

Avaliação de modelo de elemento de pá aplicado à turbinas eólicas com difusores através de análise CFD

Evaluation of a blade element momentum model applied to diffuser-augmented Wind turbines through CFD analysis

Waldson Melo Bezerra¹, Rodolfo Vitorino Correia Ramalho², André Luiz Amarante Mesquita³

RESUMO

O efeito do difusor em turbinas de fluxo livre mostra uma possibilidade de atingir um coeficiente de potência maior que uma turbina clássica, ultrapassando o limite de Betz. O presente trabalho tem como objetivo, avaliar, através do método BEM, o efeito do difusor com perfil Eppler 423 acoplado em uma turbina eólica de eixo horizontal com rotor de perfil NACA 65(3)-618 com 4 pás. Utilizando a dinâmica dos fluidos computacional (CFD, Computational Fluid Dynamics), simulações numéricas foram realizadas possibilitando obter mais informações sobre o escoamento do fluido e o aumento na potência extraída para configurações com e sem difusor para a velocidade de escoamento de 7 m/s. Considerando as dimensões da seção de testes, os resultados obtidos nas análises CFD foram validados usando resultados experimentais, onde o conjunto rotor e difusor estavam confinados em um túnel de vento. Observou-se que o acoplamento do difusor na turbina aumentou consideravelmente a velocidade do escoamento, proporcionando um acréscimo de 37% em relação a velocidade inicial. Resultados apontaram um aumento no coeficiente de potência na ordem de 45% com a utilização do difusor, para a mesma velocidade de escoamento, 7 m/s. Assim, através dos resultados do modelo numérico deste trabalho, foi possível obter dados confiáveis para a avaliação de um modelo específico de Blade Element Momentum (BEM) aplicado à turbinas eólicas com difusores, que é empregado para analisar o projetos de rotores de turbinas e difusores. Apesar dos bons resultados do modelo BEM, o presente estudo indica possíveis melhorias para a consistência da modelagem.

Palavras-chave: BEM. CFD. Turbinas de fluxo livre. Difusor.

ABSTRACT

The diffuser effect on free flow turbines shows a possibility of reaching a power coefficient greater than that of a classic turbine, exceeding the Betz limit. The present work aims to evaluate, using the BEM Method, the effect of an Eppler 423 profile diffuser coupled in a horizontal axis wind turbine with a 4-bladed rotor NACA 65(3) 618 profile. Using computational fluid mechanics (CFD, Computational Fluid Dynamics), numerical simulations were performed allowing to obtain more information about the fluid flow and the increase in extracted power for configurations with and without diffuser for the velocity of 7 m/s. Considering the dimensions of the test section, the results obtained in the CFD analysis were validated through experimental results, in which the rotor and diffuser assembly were confined in a wind tunnel. It was observed that coupling the diffuser to the turbine considerably increased the fluid velocity, providing a 37% increase in the initial velocity of the flow. Showed an increase in the power coefficient in the order of 45% with the use of the diffuser, for the same flow velocity, 7 m/s. Thus, through the results obtained numerically in this work, it was possible to obtain reliable data for the evaluation of a specified Blade Element Momentum (BEM) model applied to diffuser-augmented wind turbines, which is employed to analyze the same turbine rotor and diffuser designs. Despite the good results of the BEM model, the present study indicates possible improvements for the consistency of the modeling.

Keywords: BEM. CFD. Free flow turbines. Diffuser.

¹ Mestrando em Desenvolvimento Energético

Universidade Federal do Pará

E-mail: waldson.mb@gmail.com

² Mestre em Desenvolvimento Energético

Universidade Federal do Pará.

E-mail: rodolfo.ramalho@tucuruí.ufpa.br

³ Doutor em Engenharia Mecânica

Universidade federal do Pará

E-mail: andream@ufpa.br

1. INTRODUÇÃO

É possível observar um grande crescimento da geração de energia, através das águas de correntezas e do escoamento dos ventos, comprovando a necessidade do aprimoramento dos modelos para o dimensionamento das turbinas de fluxo livre (Zhang et al. 2023; Kirke, 2024). O uso de difusores nas turbinas surgiu como alternativa para aumentar a eficiência na geração de energia (Hansen et al, 2000; Cresswell et al., 2015; Nunes et al , 2020)

O dimensionamento de turbinas de fluxo livre com difusor exige modificações no modelo clássico do método BEM (Blade Element Momentum). Rio Vaz et al (2014) fez uma revisão de modelos existentes e apresentou uma nova metodologia para a extensão do modelo clássico BEM para aplicação em turbinas com difusores. O método exige o conhecimento do campo do escoamento através do difusor sem o rotor, obtido por CFD, parametrizado pela razão da área de saída do difusor pela área do rotor.

Bontempo e Manna (2020) realizaram uma detalhada revisão sobre metodologias de projeto e análise de rotores eólicos com difusores e concluem que existem algumas questões em aberto para a interação do rotor com o difusor. Estudos recentes confirmam essas questões ainda não foram totalmente resolvidas (Quispe-Abad e Müller, 2023; Bontempo et al, 2023). Outra abordagem é o uso do CFD com a teoria do disco atuador para a análise e otimização do efeito do difusor e utilizando-se de procedimentos clássicos de dimensionamento grade axiais (Resek et al, 2023) ou do método BEM (Cano-Perea et al, 2024; Dogru e Yilmaz, 2024). Finalmente, tem-se métodos de otimização usados diretamente com modelos CFD, com alto custo computacional (Khamlaj e Rumpfkeil, 2018)

Entretanto para o dimensionamento de rotores de fluxo livre, a metodologia proposta por Rio Vaz et al. (2014), embora com algumas limitações do ponto de vista teórico, fornecem bons resultados (Vaz et al., 2023). O presente estudo tem o objetivo de avaliar a metodologia de Rio Vaz et al. (2014) utilizando ensaios experimentais em túnel de vento e uma análise CFD detalhada.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

2.1. MODELO DE BEM APLICADO À TURBINAS COM DIFUSORES

Rio Vaz et al, (2014), tendo como referência o volume de controle da Figura 1 abaixo, analisaram uma nova abordagem para análise de turbinas com difusores utilizando o método Blade Element Momentum (BEM), cálculo de dinâmica dos fluidos computacional em difusores e os princípios de conservação.

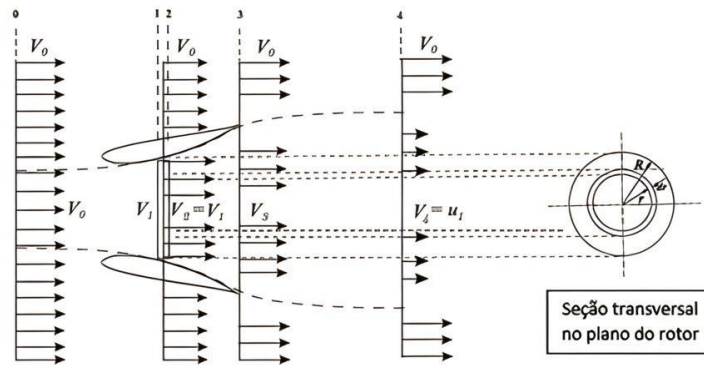


Figura 1. Volume de controle do disco atuador com difusor

Fonte: (Rio Vaz et al., 2014)

Rio Vaz et al. (2014), ressaltam que o C_p depende da velocidade na esteira distante, V_4 , que é assumido como sendo $(1 - 2a)V_0$, onde a é o fator de indução axial no plano do rotor, dado pela teoria do disco atuador clássica e V_0 é a velocidade do escoamento livre.

Para descrever a teoria clássica com o uso do difusor, utiliza-se uma formulação semelhante, porém considerando as perdas no difusor. O coeficiente de potência para a teoria clássica com difusor pode ser escrito como:

$$C_p^d = \epsilon \left[1 - \left(\frac{V_4}{V_0} \right)^2 - (1 - n_d)(1 - \beta^2) \right] \epsilon^2 \quad (1)$$

Onde, $\epsilon = \left(\frac{V_1}{V_0} \right)$ é a razão de aceleração da velocidade, $\beta = \frac{A}{A_3}$ é a razão da área de saída e n_d é a eficiência do difusor, que é definida por:

$$n_d = \frac{P_3 - P_2}{\frac{1}{2} \rho (V_2^2 - V_3^2)} \quad (2)$$

Aplicando o balanço de energia a jusante da saída do difusor, a velocidade V_4 pode ser escrita pela relação:

$$\left(\frac{V_4}{V_0}\right)^2 = \beta^2 \epsilon^2 + c_{p_3} \quad (3)$$

Onde c_{p_3} é o coeficiente de pressão na saída do difusor, e é definido por:

$$c_{p_3} = \frac{P_3 - P_0}{\frac{1}{2}\rho V_0^2} \quad (4)$$

Substituindo a equação 3 em 1, temos:

$$C_p^d = \epsilon (1 - c_{p_3}) + \epsilon^3 [n_d(1 - \beta^2) - 1] \quad (5)$$

Importante ressaltar que C_p^d e c_{p_3} dependem de V_4 . Desta forma, para explicar esta velocidade V_4 , assume-se que as mesmas condições para a saída de uma turbina eólica, aplica-se na saída do difusor, com esta hipótese, temos:

$$V_4 = (1 - 2a^*)V_0 \quad (6)$$

Onde a^* é o fator de indução axial considerando o efeito do difusor. A figura 2 abaixo, ilustra um perfil de velocidade no eixo de simetria de um difusor sem rotor. Nesta configuração, a razão de aceleração da velocidade do difusor, γ , é definida como a razão entre a velocidade axial máxima do fluxo no difusor, V_1^* , pela velocidade do escoamento livre.

$$\gamma = \frac{V_1^*}{V_0} \quad (7)$$

Desta forma, a velocidade que chega no rotor, pode ser descrita como:

$$V_1 = V_2 = (1 - a^*)V_1^* = \gamma(1 - a^*)V_0 \quad (8)$$

Assim, a razão de aceleração da velocidade assume a forma:

$$\epsilon = \frac{V_1}{V_0} = \gamma(1 - a^*) \quad (9)$$

Rio Vaz, na Figura 2 abaixo, ilustra um perfil de velocidade típico no eixo de simetria de um difusor sem a turbina. Nesta configuração, a taxa de aceleração da velocidade do difusor, γ , é definido como a razão da velocidade axial máxima de fluxo no difusor, V_1^* , pela velocidade do fluxo livre.

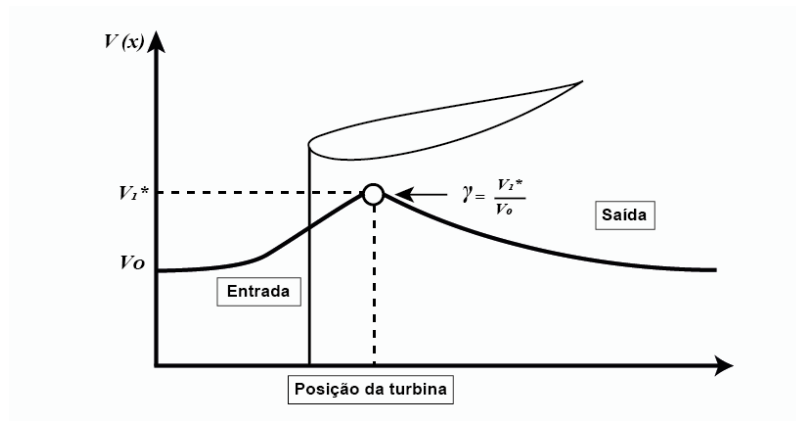


Figura 2. Ilustração do perfil de velocidade axial no eixo de simetria de um difusor sem turbina

Fonte: (Rio Vaz *et al.*, 2014)

Se for considerado que não há perdas pelo difusor temos que:

$$C_p^d = \gamma 4a^*(1 - a^*)^2 \quad (10)$$

Aplicando a equação do balanço de energia de forma semelhante à teoria clássica, o coeficiente de empuxo é dado por:

$$C_T^d = \frac{T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = \frac{\frac{1}{2}\rho A (V_0^2 - V_4^2)}{\frac{1}{2}\rho AV_0^2} = 4a^*(1 - a^*) \quad (11)$$

Combinando as equações 10 e 11 temos:

$$C_p^d = \frac{P_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \frac{V_1 T_d}{\frac{1}{2}\rho AV_0^3} = \epsilon C_T^d \quad (12)$$

A partir do triângulo de velocidades da figura 3, o ângulo do escoamento ϕ pode ser obtido

$$\phi = \tan^{-1} \left[\gamma \frac{(1-a^*)V_0}{(1+a_1^*)\Omega r} \right] \quad (13)$$

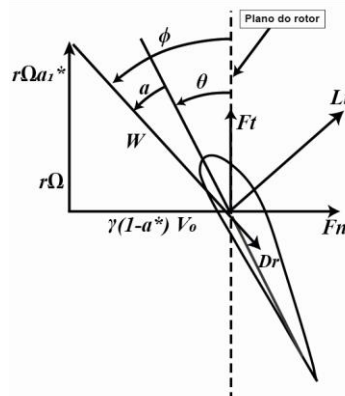


Figura 3. Triângulo de velocidades na pá do rotor.

Assim, é possível expressar os coeficientes de empuxo e torque como:

$$C_T^d = \frac{dT_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} \left(\frac{W}{V_0}\right)^2 \sigma C_n = \left(\frac{V_1}{V_0 \sin\phi}\right)^2 \sigma C_n \quad (14)$$

$$C_M^d = \frac{dM_d}{\frac{1}{2}\rho V_0^2 dA} \left(\frac{W}{V_0}\right)^2 \sigma C_t = \left(\frac{V_1}{V_0 \sin\phi}\right)^2 r \sigma C_t \quad (15)$$

Onde $\sigma = \frac{Bc}{2\pi r}$ é a solidez. E o fator de indução axial resultando em

$$\frac{a^*}{1-a^*} = \gamma^2 \frac{\sigma C_n}{4\sin^2\phi} \quad (16)$$

$$\frac{a_1^*}{1+a_1^*} = \frac{\sigma C_t}{4\sin\phi\cos\phi} \quad (17)$$

Assim, o desempenho do rotor pode ser expresso em função dos coeficientes de indução. O procedimento iterativo utilizado por Rio Vaz para o cálculo dos fatores de indução considera conhecidos os parâmetros $r, c(r), \beta(r), C_L(\alpha), C_D(\alpha)$ e V_0 , e calcula cada seção radial ao longo da pá, começando em sua seção mais externa. Maiores detalhes, consultar artigo de Rio Vaz et al (2014).

2.2. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Os ensaios de Silva (2018) foram realizados no túnel de vento subsônico da UFPA, campus Tucuruí, a seção de testes tem dimensões de 600 mm de altura, 600 mm de largura e 1800 mm de comprimento.



Figura 4. Túnel de vento utilizado nos experimentos

Fonte: (Silva, 2018)

O modelo da turbina eólica foi posicionado a uma distância de 950 mm da entrada do túnel de vento, a variação da rotação foi realizada através do controle de rotação da

turbina, por sistema de modulação. Os ensaios consistiram em manter a velocidade constante do túnel de vento e reduzir gradativamente a rotação a cada 100 rpm, através do acionamento de frenagem até atingir o limite mínimo alcançado pelo equipamento.

O modelo reduzido da turbina, trata-se de uma turbina axial de eixo horizontal e 4 pás com perfil do tipo NACA 65(3)618 e 240 mm de diâmetro e o difusor tendo 300 mm de diâmetro é ilustrado na figura a seguir.

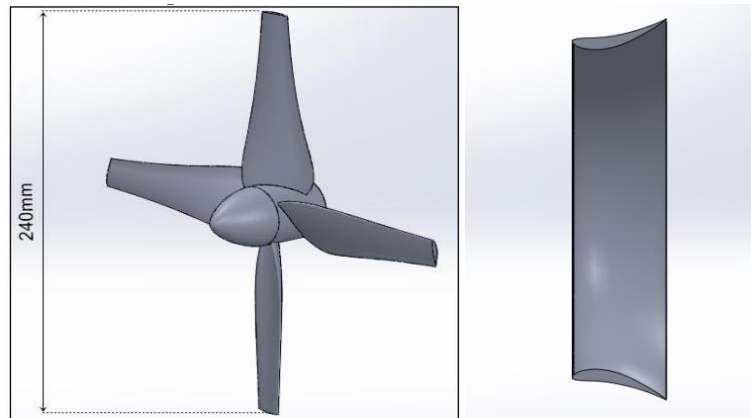


Figura 5. Modelos em escala. a) rotor e b) Difusor Eppler 423 vista lateral

2.3. METODOLOGIA NUMÉRICA

As simulações numéricas da turbina de eixo horizontal foram realizadas pelo software ANSYS CFX, usando as equações médias de Navier Stokes, RNAS (Reynolds-Averaged Navier-Stokes).

A curva CP x TSR foi obtida para a velocidade de escoamento não perturbado $U_{\infty} = 7$ m/s, permitindo comparação ao experimento e o domínio computacional é composto pelo conjunto rotor e 4 pás e perfil NACA 65(3)618 de 240mm de diâmetro, e difusor perfil EPLLER 423 confinados em uma seção de testes representado na figura 6 abaixo.

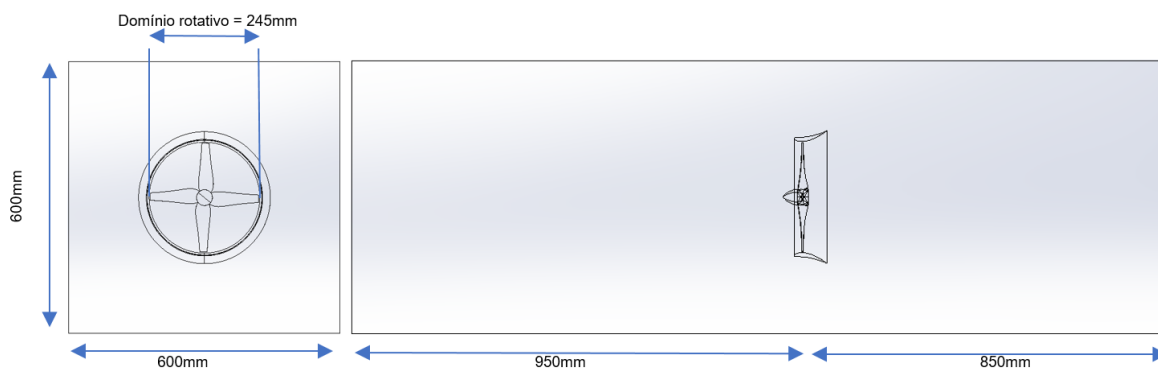


Figura 6. Domínio computacional para o conjunto rotor e difusor.

A primeira condição estabelecida foi a de velocidade de entrada onde o fluxo é constante à área de entrada (Inlet), no presente trabalho, 7 m/s, possuindo intensidade máxima de turbulência de 5%. Na face de saída do domínio, foi aplicada uma condição de pressão de saída igual a pressão de entrada (pressão estática zero).

Utilizou-se o software Ansys Meshing CFD para geração da malha computacional empregadas nas simulações numéricas. A malha foi dividida em dois domínios, um rotativo e outro estacionário. O domínio rotativo, é formado por um cilindro de diâmetro de 245mm, e o domínio estacionário é formado pelas dimensões idênticas ao túnel de vento.

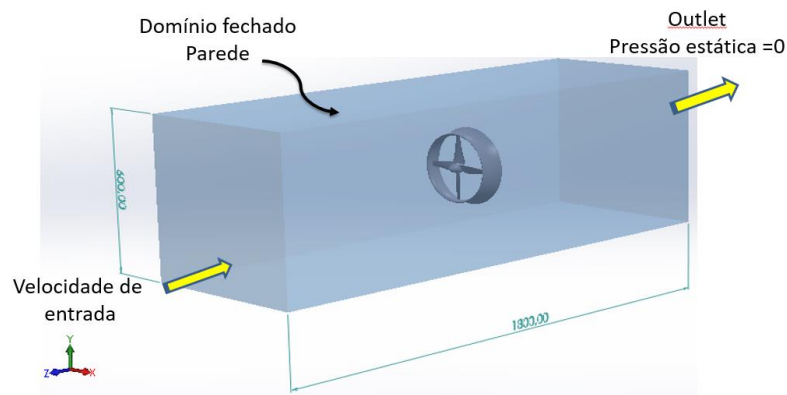


Figura 7. Condições de contorno para o conjunto rotor e difusor.

Tabela 1. Condições de contorno para o conjunto rotor e difusor.

| Local | Condição | Tipo |
|-------------------------|-----------|---------------------|
| Entrada do domínio | Entrada | Velocidade |
| Saída do domínio | Saída | Pressão Estática |
| Rotor | Parede | <i>Soft Wall</i> |
| Difusor | Parede | <i>Soft Wall</i> |
| Interface rotor/entrada | Interface | <i>Frozen Rotor</i> |
| Interface rotor/saída | Interface | <i>Frozen Rotor</i> |

A malha do domínio e o detalhe do refinamento da camada limite são mostrados na figura 8 a) e b). A figura 9 mostra o detalhamento da malha na região da ponta da pá e no bordo de ataque do difusor respectivamente, observando-se o desenvolvimento do *inflation*.

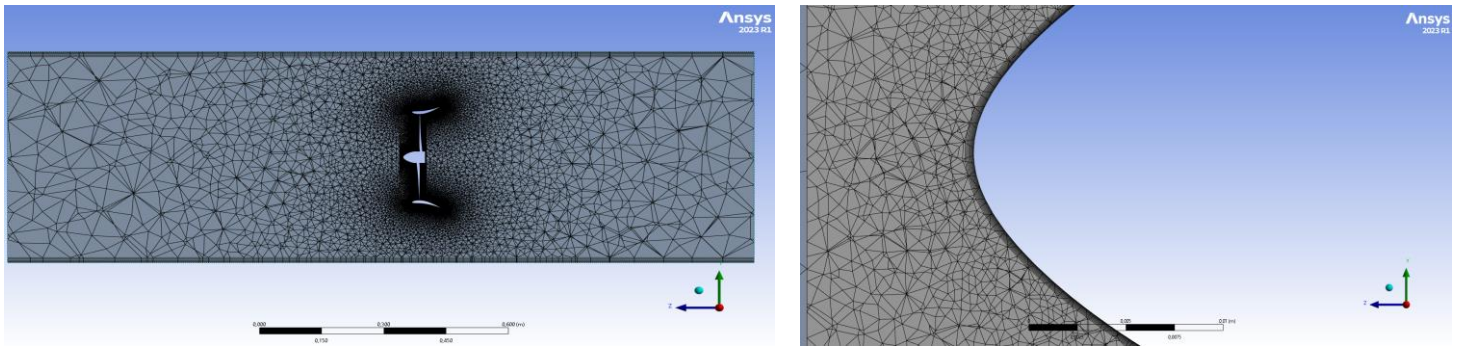


Figura 8. Malha numérica para o conjunto rotor e difusor.

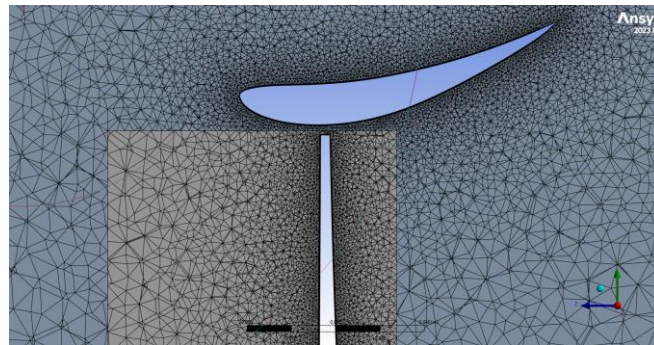


Figura 9. Detalhamento dos domínios.

Tanto para a malha do domínio do rotor e difusor, quanto para a malha do domínio do rotor, o procedimento utilizado foi o mesmo. Na tabela 2 estão representados os valores de coeficiente de potência obtidos para o rotor sem difusor acoplado. A malha 4 foi escolhida para representar os resultados.

Tabela 2. Estudo de convergência de malha para rotor sem difusor.

| | Número de nós | Número de elementos | Cp |
|----------------|----------------|---------------------|---------------|
| Malha 1 | 505328 | 2190131 | 0.3474 |
| Malha 2 | 767021 | 3220586 | 0.3411 |
| Malha 3 | 962166 | 4053687 | 0.3713 |
| Malha 4 | 1280058 | 5423153 | 0.3776 |
| Malha 5 | 1741056 | 7317417 | 0.3823 |

Na tabela 3 são representados os valores para o coeficiente de potência obtido para cada configuração de malha numérica do rotor com difusor. A malha 3 foi escolhida para melhor representar os resultados da simulação.

Tabela 3. Estudo de convergência de malha para o conjunto rotor e difusor.

| | Número de nós | Número de elementos | Cp |
|----------------|----------------|---------------------|---------------|
| Malha 1 | 3028038 | 11470653 | 0.4410 |
| Malha 2 | 3060395 | 11623432 | 0.4432 |
| Malha 3 | 6120829 | 22639122 | 0.4876 |
| Malha 4 | 11658993 | 42462037 | 0.5094 |

3. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para a aplicação do método BEM com difusor, é necessário o cálculo da velocidade máxima do escoamento no plano do rotor com difusor e sem a presença do rotor, o que é obtido através de um cálculo CFD. A figura 10 apresenta a visualização do resultado do campo de velocidade através do difusor, sem rotor, onde é possível verificar o efeito do difusor exerce no escoamento.

Nota-se o efeito da desaceleração do escoamento na saída e com isso, uma região de baixa pressão, aumentando, assim, a aceleração do fluido na entrada do difusor.

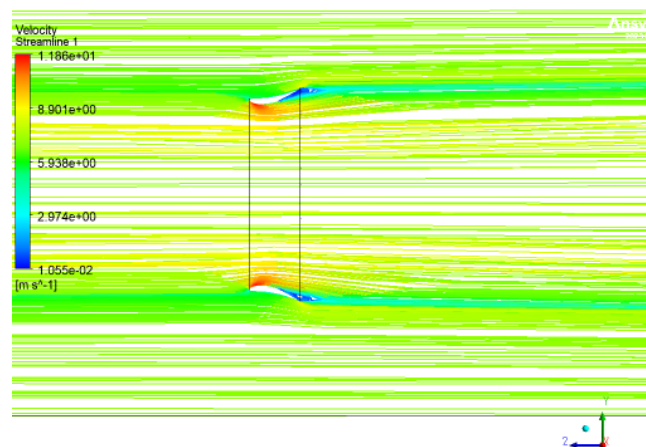


Figura10. Escoamento no difusor sem a presença do rotor

Na figura 11 são apresentados os resultados de distribuição de velocidade para o rotor. A malha utilizada nesta configuração foi a malha 4 apresentada na tabela 2, com 1280058 nós e 5423153 elementos, atingindo um coeficiente de potência $C_p=0.378$ e $TSR = 3,11$.

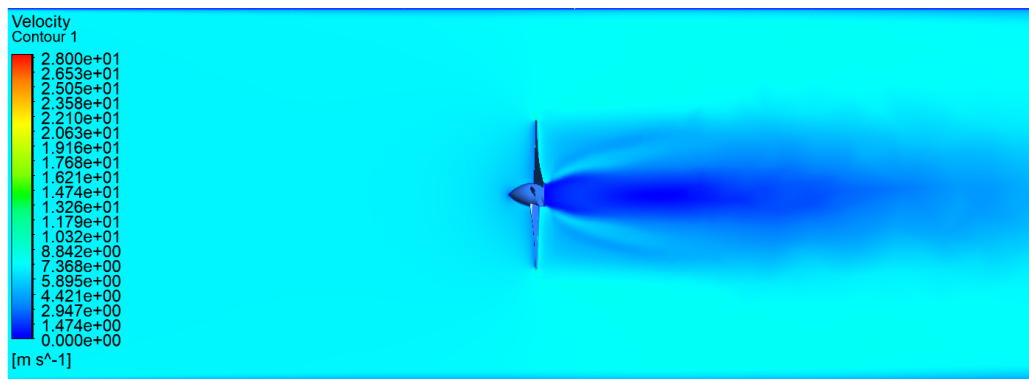


Figura 11. Distribuição de velocidade ao do rotor.

Na figura 12 é apresentado o resultado para a distribuição de velocidade para o conjunto rotor e difusor. Atingindo um coeficiente de potência $C_p = 0.4876$ e $TSR = 3,258$. Obtendo boa concordância com o experimental de Silva (2018) que obteve um $C_p = 0.48$ para $TSR = 3,2$, ambos os resultados experimental e numérico a 1.800 RPM.

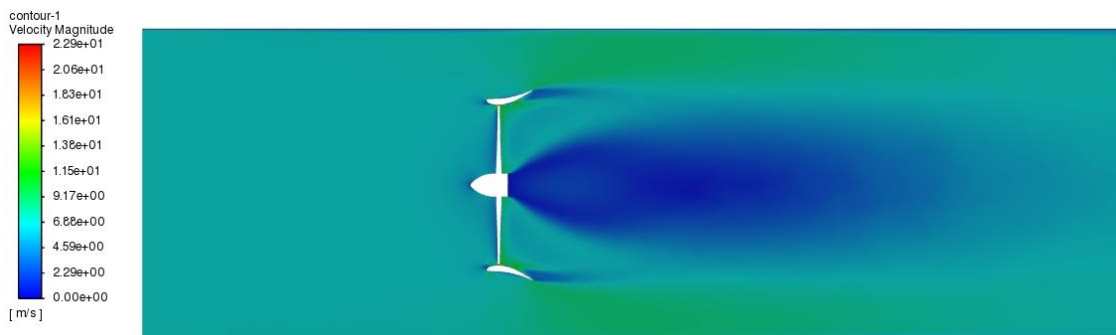


Figura 12. Distribuição de velocidade para o conjunto rotor e difusor.

Conforme pode ser observado pelo campo de velocidade na saída do conjunto rotor-difusor na figura 12, o efeito do difusor no escoamento é claramente noticiado. Para validação final da metodologia, foram utilizados os resultados de coeficiente de potência e velocidade de ponta de pá.

A figura 13 apresenta os resultados do coeficiente de pressão (C_p) em função da velocidade de ponta de pá ou parâmetro TSR (*Tip Speed Ratio*). Para a velocidade do escoamento de 7m/s, na configuração sem difusor, em 1.525 rpm e $TSR=2.737$ foi obtido um coeficiente de 0.33 experimentalmente. O máximo valor encontrado do CFD validado foi de $C_p=0.34$ para um TSR de 2,74. Para a configuração sem difusor no BEM foi obtido um $C_p=0.34$ para um TSR de 2,567 e para o conjunto com difusor foi obtido um $C_p=0.46$ para um TSR de 3,231. Somente para o último ponto experimental o valor encontrado pelo CFD é maior que o experimental, sendo o BEM mais próximo deste. Porém, as diferenças

são pequenas, validando-se os modelos empregados no presente trabalho e indicando boa capacidade de reprodução da metodologia.

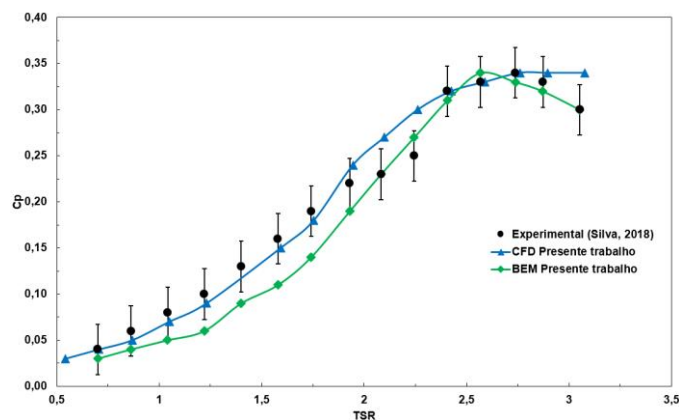


Figura 13. Comparação dos resultados experimentais, BEM e CFD, sem difusor.

Observa-se a mesma tendência dos valores CFD sendo maiores do que os obtidos pelo método BEM. Porém os resultados não são satisfatórios quanto ao resultado sem difusor, embora para o ponto de máximo tanto os resultados CFD, quanto BEM, estão dentro da faixa de incerteza do dado experimental. No caso da turbina com o difusor acoplado, o máximo valor encontrado para o valor experimental foi de $C_p=0.47$ para um TSR de 3,23, o que significa um aumento de cerca de 40% em relação ao rotor sem difusor.

Foram realizadas simulações para analisar a evolução do escoamento ao longo da seção do túnel de vento, dividindo-a em planos conforme figura 15, onde D_r é o diâmetro do rotor e D_d é o diâmetro da saída do difusor. O objetivo é verificar a evolução, principalmente, de aparecimento de componentes radiais no escoamento.

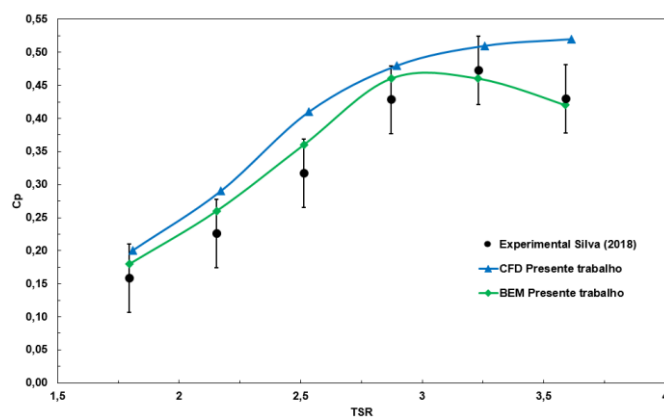


Figura 14. Comparação dos resultados experimentais, BEM e CFD, sem difusor.

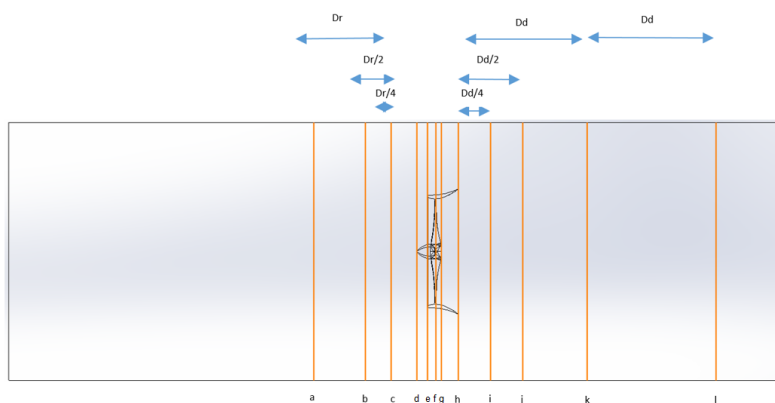


Figura 15. Orientação dos planos para obtenção dos perfis de velocidade.

A figura 16 apresenta a distribuição da componente radial do campo de velocidade do escoamento através do rotor da turbina sem difusor, obtida pela simulação CFD, no plano correspondente a linha e da figura 15 (figura 16a), e no plano do bordo de ataque do perfil do rotor (figura 16b). Ao se aproximar do rotor a componente radial aparece com um pequeno valor, que ainda permite estabelecer as hipóteses do método BEM, entretanto para o escoamento com difusor, apresentado na figura 17, nos mesmos planos analisados, plano e (figura 17a) e no plano do rotor (figura 17b). A escala da figura 17 é diferente da escala da figura 16, porém os valores da componente radial no plano e são maiores e no plano do rotor surgem valores negativos na ponta da pá, indicando geração de vórtices na entrada do rotor, o que contraria as hipóteses do método BEM. Entretanto, ainda neste cenário, o método BEM proposto por Rio Vaz *et al.* (2014) fornece bons resultados.

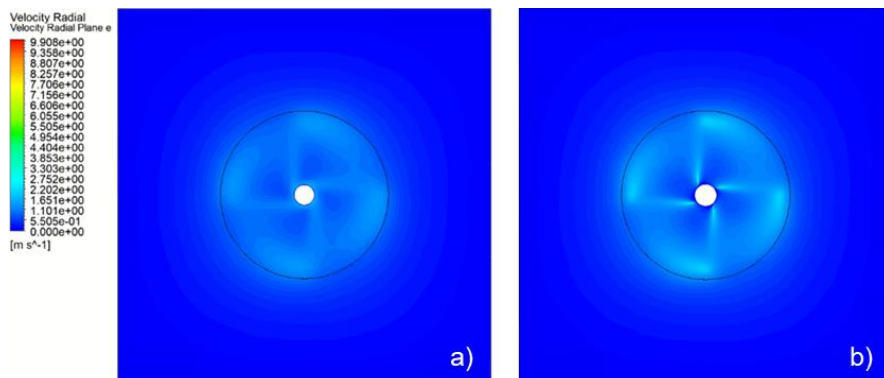


Figura 16. Componente radial na entrada do rotor sem difusor. a) No plano e; b) no plano do bordo de ataque do perfil do rotor.

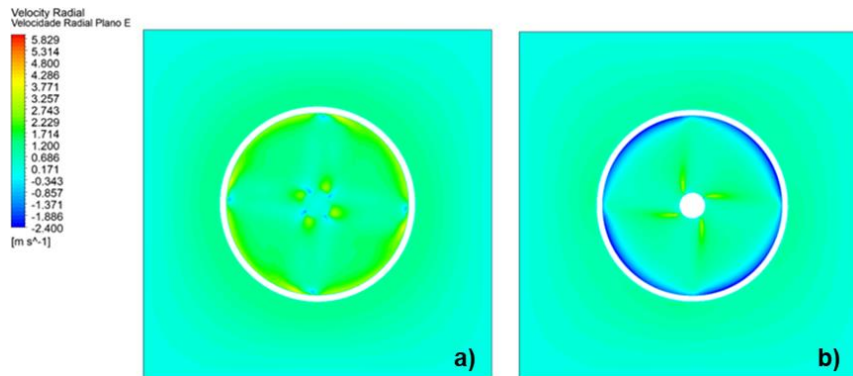


Figura 17. Componente radial na entrada do rotor com difusor. a) No plano e; b) no plano do bordo de ataque do perfil do rotor.

4. CONSIDERAÇÕES FINAIS

O presente trabalho teve como objetivo avaliar o método BEM aplicado a rotores eólicos de eixo horizontal com difusor, proposto por Rio *et al.* (2014). A análise é baseada em uma simulação CFD com confirmação de dados experimentais. O caso de aplicação é um pequeno rotor eólico de 4 pás testado em túnel de vento por Silva (2014).

O modelo numérico foi capaz de avaliar os efeitos do escoamento, tanto no rotor sem difusor, como em torno do rotor com difusor. Comparações com os resultados experimentais do coeficiente de potência do rotor foram feitas e as componentes do escoamento foram avaliadas, tendo em vista que o método bem considera o escoamento como sendo puramente axial.

É verificado que, na entrada do rotor com difusor, surge componentes radiais mais importante, inclusive negativas, indicando a complexidade do escoamento nessa região. Notavelmente, mesmo que componentes radiais tenham sido identificadas, observou-se que elas não tiveram um impacto substancial nos resultados globais obtidos pela metodologia BEM, amplamente aceita na literatura. No entanto, uma análise mais profunda e sensível às componentes radiais pode ser essencial para contextos específicos ou cenários de operação que demandam uma precisão mais refinada.

REFERÊNCIAS

BETZ, A. **Wind Energie und ihre Ausnutzung durch Windmuehlen**, Vandenhoeck & Ruprecht. Göttingen, Alemanha, 1926.

BONTEMPO, R; DI MARZO, E.M; MANNA, M. Diffuser augmented wind turbines: A critical analysis of the design practice based on the ducting of an existing open rotor. **Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics** 238 (2023) 105428.

BONTEMPO, R; MANNA, M. Diffuser augmented wind turbines: Review and assessment of theoretical models. **Applied Energy**, v. **280**, p. **115867**, **2020**.

CRESSWELL, N.W; INGRAM, G.L; DOMINY, R.G. The impact of diffuser augmentation on a tidal stream turbine. **Ocean Engineering****108(2015)155–163**.

HANSEN, M. O. L; SORENSER, N. N; FLAY, R. G. J. **Effect of Placing a Diffuser around a Wind Turbine**. Wind Energy. 2000; 3:207–213.

KHAMALAJ, T. A; PEER, M. R. Analysis and optimization of ducted wind turbines, **Energy** **162 (2018) 1234e1252**.

KIRK, B. Towards more cost-effective river hydrokinetic turbines. **Energy for Sustainable Development** **78 (2024) 10137**.

NUNES, M. M; BRASIL JUNIOR, A. C. P; OLIVEIRA, T. F. Systematic review of diffuser-augmented horizontal-axis turbines. **Renewable and Sustainable Energy Reviews, Elsevier, vol. 133(C), 2020**.

Quispe-Abad, R; MÜLLER, N. Finding an absolute maximum theoretical power coefficient for ducted wind turbines. **Journal of Wind Engineering & Industrial Aerodynamics** **236 (2023) 105335**.

RIO VAZ, D. A. T. D; MESQUITA, A. L. A; Vaz, J. R. P; Blanco, C. J. C; Pinho, J. T. An extension of the Blade Element Momentum method applied to Diffuser Augmented Wind Turbines. **Energy Conversion and Management**, v. **1**, p. **1-8**, **2014**.

SILVA, A. J. C. **Estudo experimental e numérico de uma turbina eólica de eixo horizontal em escala reduzida com e sem difusor**. Orientador: André Luiz Amarante Mesquita. 2018. 109 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica) – Campus Universitário de Tucuruí, Universidade Federal do Pará, Tucuruí, 2018.

VAZ, J.R.P; DE LIMA, A.K.F; LINS, E.F. Assessment of a Diffuser-Augmented Hydrokinetic Turbine Designed for Harnessing the Flow Energy Downstream of Dams. **Sustainability** **2023, 15, 7671**.

ZHANG, F; CHEN, M; ZHU, Y; ZHANG, K; Li, Q. A Review of Fault Diagnosis, Status Prediction, and Evaluation Technology for Wind Turbines. **Energies** **2023, 16, 1125**.