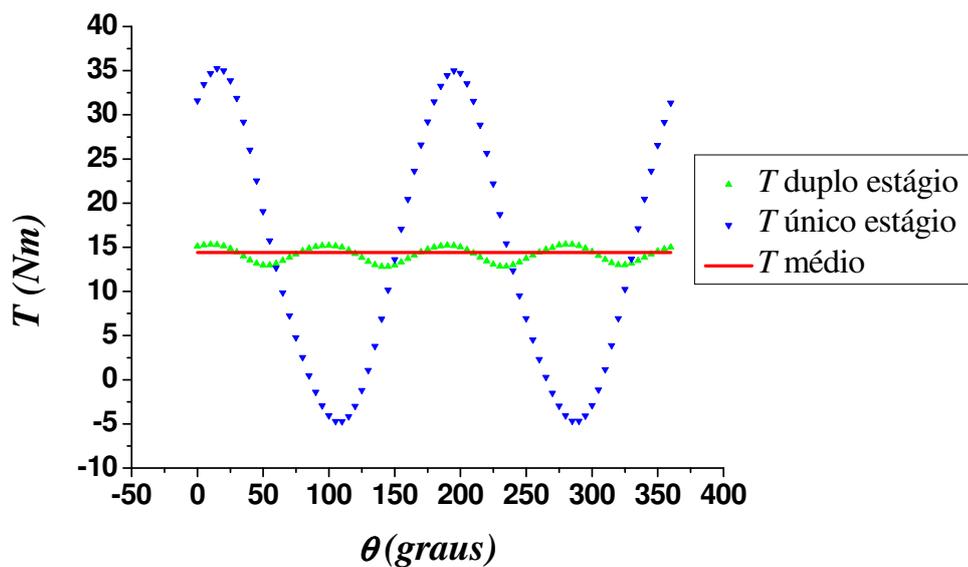


Figura 3.18 – Comparação de um rotor de único estágio com um rotor de duplo estágio para $V_o = 7,0$ m/s, $\lambda = 1,00$ e mesmo C_p médio

3.2.4 Considerações Finais sobre as Simulações Realizadas

As simulações desse trabalho são executadas com discretização 2D em regime permanente e transiente. Tais simulações são realizadas, para diferentes valores de velocidade não perturbada da corrente de ar, em regime transiente para análise de características dinâmicas da operação da turbina Savonius e em regime permanente visando analisar as características estáticas, ou de partida, do dispositivo. Em simulações desenvolvidas para verificar a influência de determinado fator no desempenho da turbina estática e posicionada em determinada posição angular, o uso de discretização temporal em regime permanente também é realizado.

As características de partida da turbina Savonius, são obtidas a partir de simulações do escoamento em regime permanente com o rotor posicionado estaticamente em diversas posições angulares. A posição angular do rotor varia 30° a cada simulação. As posições angulares consideradas nas simulações foram: 0° , 30° , 60° , 90° , 120° e 150° . Isso é realizado porque o ciclo de torque estático do rotor se repete a cada 180° e a posição angular de 0° equivale a de 180° , conforme Blackwell et al., 1977, Fujisawa, 1992, Hayashi et al., 2005 e Menet e Cottier, 2003.

As simulações em regime permanente visam obter as características aproximadas da turbina em condições estáticas com relativo baixo custo computacional, conforme também é feito por Menet e Cottier, 2003. Caso contrário, o rotor teria que ser posicionado em determinada posição angular e a simulação teria que ser executada em regime transiente, com um passo de tempo adequado. O tempo físico máximo da simulação teria que ser suficientemente grande para se considerar o escoamento totalmente desenvolvido. Uma média temporal, então, teria que ser feita para cada parâmetro analisado. Outra média teria que ser feita para estimar os parâmetros como médios ao longo das posições angulares para a razão de velocidade de ponta igual a zero. Tudo isso teria que ser feito variando-se a posição angular a cada simulação num valor baixo, o que acarretaria em um tempo de processamento altíssimo, para a obtenção de apenas um ponto nas curvas de parâmetros médios *versus* λ .

Para exemplificar o comportamento que se obteria no caso de simulações realizadas em regime transiente para as características estáticas de uma turbina Savonius, uma simulação realizada considerando a turbina em repouso na posição angular de 90° , em vento de 14 m/s, é realizada. A Figura 3.19 exhibe o resultado obtido para o campo de velocidades no escoamento sobre o rotor obtido nessa simulação. Como se pode ver nessa figura, surge uma esteira de vórtices no escoamento, com elevado número de recirculações, o que acarreta em oscilações

dos valores para os parâmetros em torno de uma média. O valor do passo de tempo adotado para essa simulação é igual a 0,01 s. Como essa simulação é realizada apenas com o intuito de exemplificar o comportamento obtido de uma simulação em regime transiente no escoamento sobre uma turbina estática, nenhum estudo sobre o passo de tempo adequado é realizado e nenhum resultado para os parâmetros estáticos de desempenho obtidos é considerado válido.

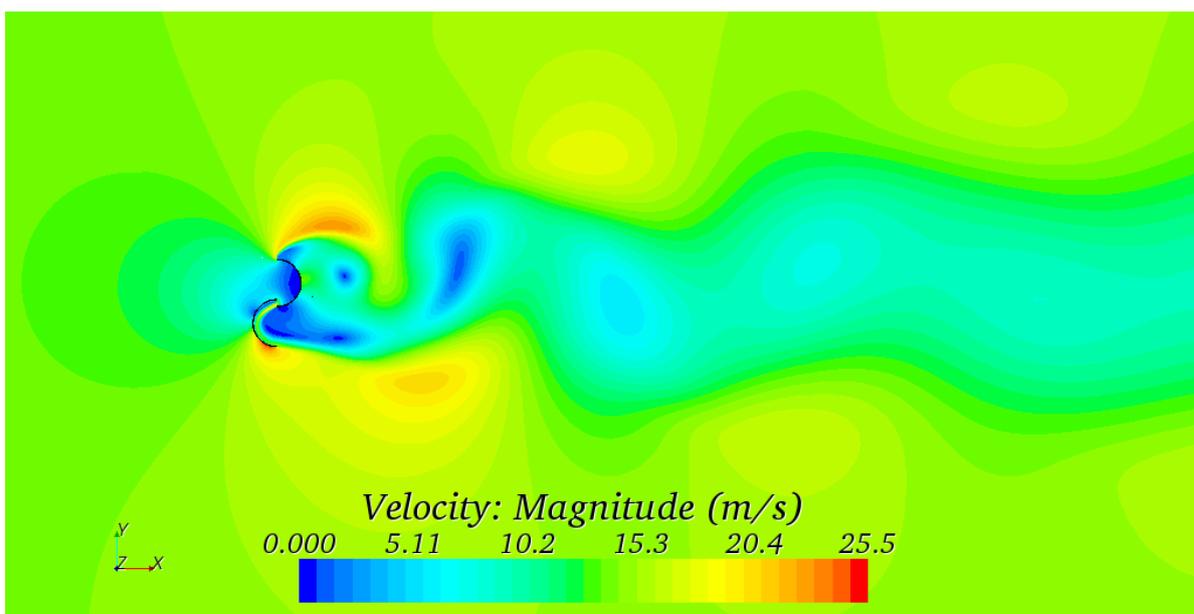


Figura 3.19 – Esteira formada no escoamento com o rotor estático para $\theta = 90^\circ$ e $V_o = 14,0$ m/s

Para o restante das simulações, uma velocidade angular é imposta à malha interna à condição de contorno de interface com a finalidade de especificar um valor de razão de velocidade de ponta do rotor. É considerado que esse valor de λ permanece constante durante toda a operação da turbina, reproduzindo a operação de uma turbina conectada a uma máquina de indução. As equações, então, são todas resolvidas em regime transiente. O cálculo dos valores relativos aos centróides dos volumes sobre a condição de interface é realizado considerando-se o deslocamento relativo de tais volumes nos sistemas de equações algébricas criados com a discretização. A condição de interface, com isso, permite a livre passagem das informações calculadas para o escoamento, da malha externa à malha interna, permitindo o cálculo dos campos de velocidade e de pressão com as pás do rotor em movimento [Star-CCM⁺, 2008].

A descrição e a quantidade de simulações realizadas nesse trabalho, com o uso de solução das equações em regime permanente e transiente, podem ser analisadas na Tabela 3.4.

Entre os parâmetros analisados nas simulações estão: os parâmetros de operação para a turbina Savonius livre em condições estáticas e dinâmicas, a influência do número de Reynolds na operação, a influência das escalas de turbulência nos resultados, o efeito dos estatores selecionados na performance do rotor Savonius, além da análise do escoamento em si e das forças sobre o dispositivo. A quantificação de todas as simulações realizadas para se fazer essas análises resulta em um número de 190. Tal quantificação não inclui tentativas mal sucedidas e as simulações realizadas durante o período de aprendizagem e adaptação ao programa Star-CCM⁺.

Tabela 3.4 – Quantificação das simulações realizadas nesse trabalho

Simulações	Tipo	Quantidade
Comparação entre modelos de turbulência	Regime permanente	5
Verificação de domínio e discretização espacial	Regime permanente	10
Verificação da discretização temporal	Regime transiente	6
Simulação de esteira em turbina estática	Regime transiente	1
Verificação da influência das escalas de turbulência	Regime transiente	2
Simulação de parâmetros estáticos	Regime permanente	72
Simulação de parâmetros dinâmicos	Regime transiente	94
TOTAL	RP e RT	190

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Os principais resultados obtidos com as simulações numéricas realizadas para a operação das opções de turbinas Savonius abordadas são apresentados e discutidos nessa seção do presente trabalho. Pretende-se, também, verificar a consistência física desses resultados e se os mesmos conferem com resultados obtidos por outros autores em trabalhos de natureza numérica ou experimental. Maiores detalhes dos resultados obtidos podem ser analisados nos Apêndices A, B, C e D.

4.1 A Influência do Número de Reynolds e das Escalas da Turbulência

Conforme é discutido na seção 2.2.8, o número de Reynolds e as escalas de turbulência do escoamento interferem significativamente no escoamento sobre a turbina em operação e, conseqüentemente, na transferência de quantidade de movimento da corrente de ar para a turbina. Nesse trabalho, por padrão, simula-se o escoamento sobre a turbina utilizando intensidade de turbulência e comprimento característico da turbulência com os valores de 0,01 e 0,01 m respectivamente. Contudo, numa série de simulações, busca-se verificar os efeitos dessas escalas de turbulência na performance da turbina Savonius em operação. Para isso, comparam-se os resultados obtidos na operação da turbina em escoamento com intensidade de turbulência (IT) de 0,01 com os resultados obtidos para intensidade de turbulência de 0,10. Os resultados dessa comparação podem ser resumidos nas representações gráficas das Figuras 4.1 e 4.2 e na Tabela 4.1, para os valores dos coeficientes de torque e de potência médios durante o ciclo de operação.

Analisando a influência das escalas de turbulência utilizadas nas simulações, pode-se concluir que ocorre uma diminuição nos coeficientes de torque e de potência médios com o aumento na intensidade de turbulência. Esse resultado está de acordo com os resultados obtidos por Cochran et al., 2004, que simularam a operação de um rotor semelhante com o uso do Método de Volumes Finitos. Também se verifica que os valores obtidos são muito próximos ao valor obtido por Blackwell et al., 1977, que realizaram testes de desempenho de um rotor semelhante em canal aerodinâmico com seção fechada, de 4,6 por 6,1 metros; para o máximo coeficiente de potência médio. Blackwell et al., 1977, usaram correção do efeito de bloqueio pelo método de Pope e Harper, 1966, correção de torque resistente e fizeram

estimativas de incertezas nas medições pelo método de Kline e McClintok [Moffat, 1988]; o que faz o estudo realizado por eles uma referência considerável.

Tabela 4.1 – Efeito da intensidade de turbulência no máximo C_p médio, para $Re = 867.000$

Estudo	Tipo de estudo	IT (%)	Máximo C_p médio
Blackwell et al., 1977	Testes em canal aerodinâmico de seção fechada	1,4	$0,24 \pm 0,013$
Cochran et al., 2004	Simulação por Método de Volumes Finitos	1	$0,26 \pm 0,026$
Cochran et al., 2004	Simulação por Método de Volumes Finitos	10	$0,23 \pm 0,023$
Presente estudo	Simulação por Método de Volumes Finitos	1	0,25
Presente estudo	Simulação por Método de Volumes Finitos	10	0,20

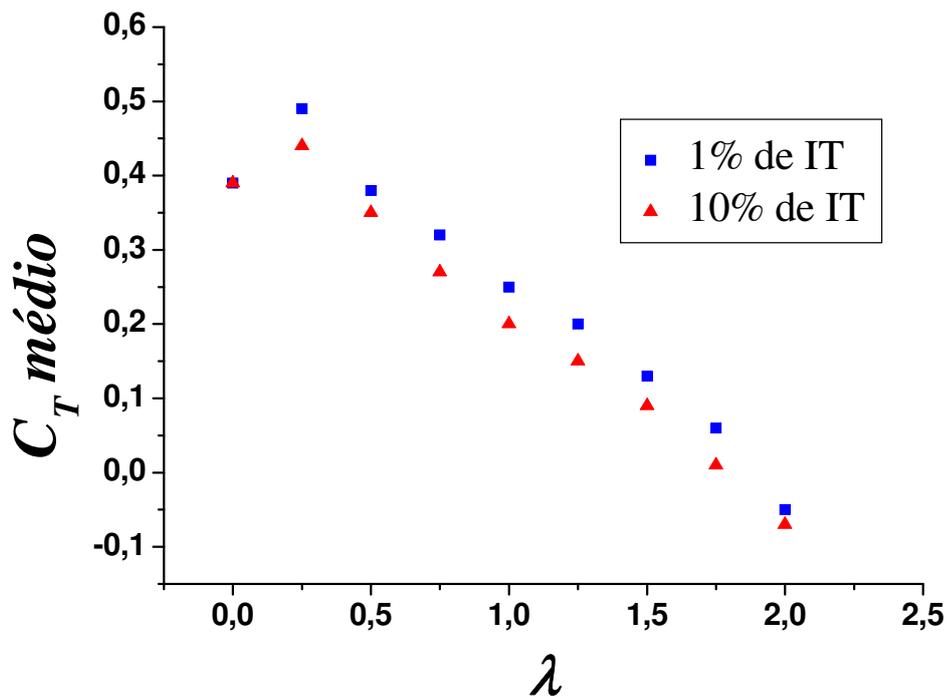


Figura 4.1 – Coeficiente de torque médio em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 867.000$

Simulações também são realizadas para verificar a influência do número de Reynolds na performance de turbinas Savonius. Para isso simula-se a operação do rotor Savonius livre para diferentes velocidades de vento e, também, para um valor de diâmetro de rotor dez vezes menor do que o escolhido, ou seja, com 10 cm de diâmetro. O número de Reynolds é calculado pela Equação (2.9) e as condições de contorno da turbulência são ajustadas ao novo

tamanho de diâmetro através da Equação (3.19). O domínio de cálculo e a malha utilizados para a simulação do rotor Savonius de menor diâmetro tiveram todas as suas dimensões reduzidas em dez vezes.

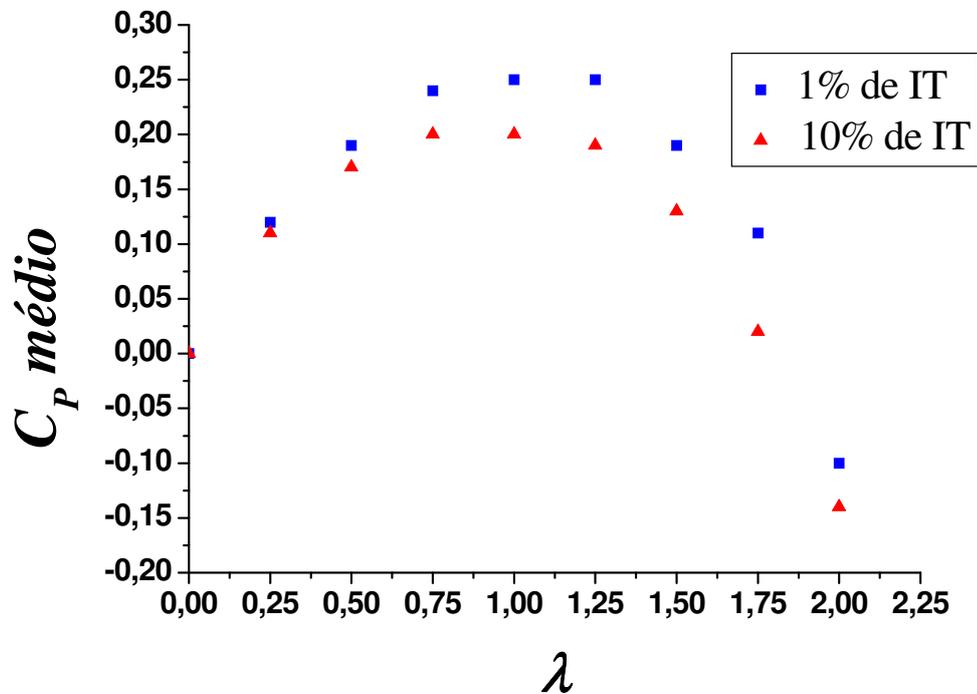


Figura 4.2 – Coeficiente de potência médio em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 867.000$

Os valores obtidos para os coeficientes de torque e de potência médios em função da razão de velocidade de ponta do rotor e do valor do número de Reynolds podem ser observados nas Figuras 4.3 e 4.4. Pode-se verificar, através dessas figuras, que, tanto pela variação do número de Reynolds através do diâmetro de rotor como através da variação pela modificação da velocidade do vento, há alteração nos valores para os coeficientes aerodinâmicos.

Segundo Blackwell et al., 1977, o aumento na performance de um rotor Savonius com o aumento do número de Reynolds se deve ao retardo da separação da camada limite sobre a parte convexa das pás, que aumenta a recuperação de pressão na parte posterior das pás, diminuindo o arrasto de pressão sobre a pá de retorno e aumentando o torque no rotor. Esse fenômeno fica mais evidente para baixas posições angulares. Para melhor analisar esse fato, simulações são realizadas para o rotor em condição estática e na posição angular de 0° . Os valores obtidos dessas simulações encontram-se na Tabela 4.2 e nas Figuras 4.5 e 4.6.

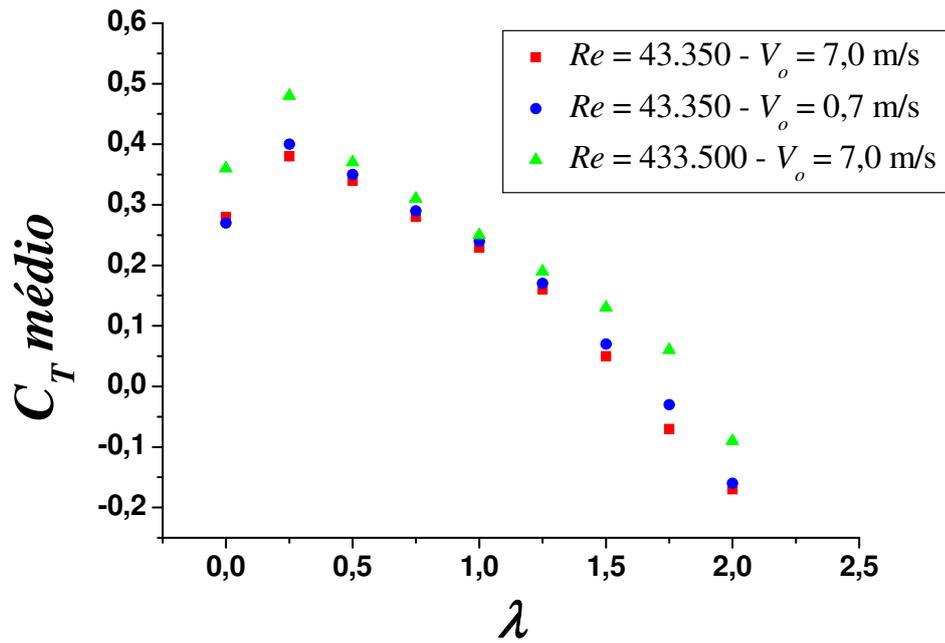


Figura 4.3 – Influência do número de Reynolds no coeficiente de torque médio

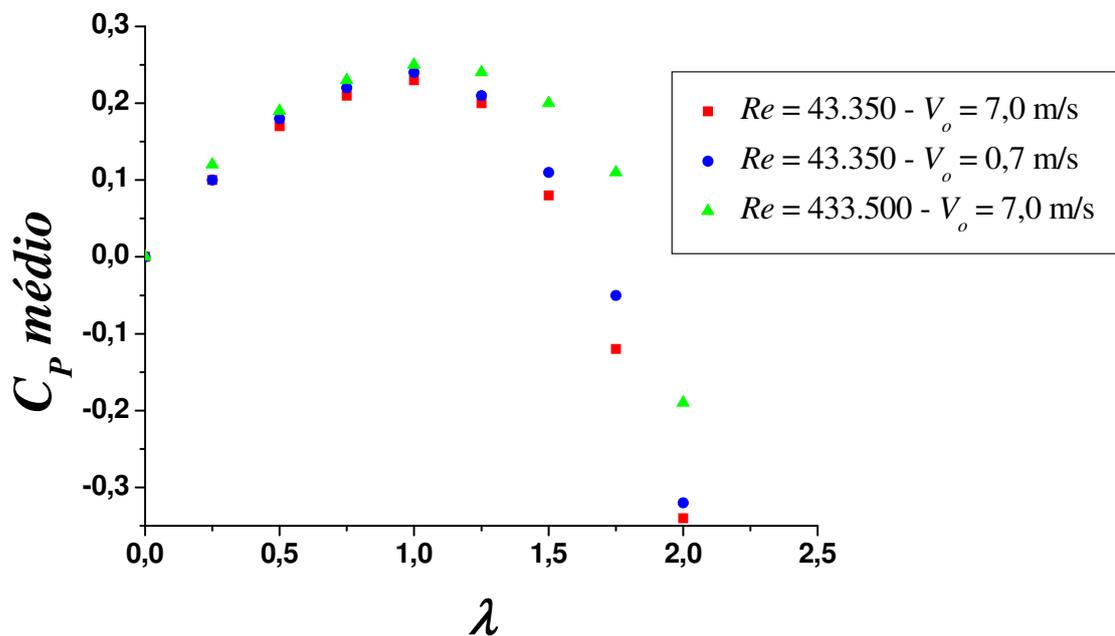


Figura 4.4 – Influência do número de Reynolds no coeficiente de potência médio

Na Tabela 4.2, pode-se observar o aumento obtido no coeficiente de torque estático com o aumento do número de Reynolds. Esse aumento pode ser analisado através das Figuras 4.5 e 4.6, que exibem a pressão calculada nos volumes sobre as superfícies das pás do rotor.

Nessas figuras, observa-se a maior recuperação de pressão sobre a parte convexa das pás no escoamento com número de Reynolds maior. Num escoamento com número de Reynolds alto, as partículas fluidas têm maior energia cinética próximo à superfície e isso ocasiona um retardo da separação da camada limite sobre as pás do rotor, proporcionando uma maior recuperação de pressão que pode ser observada nas figuras.

Tabela 4.2 – Efeito do número de Reynolds no coeficiente de torque estático para $\theta = 0^\circ$

Re	C_T
43.350	0,09
216.750	0,17
433.500	0,20
650.250	0,21
867.000	0,22

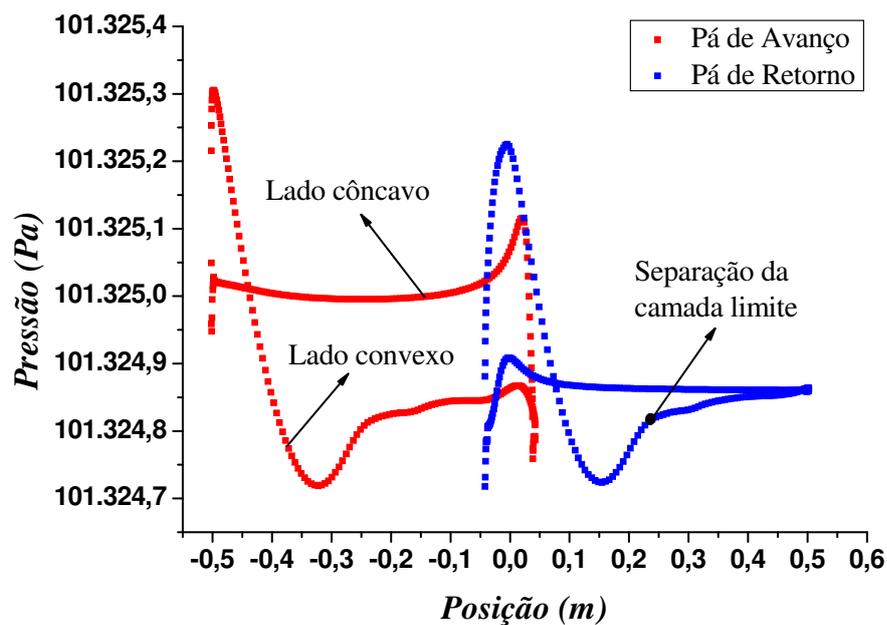


Figura 4.5 – Pressão sobre as pás do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 43.350$

Pela observação das Figuras 4.5 e 4.6, percebe-se que o retardo da separação da camada limite reduz o arrasto não somente na pá de retorno como também na pá de avanço. Com isso, a força de sustentação, originada pela diferença de pressão entre os lados côncavo e convexo de uma pá, nessa posição angular, torna-se mais significativa no valor da força resultante. Como a força de sustentação nessa posição angular é orientada de maneira a

formar um ângulo de 90° com o raio da turbina, um torque maior é transmitido ao eixo do rotor, de acordo com a Equação (2.5).

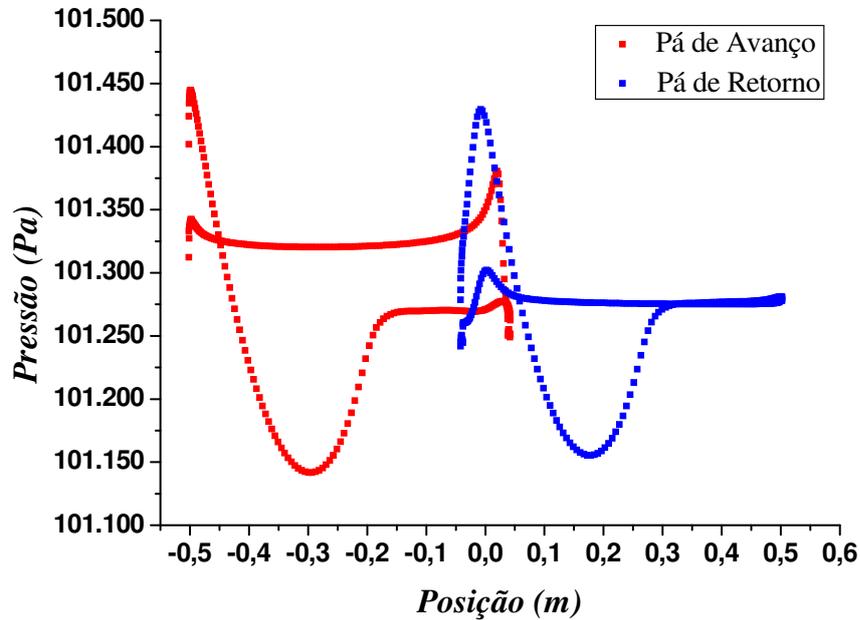


Figura 4.6 – Pressão sobre as pás do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 867.000$

A separação da camada limite sobre a parte convexa da pá de avanço de um rotor Savonius estático em θ de 0° , com diâmetro reduzido para 10 cm, em vento de velocidade não perturbada de 7 m/s, pode ser observada por meio de vetores da velocidade na Figura 4.7.

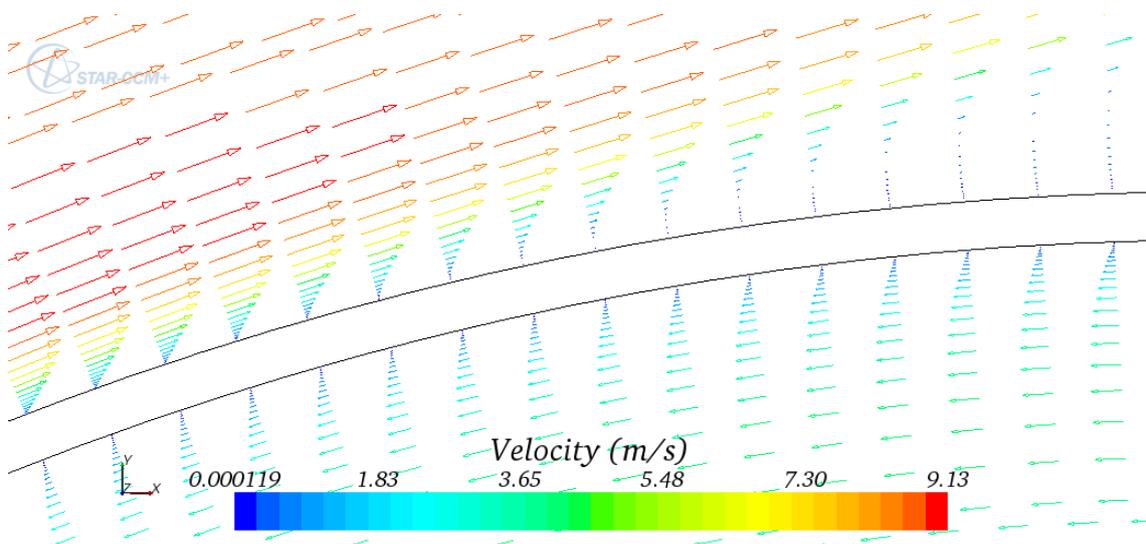


Figura 4.7 – Separação da camada limite sobre a pá de avanço do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 43.350$ e $d_r = 0,1$ m

4.2 Parâmetros Gerais de Operação para o Rotor Savonius sem Estator

Na Figura 4.8, são exibidos os valores do coeficiente de torque estático em função da posição angular, obtidos para o rotor Savonius de único estágio, juntamente com resultados experimentais e numéricos discutidos por Menet e Cottier, 2003, para um rotor semelhante. Analisando os resultados apresentados nessa figura, pode-se concluir que eles são representativos do fenômeno estudado. Também, verifica-se que o coeficiente de torque do rotor aumenta conforme o número de Reynolds cresce.

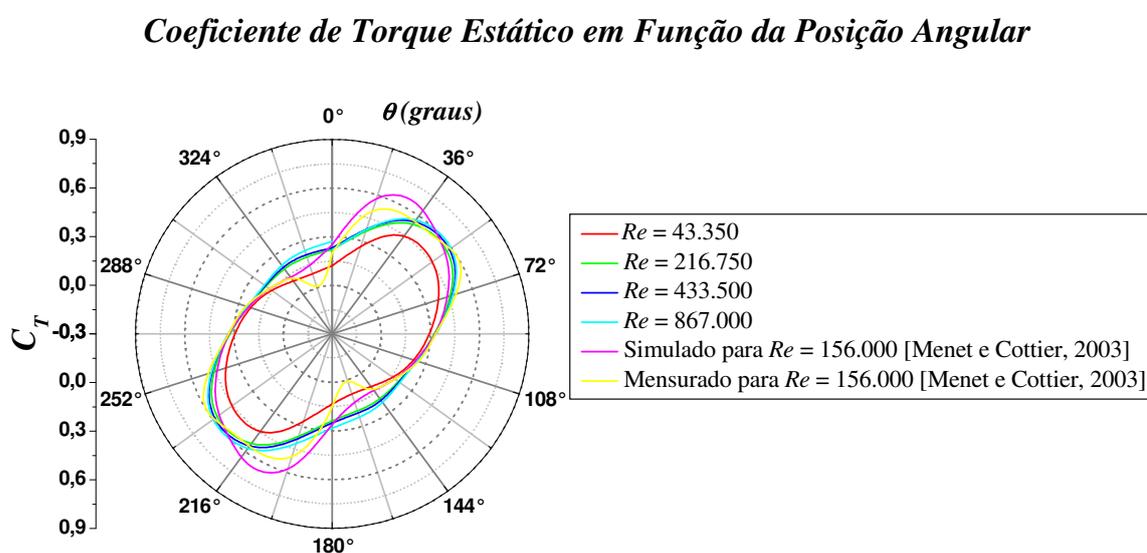


Figura 4.8 – Coeficiente de torque estático em função da posição angular

As maiores divergências encontradas entre os valores simulados no presente trabalho e os valores indicados por Menet e Cottier, 2003, na Figura 4.8, ocorrem para as posições angulares de 27° e 207° . Tal divergência ocorre principalmente devido ao fato que nesse trabalho somente são simuladas (por motivos discutidos na seção 3.2.4) as posições angulares de 0° , 30° , 60° , 90° , 120° e 150° . Para uma maior precisão na obtenção desses parâmetros estáticos, simulações em regime transiente e com menor variação angular entre as verificações de valores devem ser realizadas. Essa tarefa demanda um tempo computacional muito maior e pode constituir, até, o tema principal de um estudo independente.

O comportamento das forças atuantes sobre o rotor também é estimado com as simulações dos parâmetros estáticos. As forças são obtidas a partir das Equações (3.4) e (3.5). Na Equação (3.4), o valor de n_D é especificado como $\langle 1;0;0 \rangle$ para o cálculo das forças de arrasto e como $\langle 0;1;0 \rangle$ no cálculo das forças de sustentação. Assim, considera-se como uma

força de arrasto positiva aquela cuja orientação se dá no sentido do escoamento e considera-se como uma força de sustentação positiva aquela que é orientada à direita do rotor Savonius. Na Figura 4.9, um esquema explicativo ajuda a esclarecer o comportamento obtido para a variação das forças sobre o rotor estático de único estágio em função da posição angular da pá de avanço.

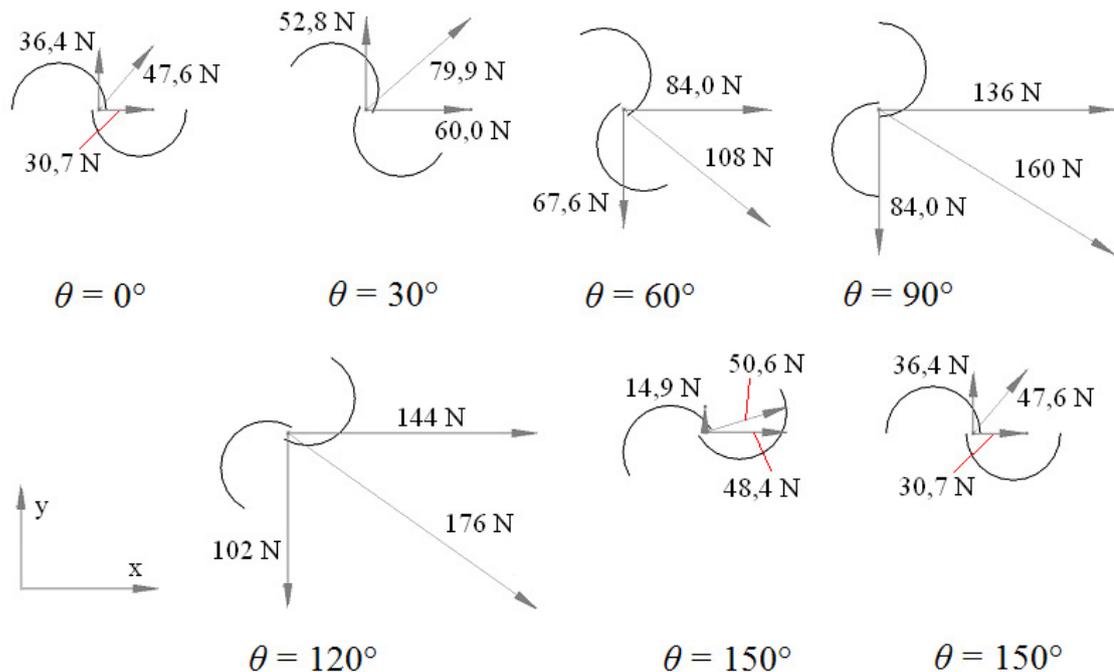


Figura 4.9 – Forças sobre o rotor Savonius de único estágio, na condição estática, em função da posição angular, para $V_o = 7,0$ m/s e $d_r = 1,0$ m

Pela Figura 4.9, pode-se perceber que existe uma grande variação no sentido e no módulo da força resultante sobre o rotor Savonius em função da posição angular da pá de avanço. Também se observa que essa variação é cíclica quando θ varia de 0° a 360° . Isso se deve a exposição de diferentes contornos do rotor ao escoamento quando o valor de θ se altera. Uma solução para suavizar essas mudanças bruscas que ocorrem nas forças sobre o rotor com a alteração da posição angular é o uso de mais estágios conectados ao eixo do rotor. As características do escoamento, que proporcionam essas forças, podem ser analisadas através das Figuras 4.10 e 4.11.

Na Figura 4.11, pode-se observar que nas posições angulares de 30° , 60° , 90° e 120° há uma grande diferença de pressão entre o lado côncavo e o convexo da pá de avanço do rotor Savonius devido ao escoamento que incide sobre a mesma. Esse aumento de pressão é

acompanhado pela diminuição brusca do escoamento de ar sobre essa pá, conforme se pode observar na Figura 4.10. Essa característica do escoamento para essas posições angulares proporciona um torque do rotor extremamente dependente das forças de arrasto sobre a pá de avanço. No entanto, para as demais posições angulares, conforme as Figuras 4.10 e 4.11, as recirculações que ocorrem nas proximidades dos lados côncavos das pás e o escoamento de Coanda que surge sobre os lados convexos das mesmas são os responsáveis pelo surgimento de forças de sustentação que mantêm o torque do dispositivo em níveis satisfatórios mesmo para baixas forças de arrasto.

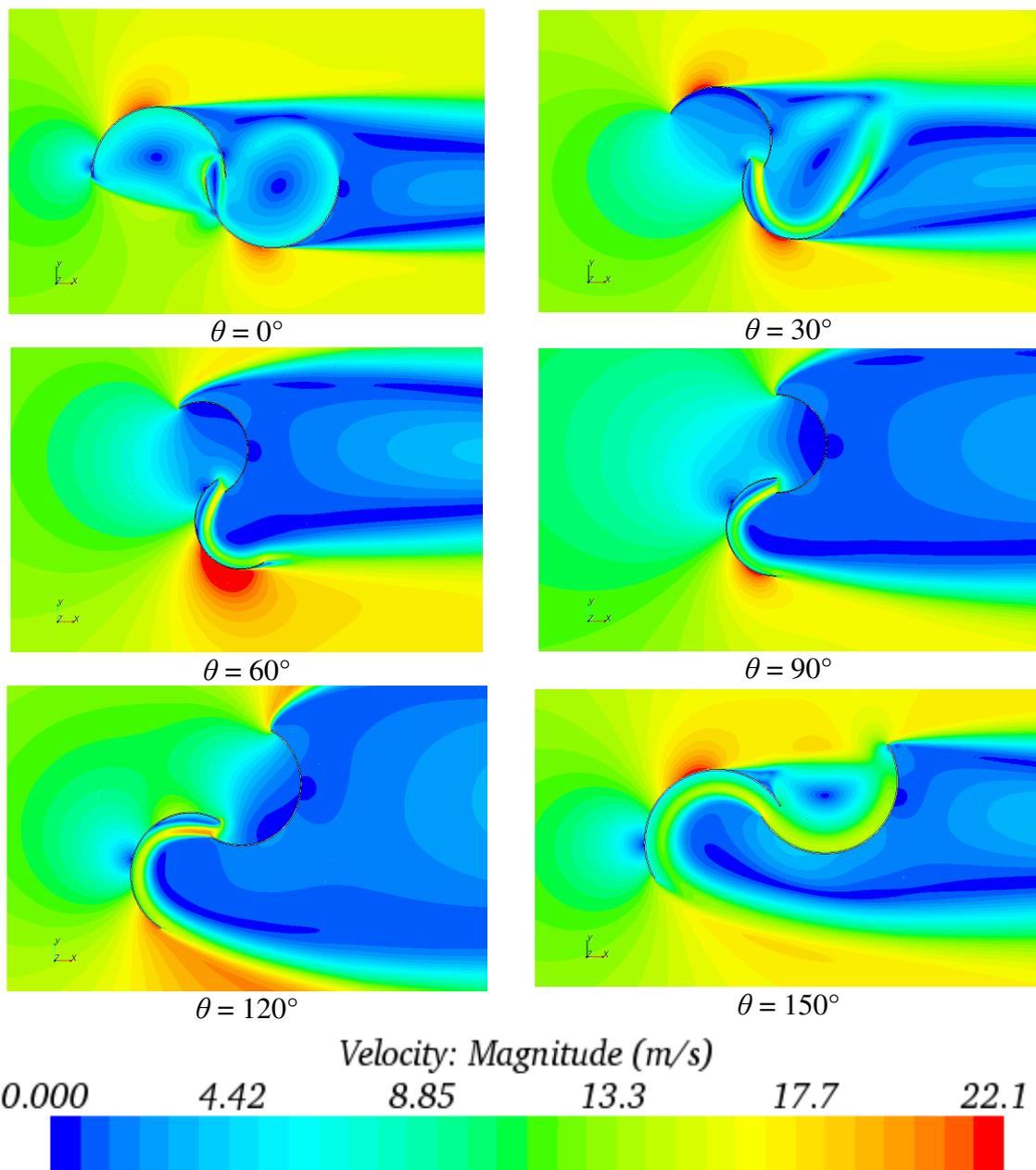


Figura 4.10 – Campo de velocidades no escoamento com o rotor estático e $Re = 867.000$

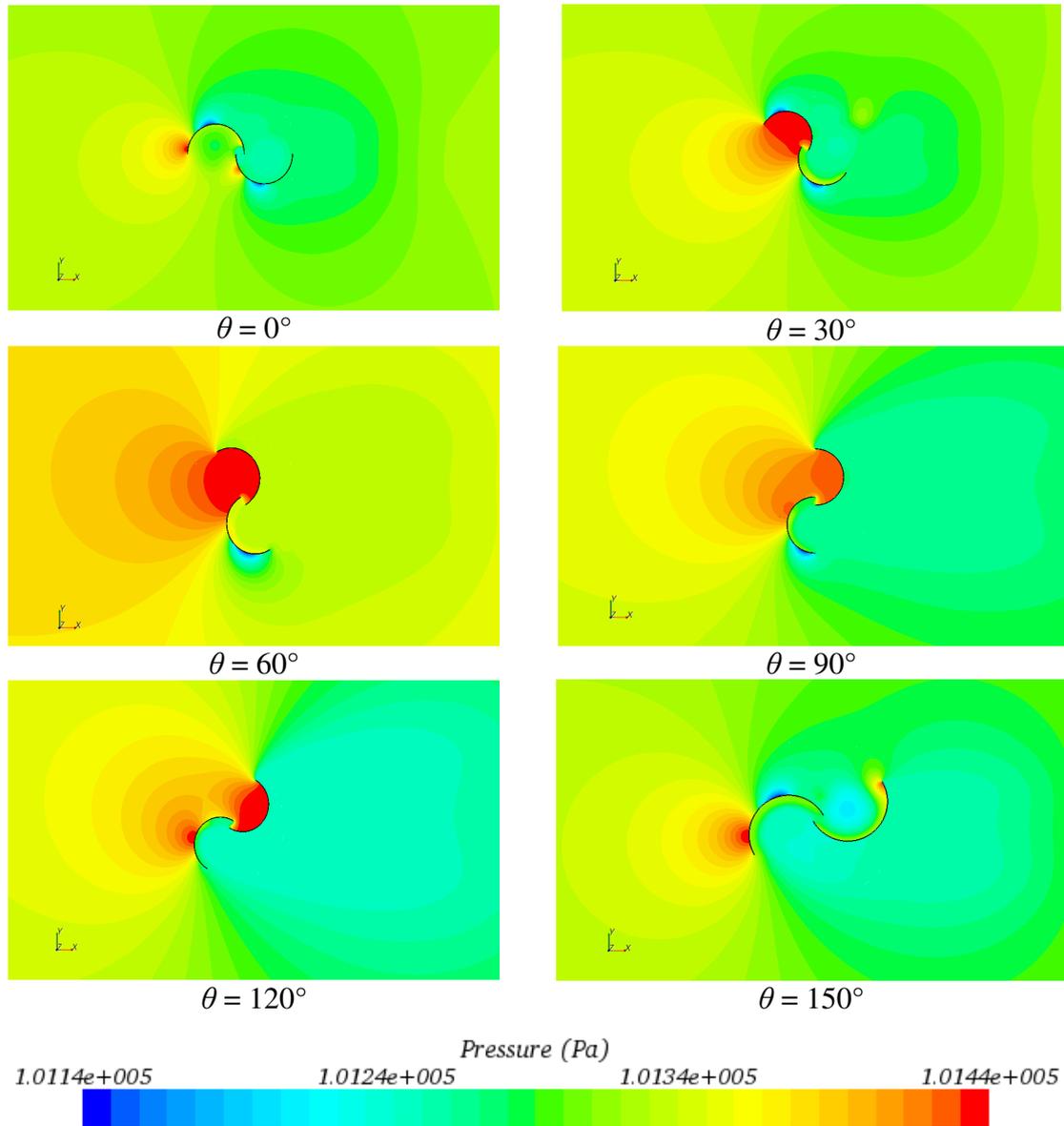


Figura 4.11 – Campo de pressão no escoamento com o rotor estático e $Re = 867.000$

O máximo torque obtido pelo rotor Savonius estático ocorre para posições angulares próximas a 60° . Nessas posições, ocorre a melhor combinação entre as forças de arrasto e de sustentação sobre as pás, o que proporciona torques maiores. O escoamento de ar oriundo do lado côncavo da pá de avanço para o lado côncavo da pá de retorno, através do espaçamento entre as pás, também é máximo para essas posições, colaborando para o aumento do torque do rotor. Esse escoamento através do espaçamento entre as pás do rotor é o responsável pela manutenção da pressão no lado côncavo da pá de retorno em níveis satisfatórios, para que o arrasto de pressão sobre essa pá não seja muito acentuado. O escoamento através do espaçamento entre as pás e as linhas de corrente no escoamento sobre o rotor podem ser visualizados através das Figuras 4.12 e 4.13, respectivamente.

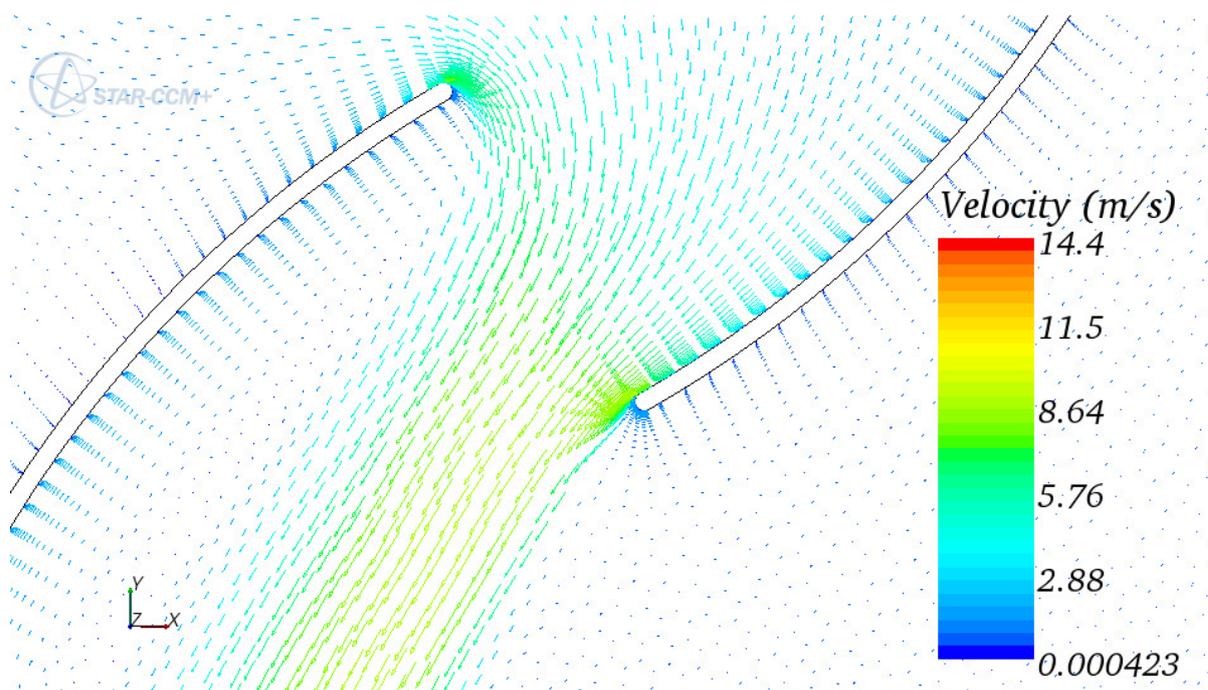


Figura 4.12 – Vetores de velocidade no escoamento através do espaçamento entre as pás do rotor estático para $\theta = 60^\circ$ e $Re = 433.500$

Nas simulações com o rotor Savonius em rotação, curvas como as presentes nas Figuras 4.14 e 4.15, que relacionam parâmetros de operação com a posição angular da pá de avanço, são obtidas. Na Figura 4.14, a variação do coeficiente de torque dinâmico em função da posição angular pode ser analisada. Por essa figura, pode-se observar que ocorre uma redução na transferência de quantidade de movimento média da corrente de ar para o rotor quando a velocidade angular do mesmo é alta. Isso se repercute em uma redução no coeficiente de potência médio do rotor, conforme a Figura 4.15. Essa redução de potência se deve ao fato de que as pás do rotor, para altas razões de velocidade de ponta, possuem uma velocidade maior do que a velocidade das partículas fluidas da corrente de ar. Com isso, as pás do rotor, em certas posições angulares, promovem transferência de quantidade de movimento do rotor para a corrente fluida, pelo choque das mesmas com as partículas fluidas.

A transferência de quantidade de movimento invertida acontece porque o rotor foi considerado como tendo velocidade angular fixa. Com isso, para certas condições de razão de velocidade de ponta e de posição angular, o rotor comporta-se como se estivesse sendo motorizado. Numa operação real, isso aconteceria caso o rotor estivesse operando acoplado a uma máquina de indução. Outra característica que pode ser constatada nas figuras é a presença de valores de coeficiente de potência superiores ao limite de Betz ($C_P = 16/27$) quando, no mesmo ciclo de operação, existem coeficientes de potência inferiores a zero. Com

isso, o coeficiente de potência não poderá mais ser considerado como o rendimento do sistema, pois o rotor, quando transfere quantidade de movimento à corrente fluida, funciona como uma fonte de energia ao sistema. O rotor acelera a corrente de ar em determinadas posições angulares e recebe, em outras posições angulares, parte da energia da corrente de ar acrescida da energia que ele próprio adicionou.

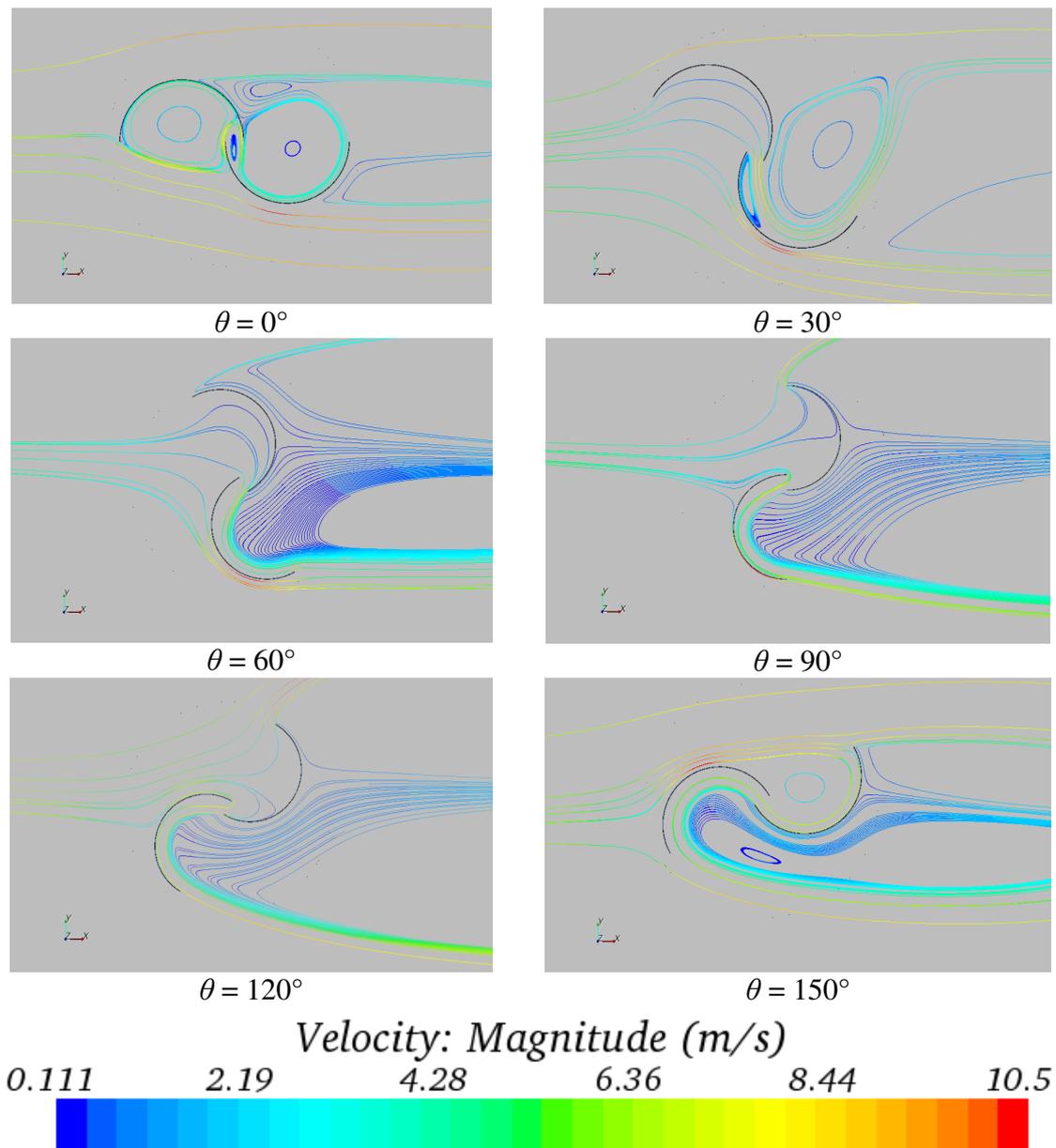


Figura 4.13 – Linhas de corrente no escoamento com o rotor estático e $Re = 433.500$

Curvas de valores para os parâmetros de operação do rotor em função da posição angular, semelhantes às exibidas nas Figuras 4.14 e 4.15, são obtidas como artifício para obter os valores médios ao longo de um ciclo de operação para o rotor Savonius. Conforme esquema

da Figura 2.16, é muito mais vantajosa a operação com velocidade angular variável, a fim de ajustar a operação sempre ao máximo rendimento possível para cada condição de operação. Contudo, simular o rotor operando em velocidade angular variável é muito mais complexo. Além disso, o uso da velocidade angular como uma condição de contorno evita erros no cálculo da mesma. Com isso, somente se tem erros de cálculo para o coeficiente de torque. O erro no cálculo do coeficiente de potência é o mesmo que no cálculo do coeficiente de torque.

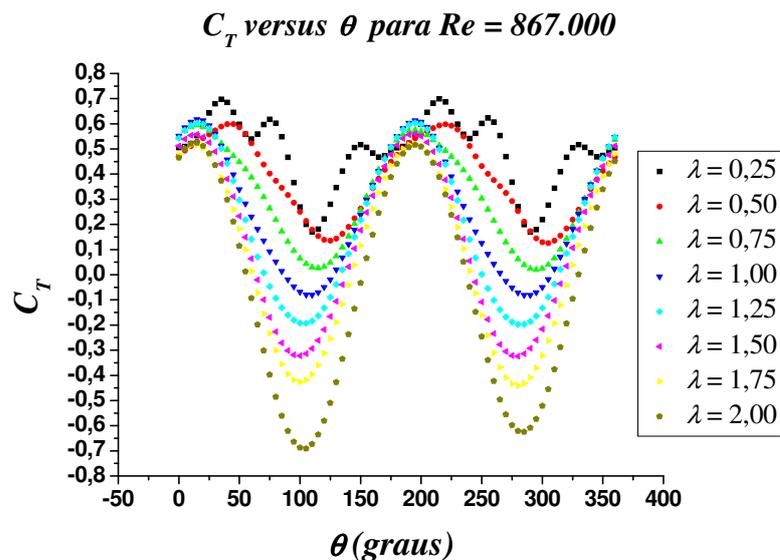


Figura 4.14 – Variação do ciclo de coeficiente de torque em função da razão de velocidade de ponta para $Re = 867.000$

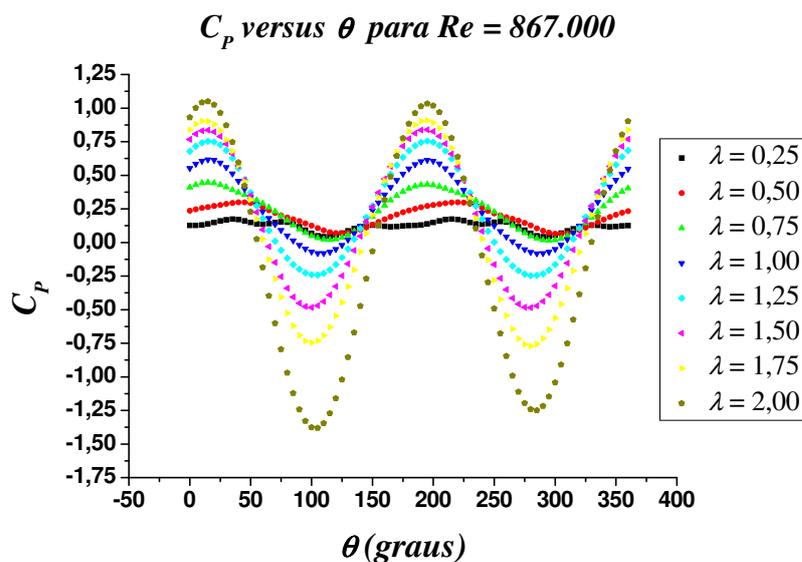


Figura 4.15 – Variação do ciclo de coeficiente de potência em função da razão de velocidade de ponta para $Re = 867.000$

A partir das simulações realizadas, curvas de torque e de potência médios ao longo dos ciclos de operação em função da velocidade angular são obtidas. Tais curvas encontram-se nas Figuras 4.16 e 4.17. Com elas, é possível obter informações úteis ao projeto do sistema de geração, conforme esquema da Figura 2.16.

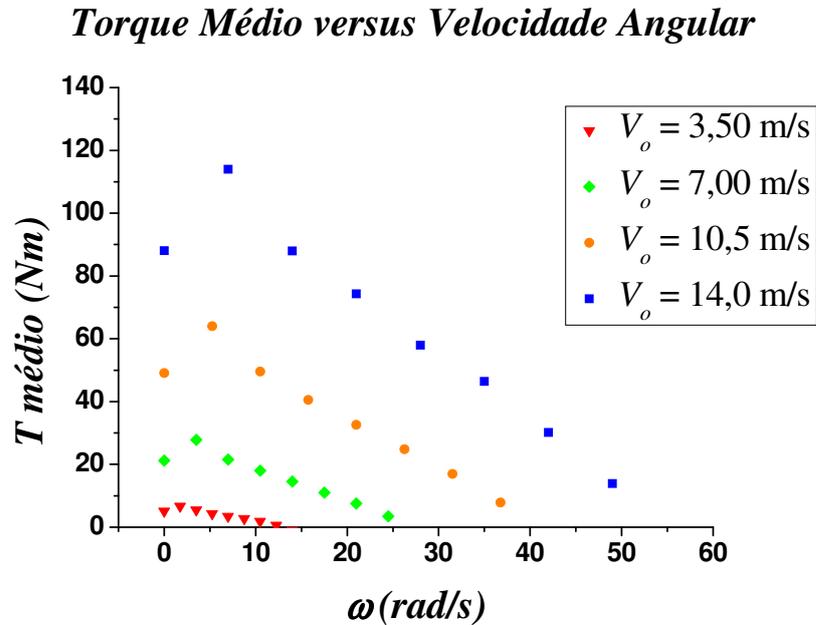


Figura 4.16 – Variação do torque médio ao longo de uma rotação em função da velocidade angular e da velocidade não perturbada do vento

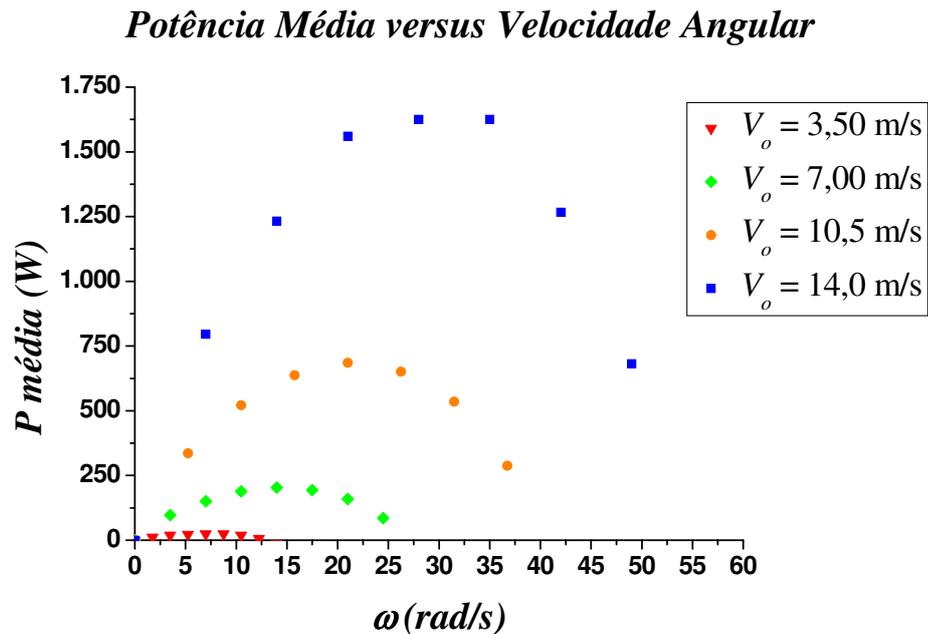


Figura 4.17 – Variação da potência média ao longo de uma rotação em função da velocidade angular e da velocidade não perturbada do vento

É possível obter um maior refinamento das curvas presentes nas Figuras 4.16 e 4.17, a partir da realização de um maior número de simulações, para um número maior de velocidades angulares e de valores para a velocidade de vento não perturbado. O valor de torque médio para velocidade angular nula, presente nessas curvas, é obtido através da média dos valores de torque estático simulados ao longo das posições angulares da pá de avanço. Os valores de torque e de potência médios negativos são desconsiderados nessas curvas por não serem úteis na geração de energia por meio de recursos eólicos. As curvas presentes nas Figuras 4.16 e 4.17 são muito úteis no projeto de um sistema com o uso de um rotor com as mesmas dimensões do rotor estudado no presente trabalho. Contudo, para que elas possam ser utilizadas com sucesso no projeto ou na comparação com outros rotores Savonius, uma adimensionalização, conforme a Equação (2.7), deve ser realizada. Essa adimensionalização gera curvas semelhantes às exibidas nas Figuras 4.18 e 4.19, para os coeficientes de torque e de potência médios em função da razão de velocidade de ponta e do número de Reynolds.

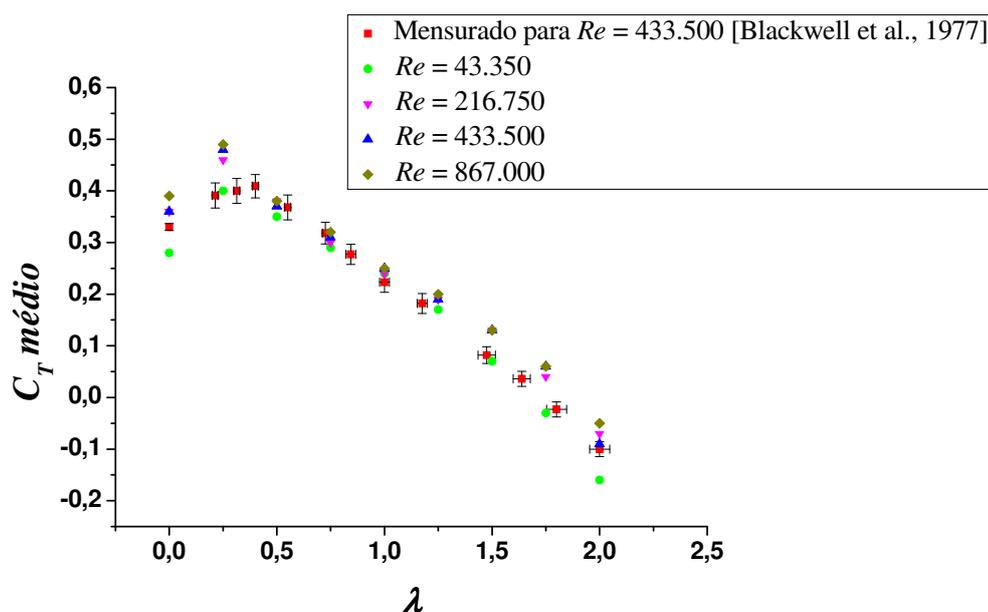


Figura 4.18 – Coeficiente de torque médio ao longo de uma rotação *versus* a razão de velocidade de ponta do rotor

Os valores obtidos para os coeficientes de torque e de potência médios em função da razão de velocidade de ponta do rotor, exibidos nas Figuras 4.18 e 4.19, são representativas da operação de uma turbina eólica como a Savonius e divergem pouco de resultados experimentais como os obtidos por Blackwell et al., 1977. Observando essas figuras, pode-se verificar que ocorre uma divergência mais acentuada em relação aos valores de Blackwell et

al., 1977, para altos e baixos valores de razão de velocidade de ponta. Contudo, na faixa de valores de razão de velocidade de ponta próximos a unidade a divergência em relação aos valores de Blackwell et al., 1977, é pequena, estando abaixo da margem de erro de tal estudo, representada pelas barras de incerteza exibidas nas figuras. Nessa faixa de valores de razão de velocidade de ponta, se obtém o melhor desempenho para geração de energia, sendo ela mais útil em projetos nos quais se visa o melhor aproveitamento dos recursos eólicos.

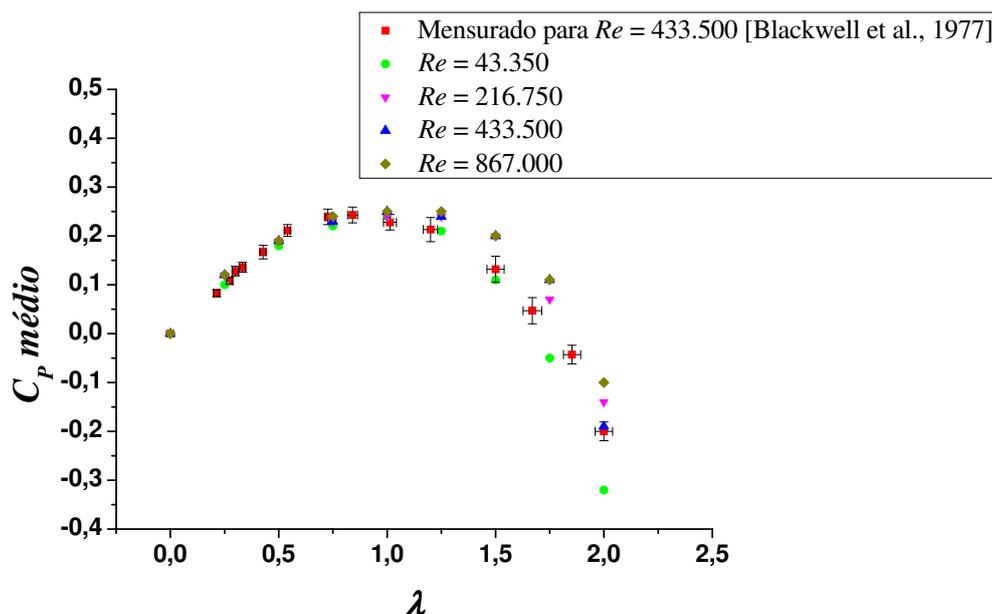


Figura 4.19 – Coeficiente de potência médio ao longo de uma rotação *versus* a razão de velocidade de ponta do rotor

Um estudo sobre o comportamento das forças atuantes no rotor em condições dinâmicas também é realizado. Nesse estudo, também se tem variação das forças ao longo das posições angulares, que pode ser diminuída com o uso de mais estágios conectados ao eixo da turbina. Para os valores médios dessas forças ao longo das posições angulares, se obtém um comportamento que pode ser resumido na representação gráfica da Figura 4.20, que indica a variação dos coeficientes médios de arrasto, C_A , e de sustentação, C_S , do rotor em função da razão de velocidade de ponta.

Os resultados apresentados na Figura 4.20 demonstram o aumento na força de sustentação sobre o rotor com o crescimento da velocidade angular, devido ao efeito Magnus, conforme é discutido em Komatinovic, 2006. Já, a força de arrasto sobre o rotor diminui na medida em que a velocidade angular do mesmo aumenta, de maneira semelhante ao que

acontece com o torque. Tal diminuição da magnitude da força de arrasto se deve à menor extração de energia cinética do escoamento com o aumento da rotação.

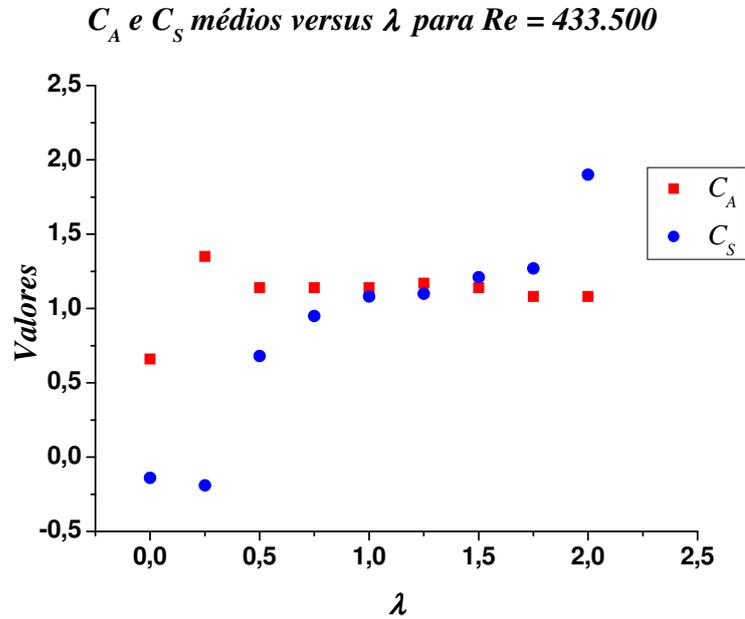


Figura 4.20 – Coeficientes de arrasto e de sustentação médios ao longo de uma rotação *versus* a razão de velocidade de ponta do rotor

Os resultados obtidos para os campos de pressão e de velocidades no escoamento sobre o rotor Savonius em condições dinâmicas podem ser resumidos nas Figuras 4.21, 4.22 e 4.23. Analisando essas figuras, podem-se perceber os mesmos fenômenos descritos por Nakajima et al., 2008a, através da Figura 2.5.

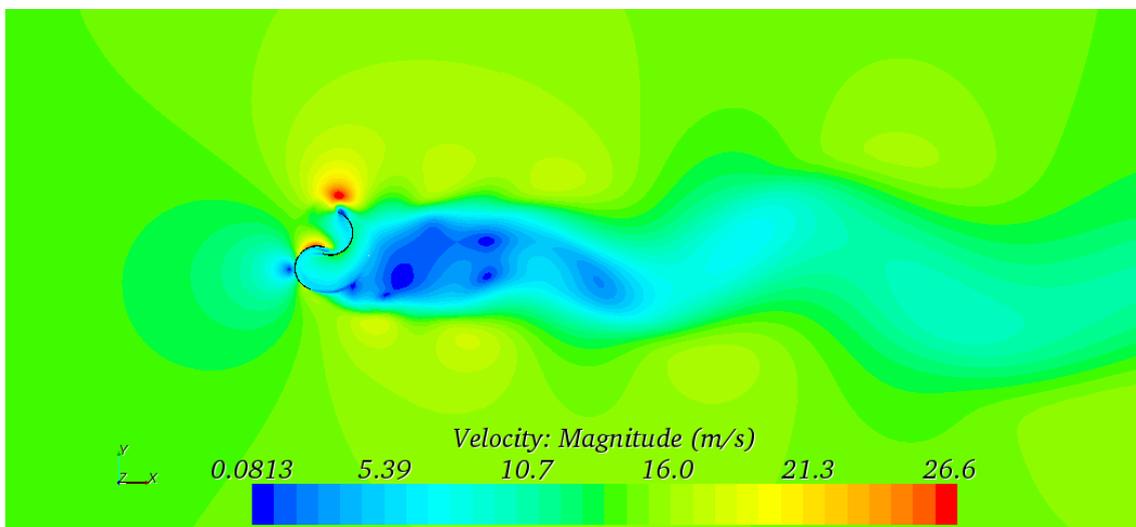


Figura 4.21 – Campo de velocidades para $\lambda = 1$, $\theta = 105^\circ$ e $Re = 867.000$

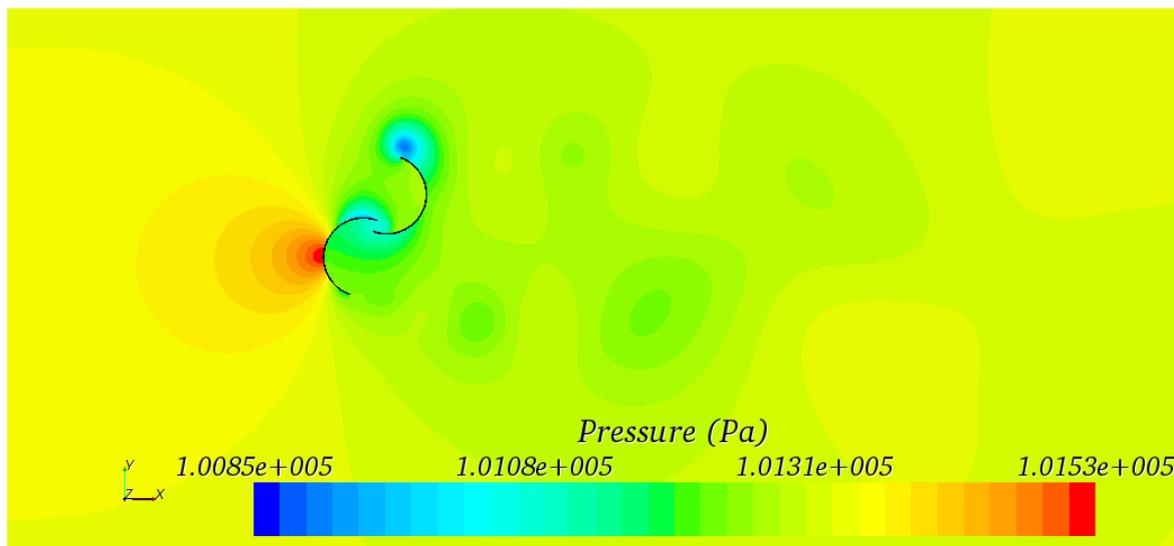


Figura 4.22 – Campo de pressão para $\lambda = 1$, $\theta = 105^\circ$ e $Re = 867.000$

4.3 O Efeito do Duplo Estágio na Performance do Rotor Savonius

O efeito de um duplo estágio nas características de operação de um rotor Savonius pode ser estimado conforme a metodologia explicada na seção 3.2.3 desse trabalho. O efeito do segundo estágio, conectado ao eixo do rotor e com seu ciclo defasado 90° em relação ao ciclo de trabalho do primeiro estágio, na performance de um rotor Savonius, pode ser analisado através da observação das representações gráficas das Figuras 4.24 e 4.25. Pode-se verificar que, com o uso do segundo estágio, o coeficiente de torque apresenta oscilações muito menores em torno do valor médio. O mesmo acontece para o coeficiente de potência e para as forças sobre o rotor.

4.4 O Efeito dos Estatores no Desempenho do Rotor Savonius

As simulações realizadas para a operação da turbina Savonius contendo os estatores considerados nesse trabalho resultam nos comportamentos para os coeficientes de torque e de potência médios exibidos nas Figuras 4.26 e 4.27. Analisando essas figuras, pode-se verificar que apenas as turbinas contendo o estator de formato cilíndrico de 3 aberturas e a turbina com o uso de 4 pás defletoras obtêm melhor performance do que o rotor Savonius sem estator, mas somente para algumas faixas de razão de velocidade de ponta.

As turbinas com o uso dos demais tipos de estatores considerados não apresentam melhoras de performance em relação à operação do rotor Savonius livre. Para razões de

velocidade de ponta bem baixas, existe a tendência de todas as turbinas com uso de estatores apresentarem coeficientes de potência com valores aproximados. Para altas razões de velocidade de ponta, a turbina com o uso de uma pá defletora apresenta maior coeficiente de potência do que um rotor Savonius livre. Contudo, tanto para altas como para baixas razões de velocidade de ponta do rotor, a melhora na performance não é satisfatória, devido ao rendimento da turbina ser baixo, o que não é atrativo para a geração de energia.

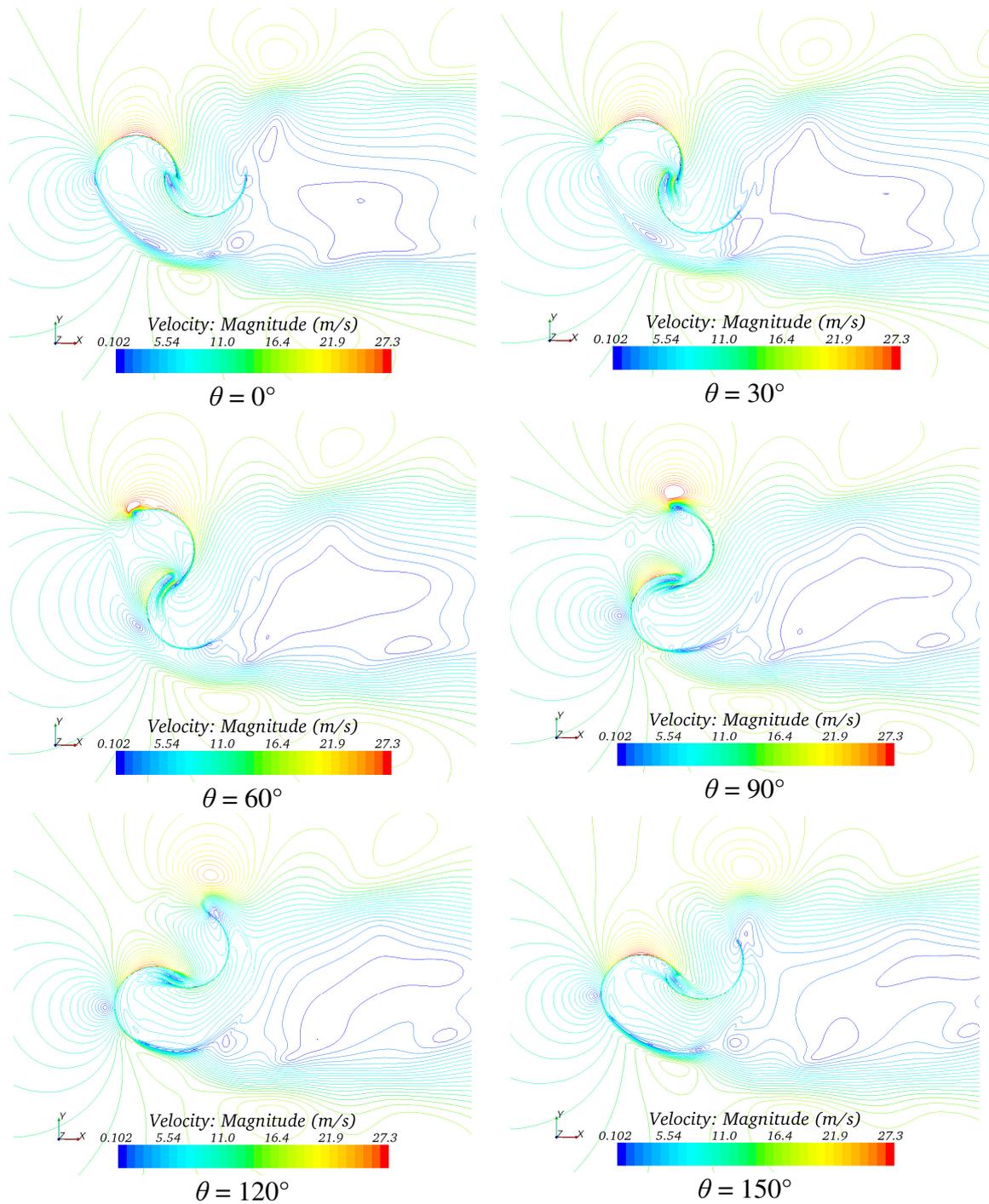


Figura 4.23 – Linhas de velocidade no escoamento sobre o rotor, para $\lambda = 1$ e $Re = 867.000$

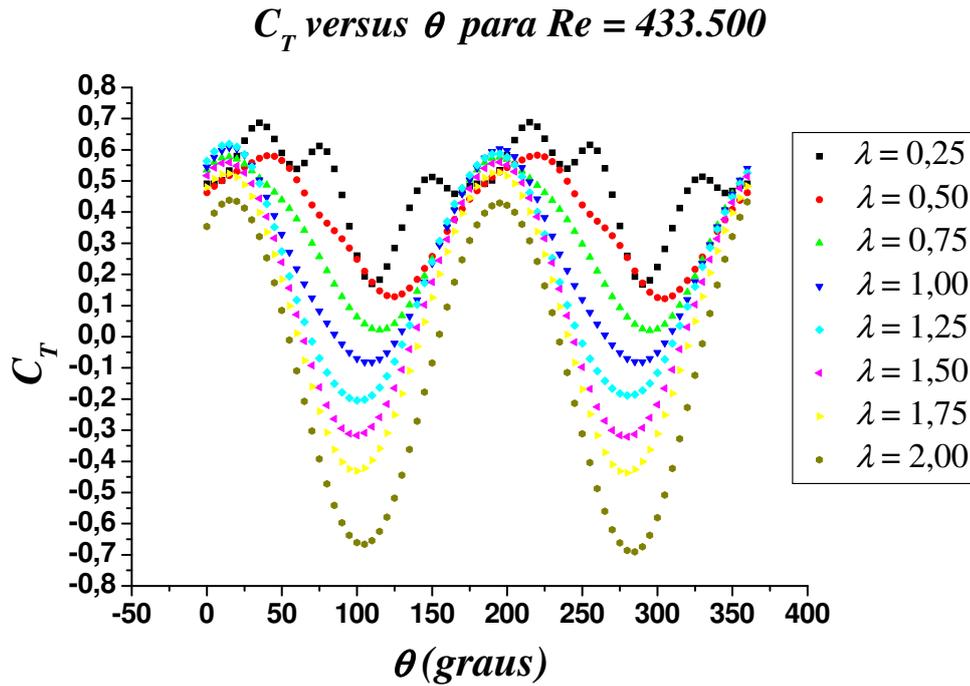


Figura 4.24 – Variação do ciclo de coeficiente de torque em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 433.500$ e um estágio

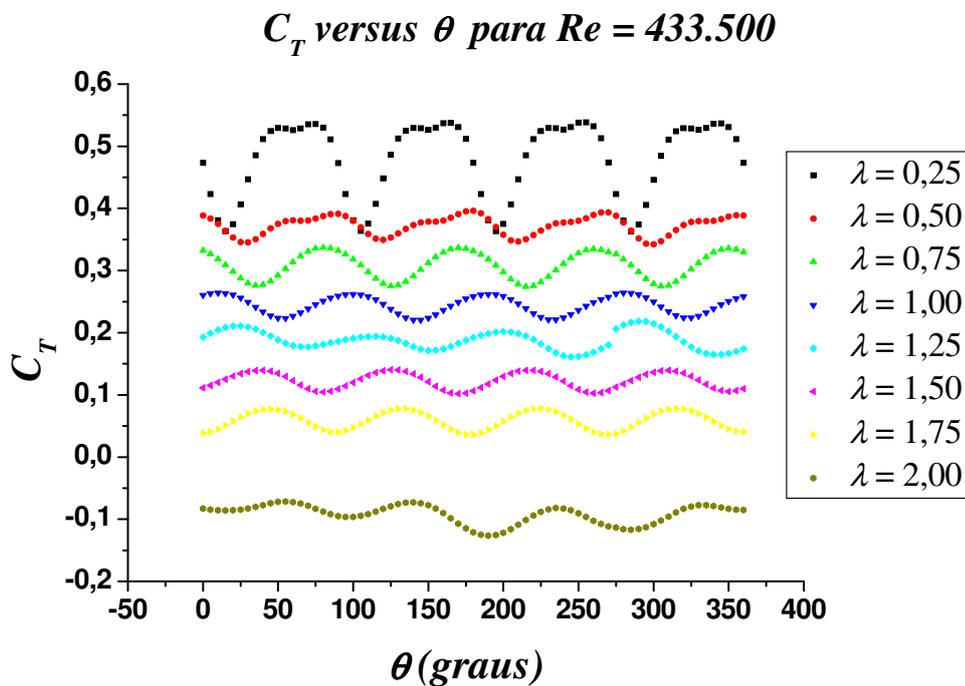


Figura 4.25 – Variação do ciclo de coeficiente de torque em função da razão de velocidade de ponta, para $Re = 433.500$ e dois estágios

A turbina com estator cilíndrico de 3 aberturas, com geometria semelhante à turbina estudada por Sabzevari, 1978, que é exibida na Figura 2.32, apresenta, em operação,

coeficientes de torque e de potência médios superiores aos apresentados pelo rotor Savonius livre. Essa superioridade ocorre apenas para as razões de velocidade de ponta de 0,25 a 0,75. Para as demais razões de velocidade de ponta não ocorre melhoras com o uso desse tipo de estator. O aumento que ocorre na performance da turbina com o uso desse tipo de estator é bem pequena e não ocorre na faixa dos mais altos coeficientes de potência obtidos pelo rotor Savonius livre. O aumento que se obtém no presente trabalho também difere muito do aumento obtido por Sabzevari, 1978, exibido na Figura 2.32. Essa diferença entre os resultados pode ser claramente explicada pela maneira como Sabzevari obteve os valores para V_o . Sabzevari atribuiu o valor da velocidade média na entrada do estator como sendo o valor da velocidade não perturbada. Contudo, como se pode observar na Figura 4.28, que exibe o campo de velocidades no escoamento sobre esse tipo de turbina, a velocidade na entrada do estator possui um valor muito inferior ao valor da velocidade não perturbada, que é considerada no presente trabalho como aquela que ocorre na entrada do domínio, longe das perturbações causadas pelo estator e pelo rotor. Dessa forma, um valor menor do que o de fato, introduzido no denominador da Equação (2.7), proporciona valores muito superiores aos reais para os coeficientes de potência.

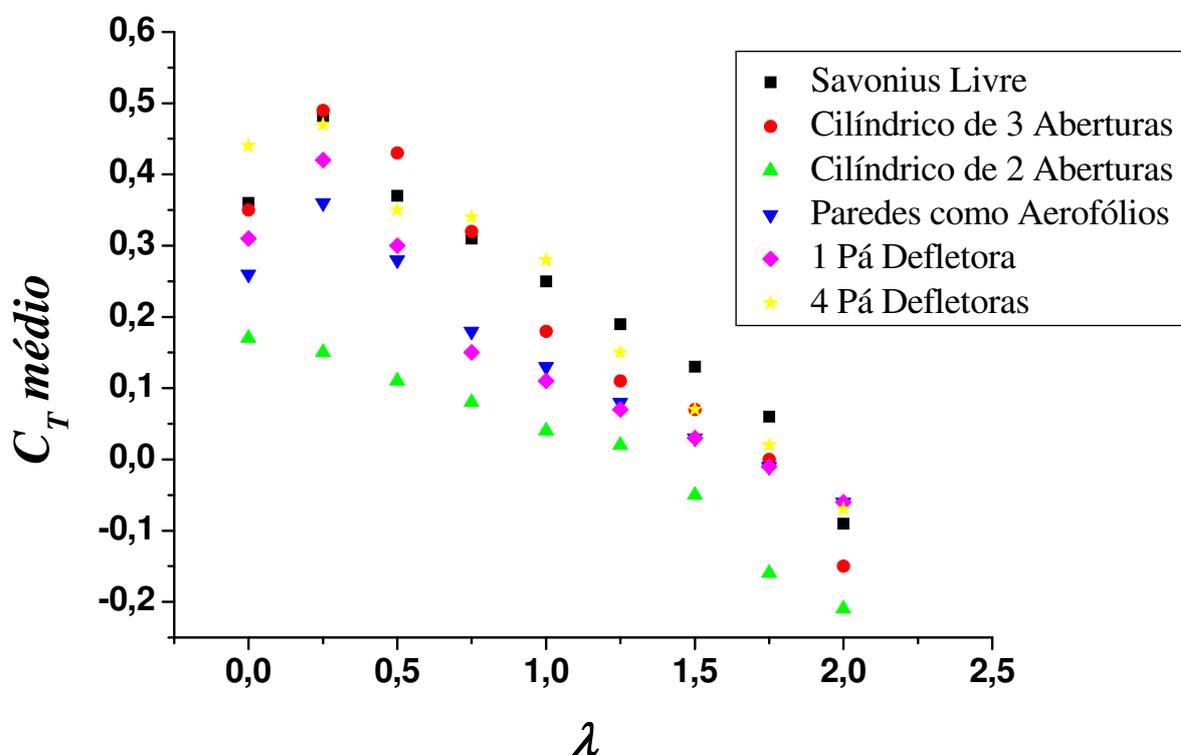


Figura 4.26 – Coeficiente de torque médio *versus* razão de velocidade de ponta, para várias turbinas com estatores e $Re = 433.500$

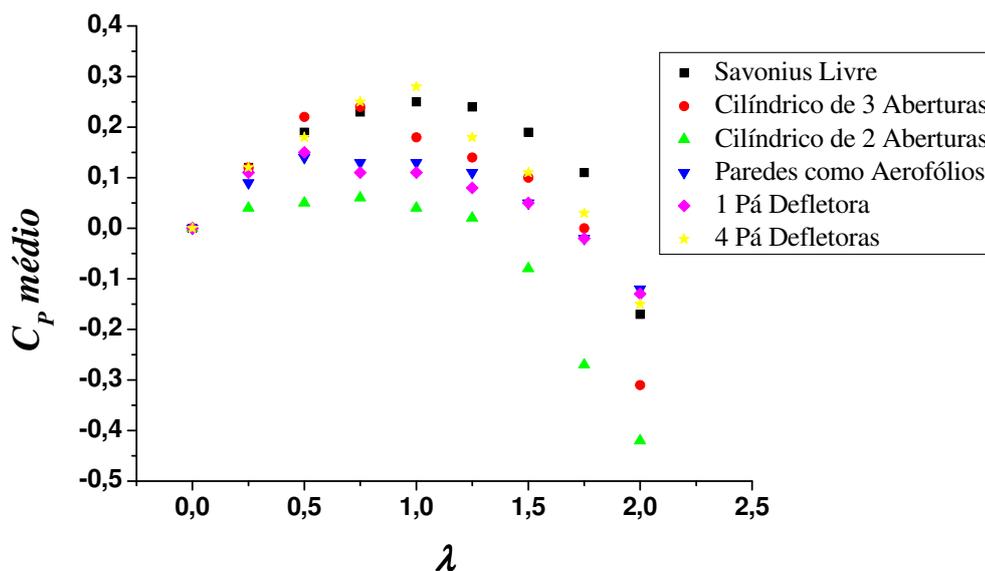


Figura 4.27 – Coeficiente de potência médio *versus* razão de velocidade de ponta, para várias turbinas com estatores e $Re = 433.500$

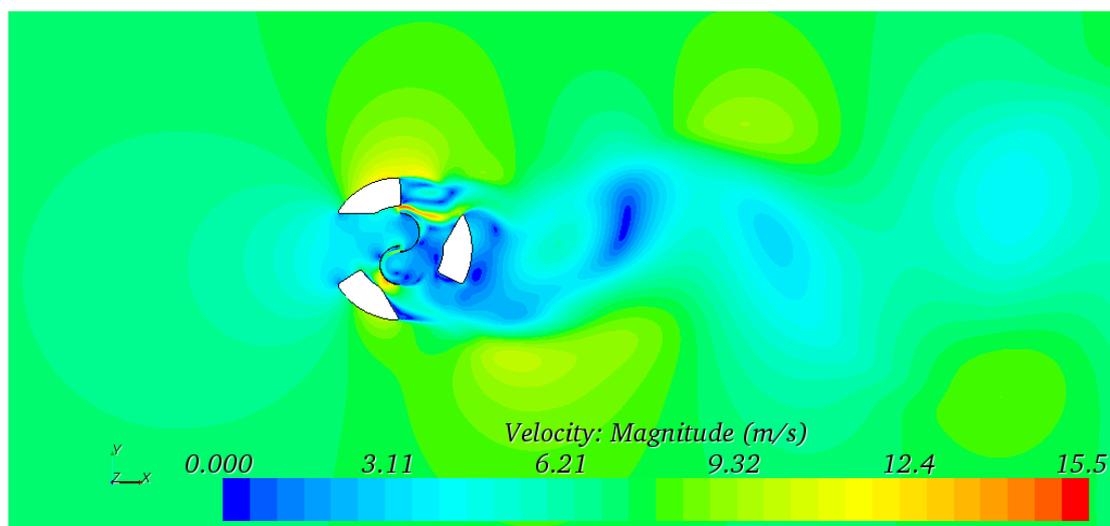


Figura 4.28 – Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator cilíndrico de 3 aberturas, para $\lambda = 0,5$; $\theta = 265^\circ$ e $Re = 433.500$

No uso de uma turbina Savonius com estator de formato cilíndrico de 2 aberturas, não se obtém melhora nos coeficientes de torque e de potência médios. As dimensões do estator dessa configuração de turbina promovem um intenso bloqueio a corrente de ar, conforme se pode analisar na Figura 4.29. As recirculações que surgem à jusante do estator, na operação, prejudicam a passagem da corrente de ar através do interior do estator, diminuindo o fluxo de massa e, por conseqüência, a potência do rotor. Ao contrário do que é discutido por

Sabzevari, 1978, o uso de uma turbina com esse tipo de estator não apresenta performance superior às turbinas que utilizam estatores cilíndricos de 3 aberturas.

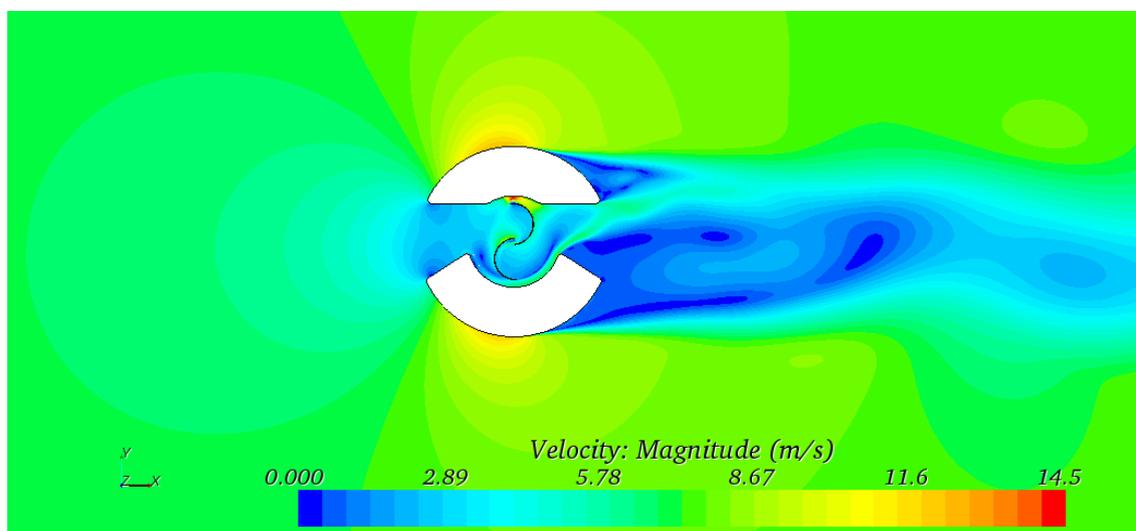


Figura 4.29 – Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator cilíndrico de 2 aberturas, para $\lambda = 0,75$; $\theta = 80^\circ$ e $Re = 433.500$

Também não é obtida uma melhora na performance com o uso de uma turbina Savonius contendo um estator com paredes moldadas como aerofólios. O ganho em desempenho com o uso de tais estatores, conforme é discutido por Hansen et al., 2000, não é obtido no presente trabalho. Como se pode observar na Figura 4.30, as paredes com o formato de aerofólios não promovem um aumento significativo na velocidade da corrente de ar através do plano de operação do rotor. Além disso, a presença dessas paredes causa obstrução no escoamento de ar, diminuindo a energia disponibilizada na operação do rotor.

No uso de uma pá defletora na operação do rotor Savonius, verifica-se que a diminuição do escoamento sobre a pá de retorno diminui a força de arrasto sobre a mesma. No entanto, a deflexão do escoamento também diminui a força de sustentação que ocorre na pá de retorno. Com isso, se perde as forças de sustentação que ocorrem sobre a pá de retorno em baixas posições angulares e que são responsáveis por grande parte do torque do dispositivo nessas posições angulares. Esse fato pode ser constatado por uma análise da Figura 4.31, na qual se verifica a quase anulação das diferenças de pressão entre os lados da pá de retorno do rotor na condição estática e posicionado em $\theta = 0^\circ$. O comportamento exibido na Figura 4.31 difere, em relação à pá de retorno, do comportamento exibido para um rotor estático, posicionado da mesma forma e sem estator, exibido na Figura 4.6. Gráficos como esses, então, ajudam a demonstrar a importância das forças de sustentação na operação

de um rotor Savonius, que deve ser considerado um dispositivo misto, cujo funcionamento é baseado tanto em arrasto como na sustentação que ocorrem em suas pás. O escoamento que se obtém na operação com esse tipo de estator pode ser observado na Figura 4.32. Por essa figura, pode-se observar a deflexão do escoamento para a pá de avanço do rotor. Os coeficientes de torque e de potência médios obtidos na operação do rotor com uma pá defletora apenas não possuem valores superiores aos coeficientes encontrados na operação do rotor Savonius livre. Isso diverge da tendência obtida por Alexander e Holownia, 1978, que obtiveram melhora na performance do rotor com o uso de uma pá defletora. Observa-se, também, nas Figuras 4.26 e 4.27, que os coeficientes de torque e de potência médios na operação com esse tipo de estator tendem a se equiparar ou, até mesmo, serem superiores aos coeficientes obtidos para a operação com o rotor Savonius livre em razões de velocidade de ponta baixas, de acordo com a discussão de Hayashi et al., 2005.

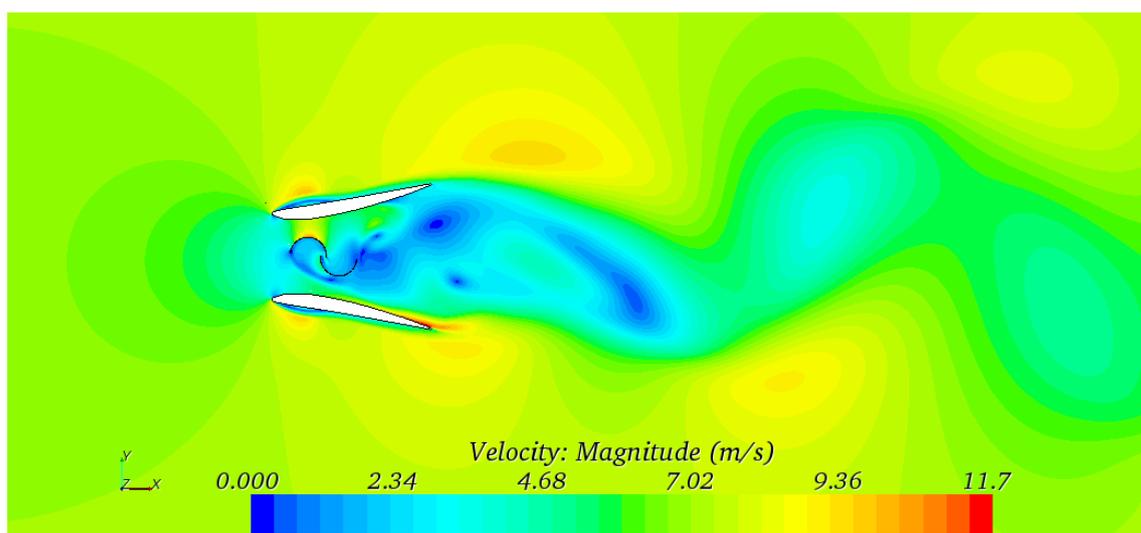


Figura 4.30 – Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator de paredes moldadas como aerofólios, para $\lambda = 0,50$; $\theta = 180^\circ$ e $Re = 433.500$

Na simulação da operação do rotor com o uso de 4 pás defletoras, obtém-se melhor performance do que na operação com o rotor Savonius livre, para alguns valores de razão de velocidade de ponta, incluindo a faixa na qual o rotor sem estator possui as melhores eficiências, em conformidade com o estudo de Hayashi et al., 2005. O valor obtido para o máximo coeficiente de potência com o uso de uma turbina com estator de 4 pás defletoras equivale a 0,28, lembrando que o valor correspondente obtido para a operação sem estator é de 0,25. Esse aumento de performance, no entanto, não justifica um aumento na complexidade e no custo da turbina Savonius.

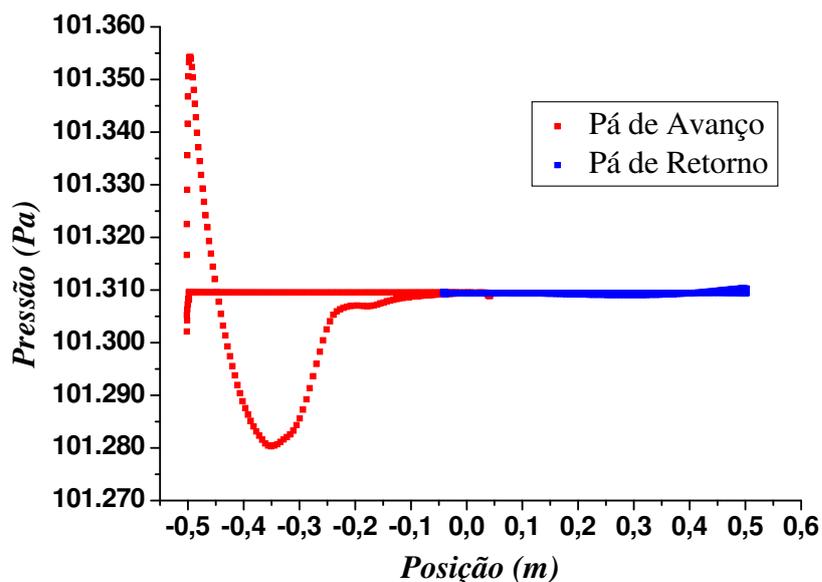


Figura 4.31 – Pressão sobre as pás do rotor estático em $\theta = 0^\circ$ para $Re = 433.500$ e com uso de 1 pá defletora como estator

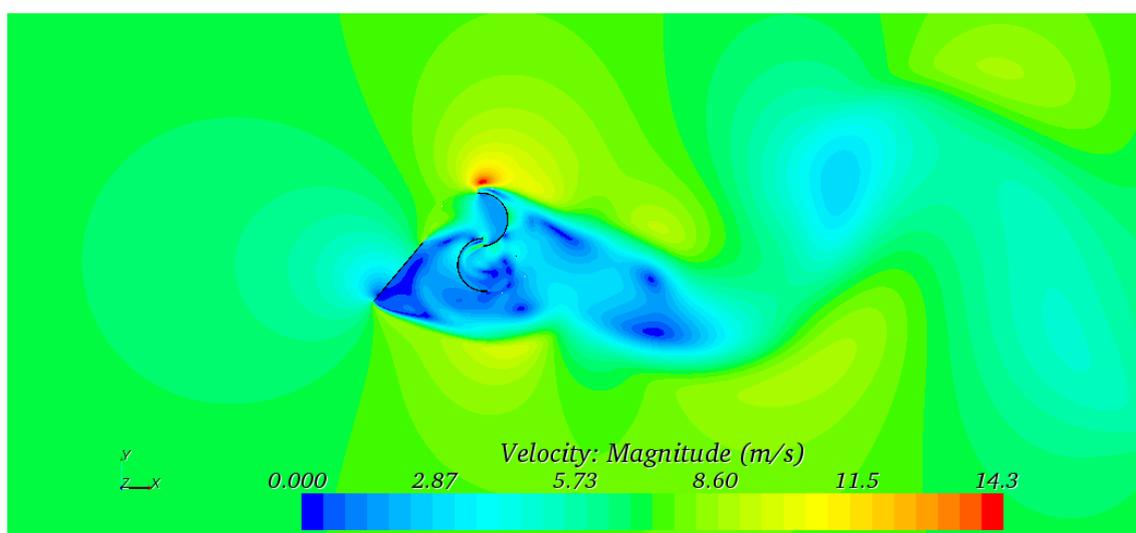


Figura 4.32 – Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator de 1 pá defletora, para $\lambda = 0,50$; $\theta = 260^\circ$ e $Re = 433.500$

O escoamento sobre o rotor em operação, com o uso de 4 pás defletoras como estator, exibido na Figura 4.33, difere daquele representado pela Figura 4.32. O uso de maior quantidade de pás defletoras aumenta a probabilidade de o escoamento ser concentrado e defletido de maneira mais eficaz na direção do rotor. Assim, mesmo com uma mudança na orientação do vento relativo, conforme o esquema da Figura 2.10, ainda haverá chances do ar ser orientado corretamente na direção do rotor. O mesmo acontece no uso do estator cilíndrico de 3 aberturas. Devido a esses fatos, pode-se considerar que a inclinação dos defletores e o

número dos mesmos constituem um interessante tema de pesquisa para futuros trabalhos. O formato e a orientação dos demais estatores abordados nesse trabalho também poderão ser mais bem analisados em futuros trabalhos.

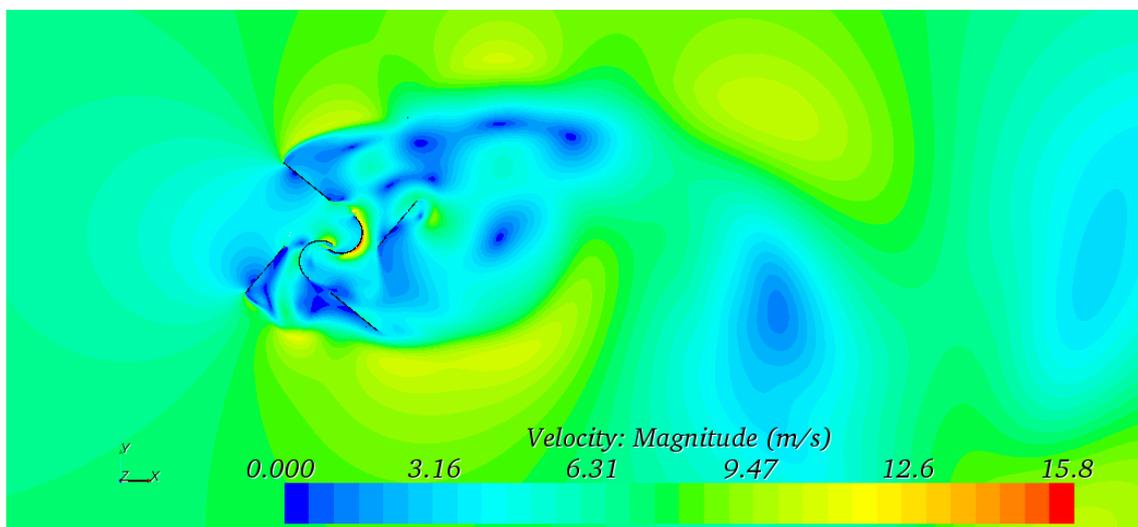


Figura 4.33 – Campo de velocidades no escoamento sobre a turbina com estator de 4 pás defletoras, para $\lambda = 1$, $\theta = 300^\circ$ e $Re = 433.500$

Os valores obtidos com as simulações da operação do rotor com esses tipos de estatores são mais bem especificados no Apêndice D. Outras análises, como a da composição de forças sobre os estatores, podem ser realizadas através dos resultados exibidos nas tabelas presentes nesse apêndice.

5 CONCLUSÕES

São desenvolvidas simulações numéricas do escoamento de ar em torno de turbinas eólicas Savonius. Os resultados obtidos para as características de desempenho das opções de turbinas analisadas permitem concluir que os parâmetros utilizados no presente trabalho são adequados para análise proposta. As soluções obtidas são representativas do fenômeno analisado. Há uma boa concordância com os resultados experimentais e numéricos obtidos por outros autores.

Os resultados obtidos para as simulações da operação das turbinas Savonius com os estatores considerados nesse trabalho estão de acordo com as considerações de Hayashi et al., 2005. A dependência do vento relativo em relação à velocidade angular do rotor, à velocidade não perturbada do vento e à posição angular da pá de avanço dificulta a determinação adequada dos parâmetros geométricos dos estatores. Dessa forma, uma mudança na velocidade relativa do vento, conforme a Figura 2.10, modifica a composição de forças e, por conseqüência, a potência apresentada pelo rotor Savonius. Assim, é perfeitamente possível a melhora de performance somente para determinadas faixas de razão de velocidade de ponta.

Entre os estatores analisados, o estator com o uso de quatro pás defletoras apresenta os resultados mais favoráveis à extração de energia a partir do vento. O uso de múltiplas pás defletoras aumenta a probabilidade do vento ser orientado corretamente sobre o rotor. O estudo do número de pás defletoras e da orientação ótima das mesmas são interessantes temas de pesquisa de futuros trabalhos. Contudo, se a melhora obtida na performance for pequena, para não se perder as características vantajosas de baixo custo e de simplicidade para o rotor Savonius, recomenda-se o uso do mesmo sem estatores.

Os resultados obtidos para as características de operação do rotor Savonius de duplo estágio e sem o uso de estatores são representativos de um bom sistema de pequeno porte para geração descentralizada de energia a partir dos recursos eólicos. O uso de duplo estágio diminui as oscilações de forças, torque e de potência durante a operação, permitindo a obtenção de um dispositivo robusto e de maior confiabilidade. As curvas obtidas para o torque e para a potência médios durante a operação, exibidas nas Figuras 4.16 e 4.17, oferecem informações úteis a um projeto genérico de um micro sistema de geração a partir desse tipo de turbina. Dessa forma, com o uso de tais curvas, pode-se estimar a energia gerada de acordo com o tipo de operação escolhida, seja ela a velocidade angular variável ou fixa. Para que

comparações possam ser feitas com rotores Savonius de dimensões diferentes, as curvas presentes nas Figuras 4.18 e 4.19 podem ser utilizadas com bom nível de precisão.

Nos casos em que há menor aderência dos resultados numéricos aos valores esperados, como nas curvas presentes nas Figuras 4.18 e 4.19, esta divergência de valores ocorre para baixas e altas razões de velocidade de ponta do rotor. Contudo, para esses valores de razão de velocidade de ponta, a potência apresentada pelo rotor é baixa ou até negativa, caracterizando pontos fora das faixas de operação para geração de energia. Para valores de razão de velocidade de ponta em torno de 1, faixa na qual se obtém o melhor desempenho na geração de energia, os resultados obtidos aproximam-se dos valores indicados por Blackwell et al., 1977, sendo que a divergência encontrada nos valores é menor do que a margem de erro das medições experimentais.

Para aprimorar as análises, em trabalhos futuros propõe-se obter os resultados para as características de rotor estático empregando simulações em regime transiente e com o rotor movendo-se num ângulo menor a cada simulação. Para investigar a adequação da hipótese de que a análise bidimensional é adequada, propõe-se como continuidade do trabalho a realização de simulações tridimensionais. Variações do modelo e das condições de contorno da turbulência usados nas simulações, também são temas relevantes a serem abordados em futuros trabalhos.

Os resultados simulados exibidos indicam que o modelo de turbulência empregado, $k-\omega$ SST, alterado por Menter, bem como os demais parâmetros, conseguem representar bem as principais características do escoamento necessárias para avaliar o desempenho do rotor Savonius. O domínio limitado a 12 por 26 diâmetros de rotor apresenta resultados adequados e próximos aos obtidos com o domínio ampliado para 20 por 50 diâmetros de rotor. A modelagem empregada, juntamente com os parâmetros escolhidos, indica que esta metodologia pode ser adotada em novos estudos, que visam investigar diferentes configurações de turbinas Savonius, incluído modelos com estatores diferentes e com parâmetros geométricos de rotor alterados.

Os resultados gerais, explicados nas seções anteriores desse trabalho, bem como aqueles especificados nas tabelas presentes nos apêndices, são representativos da operação de turbinas Savonius. As informações contidas nesse trabalho, juntamente com os resultados exibidos, constituem uma importante fonte de dados para futuros trabalhos nessa área do conhecimento. Todas as etapas de elaboração do presente trabalho contribuem para uma maior aprendizagem do tema abordado, sendo que os conhecimentos adquiridos poderão ser empregados na realização de futuros trabalhos.

5.1 Futuros Trabalhos

Para a realização de estudos sobre o desempenho de turbinas Savonius, há uma dificuldade em selecionar resultados de qualidade a partir de estudos de outros pesquisadores para se fazer comparações. Em muitos estudos, entre os referenciados, existe a falta de especificações de parâmetros utilizados nos trabalhos. Por exemplo, em trabalhos realizados com base em experimentos em canal aerodinâmico, muitos autores não especificam condições do escoamento como a intensidade de turbulência, que pode afetar significativamente os resultados obtidos. Para sanar essa dificuldade, existe a intenção da realização de testes de desempenho no canal aerodinâmico Professor Debi Pada Sadhu, na Universidade Federal do Rio Grande do Sul.

Para realização dos experimentos, propõem-se a construção de modelos reduzidos de turbinas Savonius com e sem estatores para levantamento das curvas de desempenho. As condições encontradas nos experimentos, como o perfil de velocidades e a intensidade de turbulência, deverão ser cuidadosamente estudados. Busca-se, com a execução desses trabalhos em canal aerodinâmico, obter resultados úteis para comparações com outros resultados oriundos de experimentos e de simulações. Os resultados serão úteis como parâmetros de comparação no aperfeiçoamento da metodologia de simulação adotada nesse trabalho. Maiores detalhes da execução de testes pretendida podem ser analisados no Apêndice E do presente trabalho.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Akwa, J. V.; Wenzel, G. M.; Zancanaro, F. V. Jr; Vielmo, H. A.; Petry, A. P. **Analysis and Computational Simulations of the Flow Through Stators Designed for Power Augmentation in Savonius Wind Turbines**, Proceedings of the COBEM 2009, 20th International Congress of Mechanical Engineering, Gramado, Brazil, 2009.

Alexander, A. J.; Holownia, B. P. Wind Tunnel Tests on a Savonius Rotor, **Journal of Industrial Aerodynamics**, v. 3, n. 4, p. 343-351, 1978.

Blackwell, B. F.; Sheldahl, R. E.; Feltz, L. V. **Wind Tunnel Performance Data for Two- and Three-Bucket Savonius Rotors**, Final Report SAND76-0131, Sandia Laboratories, Albuquerque, USA, 1977.

Bucan, B.; Buca, M. P.; Ruzic, S. Numerical Modeling of the Flow Around the Tanker Hull at Model Scale, **Brodo Gradnja**, v. 59, n. 2, p. 117-122, 2008.

Cochran, B. C.; Banks, D.; Taylor, S. J. **A Three-tiered Approach for Designing and Evaluating Performance Characteristics of Novel Wecs**, American Institute of Aeronautics and Astronautics, Inc. and the American Society of Mechanical Engineers, 2004.

Custódio, R. S. **Energia Eólica para Produção de Energia Elétrica**. Eletrobrás, Rio de Janeiro, Brasil, 2009.

Deschamps, C. J. **Modelos Algébricos e Diferenciais**, In: Silva Freire, A. P.; Menut, P. P. M.; Su, J. Turbulência, v.1. ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, 2002.

Eldridge, F. R. **Wind Machines**. Van Nostrand Reinhold Company, New York, USA, 1980.

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**, v. 32, p. 303-327, 1989.

Fujisawa, N. On the Torque Mechanism of Savonius Rotors, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 40, n. 3, p. 277-292, 1992.

Gasch, R.; Twele, J. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. Solarpraxis, Berlin, Germany, 2002.

Golding, E. W.; Harris, R. I. **The Generation of Electricity by Wind Power**. E. & F. N. SPON, London, United Kingdom, 1976.

Hau, E. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. Springer, Berlin, Germany, 2006.

Hayashi, T.; Li, Y.; Hara, Y. Wind Tunnel Tests on a Different Phase Three Stage Savonius Rotor, **JSME International Journal**, Series B, v. 48, p. 9-16, 2005.

Hansen, M. O. L. **Aerodynamics of Wind Turbines**. Ed. Earthscan, London, United Kingdom, 2008.

Henn, É. L. **Máquinas de Fluido**. Ed. UFSM, Santa Maria, Brasil, 2001.

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**, v. 32, n. 2, p. 163-178, 2008.

Kamoji, M. A.; Kedare, S. B.; Prabhu, S. V. Experimental Investigations on Single Stage Modified Savonius Rotor, **Applied Energy**, v. 86, p. 1064-1073, 2008.

Kamoji, M. A.; Kedare, S. B.; Prabhu, S. V. Performance Tests on Helical Savonius Rotors, **Renewable Energy**, v. 34, p. 521-529, 2009.

Kawamura, T.; Hayashi, T.; Miyashita, K. **Application of the Domain Decomposition Method to the Flow around the Savonius Rotor**, Proceedings of the 12th International Conference on Domain Decomposition Methods, p. 393-400, 2001.

Komatinovic, N. **Investigation of the Savonius-type Magnus Wind Turbine**, Master Thesis Project, M.Sc. Program in Wind Energy, Technical University of Denmark, 2006.

Maliska, C. R. **Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**. LTC, Rio de Janeiro, Brasil, 1995.

Maskell, E. C. **A Theory of the Blockage Effects on Bluff Bodies and Stalled Wings in a Closed Wind Tunnel**, Aero. Res. Council, Repts. and Memoranda, London, United Kingdom, 1965.

Menet, J. L.; Valdès, L. C.; Ménart, B. A Comparative Calculation of the Wind Turbines Capacities on the Basis of the L - σ Criterion, **Renewable Energy**, v. 22, p. 491-506, 2001.

Menet, J. L. A Double-step Savonius Rotor for Local Production of Electricity: a Design Study, **Renewable Energy**, v. 29, p. 1843-1862, 2004.

Menet, J. L. **Aerodynamic Behaviour of a New Type of Slow-Running VAWT**, In: Peinke, J.; Schaumann, P.; Barth, S. Wind Energy - Proceedings of the Euromech Colloquium. Springer, Berlin, Germany, 2007.

Menet, J. L. ; Cottier, F. **Etude Paramétrique du Comportement Aérodynamique d'une Éolienne Lente à Axe Vertical de Type Savonius**, 16^{ème} Congrès Français de Mécanique, Nice, 2003.

Menter, F. R.; Kuntz, M. **Adaptation of Eddy Viscosity Turbulence Models to Unsteady Separated Flows Behind Vehicles**, In: The Aerodynamics of Heavy Vehicles: Trucks, Buses and Trains. Springer, Asilomar, CA, 2002.

Menter, F. R.; Kuntz, M.; Langtry, R. Ten Years of Industrial Experience with the SST Turbulence Model, **Turbulence, Heat and Mass Transfer 4**, p. 1-8, 2003.

Moffat, R. J. Describing the Uncertainties in Experimental Results, **Exp Therm Fluid Sci**, v. 1, p. 3-17, 1988.

Mojola, O. O. On The Aerodynamic Design of The Savonius Windmill Rotor, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 21, p. 223-231, 1985.

Möller, S. V.; Silvestrini, J. H. **Turbulência: Fundamentos**, In: Möller, S. V.; Silvestrini, J. H. **Turbulência**, v. 4. ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, 2004.

Nakajima, M.; Iio, S.; Ikeda, T. Performance of Double-step Savonius Rotor for Environmentally Friendly Hydraulic Turbine, **Journal of Fluid Science and Technology**, v. 3, n. 3, p. 410-419, 2008.

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.

Nelson, V. **Wind Energy: Renewable Energy and the Environment**. CRC Press, New York, USA, 2009.

Pankhurst, R. C.; Holder, D. W. **Wind-Tunnel Technique: An Account of Experimental Methods in Low-and High-Speed Wind Tunnels**. Sir Isaac Pitman & Sons LTDM, London, United Kingdom, 1965.

Parker, D. **Microgeneration: Low Energy Strategies for Larger Buildings**. Elsevier, London, United Kingdom, 2009.

Patankar, S. V.; Spalding, D. B. A Calculation Procedure for Heat, Mass and Momentum Transfer in Three-Dimensional Parabolic Flows, **Int. Journal of Heat and Mass Transfer**, v.15, p. 1787-1806, 1972.

Patankar, S.V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. McGraw-Hill, New York, USA, 1980.

Patel, M. R. **Wind and Solar Power Systems**. CRC Press, New York, USA, 1999.

Pope, A.; Harper, J. J. **Low Speed Wind Tunnel Testing**. John Wiley & Sons, New York, USA, 1966.

Rabah, K. V. O.; Osawa, B. M. **Design and Field Testing of Savonius Wind Pump in East Africa**, International Report, International Centre for Theoretical Physics, International Atomic Energy Agency and United Nations Educational Scientific and Cultural Organization, Trieste, Italy, 1995.

Sabzevari, A. **Power Augmentation in a Ducted Savonius Rotor**, Proceedings of the 2nd International Symposium on Wind Energy Systems, v. 1, Amsterdam, Netherlands, p. 25-34, 1978.

Saha, U. K.; Rajkumar, M. J. On the Performance Analysis of Savonius Rotor with Twisted Blades, **Renewable Energy**, v. 31, p. 1776-1788, 2006.

Saha, U. K.; Thotla, S.; Maity, D. Optimum Design Configuration of Savonius Rotor through Wind Tunnel Experiments, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 96, p. 1359-1375, 2008.

Savonius, S. J. **Wind Rotor – Patent 1,766,765**, United States Patent Office, 1930.

Shankar, P. N. **Development of Vertical Axis Wind Turbines**, Proc. Indian Acad. Sci., v. C2, Pt. 1, p. 49-66, 1979.

Silveira Neto, Aristeu da. **Simulação de Grandes Escalas de Escoamentos Turbulentos**, In: Silva Freire, A. P.; Menut, P. P. M.; Su, J. Turbulência, v.1. ABCM, Rio de Janeiro, Brasil, 2002.

Sima, M.; Gurr, A.; Orellano, A. **Validation of CFD for the Flow under a Train with 1:7 Scale Wind Tunnel Measurements**, Proceedings of the BBAA VI, International Colloquium on: Bluff Bodies Aerodynamics & Applications, p. 1-16, 2008.

Simonds, M. H.; Bodek, A. **Performance Test of a Savonius Rotor**, Technical Report No. T10, Brace Research Institute, McGill University, Quebec, Canada, 1964.

South, P.; Mitchell, R.; Jacobs, E. **Strategies for the Evaluation of Advanced Wind Energy Concepts**, Final Draft, Solar Energy Research Institute – SERI, U.S. Department of Energy, Golden, USA, 1983.

Star-CCM⁺. **Metodologia**. CD-adapco, 2008.

Ushiyama, I.; Nagai, H. Optimum Design Configurations and Performance of Savonius Rotors, **Wind Engineering**, v. 12, n. 1, p. 59-75, 1988.

Vance, W. **Vertical Axis Wind Rotors – Status and Potential**, Proceedings of the Conference on Wind Energy Conversion Systems, v. 1, Washington, USA, p. 96-102, 1973.

Versteeg, H. K.; Malalasekera, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Ed. Longman, London, United Kingdom, 1995.

Wilcox, D.C. **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries, Inc., 1998.

APÊNDICE A – Parâmetros estáticos para Savonius sem estator

Tabela A.1 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 0,7$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 43.350$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,09	0,52	0,50	0,32	0,21	0,09
T (Nm)	0,050	0,300	0,288	0,188	0,124	0,052
T – Pá de Avanço (Nm)	0,061	0,256	0,248	0,264	0,264	0,020
T – Pá de Retorno (Nm)	-0,011	0,044	0,044	-0,076	-0,140	0,016
F_A – Pá de Avanço (N)	0,261	0,508	0,904	1,148	0,996	0,092
F_A – Pá de Retorno (N)	0,193	0,284	0,212	0,304	0,440	0,340
F_S – Pá de Avanço (N)	0,251	0,964	0,580	0,032	-0,556	-0,028
F_S – Pá de Retorno (N)	0,042	-0,404	-0,780	-0,772	-0,440	0,340
F_A – Rotor (N)	0,454	0,792	1,112	1,452	1,436	0,432
F_S – Rotor (N)	0,293	0,560	-0,200	-0,740	-0,996	0,312
C_A – Rotor	0,39	0,68	0,96	1,25	1,24	0,37
C_S – Rotor	0,25	0,48	-0,17	-0,64	-0,86	0,27

Tabela A.2 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 0,1$ m; $Re = 43.350$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,08	0,55	0,50	0,32	0,21	0,09
T (Nm)	0,004	0,032	0,029	0,019	0,012	0,005
T – Pá de Avanço (Nm)	0,006	0,028	0,025	0,026	0,026	0,002
T – Pá de Retorno (Nm)	-0,002	0,004	0,004	-0,008	-0,014	0,003
F_A – Pá de Avanço (N)	0,266	0,510	0,904	1,146	1,001	0,095
F_A – Pá de Retorno (N)	0,196	0,281	0,206	0,305	0,446	0,338
F_S – Pá de Avanço (N)	0,246	1,119	0,580	0,030	-0,568	-0,034
F_S – Pá de Retorno (N)	0,060	-0,355	-0,791	-0,776	-0,454	0,341
F_A – Rotor (N)	0,461	0,791	1,110	1,451	1,447	0,433
F_S – Rotor (N)	0,306	0,764	-0,210	-0,746	-1,022	0,307
C_A – Rotor	0,40	0,68	0,96	1,25	1,25	0,37
C_S – Rotor	0,26	0,66	-0,18	-0,64	-0,88	0,26

Tabela A.3 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 3,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 216.750$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,17	0,60	0,64	0,35	0,21	0,22

Tabela A.3 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 3,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 216.750$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
T (Nm)	2,51	8,68	9,24	5,12	3,08	3,12
T – Pá de Avanço (Nm)	2,31	6,84	6,00	6,52	6,64	1,84
T – Pá de Retorno (Nm)	0,20	1,84	3,24	-1,40	-3,56	1,28
F_A – Pá de Avanço (N)	4,73	11,0	22,0	28,4	25,2	6,04
F_A – Pá de Retorno (N)	3,76	5,48	0,04	5,68	11,1	5,88
F_S – Pá de Avanço (N)	9,81	27,8	14,3	0,76	-14,2	-5,56
F_S – Pá de Retorno (N)	-0,96	-12,6	-29,0	-21,5	-11,6	9,80
F_A – Rotor (N)	8,49	16,4	22,0	34,1	36,3	11,9
F_S – Rotor (N)	8,85	15,2	-14,7	-20,7	-25,7	4,24
C_A – Rotor	0,29	0,57	0,76	1,18	1,25	0,41
C_S – Rotor	0,31	0,52	-0,51	-0,71	-0,89	0,15

Tabela A.4 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,20	0,62	0,66	0,36	0,21	0,24
T (Nm)	11,5	35,7	38,2	20,8	12,4	13,7
T – Pá de Avanço (Nm)	10,1	26,8	23,9	26,2	26,4	8,20
T – Pá de Retorno (Nm)	1,44	8,92	14,4	-5,40	-14,0	5,52
F_A – Pá de Avanço (N)	16,9	42,4	87,2	114	100	26,7
F_A – Pá de Retorno (N)	13,8	17,8	-3,28	22,0	43,6	21,7
F_S – Pá de Avanço (N)	42,9	109	56,8	3,04	-56,0	-25,0
F_S – Pá de Retorno (N)	-6,57	-56,0	-123	-86,8	-45,6	40,0
F_A – Rotor (N)	30,7	60,0	84,0	136	144	48,4
F_S – Rotor (N)	36,4	52,8	-67,6	-84,0	-102	14,9
C_A – Rotor	0,26	0,52	0,72	1,17	1,24	0,42
C_S – Rotor	0,31	0,45	-0,57	-0,72	-0,88	0,13

Tabela A.5 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 10,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 648.000$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,21	0,63	0,68	0,36	0,21	0,25
T (Nm)	27,1	81,6	88,9	46,9	27,8	33,2
T – Pá de Avanço (Nm)	22,8	61,4	53,5	59,1	60,0	20,3
T – Pá de Retorno (Nm)	4,32	20,2	35,4	-12,1	-32,2	12,9
F_A – Pá de Avanço (N)	36,9	94,1	195	257	227	64,3

Tabela A.5 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 10,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 648.000$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
F_A – Pá de Retorno (N)	29,1	41,1	-13,5	49,6	100	46,5
F_S – Pá de Avanço (N)	97,1	251	128	7,24	-128	-63,5
F_S – Pá de Retorno (N)	-19,3	-127	-294	-197	-105	90,9
F_A – Rotor (N)	66,0	135	182	307	327	111
F_S – Rotor (N)	77,8	124	-166	-190	-234	27,3
C_A – Rotor	0,25	0,52	0,70	1,17	1,25	0,42
C_S – Rotor	0,30	0,47	-0,63	-0,73	-0,89	0,10

Tabela A.6 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,22	0,64	0,67	0,36	0,21	0,26
T (Nm)	50,4	148	157	83,2	49,2	59,6
T – Pá de Avanço (Nm)	41,4	110	95,6	106	106	36,6
T – Pá de Retorno (Nm)	9,06	37,6	61,2	-22,4	-57,2	22,8
F_A – Pá de Avanço (N)	64,4	164	347	458	404	115
F_A – Pá de Retorno (N)	49,1	70,8	-19,6	91,6	178	82,4
F_S – Pá de Avanço (N)	176	453	229	12,9	-228	-116
F_S – Pá de Retorno (N)	-40,5	-232	-514	-352	-187	160
F_A – Rotor (N)	114	235	328	550	581	197
F_S – Rotor (N)	136	221	-286	-339	-415	44,4
C_A – Rotor	0,24	0,51	0,71	1,19	1,25	0,42
C_S – Rotor	0,29	0,48	-0,62	-0,73	-0,89	0,10

Tabela A.7 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e $IT = 10\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,26	0,68	0,68	0,35	0,21	0,25
T (Nm)	61,4	158	158	80,7	48,5	57,7
T – Pá de Avanço (Nm)	48,7	116	96,2	107	107	40,0
T – Pá de Retorno (Nm)	12,7	42,6	61,5	-26,2	-58,6	17,7
F_A – Pá de Avanço (N)	61,0	160	347	465	408	120
F_A – Pá de Retorno (N)	50,1	68,1	-11,7	108	184	90,4
F_S – Pá de Avanço (N)	208	483	236	16,1	-225	-129
F_S – Pá de Retorno (N)	-56,6	-258	-532	-345	-187	140
F_A – Rotor (N)	111	228	335	573	592	211

Tabela A.7 – Simulações para $\lambda = 0$; $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e IT = 10%

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
F_S – Rotor (N)	151	225	-296	-329	-412	11,2
C_A – Rotor	0,24	0,49	0,72	1,23	1,28	0,45
C_S – Rotor	0,33	0,48	-0,64	-0,71	-0,89	0,02

APÊNDICE B – Parâmetros estáticos para Savonius com estator

Tabela B.1 – Simulações para Savonius com estator cilíndrico de 3 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,16	0,64	0,60	0,41	0,22	0,19
T (Nm)	9,23	37,1	34,7	24,0	12,9	10,8
F_A – Rotor (N)	34,7	53,4	72,2	99,4	119	37,1
F_S – Rotor (N)	32,2	57,5	-18,5	-94,0	-101	63,3
C_A – Rotor	0,30	0,46	0,62	0,86	1,03	0,32
C_S – Rotor	0,28	0,50	-0,16	-0,81	-0,87	0,55
F_A – Estator (N)	82,4	84,2	70,9	40,3	45,4	129
F_S – Estator (N)	0,82	16,7	94,8	86,2	35,4	-26,1

Tabela B.2 – Simulações para Savonius com estator cilíndrico de 2 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,15	0,29	0,19	0,15	0,12	0,14
T (Nm)	8,73	16,7	10,9	8,91	6,81	7,94
F_A – Rotor (N)	32,4	66,8	110	122	99,3	47,7
F_S – Rotor (N)	17,3	80,8	39,6	-28,2	-98,3	-125
C_A – Rotor	0,28	0,58	0,95	1,05	0,86	0,41
C_S – Rotor	0,15	0,70	0,34	-0,24	-0,85	-1,08
F_A – Estator (N)	66,4	37,6	1,30	-11,1	13,3	51,5
F_S – Estator (N)	47,2	-7,82	15,7	74,6	145	190

Tabela B.3 – Simulações para Savonius com estator com paredes moldadas como aerofólios – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,21	0,53	0,50	0,17	0,13	0,06
T (Nm)	12,4	30,5	28,8	9,62	7,32	3,45
F_A – Rotor (N)	40,5	86,5	107	151	141	48,9
F_S – Rotor (N)	37,1	53,8	-40,2	-39,9	-89,1	53,4
C_A – Rotor	0,35	0,75	0,92	1,30	1,22	0,42
C_S – Rotor	0,32	0,46	-0,35	-0,34	-0,77	0,46
F_A – Estator (N)	86,0	62,0	50,4	7,27	17,2	120

Tabela B.3 – Simulações para Savonius com estator com paredes moldadas como aerofólios – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
F_S – Estator (N)	-22,2	-47,3	91,7	79,4	83,1	-231

Tabela B.4 – Simulações para Savonius com estator de 1 pá defletora – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,05	0,47	0,53	0,52	0,41	0,01
T (Nm)	3,14	27,0	30,6	30,0	23,6	0,80
F_A – Rotor (N)	9,30	10,8	66,2	66,9	51,8	-2,99
F_S – Rotor (N)	13,0	43,4	16,4	-50,8	-98,7	7,61
C_A – Rotor	0,08	0,09	0,57	0,58	0,45	-0,03
C_S – Rotor	0,11	0,37	0,14	-0,44	-0,85	0,07
F_A – Estator (N)	88,9	85,5	79,4	103	106	83,6
F_S – Estator (N)	-73,3	-70,5	-65,5	-85,4	-87,9	-68,9

Tabela B.5 – Simulações para Savonius com estator de 4 pás defletoras – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\theta = 0^\circ$	Valor para $\theta = 30^\circ$	Valor para $\theta = 60^\circ$	Valor para $\theta = 90^\circ$	Valor para $\theta = 120^\circ$	Valor para $\theta = 150^\circ$
C_T	0,29	0,36	0,74	0,66	0,37	0,30
T (Nm)	16,9	20,7	42,7	38,3	21,7	17,3
F_A – Rotor (N)	42,6	33,8	48,0	48,6	64,4	39,8
F_S – Rotor (N)	-17,3	3,28	-17,6	-85,0	-122	-78,9
C_A – Rotor	0,37	0,29	0,41	0,42	0,56	0,34
C_S – Rotor	-0,15	0,03	-0,15	-0,73	-1,05	-0,68
F_A – Estator (N)	252	228	242	243	221	231
F_S – Estator (N)	-11,1	-30,4	36,7	79,4	49,5	47,6

APÊNDICE C – Parâmetros dinâmicos para Savonius sem estator

Tabela C.1 – Simulações para $V_o = 0,7$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 43.350$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,000	0,350	0,700	1,050	1,400	1,750	2,100	2,450	2,800
T (Nm)	0,156	0,232	0,204	0,168	0,140	0,100	0,040	-0,016	-0,092
P (W)	0,000	0,081	0,143	0,176	0,196	0,175	0,084	-0,039	-0,258
C_T	0,27	0,40	0,35	0,29	0,24	0,17	0,07	-0,03	-0,16
C_P	0,00	0,10	0,18	0,22	0,24	0,21	0,11	-0,05	-0,32
F_A – Rotor (N)	0,876	1,672	1,436	1,352	1,368	1,372	1,252	1,156	1,112
F_S – Rotor (N)	-0,056	-0,388	0,796	1,140	1,352	1,504	1,928	2,208	2,564
C_A – Rotor	0,78	1,44	1,23	1,16	1,18	1,18	1,08	1,00	0,96
C_S – Rotor	-0,05	-0,33	0,69	0,98	1,17	1,30	1,66	1,90	2,21

Tabela C.2 – Simulações para $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 0,1$ m; $Re = 43.350$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,000	35,00	70,00	105,0	140,0	175,0	210,0	245,0	280,0
T (Nm)	0,016	0,022	0,020	0,016	0,013	0,009	0,003	-0,004	-0,010
P (W)	0,000	0,770	1,372	1,722	1,848	1,610	0,588	-0,980	-2,800
C_T	0,28	0,38	0,34	0,28	0,23	0,16	0,05	-0,07	-0,17
C_P	0,00	0,10	0,17	0,21	0,23	0,20	0,08	-0,12	-0,34
F_A – Rotor (N)	0,909	1,552	1,444	1,360	1,370	1,303	1,270	1,150	1,144
F_S – Rotor (N)	-0,070	-0,350	0,755	1,131	1,340	1,452	1,880	2,105	2,679
C_A – Rotor	0,78	1,34	1,24	1,17	1,18	1,12	1,09	0,99	0,99
C_S – Rotor	-0,06	-0,30	0,65	0,97	1,15	1,25	1,62	1,81	2,31

Tabela C.3 – Simulações para $V_o = 3,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 216.750$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	1,75	3,50	5,25	7,00	8,75	10,5	12,25	14,00
T (Nm)	5,24	6,68	5,52	4,36	3,48	2,76	1,88	0,60	-1,00
P (W)	0,00	11,7	19,3	22,9	24,4	24,2	19,7	7,35	-14,0
C_T	0,36	0,46	0,38	0,30	0,24	0,19	0,13	0,04	-0,07

Tabela C.3 – Simulações para $V_o = 3,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 216.750$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
C_p	0,00	0,12	0,19	0,23	0,24	0,24	0,20	0,07	-0,14
F_A – Rotor (N)	20,6	39,2	34,1	32,7	33,0	33,8	33,0	30,9	29,4
F_S – Rotor (N)	-4,12	-5,88	20,2	27,2	31,7	33,8	35,6	55,2	63,2
C_A – Rotor	0,71	1,35	1,17	1,13	1,14	1,17	1,14	1,07	1,01
C_S – Rotor	-0,14	-0,20	0,70	0,94	1,09	1,17	1,23	1,91	2,18

Tabela C.4 – Simulações para $V_o = 7,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	3,50	7,00	10,5	14,0	17,5	21,0	24,5	28,0
T (Nm)	21,0	27,8	21,5	18,0	14,5	11,0	7,56	3,48	-5,24
P (W)	0,00	97,4	150	189	203	193	159	85,3	-147
C_T	0,36	0,48	0,37	0,31	0,25	0,19	0,13	0,06	-0,09
C_p	0,00	0,12	0,19	0,23	0,25	0,24	0,20	0,11	-0,18
F_A – Rotor (N)	76,8	157	132	132	132	136	131	125	125
F_S – Rotor (N)	-16,0	-21,8	79,2	110	126	125	141	148	221
C_A – Rotor	0,66	1,35	1,14	1,14	1,14	1,17	1,14	1,08	1,08
C_S – Rotor	-0,14	-0,19	0,68	0,95	1,08	1,10	1,21	1,27	1,90

Tabela C.5 – Simulações para $V_o = 10,5$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 648.000$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,000	5,250	10,50	15,75	21,00	26,25	31,50	36,75	42,00
T (Nm)	49,6	64,0	49,6	40,5	32,6	24,8	17,0	7,83	-7,83
P (W)	0,00	336	521	637	685	651	535	288	-329
C_T	0,38	0,49	0,38	0,31	0,25	0,19	0,13	0,06	-0,06
C_p	0,00	0,12	0,19	0,23	0,25	0,24	0,20	0,11	-0,12
F_A – Rotor (N)	179	356	299	295	292	295	301	292	293
F_S – Rotor (N)	-49,5	-47,2	178	242	278	298	318	336	466
C_A – Rotor	0,68	1,36	1,15	1,13	1,12	1,13	1,15	1,12	1,12
C_S – Rotor	-0,19	-0,17	0,68	0,93	1,07	1,14	1,22	1,29	1,79

Tabela C.6 – Simulações para $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	7,00	14,0	21,0	28,0	35,0	42,0	49,0	56,0
T (Nm)	90,4	114	88,0	74,3	58,0	46,4	30,2	13,9	-11,6
P (W)	0,00	795	1.232	1.560	1.625	1.625	1.267	682	-650
C_T	0,39	0,49	0,38	0,32	0,25	0,20	0,13	0,06	-0,05
C_P	0,00	0,12	0,19	0,24	0,25	0,25	0,20	0,11	-0,10
F_A – Rotor (N)	317	632	536	537	535	545	519	504	466
F_S – Rotor (N)	-83,6	-82,4	316	436	508	555	552	595	1007
C_A – Rotor	0,68	1,36	1,16	1,16	1,15	1,17	1,12	1,08	1,00
C_S – Rotor	-0,18	-0,18	0,68	0,94	1,10	1,20	1,19	1,28	2,17

Tabela C.7 – Simulações para $V_o = 14,0$ m/s; $d_r = 1,0$ m; $Re = 867.000$ e $IT = 10\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	7,00	14,0	21,0	28,0	35,0	42,0	49,0	56,0
T (Nm)	89,4	102	81,2	62,7	46,4	34,8	20,9	2,32	-16,2
P (W)	0,00	715	1.137	1.316	1.300	1.218	877	114	-910
C_T	0,38	0,44	0,35	0,27	0,20	0,15	0,09	0,01	-0,07
C_P	0,00	0,11	0,17	0,20	0,20	0,19	0,13	0,02	-0,14
F_A – Rotor (N)	309	612	545	523	522	533	526	495	476
F_S – Rotor (N)	-71,3	-23,7	320	440	518	565	604	613	778
C_A – Rotor	0,66	1,32	1,17	1,13	1,12	1,15	1,13	1,07	1,03
C_S – Rotor	-0,15	-0,05	0,69	0,95	1,12	1,22	1,30	1,32	1,68

APÊNDICE D – Parâmetros dinâmicos para Savonius com estator

Tabela D.1 – Savonius com estator cilíndrico de 3 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	3,50	7,00	10,5	14,0	17,5	21,0	24,5	28,0
T (Nm)	19,7	28,4	25,0	18,6	10,4	6,38	4,06	0,00	-8,70
P (W)	0,00	99,5	175	195	146	112	85,3	0,00	-244
C_T	0,34	0,49	0,43	0,32	0,18	0,11	0,07	0,00	-0,15
C_P	0,00	0,12	0,22	0,24	0,18	0,14	0,10	0,00	-0,31
C_A – Rotor	0,56	0,98	1,04	1,14	1,13	1,12	1,20	1,23	1,27
C_S – Rotor	-0,03	-0,06	0,41	0,63	0,68	0,74	0,71	0,66	1,02
F_A – Estator (N)	76,4	98,4	107	91,8	83,3	68,3	84,6	80,9	85,5
F_S – Estator (N)	29,8	35,4	28,0	41,9	45,3	49,1	46,9	48,9	17,7

Tabela D.2 – Savonius com estator cilíndrico de 2 aberturas – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	3,50	7,00	10,5	14,0	17,5	21,0	24,5	28,0
T (Nm)	9,82	8,70	6,38	4,64	2,32	1,16	-2,90	-9,28	-12,2
P (W)	0,00	30,5	44,7	48,7	32,5	20,3	-60,9	-227	-341
C_T	0,17	0,15	0,11	0,08	0,04	0,02	-0,05	-0,16	-0,21
C_P	0,00	0,04	0,06	0,06	0,04	0,03	-0,08	-0,28	-0,42
C_A – Rotor	0,63	0,84	0,94	0,99	1,00	1,03	0,94	0,90	0,88
C_S – Rotor	-0,12	0,14	0,24	0,36	0,48	0,67	1,11	1,37	1,49
F_A – Estator (N)	32,2	17,3	9,86	7,57	6,44	7,29	8,60	22,7	21,2
F_S – Estator (N)	73,1	36,1	19,0	7,73	0,38	4,28	-49,7	-73,6	-76,2

Tabela D.3 – Savonius com estator de paredes como aerofólios – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	3,50	7,00	10,5	14,0	17,5	21,0	24,5	28,0
T (Nm)	14,9	20,9	16,2	10,4	7,54	4,64	1,74	-0,58	-3,48
P (W)	0,00	73,1	114	110	106	81,2	36,6	-14,2	-97,5
C_T	0,26	0,36	0,28	0,18	0,13	0,08	0,03	-0,01	-0,06
C_P	0,00	0,09	0,14	0,14	0,13	0,10	0,05	-0,02	-0,12
C_A – Rotor	0,76	1,27	1,46	1,43	1,43	1,42	1,35	1,32	1,26

Tabela D.3 – Savonius com estator de paredes como aerofólios – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
C_S – Rotor	0,01	0,10	0,47	0,55	0,69	0,85	1,01	1,17	1,34
F_A – Estator (N)	61,3	69,8	57,8	39,3	41,6	44,4	38,0	36,4	32,0
F_S – Estator (N)	19,9	6,95	-16,7	-49,6	-73,3	-103	-137	-167	-193

Tabela D.4 – Savonius com estator de 1 pá defletora – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	3,50	7,00	10,5	14,0	17,5	21,0	24,5	28,0
T (Nm)	16,9	24,4	17,4	8,70	6,38	4,06	1,74	-0,58	-3,48
P (W)	0,0	85,3	122	91,4	89,4	71,1	36,6	-14,2	-97,5
C_T	0,29	0,42	0,30	0,15	0,11	0,07	0,03	-0,01	-0,06
C_P	0,00	0,11	0,15	0,11	0,11	0,09	0,05	-0,02	-0,12
C_A – Rotor	0,26	0,74	0,56	0,35	0,27	0,20	0,15	0,13	0,07
C_S – Rotor	-0,07	0,26	0,42	0,65	0,84	0,88	0,92	1,08	1,22
F_A – Estator (N)	90,8	103	100	78,0	76,3	73,3	73,4	76,3	76,4
F_S – Estator (N)	-75,0	-84,9	-75,0	-64,3	-63,0	-60,5	-60,6	-62,9	-63,0

Tabela D.5 – Savonius com estator de 4 pás defletoras – $Re = 433.500$ e $IT = 1\%$

Parâmetro	Valor para $\lambda = 0$	Valor para $\lambda = 0,25$	Valor para $\lambda = 0,5$	Valor para $\lambda = 0,75$	Valor para $\lambda = 1$	Valor para $\lambda = 1,25$	Valor para $\lambda = 1,5$	Valor para $\lambda = 1,75$	Valor para $\lambda = 2$
ω (rad/s)	0,00	3,50	7,00	10,5	14,0	17,5	21,0	24,5	28,0
T (Nm)	24,9	27,3	20,3	19,7	16,2	8,70	4,06	1,16	-4,06
P (W)	0,00	95,4	142	207	227	152,3	85,3	28,4	-114
C_T	0,43	0,47	0,35	0,34	0,28	0,15	0,07	0,02	-0,07
C_P	0,00	0,12	0,18	0,26	0,28	0,19	0,11	0,04	-0,14
C_A – Rotor	0,39	0,86	1,11	1,29	1,46	1,29	1,29	1,33	1,35
C_S – Rotor	-0,41	-0,26	-0,02	-0,28	-0,20	-0,31	-0,32	-0,35	-0,30
F_A – Estator (N)	238	238	237	193	208	184	182	184	171
F_S – Estator (N)	22,9	89,3	53,9	36,0	38,9	17,4	11,4	10,3	19,1

APÊNDICE E – Preparação para futuros testes experimentais

A dificuldade existente na seleção de resultados de boa qualidade obtidos de estudos executados por outros pesquisadores, para a realização de comparações com os resultados simulados no presente trabalho, inspira a proposta da execução de futuros testes de desempenho em canal aerodinâmico. Nesses testes, pretende-se verificar as características de performance de modelos reduzidos a partir de experimentos com os mesmos operando em canal aerodinâmico do Laboratório de Mecânica dos Fluidos da Universidade Federal do Rio Grande do Sul. Um modelo de rotor Savonius semelhante ao utilizado nas simulações desse trabalho, porém com dimensões reduzidas em dez vezes, é construído, assim como um estator cilíndrico de duas aberturas. O rotor sem e com o estator pode ser analisado nas Figuras E.1 e E.2, respectivamente.



Figura E.1 – Modelo reduzido de rotor Savonius confeccionado para futuros testes de desempenho

O canal aerodinâmico cujo uso é pretendido nos futuros testes de desempenho possui 6,25 m de comprimento e área da seção de testes, que é situada a 1,85 m da entrada do mesmo, com seção de 1 m de altura por 1 m de largura. O canal, que é exibido na Figura E.3, funciona a base de sucção de ar. A velocidade do escoamento é controlada por um inversor de frequências que controla a velocidade angular de um motor de indução que é conectado ao

ventilador, responsável por gerar o escoamento de ar. Medições do perfil de velocidades e das características do escoamento estão em andamento.



Figura E.2 – Modelo reduzido de turbina Savonius com estator cilíndrico de 2 aberturas confeccionado para futuros testes de desempenho



Figura E.3 – Canal aerodinâmico cujo uso é pretendido nos futuros testes de desempenho