

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO  
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE  
ESCOLA DE ENGENHARIA  
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA OCEÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DAS RAZÕES DE SOBREPOSIÇÃO E AFASTAMENTO SOBRE OS  
COEFICIENTES AERODINÂMICOS DO ROTOR SAVONIUS UTILIZANDO O SOFTWARE  
OPENFOAM

por

Daniel Borges dos Santos

Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia Oceânica

Rio Grande, dezembro de 2020

**“ANÁLISE NUMÉRICA DAS RAZÕES DE SOBREPOSIÇÃO E AFASTAMENTO SOBRE OS COEFICIENTES AERODINÂMICOS DO ROTOR SAVONIUS UTILIZANDO O SOFTWARE OPENFOAM”**

**Daniel Borges dos Santos**

Esta dissertação foi julgada adequada para obtenção do título de:  
***MESTRE EM ENGENHARIA OCEÂNICA***

Tendo sido aprovada em sua forma final pela Coordenação de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica

  
Prof. Dr. Liércio André Isoldi  
Coordenador do PPGeo/FURG

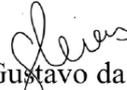
Banca Examinadora:

  
Prof. Dr. Jeferlon Avila Souza  
Orientador – PPGeo/FURG

  
Prof. Dr. Elizaldo Domingues dos Santos  
Membro Interno – PPGeo/FURG

  
Prof. Dr. Cristopher Hood Marques  
Coorientador – EE/FURG

  
Prof. Dr. Mateus das Neves Gomes  
Membro Externo – PPGCTS/IFPR

  
Prof. Dr. Gustavo da Cunha Dias  
Membro Externo – EE/FURG

## Ficha Catalográfica

S237a Santos, Daniel Borges dos.  
Análise numérica das razões de sobreposição e afastamento sobre os coeficientes aerodinâmicos do rotor Savonius utilizando o software *OpenFOAM* / Daniel Borges dos Santos. – 2020.  
76 f.

Dissertação (mestrado) – Universidade Federal do Rio Grande – FURG, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica, Rio Grande/RS, 2020.  
Orientador: Dr. Jeferson Avila Souza.  
Coorientador: Dr. Cristofer Hood Marques.

1. Turbina Savonius 2. Dinâmica dos fluidos computacional 3. OpenFOAM 4. Razão de afastamento 5. Arbitrary Mesh Interface I. Souza, Jeferson Avila II. Marques, Cristofer Hood III. Título.

CDU 621:004.42

## **AGRADECIMENTOS**

À Universidade Federal do Rio Grande (FURG), através da qual esse trabalho foi possível;

Ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica (PPGEO), pela oferta do curso;

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES), pelo suporte financeiro;

Ao meu orientador, Prof. Dr. Jeferson Avila Souza, por aceitar me orientar, por acreditar na minha capacidade e por me possibilitar esta oportunidade de aprendizado e conhecimento.

E ao meu coorientador, Prof. Dr. Crístopher Hood Marques, por aceitar me coorientar e por se dispor a ajudar na conclusão dessa pesquisa.

## RESUMO

A busca por formas de extrair energia de fontes renováveis está entre as maiores preocupações das pesquisas sobre energia nos dias atuais. Uma fonte renovável, como a energia eólica, em um cenário complexo, como áreas urbanas, é uma oportunidade promissora para a aplicação de pequenas turbinas eólicas Savonius. No presente trabalho, foram apresentados os estudos sobre rotores do tipo Savonius bem como do software escolhido para realizá-lo, o OpenFOAM. Com o objetivo de estudar a influência da razão de sobreposição e da razão de afastamento das pás do rotor nos coeficientes aerodinâmicos, é utilizado o método de volumes finitos, com o algoritmo *Arbitrary Mesh Interface* do software OpenFOAM, para realizar um estudo com malha deslizante no rotor. Para isso, primeiramente foi feita uma verificação do domínio computacional com o rotor estático, onde foram avaliados os coeficientes de torque estático, arrasto e sustentação, bem como uma análise dos padrões de escoamento e da turbulência no entorno do rotor. Depois, foi validado e verificado o estudo do rotor com malha deslizante utilizando o algoritmo AMI, replicando alguns valores para rotações do rotor, escolhidos conforme os dados presentes na literatura e comparando os coeficientes de torque para diferentes razões de velocidade de ponta. Tendo apresentado as menores diferenças entre os coeficientes simulados e os coeficientes dos trabalhos da literatura, se optou por utilizar a razão de velocidade de ponta de 0,81 para as análises das razões de sobreposição e afastamento. Por fim, foram analisadas 11 razões de afastamento, variando de -0,25 a 0,25 para duas razões de sobreposição, 0,15 e 0,20, e concluiu-se que uma combinação de razão de sobreposição de 0,15 junto com uma razão de afastamento entre -0,25 e -0,20 é um intervalo de combinações eficientes para este rotor.

**Palavras-chaves.** Turbina Savonius. Dinâmica dos Fluidos Computacional. OpenFoam. Razão de Afastamento. Arbitrary Mesh Interface.

## ABSTRACT

The pursuit for different ways to extract energy from renewable sources is among the biggest concerns of energy research nowadays. A renewable source, such as wind energy, in a complex scenario, such as urban areas, is a promising opportunity for the application of small wind turbines Savonius. In the present work, it was presented studies on Savonius rotors as well as on the software, OpenFOAM. In order to study the influence of the overlap ratio and the spacing ratio on the rotor blades aerodynamic coefficients, the finite volume method is used, with the OpenFOAM software Arbitrary Mesh Interface algorithm, to perform a study with sliding mesh on the rotor. For this, firstly, a verification of the computational domain with the static rotor was made, where the coefficients of static torque, drag and lift were evaluated, as well as an analysis of the flow patterns and turbulence around the rotor. Then, the study of the rotor with sliding mesh was validated and verified utilizing the AMI algorithm, repeating some rotor rotation values, selected accordingly the data present in the literature and comparing the torque coefficients for different rotor tip speed ratios. Having presented the smallest difference between the simulated coefficients and the coefficients presented in the literature work, it was decided to use a tip speed ratio of 0.81 for the analysis of the overlap and spacing ratio. Finally, 11 spacing ratio positions were analyzed, ranging from -0.25 to 0.25 for two overlapping ratios, of 0.15 and 0.20, and it was concluded that a combination of 0.15 overlap ratio together with a spacing ratio between -0.25 and -0.20 is an efficient combination interval for this rotor.

**Keywords.** Savonius Turbine. Computational Fluid Dynamics. OpenFOAM. Spacing Ratio. Arbitrary Mesh Interface.

# ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO .....	15
1.1. Justificativas.....	18
1.2. Objetivos .....	18
1.2.1. Objetivos específicos .....	18
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	20
2.1. Geração de energia.....	20
2.2. Turbinas eólicas de eixo horizontal.....	21
2.3. Turbinas eólicas de eixo vertical.....	23
2.4. Rotor Savonius.....	25
2.4.1. Desempenho do rotor Savonius .....	26
2.4.2. Parâmetros fundamentais .....	29
Placas de extremidade .....	29
Razão de altura .....	30
Razões de Afastamento (RA) e de sobreposição (RS) das pás.....	30
Número de pás e estágios .....	31
Formato das pás.....	31
Eixo e acessórios .....	32
Número de Reynolds .....	32
2.5. Estado da arte .....	33
2.5.1. Estudos experimentais.....	33
2.5.2. Estudos numéricos .....	35
3. MODELAGEM MATEMÁTICA .....	39
3.1. Equações governantes .....	40
3.1.1. Modelos de turbulência.....	40
Modelo k- $\epsilon$ padrão.....	41
Modelo k- $\omega$ .....	42
Modelo k- $\omega$ SST.....	44
4. MODELAGEM NUMÉRICA .....	46
4.1. Método de Volumes Finitos .....	46
4.2. Acoplamento pressão-velocidade.....	48
4.2.1. Método SIMPLE ( <i>Semi IMPLICIT Linked Equations</i> ) .....	48

4.2.2. Método PISO ( <i>Pressure Implicit with Splitting of Operators</i> ) .....	49
4.2.3. Algoritmo PIMPLE (OpenFOAM) .....	49
4.3. Esquemas de interpolação .....	50
4.4. Algoritmo AMI ( <i>Arbitrary Mesh Interface</i> ).....	51
4.5. Domínio computacional (Malha) .....	52
4.5.1. Teste de independência de malha .....	54
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	57
5.1. Verificação e validação .....	57
5.2. Análise do escoamento.....	60
5.3. Análise das razões de sobreposição e afastamento .....	63
6. CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	68
6.1. Trabalhos futuros.....	69
7. REFERÊNCIAS.....	70

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Participação de energias provenientes de fontes renováveis na matriz energética (Fonte: EPE, 2020). .....	16
Figura 1.2 – Participação de energias provenientes de fontes renováveis na matriz elétrica (Fonte: EPE, 2020). .....	16
Figura 1.3 – Oferta interna de energia elétrica por fonte (Fonte: EPE, 2020). .....	17
Figura 2.1 – Aerogerador de Charles Brush em 1888 (Fonte: Dismukes et al., 2007). .....	20
Figura 2.2 – Tipos de TEEHs (Fonte: adaptado de Eldridge, 1980). .....	22
Figura 2.3 – Curvas características de potência em função de $\lambda$ para diversas turbinas eólicas (Fonte: Eldridge, 1980). .....	22
Figura 2.4 – Tipos de TEEVs (Fonte: adaptado de Eldridge, 1980). .....	24
Figura 2.5 – Forças atuantes no rotor Savonius (Fonte: adaptado de Akwa, 2010). .....	25
Figura 2.6 – Forças de arrasto atuantes em um rotor Savonius (Fonte: Ali, 2013). .....	27
Figura 2.7 – Dimensões do rotor. .....	28
Figura 2.8 – Dimensões do domínio. .....	29
Figura 2.9 – Exemplos de placas de extremidade em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010). .....	30
Figura 2.10 – Exemplos de razão de altura em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010). .....	30
Figura 2.11 – Exemplos de (a) $RA < 0$ , (b) $RA = 0$ , (c) $RA > 0$ , (d) $RS = 0$ , (e) $RS > 0$ . .....	31
Figura 2.12 – Exemplos de (a) número de estágios, (b) número de pás em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010). .....	31
Figura 2.13 – Exemplos de (a) formatos de perfis de pá, (b) pás helicoidais em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010). .....	32
Figura 2.14 – Exemplo de presença de eixo em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010). .....	32
Figura 3.1 – Condições de contorno. .....	39
Figura 4.1 – Tarefa do método numérico. (Fonte: Adaptado de Maliska, 2004). .....	47
Figura 4.2 – Identificação da malha intermediária. (a) e (b) representam as malhas de passo de tempo consecutivos enquanto (c) e (d) representam a mesma super malha que identifica as intersecções para (a) e (b). (Fonte: Adaptado de Carneiro, 2020). .....	51
Figura 4.3 – Discretização dos domínios computacionais. .....	53
Figura 4.4 – Domínio computacional final. .....	54
Figura 4.5 – Domínio computacional. .....	55
Figura 5.1 – Comparação dos coeficientes de torque estático. .....	57
Figura 5.2 – Comparação dos coeficientes de arrasto para o rotor estático. .....	58
Figura 5.3 – Comparação dos coeficientes de sustentação para o rotor estático. .....	58
Figura 5.4 – Comparação dos coeficientes de torque obtidos com dados experimentais de Blackwell et al. (1977) e dados numéricos de Ferrari et al. (2017). .....	59
Figura 5.5 – Coeficiente de torque estático do rotor Savonius para um tempo de 2s e diferentes posições (ângulos): (a) $0^\circ$ , (b) $30^\circ$ , (c) $60^\circ$ , (d) $90^\circ$ , (e) $120^\circ$ , (f) $150^\circ$ . .....	61
Figura 5.6 – Escoamento sobre o rotor Savonius estático (Fonte: Nakajima et al., 2008). .....	62
Figura 5.7 – Análise temporal do rotor Savonius com $RA = 0$ e $RS = 0,20$ . .....	63
Figura 5.8 – Gradientes de velocidade em 18 s de simulação para $RS = 0,20$ e: .....	64
Figura 5.9 – Comportamento de $C_m$ em função de $RA$ para diferentes valores de $RS$ . .....	65
Figura 5.10 – Comportamento de $C_a$ em função de $RA$ para diferentes valores de $RS$ . .....	66
Figura 5.11 – Comportamento de $C_s$ em função de $RA$ para diferentes valores de $RS$ . .....	66

## LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1. Índice de estudos sobre RS e RA e valores recomendados. ....	38
Tabela 4.1. Resumo das funções de interpolação adotadas.....	50
Tabela 4.2. Teste de independência de malha. ....	55
Tabela 4.3. Verificação e validação do coeficiente de torque dinâmico. ....	60
Tabela 5.1. Análise da RS 0,15. ....	67
Tabela 5.2. Análise da RS 0,20. ....	67

# LISTA DE SÍMBOLOS

## Algarismos Romanos

$a$	afastamento entre pás [m]
$A_{pá}$	Área da pá [m <sup>2</sup> ]
$c$	Comprimento de corda [m]
$C_a$	Coefficiente de arrasto [-]
$C_s$	Coefficiente de sustentação [-]
$C_m$	Coefficiente de torque [-]
$C_p$	Coefficiente de potência [-]
$C_{1\varepsilon}$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$ [-]
$C_{2\varepsilon}$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$ [-]
$CD_{k\omega}$	Constante do modelo $\kappa$ - $\omega$ SST [-]
$C_\mu$	Constante do modelo $\kappa$ - $\varepsilon$ [-]
$D$	Diâmetro do rotor [m]
$D_{ami}$	Diâmetro do domínio móvel [m]
$e$	espessura da pá [m]
$f_\beta$	Constante do modelo $k$ - $\omega$ [-]
$F_1$	Função de mesclagem do modelo $k$ - $\omega$ SST [-]
$F_{res}$	Força resultante [N]
$F_a$	Força de arrasto [N]
$F_s$	Força de sustentação [N]
$g$	Aceleração da gravidade [m/s <sup>2</sup> ]
$k$	Energia cinética turbulenta [m <sup>2</sup> /s <sup>2</sup> ]
$p$	Pressão [Pa]
$p^*$	Campo de pressão estimado [Pa]

$p'$	Campo de pressão corrigido [Pa]
$P$	Potência [W]
$R$	Constante dos gases [J/kg.K]
$Re$	Número de Reynolds [-]
$s$	Sobreposição entre pás [m]
$S_{ij}$	Tensor da taxa de deformação média [1/s]
$t$	Tempo [s]
$T$	Temperatura [k]
$u'$	Componente flutuante da velocidade [m/s]
$u^*$	Velocidade estimada [m/s]
$U$	Velocidade média [m/s]
$u_i$	Componente constante da velocidade na direção $i$ [m/s]
$u_j$	Componente constante da velocidade na direção $j$ [m/s]
$U_{inf}$	Velocidade do escoamento livre [m/s]
$U_{rel}$	Velocidade relativa do fluido sobre a pá [m/s]
$U_{tan}$	Velocidade tangencial da pá do rotor [m/s]
$v$	Velocidade do fluido em escoamento [m/s]
$v^*$	Velocidade estimada [m/s]
$x_i$	Componentes cartesianas [m]
$x_{\omega}$	Constante do modelo k- $\omega$ [-]

### Símbolos Gregos

$\alpha$	Ângulo de ataque [rad]; constante do modelo k- $\omega$ [-]
$\alpha^*$	Coefficiente de amortecimento da viscosidade turbulenta do modelo $k$ - $\omega$ [-]
$\alpha_1$	Constante do modelo k- $\omega$ SST [-]
$\beta$	Constante do modelo k- $\omega$ [-]

$\beta_l$	Constante do modelo k- $\omega$ SST [-]
$\beta^*$	Constante do modelo k- $\omega$ [-]
$\nu$	Viscosidade cinemática [m/s <sup>2</sup> ]
$\theta$	Posição angular do rotor [rad]
$\lambda$	Razão de velocidade de ponta do rotor [-]
$\varepsilon$	Taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [m <sup>2</sup> /s <sup>3</sup> ]
$\mu$	Viscosidade dinâmica do fluido [kg/m.s]
$\mu_t$	Viscosidade turbulenta [kg/m.s]
$\rho$	Massa específica [kg/m <sup>3</sup> ]
$\sigma_\varepsilon$	Número de Prandtl para a taxa de dissipação da energia cinética turbulenta [-]
$\sigma_\kappa$	Número de Prandtl para a energia cinética da turbulência [-]
$\sigma_\omega$	Número de Prandtl para a taxa de dissipação específica [-]
$\sigma_d$	Constante do modelo k- $\omega$ [1/s <sup>3</sup> ]
$\sigma_{do}$	Constante do modelo k- $\omega$ [1/s <sup>3</sup> ]
$\tau_{ij}$	Tensor de tensões [N/m <sup>2</sup> ]
$\omega_0$	Velocidade angular [rad/s]
$\omega$	Taxa de dissipação específica [1/s]
$\Omega$	Vorticidade [1/s]

## LISTA DE ABREVIATURAS

AMI	<i>Arbitrary Mesh Interface</i>
CAPES	Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
ECO/92	Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente e Desenvolvimento Humano
EE	Escola de Engenharia
EPE	Empresa de Pesquisa Energética
FURG	Universidade Federal de Rio Grande
GGI	<i>General Grid Interface</i>
GPL	<i>General Public Licence</i>
MDF	Método das Diferenças Finitas
MEF	Método de Elementos Finitos
MVF	Método de Volumes Finitos
OpenFOAM	<i>Open-source Field Operation And Manipulation</i>
PISO	<i>Pressure Implicit with Splitting of Operators</i>
PPGEO	Programa de Pós-Graduação em Engenharia Oceânica
RANS	<i>Reynold Averaged Navier-Stokes</i>
RA	Razão de afastamento
RNG	<i>Re-Normalization Group</i>
RS	Razão de sobreposição
SIMPLE	<i>Semi IMPLICIT Linked Equations</i>
SST	<i>Shear-Stress Transport</i>
TEEH	Turbina Eólica de Eixo Horizontal
TEEV	Turbina Eólica de Eixo Vertical

URANS

*Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes*

# 1. INTRODUÇÃO

Desde a segunda revolução industrial, na segunda metade do século XIX, os avanços científicos e tecnológicos que surgiram com a industrialização e a produção em massa de bens de consumo tornaram as cidades mais desenvolvidas. Isso trouxe para as cidades um grande movimento de pessoas atrás de oportunidades de trabalho, aumentando drasticamente a população urbana. Consequentemente, o crescimento do número de pessoas e indústrias geraram também uma demanda por energia, como elemento fundamental para tal revolução. O petróleo surgiu como opção para queima do carvão para geração de vapor, aumentando consideravelmente a eficiência das máquinas e também como matéria-prima para produção de energia que mantinha as cidades mais ativas e produtivas (Mohajan, 2020; Mokyr, 1999).

Para suprir a crescente demanda de energia a busca por petróleo também foi intensificada em todo o mundo. O crescente aumento da população mundial, do número de aparelhos eletrônicos, do número de carros além de hábitos desregrados de consumo, tornou o petróleo uma ferramenta geopolítica. A primeira crise do petróleo foi uma estratégia político/econômica dos países árabes membros da Organização dos Países Exportadores de Petróleo em 1973, onde o preço do barril de petróleo foi aumentado em quase cinco vezes, levando à falência indústrias no mundo inteiro (Venn, 2002).

Com esse evento, alguns países começaram a repensar a sua dependência desta matéria-prima que começou a ser vista como um recurso finito e começaram a buscar alternativas para suprir suas demandas energéticas, aliadas a uma forma sustentável e menos impactante para a natureza. Começaram a surgir discussões sobre o futuro do planeta e como os hábitos de consumo e utilização do petróleo impactam a natureza. Diversos acordos foram firmados para reduzir as emissões de gases que contribuem para o efeito estufa e o aquecimento global e incentivar a pesquisa e a transição para fontes de energia que sejam limpas e renováveis. Essas medidas começaram com a primeira Conferência Mundial do Meio Ambiente, em Estocolmo na Suécia em 1974. Também se destacam o Protocolo de Montreal em 1989, a Conferência das Nações Unidas sobre o Meio Ambiente e Desenvolvimento Humano – ECO/92 - no Rio de Janeiro em 1992, o Protocolo de Kyoto em 1997, o Rio+10 em 2002 até o Acordo de Paris em 2015 que teve a participação de 195 países (Venn, 2002; Hetch e Tirpak, 1995; Christoff, 2016).

Para produzir energia de forma renovável investimentos são necessários, e com o passar dos anos o mundo tem se adaptado, promovendo incentivos às energias provenientes de fontes renováveis. Segundo a Empresa de Pesquisa Energética (EPE), do Ministério de Minas e Energia, alguns

exemplos de fontes renováveis de energia são: hidráulica, solar, eólica, das ondas do mar, das marés, geotérmica e biomassa. Nas quais de acordo com o balanço energético nacional de 2020, Fig. 1.1, para o ano base de 2017 compõem apenas 13,9% da matriz energética mundial. Já no Brasil esse percentual de energia proveniente de fontes renováveis, para o ano base de 2019, chega aos 46,1% de sua matriz energética, tendo a biomassa com 18,0% e a hidráulica com 12,4% deste percentual. Agora quando é comparada a matriz elétrica mundial com a brasileira, Fig. 1.2, tem-se uma diferença ainda mais expressiva, pois a matriz elétrica mundial é composta de apenas 22,0% de fontes renováveis, enquanto a brasileira, no ano de 2019, supera a marca dos 80,0% tendo como fonte principal a hidráulica com 64,9% de seu percentual total, Fig. 1.3 (EPE, 2020).

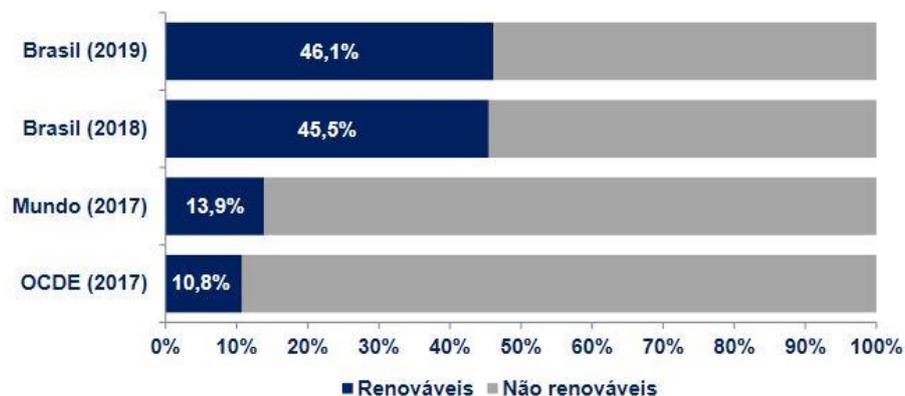


Figura 1.1 – Participação de energias provenientes de fontes renováveis na matriz energética (Fonte: EPE, 2020).

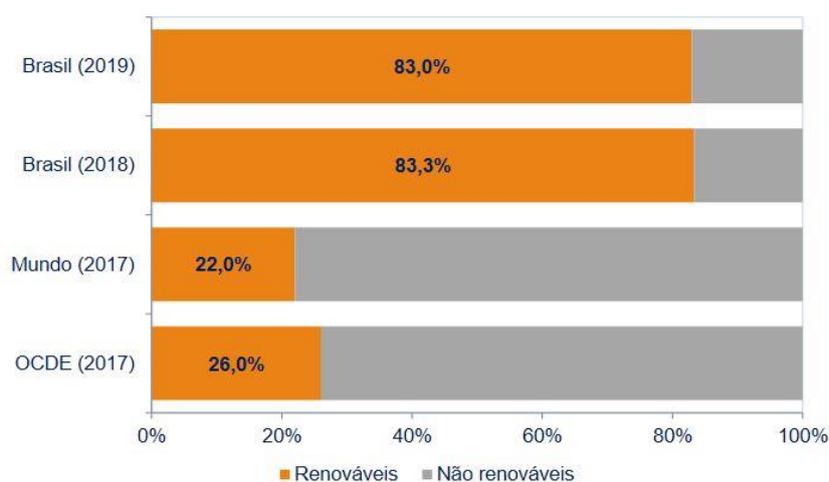


Figura 1.2 – Participação de energias provenientes de fontes renováveis na matriz elétrica (Fonte: EPE, 2020).

Não apenas segundo esta tendência mundial de renovação e diversificação da matriz energética e elétrica, é necessário destacar a importância da pesquisa de novas tecnologias e fontes

provedoras capazes de suprir as crescentes necessidades mundiais. Por exemplo, uma das fontes de energia renovável que vem ganhando cada vez mais espaço na sociedade moderna é a energia eólica. A exploração dos ventos para realizar trabalho produtivo para o homem não é algo novo, isso vem sendo feito a milhares de anos, entretanto na sociedade moderna a utilização dos ventos como forma de gerar energia elétrica em uma escala capaz de contribuir de forma significativa contra formas menos sustentáveis como carvão e derivados do petróleo é a grande vantagem.

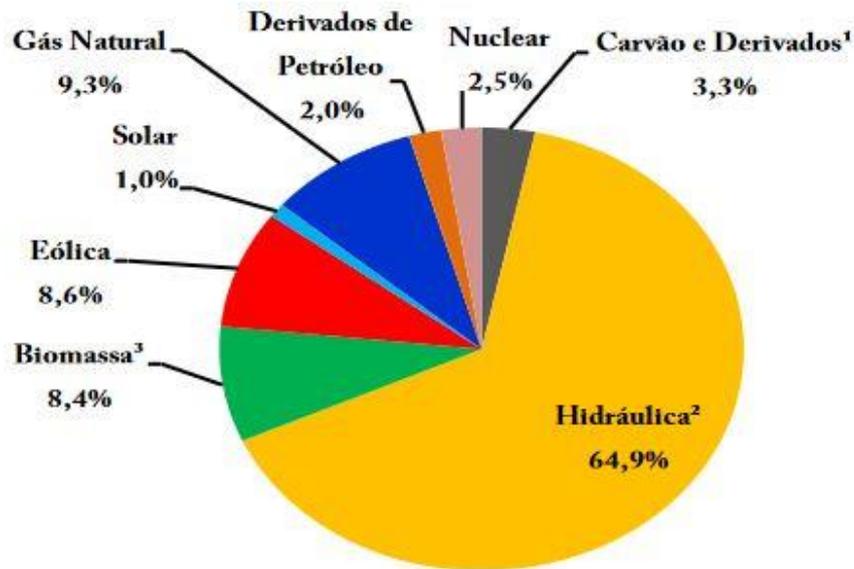


Figura 1.3 – Oferta interna de energia elétrica por fonte (Fonte: EPE, 2020).

Existem dispositivos consolidados capazes de gerar energia através dos ventos, em geral, localizados regiões de alto potencial em diversos lugares ao redor do mundo. As turbinas eólicas de eixo horizontal são o modelo mais eficiente na conversão de energia eólica da atualidade e isso é resultado de muito investimento e pesquisa nesses dispositivos. Entretanto, a exploração de energia eólica nos centros urbanos utilizando dispositivos como turbinas eólicas de eixo vertical é uma oportunidade de explorar ainda mais esse recurso natural que é o vento. Um dos principais tipos dessas turbinas é a Savonius, que é um dispositivo de dimensões menores em comparação com as turbinas eólicas de eixo horizontal, capaz de operar próximo ao solo e/ou em regiões de menor potencial energético (Paraschivoiu, 2002; Saad e Asmuin, 2014).

Uma das formas de se desenvolver pesquisa nesse tema é com a utilização de um software numérico. A utilização de CFD (*computational fluid dynamics*) no auxílio do desenvolvimento de tecnologias de conversores de energia elétrica é amplamente utilizada nos centros onde se desenvolve pesquisa. Os softwares são capazes de simular as condições de escoamento de um fluido ao entorno do rotor possibilitando os cálculos de informações pertinentes como potência, torque etc. O presente

trabalho visa a utilização do software numérico para a simulação de um rotor Savonius, com o intuito de analisar a influência do posicionamento das pás do rotor nos coeficientes aerodinâmicos utilizando o software livre OpenFOAM.

## 1.1. Justificativas

A diversificação da matriz energética é uma tendência mundial e o incentivo a pesquisa para desenvolver novas formas de extrair energia da natureza, causando o menor impacto possível para a mesma é cada vez maior. Existem diversas fontes de energia limpa e renovável como solar, eólica, hidráulica, dos oceanos, geotérmica entre outras. Para que se possa extrair essa energia de forma sustentável e economicamente viável, é necessário investir em pesquisa, tanto para localizar e quantificar as melhores fontes para a extração da energia quanto no desenvolvimento de dispositivos capazes de transformar essa energia disponível em energia útil para o ser humano.

Uma das formas de pesquisa envolve a utilização de softwares, ou seja, utilizar o auxílio do computador para realizar os cálculos numéricos para simular possíveis cenários e compreender melhor os fenômenos físicos envolvidos nos dispositivos geradores de energia. Assim, encontra-se a motivação deste estudo na aplicação do software OpenFOAM como forma de aprimorar um rotor Savonius analisando a influência dos parâmetros de afastamento e sobreposição das pás do rotor.

## 1.2. Objetivos

O objetivo do trabalho é avaliar o desempenho aerodinâmico do rotor de uma turbina Savonius segundo a variação da razão de afastamento para duas razões de sobreposição, 0,15 e 0,20, das pás do rotor, através da simulação numérica do escoamento turbulento no entorno do rotor, utilizando softwares livres.

### 1.2.1. Objetivos específicos

Os objetivos específicos, necessários à conclusão do objetivo principal, são:

- avaliar a metodologia empregada nas simulações numéricas quando à malha, ao domínio computacional, às condições de contorno e aos modelos de turbulência empregados no caso;
- verificar os coeficientes aerodinâmicos do rotor estático antes de realizar o estudo dinâmico;
- verificar e validar o modelo dinâmico com o uso de malha deslizante, utilizando o algoritmo *Arbitrary Mesh Interface* do software OpenFOAM;

- analisar o efeito das razões de afastamento e sobreposição das pás do rotor Savonius nos coeficientes aerodinâmicos.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nessa seção serão discutidos os temas fundamentais para o desenvolvimento dessa pesquisa que dizem respeito ao estudo de turbinas eólicas, o princípio de funcionamento do rotor Savonius e suas características geométricas. Ao final são apresentados os principais trabalhos encontrados na literatura que descrevem o atual estado da arte sobre o tema.

### 2.1. Geração de energia

Uma das primeiras tentativas de gerar energia elétrica utilizando a energia proveniente dos ventos aconteceu nos Estados Unidos, em 1888, quando Charles Brush utilizou uma turbina eólica de eixo horizontal (TEEH), Fig. 2.1, para carregar baterias. Durante o século XX as TEEHs continuaram a se desenvolver, se tornando turbinas maiores e com tecnologias mais avançadas até darem origem as TEEHs modernas (Manwell et al., 2002; Dismukes et al., 2007).

As turbinas eólicas de eixo vertical (TEEV) vêm se desenvolvendo em paralelo com as TEEHs. Em 1930 o engenheiro Sigurd Johannes Savonius patenteou o rotor Savonius nos Estados Unidos. Já em 1931 Georges Jean Marie Darrieus patenteou outras TEEVs, Darrieus e Giromill. Essas turbinas tiveram um maior prestígio nas décadas de 1970 e 1980, quando Estados Unidos e Canadá investiram em diversos protótipos com o objetivo de promover pesquisas nessa área. Na década de 80 a companhia americana FloWind construiu diversas fazendas eólicas equipadas com rotores Darrieus que trabalharam eficientes até apresentarem problemas de fadiga nas pás as quais eram projetadas para serem flexíveis (Eriksson et al., 2008; Savonius, 1930; Darrieus, 1931).

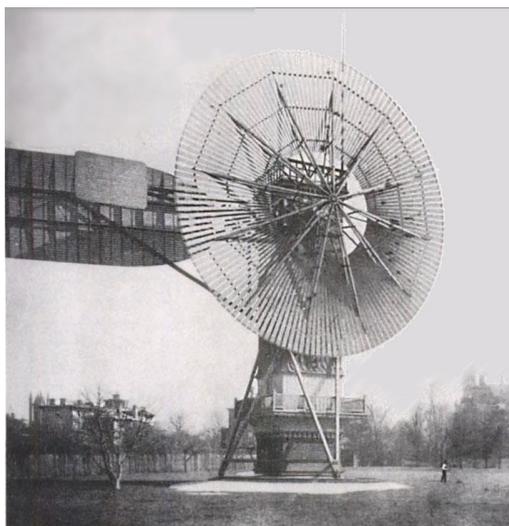


Figura 2.1 – Aerogerador de Charles Brush em 1888 (Fonte: Dismukes et al., 2007).

## 2.2. Turbinas eólicas de eixo horizontal

As TEEHs geralmente consistem de duas ou três hélices ligadas a um eixo central posicionado horizontalmente onde são acoplados a uma caixa de engrenagens e gerador elétrico no topo de uma torre de suporte, Fig. 2.2. Atualmente as TEEH não mais possuem a forma de moinhos de vento utilizados por muitos séculos, pois agora consistem de uma nacelle conectada horizontalmente no topo de uma torre, o que dá origem ao nome (Poleze, 2015; Saad e Asmuin, 2014).

Para TEEHs a área de captura do vento é igual à área de alcance de suas pás, ou seja, o diâmetro do rotor. No entanto, para que possa atuar, é necessário estar posicionada montante à torre (*Upwind*) ou jusante à torre (*Downwind*). Também o número de pás está relacionado com a velocidade de ponta da pá. Assim, como mostra a Fig. 2.3, baixas rotações requerem um número maior de pás, para elevar a área de varredura do rotor. Quando a velocidade de rotação é maior, rotores com 3 pás são suficientes, o que reduz o custo do equipamento e apresenta um bom balanceamento e estabilidade para o rotor (Poleze, 2015).

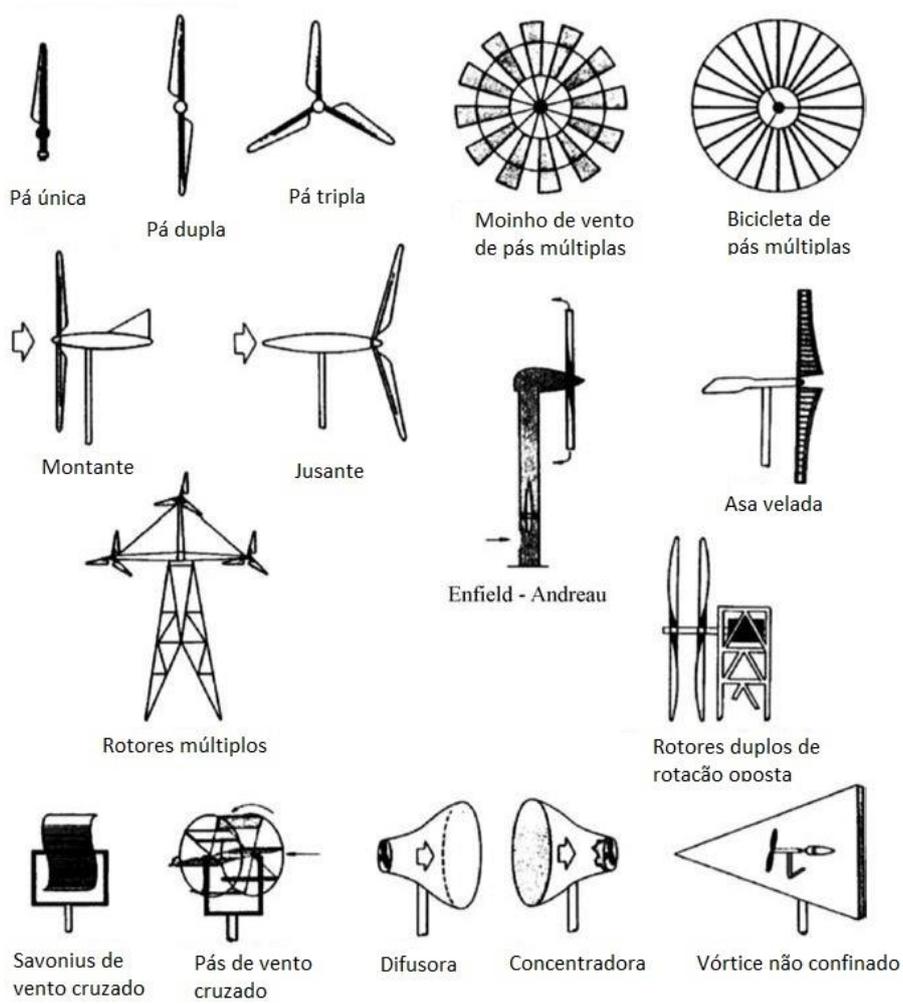


Figura 2.2 – Tipos de TEEHs (Fonte: adaptado de Eldridge, 1980).

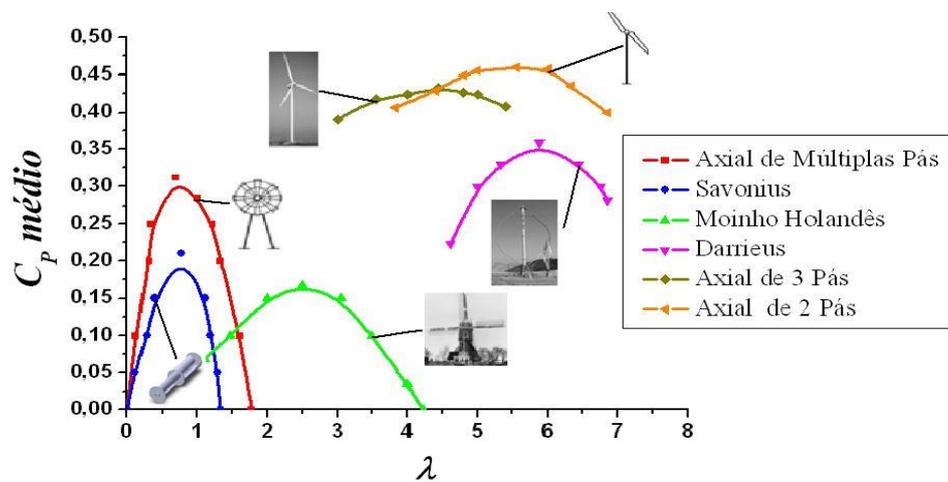


Figura 2.3 – Curvas características de potência em função de  $\lambda$  para diversas turbinas eólicas (Fonte: Eldridge, 1980).

As TEEHs precisam estar sempre posicionadas na direção do vento (contra ou a favor, dependendo do tipo) para que tenham o máximo de eficiência. Em alguns modelos menores elas são equipadas com leme que ajudam a direcionar o rotor. Já para modelos maiores, existem motores e dispositivos responsáveis pela movimentação do rotor para acompanhar a direção do vento (Paraschivoiu, 2002).

Existem diversas vantagens nas TEEHs. Primeiramente, ela possui pás com passo variável, usados para captar o máximo de energia para diferentes condições de vento. Segundo é a alta eficiência devido à posição horizontal das pás contra o vento que maximiza a potência recebida para rotação. Terceiro é a forma tradicional que facilita a instalação e manutenção. Finalmente, a vasta área de aplicações para extração de energia, desde uso residencial até aplicações para sistemas híbridos (Saad e Asmuin, 2014).

Como desvantagens, as TEEHs necessitam de regiões de alto potencial energético com correntes de vento constantes para produção de energia, devido as dimensões dos rotores essas turbinas costumam precisar de uma grande área para operar sem interferência umas das outras. Também, essas turbinas não são auto retificadoras, ou seja, requerem algum mecanismo que faça a correção do posicionamento do rotor para a direção de escoamento do vento e precisam ser instaladas em regiões isoladas pois produzem ruído elevado (Saad e Asmuin, 2014).

### **2.3. Turbinas eólicas de eixo vertical**

Apesar da existência de diversos tipos, Fig. 2.4, as principais TEEV são a Savonius e a Darrius. A Savonius funciona semelhante a uma roda d'água que usa força de arrasto para movimentar o rotor, já a Darrius usa pás semelhantes às pás das TEEH. A principal diferença para as TEEH é a orientação do rotor, que fica disposto na posição vertical, geralmente sobre um eixo de suporte, que faz com que o rotor gire em uma posição perpendicular ao escoamento do vento (Poleze, 2015; Saad e Asmuin, 2014).

Esses modelos TEEVs geralmente operam próximo ao chão, o que tem algumas vantagens em relação às TEEH, pois permite a disposição de equipamentos pesados como caixa de transmissão e geradores próximos do chão ao invés de uma nacela. Outra vantagem é que elas não precisam de dispositivos para guiar o vento, pois operam com ventos oriundos de qualquer direção. As TEEVs costumam produzir menos ruídos, e de acordo com Hezaveh et al. (2018) podem operar mais próximas umas das outras, de forma que se planejado de forma cuidadosa é possível aumentar o desempenho do grupo em relação a configuração unitária. Mas possuem certas desvantagens como as correntes de vento costumam ser menores a baixas altitudes, resultando em uma menor potência

gerada, necessidade de cabos de sustentação para a torre principal, algumas vezes não operam de forma adequada quando há rajadas de vento, possuem instabilidades dinâmicas, são sensíveis a condições não planejadas e as pás são sensíveis à fadiga devido a variação da aplicação das forças a cada rotação (Saad e Asmuin, 2014).

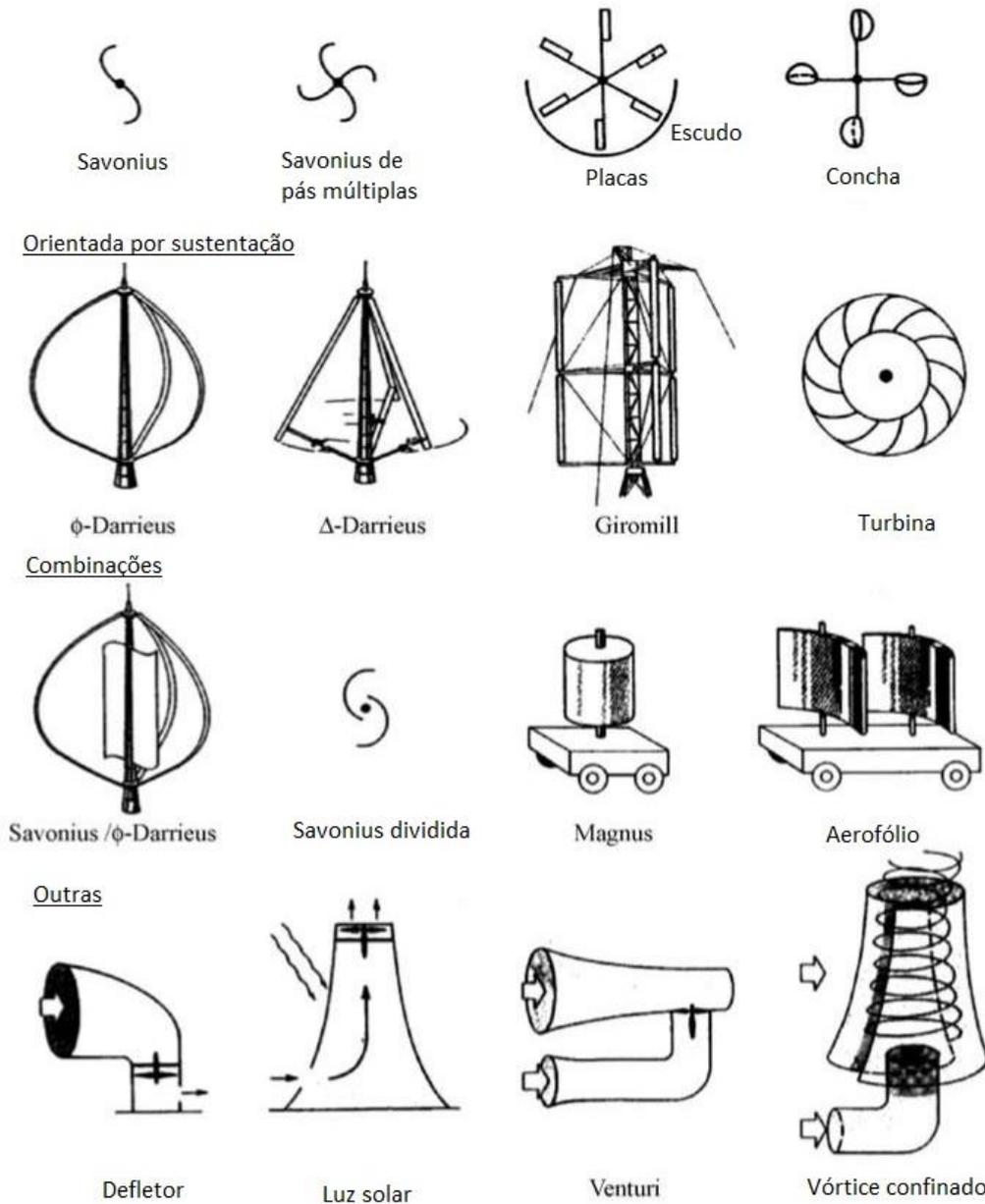


Figura 2.4 – Tipos de TEEVs (Fonte: adaptado de Eldridge, 1980).

Ainda assim, diversos pesquisadores trabalham para resolver os problemas e ineficiências presentes nessas turbinas. Quando comparado com o tempo e o suporte financeiro que as TEEH já receberam, as TEEV estão apenas começando a serem estudadas, dessa forma existe muito espaço

para evolução dessas turbinas (Paraschivoiu, 2002).

## 2.4. Rotor Savonius

O rotor Savonius é uma máquina que opera devido às forças de arrasto ( $F_a$ ) e forças de sustentação ( $F_s$ ) que atuam nas suas pás (Garsh e Twele, 2002). Conforme ilustrado no esquema da Fig. 2.5, um escoamento de velocidade  $U_{inf}$  atinge o rotor que passa a girar com uma velocidade angular  $\omega$ , resultando em uma velocidade tangencial da pá do rotor ( $U_{tan}$ ), que é função da velocidade angular e do raio ( $D/2$ ) do rotor. Com essas informações é possível calcular a velocidade relativa do ar sobre a pá ( $U_{rel}$ ).

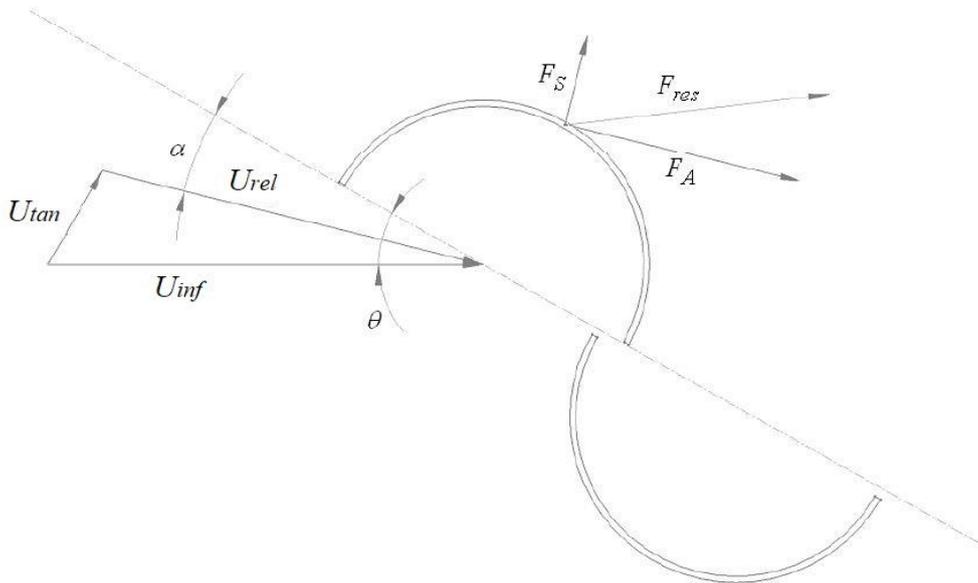


Figura 2.5 – Forças atuantes no rotor Savonius (Fonte: adaptado de Akwa, 2010).

$$\vec{U}_{rel} = \vec{U}_{inf} - \vec{U}_{tan} = \vec{U}_{inf} - \omega_0 r \quad (2.1)$$

Sendo  $\alpha$  o ângulo de ataque da velocidade relativa do ar sobre a pá e  $\theta$  a posição angular do rotor. A força resultante sobre a pá ( $F_{res}$ ) pode ser descrita pela combinação das forças de arrasto ( $F_a$ ) e de sustentação ( $F_s$ ) (Garsh e Twele, 2002; Akwa, 2010).

$$F_a = C_a(\alpha) \frac{\rho}{2} A_{pá} U_{rel}^2 \quad (2.2)$$

$$F_s = C_s(\alpha) \frac{\rho}{2} A_{pá} U_{rel}^2 \quad (2.3)$$

onde a área da pá representa a área de resistência ao vento, ou seja, é equivalente a altura pela espessura da pá.

$$F_{res} = \sqrt{F_a^2 + F_s^2} \quad (2.4)$$

Segundo Garsh e Twele (2002), para facilitar a apresentação das curvas características dos rotores como torque e potência, é comum fazer a apresentação destes em relação à velocidade de ponta do rotor ( $\lambda$ ).

$$\lambda = \frac{D\omega_0}{2U_{inf}} \quad (2.5)$$

Com isso, o torque e potência do rotor, bem como seus coeficientes podem ser calculados respectivamente como:

$$M = \frac{\rho}{4} DA_{pá} U_{inf}^2 C_m \quad (2.6)$$

$$P = \frac{\rho}{2} A_{pá} U_{inf}^3 C_p \quad (2.7)$$

Curvas de torque médio e potência média que fornecem as condições de torque e potência para cada valor de velocidade angular e velocidade de vento são úteis para rotores reais. Entretanto, para facilitar a comparação entre pesquisadores é mais conveniente apresentar tais curvas em função dos coeficientes adimensionais destas grandezas, como curvas  $C_m \times \lambda$  e  $C_p \times \lambda$ . As características do escoamento sobre o rotor também podem ser apresentadas de forma adimensional através do número de Reynolds ( $Re$ ) (Akwa, 2010).

$$Re = \frac{DU_{inf}}{\nu} \quad (2.8)$$

onde,  $\nu$  é a viscosidade cinemática do fluido.

### 2.4.1. Desempenho do rotor Savonius

O rotor Savonius é um dispositivo de baixa eficiência, que precisaria de cerca de 30 vezes sua superfície para gerar a mesma potência das turbinas eólicas tradicionais e com um coeficiente de potência máximo de cerca de 30%. Sendo que, de acordo com Menet e Bourabaa (2004) o coeficiente de potência está diretamente ligado à eficiência global de rotores eólicos. Entretanto possui um

mecanismo muito simples e de fácil manufatura, recomendável para aplicações específicas como bombeamento de água, alimentar pequenos geradores elétricos, providenciar ventilação, carregar baterias entre outras. Por ter um alto torque de partida, é um rotor adequado para locais com ventos amenos (Paraschivoiu, 2002).

O movimento de rotação do rotor Savonius se deve à diferença de forças exercida em cada pá. Como apresentado na Fig. 2.6, a pá de avanço (côncava) captura as forças do vento e direciona para a parte central da pá que rotaciona em torno do eixo central do rotor. Em contrapartida, a pá de retorno (convexa) causa uma deflexão nas forças do vento forçando-o a se mover para as extremidades da pá. Devido a essa curvatura, a pá de retorno experimenta uma força de arrasto menor se movendo contra o sentido do vento do que a pá de avanço, seguindo a direção do vento. Por esse motivo a turbina Savonius extrai menos potência do vento do que outras turbinas de semelhantes tamanhos, porque a potência que poderia ser captada pela turbina é utilizada para empurrar o lado convexo, reduzindo sua eficiência (Saha et al., 2008; Ali, 2013).

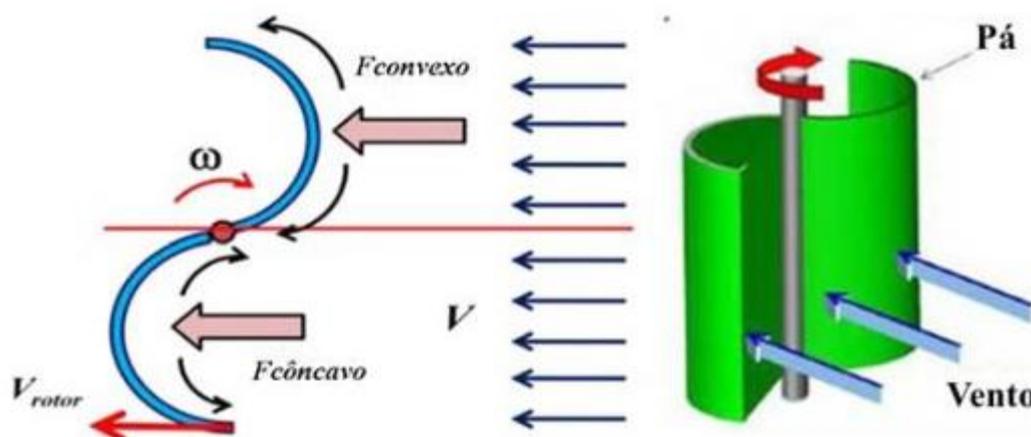


Figura 2.6 – Forças de arrasto atuantes em um rotor Savonius (Fonte: Ali, 2013).

O torque estático é um outro conceito para medir o desempenho das turbinas eólicas, que mede a capacidade de auto iniciar a rotação da turbina. Ele é definido como o valor máximo do torque para quando o rotor está travado, ou seja, sem a capacidade de girar (Ali, 2013).

O coeficiente de torque é definido como a razão entre o torque desenvolvido pelo rotor e o torque teórico disponível no vento (Ali, 2013).

O aumento da razão de sobreposição melhora o desempenho do torque estático especialmente na pá de retorno, que gera um efeito de recuperação de pressão pelo fato de o escoamento passar pela sobreposição das pás. Em contrapartida, o desempenho do torque dinâmico e potência do rotor

encontram um máximo para uma razão de sobreposição de 0,15, pois esse fenômeno é enfraquecido para maiores valores de sobreposição devido à criação de uma zona de recirculação de ar entre as pás do rotor (Fujisawa, 1992).

Na Figura 2.7, o diâmetro do rotor ( $D$ ) tem 0,972 m, o comprimento de corda do rotor ( $c$ ) é de 0,540 m com uma espessura ( $e$ ) de 0,004 m e as pás são posicionadas conforme a sobreposição ( $s$ ) e o afastamento ( $a$ ).

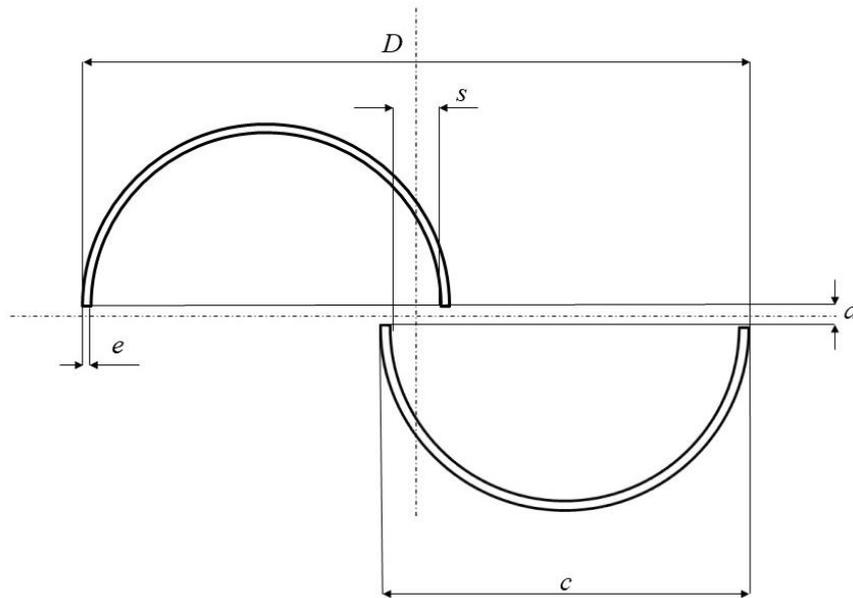


Figura 2.7 – Dimensões do rotor.

Na Figura 2.8, as dimensões do domínio são expressas em função do diâmetro do rotor, assim como sugerido por Akwa (2010), com a finalidade de evitar perturbações devidas aos limites do domínio computacional sobre os coeficientes aerodinâmicos do rotor. Para o rotor ser condicionado a uma rotação constante de operação, a região do domínio computacional que circunscreve o rotor ( $D_{ami}$ ), precisa ser separada do restante do domínio. Deste modo, esta região do domínio computacional se move com velocidade constante, deslizando em relação ao domínio ao redor (Aguerre et al., 2017).

O caso consiste de um escoamento de ar com velocidade constante  $U_{inf}$  [m/s] e com o rotor rotacionando também à uma velocidade constante,  $\omega_0$  [rad/s]. Todos os parâmetros são ajustados para manter um mesmo número de Reynolds ( $Re$ ) constante entre os casos a serem comparados.

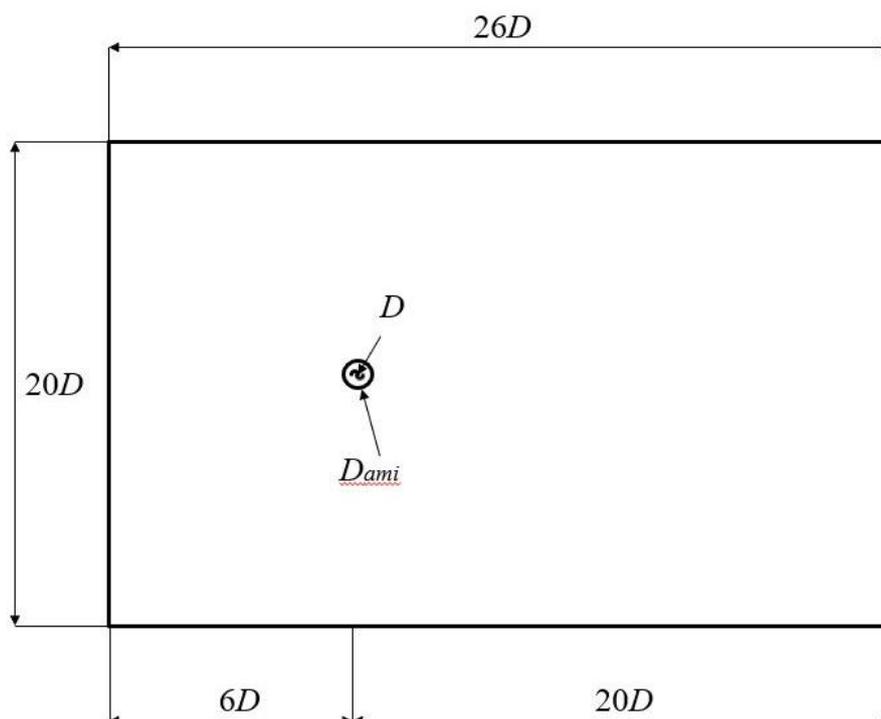


Figura 2.8 – Dimensões do domínio.

### 2.4.2. Parâmetros fundamentais

O rotor Savonius opera baseado na diferença de arrasto entre suas pás em sua parte côncava (avanço) e sua parte convexa (retorno). Dessa forma, o desempenho do rotor depende de diversos elementos que respondem a estes estímulos, como, placas de extremidade, razão de altura, afastamento e sobreposição das pás, número de pás e estágios, formato das pás, presença do eixo e acessórios além de variações nas condições do escoamento como as variações no número de Reynolds (Saha et al., 2008; Blackwell et al., 1977; Akwa, 2010; Fujisawa, 1992; Menet e Bourabaa, 2004).

#### *Placas de extremidade*

As placas de extremidade, Fig. 2.9, têm por finalidade evitar fugas de ar dentre as pás do rotor para a parte externa. Essa característica causa uma melhora no desempenho aerodinâmico do rotor (Saha et al., 2008; Fujisawa, 1992; Akwa, 2010; Menet, 2004).

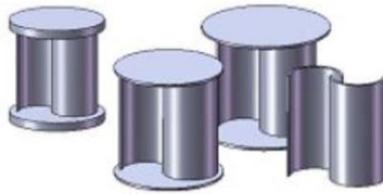


Figura 2.9 – Exemplos de placas de extremidade em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010).

### ***Razão de altura***

A razão de altura do rotor, Fig. 2.10, é a altura dividida pelo diâmetro do mesmo. O aumento da razão de altura é desejado, pois ele diminui o efeito de perda de eficiência da ponta das pás, o que melhora o desempenho aerodinâmico do rotor (Saha et al., 2008; Menet, 2004; Akwa 2010).

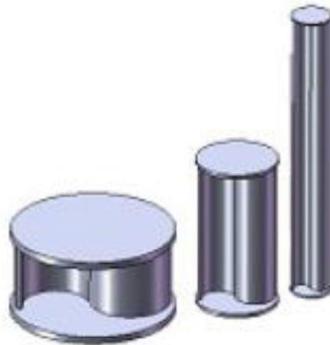


Figura 2.10 – Exemplos de razão de altura em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010).

### ***Razões de Afastamento (RA) e de sobreposição (RS) das pás***

Esses parâmetros, Fig. 2.11, possuem um considerável impacto nos coeficientes aerodinâmicos do rotor, visto que, a circulação do ar da pá côncava (avanço) para a pá de retorno aumenta a eficiência do rotor, desde que não esteja gerando recirculação do ar no interior entre as pás (Fujisawa, 1992; Akwa, 2010; Saha et al., 2008).

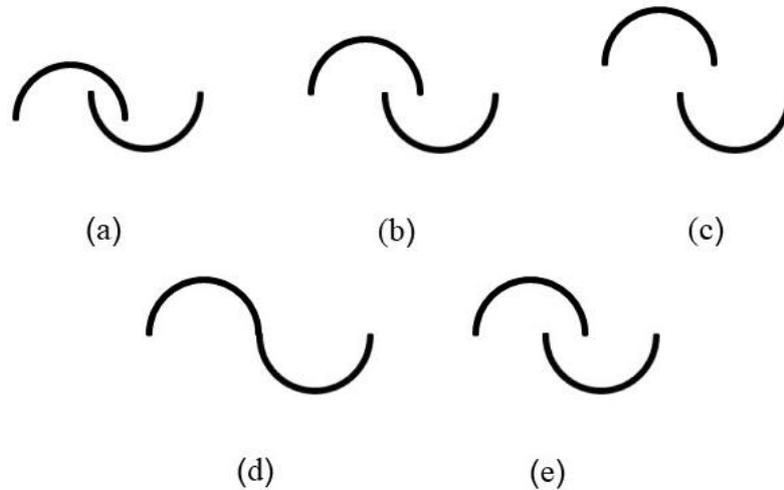


Figura 2.11 – Exemplos de (a)  $RA < 0$ , (b)  $RA = 0$ , (c)  $RA > 0$ , (d)  $RS = 0$ , (e)  $RS > 0$ .

Para este estudo o parâmetro de afastamento pode ser adimensionalizado pelo comprimento de corda e assim chamado de razão de afastamento ( $RA = a/c$ ), semelhante ao caso da razão de sobreposição ( $RS = s/c$ ) onde o parâmetro de sobreposição é medido em relação ao comprimento de corda do rotor.

### ***Número de pás e estágios***

O aumento do número de estágios e pás, Fig. 2.12(a) e Fig. 2.12(b), respectivamente, possui um efeito parecido que aumenta os valores mínimos de torque estático. Entretanto também tem o efeito de diminuir o coeficiente de torque dinâmico médio do rotor (Kamoji et al., 2008; Hayashi et al., 2005).

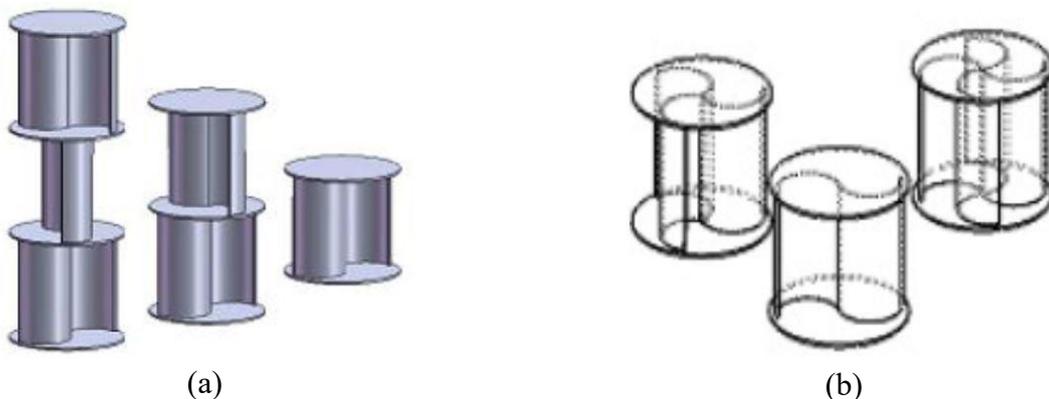


Figura 2.12 – Exemplos de (a) número de estágios, (b) número de pás em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010).

### ***Formato das pás***

Os estudos de formatos de pás, Fig. 2.13, tendem a atender problemas específicos do rotor,

como, aumento de torque estático, aumento de torque dinâmico, diminuição da recirculação de ar entre as pás, entre outros (Kamoji et al., 2009; Saha et al., 2008).



Figura 2.13 – Exemplos de (a) formatos de perfis de pá, (b) pás helicoidais em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010).

### ***Eixo e acessórios***

O eixo, Fig. 2.14, tem a função de dar rigidez à estrutura do rotor, entretanto ele interfere em parâmetros como por exemplo o posicionamento das pás do rotor. A interferência no escoamento entre as pás tende a resultar em uma diminuição dos coeficientes aerodinâmicos do rotor (Kamoji et al., 2008; Akwa, 2010).

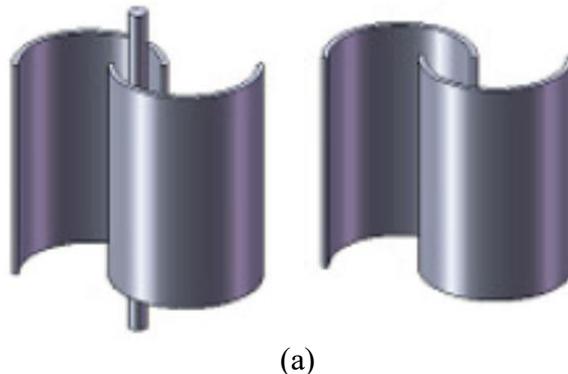


Figura 2.14 – Exemplo de presença de eixo em um rotor Savonius (Fonte: Akwa, 2010).

### ***Número de Reynolds***

O número de Reynolds tem um grande impacto nos coeficientes de torque dinâmico e potência do rotor, mas não tem um efeito muito grande para o torque estático (Blackwell et al., 1977; Kamoji et al., 2008).

## 2.5. Estado da arte

Esta seção, para destacar alguns dos principais trabalhos relacionados à pesquisa do rotor Savonius, será dividida em estudos experimentais e estudos numéricos. Por fim é discutida a contribuição do presente trabalho para o estado da arte.

### 2.5.1. Estudos experimentais

Blackwell et al., (1977) realizou e documentou um dos mais detalhados e referenciados experimentos sobre o rotor Savonius até o momento. Ele realizou um estudo sobre rotores de duas e três pás, onde foram testadas razões de sobreposição das pás do rotor de 0,1 à 0,2, altura do rotor entre 1 e 1,5 m, para dois valores do número de Reynolds, 432.000 e 867.000. Assim, foi constatado que com exceção das configurações de razão de sobreposição nula, o coeficiente de torque é positivo para todas as posições angulares. Entretanto, existe uma grande variação no coeficiente de torque estático em função da posição angular, sendo assim, para garantir que o rotor possa dar partida de qualquer posição, é necessário que o torque estático supere os torques combinados da carga e fricção. Uma possível solução para o aumento do torque mínimo de partida é a utilização de um duplo estágio rotacionado em 90°, o que resulta em um aumento no coeficiente mínimo de torque de aproximadamente 5 vezes. Um aumento no número de Reynolds geralmente resulta em uma melhora dos coeficientes aerodinâmicos. Fazendo uma comparação entre o rotor de duas e três pás, é aparente que o rotor de duas pás é superior na maior parte dos estudos aerodinâmicos, com exceção do torque estático, o qual pode ser resolvido, como mencionado anteriormente, pela utilização de um duplo estágio. Quanto a comparação das alturas dos rotores, foi visto que o aumento da altura de 1 m para 1,5 m resulta em um pequeno incremento no desempenho do rotor, sendo as tendências dos coeficientes aerodinâmicos parecidas para ambas. No estudo sobre a razão de sobreposição das pás do rotor, é concluído que os maiores coeficientes aerodinâmicos aparecem para uma sobreposição entre 0,10 e 0,15 enquanto que para maiores valores, 0,20, os coeficientes são piores que todas as razões anteriores. Em geral, é concluído que a sobreposição das pás do rotor é algo desejável, desde que não seja tamanha para reduzir demais a área de captura do vento ou o raio de rotação.

Alexander e Holownia, (1978) realizaram experimentos com rotores Savonius em túnel de vento, avaliando a eficiência do rotor em resposta às variações geométricas impostas de razão de altura do rotor, sobreposição e afastamento das pás do rotor, e os efeitos de adição de extensões nas pontas das pás do rotor, placas de extremidade e escudos para direcionamento do vento. Primeiramente foram testadas configurações de razão de altura entre 1,2 e 4,8 onde foram mantidas como padrão a razão de sobreposição e afastamento iguais a -0,07 e 0,00 respectivamente. Foi testado

também a presença, ou não, de placas de extremidades com extensões atreladas, onde o aumento da razão de altura foi de aproximadamente 31% para a maior destas razões de altura. Para as placas de extremidade e extensão, foi encontrado um incremento de eficiência máxima de 0,092 para uma velocidade de ponta de 0,40 sem a presença de extensões ou placas e com a adição das mesmas o valor aumentou para 0,137 com uma velocidade de ponta de 0,52. Finalmente, para o teste de sobreposição e afastamento foram testados valores para razão sobreposição entre -0,40 e 0,60 e para razão de afastamento entre 0,00 e 0,60 onde os maiores valores de eficiência foram encontrados para a configuração de sobreposição de 0,22 e afastamento de 0,07 que comparados com a configuração padrão representou um aumento de quase 60% na eficiência. Entretanto, é preciso ressaltar que essa dimensão de afastamento não representa uma abertura entre as pás nessa direção, mas a espessura do eixo ali presente.

Fujisawa (1992) realizou experimentos com rotores Savonius em túnel de vento, comparando os efeitos da razão de sobreposição das pás do rotor, medindo as distribuições de pressão, bem como visualizando o escoamento dentro e fora do rotor. Foram analisadas razões de sobreposição das pás variando de 0,00 à 0,50. Primeiramente, para o coeficiente de torque estático do rotor, os máximos acontecem na posição entre  $30^\circ$  e  $40^\circ$ , enquanto os mínimos entre  $150^\circ$  e  $160^\circ$ , sendo praticamente independentes da variação da razão de sobreposição. Entretanto, a magnitude do coeficiente de torque estático aumenta conforme é aumentada a razão de sobreposição. Ambos os valores de torque estático e torque dinâmico apresentam um aumento na magnitude conforme aumenta a razão de sobreposição, até um valor máximo de 0,15, e começam a diminuir quando esse valor continua aumentando devido à criação de uma zona de recirculação entre as pás do rotor. Pelas análises visuais é constatado que o escoamento externo é praticamente inalterado pelo aumento da razão de sobreposição, já o escoamento interno sofre mudanças expressivas. O perfil que aparece na parte interna do rotor, é de um escoamento sobre a pá côncava passando pelo espaço aberto da região de sobreposição em direção à pá de retorno. Esse escoamento produz um aumento de pressão no lado côncavo da pá de retorno reduzindo o torque negativo da mesma.

Kamoji et al., (2011) e Hayashi et al., (2005) realizaram experimentos com rotores Savonius em um túnel de vento comparando, entre outros aspectos, os impactos do número de estágios em rotores com um, dois e três estágios. Dentre as análises, foram testados a influência do número de Reynolds, 80.000 e 100.000 em Kamoji et al., (2011), e 140.000, 210.000 e 280.000 em Hayashi et al. (2005), bem em como os valores de máximos e mínimos para o torque estático do rotor. Foi constatado que os coeficientes de potência e torque aumentam com o número de Reynolds para todos os rotores. O número de picos e vales para o torque estático aumenta conforme o número de estágios

do rotor, sendo que para os casos de dois e três estágios o coeficiente de torque estático é sempre positivo, enquanto para o caso de único estágio o coeficiente atinge valores negativos para algumas partes do ciclo. Entretanto, os valores médios de torque para múltiplos estágios é menor em relação ao estágio único. Para o caso de único estágio o máximo torque estático acontece para as posições aproximadas de  $40^\circ$  e  $220^\circ$ . O número de Reynolds não influenciou a posição dos picos nem os vales do torque estático do rotor.

### **2.5.2. Estudos numéricos**

Menet (2007) realizou um estudo numérico propondo uma otimização da geometria do rotor Savonius. Assim, utilizando o software comercial, baseado no método de volumes finitos (MVF), Fluent 6.0, foi utilizado o MVF para simular modificações na razão de sobreposição, afastamento e angulação da pá de retorno do rotor Savonius. Para um número de Reynolds de 156.000, são simuladas inclinações da pá de retorno, onde o ângulo de  $55^\circ$  é tido como ótimo. Em seguida é encontrada uma razão de sobreposição das pás do rotor de 0,242 e uma razão de afastamento nula. Por fim, comparando os resultados obtidos pela geometria modificada com uma geometria padrão de ângulo da pá de retorno igual a  $0^\circ$ , razão de sobreposição de 0,17 e razão de afastamento de 0,00, foi observado um aumento de 20% nos coeficientes de torque e potência.

Akwa et al., (2012) realizou um estudo numérico sobre a influência da razão de afastamento das pás do rotor Savonius. Utilizando o software comercial, baseado no método de volumes finitos, STAR-CCM+, foi simulado um escoamento com número fixo de Reynolds de 433.500, para diversas razões de sobreposição das pás do rotor Savonius de 0,00 à 0,60. Utilizando o modelo RANS e para a modelagem da turbulência o Eddy Viscosity Model  $k-\omega$  SST para o fechamento das equações, foram construídos diferentes domínios computacionais variando a razão de sobreposição das pás do rotor. É simulada uma condição de túnel de vento onde o rotor é condicionado a girar com uma rotação fixa, utilizando um modelo de malha deslizante, no qual ele não sofre influência das paredes externas. Foi concluído que um aumento na razão de sobreposição do rotor resulta em uma melhora dos coeficientes aerodinâmicos do rotor até valores de sobreposição de 0,15, após esse ocorre uma queda nos coeficientes, devido à recirculação de ar que acontece entre as pás do rotor.

Menet e Rezende, (2013) realizaram um estudo numérico analisando os coeficientes de torque estático, dinâmico e potência do rotor Savonius. Utilizando o software comercial Fluent 6.3, é utilizado o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST, combinado com uma discretização em volumes finitos para a solução numérica do escoamento. Primeiramente, são feitas simulações onde o rotor é posicionado estático em diferentes ângulos para a obtenção do coeficiente de torque estático do rotor

nas respectivas posições. Em um segundo momento, é simulado um rotor rotacionando sob um escoamento constante, utilizando um modelo de malha deslizante. Em seguida são validados os resultados obtidos numericamente com o experimento realizado pelo laboratório Sandia, (Blackwell et al., 1977).

Nasef et al., (2013) realizou um estudo numérico sobre o desempenho aerodinâmico do rotor Savonius estacionário e rotacionando para diferentes razões de sobreposição utilizando 4 modelos de turbulência. Utilizando o software comercial, Fluent 6.3.26, com o MVF, foram utilizados os modelos de turbulência  $k-\epsilon$ , RNG  $k-\epsilon$ , *realizable*  $k-\epsilon$  e SST  $k-\omega$ . Primeiramente é feita uma validação do caso estático, onde são comparados os quatro modelos de turbulência com os resultados de Fujisawa (1992) para razões de sobreposição das pás do rotor de 0,00, 0,15, 0,20, 0,30 e 0,50. Os resultados do modelo estático indicam uma boa coerência do modelo  $k-\omega$  SST, apesar de que todos os modelos superestimaram os picos dos coeficientes máximos de torque, o máximo valor foi encontrado para um ângulo de  $45^\circ$ , e o mínimo para  $157^\circ$ . Para o modelo dinâmico foram analisados os coeficientes de torque e potência para diferentes velocidades de ponta do rotor, variando de 0,2 à 1,4, onde foi percebido um aumento dos coeficientes aerodinâmicos até valores de sobreposição de 0,15 e queda dos coeficientes para valores maiores. Contudo, foi concluído que o modelo  $k-\omega$  SST é o mais adequado para simular os padrões do escoamento ao entorno do rotor Savonius. Os resultados indicam que as variações no número de Reynolds e nos diâmetros tem pouca influência sobre os coeficientes de torque estático, mas o aumento na sobreposição das pás aumenta o coeficiente de torque e arrasto para todos os ângulos do rotor. Já para o modelo dinâmico, confirma que o melhor desempenho acontece para a razão de sobreposição de 0,15.

Ferrari et al., (2017) realizou um estudo numérico para caracterizar o comportamento dinâmico da turbina Savonius. Utilizando o código aberto, baseado no MVF, OpenFOAM, são modeladas as equações da continuidade com URANS, bem como o  $k-\omega$  SST para a modelagem do fenômeno da turbulência. Para a discretização do domínio será aplicado o modelo de malha deslizante, que apesar de não resolver a condição de partida do rotor, ele permite geração rápida de dados de eficiência. O solver utilizado para resolver este problema transiente, incompressível e com malha deslizante foi o pimpleFOAM, que é uma fusão dos algoritmos PISO e SIMPLE. Assim, para um número de Reynolds de 432.000, com uma razão de sobreposição de 0,2 e diâmetro de 0,9023 m são propostas a validação de um modelo 3D. Na sequência, foi feita uma comparação do modelo 3D com o modelo 2D e por fim, feita uma análise nos efeitos da altura para os coeficientes aerodinâmicos do rotor. Dessa forma foi concluído que o modelo 2D faz uma previsão exagerada da eficiência da turbina, bem como não reproduz de forma exata a curva característica. Já o modelo 3D demonstra

reproduzir a mesma curva característica do experimento, mas com uma previsão um pouco inferior, ainda assim, ambos os dados estão dentro da faixa de incerteza dos instrumentos de medição do caso experimental. Após ter validado o modelo foi analisada a influência da altura do rotor, constatando um incremento nos coeficientes aerodinâmicos para rotores mais altos.

Oliveira et al., (2017) realizou um estudo numérico para identificar a influência do refinamento de malha num rotor Savonius de único estágio nos coeficientes de torque estático, arrasto e sustentação. Utilizando o código comercial Fluent com o MVF, foi aplicado o modelo de turbulência  $k-\omega$  SST. Foram construídos dois domínios computacionais não estruturados de respectivos 142,500 e 325,300 volumes finitos onde para cada domínio foram realizadas 6 simulações de um escoamento externo sobre um rotor Savonius estático, variando  $30^\circ$  de  $0^\circ$  à  $150^\circ$  e comparando os resultados obtidos com trabalhos presentes na literatura. Concluiu-se então que na comparação com os trabalhos da literatura, o caso simulado com o domínio de maior quantia de volumes apresentou um coeficiente de torque estático cerca de 3 vezes mais próximo da referência em comparação com o domínio grosseiro.

Kerikous e Thévenin (2019) estudaram como melhorar o desempenho de uma turbina Savonius otimizando razão de sobreposição e razão de afastamento. Utilizando o software comercial Star-CCM+, é utilizado o método overset mesh para discretização do domínio computacional e possibilitar a imposição da rotação do rotor. Os casos foram simulados utilizando um  $\lambda$  de 1,1 assim, variando os valores de razão de sobreposição e razão de afastamento de 0 a 0,42 para ambos se tem que a configuração de melhor desempenho é para uma razão de sobreposição de 0,161 e uma razão de afastamento de 0,033. Com base nestes resultados a configuração de maior desempenho chega à um coeficiente de potência 8% superior em relação a configuração tradicional do rotor.

Hassanzadeh e Mohammadnejad (2019) estudaram os efeitos de razões de sobreposição positivas e negativas sobre uma turbina Savonius de duas pás. Para a resolução das equações governantes do escoamento externo sobre o rotor foi utilizada a metodologia de volumes finitos para a resolução do problema. Os casos estudados variaram a razão de sobreposição de -0,3 a 0,3 para três velocidades de vento de 3, 5 e 7 m/s para uma faixa de velocidades de ponta do rotor variando de 0,2 a 1,2. Assim, os resultados deste estudo indicam que a melhor configuração simulada é para uma razão de velocidade de ponta de 0,8 com uma sobreposição de 0,2 com velocidade de vento de 7 m/s.

Portanto, baseado na literatura que foi pesquisada presente na Tab. 2.1, o presente trabalho propõe uma contribuição para com o estado da arte, realizando um estudo da influência da razão de afastamento das pás do rotor para diferentes razões de sobreposição nos coeficientes de torque dinâmico, potência, arrasto e sustentação do rotor Savonius. Sendo que será feita uma validação do

domínio com o rotor estático e uma validação e verificação com o rotor girando, utilizando o software aberto, baseado no MVF, OpenFOAM.

Tabela 2.1. Índice de estudos sobre RS e RA e valores recomendados.

<b>Ano</b>	<b>Autor</b>	<b>Tipo</b>	<b>Valor ótimo para RS e RA</b>
1977	Blackwell	Experimental	$0,1 < RS < 0,15, RA = 0$
1978	Alexander e Holownia	Experimental	$RS = 0,22, RA = 0,07$
1992	Fujisawa	Experimental	$RS = 0,15, RA = 0$
2005	Hayashi	Experimental	$RS = 0,20, RA = 0$
2007	Menet	Numérico	$RS = 0,17, RA = 0$
2011	Kamoji	Experimental	$RS = 0,00, RA = 0$
2012	Akwa	Numérico	$RS = 0,15, RA = 0$
2013	Menet e Rezende	Numérico	$RS = 0,10$
2013	Nasef	Numérico	$RS = 0,15, RA = 0$
2017	Ferrari	Numérico	$RS = 0,2, RA = 0$
2017	Oliveira	Numérico	$RS = 0,15, RA = 0$
2019	Kerikous e Thévenin	Numérico	$RS = 0,161, RA = 0,033$
2019	Hassanzadeh e Mohammadnejad	Numérico	$RS = 0,2, RA = 0$

### 3. MODELAGEM MATEMÁTICA

Conforme descrito anteriormente, o presente estudo consiste na análise numérica do rotor Savonius de duas pás, mostrado na Fig. 2.5, utilizando o software OpenFOAM. Devido à simplicidade da geometria do rotor, uma simplificação do problema foi realizada uma análise de um rotor bidimensional sob um escoamento externo contínuo onde as fronteiras do domínio estão afastadas o bastante para não exercerem influência sobre os coeficientes aerodinâmicos do rotor (Akwa, 2010).

As condições de contorno da simulação são apresentadas na Fig. 3.1, onde, na face da esquerda é colocada uma condição de velocidade prescrita (entrada) com uma intensidade de turbulência de 1%, na face da direita uma condição de fluxo totalmente desenvolvido (com derivada nula de todas as variáveis na direção do escoamento, saída), condição de simetria nas faces superior e inferior e nas pás do rotor uma condição de não deslizamento para velocidade e zero gradiente para pressão. Entre as pás do rotor e o resto do domínio é colocada uma condição de interface que separa o domínio nessa região, sendo possível adicionar uma velocidade ( $\omega$ ) para a parte interna dessa região rotacionar em relação à externa. Também, como o OpenFOAM possui a particularidade de simular apenas casos tridimensionais ele possui uma condição de contorno chamada vazio (*empty*), que é usada para indicar os limites não especificados da geometria tridimensional, transformando o caso em bidimensional. Além disso, a malha deve possuir apenas um volume finito nesta direção.

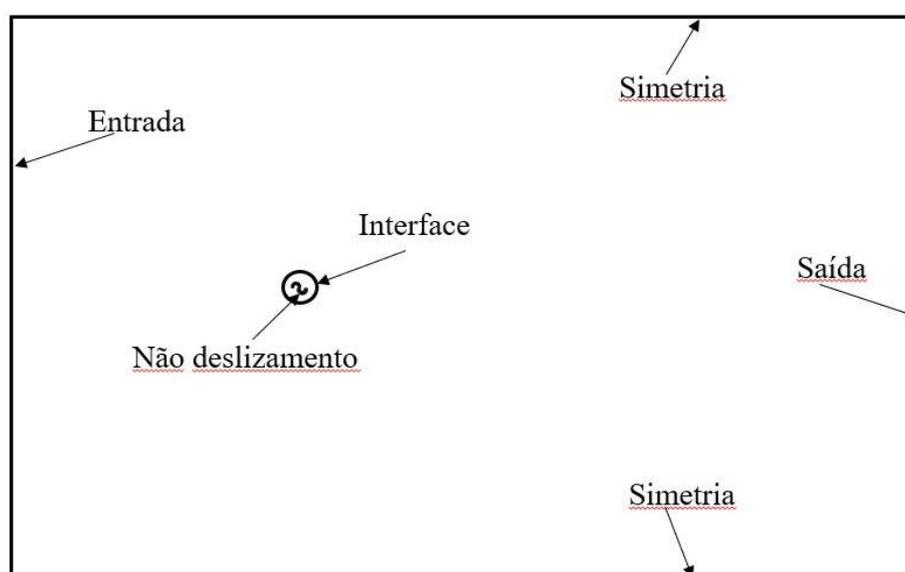


Figura 3.1 – Condições de contorno.

Como o problema é transiente são necessárias condições iniciais no problema. No presente

estudo, são impostos uma velocidade  $U_{inf}$  para o campo de velocidades no instante inicial e um campo de pressão inicial igual a zero.

### 3.1. Equações governantes

A modelagem do escoamento turbulento no presente trabalho é feita através do modelo *Reynolds Averaged Navier-Stokes* (RANS). Segundo Wilcox (1998), as equações médias de conservação da massa e da quantidade de movimento para um escoamento newtoniano, incompressível, transiente e isotérmico são:

Equação de conservação da massa

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.1)$$

onde  $u_i$  é a velocidade média.

Equação de conservação da quantidade de movimento

$$\rho \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \rho \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left( \mu \left( \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \overline{\rho u_j' u_i'} \right) \quad (3.2)$$

onde  $t$  é o tempo,  $x$  é a posição,  $\rho$  é a massa específica do fluido,  $\mu$  é a viscosidade dinâmica do fluido,  $p$  é a pressão estática e  $-\overline{\rho u_j' u_i'}$  é o tensor de Reynolds.

Com a presença do tensor de Reynolds na equação de conservação são inseridas novas incógnitas no problema, e para resolver o problema de fechamento é necessário encontrar mais equações. O problema de fechamento é solucionado fazendo uso de modelos de turbulência (Wilcox, 1998).

#### 3.1.1. Modelos de turbulência

Segundo Davidson (2015), a definição de turbulência em um fluido incompressível é uma distribuição espacialmente complexa de vorticidade que realiza advecção de maneira caótica, com os campos de vorticidade aleatórios em ambos espaço e tempo exibindo assim uma continua distribuição de comprimentos e escalas de tempo. Diferentemente do escoamento laminar onde as partículas de fluido escoam ordenadamente por linhas de trajetória, no escoamento turbulento, turbilhões transportam massa, quantidade de movimento e energia, de forma muito mais intensa do que as formas de transferência puramente difusivas.

Segundo Wilcox (1998), a média de Reynolds é uma grande simplificação, onde se perde

muita informação do escoamento. Assim, a função dos modelos de turbulência é criar aproximações para as correlações desconhecidas das propriedades do escoamento que são conhecidas para que exista um número suficiente de equações.

Para analisar escoamentos em fluidos, basicamente, se utilizam as equações de conservação de massa e quantidade de movimento (Navier-Stokes), podem ser resolvidas conhecendo-se as condições de contorno apropriadas. Considerando um escoamento tridimensional, temos 4 incógnitas: pressão e 3 componentes de velocidade. Somando 6 componentes do tensor de Reynolds em um escoamento turbulento, tem-se 10 incógnitas. Já quanto às equações temos a equação da conservação da massa (Eq. 3.1) e 3 equações escalares da conservação da quantidade do movimento (Eq. 3.2), somando 4 equações (Wilcox, 1998).

Os modelos de turbulência mais usuais em escoamentos modelados com RANS são os modelos de turbulência de duas equações. Eles podem prever, de forma aproximada, o comportamento das propriedades do fluido em escoamentos turbulentos, colocando mais equações no sistema para resolver o problema de fechamento das equações de conservação (Ferziger e Peric, 2002; Wilcox, 1998).

A seguir serão apresentados os dois modelos mais comumente utilizados para modelar a turbulência por pesquisadores em engenharia, junto com uma variação mais recente que junta as melhores propriedades de cada modelo.

### ***Modelo $k$ - $\varepsilon$ padrão***

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo de turbulência  $k$ - $\varepsilon$  padrão, proposto por Launder e Spalding (1972), é o mais simples dos modelos de turbulência ao qual apenas a condição inicial e ou contorno precisa ser inserida, ele é bem reconhecido e um dos mais utilizados na indústria e também na academia. Esse modelo se baseia em duas equações de transporte para a energia cinética da turbulência ( $k$ ) e sua taxa de dissipação ( $\varepsilon$ ). Entretanto, para escoamentos externos e escoamentos cisalhantes livres, pelo ajuste das constantes, este modelo costuma subestimar demasiadamente os resultados não sendo o mais indicado.

Na derivação do modelo  $k$ - $\varepsilon$  padrão, se assume que o escoamento é completamente turbulento com efeitos de viscosidade molecular insignificantes. Assim, esse modelo só válido para escoamentos totalmente turbulentos. A viscosidade turbulenta  $\mu_t$ , para este modelo, é calculada combinando  $k$  e  $\varepsilon$  da seguinte forma:

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (3.3)$$

onde  $C_\mu$  é uma constante do modelo padrão, de 0,09.

A energia cinética da turbulência  $k$ , e sua taxa de dissipação  $\varepsilon$ , são obtidas das seguintes equações de transporte, respectivamente:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] - \rho \varepsilon \quad (3.4)$$

$$\frac{\partial(\rho \varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \varepsilon u_j)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - C_{2\varepsilon} \rho \frac{\varepsilon^2}{k} \quad (3.5)$$

onde  $C_{1\varepsilon}$  e  $C_{2\varepsilon}$  são constantes,  $\sigma_k$  e  $\sigma_\varepsilon$  são o número de Prandtl para  $k$  e  $\varepsilon$  respectivamente, e  $\tau_{ij}$  é o tensor de Reynolds. As constantes do modelo  $k$ - $\varepsilon$  padrão possuem os seguintes valores definidos por Launder e Spalding (1972):

$$C_{1\varepsilon} = 1,44; C_{2\varepsilon} = 1,92; \sigma_k = 1,00; \sigma_\varepsilon = 1,30$$

### **Modelo $k$ - $\omega$**

De acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo de turbulência  $k$ - $\omega$ , proposto por Wilcox (1988), é a mais proeminente alternativa ao modelo  $k$ - $\varepsilon$  onde a taxa de dissipação da turbulência cinética  $\varepsilon$  não é utilizada como variável para determinar o comprimento de escala da turbulência, já que este modelo usa a frequência de turbulência  $\omega = \varepsilon / k$  como segunda variável.

Esse modelo é especialmente aplicável a escoamentos próximos à parede enquanto o modelo  $k$ - $\varepsilon$  padrão é mais indicado para escoamentos afastados de paredes. A viscosidade turbulenta  $\mu_t$ , para este modelo, é calculada combinando  $k$  e  $\omega$  da seguinte forma:

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\tilde{\omega}} \quad (3.6)$$

sendo

$$\tilde{\omega} = \max \left\{ \omega, \frac{7}{8} \sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*}} \right\} \quad (3.7)$$

O tensor da taxa de deformação média é dado por:

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.8)$$

A energia cinética turbulenta  $k$ , e a taxa de dissipação específica  $\omega$ , são obtidas das seguintes equações de transporte:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (3.9)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = \frac{\alpha \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{\rho \sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.10)$$

Segundo Wilcox (1998), as relações auxiliares para este modelo são:

$$\beta = \beta_o f_\beta \quad (3.11)$$

$$f_\beta = \frac{1 + 85 x_\omega}{1 + 100 x_\omega} \quad (3.12)$$

$$x_\omega = \left| \frac{\Omega_{ij} \Omega_{jk} \Omega_{ki}}{(\beta^* \omega)^3} \right| \quad (3.13)$$

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.14)$$

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \sigma_{do}, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases} \quad (3.15)$$

No modelo padrão esses valores são assumidos como  $\sigma_k = 3/5$  e  $\sigma_\omega = 1/2$ . Os demais coeficientes necessários ao fechamento das equações são  $\alpha = 13/25$ ,  $\beta^* = 9/100$ ,  $\sigma_{do} = 1/8$  e  $\beta_o = 0,0708$  (Wilcox, 1998).

### **Modelo $k-\omega$ SST**

Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), o modelo  $k-\varepsilon$  é muito menos sensível aos valores arbitrários do escoamento livre, entretanto, seu desempenho nas regiões de camada limite turbulentas com desprendimento de vórtices na região próxima da parede é insatisfatória. Com isso Menter (1993) criou um modelo misto,  $k-\omega$  SST, em que ele usa uma transformação do modelo  $k-\varepsilon$  no modelo  $k-\omega$  nas regiões próximas da parede.

O modelo proposto por Menter (1993) possui algumas melhorias em relação ao modelo de Wilcox (1988). Este modifica os modelos  $k-\varepsilon$  e  $k-\omega$  através de uma função de mesclagem unindo ambos em um novo modelo. Também é incorporado um termo derivado da difusão cruzada na equação de  $\omega$  e a definição da viscosidade turbulenta é modificada para considerar o transporte da tensão de cisalhamento turbulenta.

As equações de transporte empregadas pelo modelo  $k-\omega$  SST tem uma forma semelhante às do modelo  $k-\omega$  padrão (Menter, 1994):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_j)}{\partial x_j} = \rho \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \quad (3.16)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_j)}{\partial x_j} = \frac{\alpha \omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j} - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (3.17)$$

Nesse modelo,  $F_1$  é uma função de mesclagem entre o modelo  $k-\omega$  e o modelo  $k-\varepsilon$  modificado, de modo que  $F_1$  é igual a 1 dentro da camada limite e é igual a 0 no escoamento livre.  $F_1$  é calculado segundo a equação:

$$F_1 = \tanh \left\{ \left\{ \min \left[ \max \left( \frac{\sqrt{k}}{0.09 \omega y}, \frac{500 \nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4 \rho \sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \right\}^4 \right\} \quad (3.18)$$

onde  $y$  é a distância até a próxima superfície e  $CD_{k\omega}$  é a porção positiva do termo de difusão cruzada da Eq. (3.21) dado por:

$$CD_{k\omega} = \max \left( 2 \rho \sigma_{\omega 2} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right) \quad (3.19)$$

A viscosidade turbulenta  $\mu_t$ , para esse modelo, é obtida da seguinte forma:

$$\mu_t = \frac{\rho k \alpha_1}{\max(\alpha_1 \omega, \Omega F_2)} \quad (3.20)$$

onde  $\Omega$  é o valor absoluto da vorticidade e  $F_2$  é a segunda função de mesclagem

$$F_2 = \tanh \left\{ \left[ \max \left( \frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right) \right]^2 \right\} \quad (3.21)$$

## 4. MODELAGEM NUMÉRICA

A simulação numérica é um recurso que complementa as análises teóricas e as técnicas experimentais da mecânica dos fluidos e é considerada uma terceira alternativa para realização de análises dos movimentos dos fluidos, recebendo o nome de Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). A dinâmica dos fluidos computacionais complementa estudos em que as análises teóricas ou os testes em laboratório se mostram insuficientes, por razões de complexidade, custo ou tempo, possibilitando o entendimento adequado dos fenômenos físicos envolvidos (Fortuna, 2000).

Essa ferramenta faz uso de diferentes métodos para resolver numericamente equações diferenciais para solucionar os problemas físicos estudados. Os métodos mais tradicionais utilizados são o Método de Diferenças Finitas (MDF), o Método de Elementos Finitos (MEF) e o Método de Volumes Finitos, sendo esse último utilizado nesse trabalho (Maliska, 2004).

Os códigos de CFD são estruturados por algoritmos que conseguem resolver problemas de mecânica dos fluidos. Também todos os códigos contêm três etapas, que são o pré-processamento, a solução, e o pós-processamento. O pré-processamento geralmente começa com a definição da geometria do domínio a ser estudado, a geração de uma malha, ou seja, a subdivisão desse domínio em um número de subdomínios não sobrepostos, a seleção dos fenômenos físicos a serem modelados, a definição das propriedades dos fluidos e pôr fim a especificação apropriada das condições de contorno do problema. A solução consiste na aplicação das técnicas numéricas, como o MVF. Assim, integrar as equações governantes do escoamento para todo o domínio discretizado, converter o resultado destas equações integradas em um sistema de equações algébricas e resolver esse sistema por um método iterativo. O pós-processamento é a análise dos resultados gerados. Exibição do domínio computacional, visualização de vetores dos fenômenos calculados, linhas de contorno, visualização e manipulação da geometria entre outras ferramentas (Versteeg e Malalasekera, 2007).

### 4.1. Método de Volumes Finitos

Todo o método que para obter as equações aproximadas, satisfaz a conservação das propriedades em nível de volumes elementares é um método de volumes finitos. No método de volumes finitos, o domínio é dividido em diversos volumes de controle em que é possível integrar no espaço e no tempo as equações diferenciais de conservação de massa, quantidade de movimento e energia em cada volume. Dessa forma é criado um sistema algébrico que é resolvido por um método numérico. O número, tamanho e a forma das células computacionais são ditados pela geometria do domínio e pelas condições de contorno do problema, que quanto maior esse número geralmente mais

complexo é a solução, pois maior é o número de equações algébricas simultâneas que precisam ser resolvidas (Maliska, 2004; Ferziger e Peric, 2002).

Na Figura 4.1 é demonstrada a função do método numérico de converter uma equação diferencial, definida em  $D$ , para um sistema de equações algébricas.

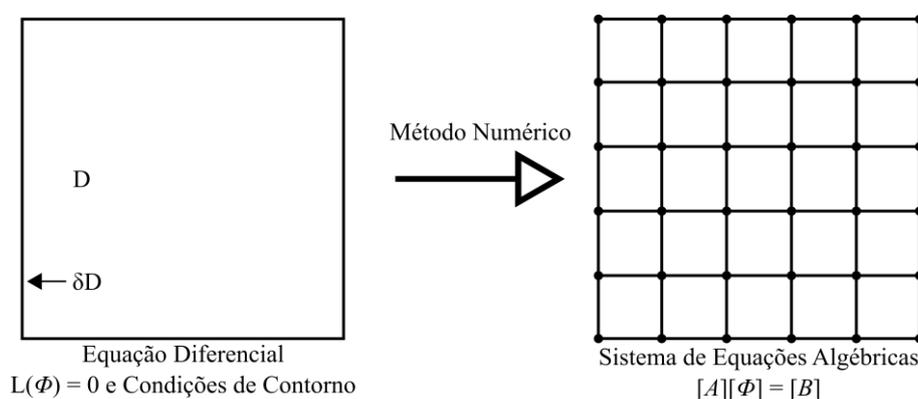


Figura 4.1 – Tarefa do método numérico. (Fonte: Adaptado de Maliska, 2004).

Segundo Patankar (1980), uma das ferramentas mais interessantes da formulação dos volumes de controle (volumes finitos) é que a solução implica na conservação integral da conservação de massa e quantidade de movimento é satisfeita para qualquer volume do domínio e, ao mesmo tempo, para todo o domínio. Essa característica se aplica para qualquer tamanho de domínio, desde domínios muito grandes até domínios relativamente grosseiros exibem balanços exatos.

Um dos principais requisitos de uma aproximação numérica é que ela reproduza a equação diferencial quando o tamanho dos volumes de controle tenderem a zero. Isso significa que os erros de truncamento tendem a zero quando o número de volumes da malha tende ao infinito. A aproximação numérica que tem essa característica é dita consistente. Outra característica desejada do MVF é que a solução numérica seja a solução exata das equações discretizadas, ou seja, que tenha estabilidade. Nesse ponto, diversos fatores são considerados, como erros de arredondamento que ao se multiplicarem podem desestabilizar a solução, ou dificuldades de tratamentos de acoplamentos entre variáveis podem causar instabilidades. Quando a solução é consistente e estável é possível concluir que houve convergência, ou seja, a solução numérica tende para a solução das equações diferenciais quando a malha é refinada (Maliska, 2004).

OpenFOAM (*Open Field Operation And Manipulation*) é um software capaz de simular uma ampla variedade de problemas físicos. Também é um software que se desenvolve de forma transparente e bem otimizado parcialmente devido a sua natureza *open source* (GNU, 2007). Ele possui bastante flexibilidade na sua interface que permite ao usuário interagir com o código em um

formato de programação com uma implementação direta de suas funções. Através do MVF o operador inicia uma formulação implícita em que o solver usa algoritmos como SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*) para resolver o acoplamento pressão-velocidade (Othmer et al., 2007).

## 4.2. Acoplamento pressão-velocidade

Observando atentamente as equações de Navier-Stokes para escoamentos bidimensionais incompressíveis é possível notar que existem três equações para as incógnitas  $u$ ,  $v$  e  $p$ . A partir de um campo inicial das velocidades e da pressão, utilizamos as equações de conservação da quantidade de movimento para a evolução temporal das velocidades, mas a terceira equação de conservação de massa não é mais função da massa específica, que é constante e a equação  $p = \rho RT$  não pode ser aplicada (Fortuna, 2000).

Em problemas desse tipo, como o presente trabalho, são propostos métodos para realizar o acoplamento pressão-velocidade das equações de conservação. A seguir são apresentadas breves descrições dos métodos utilizados neste trabalho.

### 4.2.1. Método SIMPLE (*Semi IMPLICIT Linked Equations*)

O SIMPLE é um método baseado nas ideias de Chorin (1971) e proposto por Patankar e Spalding (1972). Esse método é largamente aplicado para resolver as equações de Navier-Stokes, e dando origem a diversos outros métodos de acoplamento (Maliska, 2004).

O método funciona de forma a estimar um valor para o campo de pressão,  $p^*$ , e então calcular os coeficientes das equações do movimento para as velocidades  $u$  e  $v$ . Depois, utilizando os coeficientes calculados e a pressão estimada, resolver as equações do movimento e obter valores para  $u^*$  e  $v^*$ . Com os novos valores de velocidade é calculado um gradiente de correção de pressão  $p'$ , corrigir as velocidades  $u^*$  e  $v^*$  e calcular os campos de velocidades que satisfazem a equação da continuidade. Com isso é feita uma correção no valor da pressão onde  $p = p^* + p'$  e recomeçar o processo iterativo até a convergência (Maliska, 2004; Versteeg e Malalasekera, 2007).

Quando a correção de pressão não for mais necessária, os gradientes  $p'$  serão nulos e a correção de velocidades será nula. O algoritmo SIMPLE usa uma relação de correção entre a velocidade e a pressão que garante que a conservação de massa seja satisfeita.

A equação discretizada da quantidade de movimento e a equação de correção da pressão são resolvidas de forma implícita, porém a correção da velocidade é resolvida de forma explícita e por isso esse método é chamado de semi-implícito.

### 4.2.2. Método PISO (*Pressure Implicit with Splitting of Operators*)

O PISO é um método proposto por Issa (1986). Esse é um procedimento de cálculo de acoplamento pressão-velocidade desenvolvido originalmente para o cálculo não-iterativo de escoamentos compressíveis e instáveis. Esse método foi com sucesso adaptado para solucionar de forma iterativa problemas no regime estacionário. Ele envolve um passo de previsão e dois passos corretivos também podendo ser considerado uma extensão do método SIMPLE com mais um passo corretivo de aprimoramento (Versteeg e Malalasekera, 2007).

A correção do volume vizinho tem como ideia principal mover os cálculos repetidos requeridos pelo método SIMPLE dentro do estágio de solução de correção da pressão. Após um ou mais ciclos adicionais, as velocidades corrigidas satisfazem a equação de conservação de massa e da quantidade de movimento. O algoritmo PISO geralmente leva um pouco mais de tempo por iteração para convergir, mas pode diminuir o número de iterações necessárias para a convergência da solução, em especial para problemas transientes.

A correção de assimetria foi desenvolvida para que em malhas com algum grau de assimetria, a relação aproximada entre a correção do escoamento de massa na face da célula e a diferença das correções de pressão nas células adjacentes as quais são muito grosseiras. Como os componentes do gradiente de correção da pressão ao longo das faces da célula não são conhecidos previamente, é desejável um processo iterativo similar à correção do vizinho descrito anteriormente (Ferziger e Peric, 2002).

Após a solução inicial da equação de correção de pressão, o gradiente de correção de pressão é recalculado e usado para atualizar as correções de escoamento de massa. Este processo, que é referido como "correção de assimetria", reduz significativamente as dificuldades de convergência associadas a malhas com grandes distorções. A correção de assimetria do método PISO permite obter uma solução em malhas distorcidas em aproximadamente o mesmo número de iterações necessárias à uma malha mais ortogonal.

### 4.2.3. Algoritmo PIMPLE (OpenFOAM)

O algoritmo PIMPLE pode ser pensado como uma junção dos métodos PISO e SIMPLE, onde todos esses algoritmos são iterativos, mas o PISO e o PIMPLE são usados para resolver problemas em regime transiente, enquanto o SIMPLE é usado para solução de problemas em regime estacionário (Holzmann, 2017).

O PIMPLE é um dos algoritmos mais usados no software OpenFOAM para problemas em regime transiente. A vantagem é que ele possibilita a utilização de um *courant number* muito maior

do que 1, e com isso possibilita aumentar os valores do passo de tempo. O princípio do algoritmo consiste a cada passo de tempo, é buscada uma solução em regime estacionário com uma sub-relaxação. Depois de encontrar a solução, avança-se no tempo. Para isso são usados ciclos de correção externos para garantir que as partes explícitas da equação serão convergidas. Depois de encontrar o critério de tolerância definido com os cálculos do regime estacionário, encerra o ciclo de correção externo e a solução avança no tempo, o que ocorre até o fim da simulação. Isso garante uma estabilidade maior com o PIMPLE do que o PISO, especialmente com grandes passos de tempo onde o *courant number* é consistentemente maior do que 1 e ou onde a natureza da solução é inerentemente instável (Holzmann, 2017).

### 4.3. Esquemas de interpolação

O MVF consiste em utilizar volumes de controle para converter as equações diferenciais de descrevem o problema em equações algébricas, as quais o software consegue resolver numericamente. A técnica mais utilizada para malhas não estruturadas armazena os valores discretos dos escalares no centro dos volumes de controle, no entanto, também são necessários os valores das faces dos volumes de controle para o cálculo dos termos de advecção e para isso são usados esquemas de interpolação. Assim, com o intuito de registrar as funções de interpolação adotadas no presente trabalho, apresenta-se a Tab. 4.1.

Tabela 4.1. Resumo das funções de interpolação adotadas.

Variável	Parâmetro
Versão do software	7.0
Algoritmo	PIMPLE
Solver	
velocidade	Smooth solver
pressão	GAMG
Esquemas de interpolação	
Transiente	Euler
Gradiente	Gaus Linear
Divergente	
div(phi, U)	Gauss linear Upwind grad(U)

$\text{div}(\phi, k)$	Gaus limited Linear
$\text{div}(\phi, \omega)$	Gaus limited Linear
$\text{div}((\nu_{\text{Eff}} * \text{dev}_2(T(\text{grad}(U))))))$	Gauss linear

---

#### 4.4. Algoritmo AMI (*Arbitrary Mesh Interface*)

Farrell et al. (2011) estudou a projeção de Galerkin e junto com a eficiência da interpolação local dando origem ao algoritmo AMI. Este algoritmo consiste na criação de uma malha intermediária oriunda da junção de duas malhas distintas entre passos de tempos consecutivos. Quando há uma movimentação entre as malhas em um passo de tempo, o algoritmo detecta as intersecções entre elas e realiza uma interpolação. Quando os elementos se intersectam a interpolação é realizada para todo o domínio, já nos elementos que não se intersectam a interpolação é realizada apenas de forma local. A Fig. 4.2 apresenta um exemplo de como é realizada a identificação da malha intermediária (Carneiro, 2020).

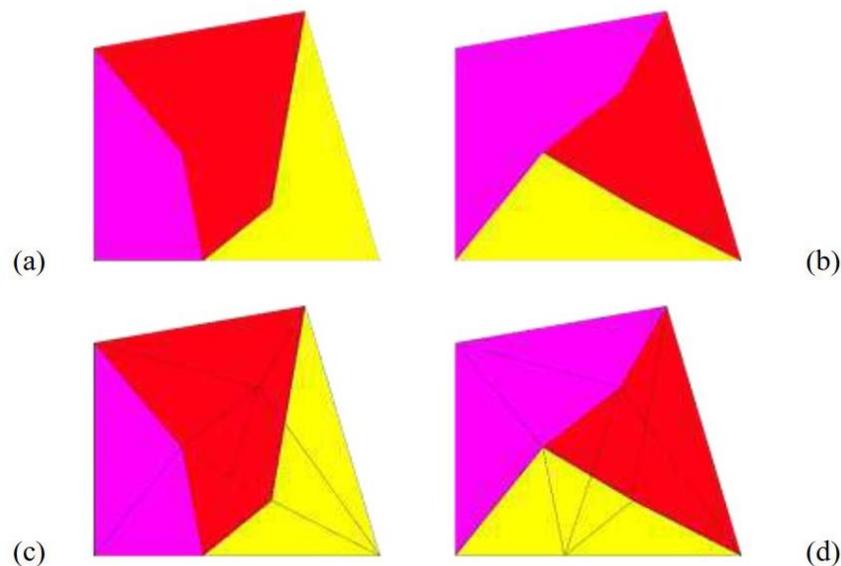


Figura 4.2 – Identificação da malha intermediária. (a) e (b) representam as malhas de passo de tempo consecutivos enquanto (c) e (d) representam a mesma super malha que identifica as intersecções para (a) e (b). (Fonte: Adaptado de Carneiro, 2020).

A abordagem de Farrell et al. (2011) é computacionalmente eficiente e de simples implementação. Devido aos polígonos arbitrários da intersecção das malhas não serem necessários, é dispensada a criação de novas arestas e faces no domínio. O AMI e o GGI (*General Grid Interface*) se parecem por ambos utilizarem uma área de sobreposição, entretanto, a criação da malha

intermediária do algoritmo AMI é mais eficiente (Aguerre et al., 2017). Além do mais, a aplicação de AMI não é restrita às turbo-máquinas como o GGI, e pode ser utilizada para malhas contínuas e descontínuas (Beaudoin e Jasak, 2008).

#### **4.5. Domínio computacional (Malha)**

A geração de um domínio computacional consistente é um dos maiores desafios de um trabalho de simulação numérica. Segundo Versteeg e Malalasekera (2007), mais de 50% do tempo gasto na indústria para com um projeto com CFD é devotado para a definição do domínio da geometria e geração da malha do caso a ser estudado.

Essa visão do processo dá uma dimensão da importância dessa etapa do trabalho, a qual precisa ser definida antes iniciar qualquer estudo numérico sobre o caso que será avaliado. Assim, primeiramente são apresentados alguns modelos genéricos de alguns casos onde são aplicadas as ferramentas necessárias para este estudo.

Entretanto a fim de adquirir experiência com o software Gmsh (Geuzaine e Remacle, 2009) e os requisitos da geração da geometria e malha, essa geometria de teste necessita ser o mais simples possível para garantir que quaisquer adversidades encontradas nos processos não sejam resultado de um problema de malha, facilitando o processo de aprendizagem.

Este caso visa aperfeiçoar o domínio do algoritmo AMI do software OpenFOAM para que se possa continuar o estudo de geometrias mais complexas, até chegar no objetivo, como a geometria do rotor Savonius. Na Fig. 4.3 é mostrado a discretização de alguns dos domínios computacionais que foram experimentados antes do modelo atual.

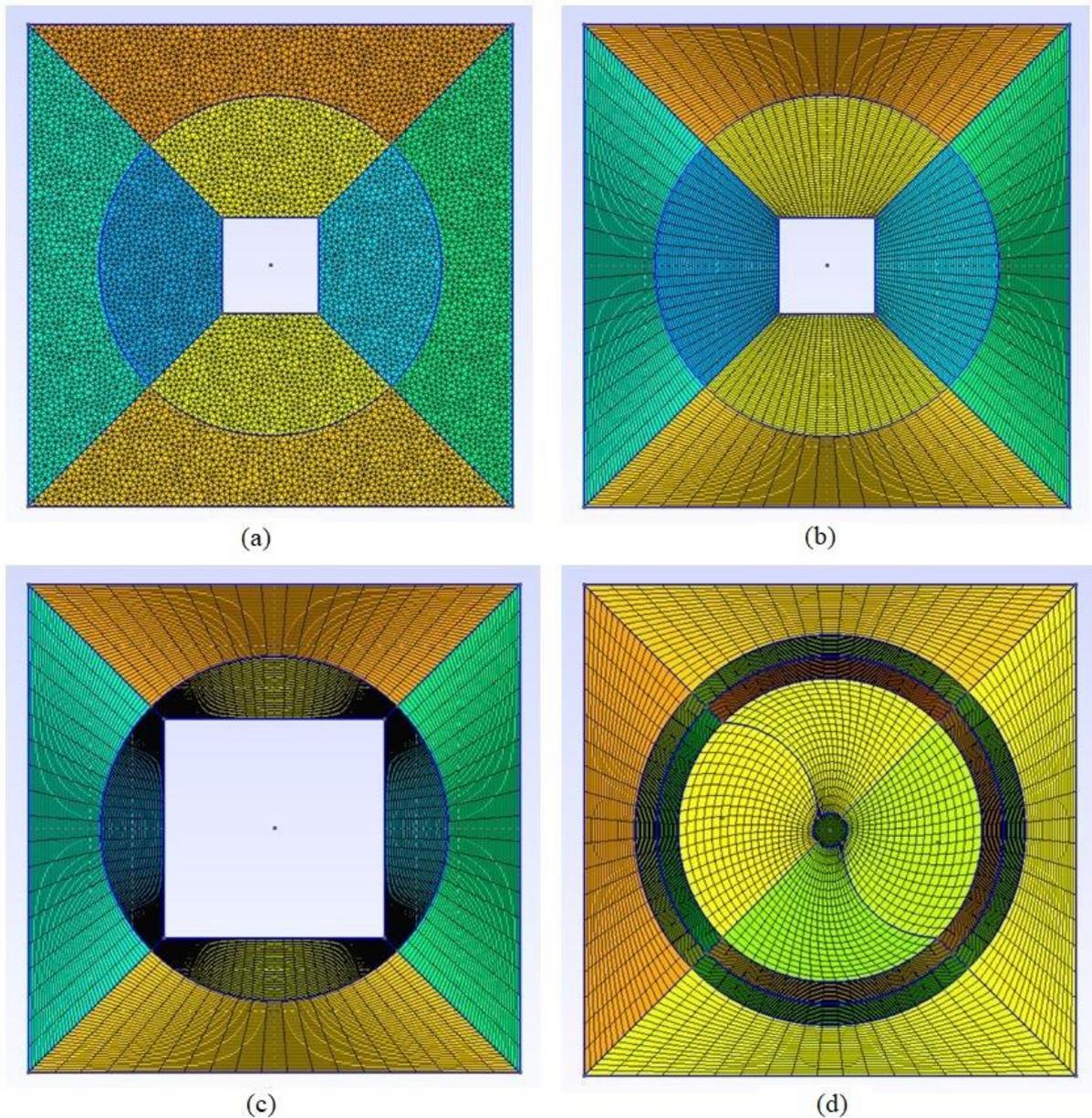


Figura 4.3 – Discretização dos domínios computacionais.

O domínio na Fig. 4.3(a), bem como diversos outros que não foram estruturados apresentaram problemas de convergência antes de realizar a primeira iteração. Na Fig. 4.3(d) o problema foi a especificação das faces das pás do rotor, pois na conversão da malha para o OpenFOAM, essas faces não recebiam as condições de contorno especificadas devido a estarem dentro de um dos volumes físicos da geometria. Os primeiros domínios que chegaram à convergência foram os representados na Fig. 4.3(b) e (c) respectivamente, entretanto o rotor da Fig. 4.3(b) estava muito longe da região de interface, não ficando muito clara a troca de informações entre as malhas interna e externa à interface, e na Fig. 4.3(c) o caso foi processado de forma satisfatória, apesar de apresentar algumas anomalias

numéricas nos resultados, provável resultado da não estruturação adequada da malha próxima a região de interface.

Diversas outras geometrias e malhas foram criadas para familiarizar com a ferramenta até a criação do domínio final apresentado na Fig. 4.4.

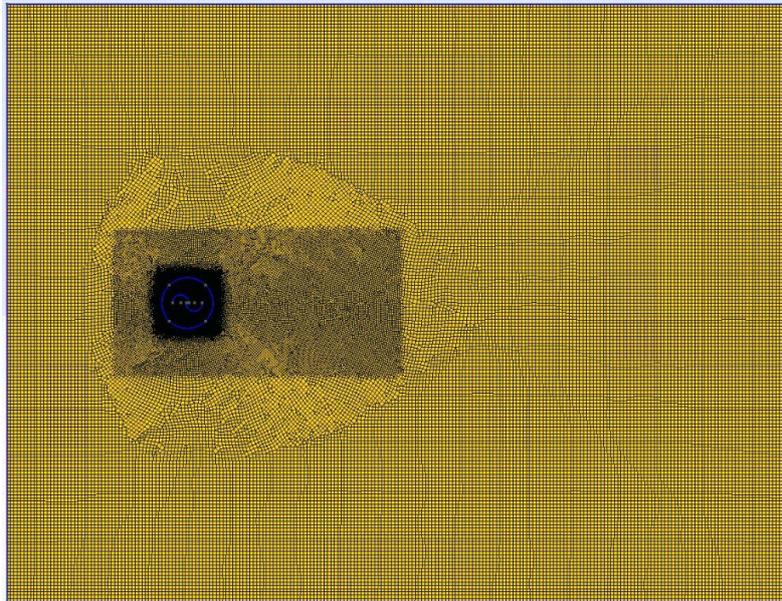


Figura 4.4 – Domínio computacional final.

#### 4.5.1. Teste de independência de malha

Para garantir a consistência dos resultados obtidos, um teste de independência de malha foi realizado. A Fig. 4.5 mostra o domínio computacional do problema, que teve a geometria e malha gerados pelo software Gmsh. Para um melhor controle do crescimento dos volumes da malha e diminuição do número total dos mesmos foi utilizado um recurso de criação de zonas de refinamento. Essas zonas também são mostradas na Fig. 4.5 onde pode ser observada a variação gradual no tamanho dos volumes entre os diferentes refinamentos e a região próxima às pás, que recebe um tratamento especial (com volumes retangulares) necessário para permitir o cálculo preciso dos coeficientes analisados. De acordo com Cebeci (2013) o parâmetro para este controle, chamado  $Y^+$ , deve ser inferior a 5 para uma melhor qualidade dos resultados do modelo de turbulência  $k-\omega$  SST. O presente trabalho possui um  $Y^+$  igual a 2,43.

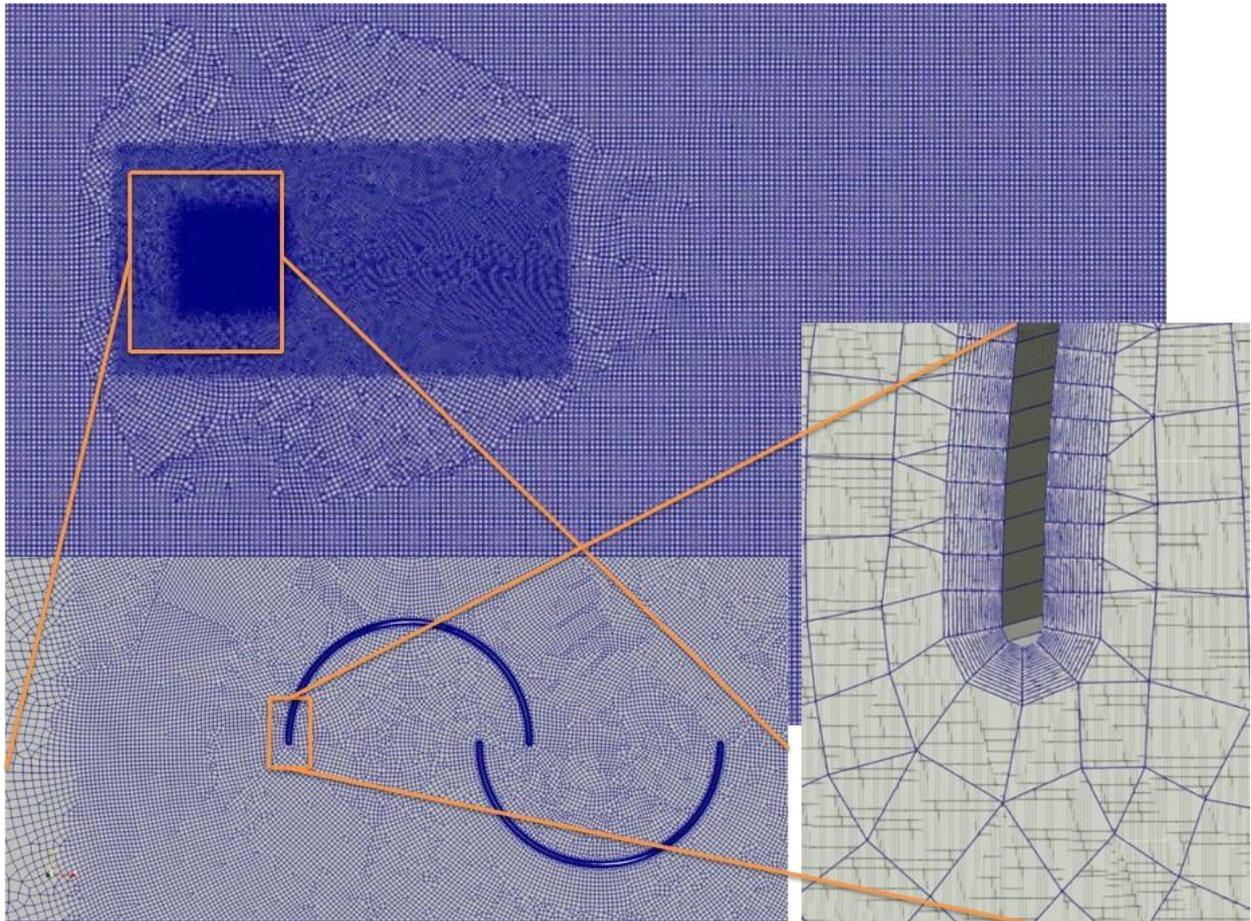


Figura 4.5 – Domínio computacional.

A Tabela 1 traz os resultados do teste de independência de malha onde foram comparados três domínios. Todos os casos foram calculados com RS de 0,20, RA nula e  $\lambda$  de 0,81.

Tabela 4.2. Teste de independência de malha.

Refinamento	Células	$C_m$	Diferença (%)	Tempo aproximado de processamento (horas)
1	64127	0,349	-	12,5
2	119815	0,337	-3,54	29,6
3	269442	0,345	2,37	52,4

$$D = \frac{(C_m^{i+1} - C_m^i)}{C_m^i} \times 100 \text{ onde } i = 1, 2 \text{ ou } 3, \text{ indica a malha}$$

Da Tabela 4.2 observa-se que a diferença no  $C_m$  calculado entre as malhas 1 e 2 é semelhante ao calculado entre as malhas 2 e 3, e que em ambos os casos são menores que 5%. Esta diferença é considerada aceitável dada a complexidade da solução. Neste sentido a malha 1 poderia ser utilizada, contudo, como vários casos são simulados, onde a geometria é modificada, por uma questão de segurança optou-se por utilizar a malha 2. Esta é mais refinada do que a malha 1, mas o tempo de

processamento é pequeno se comparado com o tempo necessário para simular utilizando a malha 3.

## 5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

### 5.1. Verificação e validação

Nas Fig. 5.1 a 5.3, é apresentada a comparação dos coeficientes estáticos obtidos no presente trabalho comparados com os resultados obtidos por Akwa (2010) utilizando o software comercial STARCCM+ e com Oliveira et al. (2017) obtidos utilizando o software comercial Fluent. Nestes trabalhos, ambos possuem uma RS de 0,15 e uma RA de 0,0.

Em todas as curvas da Fig. 5.1 o torque estático tem um coeficiente máximo quando o rotor está em  $60^\circ$  e um coeficiente mínimo quando o rotor está em  $0^\circ$ . Estes valores são relatados não só nos trabalhos de Akwa (2010) e Oliveira et al. (2017), mas também são compatíveis com o modelo numérico apresentado por Nasef et al. (2013) e com os experimentos de Kamoji et al. (2011) e Hayashi et al. (2005). Para as curvas do coeficiente de arrasto (Fig. 5.2), o máximo ocorre quando o rotor está posicionado em  $120^\circ$  e o mínimo em  $0^\circ$ . Finalmente, para o coeficiente de sustentação (Fig. 5.3), o valor máximo ocorre quando o rotor está posicionado em  $30^\circ$  e o mínimo em  $120^\circ$ .

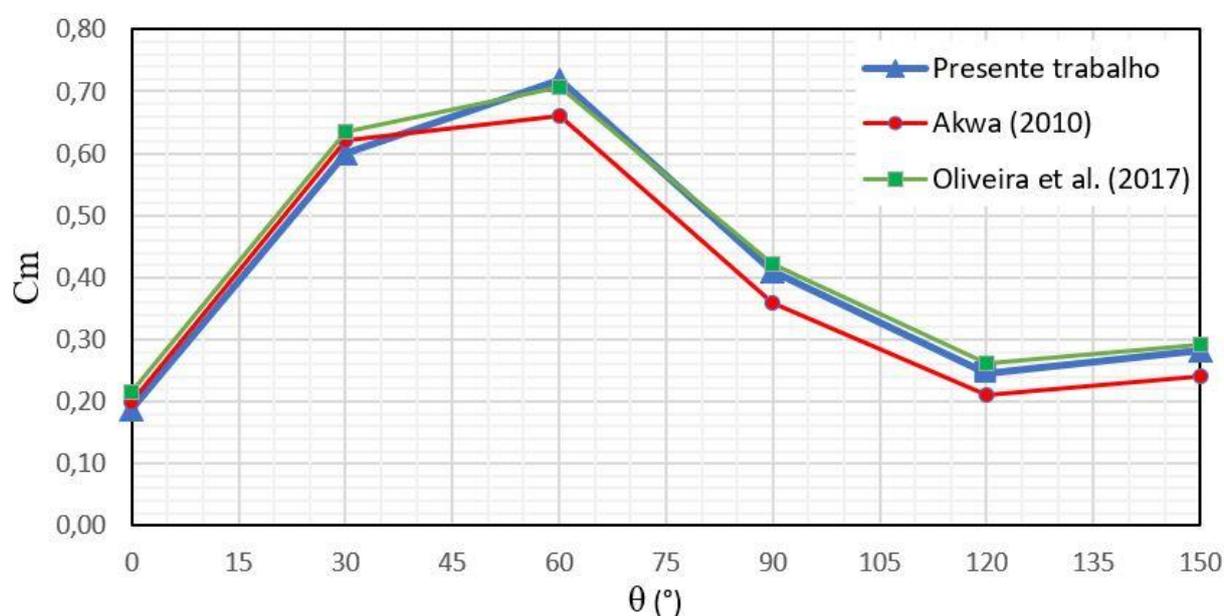


Figura 5.1 – Comparação dos coeficientes de torque estático.

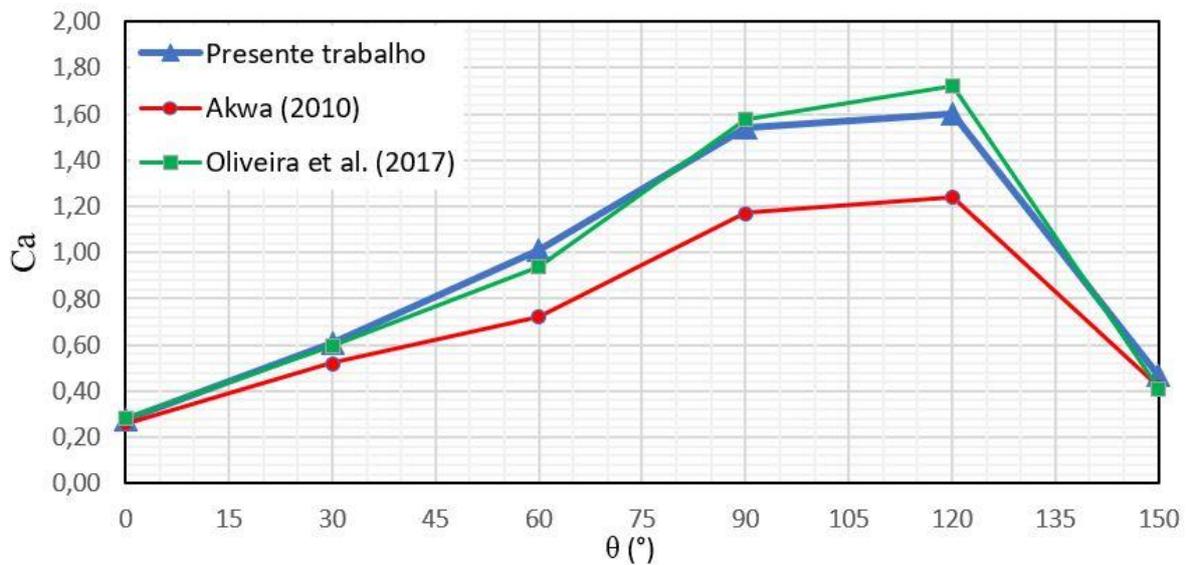


Figura 5.2 – Comparação dos coeficientes de arrasto para o rotor estático.

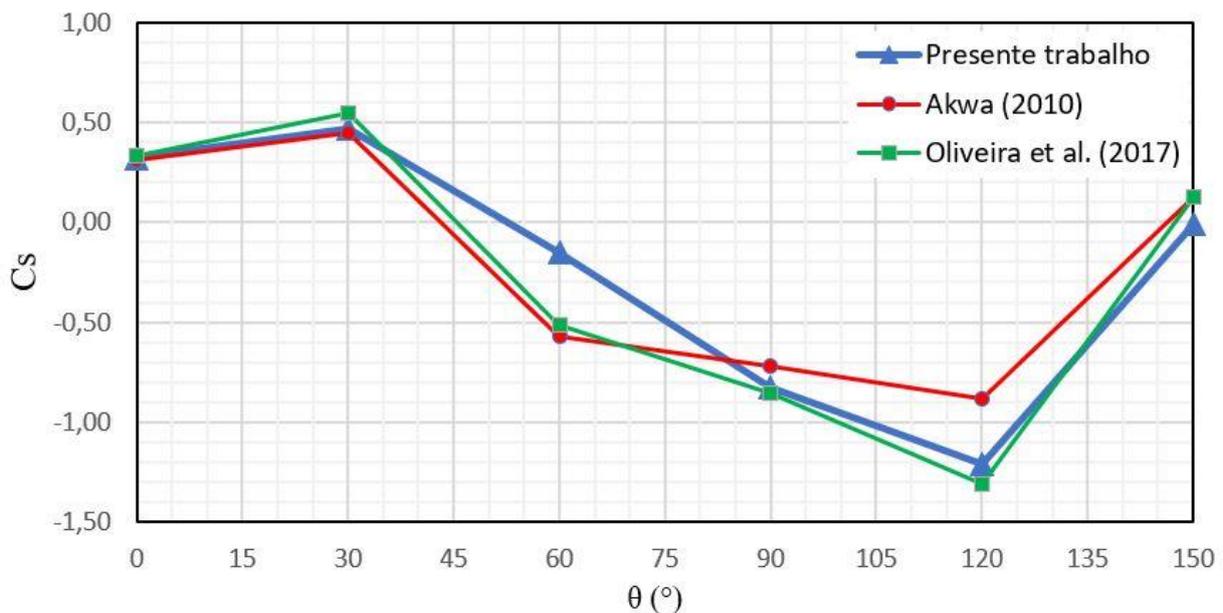


Figura 5.3 – Comparação dos coeficientes de sustentação para o rotor estático.

Como visto nas Fig. 5.1 - 5.3, todos os coeficientes têm as mesmas tendências de comportamento na comparação com os trabalhos da literatura. Entretanto, o presente trabalho apresenta resultados mais próximos aos obtidos por Oliveira et al. (2017). Para o coeficiente de torque estático, a máxima diferença ocorre quando o rotor se encontra a 60° em comparação com os resultados de Akwa (2010) (8,9%) e quando o rotor se encontra a 30° em comparação com os resultados de Oliveira et al. (2017) (5,6%).

Já quanto aos coeficientes de arrasto, comparando com os resultados de Akwa (2010) a

diferença máxima ocorre quando o rotor se encontra a  $90^\circ$  onde a diferença é de 31,5% e em comparação com Oliveira et al. (2017), quando o rotor se encontra a  $120^\circ$ , onde a diferença é de 7,1%.

Em relação ao coeficiente de sustentação, a diferença máxima ocorre quando o rotor está posicionado a  $60^\circ$ . Nesta condição a diferença no valor de  $C_s$  é de 73,4% em relação a Akwa (2010) e de 70,4% em relação à Oliveira et al. (2017).

É possível afirmar que os resultados deste trabalho apresentam uma boa concordância, tanto qualitativamente quanto quantitativamente, tendo em vista que os valores percentuais maiores apareceram apenas para o coeficiente de sustentação, o qual apresenta valores mais próximos de zero na dada posição, na comparação com os trabalhos da literatura. Em todos os casos, as curvas apresentam as mesmas tendências de mínimos e máximos. Já com relação aos valores é preciso ressaltar que a sensibilidade das curvas é devido aos valores serem pequenos e o escoamento complexo (turbulento), logo qualquer diferença apresentada, resulta em uma variação percentual acentuada.

Para verificar e validar o estudo do rotor em movimento foram comparados os valores do coeficiente de torque para diferentes razões de velocidade com os resultados numéricos do modelo 2D de Ferrari et al. (2017), e experimentais de Blackwell et al. (1977). Ambos os trabalhos possuem uma RS de 0,2 e uma RA de 0,0.

Ferrari et al. (2017) apresentou em seu estudo uma comparação de seu modelo numérico com os resultados obtidos experimentalmente pelo laboratório Sandia (Blackwell et al., 1977). Na Fig. 5.4 é apresentado a comparação dos resultados obtidos no presente trabalho com os respectivos estudos.

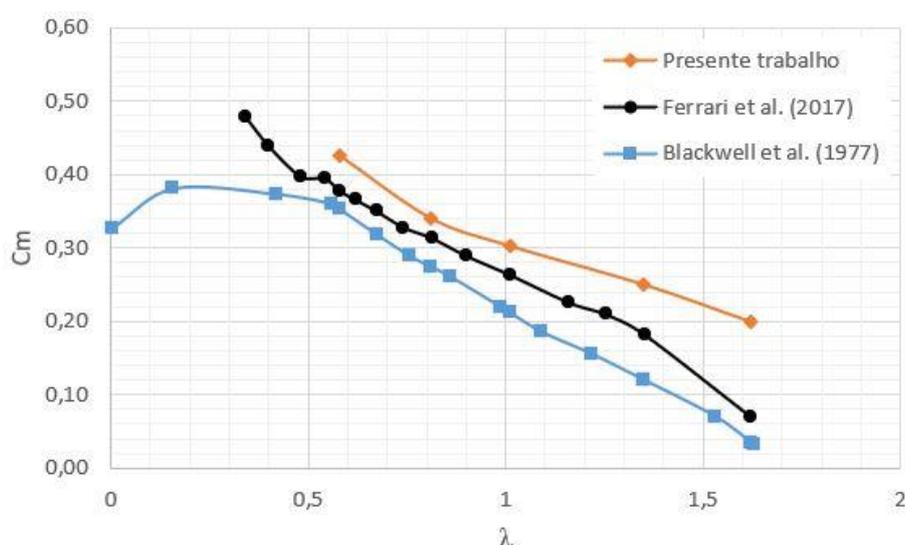


Figura 5.4 – Comparação dos coeficientes de torque obtidos com dados experimentais de Blackwell et al. (1977) e dados numéricos de Ferrari et al. (2017).

É notável que as curvas possuem uma coerência no comportamento. Entretanto, os resultados do presente trabalho apresentam uma diminuição mais lenta dos valores do coeficiente de torque conforme aumenta a velocidade de ponta resultando em uma discrepância maior entre os modelos para as velocidades de ponta mais altas. No entanto, é esperado que o modelo numérico bidimensional superestime os valores de torque e potência devido aos efeitos tridimensionais não estarem contemplados (Ferrari et al., 2017, Madina et al., 2020).

Os resultados para o  $C_m$  são apresentados na Tab. 4.3. Nesta é apresentada também a comparação com os trabalhos de Ferrari et al. (2017) e Blackwell et al. (1977).

Tabela 5.1. Verificação e validação do coeficiente de torque dinâmico.

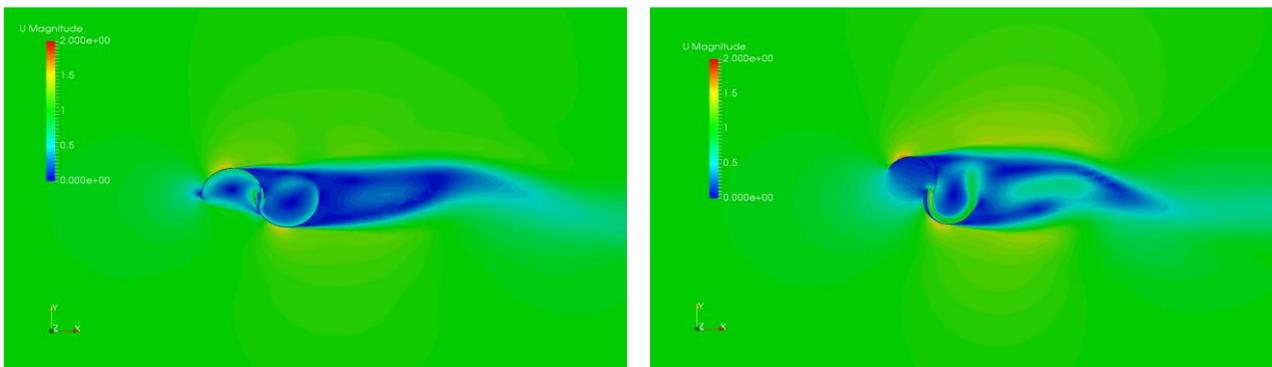
$\lambda$	Ferrari et al. (2017)	Blackwell et al. (1977)	Presente trabalho	Diferença para Ferrari et al. (2017)* (%)	Diferença para Blackwell et al. (1977)* (%)
0,58	0,377	0,353	0,426	13,0	20,6
0,81	0,314	0,275	0,341	8,6	23,9
1,01	0,263	0,212	0,302	14,8	42,5
1,35	0,183	0,120	0,249	36,1	108,0
1,62	0,071	0,035	0,198	178,9	466,2

\*  $\left( \frac{\text{Presente trabalho}}{\text{Referência}} - 1 \right) 100\%$

Como apresentado na Tab. 4.3, os resultados possuem uma divergência inferior a 15% até uma velocidade de ponta de 1,01, quando comparados com o modelo numérico de Ferrari et al. (2017) e inferior à 25% para uma velocidade de ponta de até 0,81, quando comparados com o experimento de Blackwell et al. (1977). Assim, para os demais casos apresentados neste trabalho será mantido a velocidade de ponta de 0,81.

## 5.2. Análise do escoamento

Primeiramente são apresentados na Fig. 5.5 os gradientes de velocidade em torno do rotor estático no tempo de 2 s para 6 diferentes posições (ângulos): 0°, 30°, 60°, 90°, 120° e 150°.



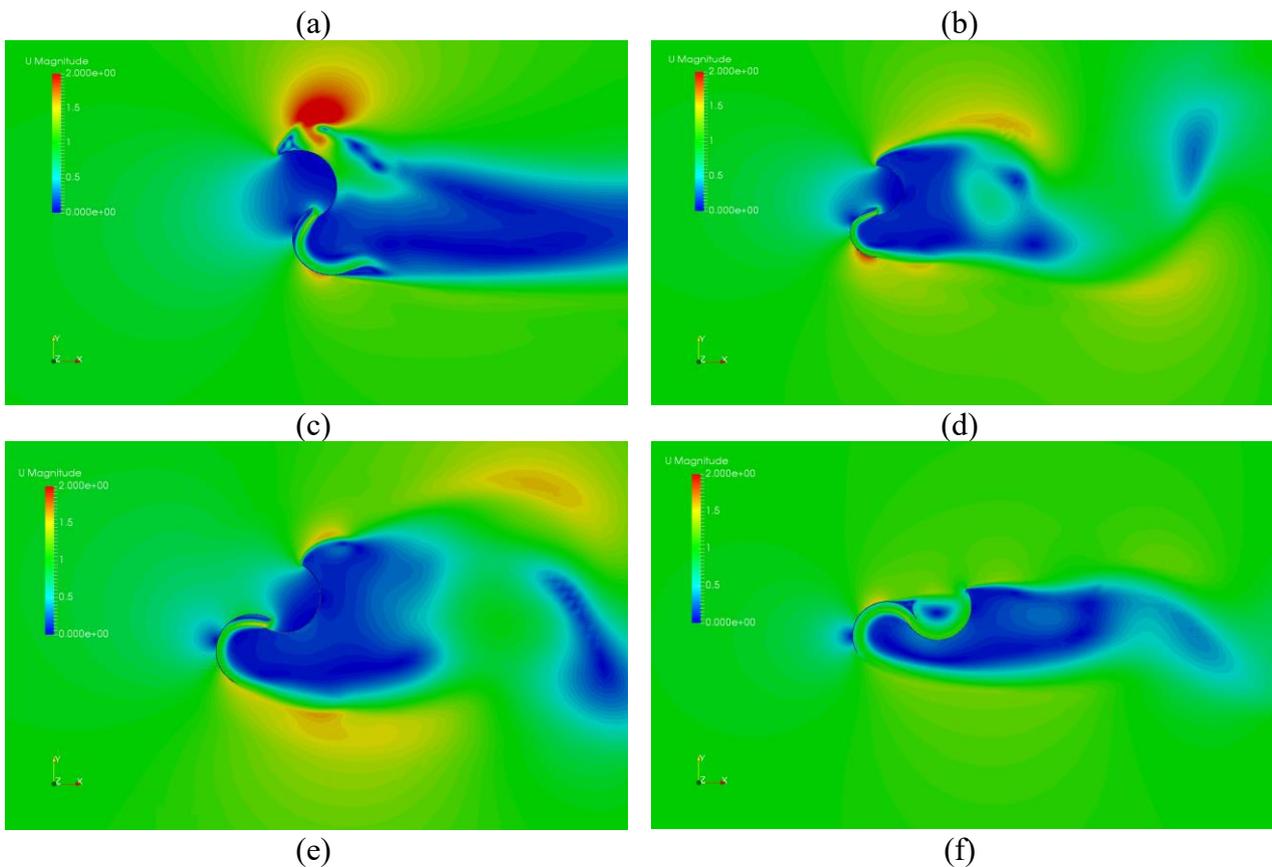


Figura 5.5 – Coeficiente de torque estático do rotor Savonius para um tempo de 2s e diferentes posições (ângulos): (a)  $0^\circ$ , (b)  $30^\circ$ , (c)  $60^\circ$ , (d)  $90^\circ$ , (e)  $120^\circ$ , (f)  $150^\circ$ .

Neste tempo de 2s a solução já está estável, ou seja, o coeficiente de torque apresenta um comportamento cíclico não alterando mais os máximos e mínimos. Entretanto, como mencionado por Nakajima et al. (2008), na Fig. 5.6 é possível perceber que existe uma geração de vórtices acontecendo ao redor do rotor, e isto é devido à natureza turbulenta do escoamento. Também, as zonas de velocidades altas e baixas estão em acordo com o que é esperado e obtido em comparação com Nakajima et al. (2008), Akwa (2010), Nasef et al. (2013) e Oliveira et al. (2017).

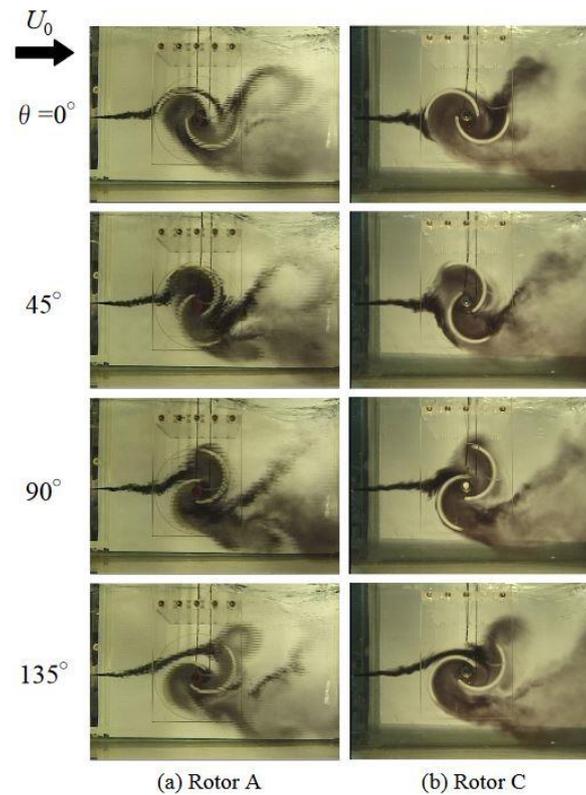


Figura 5.6 – Escoamento sobre o rotor Savonius estático (Fonte: Nakajima et al., 2008).

Em relação aos resultados do rotor em movimento, utilizando o modelo de malha deslizante com AMI, a Fig. 5.7 apresenta a evolução no tempo para um caso de RA nula onde é possível perceber, além do transiente durante os momentos iniciais da simulação, que os valores de  $C_m$  oscilam (de forma cíclica) com o tempo, comportamento este esperado devido à natureza turbulenta do escoamento e ao movimento de rotação do rotor.

A interação entre o escoamento e o rotor leva algum tempo para estabilizar, então para evitar tal distúrbio nos resultados, são ignorados os dados referentes a primeira rotação do rotor, aproximadamente 3,8 segundos, e é feita uma média dos coeficientes para 4 rotações completas em todos os casos, assim como feito por Ferrari et al. (2017).

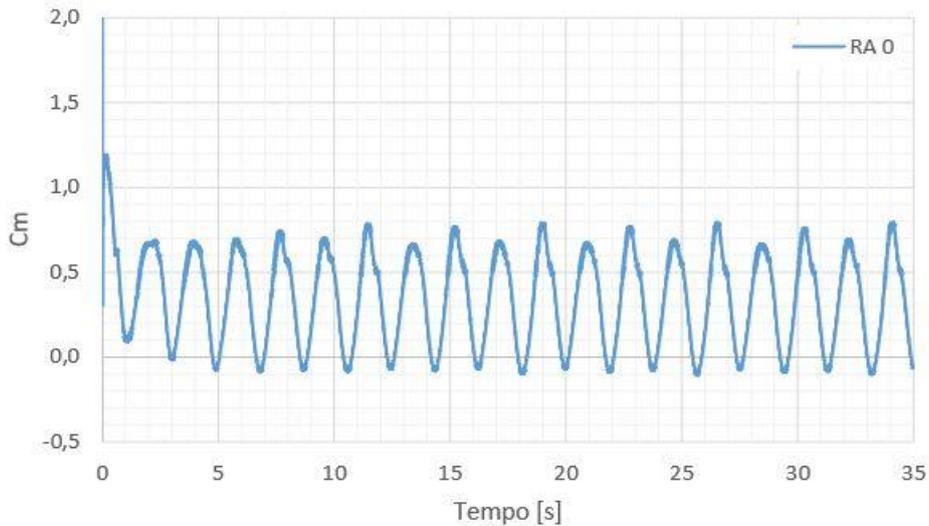


Figura 5.7 – Análise temporal do rotor Savonius com RA 0 e RS 0,20.

Para o estudo numérico um coeficiente de torque é calculado para cada passo de tempo, desta forma o valor global de cada coeficiente é obtido através de uma média ponderada no tempo dos coeficientes instantâneos para as 4 rotações completas.

$$C_{m,med} = \frac{1}{t_{total}} \sum C_m dt \quad (5.1)$$

### 5.3. Análise das razões de sobreposição e afastamento

A Figura 5.8 mostra os gradientes de velocidade [m/s] para RS 0,20 e vários valores de RA. Na Fig. 5.8(a), é apresentado o caso “neutro”, onde RA é 0. Nesta figura é possível visualizar os padrões turbulentos (através dos vórtices formados) assim como os pontos de máxima e mínima velocidades. Neste caso, observa-se um ponto de máxima velocidade na parte superior, onde a pá é côncava em relação ao escoamento. Este padrão se estende para os demais casos estudados.

Nas figuras seguintes, 5.8(b)-(e), à direita são mostrados os valores de RA para os casos onde as pás se afastam uma da outra e à esquerda os valores de RA para os casos onde há uma interferência entre as pás. Nas Fig. 5.8(b) e 5.8(d) observa-se que uma parcela do fluido que atinge a pá superior é deslocada para a pá inferior através da região central onde as pás se sobrepõem. O mesmo fenômeno é observado nas Fig. 5.8(c) e 5.8(e), contudo neste caso uma zona de recirculação mais intensa pode ser observada entre as pás. Esta recirculação é provavelmente uma das principais razões para que valores negativos de RA resultem em valores maiores de  $C_m$ . Nota-se na Fig. 5.8 que quanto menor é esta recirculação, maior é o  $C_m$  esperado.

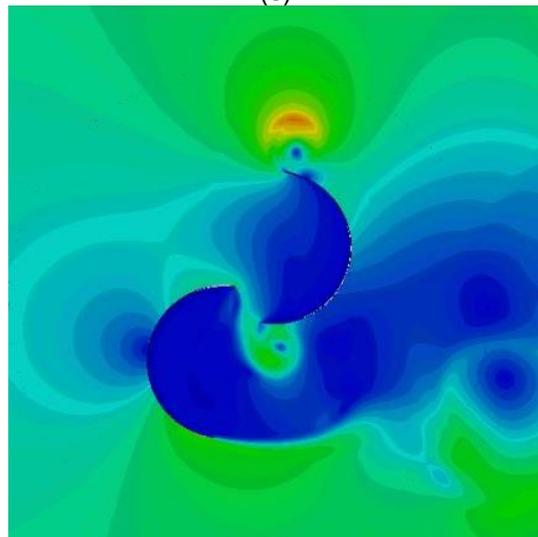
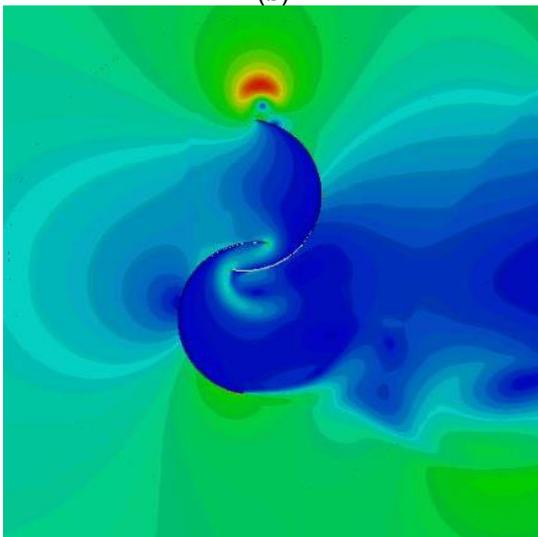
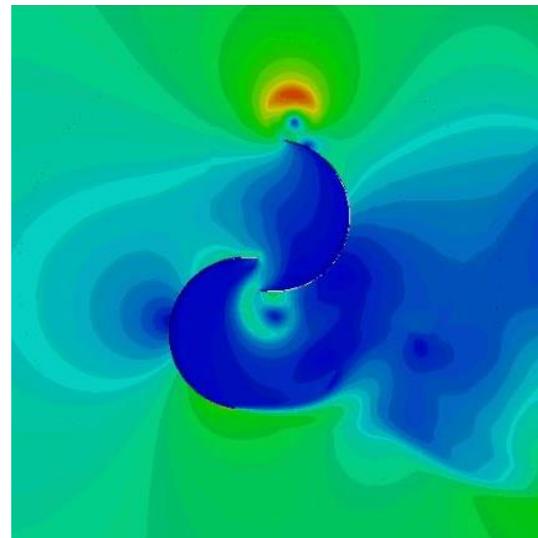
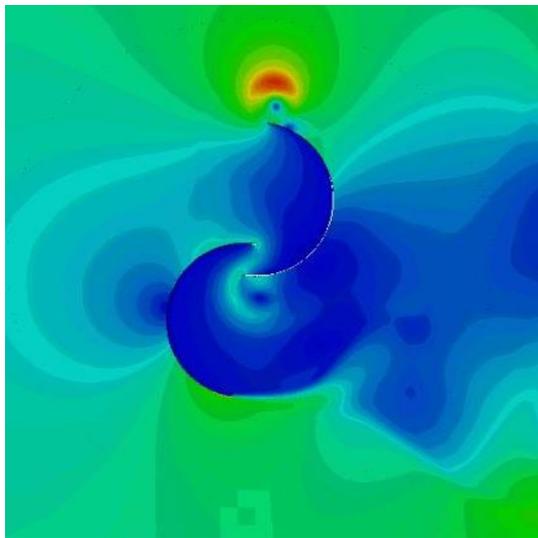
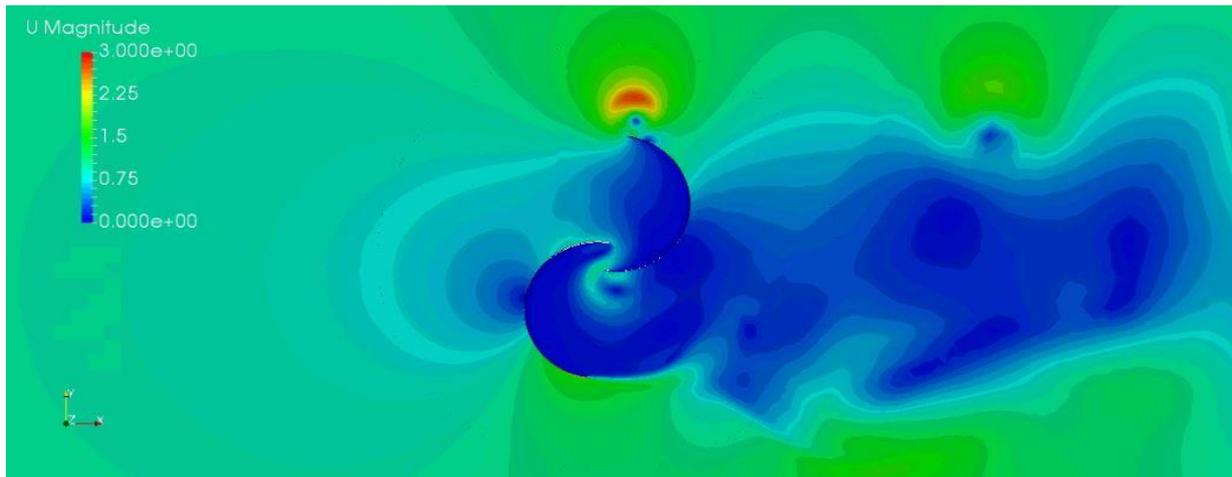


Figura 5.8 – Gradientes de velocidade em 18 s de simulação para RS 0,20 e:  
(a) RA 0; (b) RA -0,05; (c) RA 0,05; (d) RA -0,2; (e) RA 0,2.

Na Figura 5.9, os resultados demonstram uma oscilação dos coeficientes de torque,  $C_m$ , com uma tendência global de diminuição para razões de afastamento crescentes de -0,25 até 0,10 onde ocorre um ponto de inflexão mais acentuado, e o coeficiente de torque passa a apresentar uma tendência global de crescimento. Os valores máximos e mínimos diferem em aproximadamente 7,7% para RS de 0,15 e 8,2% para RS de 0,20. Estes resultados de RA 0 até RA 0,1 estão de acordo com os resultados de Alexander e Holownia, (1978), em que são testados apenas valores positivos para RA (entre 0 e 0,6) e foi relatado que  $C_m$  diminui com RA, entretanto a partir de 0,1, como mencionado anteriormente, o resultado apresenta uma tendência de crescimento do coeficiente de torque. O parâmetro RA também é mencionado nos trabalhos de Akwa et al. (2012) e Menet (2007), contudo, sem uma discussão detalhada, recomendam a utilização de RA 0.

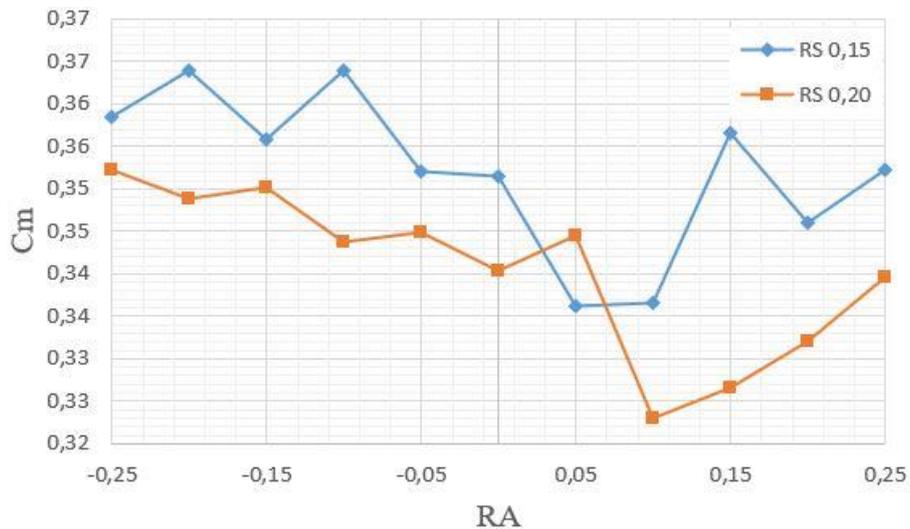


Figura 5.9 – Comportamento de  $C_m$  em função de RA para diferentes valores de RS.

Para o coeficiente de arrasto, Fig. 5.10, o valor máximo para um RS de 0,15 ocorre para um RA de -0,25 e o mínimo para um RA de 0,05 enquanto para a RS de 0,20 o máximo acontece para uma RA de -0,25 e o mínimo para uma RA de 0,1. Os valores máximos e mínimos diferem em aproximadamente 7,9% para RS de 0,15 e 10,3% para RS de 0,20. Da mesma forma que ocorre para o  $C_m$ , o valor de  $C_d$  tem uma tendência geral de diminuir até um RA de aproximadamente 0,1, voltando a crescer para valores maiores de RA.

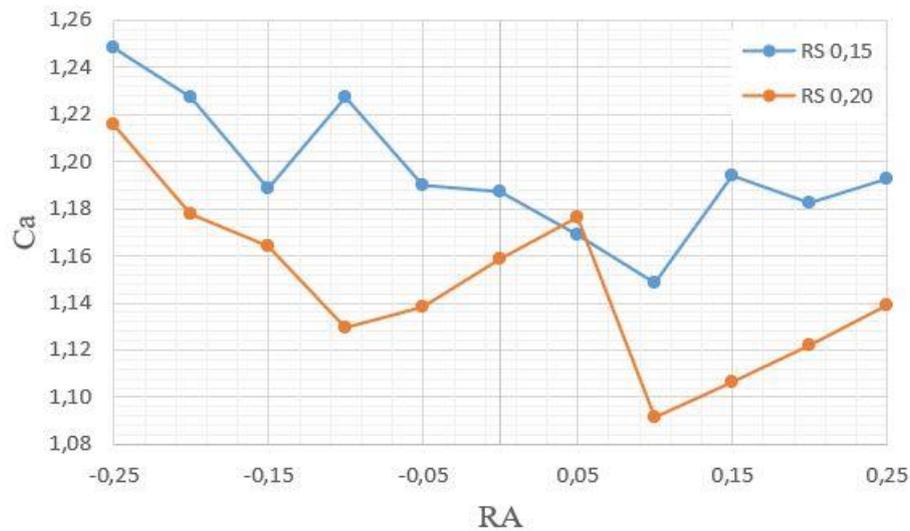


Figura 5.10 – Comportamento de  $C_a$  em função de RA para diferentes valores de RS.

Para o coeficiente de sustentação, na Fig. 5.11, para a RS de 0,15 o maior valor ocorre em uma RA de -0,25 e o mínimo para uma RA de 0,1 enquanto para a RS de 0,20 o máximo valor ocorre para uma RA de -0,2 e o mínimo para uma RA de 0,2. Os valores máximos e mínimos diferem em aproximadamente 71,8% para RS de 0,15 e 61,6% para RS de 0,20.

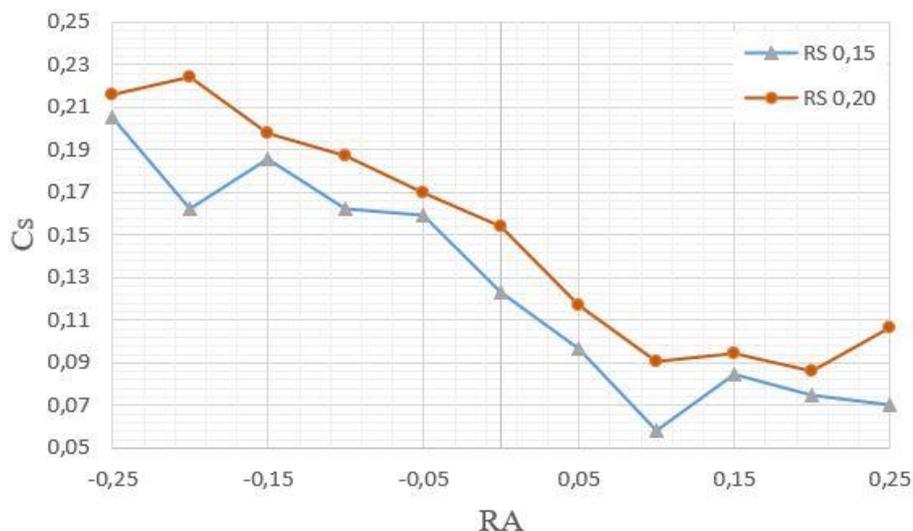


Figura 5.11 – Comportamento de  $C_s$  em função de RA para diferentes valores de RS.

Nas Tabelas 5.1 e 5.2 são compilados todos os resultados para os coeficientes  $C_m$ ,  $C_p$ ,  $C_a$  e  $C_s$  para valores de RS iguais a 0,15 e 0,20, respectivamente. Observa-se uma tendência geral de diminuição dos coeficientes com o aumento de RA. É importante mencionar que a maior variação nos coeficientes aerodinâmicos acontece sobre o coeficiente de sustentação onde entre os valores

máximos e mínimos observa-se uma variação de aproximadamente 72% e 62% para um RS de 0,15 (RA de -0,25 e 0,1) e 0,2 (RA de -0,2 e 0,2), respectivamente. Já o coeficiente de arrasto apresenta uma variação em torno de 7,9% e 10,3%, respectivamente, entre RA = -0,25 para 0,1 para ambos os casos de RS. Também é importante salientar que o rotor Savonius é principalmente guiado pela força de arrasto (Harries et al., 2016), ou seja, para este rotor o coeficiente de arrasto tem uma sensibilidade maior sobre a potência e torque gerados pelo rotor do que o coeficiente de sustentação. Entretanto, o coeficiente de sustentação ainda assim é relevante para a geração de torque e potência do rotor para baixos ângulos de ataque onde o movimento do rotor se dá devido a esta força.

Tabela 5.2. Análise da RS 0,15.

RA	$C_p$	$C_m$	$C_a$	$C_s$
-0,25	0,290	0,358	1,248	0,206
-0,20	0,295	0,364	1,227	0,162
-0,15	0,288	0,356	1,188	0,186
-0,10	0,295	0,364	1,227	0,162
-0,05	0,285	0,352	1,190	0,159
0	0,285	0,351	1,187	0,123
0,05	0,272	0,336	1,169	0,096
0,10	0,273	0,337	1,149	0,058
0,15	0,289	0,357	1,194	0,085
0,20	0,280	0,346	1,183	0,075
0,25	0,285	0,352	1,193	0,071

Tabela 5.3. Análise da RS 0,20.

RA	$C_p$	$C_m$	$C_a$	$C_s$
-0,25	0,285	0,352	1,216	0,216
-0,20	0,282	0,349	1,178	0,224
-0,15	0,284	0,350	1,164	0,198
-0,10	0,278	0,344	1,129	0,187
-0,05	0,279	0,345	1,138	0,170
0	0,276	0,340	1,159	0,154
0,05	0,279	0,344	1,176	0,117
0,10	0,262	0,323	1,091	0,090
0,15	0,265	0,327	1,106	0,094
0,20	0,269	0,332	1,122	0,086
0,25	0,275	0,340	1,139	0,106

## 6. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho apresentou um estudo numérico sobre a influência da razão de afastamento e sobreposição das pás do rotor de uma turbina Savonius sobre seus coeficientes aerodinâmicos. Primeiramente, foi feito um estudo do rotor Savonius bem como da ferramenta numérica e os recursos de malha deslizante necessários para reproduzir o caso. Depois foi apresentado um estudo de independência de malha onde, para fins de redução de tempo de processamento foi feita uma avaliação em três domínios com aproximadamente 64.000, 120.000 e 270.000 elementos. Foi definida como independente a malha com 120.000 elementos que combina boa precisão com um bom tempo de processamento adequado para os objetivos desta pesquisa. Logo, foi verificado e validado o modelo reproduzindo numericamente um experimento presente na literatura. Foi constatada uma divergência inferior a 15% para razões de velocidade de ponta inferiores a 1,01 comparando com o caso numérico e uma divergência inferior a 25% para uma razão de 0,81 quando comparado com o caso experimental, adotando-se, então, para este trabalho uma velocidade de ponta de 0,81.

Então, foi apresentada a influência da razão de afastamento nos coeficientes aerodinâmicos do rotor, observando-se que, uma menor razão de afastamento produz um aumento significativo no coeficiente de sustentação que impõem um aumento nos coeficientes de torque e de potência do rotor. Contudo, é importante ressaltar que o presente estudo é uma análise numérica de um modelo bidimensional que considera apenas as pás na estrutura do rotor. Assim, a consideração de elementos estruturais como, entre outros, hastes e demais dispositivos estruturais, bem como as placas de extremidade, podem ter uma certa influência sobre resultados aqui apresentados.

Os resultados presentes neste trabalho comprovam as afirmações presentes na literatura quanto ao decréscimo na eficiência do rotor para uma RS de 0,20 em relação a RS de 0,15. Entretanto, para o parâmetro da RA, são oferecidos aqui resultados inéditos tendo considerado RAs negativas, que apresentam os melhores resultados de eficiência para o rotor. Com base nos resultados apresentados, conclui-se que a diminuição da RA resulta em um aumento da recirculação entre pás que resulta em um aumento nos coeficientes aerodinâmicos. O coeficiente de sustentação foi o que apresentou a maior variação seguido do coeficiente de arrasto que apresentou uma variação menos expressiva.

Assim, com base nos estudos da literatura e nos resultados presentes nesse trabalho, conclui-se que o rotor Savonius é mais eficiente utilizando a recomendação de Akwa (2010), Fujisawa (1992), de um coeficiente de sobreposição de 0,15 em conjunto com os resultados aqui apresentados uma razão de afastamento entre -0,25 e -0,20.

## **6.1. Trabalhos futuros**

Como proposta para trabalhos futuros, sugere-se aumentar o número de razões de sobreposição para se ter um mapeamento mais completo da sua influência sobre o desempenho do rotor Savonius.

Outra sugestão é modelar tridimensionalmente o rotor para considerar geometrias mais complexas que não podem ser representadas no modelo bidimensional como, por exemplo, perfis de pás.

Outra sugestão é acoplar o rotor Savonius em um dispositivo conversor de energia das ondas do tipo coluna d'água oscilante para fins de pesquisa.

Outra sugestão é realizar o estudo do rotor Savonius considerando uma rotação não fixa, mas causada pela ação do vento.

Finalmente, como última sugestão, aplicar a modelagem desenvolvida nesta pesquisa para outros tipos de rotores, como a turbina Wells.

## 7. REFERÊNCIAS

- AGUERRE, H. J.; MÁRQUEZ DAMIÁN, S.; GIMENEZ, J. M.; NIGRO, N. M. Conservative handling of arbitrary non-conformal interfaces using an efficient super mesh. **Journal of Computational Physics**, v. 335, p. 21–49. 2017.
- AKWA, J. V.; JÚNIOR, G. S.; PETRY, A. Discussion on the verification of the overlap ratio influence on performance coefficients of a savonius wind rotor using computational fluid dynamics. **Renewable Energy**. Rio Grande do Sul, Brasil, v. 38, n. 1, p. 141-149, 2012.
- AKWA, João Vicente. **Análise aerodinâmica de turbinas eólicas Savonius empregando dinâmica dos fluidos computacional**. 2010. Dissertação (Mestrado em Engenharia) - Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.
- ALEXANDER, A. J. HOLOWNIA, B. P. Wind Tunnel Tests on a Savonius Rotor, **Journal of Industrial Aerodynamics**, v. 3, No. 4, p. 343-351, 1978.
- ALI, M. H. Experimental Comparison Study for Savonius Wind Turbine of Two & Three Blades at Low Wind Speed. **International Journal of Modern Engineering Research**, Baghdad, Iraque, v. 3, n. 5, p. 2978-2986, 2013.
- ALIPOUR, R.; ALIPOUR, R.; FARDIAN, F.; KOLOOR, S. S. R.; PETRU, M. Performance improvement of a new proposed Savonius hydrokinetic turbine: a numerical investigation. **Energy Reports**. Mahshahr, Iran, v. 6, p. 3051-3066, 2020.
- BEAUDOIN, M.; JASAK, H. Development of a Generalized Grid Interface for Turbomachinery simulations with OpenFOAM. **Open Source CFD International Conference**. Berlin, Germany, December, 2008.
- BLACKWELL, B. F.; SHELDAHL, R. E.; FELTZ, L. V. Wind tunnel performance data for two and three bucket savonius rotors. **Journal of Energy**. Albuquerque, New Mexico, v. 2 n. 3, p. 160-164, julho, 1977.
- CARNEIRO, Francisco Olimpio Moura. **Estudo comparativo do levantamento da curva de eficiência de um aerogerador de pequeno porte utilizando "openfoam" com diferentes abordagens numéricas e dados experimentais**. 2020. Tese (Doutorado) - Universidade Estadual de Campinas, Faculdade de Engenharia Mecânica, Campinas, SP, 2020.
- CEBECI, T. **Analysis of Turbulent Flows with Computer Programs**. California: Elsevier Ltd. 3 Ed., 2013.
- ÇENGEL, Y. A., CIMBALA, J. M. **Mecânica dos fluidos: Fundamentos e aplicações**. McGraw-Hill, Estados Unidos, 2007.
- CHORIN, A. J. Numerical solutions of the Navier-Stokes Equations. **Math. of Computation**. New York, US, v. 22, p. 745-762, 1971.
- CHRISTOFF, P. The promissory note: COP 21 and the Paris Climate Agreement. **Environmental**

**Politics**, v. 25, n. 5, p. 765-787, 2016.

DARRIEUS, G. J. M. **Wind Turbine** – Patent US18353018A, United States Patent Office, 1931.

DAVIDSON, P. A.; **Turbulence an introduction for scientists and engineers**. Oxford University Press, 2<sup>nd</sup> edition. 630 p, 2015.

DISMUKES, J. P., MILLER, L. K., SOLOCHA, A., JAGANI, S., & BERS, J. A. Wind Energy Electrical Power Generation: Industrial Life Cycle of a Radical Innovation. **PICMET '07**, Portland, Oregon, agosto, 2007.

ELDRIDGE, F. R. **Wind Machines**. Van Nostrand Reinhold Company. 214 p, 1980.

EPE. **Matriz energética e elétrica**. Empresa de Pesquisa Energética. Disponível em: <<https://www.epe.gov.br/pt/publicacoes-dados-abertos/publicacoes/balanco-energetico-nacional-2020>>. Acesso em: janeiro, 2021.

ERIKSSON, S., BERNHOFF, H., LEIJON, M. Evaluation of different turbine concepts for wind power. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 12, n. 5, p. 1419–1434, 2008.

FARRELL, P. E.; MADDISON, J. R. Conservative interpolation between volume meshes by local Galerkin projection. **Computer Methods Applied Mechanics and Engineering**. 2011.

FERRARI, G.; FEDERICI, D.; SCHITO, P.; INZOLI, F.; MEREU, R. CFD study of savonius wind turbine: 3d model validation and parametric analysis. **Renewable Energy**. Milano, Italy, v. 105, p. 722-734, Maio, 2017.

FERZIGER, J. L. e PERIC, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. Springer-Verlag, Heidelberg, 2002.

FORTUNA, A. O., **Técnicas Computacionais para Dinâmica dos Fluidos: Conceitos Básicos e Aplicações**. São Paulo: Universidade Federal de São Paulo; 2000.

FUJISAWA, N. On the torque mechanism of Savonius rotors. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**. Gunma, Kiryu, Japan, v. 3, n. 40, p. 277-292, 1992.

GASCH, R.; TWELE, J. **Wind Power Plants: Fundamentals, Design, Construction and Operation**. Springer-Verlag Berlin Heidelberg. 2012.

GEUZAIN, C.; REMACLE, J.-F. Gmsh: A 3-D finite element mesh generator with built-in pre- and post-processing facilities. **International Journal for Numerical Methods in Engineering**. Liège, Belgium, v. 79, n. 11, p. 1309-1331, maio, 2009.

GNU. General public license, version 3, 2007.

HARRIES, T.; KWAN, A.; BRAMMER, J.; FALCONER, R. Physical testing of performance characteristics of a novel drag-driven vertical axis tidal stream turbine; with comparisons to a conventional Savonius. **International Journal of Marine Energy**. The Parade, Cardiff, v. 14, p. 215-228, junho, 2016.

- 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.
- HASSANZADEH, R.; MOHAMMADNEJAD, M. Effects of inward and outward overlap ratios on the two-blade Savonius type of vertical axis wind turbine performance. **International Journal of Green Energy**. p. 1-12, 2019.
- HECHT, A. D.; TIRPAK, D. Framework agreement on climate change: a scientific and policy history. **Climatic change**. v. 29, n. 2, p. 371-402, 1995.
- HEZAVEH, S. H.; ZEID, E. B.; DABIRI, J.; KINZEL, M.; CORTINA, G.; MARTINELLI, L. Increasing the Power Production of Vertical-Axis Wind-Turbine Farms Using Synergistic Clustering. **Boundary-Layer Meteorology**, v. 169, p. 275-296, 2018.
- HOLZMANN, T. **Mathematics, Numerics, Derivations and OpenFOAM®**. Copyright Tobias Holzmann, 4 Ed., 2017.
- ISSA, R. I. Solution of Implicitly Discretized Fluid Flow Equations by Operator Splitting. **Journal of Computational Physics**, v. 62, p. 40-65, 1986.
- KAMOJI, M. A., KEDARE, S. B., & PRABHU, S. V. Experimental Investigations on Two and Three Stage Modified Savonius Rotor. **Wind Engineering**, v. 35 n. 4, p. 483–509, 2011.
- KAMOJI, M.A.; KEDARE, S.B.; PRABHU, S.V. Experimental Investigations on Single Stage, Two Stage and Three Stage Conventional Savonius Rotor, **International Journal of Energy Research**, v. 32, p. 877-895, 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, 2009.
- KERIKOUS, E.; THÉVENIN, D. Performance enhancement of a hydraulic Savonius turbine by optimizing overlap and gap ratios. **GTINDIA2019**. Bangalore, India, 5-6 December, 2019.
- LAUNDER, B. E. e SPALDING, D. B. **Lectures in Mathematical Models of Turbulence**. Academic Press, London, 1972.
- MADINA, F. G.; GUTIÉRREZ, A.; GALIONE, P. Computational fluid dynamics study of Savonius rotors using OpenFOAM. **Wind engineering**. v.1, n. 18, 2020.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro, Livros Técnicos e Científicos – LTC, 2004.
- MANWELL, J.F.; MCGOWAN, J.G.; ROGERS, A.L. **Wind Energy Explained: theory, design and application**. England: John Wiley, 577 p, 2002.
- MENET, J. L. Aerodynamic Behaviour of a New Type of Slow-Running VAWT. **Wind Energy**. p. 235-240, 2007.
- MENET, J. L.; REZENDE, T. D. Static and dynamic study of a conventional Savonius rotor using a

- numerical simulation. **21ème Congrès Français de Mécanique**. Bordeaux, França, agosto, 2013.
- MENET, J.L.; BOURABAA, N. Increase in the Savonius rotors efficiency via a parametric investigation. **European Wind Energy Conference**, London, 2004.
- MENTER, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p.1598-1605, 1994.
- MENTER, F. R. Zonal two equation  $k-\omega$  turbulence models for aerodynamic flows. **23rd Fluid Dynamics, Plasmadynamics and Lasers Conference**. Orlando, Florida, 1993.
- MOHAJAN, H. K. The Second Industrial Revolution has Brought Modern Social and Economical Developments. **Journal of Social Sciences and Humanities**. v. 6, n. 1, p. 1-14, 2020.
- MOKYR, J. **The Second Industrial Revolution, 1870-1914**. Laterza, Rome, 1999.
- 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, 2008.
- NASEF, M. H.; EL-ASKARY, W. A.; ABDEL-HAMID, A.A.; GAD, H. E. Evaluation of Savonius Rotor Performance: Static and Dynamic Studies, **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 123, p. 1-11, 2013.
- OLIVEIRA, G. N., ROCHA, L. A. O., PETRY, A. P., ISOLDI, L. A., VIEIRA, R. S., SANTOS, E. D. Influência do refinamento de malha nos coeficientes de arrasto, sustentação e torque estático de uma turbina Savonius de único estágio. **Revista Brasileira de Energias Renováveis**, v. 6, n. 3, p. 438-453, 2017.
- OTHMER, C.; DE VILLIERS, E.; WELLER, H. Implementation of a Continuous Adjoint for Topology Optimization of Ducted Flows. **18th AIAA Computational Fluid Dynamics Conference**. Wolfsburg, Germany, 2007.
- PARASCHIVOIU, I. **Wind turbine design: with emphasis on Darrieus concept**. Montréal: École Polytechnique, 438 p, 2002.
- PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flows**. McGraw-Hill, New York, USA, 1980.
- PATANKAR, S. V., SPALDING, D. B. A calculation procedure for heat mass and momentum transfer in three-dimensional parabolic flows. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 15, p. 1787-1806, 1972.
- POLEZE, Juliano. **Estudo exploratório da utilização de um rotor tipo Banki como turbina eólica**. 2015. Dissertação (Mestrado em Projeto e Processo de Fabricação) – Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2015.
- SAAD, M. M.; ASMUIN, N. Comparison of Horizontal Axis Wind Turbines and Vertical Axis Wind Turbines. **Journal of Engineering**. v. 07, n. 8, p. 27-30, 2014.

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.

VENN, F. **The Oil Crisis**. Longman, London, 2002.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computation Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. USA, Pearson, 2 Ed., 2007.

WILCOX, D. C., "Reassessment of the Scale-Determining Equation for Advanced Turbulence Models," **AIAA Journal**, Vol. 26, No. 11, pp. 1299-1310, 1988.

WILCOX, D. C., **Turbulence Modeling for CFD**. DCW Industries Inc, La Canada, 1998.