

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE NUMÉRICA DO EFEITO DE BLOQUEIO NO ESCOAMENTO SOBRE UMA
TURBINA SAVONIUS EM TÚNEL AERODINÂMICO

por

Guilherme Crivelli Fraga

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Novembro de 2013



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE NUMÉRICA DO EFEITO DE BLOQUEIO NO ESCOAMENTO SOBRE UMA
TURBINA SAVONIUS EM TÚNEL AERODINÂMICO

por

Guilherme Crivelli Fraga

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof.^a Thamy Cristina Hayashi
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Energia e Fenômenos de Transporte**

Orientadora: Prof.^a Adriane Prisco Petry

Comissão de Avaliação:

Prof. Sérgio Luiz Frey

Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Prof.^a Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 28 de Novembro de 2013.

AGRADECIMENTOS

À Prof.^a Adriane Prisco Petry, pela orientação não só neste trabalho, mas durante boa parte da minha vida acadêmica, com seus conselhos, sugestões e críticas. Agradeço pela oportunidade que ela proporcionou para mim de ingressar na pesquisa, e por ter contribuído muito em consolidar meu interesse neste ramo.

Ao Grupo de Estudos Térmicos e Energéticos (GESTE), da Universidade Federal do Rio Grande do Sul (UFRGS), que participou de forma fundamental em minha formação e na execução deste trabalho, disponibilizando as licenças para os softwares comerciais empregados. Agradeço ainda a meus colegas e amigos deste laboratório, o M.^e Eng. João Vicente Akwa, o M.^e Eng. Gustavo Dias Fleck e a Eng. Cássia Pederiva de Oliveira, que me auxiliaram em muitos aspectos durante a realização do trabalho de conclusão.

Ao Centro Nacional de Supercomputação (CESUP), pelo oferecimento dos recursos computacionais para a maioria das simulações computacionais realizadas no presente trabalho.

Aos meus colegas e amigos da graduação, Christian Augusto Wartchow, Felipe Ramos Coelho, Grégori Fronza, Henrique Böckmann Alves, Herberth Birck Frölich, Maurício Lazzari, Tomás Mallmann Paganin e o Eng. Luciano de Carvalho Paludo, que se mostraram presentes em etapas importantes deste trabalho e ajudaram especialmente na revisão do trabalho escrito.

Agradeço por fim aos meus pais, Edson e Sidnara, e aos meus irmãos, Gabrielle e Giovanni, por todo o suporte durante os anos de ensino superior.

FRAGA, G. C. **Análise Numérica do Efeito de Bloqueio no Escoamento sobre uma Turbina Savonius em Túnel Aerodinâmico**. 2013. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

RESUMO

Este trabalho faz a análise da influência da razão de bloqueio de túneis aerodinâmicos sobre a avaliação do desempenho de uma turbina Savonius, através de simulações numéricas baseadas na dinâmica dos fluidos computacional. Utiliza-se para isso o software comercial de volumes finitos *ANSYS® Fluent®*. Túneis de vento de diferentes áreas de seção transversal são modelados como domínios de cálculo e as condições dos testes experimentais são reproduzidas como condições de contorno nas simulações. O escoamento é modelado como bidimensional, as equações de conservação são resolvidas com médias de Reynolds e adota-se para a modelagem da turbulência o modelo $k-\omega$ SST. Um estudo da qualidade das malhas geradas é feito empregando a metodologia GCI (*Grid Convergence Index*). O parâmetro escolhido como indicador do desempenho do rotor é o seu coeficiente de torque estático, que é calculado para cada configuração de túnel. A partir dos resultados obtidos, estima-se a razão de bloqueio limite de 1/8 para a utilização em testes experimentais, abaixo da qual a influência do efeito de bloqueio sobre os resultados não é perceptível e pode, portanto, ser desconsiderada. Comparações com o que é proposto por outros autores mostram que o limite estabelecido é relativamente alto e pouco conservador; explicações para esses resultados estão nas simplificações adotadas decorrentes da metodologia numérica empregada e na consideração do rotor como estacionário para as simulações.

PALAVRAS-CHAVE: Efeito de bloqueio. Razão de bloqueio. Turbina Savonius. Dinâmica dos fluidos computacional.

FRAGA, G. C. **Numerical Analysis of Blockage Effect on the Flow over a Savonius Turbine in Wind Tunnel**. 2013. 26 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2013.

ABSTRACT

This work presents the analysis of the wind tunnel blockage ratio influence on the performance evaluation of a Savonius turbine, realized through numerical simulations based on computational fluid dynamics. It is used for this purpose the finite-volume method implemented by the commercial software *ANSYS® Fluent®*. Wind tunnels of different cross-sectional areas are modeled as computational domains and the experimental conditions of the tests are reproduced as boundary conditions in the simulations. The flow is modeled as two-dimensional; the conservation equations are solved using Reynolds time-averaging, and it is adopted for modeling turbulence the $k-\omega$ SST model. A grid quality study is performed using the GCI methodology (Grid Convergence Index). The parameter chosen as indicator of the rotor's performance is the static torque coefficient, calculated for each tunnel configuration. From the obtained results, it is estimated a ratio blocking threshold of $1/8$ for usage in experimental tests, below which the blockage effect influence on the results is not noticeable and can therefore be disregarded. Comparisons with what is proposed by other authors show that the limit set is relatively high and little conservative; these results can be explained as due to simplifications adopted because of the numerical methodology used, and as due to the consideration of the rotor as stationary for the simulations.

KEYWORDS: Blockage effect. Blockage ratio. Savonius turbine. Computational fluid dynamics.

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
4. METODOLOGIA	2
4.1. MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS	2
4.2. MODELAGEM MATEMÁTICA	3
4.3. MODELAGEM NUMÉRICA	4
4.3.1. Função de Interpolação Adotada	4
4.3.2. Tipo de <i>Solver</i> e Acoplamento dos Campos de Pressão e Velocidade.....	4
4.3.3. Critérios de Parada Adotados	5
4.3.4. Modelagem da Turbulência.....	5
4.4. MODELO COMPUTACIONAL	6
4.4.1 Características de Geometria	6
4.4.2. Domínios de Cálculo.....	6
4.4.3. Condições de Contorno e Discretização Espacial e Temporal	7
4.4.4. Qualidade da Malha.....	9
4.4.5. Detalhes das Simulações Realizadas	9
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	9
5.1. ESTUDO DE QUALIDADE DE MALHA	9
5.2. INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE BLOQUEIO SOBRE O COEFICIENTE DE TORQUE ESTÁTICO	11
5.3. RESULTADOS DE OUTRAS SIMULAÇÕES	12
5.4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS FRENTE A OUTROS ESTUDOS	13
6. CONCLUSÕES	14
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	14
APÊNDICE A	16
APÊNDICE B	17
APÊNDICE C	19
ANEXO A	20

1. INTRODUÇÃO

A turbina eólica Savonius foi desenvolvida e patenteada em 1930 pelo engenheiro finlandês Sigurd J. Savonius. Trata-se de um rotor de eixo vertical pouco convencional, cujas características incluem a simplicidade e o baixo custo de construção, o alto torque na partida, a velocidade angular de operação relativamente baixa (implicando em menor ruído e menor desgaste das partes móveis) e a aceitação de vento em qualquer direção para o funcionamento, eliminando assim a necessidade de sistemas de reorientação. Essas vantagens em certos casos podem prevalecer sobre a principal deficiência do rotor, sua baixa eficiência quando comparado a outros dispositivos eólicos, tornando-o assim atraente para aplicações como a geração de energia em pequena escala, especialmente em regiões rurais de países em desenvolvimento. Turbinas Savonius também são usadas no bombeamento de água, na ventilação e exaustão de ambientes fechados, na agitação e oxigenação de lagos artificiais e como dispositivo de partida de outras turbinas [Savonius, 1930; Fernando e Modi, 1989; Akwa, 2010]. Um exemplo de rotor Savonius pode ser visto na Figura 4.1(a).

A avaliação do desempenho dessas turbinas pode ser feita pela medição dos seus coeficientes aerodinâmicos – como, por exemplo, o coeficiente de torque estático – em testes experimentais em túneis aerodinâmicos [Fujisawa, 1992; Kamoji et al. 2009]. Para isso, contudo, é fundamental a escolha de um túnel com área de seção transversal grande o suficiente em relação às dimensões do rotor para minimizar a influência do efeito de bloqueio sobre as medições. O efeito de bloqueio caracteriza-se pelo aumento local da velocidade do escoamento passando pelas pás da turbina, em relação à velocidade não perturbada do ar, causada pela redução na área de passagem do escoamento devido à presença do corpo do rotor na seção de testes [Rae e Pope, 1984]. De acordo com Blackwell et al., 1977, por exemplo, muitos estudos de turbinas Savonius em túneis aerodinâmicos encontrados na literatura possuem graves problemas devido ao efeito de bloqueio, com o modelo ocupando uma fração significativa da área da seção transversal do túnel. No entanto, o uso de túneis muito grandes implica em maiores instalações e maior potência requerida. Portanto, na condução de testes e estudos experimentais sobre turbinas eólicas, a busca pelas dimensões adequadas do túnel aerodinâmico é essencial [Rae e Pope, 1984].

O presente trabalho está inserido neste contexto. Para a sua realização, empregam-se simulações baseadas na dinâmica dos fluidos computacional, implementada no software comercial de volumes finitos ANSYS® Fluent®. A escolha por um método numérico em oposição a um estudo de natureza experimental dá-se porque o primeiro permite economia de material (para instrumentação e construção do modelo) e de tempo de pesquisa [Maliska, 2004; Akwa, 2010].

2. OBJETIVOS

Neste trabalho é feita a análise da influência do efeito de bloqueio sobre a avaliação do coeficiente de torque estático de uma turbina Savonius para diferentes razões de bloqueio (razão entre a máxima área frontal projetada do rotor e a área da seção transversal do túnel aerodinâmico). Isto é, busca-se estabelecer a menor área de seção transversal de um túnel aerodinâmico de seção retangular para que o efeito de bloqueio, causado pela instalação de um rotor Savonius de geometria e dimensões predefinidas, não afete, ou afete de maneira desprezível, o coeficiente de torque estático obtido do dispositivo.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Blackwell et al., em um relatório de 1977, já relatava a existência de numerosos estudos experimentais sobre a turbina eólica Savonius na literatura, dentre esses muitos realizados em túneis aerodinâmicos. Segundo o autor, entretanto, a maioria dos trabalhos anteriores possuía problemas de efeito de bloqueio que comprometiam a significância dos resultados apresentados.

Segundo Rae e Pope, 1984, a existência de barreiras laterais para o escoamento em

torno de um corpo, como as encontradas em um túnel aerodinâmico, produz dois efeitos de bloqueio simultâneos. Um deles é criado pela restrição lateral do fluxo de ar em torno da esteira formada pelo corpo do modelo (no caso, da turbina eólica); como a velocidade naquela região é menor que a do ar não perturbado, pela equação da continuidade a velocidade no exterior da esteira tende a ser maior do que a no seu interior. Este efeito não é muito significativo no escoamento ao redor de um corpo estacionário, como é o caso estudado no presente trabalho. O segundo efeito é de bloqueio sólido, causado pela redução da área de passagem do escoamento em torno do modelo devido à presença deste na seção de testes; pela continuidade e pela equação Bernoulli, a velocidade na região aumenta. Em um canal fechado, o efeito do bloqueio sólido é o mesmo que um aumento de pressão dinâmica, aumentando as forças e os momentos agindo sobre a turbina.

O aumento local da velocidade do escoamento é idealmente contabilizado por um fator de correção. A sua determinação, no entanto, é muito difícil, especialmente para geometrias não convencionais como a da turbina Savonius [Ross e Altman, 2011]. Entre as correções encontradas na literatura, pode-se citar a proposta por Pope e Harper, 1966; a de Maskell, 1965, posteriormente adaptada para o rotor Savonius por Alexander, 1978; e o método desenvolvido por Hackett et al., 1979.

Um estudo das correções aplicadas a turbinas Savonius foi feito por Alexander e Holownia, 1978. Através da utilização de túneis aerodinâmicos de dimensões diferentes, os autores analisaram a validade das correções para o efeito de bloqueio quando empregadas em altas razões de bloqueio, chegando a avaliar razões de 0,3. Seus resultados corroboram a correção proposta por Maskell, 1965, mesmo para níveis elevados de bloqueio.

Ross e Altman, 2011, em um estudo similar, fizeram uma revisão das correções para o efeito de bloqueio em testes experimentais com rotores Savonius. Seus resultados apontam também para uma superioridade da correção de Maskell, 1965, sobre a proposta por Pope e Harper, 1966. Segundo os autores, para razões de bloqueio de 2% e 3,5%, a correção de Maskell, 1965, é de fato a mais adequada; contudo, para razões de 8% e 10%, alguma diferença deve ser esperada. Rae e Pope, 1984, sugerem o uso de uma razão de bloqueio máxima de 7,5%, caso contrário erros significativos podem ser encontrados.

Muitos estudos relacionados a turbinas Savonius reportam o coeficiente de torque estático como um parâmetro relevante para a análise do desempenho rotor. Dentre eles, mencionam-se os estudos numéricos de Akwa, 2010, e de Mohamed et al., 2010; e os estudos experimentais de Fujisawa, 1992, que não adotou correções de bloqueio para a determinação desse coeficiente, e de Kamoji et al., 2009, que realizou testes em túneis de seção aberta.

A geometria do rotor, com algumas adaptações, é baseada no que é apresentado por Akwa, 2010. Empregam-se condições de contorno e parâmetros de solução semelhantes ao que é descrito também naquele trabalho. A análise da qualidade das malhas computacionais é feita pelo método GCI (*Grid Convergence Index*), proposto por Roache, 1994.

4. METODOLOGIA

Para a obtenção do coeficiente de torque estático da turbina Savonius para várias razões de aspecto, emprega-se a Dinâmica dos Fluidos Computacional, implementada no software comercial ANSYS® *Fluent*®. Esse software usa o método dos volumes finitos para resolver as equações da mecânica dos fluidos que regem o escoamento.

4.1. MÉTODO DOS VOLUMES FINITOS

Dentre as metodologias numéricas disponíveis, a escolha do método dos volumes finitos é motivada pela utilização deste por outros pesquisadores em estudos similares ao conduzido no presente trabalho, atestando a sua adequação, e pela disponibilidade de recursos computacionais que permitem o seu emprego – no caso, a UFRGS possui licenças de utilização do software ANSYS® *Fluent*® [Akwa, 2010].

Na metodologia dos volumes finitos, uma região do escoamento ao redor do rotor é delimitada e tida como domínio de cálculo. Pela divisão, ou discretização, desse domínio em

um número finito de volumes de controle, as equações diferenciais que regem o escoamento são transformadas em um sistema de equações algébricas, que é resolvido de forma iterativa para cada volume [Maliska, 2004; Akwa, 2010].

4.2. MODELAGEM MATEMÁTICA

Na aplicação do método dos volumes finitos, as equações da conservação de massa e da conservação da quantidade de movimento com médias de Reynolds (RANS, do inglês *Reynolds Averaged Navier-Stokes*) são resolvidas [Wilcox, 1998]. A equação (4.1) representa o balanço de massa em notação indicial, para um escoamento incompressível com médias de Reynolds.

$$\frac{\partial}{\partial x_i}(\bar{u}_i) = 0 \quad (4.1)$$

onde \bar{u}_i é a média temporal da velocidade do escoamento na direção i e x_i representa as direções do espaço.

O balanço da quantidade de movimento (equação de Navier-Stokes), novamente para um escoamento incompressível e desprezando o termo relativo à força gravitacional, é dado pela equação (4.2).

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\mu}{\rho} \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} - \frac{\partial}{\partial x_j}(\overline{u'_i u'_j}) \quad (4.2)$$

onde t é o tempo; \bar{p} é a média temporal da pressão; u'_i é a flutuação da velocidade do escoamento na direção i , devido aos efeitos da turbulência; ρ é a massa específica do fluido (ar), tomada neste trabalho como 1,225 kg/m³; μ é a viscosidade dinâmica do fluido, considerada também constante e no valor de 1,7894 x 10⁻⁵ Pa.s; e $\overline{u'_i u'_j}$ é o tensor de tensões de Reynolds. As outras variáveis foram definidas anteriormente.

O tensor de tensões de Reynolds consiste em um tensor simétrico que introduz um conjunto de seis novas incógnitas na equação da quantidade de movimento. Existem, dessa forma, mais incógnitas do que equações. Para o fechamento do sistema, é necessária a modelagem dos termos adicionais, ou seja, a modelagem da turbulência. No presente trabalho opta-se por usar o modelo k- ω SST, que é descrito na Seção 4.3.4.

Como condições iniciais para a solução das equações (4.1) e (4.2) utilizam-se campos de velocidade e pressão homogênea em todo o domínio de cálculo. As condições de contorno consideradas são explicadas na Seção 4.4.3.

O torque do rotor é calculado como o somatório do momento atuante em cada face dos volumes de controle que faz fronteira com alguma das superfícies das pás, como representado na equação (4.3).

$$T_i = \sum_f [\epsilon_{ijk} r^{of}_j F^{f,pres}_k + \epsilon_{ijk} r^{of}_j F^{f,visc}_k] \quad (4.3)$$

onde T_i é o torque da turbina, na direção i , em relação a um centro específico o ; ϵ_{ijk} é o símbolo de Levi-Civita; r^{of}_j é a distância do centroide de cada face f em relação ao ponto o na direção j ; e $F^{f,pres}_k$ e $F^{f,visc}_k$ são as forças de pressão e viscosa, respectivamente, atuantes sobre cada face, na direção k . Essas forças são determinadas a partir das tensões atuantes nas pás, que por sua vez são calculadas pelas equações (4.1) e (4.2) [ANSYS, 2009a].

O resultado reportado nas simulações numéricas e utilizado para análise no presente trabalho é o coeficiente de torque estático, definido na equação (4.4).

$$C_T = \frac{T}{\frac{1}{2} \rho A_r V^2} \quad (4.4)$$

onde C_T é o coeficiente de torque; T é o módulo do torque do rotor; ρ é novamente a massa específica do fluido; A_r é a área frontal máxima projetada do rotor; e V é a velocidade do escoamento de ar não perturbado.

Devido ao efeito de bloqueio, no emprego de túneis aerodinâmicos com áreas de seção transversal não muito maiores que a área frontal do rotor (ou seja, razões de bloqueio altas), a velocidade do escoamento não perturbado não é igual à velocidade que efetivamente passa pelas pás do rotor. Por essa razão, como comentado no Capítulo 3, é de praxe o emprego de uma correção, que geralmente atua no sentido de corrigir a velocidade V usada para o cálculo dos coeficientes aerodinâmicos. No presente trabalho, como o objetivo é justamente a aferição da influência do efeito de bloqueio sobre o coeficiente de torque estático da turbina Savonius, não é empregado nenhum tipo de correção no cálculo deste.

Por fim, o número de Reynolds é definido na equação (4.5).

$$Re = \frac{\rho V d_r}{\mu} \quad (4.5)$$

onde Re é o número de Reynolds e d_r é o diâmetro do rotor Savonius. As outras variáveis foram previamente definidas.

4.3. MODELAGEM NUMÉRICA

4.3.1. Função de Interpolação Adotada

No método dos volumes finitos, as variáveis das equações expostas anteriormente são calculadas e seus valores são armazenados no centro de cada volume de controle. No entanto, a existência de termos convectivos nas equações que regem o escoamento exige a determinação dos valores dessas variáveis nas faces dos volumes. Para tanto, é usada uma função de interpolação, que permite obter esses valores no local de interesse. No presente trabalho, optou-se pelo método *Upwind* de segunda ordem. Este esquema fornece resultados mais precisos do que os obtidos pelo esquema de primeira ordem quando a direção do escoamento não está alinhada com a malha (por exemplo, se esta é composta de elementos triangulares ou tetraédricos), como é o caso das simulações realizadas neste trabalho [ANSYS, 2009b].

4.3.2. Tipo de Solver e Acoplamento dos Campos de Pressão e Velocidade

O software ANSYS® Fluent® permite a utilização de dois tipos diferentes de *solver*, baseado na pressão (*pressure-based solver*) e baseado na densidade (*density-based solver*). Neste trabalho, emprega-se o primeiro, que é tradicionalmente o mais adequado para escoamentos incompressíveis [ANSYS, 2009b].

Para resolver os sistemas de equações algébricas gerados das equações diferenciais de conservação do escoamento, dentro da formulação do *solver* baseada na pressão estão disponíveis os algoritmos de solução acoplada e de solução segregada. O primeiro consiste em resolver todas as incógnitas do sistema simultaneamente, em uma única matriz envolvendo todos os coeficientes, implicando em um tempo computacional elevado. Portanto, opta-se pela solução segregada, em que os sistemas lineares são resolvidos um a um, com a atualização dos coeficientes, em um cálculo iterativo [Maliska, 2004; ANSYS, 2009b].

Como no presente trabalho considera-se o escoamento do ar sobre a turbina Savonius como incompressível, a solução do tipo segregada exige a utilização de um método para o tratamento do acoplamento dos campos de pressão e velocidade. Isso ocorre porque a variável pressão não possui uma equação evolutiva que permita o avanço do cálculo iterativo. Assim, neste trabalho, utiliza-se o algoritmo SIMPLE (*Semi Implicit Linked Equations*) para o acoplamento pressão-velocidade. Segundo Akwa, 2010, este método garante boa estabilidade para a solução.

4.3.3. Critérios de Parada Adotados

Para a melhor definição das flutuações do coeficiente de torque estático no tempo, causadas pelo desprendimento de vórtices à jusante da turbina, todas as simulações realizadas são transientes. Para um mesmo passo de tempo, a solução obtida só é considerada válida quando os resíduos do cálculo iterativo são inferiores na 10^{-4} – isto é, apenas quando todos os resíduos chegam a esse valor é que se avança um passo de tempo. Para o cálculo temporal, o critério de parada é definido a partir da variação do coeficiente de torque estático médio obtido. Médias desse coeficiente são tomadas em intervalos de tempo cumulativos (ou seja, do instante de tempo t_0 ao instante t_1 , do instante t_0 ao instante t_2 , e assim por diante), sendo esse intervalo definido pelo período de oscilação do coeficiente de torque, que é aproximadamente constante para cada caso. Quando a variação percentual do valor médio de um intervalo para o valor médio do intervalo seguinte é inferior a 0,5%, a simulação é encerrada. O intervalo inicial é tomado como o primeiro período após notar-se que o coeficiente de torque estático adquire um comportamento oscilatório regular. O Apêndice A mostra o comportamento do coeficiente de torque estático em função do tempo para algumas das simulações e a zona empregada para o cálculo das médias cumulativas.

Como forma de ilustração dessa metodologia, a Tabela 4.1 mostra os resultados para o coeficiente de torque estático médio, $\overline{C_T}$, de uma simulação realizada para uma condição de razão de bloqueio de 1/6, velocidade não perturbada do ar de 6 m/s (o que corresponde a um Re em torno de 410.750) e com o rotor posicionado a 90° em relação à direção do escoamento. Para esse caso, percebe-se que após nove períodos de oscilação atinge-se uma variação do coeficiente de torque estático médio em relação ao valor médio do intervalo anterior menor que 0,5%. Portanto, nesse instante a simulação é interrompida e o valor $\overline{C_T} = 0,849357$ é usado como resultado final.

Tabela 4.1 – Média cumulativa do coeficiente de torque estático em intervalos de tempo correspondente aos períodos de oscilação do coeficiente, e a variação percentual dessa média entre dois valores consecutivos, para um caso arbitrário simulado.

Número de Períodos de Oscilação do C_T	$\overline{C_T}$	Varição em Relação ao Intervalo Anterior (%)	Número de Períodos de Oscilação do C_T	$\overline{C_T}$	Varição em Relação ao Intervalo Anterior (%)
1	0,873814	-	6	0,851734	0,568
2	0,815272	7,181	7	0,856808	0,592
3	0,835984	2,478	8	0,849357	0,877
4	0,831152	0,581	9	0,849223	0,016
5	0,856572	2,968			

4.3.4. Modelagem da Turbulência

A modelagem da turbulência é necessária para resolver o problema de fechamento encontrado nas equações (4.1) e (4.2). Opta-se pelo modelo k- ω SST (*Shear-Stress Transport*), uma modificação do modelo k- ω padrão que combina a precisão deste para resolver o escoamento nas proximidades da camada limite e o comportamento do modelo k- ϵ nas regiões longe das paredes [ANSYS, 2009a]. Segundo Menter et al., 2003, esse modelo é o mais adequado para escoamentos como o encontrado em torno de uma turbina Savonius, onde há linhas de corrente com grandes curvaturas. Isso é corroborado por Akwa, 2010, que fez a comparação de vários modelos de turbulência na análise numérica de um rotor Savonius, encontrando que o modelo k- ω SST é o que fornece os resultados mais próximos a valores obtidos experimentalmente.

4.4. MODELO COMPUTACIONAL

Para o modelo computacional, alguns softwares comerciais são empregados. A construção da geometria é feita no software comercial *SolidWorks®*; ela é então exportada para o software *ANSYS® ICFM CFD*, onde a malha computacional é gerada; por fim, no software *ANSYS® Fluent®* são impostas as condições de contorno, são definidos os métodos de solução, é conduzido o cálculo numérico e é feito o pós-processamento dos resultados. Para a realização da maioria das simulações do presente trabalho, são usados os recursos computacionais do CESUP (Centro Nacional de Supercomputação).

4.4.1 Características de Geometria

A turbina Savonius abordada neste estudo, mostrada na Figura 4.1(a), é similar à estudada por Akwa, 2010; suas dimensões, dadas na Figura 4.1(b) e (c), são apropriadas para um dispositivo eólico similar para geração descentralizada de energia. O rotor possui duas pás, sem torção e de perfil semicircular, e um único estágio. Sua altura H é de 4 m, e seu diâmetro d_r é 1 m, de modo que a área frontal máxima projetada pelo rotor é de 4 m². Não é considerada a existência de estatores ou de qualquer outro tipo de sistema de reorientação do vento.

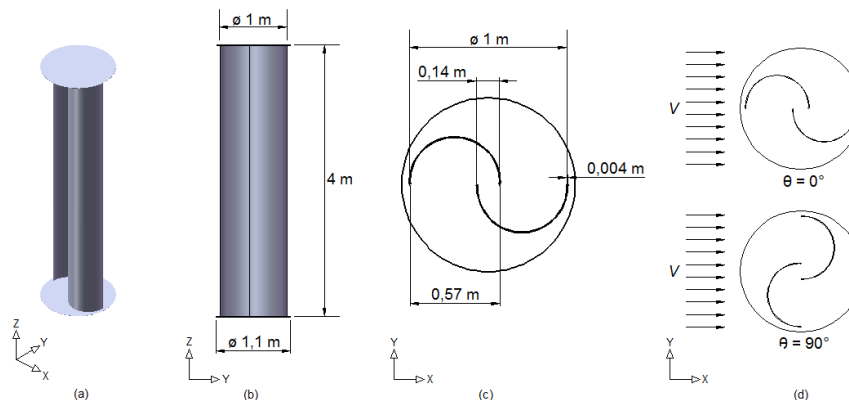


Figura 4.1 – Rotor Savonius utilizado neste trabalho (a), com suas dimensões (b) e (c), e as posições angulares em relação à direção do escoamento consideradas para o cálculo (d).

A escolha dessa configuração de turbina permite que o escoamento de ar sobre ela seja considerado como bidimensional – isto é, sem variação nas suas características na direção do eixo de rotação do rotor –, principalmente por duas razões: a presença de discos nas extremidades das pás, chamados de placas de extremidades (que, para a geometria usada no presente trabalho, possuem diâmetros de 1,1 vezes o do rotor); e a alta razão de aspecto do rotor – definida como H/d_r , sendo para essa geometria igual a 4. Esses dois fatores reduzem a influência das pontas das pás sobre o escoamento, possibilitando assim a sua simplificação para um caso bidimensional [Menet e Cottier, 2003; Cochran et al., 2004; D’Alessandro et al., 2010].

Nas simulações, são avaliadas duas posições angulares do rotor, a 0° e a 90° em relação à direção do vento. A Figura 4.1(d) mostra as duas configurações.

4.4.2. Domínios de Cálculo

Os túneis aerodinâmicos em que o rotor Savonius seria colocado para a medição do seu torque estático, em um teste experimental, são modelados neste trabalho como domínios de cálculo para as simulações numéricas. Essa equivalência é válida devido às condições de contorno impostas, que serão descritas na sequência. De modo a obter valores diferentes de razão de bloqueio para a análise, adotam-se cinco tamanhos de domínio de cálculo, correspondentes a cinco túneis aerodinâmicos com áreas distintas de seção transversal. A alteração dimensional de um domínio para o outro se dá apenas na largura. Na analogia com

um teste experimental, isso é equivalente a considerar que todos os túneis avaliados possuem o mesmo comprimento e a mesma altura.

Como neste trabalho é analisado apenas o efeito de bloqueio causado pelas paredes laterais dos túneis, o comprimento dos domínios de cálculo é definido de modo que as suas extremidades a montante e a jusante do rotor estejam a distâncias suficientes deste para não afetarem o escoamento ao seu redor. Tendo como referência o estudo feito por Akwa, 2010, no presente trabalho todos os domínios possuem comprimento de 26 vezes o diâmetro do rotor, com a turbina posicionada a 6 diâmetros da região de entrada, como mostrado na Figura 4.2. Para a altura, de modo que seja possível a realização de simulações bidimensionais, toma-se o mesmo valor usado para o rotor; isso significa assumir que o corpo da turbina ocupa toda a altura do túnel e a passagem de ar se dá apenas por suas laterais.

A Tabela 4.2 mostra as larguras adotadas para cada um dos cinco domínios; multiplicando-se pela altura, tem-se a área da seção transversal correspondente aos túneis. A razão de bloqueio, também mostrada na tabela, é obtida como a razão entre a máxima área frontal projetada pelo rotor e a área da seção transversal do túnel aerodinâmico.

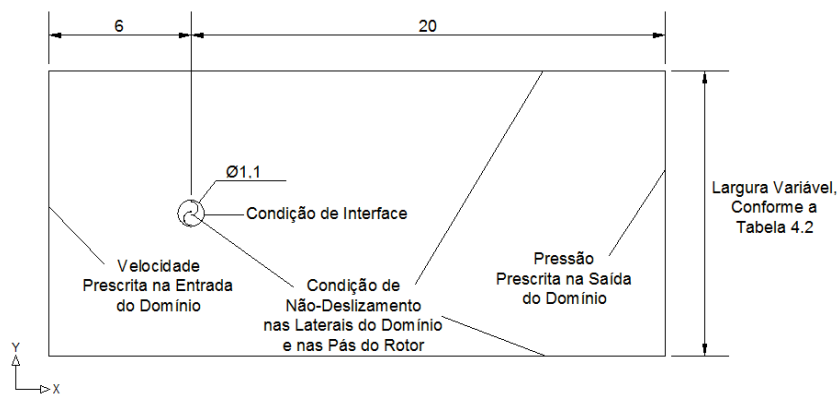


Figura 4.2 – Geometria e condições de contorno dos domínios de cálculo. Dimensões em múltiplos do diâmetro do rotor, d_r .

Tabela 4.2 - Dados referentes aos cinco domínios de cálculo usados na simulação numérica.

Denominação	Largura do Domínio, em Múltiplos de d_r	Área da Seção Transversal do Túnel Equivalente, em Múltiplos de d_r^2	Razão de Bloqueio
Túnel 1:4	4	16	0,25
Túnel 1:6	6	24	0,167
Túnel 1:8	8	32	0,125
Túnel 1:12	12	48	0,083
Túnel 1:20	20	80	0,05

4.4.3. Condições de Contorno e Discretização Espacial e Temporal

As condições de contorno adotadas nas simulações são aquelas mais próximas às condições encontradas em testes reais de turbinas em túneis aerodinâmicos. Para os cinco domínios construídos, todas as condições impostas são as mesmas; assim, nesta subseção é usado o termo “domínio de cálculo” no singular, como forma de se referir a todos os domínios considerados.

As condições impostas às extremidades do domínio de cálculo e às pás do rotor são mostradas também na Figura 4.2. Na entrada do domínio, é prescrita a velocidade do escoamento de ar, igual à velocidade não perturbada do escoamento. Na saída, adota-se uma condição de pressão igual à atmosférica, 101.325 Pa. Como forma de modelar as paredes dos túneis aerodinâmicos, uma condição não deslizamento é imposta às laterais; o mesmo é feito

para as pás do rotor, pelas mesmas razões.

Com o propósito de discretização espacial, gera-se sobre cada domínio de cálculo uma malha de volumes finitos que, para uma maior conveniência de sua construção e também da execução das simulações, é dividida em duas regiões. A fronteira entre essas regiões é a circunferência concêntrica ao rotor, de diâmetro 1,1 vezes maior que o deste, mostrada na Figura 4.2; nela, é imposta uma condição de interface, que permite o acoplamento das duas malhas distintas como uma única para o cálculo numérico. Na região circundada pela condição de interface (denominada “região de malha do rotor” na sequência deste trabalho), opta-se por volumes triangulares para a construção da malha, pois esse tipo de volume se adapta melhor à geometria complexa da turbina, sendo assim possível de se obter um melhor refinamento. No restante do domínio, emprega-se uma malha estruturada de volumes quadriláteros, que permite diminuir o número de volumes na região. Em ambas as regiões, sobre as superfícies das pás do rotor e das laterais do domínio, são adicionadas camadas de prismas (volumes quadriláteros mais refinados), que permitem melhor avaliação numérica da camada limite [Maliska, 2004].

São geradas três malhas para a região do rotor, denominadas segundo a Tabela 4.3 Simples (S-r), Média (M-r) e Fina (F-r). Dentre essas, é escolhida uma – através da metodologia descrita na Seção 4.4.4 e no Anexo A – que é então usada em todos os cinco túneis modelados. Para o restante do domínio, constrói-se uma malha estruturada para cada túnel modelado. A Tabela 4.3 mostra o número de volumes nas três malhas geradas para a região do rotor e a Tabela 4.4 apresenta o número de volumes na região do restante do domínio para os cinco túneis. No Apêndice B, são mostradas imagens com detalhes de algumas das malhas empregadas.

Tabela 4.3 – Dados das malhas da região do rotor.

Malha	Número de Volumes
S-r	120.286
M-r	325.464
F-r	750.690
S-t	300.882
M-t	506.060
F-t	931.286

Tabela 4.4 – Dados das malhas dos cinco domínios de cálculo empregados.

Malha	Número de Volumes na Malha Descontando a Região do Rotor
Túnel 1:4	180.596
Túnel 1:6	187.636
Túnel 1:8	206.516
Túnel 1:12	241.914
Túnel 1:20	273.399

Como o coeficiente de torque estático do rotor é variável com o tempo, exigindo assim que sejam feitas médias temporais para a sua avaliação, todas as simulações realizadas no presente trabalho são em regime transiente. Portanto, faz-se necessário uma análise da discretização temporal que deve ser adotada, ou seja, a determinação do passo de tempo Δt a ser utilizado no sistema de equações algébricas que caracterizam o escoamento. Para isso, são conduzidas simulações para um caso com razão de bloqueio de 1/4, velocidade não perturbada do escoamento de 6 m/s (correspondendo a um Re de cerca de 410.750) e com o rotor posicionado a 90° em relação à direção do vento; utilizam-se os passos de tempo 0,05 s; 0,001 s e 0,0001 s. O coeficiente de torque estático médio de cada simulação, $\overline{C_T}$, é avaliado seguindo a metodologia descrita na Seção 4.3.3. A Tabela 4.5 mostra os resultados obtidos.

Tabela 4.5 – Influência da discretização temporal para o caso com razão de bloqueio 1/4, velocidade não perturbada de 6 m/s e posição angular do rotor 90° .

Passo de Tempo	$\overline{C_T}$	Tempo de processamento para a simulação atingir 10 s
0,005 s	0,960628	26 horas
0,001 s	1,016558	48 horas
0,0001 s	1,002424	102 horas

Entre os coeficientes do torque estático obtidos para os passos de tempo 0,005 s e 0,001 s há uma diferença de 5,5%, enquanto que quando são comparados os coeficientes para os dois menores passos de tempo essa diferença cai para 1,4%. Na Tabela 4.5 é mostrado também o tempo de processamento necessário para o escoamento desenvolver-se por 10 s dentro do domínio de cálculo. Nota-se que esse tempo é aproximadamente dobrado do passo de tempo maior (0,005 s) para o intermediário (0,001 s) e dobrado novamente para o passo de tempo de 0,0001 s, chegando a 102 horas. A partir dessas observações, no presente trabalho adota-se como passo de tempo 0,001 s, por apresentar um tempo de processamento relativamente reduzido e pelo fato de o coeficiente de torque obtido com ele não diferir muito do resultado encontrado usando o menor passo de tempo.

4.4.4. Qualidade da Malha

A qualidade da malha é analisada segundo o método GCI, proposto por Roache, 1994. O detalhamento dessa metodologia é dado no Anexo A. Busca-se determinar o nível de refinamento da malha da região do rotor em que o aumento deste parâmetro não mais influencie de forma significativa os resultados. Na aplicação do método GCI, são usadas as três malhas construídas para essa região, S-r, M-r e F-r. Cada uma é acoplada à malha do restante do domínio de cálculo correspondente ao Túnel 1:4; têm-se assim três domínios de cálculo de dimensões idênticas, porém com níveis de refinamento distintos – Simples (S-t), Médio (M-t) e Fino (F-t), na Tabela 4.4. Os resultados da análise são dados na Seção 5.1.

4.4.5. Detalhes das Simulações Realizadas

Os cinco túneis aerodinâmicos, que resultam em razões de bloqueio diferentes, são simulados para três casos distintos. Alterações entre esses casos se dão na velocidade do escoamento não perturbado (ou seja, a velocidade do escoamento na entrada do domínio), em que se adota 6 m/s ou 10 m/s; e na posição angular do rotor em relação à direção do escoamento, em que são consideradas as posições de 0° e 90°. A Tabela 4.6 apresenta a denominação de cada um dos casos, como será utilizada em seções posteriores para a apresentação dos resultados.

Tabela 4.6 – Condições usadas para a simulação de cada caso.

Denominação	Posição Angular do Rotor (°)	Velocidade do Escoamento Não Perturbado (m/s)	Número de Reynolds
Caso 1	0	6	410.750
Caso 2	90	6	410.750
Caso 3	90	10	684.590

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

São expostos os resultados das simulações realizadas para o coeficiente de torque estático. É importante ressaltar que todos os valores apresentados na sequência são na verdade valores médios avaliados em um grande intervalo, conforme descrito na Seção 4.3.3. Por uma questão de simplicidade, opta-se nesse capítulo por omitir o termo “médio” e denominá-los de “coeficientes de torque estático”, adotando a simbologia C_T .

5.1. ESTUDO DE QUALIDADE DE MALHA

A Figura 5.1 e a Tabela 5.1 mostram os coeficientes de torque estático obtidos com as simulações computacionais empregando as malhas G-t, M-t e F-t. As simulações são realizadas considerando o caso com velocidade do escoamento não perturbado de 6 m/s e posição angular do rotor de 90°. Resultados da avaliação da qualidade da malha, feita pela metodologia descrita na Seção 4.4.4 e no Anexo A, são apresentados na Tabela 5.2.

A razão de refinamento é calculada usando a metodologia recomendada para malhas não estruturadas, uma vez que malhas híbridas não podem ser avaliadas como malhas estruturadas [Roache, 1994]. A comparação entre os fatores GCI das malhas mostra que GCI_{12} é menor que GCI_{23} , indicando um decréscimo da influência da malha sobre os resultados com o aumento do nível de refinamento, como é esperado. Além disso, a condição para estabelecer que as soluções encontradas com as malhas estejam na região assintótica – isto é, que os resultados numéricos estejam tendendo a uma independência em relação à malha utilizada – é atendida, uma vez que $GCI_{12}(r_{12})^p$ é igual à GCI_{23} .

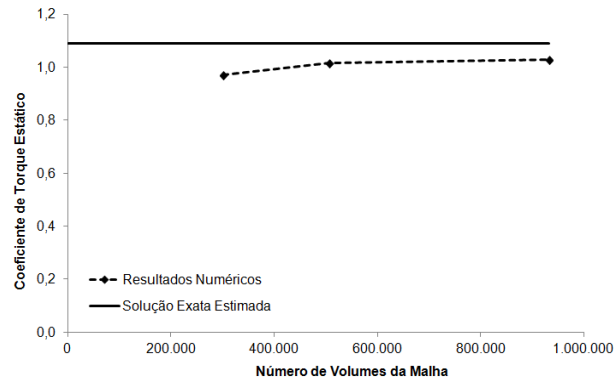


Figura 5.1 - Coeficiente de torque estático para as malhas G-t, M-t e F-t.

Tabela 5.1 – Coeficiente de torque estático das malhas.

Malha	C_T
S-t	0,971117
M-t	1,016558
F-t	1,027889

Tabela 5.2 – Resultados do método GCI para a avaliação da qualidade da malha.

Parâmetro	Valor
p (ordem de convergência)	5,595
r_{12} (razão de refinamento, malhas F-t e M-t)	1,356
r_{23} (razão de refinamento, malhas M-t e S-t)	1,297
GCI_{12}	0,003
GCI_{23}	0,017
$GCI_{12}(r_{12})^p$	0,017
$f_{exato,12}$ (solução exata, malhas F-t e M-t)	1,030402
$f_{exato,2,3}$ (solução exata, malhas M-t e S-t)	1,030402

Pela extrapolação de Richardson, é possível estimar a solução que seria obtida sem erros de discretização (para uma malha com infinitos volumes). As duas estimativas calculadas para o coeficiente de torque estático – uma usando valores referentes às duas malhas mais refinadas, $f_{exato,12}$, e a outra, às duas malhas menos refinadas, $f_{exato,2,3}$ – são iguais, ficando em 1,030402; a banda de erro na determinação desse valor, quando são usados os resultados das malhas mais finas, é de 0,3%. Isso atesta que os resultados apresentam um comportamento convergente para o mesmo valor de coeficiente de torque.

A malha F-t apresenta o menor erro de discretização e seu resultado é o que mais se aproxima da estimativa para a solução exata. No entanto, ela possui um número de volumes muito elevado, o que implica em alto tempo de processamento e grande custo computacional. Quando comparado à malha M-t, que tem cerca de metade do número de volumes da malha F-t, a diferença entre os resultados obtidos para o coeficiente de torque fica em apenas 1,1%.

A partir dessas observações, opta-se por utilizar a malha M-r (correspondente à região do rotor da malha M-t) para a discretização da região do rotor nas subseqüentes simulações deste trabalho. Esta é empregada em todos os cinco túneis, sendo acoplada à malha do restante do domínio pela condição de contorno de interface, conforme descrito na Seção 4.4.3. Quando é necessário analisar outra posição angular do rotor, a malha M-r é simplesmente rotacionada juntamente com a geometria das pás e então é feito o acoplamento. No Apêndice B, encontram-se a quantidade total de volumes, contabilizando a região do rotor e o restante do domínio, para cada malha processada neste trabalho.

5.2. INFLUÊNCIA DA RAZÃO DE BLOQUEIO SOBRE O COEFICIENTE DE TORQUE ESTÁTICO

Consideram-se cinco túneis com áreas de seção transversal distintas. Como para todas as simulações o rotor é o mesmo, tendo assim a mesma área frontal projetada, o resultado são cinco domínios de cálculo que propiciam razões de bloqueio diferentes. Cada domínio é simulado para três condições, como descrito na Seção 4.4.5. A Figura 5.2(a) mostra os resultados para o caso de velocidade de entrada do escoamento de 6 m/s e rotor posicionado a 0° (Caso 1, seguindo a denominação da Tabela 4.6); a Figura 5.2(b), para o Caso 2; e a Figura 5.3(c), para o Caso 3. Esses resultados também são mostrados na Tabela 5.3.

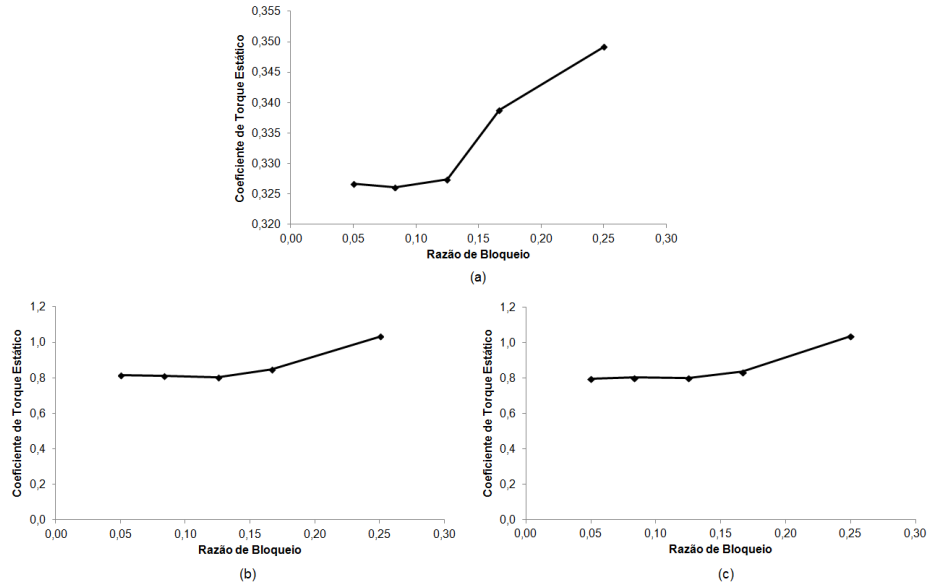


Figura 5.2 – Resultados obtidos para o coeficiente de torque estático em função da razão de bloqueio, para o Caso 1 (a), o Caso 2 (b), e o Caso 3 (c), seguindo denominação da Tabela 4.6.

Tabela 5.3 – Resultados numéricos obtidos para o coeficiente estático para cada razão de bloqueio utilizada para os três casos simulados.

Razão de Bloqueio	Coeficiente de Torque Estático		
	Caso 1	Caso 2	Caso 3
1/4	0,349161	1,016558	1,036596
1/6	0,338787	0,849357	0,835885
1/8	0,327354	0,801660	0,801341
1/12	0,326096	0,809007	0,801671
1/20	0,326656	0,804212	0,795764

Observa-se que o comportamento do coeficiente de torque estático em função da razão de bloqueio é bastante similar para os casos com mesma posição angular do rotor (Casos 2 e 3). Além disso, a mudança da posição do rotor de 0° para 90° implica em um aumento considerável do coeficiente de torque estático, o que concorda com resultados encontrados por outros autores [Fujisawa, 1992, Akwa, 2010]. O aumento da velocidade não perturbada do escoamento do Caso 2 para o Caso 3 não tem um efeito significativo sobre o coeficiente de torque; um comportamento desse tipo é reportado também no estudo feito por Akwa, 2010, para similares velocidades do escoamento livre. Essas concordâncias dos resultados obtidos nas simulações com o que é apresentado na literatura atestam a validade das condições impostas e dos parâmetros de solução utilizados neste trabalho. Uma maior discussão sobre a validação da metodologia adotada e das simulações realizadas é feita no Apêndice C.

Quando o rotor está posicionado a 90° em relação à direção do vento, os resultados obtidos para o coeficiente de torque para os túneis com razões de bloqueio de 1/8, 1/12 e 1/20

são bastante similares. A diferença do menor valor para o maior valor do coeficiente fica em 0,91%, para o Caso 2, e em 0,74% para o Caso 3. Para a posição de 0°, nota-se a mesma tendência de estabilização dos resultados para as três menores razões de bloqueio; a dispersão do coeficiente de torque para esse caso fica em 0,38%.

Portanto, é possível definir uma razão de bloqueio limite para testes experimentais, acima da qual a influência do efeito de bloqueio sobre os resultados obtidos não pode ser desprezada, devendo então ser adotado o uso de uma das muitas correções disponíveis na literatura. A partir dos resultados encontrados no presente trabalho e expostos nesta seção, determina-se essa razão como sendo 1/8, para testes em turbinas Savonius de configuração similar à da Figura 4.1.

5.3. RESULTADOS DE OUTRAS SIMULAÇÕES

Dois outros casos são submetidos à simulação computacional como forma de verificação dos resultados apresentados na Seção 5.2. O primeiro (Caso 2 – *symm*, na Tabela 5.4) consiste em uma variação do Caso 2, com as mesmas condições de velocidade não perturbada do escoamento e posição angular do rotor dadas na Tabela 4.6, porém com uma condição de plano de simetria nas paredes laterais do domínio de cálculo. A simetria, como imposta no ANSYS® Fluent®, trata-se de uma condição de deslizamento livre nas paredes, como forma de modelar um escoamento em espaço aberto – ou seja, nesta simulação considera-se que a turbina é retirada do túnel aerodinâmico de seção fechada e colocada em teste em seção aberta [ANSYS, 2009b]. A malha usada é a mesma do Túnel 1:8. O resultado da simulação para o coeficiente de torque estático, C_T , é mostrado na Tabela 5.4.

O valor encontrado com a condição de plano de simetria nas laterais do domínio é bastante similar aos resultados encontrados com o Caso 2 para razões de bloqueio iguais ou menores que 1/8. A diferença em relação ao coeficiente de torque estático obtido com o mesmo domínio, porém com a condição de não deslizamento nas paredes, é de 0,36%. Isso é uma indicação que o resultado obtido em um túnel aerodinâmico com razão de bloqueio de 1/8 não é diferente do que seria encontrado em um teste em espaço aberto – onde o efeito de bloqueio é praticamente nulo, pela ausência de restrições laterais para o escoamento [Rae e Pope, 1984].

Tabela 5.4 – Coeficiente de torque estático obtido nas simulações alternativas realizadas.

Caso	Razão de Bloqueio	Alteração	C_T
Caso 2 – <i>symm</i>	1/8	Condição de simetria nas laterais do domínio	0,804567
Caso 2 – 3D	1/8	Malha tridimensional	0,753428

A segunda simulação conduzida considera um escoamento tridimensional (Caso 2 – 3D, também na Tabela 5.4). A malha é gerada através da extrusão da malha bidimensional correspondente ao Túnel 1:8 em quatro camadas, totalizando uma altura de 0,01 m; a malha resultante possui 809.784 volumes. A extrusão da malha para toda a altura dos túneis aerodinâmicos e do rotor, 4 m, não é feita pois o número de volumes resultantes seria muito alto, implicando em um elevado tempo de processamento. As condições de contorno impostas são as mesmas descritas na Seção 4.4.3; nas superfícies superior e inferior do domínio de cálculo, é adotada a condição de plano de simetria. O objetivo da simulação é avaliar a influência da terceira dimensão sobre o resultado. Para isso, usam-se novamente as mesmas condições do Caso 2.

O coeficiente de torque estático obtido é mostrado na Tabela 5.4. O valor é inferior ao encontrado para o mesmo caso bidimensional. Embora por limitações computacionais tenha sido processado apenas um caso tridimensional, o resultado obtido aponta que a consideração do escoamento como se desenvolvendo em apenas duas dimensões pode implicar em certo nível de erro no cálculo do coeficiente de torque estático. Uma hipótese é que as estruturas dos vórtices formados na esteira da turbina se desenvolvem por um comprimento mais longo atrás

do rotor para casos bidimensionais, uma vez que não há a terceira dimensão para permitir o seu espalhamento vertical.

5.4. DISCUSSÃO DOS RESULTADOS FRENTE A OUTROS ESTUDOS

Os resultados encontrados neste trabalho indicam que para uma razão de bloqueio de 1/8 já não há influência do efeito de bloqueio sobre a avaliação do desempenho de turbinas Savonius. Contudo, estudos de outros autores reportam diferenças entre resultados obtidos com razões de bloqueio inferiores ao limite estabelecido. Por exemplo, em um trabalho, Ross e Altman, 2011, relatam terem encontrado alterações entre os coeficientes de potência medidos em túneis com razões de bloqueio de 2% e 3,5%. Em outro estudo, Rae e Pope, 1984, desaconselham o uso de razões de bloqueio superiores a 7,5%, mesmo caso sejam empregadas correções para o efeito de bloqueio.

Uma explicação para o valor tão alto para a razão de bloqueio limite encontrado neste trabalho pode estar na metodologia adotada. Estudos abordando o efeito de bloqueio são geralmente de natureza experimental, com os coeficientes aerodinâmicos da turbina sendo determinados por meio de testes em túneis; no presente trabalho, por outro lado, os resultados são obtidos por um método numérico, através de dinâmica dos fluidos computacional. Por limitações de tempo e de recursos computacionais, essa metodologia exige a adoção de algumas simplificações que acabam por afastar o modelo numérico das condições encontradas em testes experimentais. Como exemplo, cita-se a consideração do escoamento como bidimensional. Isso permite a construção de malhas com menor quantidade de volumes e a obtenção dos resultados numéricos mais rapidamente. No entanto, como é discutido na Seção 5.3, essa simplificação tem o efeito de aumentar o coeficiente de torque estático, em relação ao que seria encontrado com uma malha tridimensional.

Outra possível explicação para os resultados encontrados está no fato de que em todas as simulações realizadas o rotor é mantido parado e os resultados são obtidos na forma do coeficiente de torque estático, tendo em vista que a imposição de um movimento angular sobre a malha da região do rotor representa um aumento considerável no tempo de processamento. Em estudos experimentais, o usual é o efeito de bloqueio ser medido por alterações no coeficiente de potência, pois os testes são feitos para a turbina com certa velocidade angular. Isso implica em um efeito de bloqueio mais elevado do que o caso estacionário, uma vez que, como exposto no Capítulo 3, para uma turbina em movimento angular o efeito de bloqueio total é uma combinação do efeito de bloqueio sólido e do efeito de bloqueio causado pela esteira, enquanto que na turbina estacionária o efeito de bloqueio total fica praticamente restrito ao efeito sólido. Dessa forma, é razoável assumir que a influência da razão de bloqueio é maior sobre o coeficiente de potência ou sobre qualquer outro coeficiente tomado com a turbina em movimento do que sobre o coeficiente de torque estático.

Portanto, a utilização da razão de bloqueio limite encontrada no presente trabalho como referência para o projeto e execução de testes experimentais deve ser feita tendo em mente as simplificações adotadas para a obtenção dos resultados e as limitações do seu emprego. O valor limite estimado é válido apenas para testes com turbinas Savonius de configuração geométrica similar a empregada neste trabalho (Figura 4.1), e para o rotor estacionário.

Um último comentário deve ser feito em relação à relevância deste trabalho e dos resultados encontrados. Embora se tenha na literatura muitos estudos sobre o efeito de bloqueio em testes experimentais de turbinas eólicas, quase a totalidade desses trabalhos trata de propor fatores de correção para a velocidade do escoamento ou de revisar correções existentes, não havendo uma preocupação em estabelecer limites a partir dos quais o efeito de bloqueio possa ser desprezado. Além disso, o uso de métodos numéricos para avaliar esse efeito, com os túneis sendo modelados como domínios de cálculo discretizados em volumes finitos, também não é muito difundido. Na pesquisa bibliográfica realizada, não foi encontrado nenhum outro estudo que abordasse o assunto sob essa ótica e com essa metodologia. Assim, a ideia é que o presente trabalho e seus resultados sirvam como motivação e como base para novos estudos na área; nesses estudos, podem ser analisados fatores que não puderam ser contabilizados de forma criteriosa neste trabalho – como, por exemplo, as influências da

discretização do domínio de cálculo em uma malha tridimensional e da velocidade angular do rotor.

6. CONCLUSÕES

Neste trabalho é utilizada a dinâmica dos fluidos computacional para analisar a influência da razão de bloqueio de túneis aerodinâmicos sobre a avaliação do desempenho de uma turbina Savonius. Testes que convencionalmente são realizados de forma experimental são reproduzidos na forma de simulações numéricas. Cinco túneis aerodinâmicos com área de seção transversal diferentes são modelados como domínios de cálculo de dimensões distintas, e processados através de um software comercial que implementa o método dos volumes finitos. Como parâmetro indicativo do desempenho da turbina Savonius, adota-se o coeficiente de torque estático.

O estudo da qualidade da malha é feito segundo o método GCI. Com uma malha de nível de refinamento intermediário, encontra-se para a precisão requerida no presente trabalho uma boa independência da discretização espacial sobre os resultados obtidos.

As simulações são conduzidas para três casos, as diferenças entre eles dando-se na velocidade não perturbada do escoamento e na posição angular do rotor. O comportamento encontrado para o coeficiente de torque estático, em função das diferentes condições das simulações, concorda com resultados de estudos similares de outros pesquisadores, atestando a validade da metodologia adotada. A partir dos resultados obtidos, estima-se a razão de bloqueio limite, abaixo da qual a influência do efeito de bloqueio sobre os resultados não é perceptível.

Estudos por outros autores reportam a influência do efeito de bloqueio para razões inferiores ao limite estabelecido. São propostas explicações para tais resultados, que envolvem as simplificações necessárias para a aplicação do método numérico e a consideração do rotor como estacionário para a realização dos cálculos.

Devido à carência na literatura de outros estudos tratando de estimar limites para a razão de bloqueio a ser empregada em testes em túneis aerodinâmicos, os resultados obtidos neste trabalho são apenas uma base a partir da qual podem ser desenvolvidos estudos mais aprofundados. Como sugestões para trabalhos futuros, propõe-se que sejam investigados os parâmetros que neste trabalho não puderam ser avaliados por limitações de tempo e recursos computacionais, como a influência da tridimensionalidade da malha computacional e da rotação do rotor sobre os resultados.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Akwa, J. V.; **“Análise Aerodinâmica de Turbinas Eólicas Savonius Empregando Dinâmica dos Fluidos Computacional”**, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, Brasil, 2010, 128 p.

Alexander, A. J.; **“Wind Tunnel Corrections for Savonius Rotors”**, Proceedings of the Second International Symposium on Wind Energy Systems, Paper E6, October 3rd-6th, 1978.

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

ANSYS; **“ANSYS Fluent Theory Guide”**, Release 12.0, 2009a, ANSYS, Inc.

ANSYS; **“ANSYS Fluent User’s Guide”**, Release 12.0, 2009b, ANSYS, Inc.

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

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

D’Alessandro, V., Montelpare, S., Ricci, R., Secchiaroli, A; “**Unsteady Aerodynamics of a Savonius Wind Rotor: A New Computational Approach for the Simulation of Energy Performance**”, Energy, vol. 35, pp 3349-3363, 2010.

Fernando, M. S. U. K., Modi, V. J. “**A Numerical Analysis of the Unsteady Flow Past a Savonius Wind Turbine**”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, vol. 32, pp 303-327, 1989.

Fujisawa, N.; “**On the Torque Mechanism of Savonius Rotor**”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, vol. 40, n. 3, pp 277-292, 1992.

Hackett, J. E., Lilley, D. E., Wilsden, D. J.; “**Estimation of Tunnel Blockage from Wall Pressure Signatures: a Review and Data Correlation**” NASA CR-15, 224, 1979.

Kamoji, M.A., Kedare, S.B., Prabhu, S.V; “**Performance Testes on Helical Savonius Rotors**”, Renewable Energy, vol. 34, pp 521-529, 2009.

Maliska, C. R.; “**Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos Computacional**”; LTC, 2ª edição, Rio de Janeiro, Brasil, 2004.

Maskell, E. C.; “**A Theory of the Blockage Effects on Bluff Bodies and Stalled Wings in a Closed Wind Tunnel**”, Aeronautical Research Council Reports and Memoranda, London, United Kingdom, 1965.

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

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

Mohamed, M. H., Janiga, G., Pap, E., Thévenin, D.; “**Optimization of Savonius Turbines Using an Obstacle Shielding the Returning Blade**”, Renewable Energy, vol. 35, pp 2618-2626, 2010.

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

Rae, W. H.; Pope, A.; “**Low-Speed Wind Tunnel Testing**”, John Wiley & Sons, 2nd edition, USA, 1984.

Roache, P. J.; “**Perspective: A Method for Uniform Reporting of Grid Refinement Studies**”, Journal of Fluids Engineering, vol. 116, pp 405-413, 1994.

Ross, I., Altman, A.; “**Wind tunnel blockage corrections: Review and application to Savonius vertical-axis wind turbines**”, Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics, n. 99, pp 525-538, 2011.

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

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

APÊNDICE A – Comportamento do coeficiente de torque estático para simulações transientes.

A Figura A.1 mostra a curva do coeficiente de torque estático com o tempo, para a simulação com condição de velocidade do escoamento não perturbada de 6 m/s e posição angular do rotor de 90° (Caso 2), para o túnel com razão de bloqueio 1/6. Na Figura A.2, tem-se a curva do coeficiente de torque estático com o tempo para velocidade não perturbada de 6 m/s e posição angular do rotor de 0° (Caso 1), para uma razão de bloqueio de 1/12.

O retângulo vermelho em cada figura mostra o segmento de curva considerado para o cálculo das médias cumulativas do coeficiente de torque estático em função do seu período de oscilação, feito para a definição do critério de parada temporal conforme descrito na Seção 4.3.3 do presente trabalho.

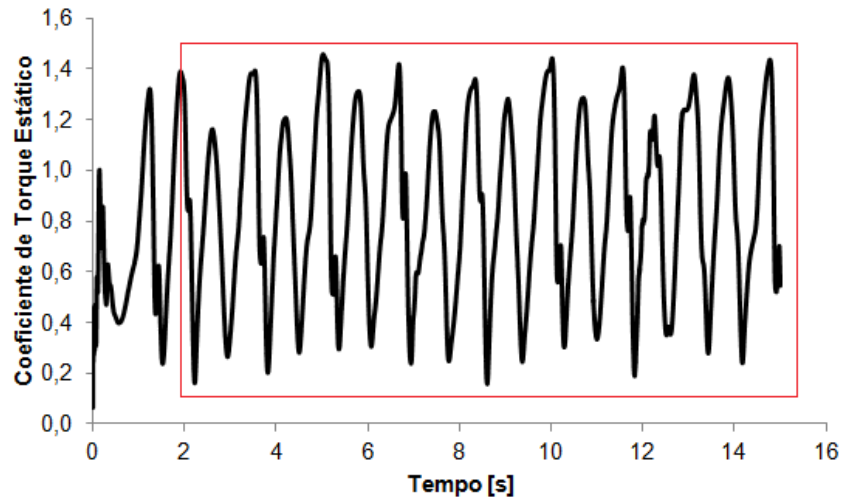


Figura A.1 – Curva do coeficiente de torque estático em função do tempo de simulação, para o Caso 2 e túnel com razão de bloqueio 1/6. O retângulo em vermelho indica o intervalo para o qual são calculadas as médias cumulativas para o critério de parada temporal.

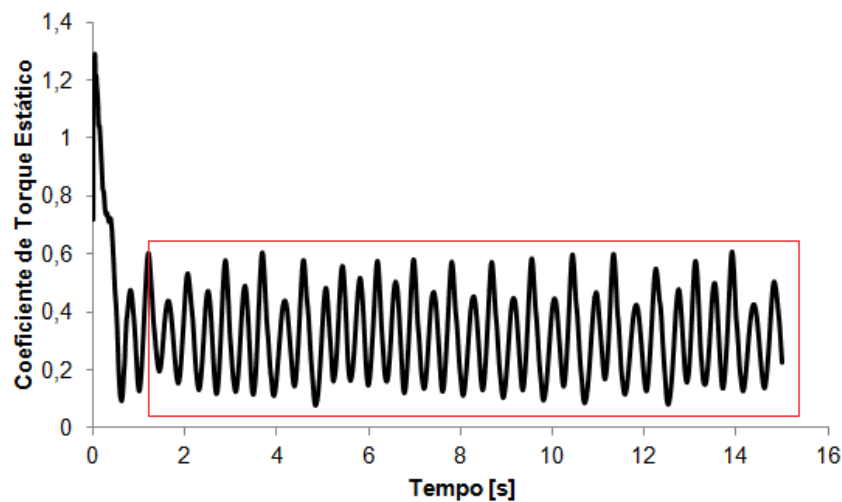


Figura A.2 – Curva do coeficiente de torque estático em função do tempo de simulação, para o Caso 1 e túnel com razão de bloqueio 1/12. O retângulo em vermelho indica o intervalo para o qual são calculadas as médias cumulativas para o critério de parada temporal.

APÊNDICE B – Detalhes das malhas empregadas.

A Tabela B.1 lista todas as malhas empregadas no presente trabalho. Também é mostrado o número de volumes finitos em cada região das malhas e o seu número total de volumes.

Detalhes das malhas são dados nas Figuras B.1 e B.2. Na Figura B.1, tem-se a malha da região do rotor, no centro, acoplada a malha do restante do domínio, ao seu redor. Na Figura B.2, é possível visualizar a interface entre essas duas regiões e as camadas prismáticas geradas na superfície de uma das pás da turbina. Pode-se observar ainda a forma triangular dos volumes na malha na região do rotor e os volumes quadriláteros no restante do domínio.

Tabela B.1 – Número de volumes finitos de cada malha empregada nas simulações.

Malha	Número de Volumes Finitos		
	Região do Rotor	Restante do Domínio	Total
S-t	120.286	180.596	300.882
M-t	325.464	180.596	506.060
F-t	750.690	180.596	931.286
Túnel 1:4	325.464	180.596	506.060
Túnel 1:6	325.464	187.636	513.100
Túnel 1:8	325.464	206.516	531.980
Túnel 1:12	325.464	241.914	567.378
Túnel 1:20	325.464	273.399	598.863
Caso 3D	393.864	416.000	809.864

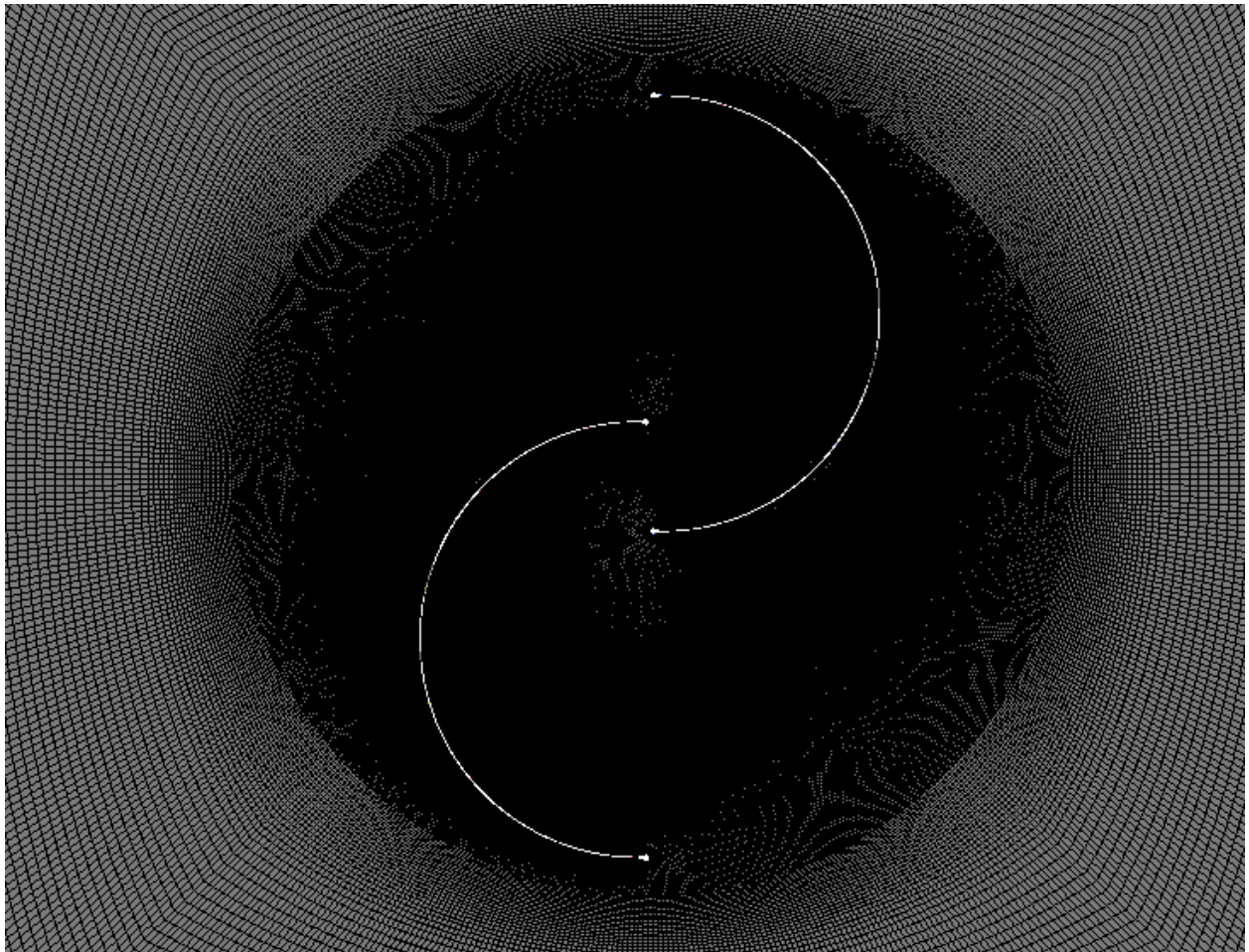


Figura B.1 – Malha da região do rotor (centro) e malha da região do restante do domínio (ao redor, com os volumes quadriláteros).

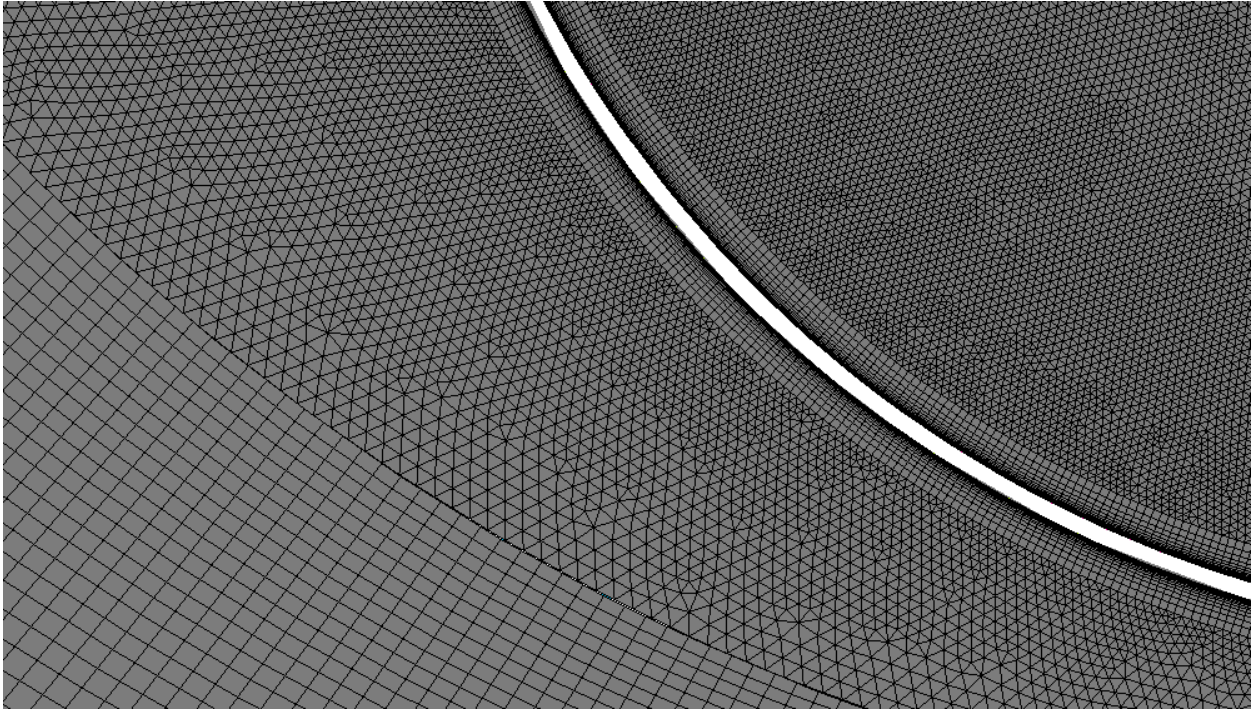


Figura B.2 – Detalhe mostrando a interface entre as malhas de cada região e as camadas de volumes prismáticos sobre a superfície de uma das pás.

APÊNDICE C – Validação das simulações.

Uma vez estabelecida uma razão de bloqueio limite, os resultados obtidos para o coeficiente de torque estático, C_T , podem ser comparados com valores encontrados em outros estudos, de modo a avaliar a validade da metodologia adotada neste trabalho. A Tabela C.1 mostra os resultados do presente trabalho, para a razão de bloqueio limite estabelecida de 1/8. A Tabela C.2 mostra valores para o coeficiente de torque estático obtidos por outros autores em estudos semelhantes.

Tabela C.1 – Resultados do presente trabalho para a razão de bloqueio limite estabelecida.

Tipo de Estudo	Re	Posição Angular do Rotor	C_T
Simulação Numérica Bidimensional	410.750	0°	0,327354
Simulação Numérica Bidimensional	410.750	90°	0,801660
Simulação Numérica Bidimensional	684.590	90°	0,801341
Simulação Numérica Tridimensional	410.750	90°	0,753428

Tabela C.2 – Parâmetros de alguns estudos já realizados sobre turbinas Savonius.

Autores	Tipo de Estudo	Tipo de Turbina	Re	Posição Angular do Rotor	C_T
Akwa, 2010	Simulação numérica	Savonius com pás de perfil semicircular	433.500	0°	0,2
Akwa, 2010	Simulação numérica	Savonius com pás de perfil semicircular com estator de 4 pás	433.500	90°	0,66
Blackwell et al., 1977	Testes em canal de seção fechada	Savonius com pás de perfil semicircular	432.000	0°	0,25
Blackwell et al., 1977	Testes em canal de seção fechada	Savonius com pás de perfil semicircular	864.000	90°	0,72
Kamoji et al. 2009	Testes em canal de seção aberta	Savonius com rotor helicoidal	150.000	0°	0,32

Percebe-se que o resultado deste trabalho para a posição angular de 0° é bastante similar ao que é reportado em outros estudos, sejam de natureza numérica ou experimental. Para a posição angular de 90°, os valores do coeficiente de torque estático nos casos bidimensionais são mais elevados do que resultados da literatura. No entanto, para a simulação tridimensional, o valor encontrado (que é inferior ao das simulações bidimensionais) aproxima-se mais dos resultados de outros estudos.

Como há uma variação considerável entre os próprios resultados dos diferentes estudos da literatura, e nenhum deles emprega a mesma configuração geométrica de turbina e os mesmos parâmetros utilizados neste trabalho, não deve ser esperada uma correspondência exata entre os valores obtidos no presente trabalho e a literatura. Sob essa ótica, o grau de semelhança encontrado é bastante razoável. Isso, somado a discussão feita na Seção 5.2 sobre a concordância do comportamento do coeficiente de torque estático encontrado nas simulações com o que é observado em outros estudos, atesta a validade da metodologia dos parâmetros de solução adotados neste trabalho.

ANEXO A – Metodologia GCI para análise da qualidade das malhas.

A qualidade das malhas geradas é analisada segundo o método GCI, proposto por Roache, 1994. Neste método, é exigida a construção de três malhas com diferentes níveis de refinamento; por convenção, nas equações a seguir adota-se que a malha com o índice 1 é a mais refinada, e a malha com o índice 3, a mais grosseira. Com cada malha i , obtém-se através de simulação numérica uma solução para determinado parâmetro, denominada f_i – no presente trabalho, o parâmetro escolhido é o coeficiente de torque estático.

O método define uma ordem de convergência que é calculada de forma iterativa a partir da equação (A.1).

$$p = \frac{\ln\left(\frac{(r_{12})^{p-1}(f_3-f_2)}{(r_{23})^{p-1}(f_2-f_1)}\right)}{\ln(r_{12})} \quad (\text{A.1})$$

onde p é a ordem de convergência; r_{12} e r_{23} são as razões de refinamento entre as malhas 1 e 2 e as malhas 2 e 3, respectivamente; e f_1 , f_2 e f_3 são as soluções obtidas por simulação com as malhas 1, 2 e 3, respectivamente. Como estimativa inicial para o cálculo iterativo da equação (A.1), geralmente é adotado p igual a 2.

A razão de refinamento é dada pela equação (A.2).

$$r_{ij} = \left(\frac{n_i}{n_j}\right)^{\frac{1}{D}} \quad (\text{A.2})$$

onde r_{ij} é a razão de refinamento entre as malhas i e j ; n_i e n_j são os números de volumes das malhas i e j , respectivamente; e D é a dimensionalidade das malhas (1 para problemas unidimensionais, 2 para problemas bidimensionais e 3 para problemas tridimensionais).

O erro relativo entre duas malhas é calculado pela equação (A.3).

$$\epsilon_{ij} = \left| \frac{f_j - f_i}{f_i} \right| \quad (\text{A.3})$$

onde ϵ_{ij} é o erro relativo entre as malhas i e j . Então, o GCI pode ser calculado para qualquer um dos intervalos entre duas malhas com níveis de refinamentos consecutivos (isto é, malhas 1 e 2 ou malhas 2 e 3), através da equação (A.4).

$$GCI_{ij} = \frac{FS}{(r_{ij})^{p-1}} \epsilon_{ij} \quad (\text{A.4})$$

onde FS é um fator de segurança. Ainda segundo Roache, 1994, quando são consideradas três malhas para a análise de qualidade, deve-se adotar para esse fator um valor de 1,25.

O GCI representa o percentual da banda de erro da solução em relação à solução exata, isto é, a solução que seria encontrada por cálculo numérico usando uma malha de infinitos volumes. O valor estimado da solução exata pode ser determinado pela aplicação da extrapolação de Richardson, como dado na equação (A.5). Como são usadas três malhas com níveis de refinamento distintos, a estimativa da solução exata, pode ser obtida considerando a malha mais refinada e a com refinamento médio ou considerando esta e a malha mais grosseira.

$$f_{exato,ij} = f_j + (f_i - f_j) \frac{(r_{ij})^p}{(r_{ij})^p - 1} \quad (\text{A.5})$$

onde $f_{exato,ij}$ é a estimativa para a solução exata empregando as malhas i e j .

A condição que estabelece que as soluções encontradas com as malhas estão na região assintótica – ou seja, que os resultados numéricos encontrados estão tendendo a uma independência em relação à malha empregada – é dada na equação (A.6).

$$GCI_{23} = (r_{12})^p GCI_{12} \quad (\text{A.6})$$