



UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARÁ
CAMPUS UNIVERSITÁRIO DE ANANINDEUA
FACULDADE DE ENGENHARIA DE ENERGIA
BACHARELADO EM ENGENHARIA DE ENERGIA

CLENILTON RIBEIRO DOS SANTOS JUNIOR

ANÁLISE DINÂMICA DE UMA MICROTURBINA EÓLICA COM DIFUSOR

ANANINDEUA
2026

CLENILTON RIBEIRO DOS SANTOS JUNIOR

ANÁLISE DINÂMICA DE UMA MICROTURBINA EÓLICA COM DIFUSOR

Trabalho de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia de Energia da Universidade Federal do Pará como requisito obrigatório para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Orientador:

Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz

Coorientador:

Prof. Me. Disterfano Lima Martins Barbosa

ANANINDEUA

2026

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP) de acordo com ISBD
Sistema de Bibliotecas da Universidade Federal do Pará
Gerada automaticamente pelo módulo Ficat, mediante os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

S237a Santos Junior, Clenilton Ribeiro dos.
Análise dinâmica de uma microturbina eólica com difusor /
Clenilton Ribeiro dos Santos Junior. — 2026.
50 f. : il. color.

Orientador(a): Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz
Coorientador(a): Prof. Me. Disterfano Lima Martins Barbosa
Trabalho de Curso (Graduação) - Universidade Federal do Pará,
Campus Universitário de Ananindeua, Bacharelado em Engenharia
de Energia, Ananindeua, 2026.

1. Microturbina eólica. 2. Difusor. 3. Teoria do Momento
do Elemento de Pá. 4. Modelo de Palmgren. 5. Efeito Stribeck.
I. Título.

CDD 629.1323

CLENILTON RIBEIRO DOS SANTOS JUNIOR

ANÁLISE DINÂMICA DE UMA MICROTURBINA EÓLICA COM DIFUSOR

Trabalho de Curso apresentado à Faculdade de Engenharia de Energia da Universidade Federal do Pará como requisito obrigatório para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia de Energia.

Data de aprovação: 26 de Janeiro de 2026

Conceito: Excelente

Banca Examinadora

Prof. Dr. Jerson Rogério Pinheiro Vaz
Orientador - FEEN/CANAN/UFPA

Prof. Me. Disterfano Lima Martins Barbosa
Coorientador - FCT/CANAN/UFPA

Prof. Dr. Adry Kleber Ferreira de Lima
Membro interno - FEEN/CANAN/UFPA

Prof. Dr. Silvio Bispo do Vale
Membro interno - FEEN/CANAN/UFPA

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, ao meu pai, Clenilton Ribeiro dos Santos, à minha mãe, Ana Maria Tavares dos Santos, e ao meu irmão, Ítalo Tavares dos Santos, pelo incentivo constante e pelo apoio financeiro, fundamentais para a minha trajetória acadêmica.

À minha namorada, Camila Vilhena Ferreira, expresso minha gratidão pelo carinho, compreensão e incentivo constantes ao longo de toda essa jornada. Aos amigos da minha cidade natal, Ricardo Pereira Araújo e Antônio Fábio Oliveira Gomes Filho, agradeço pelo companheirismo e apoio neste início da vida adulta. Agradeço, ainda, aos colegas da minha turma e à comunidade acadêmica da universidade, pelas trocas de conhecimento e pelo apoio mútuo durante o processo de formação.

Ao meu orientador e ao meu coorientador agradeço pelas contribuições fundamentais, pela disponibilidade e pelo comprometimento acadêmico ao longo de todo o desenvolvimento deste trabalho. Aos demais professores da Faculdade de Engenharia de Energia, deixo meu agradecimento pelos conhecimentos transmitidos, essenciais para a minha formação.

À Universidade Federal do Pará (UFPA), em especial ao Campus Universitário de Ananindeua (CANAN), agradeço pela infraestrutura e pelo suporte institucional, fundamentais para a minha formação profissional e científica. Por fim, agradeço ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) pelo apoio financeiro e pela concessão da bolsa, que possibilitaram minha dedicação às atividades de pesquisa.

RESUMO

A operação de microturbinas eólicas em regiões de baixa velocidade média de vento, como a Amazônia, impõe desafios relevantes ao desempenho aerodinâmico desses sistemas. Nesse contexto, o uso de difusores surge como uma alternativa eficaz para intensificar o escoamento incidente sobre o rotor, elevando o torque e a potência extraída sem a necessidade de aumento do diâmetro da turbina. Este trabalho investiga, de forma experimental e numérica, o comportamento dinâmico de uma microturbina eólica equipada com um difusor do tipo lente, operando em baixas velocidades de vento. Para isso, foi projetado e construído um túnel de vento de baixo custo, no qual foram realizadas medições do perfil de velocidade do escoamento e ensaios dinâmicos da turbina nas configurações com e sem difusor. A modelagem numérica baseia-se na Teoria do Momento do Elemento de Pá, adaptada para considerar o efeito de intensificação do escoamento promovido pelo difusor, bem como em uma formulação para o torque dissipativo dos mancais fundamentada no modelo de Palmgren com efeito Stribeck. Os resultados indicam que a presença do difusor, devido ao aumento da velocidade efetiva no plano do rotor, eleva os valores de torque mecânico, potência e coeficiente de potência, além de proporcionar uma resposta dinâmica mais favorável. Observa-se boa concordância entre os resultados experimentais e numéricos, confirmando a adequação do modelo proposto.

Palavras-chave: Microturbina eólica; Difusor; Teoria do Momento do Elemento de Pá; Modelo de Palmgren; Efeito Stribeck.

ABSTRACT

The operation of micro wind turbines in regions with low average wind speeds, such as the Amazon, poses significant challenges to the aerodynamic performance of these systems. In this context, the use of diffusers emerges as an effective alternative to intensify the flow incident on the rotor, increasing torque and extracted power without the need to increase the turbine diameter. This work investigates, through experimental and numerical approaches, the dynamic behavior of a micro wind turbine equipped with a lens-type diffuser operating at low wind speeds. For this purpose, a low-cost wind tunnel was designed and built, in which measurements of the flow velocity profile and dynamic tests of the turbine were conducted for configurations with and without the diffuser. The numerical modeling is based on the Blade Element Momentum Theory, adapted to account for the flow intensification effect promoted by the diffuser, as well as on a formulation for bearing dissipative torque based on the Palmgren model with the Stribeck effect. The results indicate that the presence of the diffuser, due to the increase in effective velocity at the rotor plane, raises the values of mechanical torque, power, and power coefficient, in addition to providing a more favorable dynamic response. Good agreement between experimental and numerical results is observed, confirming the adequacy of the proposed model.

Keywords: Micro wind turbine; Diffuser; Blade Element Momentum Theory; Palmgren model; Stribeck effect.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Considerações gerais	1
1.2	Justificativa	3
1.3	Objetivos	4
1.3.1	Objetivo geral	4
1.3.2	Objetivos específicos	4
1.4	Organização do trabalho	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	Transmissão de potência em sistemas eólicos	5
2.2	Modelagem de turbinas eólicas com difusor	6
2.3	Modelagem de atrito em mancais	11
2.4	Métodos de integração numérica	13
3	METODOLOGIA	15
3.1	Materias	15
3.1.1	Túnel de vento e exaustor	15
3.1.2	Tubo de Pitot, placa de aquisição de dados e transdutor de pressão . . .	16
3.1.3	Arduino, sensor infravermelho e motor	16
3.1.4	Impressora 3D, microturbina eólica e difusor	16
3.2	Métodos	18
3.2.1	Caracterização do escoamento	18
3.2.2	Modelagem do torque dissipativo	20
3.2.3	Caracterização experimental do regime dinâmico	20
3.2.4	Modelagem numérica do regime dinâmico	21
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	22
4.1	Análise da uniformidade do escoamento	22
4.2	Análise do torque dissipativo nos mancais	23
4.3	Análise da partida da turbina com e sem difusor	24
5	CONCLUSÃO	29
	REFERÊNCIAS	30
	APÊNDICE A - MODELO DINÂMICO	36

1 INTRODUÇÃO

1.1 Considerações gerais

A energia eólica é uma das fontes de energia mais antigas utilizadas pela humanidade e, atualmente, ocupa posição central no processo de transição energética global (Owens, 2019). Desde os primeiros moinhos persas de eixo vertical até os modelos desenvolvidos por inventores europeus, essa tecnologia passou por uma evolução contínua, sendo empregada em atividades como bombeamento de água, moagem de grãos e geração de energia mecânica (Ragheb, 2017). Na atualidade, sua principal vantagem está na geração de eletricidade sem emissão direta de gases de efeito estufa durante a operação, contribuindo para a redução dos impactos ambientais associados ao setor energético (Barthelmie; Pryor, 2021).

Nesse cenário, o Brasil destaca-se por possuir um dos maiores potenciais eólicos do mundo (Góes *et al.*, 2021). Essa condição, somada a uma matriz elétrica majoritariamente renovável, reforça o papel estratégico da energia eólica no desenvolvimento do setor elétrico nacional (Silva; Neto; Seifert, 2016). No entanto, o aproveitamento desse potencial varia conforme as características regionais. Na região amazônica, os ventos apresentam, em geral, baixas velocidades médias e elevada estabilidade, o que dificulta a aplicação de turbinas eólicas convencionais de grande porte (Araújo *et al.*, 2021). A Figura 1 apresenta turbinas eólicas de grande porte instaladas no Ceará, região Nordeste, onde as condições de vento são mais favoráveis para esta tecnologia.

Figura 1 – Turbinas eólicas de grande porte instaladas no Nordeste do Brasil.



Fonte: Autor (2026).

Por outro lado, as microturbinas eólicas, projetadas para operar de forma eficiente em regimes de vento fraco, representam uma alternativa viável para o fornecimento de energia elétrica a comunidades ribeirinhas e isoladas, onde a expansão da rede convencional é limitada (Torres *et al.*, 2024). Estudos indicam que nos municípios costeiros da Amazônia, como Salinópolis, as microturbinas eólicas podem apresentar desempenho satisfatório e fatores de capacidade adequados às condições locais (Farias *et al.*, 2019).

Apesar desse potencial, o desempenho de turbinas de eixo horizontal em baixos regimes de vento ainda é limitado, o que motiva a adoção de soluções para aumentar a captação de energia, como o uso de difusores (Agha; Chaudhry; Wang, 2018). A aplicação de difusores em turbinas eólicas e hidrocinéticas permite aumentar a vazão através do rotor e, conseqüentemente, a potência extraída, sendo especialmente relevante em sistemas de pequeno porte (Silva *et al.*, 2023). O ganho obtido depende diretamente da geometria do difusor, com destaque para o ângulo de abertura e o coeficiente de carregamento (Abe; Ohya, 2004). A Figura 2 apresenta um protótipo de microturbina eólica equipada com difusor.

Figura 2 – Protótipo de uma microturbina eólica com difusor.



Fonte: Ohya *et al.* (2008).

Mesmo configurações simples, como difusores cônicos sem flange, já proporcionam aumentos significativos de potência e redução da velocidade de partida das turbinas eólicas. (Masukume; Makaka; Mukumba, 2018). Observa-se, contudo, que esses efeitos são mais evidentes para ângulos de abertura moderados, uma vez que difusores com ângulos elevados estão sujeitos à separação do escoamento e a maiores perdas viscosas (Barbosa *et al.*, 2015). Por sua vez, as turbinas equipadas com difusor cônico flangeado podem apresentar desempenho superior ao limite de Betz, uma vez que a presença da flange intensifica as regiões de baixa pressão a jusante, favorecendo a aceleração do escoamento através do rotor (Abe *et al.*, 2005).

Entretanto, esses ganhos estão associados a maiores esforços estruturais, exigindo um equilíbrio entre desempenho aerodinâmico e resistência mecânica (Lipian *et al.*, 2019). Flanges de grandes dimensões podem aumentar o empuxo e tendem a reduzir a eficiência global quando considerada a área frontal total do conjunto, indicando que flanges mais curtas podem ser mais adequadas (Limacher *et al.*, 2020). Nesse sentido, pesquisas têm priorizado o desenvolvimento de difusores compactos, capazes de manter ganhos de desempenho com menor volume estrutural e menor custo de fabricação (Alkhabbaz *et al.*, 2022). A Figura 3 que apresenta turbinas eólicas equipadas com difusores compactos instaladas em ambiente urbano.

Figura 3 – Microturbinas eólicas equipadas difusores compactos.



Fonte: Ohya e Karasudani (2010).

Com o avanço das pesquisas, geometrias mais elaboradas também têm sido propostas como o caso dos difusores lente flangeados, que apresentaram aumentos expressivos na potência extraída, da ordem de duas a cinco vezes (Watanabe; Ohya, 2021). No campo das turbinas hidrocínéticas, a aplicação de difusores também promove uma melhora significativa na conversão de energia, indicando resultados positivos em instalações a jusante de barragens (Vaz; Lima; Lins, 2023). Os difusores também contribuem para uma partida mais favorável das turbinas hidrocínéticas, embora provoquem um aumento do torque dissipativo nos mancais de rolamento devido ao acréscimo de carga axial (Vaz *et al.*, 2019).

1.2 Justificativa

A operação de microturbinas eólicas em ambientes de baixa velocidade de vento, como na região amazônica, apresenta limitações significativas quando se utilizam rotores convencionais. Nesses cenários, os difusores surgem como alternativa viável por aumentar a energia captada pela turbina sem alterar o diâmetro do rotor.

Apesar disso, o comportamento dinâmico de microturbinas com difusores permanece pouco explorado, especialmente em análises de partida e em estudos experimentais. Predominam análises estacionárias ou puramente numéricas, deixando lacunas na compreensão da aceleração, desaceleração e torque dissipativo do sistema.

Diante disso, torna-se relevante investigar experimental e numericamente o impacto do difusor sobre a dinâmica da microturbina, desde a condição de repouso até atingir o regime permanente, contribuindo para o aprimoramento dos modelos numéricos e para o desenvolvimento de soluções eficientes para regiões de baixos recursos eólicos.

1.3 Objetivos

1.3.1 Objetivo geral

O objetivo geral deste trabalho é investigar, de forma experimental e numérica, a influência aerodinâmica de um difusor lente flangeado no desempenho dinâmico de uma microturbina eólica durante a partida.

1.3.2 Objetivos específicos

- Projetar e construir um túnel de vento de baixo custo.
- Selecionar e fabricar a turbina eólica e o difusor utilizando uma impressora 3D.
- Desenvolver equipamentos para medição da velocidade do vento e da rotação da turbina.
- Caracterizar o perfil de escoamento interno do túnel de vento construído.
- Determinar o regime dinâmico de aceleração da turbina eólica com e sem difusor.
- Modelar o torque dissipativo do mancal a partir do regime dinâmico de desaceleração.
- Simular o regime dinâmico de aceleração da turbina eólica com e sem difusor.
- Validar os resultados numéricos a partir dos dados experimentais obtidos.
- Comparar o desempenho dinâmico da turbina eólica com e sem difusor.

1.4 Organização do trabalho

O trabalho está estruturado em cinco seções, organizadas da seguinte forma:

- Introdução: apresenta o contexto geral da energia eólica, com ênfase nos desafios associados à operação de microturbinas em condições de baixa velocidade de vento. Também são apresentados a justificativa, o objetivo geral e a organização do trabalho.
- Revisão da Literatura: apresenta o embasamento teórico necessário à compreensão dos modelos e conceitos empregados no estudo, fundamentando o modelo dinâmico de transmissão de potência em turbinas eólicas.
- Metodologia: apresenta os materiais, equipamentos e procedimentos empregados no desenvolvimento experimental, incluindo a construção e caracterização do túnel de vento, a instrumentação utilizada, os procedimentos de aquisição de dados e a metodologia numérica empregada nas simulações do comportamento dinâmico da microturbina.
- Resultados e Discussões: apresenta e analisa os resultados referentes à caracterização do perfil de velocidade no túnel de vento, ao ajuste do modelo de torque dissipativo e à avaliação do desempenho da microturbina com e sem difusor, considerando tanto o regime transiente quanto o regime permanente.
- Conclusão: sintetiza os principais resultados e as principais contribuições do trabalho, além de apresentar sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

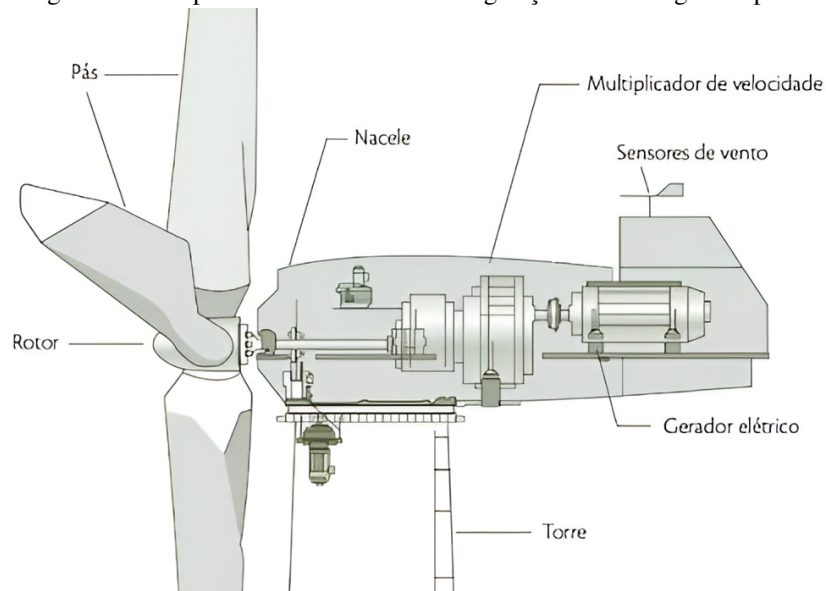
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Transmissão de potência em sistemas eólicos

Um sistema dinâmico de transmissão de potência é composto por um conjunto de elementos mecânicos interconectados responsáveis pela transferência e conversão de energia entre diferentes subsistemas, cujo comportamento evolui ao longo do tempo. Em sistemas eólicos, esse conjunto estabelece o acoplamento entre a turbina e o gerador, permitindo a conversão da energia mecânica extraída do escoamento em energia elétrica. No caso de microturbinas eólicas de acoplamento direto, a transmissão de potência ocorre sem a utilização de elementos intermediários, como caixas de engrenagens ou correias (Moreira *et al.*, 2020).

A modelagem desses sistemas considera que os eixos e demais componentes mecânicos da turbina e do gerador são corpos perfeitamente rígidos, ou seja, deformações estruturais, como flexão dos eixos e torções elásticas, bem como outros efeitos dinâmicos associados à vibração estrutural, são desprezados (Veloso *et al.*, 2023). Essa simplificação se justifica pelo fato de que os modos próprios associados a esses fenômenos ocorrem em faixas de frequência significativamente superiores à faixa operacional do sistema, não influenciando de forma relevante a dinâmica global em condições normais de operação (Mesquita *et al.*, 2014). A Figura 4 apresenta um esquema de um sistema de geração eólica de grande porte.

Figura 4 – Componentes de um sistema de geração eólica de grande porte.



Fonte: Windbox (2020).

A dinâmica do sistema de transmissão de potência pode ser descrita por meio da equação de balanço de torque aplicada ao eixo principal, expressa por:

$$T_m - T_r = J_s \frac{d\omega}{dt} \quad (1)$$

em que T_m é o torque mecânico da turbina, T_r é o torque resistivo do trem de potência, J_s é o momento de inércia rotacional total do sistema, ω é a velocidade angular do eixo e t é o tempo decorrido.

O torque resistivo é composto pela contribuição dos torques dissipativos e do torque eletromagnético imposto pelo gerador, podendo ser expresso como:

$$T_r = T_d + \frac{\iota}{\eta_v} T_e \quad (2)$$

em que T_d é o torque dissipativo dos mancais, T_e é o torque eletromagnético do gerador, η_c é a eficiência de transmissão do multiplicador de velocidade e ι é a razão de transmissão do multiplicador de velocidade.

O momento de inércia rotacional equivalente do sistema é obtido pela soma das inércias individuais dos seus componentes, conforme:

$$J_s = J_t + J_v + J_f + J_g \quad (3)$$

em que J_t é o momento de inércia rotacional da turbina, J_v é o momento de inércia rotacional do multiplicador de velocidade, J_f é o momento de inércia associada à massa de ar em movimento e J_g é o momento de inércia rotacional do gerador elétrico.

2.2 Modelagem de turbinas eólicas com difusor

O torque mecânico das turbinas eólicas resulta da interação aerodinâmica entre as pás do rotor e o escoamento de ar incidente, sendo gerado pelas forças de sustentação e arrasto que produzem a componente tangencial responsável pelo momento no eixo, cuja magnitude depende da velocidade do vento e das características do rotor (Alam, 2025). O desempenho global da turbina é avaliado pelo coeficiente de potência, definido como a razão entre a potência mecânica extraída, obtida a partir do torque e da velocidade angular, e a potência disponível no escoamento (Syahputra; Soesanti, 2019). Esse coeficiente está fortemente associado à *Tip-Speed Ratio* (TSR), definida como a razão entre a velocidade linear na extremidade da pá e a velocidade do escoamento incidente (Bakirci; Yilmaz, 2018). O coeficiente de potência e a TSR podem ser calculados por:

$$C_p = \frac{P_m}{\frac{1}{2} \rho \pi R^2 V^3} \quad (4)$$

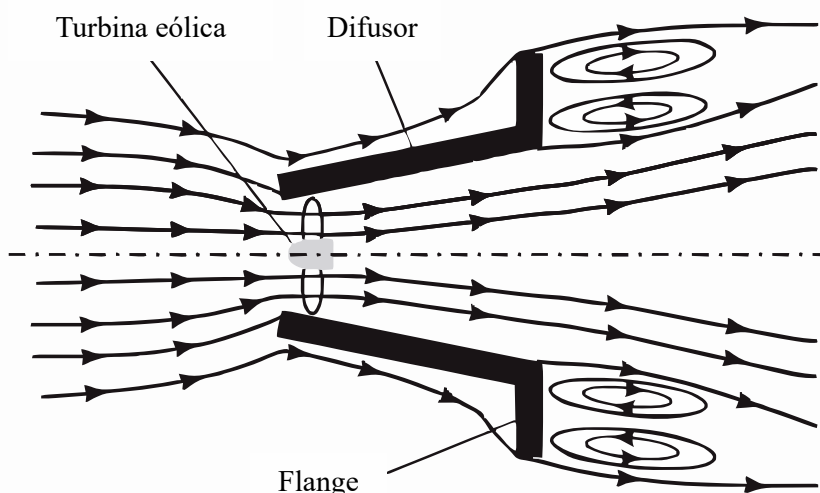
$$\lambda = \frac{\omega R}{V} \quad (5)$$

em que C_p é o coeficiente de potência da turbina, λ é a TSR da turbina, P_m é a potência mecânica da turbina, ρ é a massa específica do ar, R é o raio da turbina e V é a velocidade do vento na esteira livre.

Nesse contexto, o difusor atua como um dispositivo aerodinâmico destinado à modificação controlada do escoamento a jusante do rotor, promovendo uma redução da pressão na região de saída e, consequentemente, um aumento da vazão mássica através do plano do rotor (Ohya *et al.*, 2008). Esse efeito resulta na elevação da velocidade efetiva do escoamento que interage com as pás da turbina, intensificando as forças aerodinâmicas atuantes (Agha; Chaudhry; Wang, 2018).

Como consequência direta, o uso do difusor impacta o torque mecânico desenvolvido pela turbina, uma vez que o aumento da velocidade local do escoamento amplifica a componente tangencial das forças aerodinâmicas aplicadas às pás (Vaz; Wood, 2016). Esse incremento de torque reflete-se em um maior potencial de extração de potência mecânica e, portanto, na elevação do coeficiente de potência, especialmente em regimes de baixa velocidade do vento, nos quais turbinas convencionais apresentam desempenho limitado (Al-Quraishi *et al.*, 2019). A Figura 5 ilustra de forma o comportamento do escoamento em torno de um difusor flangeado.

Figura 5 – Vista esquemática do escoamento em torno de um difusor cônico flangeado.

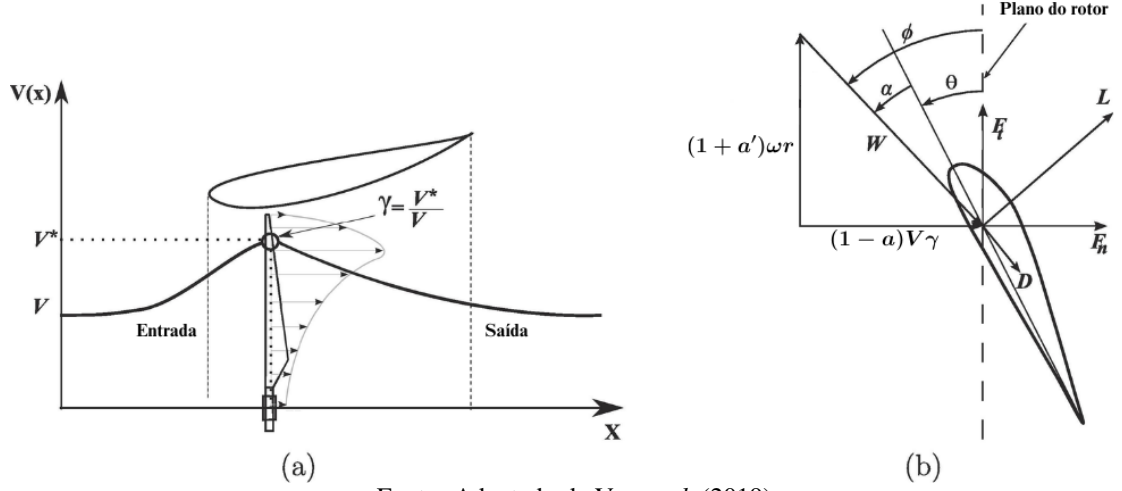


Fonte: Adaptado de Abe e Ohya (2004).

Dessa forma, a Teoria do Momento do Elemento de Pá combina os princípios da Teoria do Momento Axial e da Teoria do Elemento de Pá para prever o desempenho aerodinâmico de turbinas eólicas (Glauert, 1930). Essa teoria baseia-se nas suposições de que as forças aerodinâmicas permanecem constantes em cada elemento de pá, não há interação radial entre os elementos e o escoamento é considerado unidimensional, incompressível, permanente e livre de forças externas (Sousa *et al.*, 2024).

Para o caso de uma turbina eólica equipada com difusor, adaptações na teoria devem ser implementadas a fim de considerar o ganho de velocidade do escoamento no plano do rotor, a razão de expansão geométrica imposta pelo difusor e a eficiência aerodinâmica associada a esse dispositivo (Vaz; Wood, 2018). A Figura 6 ilustra o aumento de velocidade promovido pelo difusor e o diagrama de velocidades e forças em um elemento de pá.

Figura 6 – (a) Aceleração induzida pelo difusor (b) Elemento de pá de uma turbina.



Fonte: Adaptado de Vaz *et al.* (2019).

Nesse modelo, a potência e o torque mecânico de uma turbina eólica são determinados, respectivamente, pelas seguintes equações:

$$P_m = T_m \omega \quad (6)$$

$$T_m = \frac{1}{2} \rho B \int_{r_h}^R W^2 c C_t r dr \quad (7)$$

em que W é a velocidade relativa, B é o número de pás, C_t é o coeficiente tangencial, c é a corda, r_h é o raio do cubo e r é a posição radial.

A velocidade relativa representa o escoamento que efetivamente interage com a seção da pá, resultando da combinação entre a componente axial do vento incidente e a velocidade tangencial de rotação da pá, sendo calculada por (Rio Vaz; Vaz; Freitas e Silva, 2018):

$$W = \sqrt{[(1-a)V\gamma]^2 + [(1+a')\omega r]^2} \quad (8)$$

em que a é o fator de indução axial, a' é o fator de indução tangencial e γ é a razão de aumento de velocidade.

O fator de indução axial representa a redução da velocidade do vento provocada pela presença da turbina, enquanto o fator tangencial descreve o movimento rotacional induzido na esteira gerada pelas pás e são determinados por (Freitas e Silva *et al.*, 2018):

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\gamma^2}{4} \left[\frac{\sigma C_n}{F_p \sin^2(\phi)} + (1-\eta_d)(1-\mathcal{B}^2) \right] \quad (9)$$

$$\frac{a'}{1+a'} = \frac{\sigma C_t}{4F_p \sin(\phi) \cos(\phi)} \quad (10)$$

em que η_d é a eficiência do difusor, $\mathcal{B}$ é a razão de área do difusor F_p é o fator de perdas na ponta da pá, σ é a solidez local, ϕ é o ângulo de escoamento e C_n é o coeficiente normal.

Ao desconsiderar razão de área e a eficiência do difusor, o modelo passa a representar apenas a correção cinemática do escoamento incidente, o que preserva a estabilidade numérica do método. Nessas condições, o fator de indução axial é resumido a seguinte expressão (Rio Vaz *et al.*, 2014):

$$\frac{a}{1-a} = \frac{\gamma^2 \sigma C_n}{4F_p \sin^2(\phi)} \quad (11)$$

Para incorporar a correção de Glauert, que ajusta o fator de indução axial para o regime de alta indução, utiliza-se a seguinte forma numérica (Rio Vaz *et al.*, 2014):

$$a = \begin{cases} \frac{1}{1+K_a}; & a \leq a_c \\ \frac{1}{2} \left[2 + K_a(1-2a_c) - \sqrt{(K_a(1-2a_c)+2)^2 + 4(K_a a_c^2 - 1)} \right]; & a > a_c \end{cases} \quad (12)$$

$$K_a = \frac{4F_p \sin^2 \phi}{\gamma^2 \sigma C_n} \quad (13)$$

em que a_c é o fator de indução crítico e K_a é um parâmetro que incorpora os efeitos do difusor e da geometria da turbina.

O fator de Prandtl é utilizado para considerar os vórtices formados nas pontas das pás, que ocasionam perdas aerodinâmicas nas regiões externas da turbina e é determinado por (Oliveira *et al.*, 2023):

$$F_p = \frac{2}{\pi} \cos^{-1} \left[\exp \left(-\frac{B(R-r)}{2r \sin(\phi)} \right) \right] \quad (14)$$

A solidez indica a fração da seção da turbina ocupada pelas pás, influenciando o bloqueio do escoamento e resultando no efeito cascata quando assume valores elevados, sendo a solidez local calculado por (Pereira; Vaz, 2024):

$$\sigma = \frac{Bc}{2\pi r} \quad (15)$$

O ângulo de escoamento é definido como o ângulo entre o plano do rotor e a velocidade relativa, sendo essencial para determinar o ângulo de ataque, que influencia diretamente os coeficientes de sustentação e arrasto:

$$\phi = \tan^{-1} \left[\frac{(1-a)V\gamma}{(1+a')\omega r} \right] \quad (16)$$

$$\alpha = \phi - \theta \quad (17)$$

em que α é o ângulo de ataque e θ é o ângulo de torção.

Os coeficientes normal e tangencial são grandezas adimensionais que representam, respectivamente, as forças normais e tangenciais ao plano do rotor (Vaz; Wood, 2016):

$$C_n = C_l \cos(\phi) + C_d \sin(\phi) \quad (18)$$

$$C_t = C_l \sin(\phi) - C_d \cos(\phi) \quad (19)$$

em que C_l é o coeficiente de sustentação e C_d é o coeficiente de arrasto.

No regime pós-estol, para garantir uma boa fidelidade em relação a dados experimentais, é necessário aplicar as seguintes correções aos coeficientes de sustentação e de arrasto (Viterna; Corrigan, 1982):

$$C_l = \frac{C_{d,\max}}{2} \sin(2\alpha) + K_l \frac{\cos^2(\alpha)}{\sin(\alpha)} \quad (20)$$

$$C_d = C_{d,\max} \sin^2(2\alpha) + K_d \cos(\alpha) \quad (21)$$

em que $C_{d,\max}$ é o coeficiente de arrasto máximo, K_l é o parâmetro auxiliar de sustentação e K_d é o parâmetro auxiliar de arrasto

Os parâmetros auxiliares são responsáveis por ajustar a curva original do aerofólio para o regime de pós-estol, sendo definidos por:

$$K_l = \frac{[C_{l,s} - C_{d,\max} \sin(\alpha_s) \cos(\alpha_s)] \sin(\alpha_s)}{\cos^2(\alpha_s)} \quad (22)$$

$$K_d = \frac{C_{d,s} - C_{d,\max} \sin^2(\alpha_s)}{\cos(\alpha_s)} \quad (23)$$

em que α_s é o ângulo de ataque no estol, $C_{l,s}$ é o coeficiente de sustentação no estol e $C_{d,s}$ é o coeficiente de arrasto no estol.

O coeficiente de arrasto máximo, para a condição de camada limite totalmente separada, é determinado pela razão de aspecto da pá:

$$C_{d,\max} = \begin{cases} 1,11 + 0,018\mu; & \mu \leq 50 \\ 2,01; & \mu > 50 \end{cases} \quad (24)$$

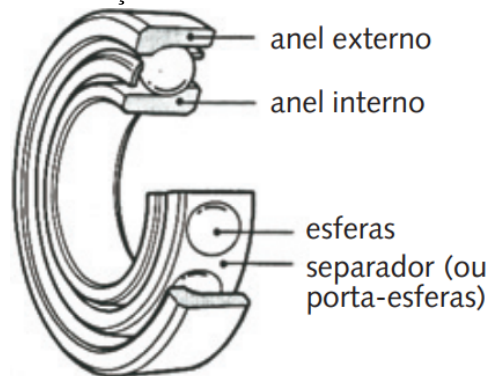
$$\mu = \frac{R - r_h}{c} \quad (25)$$

em que μ é a razão de aspecto da pá.

2.3 Modelagem de atrito em mancais

O torque dissipativo nos mancais decorre de perdas mecânicas associadas ao atrito interno, à deformação elástica dos corpos rolantes e das pistas, à resistência viscosa do lubrificante e às cargas aplicadas durante a operação (Rahaman *et al.*, 2025). Diversos modelos analíticos e empíricos foram propostos para sua descrição, geralmente expressando-o como a soma de contribuições associadas ao atrito sob carga, às perdas viscosas e a termos residuais ligados à geometria e ao tipo de mancal (Liu; Li, 2025). Entre esses modelos, destacam-se os desenvolvidos pela SKF e o modelo clássico de Palmgren, amplamente utilizados em engenharia pela simplicidade e boa concordância com dados experimentais (Moreira *et al.*, 2020). A Figura 7 apresenta uma ilustração de um tipo de mancal de rolamento de esferas.

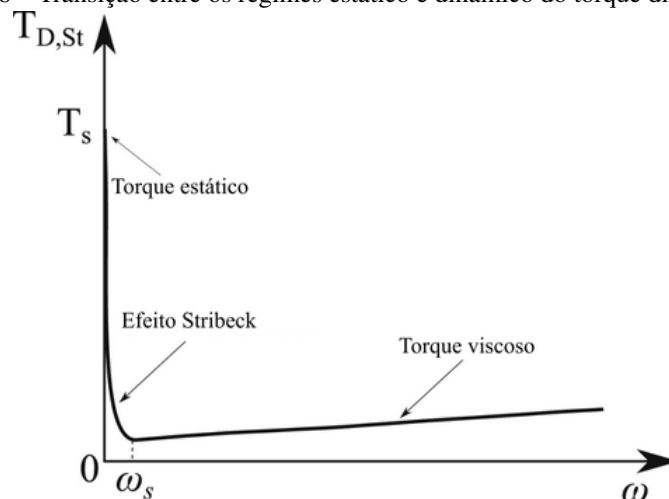
Figura 7 – Ilustração de um mancal de rolamento de esferas.



Fonte: Norton (2013).

O modelo de Palmgren descreve o torque dissipativo como a soma de um termo dependente da carga aplicada ao mancal e de um termo associado às perdas viscosas do lubrificante (Palmgren, 1959). Essa formulação é capaz de representar tanto efeitos lineares quanto não lineares do atrito e pode ser estendida para incluir o efeito Stribeck, o qual caracteriza a transição entre os regimes de atrito estático, misto e dinâmico (Stribeck, 1902). A Figura 8 apresenta o comportamento de transição do efeito Stribeck.

Figura 8 – Transição entre os regimes estático e dinâmico do torque dissipativo.



Fonte: Adaptado de Vaz *et al.* (2018).

O torque total dissipativo nos rolamentos é representado por:

$$T_d = T_s \exp \left[- \left(\frac{\omega}{\omega_s} \right)^i \right] + T_l + T_v \quad (26)$$

em que T_s é o torque estático dos mancais, T_l é o torque dependente da carga, T_v é o torque viscoso do lubrificante, ω_s é a velocidade angular de transição e i é o parâmetro de ajuste de transição.

O torque estático, combinado ao termo exponencial, representa o efeito Stribeck, que descreve a redução do atrito em baixas velocidades até atingir um valor praticamente constante em velocidades elevadas (Vaz *et al.*, 2018).

O torque dependente da carga é a parcela do torque resistivo que varia com a carga aplicada ao rolamento, tanto axial quanto radial:

$$T_l = F_l l_\beta d_m \quad (27)$$

em que F_l é o fator de carga, l_β é a carga equivalente e d_m é o diâmetro médio.

O fator de carga é definido por:

$$F_l = z \left(\frac{X_s l_r + Y_s l_a}{C_s} \right)^y \quad (28)$$

em que X_s e Y_s são parâmetros definidos pela Tabela 1, z e y são parâmetros definidos pela Tabela 2, l_r é a carga radial e l_a é a carga axial e C_s é a capacidade de carga estática.

A carga equivalente é dada por:

$$l_\beta = \max [0, 9 \cot(\beta) l_a - 0, 1 l_r; l_r] \quad (29)$$

em que β é o ângulo de contato.

Tabela 1 – Valores de X_s e Y_s para diferentes tipos de rolamentos de esferas

Tipo de rolamento	Carreira simples		Carreira dupla	
	X_s	Y_s	X_s	Y_s
Rígido de esferas	0,6	0,5	0,6	0,5
Esferas de contacto angular	0,6	0,5	0,6	0,5
$\beta = 15^\circ$	0,5	0,47	1	0,94
$\beta = 20^\circ$	0,5	0,42	1	0,84
$\beta = 25^\circ$	0,5	0,38	1	0,76
$\beta = 30^\circ$	0,5	0,33	1	0,66
$\beta = 35^\circ$	0,5	0,29	1	0,58
$\beta = 40^\circ$	0,5	0,26	1	0,52
Autocompensador de esferas	0,5	$0,22 \cot(\beta)$	1	$0,44 \cot(\beta)$

Fonte: Adaptado de Vaz *et al.* (2018).

Tabela 2 – Valores de z e y para diferentes tipos de rolamentos de esferas.

Tipo de rolamento	β [°]	z	y
Rígido de esferas	0	0,0004–0,0006	0,55
Esferas de contato angular	30–40	0,001	0,33
Impulso de esferas	90	0,0008	0,33
Autocompensador de esferas de carreira dupla	10	0,0003	0,40

Fonte: Adaptado de Vaz *et al.* (2018).

O torque de atrito viscoso surge da resistência do lubrificante entre os elementos rolantes e as pistas do mancal, sendo determinado por:

$$T_v = \begin{cases} 10^{-7} (\nu_0 n_r)^{\frac{2}{3}} F_0 d_m^3; & \nu_0 n_r \geq 2000 \\ 1,6 \times 10^{-7} F_0 d_m^3; & \nu_0 n_r < 2000 \end{cases} \quad (30)$$

$$n_r = \frac{30}{\pi} \omega \quad (31)$$

em que F_0 é um fator de lubrificação definido pela Tabela 3, ν_0 é a viscosidade cinemática do lubrificante e n_r é o número de rotações por minuto.

Tabela 3 – Valores de F_0 para diferentes tipos de rolamentos de esferas.

Tipo de rolamento	Graxa	Neblina	Banho normal	Banho vertical ou injeção
Rígido de esferas	0,7–2	1	2	4
Esferas de contato angular	2	1,7	3,3	6,6
Impulso de esferas	5,5	0,8	1,5	3
Autocompensador de esferas	1,5–2	0,7–1	1,5–2	3–4

Fonte: Adaptado de Vaz *et al.* (2018).

2.4 Métodos de integração numérica

Métodos de integração numérica são empregados para aproximar a solução de equações diferenciais sem forma analítica fechada, permitindo a descrição discreta da evolução temporal de variáveis dinâmicas em sistemas físicos (Golub; Ortega, 2014). Entre os principais métodos destacam-se Euler, Taylor e Runge–Kutta, que diferem quanto à ordem de aproximação, precisão e custo computacional (Ali, 2025).

O método de Euler apresenta baixo custo, porém maior erro numérico e menor estabilidade, enquanto o método de Taylor eleva a precisão à custa do cálculo de derivadas de ordem superior (Biswas *et al.*, 2013; Alrabiaa; Ali, 2025). Os métodos de Runge–Kutta formam uma família de esquemas iterativos para a resolução de equações diferenciais ordinárias, sendo o método de quarta ordem (RK4) amplamente utilizado em simulações dinâmicas de sistemas eólicos (Ahmad; Charan; Singh, 2015; Rueda; Vaz, 2014).

Os métodos de Runge–Kutta, também oferecem um equilíbrio eficiente entre precisão e custo computacional, dispensando o cálculo explícito de derivadas de ordem superior (Krivovichev, 2024). Em sistemas rotativos, as condições de aceleração e desaceleração podem ser descritas por meio de uma equação diferencial ordinária não linear de primeira ordem, expressa de forma geral por:

$$\frac{d\omega}{dt} = f(t, \omega), \quad (32)$$

em que $f(t, \omega)$ é uma função que descreve a taxa de variação da velocidade angular em relação ao tempo decorrido.

O RK4 calcula a solução numérica para a velocidade angular no próximo instante de tempo, a partir do valor conhecido no instante atual. Ele avança no tempo usando um passo de integração fixo, obtendo uma estimativa mais precisa ao combinar quatro parâmetros intermediários da taxa de variação do sistema. Esses parâmetros intermediários são calculados da seguinte forma:

$$K_1 = f(t_n, \omega_n) \quad (33)$$

$$K_2 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, \omega_n + \frac{h}{2}K_1\right) \quad (34)$$

$$K_3 = f\left(t_n + \frac{h}{2}, \omega_n + \frac{h}{2}K_2\right) \quad (35)$$

$$K_4 = f(t_n + h, \omega_n + hK_3) \quad (36)$$

em que K_1 , K_2 , K_3 e K_4 são os parâmetros intermediários, t_n é o instante de tempo atual, ω_n é a velocidade angular atual e h é o passo de integração de tempo.

Dessa forma, avanço temporal da velocidade angular é descrito por:

$$\omega_{n+1} = \omega_n + \frac{h}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \quad (37)$$

$$t_{n+1} = t_n + h \quad (38)$$

em que ω_{n+1} é a velocidade angular no próximo instante de tempo e t_{n+1} é o próximo instante de tempo.

3 METODOLOGIA

3.1 Materias

3.1.1 Túnel de vento e exaustor

Para os ensaios experimentais, foi desenvolvido um túnel de vento do tipo sugador feito de placas de MDF de 15 mm de espessura, cuja seção de teste possui dimensões de 30 cm × 30 cm e com uma região projetada para acomodar um exaustor Ventisol de 50 cm de diâmetro. A Figura 9 apresenta o exaustor e o túnel construído.

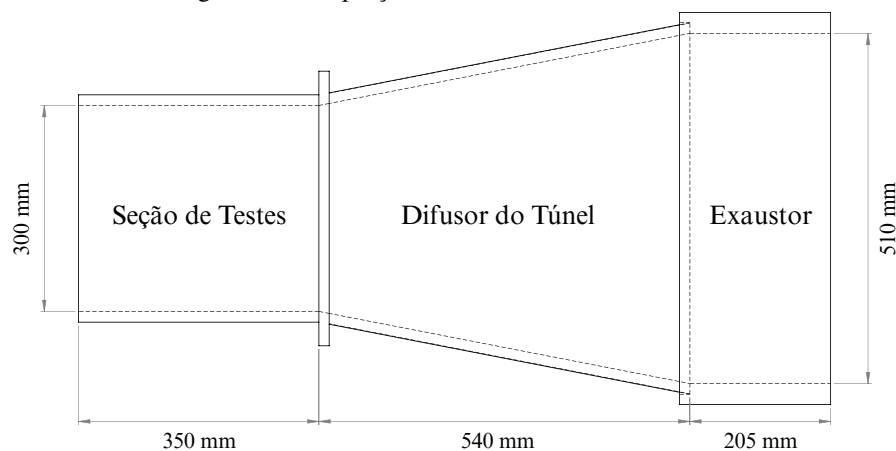
Figura 9 – Exaustor e túnel de vento.



Fonte: Autor (2026).

Diferentemente de túneis de vento tradicionais, este modelo não possui cone de contração nem colmeia, principalmente pela indisponibilidade de equipamentos e pela complexidade geométrica associada à fabricação desses componentes. A Figura 10 detalha as seções do túnel e seus respectivos comprimentos.

Figura 10 – Proporções e estrutura do túnel de vento.



Fonte: Autor (2026).

3.1.2 Tubo de Pitot, placa de aquisição de dados e transdutor de pressão

A velocidade do escoamento foi medida com um tubo de Pitot tipo L acoplado a um transdutor de pressão diferencial CXLdp da Ashcroft. O sinal do transdutor foi registrado por uma placa de aquisição de dados da National Instruments, operando a 1000 Hz durante 10 s para cada ponto medido. A Figura 11 mostra o conjunto utilizado.

Figura 11 – Tubo de Pitot, placa de aquisição de dados e transdutor de pressão.



Fonte: Autor (2026).

3.1.3 Arduino, sensor infravermelho e motor

A velocidade angular da turbina foi medida por um sensor infravermelho LM393 posicionado acima do motor acoplado a turbina, registrando um pulso a cada passagem das pás. O sinal foi processado por um Arduino Uno R3, que contabilizou as rotações completas em janelas de 0,5 s, permitindo obter a evolução temporal da rotação. A Figura 12 exibe os componentes utilizados.

Figura 12 – Arduino Uno, sensor infravermelho e motor.

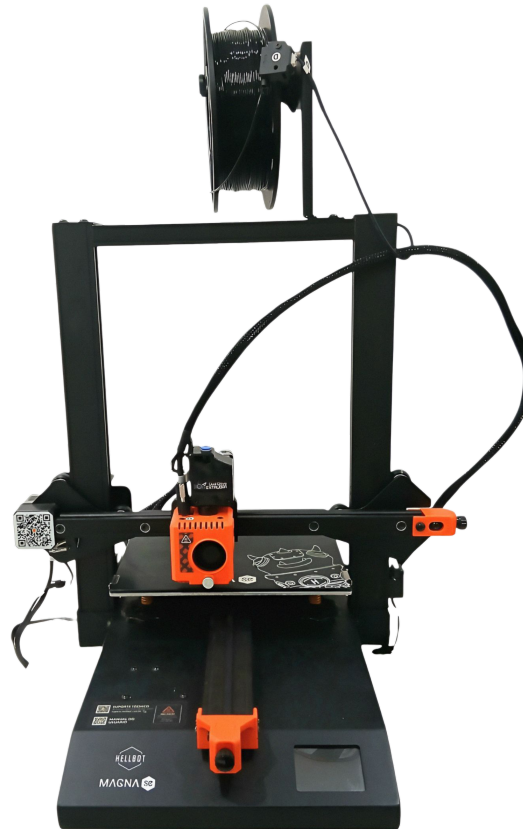


Fonte: Autor (2026).

3.1.4 Impressora 3D, microturbina eólica e difusor

A microturbina utilizada é um replica em escala de 10% de um turbina de 1,3 m de diâmetro que possui quatro pás e aerofólio NACA65₃-618 (Moreira *et al.*, 2020). O difusor é um modelo tipo lente com flange, apropriado para microturbinas eólicas devido à sua geometria compacta (Hu; Wang, 2015). Ambas as peças foram fabricadas por manufatura aditiva em PLA utilizando a impressora 3D Hellbot Magna SE disponível no Laboratório de Física da UFPA, Campus Ananindeua. A Figura 13 ilustra a impressora utilizada.

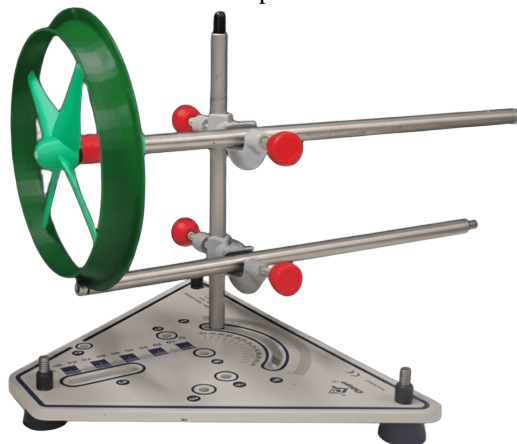
Figura 13 – Impressora 3D Hellbot Magna SE.



Fonte: Autor (2026).

A modelagem das peças foi realizada no *software* SolidWorks no Laboratório de Engenharia Mecânica da UFPA, Campus Guamá. A partir dos modelos tridimensionais, foi estimado o momento de inércia da turbina, obtendo-se o valor de $7,88 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$, considerando a densidade do filamento de PLA igual a 1240 kg/m^3 . O fatiamento foi feito no *software* Ultimaker Cura, adotando um preenchimento de 100% para garantir rigidez estrutural e evitar deformações em altas rotações (Arivalagan *et al.*, 2023). A Figura 14 apresenta o conjunto turbina, difusor e suporte utilizado.

Figura 14 – Turbina e difusor impressos em 3D fixados no suporte.



Fonte: Autor (2026).

3.2 Métodos

3.2.1 Caracterização do escoamento

Os experimentos foram realizados em uma bancada presente no Laboratório de Física do Campus Ananindeua da UFPA. A Figura 15 apresenta uma visão geral do laboratório.

Figura 15 – Visão geral do Laboratório de Física, Campus Ananindeua.

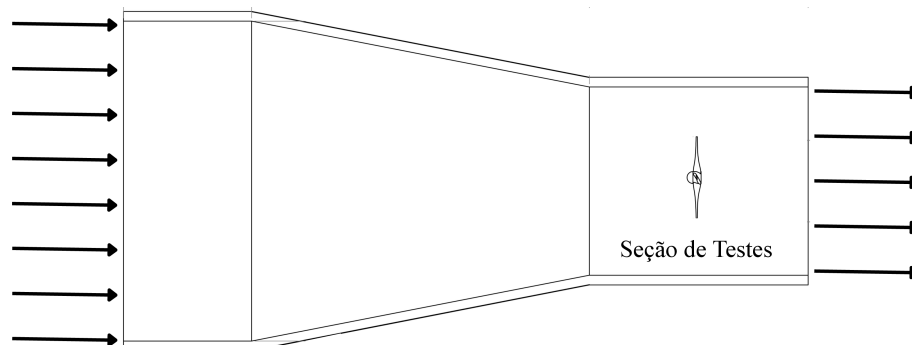


Fonte: Autor (2026).

Inicialmente, realizou-se uma análise preliminar do perfil de escoamento, com o túnel de vento operando no modo soprador. Os resultados evidenciaram a presença de elevados gradientes de velocidade ao longo da seção transversal, caracterizando um escoamento fortemente não uniforme. Tal condição se deve à ausência do cone de contração e do retificador de fluxo, componentes essenciais para túneis de vento que operam em modo soprador.

A Figura 16 ilustra a direção do escoamento incidente sobre a turbina com o túnel no modo soprador.

Figura 16 – Direção do escoamento e posicionamento da turbina para o túnel tipo soprador.

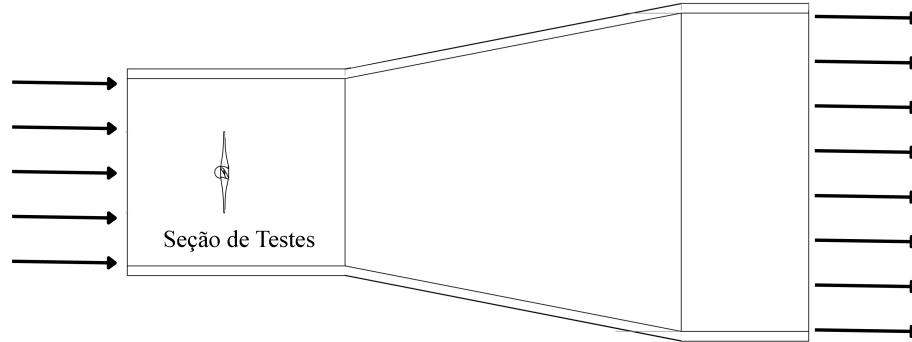


Fonte: Autor (2026).

Considerando o comportamento inadequado do modo soprador para a condução dos ensaios, adotou-se a operação do túnel de vento no modo sugador, estratégia amplamente utilizada para reduzir a turbulência induzida pelo ventilador em experimentos de pequena escala. Essa configuração possibilita a obtenção de um perfil de velocidade mais uniforme na região central da seção de testes, condição fundamental para a validação experimental dos resultados.

A Figura 17 ilustra a direção do escoamento incidente sobre a turbina com o túnel no modo sugador.

Figura 17 – Direção do escoamento e posicionamento da turbina para o túnel tipo sugador.



Fonte: Autor (2026).

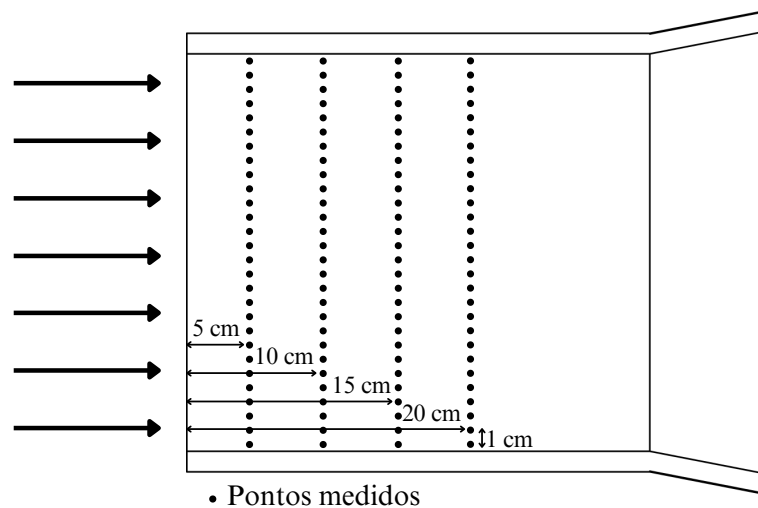
Com o objetivo de avaliar a uniformidade do escoamento na região de ensaio, foram realizadas medições em diversos pontos ao longo da direção vertical da seção de teste, visando à determinação das velocidades locais de escoamento. O perfil experimental obtido foi ajustado por meio do modelo empírico dado por (Salama, 2021):

$$u = u_0 \left[1 - \left(\frac{r}{r_w} \right)^m \right]^{\frac{1}{n}} \quad (39)$$

em que u representa a velocidade local do escoamento, u_0 a velocidade média no centro do túnel, r_w a menor distância entre o centro e a parede do túnel, m o parâmetro de ajuste associado à curvatura do perfil de velocidade e n o parâmetro de ajuste relacionado ao número de Reynolds do escoamento.

As medições foram efetuadas em quatro posições longitudinais distintas, permitindo a obtenção do perfil médio de velocidade no interior do túnel de vento. A Figura 18 apresenta os pontos de medição adotados.

Figura 18 – Pontos de medição utilizados na obtenção do perfil de velocidade do túnel.



Fonte: Autor (2026).

3.2.2 Modelagem do torque dissipativo

A modelagem do torque dissipativo nos mancais foi realizada com base em dados experimentais de desaceleração livre da turbina, obtidos a partir de ensaios controlados. O procedimento experimental foi repetido cinco vezes, nas quais a turbina foi inicialmente acelerada até elevados valores de velocidade angular por meio do aumento da rotação do exaustor. Em seguida, o exaustor foi desligado abruptamente, permitindo que o sistema evoluísse em regime de desaceleração puramente passiva, governada exclusivamente pelas perdas mecânicas internas.

Durante essa fase, assumindo a ausência de torque aerodinâmico atuante e desprezando efeitos externos adicionais, o torque dissipativo total do sistema foi estimado a partir da equação dinâmica rotacional:

$$T_d = -J_s \frac{d\omega}{dt} \quad (40)$$

As perdas por atrito nos mancais foram modeladas a partir de uma formulação inspirada no modelo de Palmgren com efeito Stribeck, amplamente consolidado na literatura e adequado à descrição dos diferentes regimes de atrito ao longo da faixa de velocidades angulares, resultando na seguinte expressão para o torque dissipativo (Moreira *et al.*, 2020; Vaz *et al.*, 2018):

$$T_d = C_1 \exp \left[- \left(\frac{\omega}{C_2} \right)^{C_3} \right] + C_4 \omega^{\frac{2}{3}} + C_5 \quad (41)$$

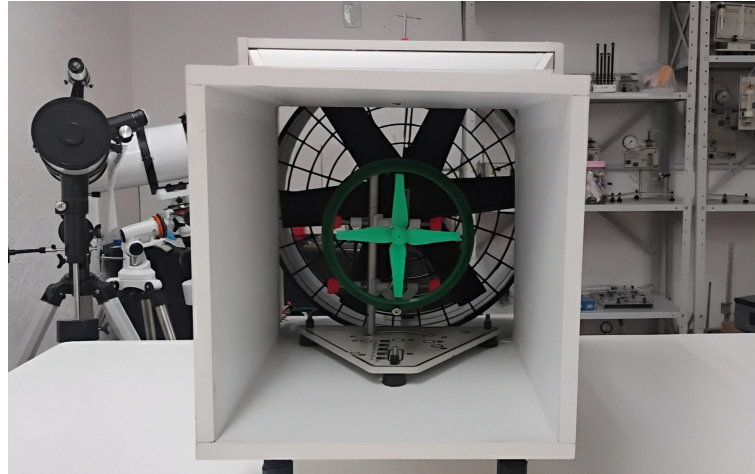
em que C_1 , C_2 , C_3 , C_4 e C_5 são coeficientes obtidos por uma regressão não linear dos valores estimados do torque dissipativo.

3.2.3 Caracterização experimental do regime dinâmico

A turbina sem difusor foi posicionada a 15 cm da entrada do túnel de vento, com o exaustor operando na velocidade mínima necessária para garantir a partida. A partir do repouso, a turbina acelerou até o regime permanente, tendo sua velocidade angular continuamente registrada pelo sistema de aquisição de dados. Esse procedimento foi repetido dez vezes, assegurando repetibilidade e confiabilidade estatística.

Em seguida, a turbina passou a operar com o difusor acoplado, mantendo-se a mesma posição em relação à entrada do túnel e a mesma condição de operação do exaustor. Novamente, foram realizados dez ensaios independentes, com o registro da evolução temporal da velocidade angular, permitindo a comparação direta entre as configurações com e sem difusor. A Figura 19 ilustra o posicionamento da turbina com difusor no interior do túnel de vento.

Figura 19 – Posicionamento da turbina com difusor no interior do túnel de vento.



Fonte: Autor (2026).

3.2.4 Modelagem numérica do regime dinâmico

Os resultados numéricos foram obtidos por meio de simulações numéricas desenvolvidas no *software* MATLAB. O torque mecânico da turbina foi obtido pela Teoria do Momento do Elemento de Pá, enquanto o torque dissipativo foi estimado a partir da formulação baseada no modelo de Palmgren, previamente calibrada. A massa específica do ar foi considerada constante, igual a $1,18 \text{ kg/m}^3$, e a velocidade do escoamento em esteira livre foi definida a partir da velocidade axial central obtida no ajuste do perfil de velocidade do túnel de vento.

Considerando que, em todos os ensaios, o motor operou sem carga elétrica, que o momento de inércia do gerador é desprezível frente ao da turbina e que o sistema apresenta acoplamento mecânico direto, a dinâmica rotacional do conjunto pode ser descrita pela seguinte equação diferencial ordinária:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{T_m - T_d}{J_s} \quad (42)$$

$$J_s \approx J_t \quad (43)$$

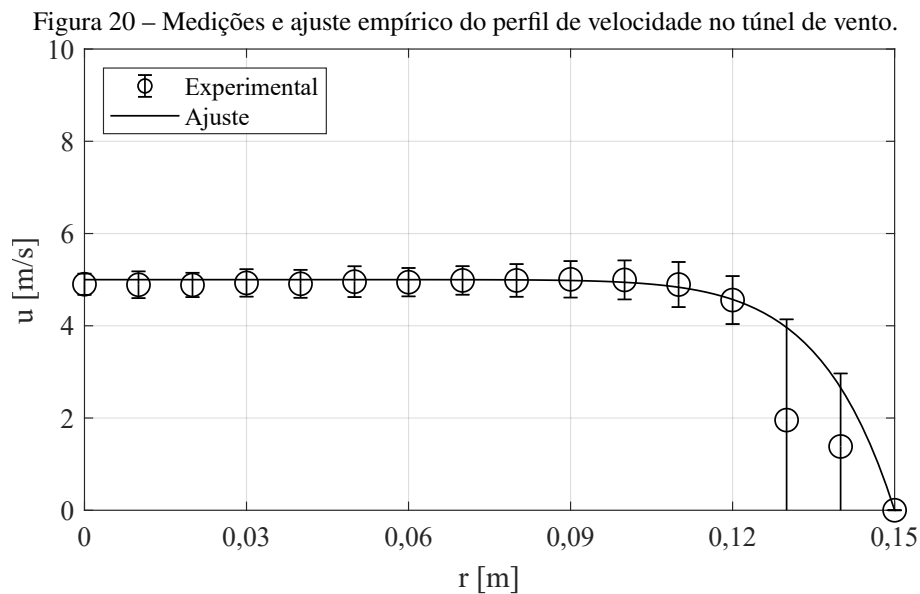
A equação diferencial foi resolvida numericamente pelo método de Runge–Kutta de quarta ordem, com passo temporal de 0,1 s, conforme práticas consolidadas para a simulação dinâmica de sistemas eólicos (Rueda; Vaz, 2014). A razão de aumento de velocidade induzida pelo difusor foi definida com base em dados da literatura, sendo assumida unitária ao longo do raio do rotor no caso sem difusor (Freitas e Silva *et al.*, 2018). O fator de indução axial crítico foi fixado em 0,2, conforme recomendado na literatura clássica (Spera, 1994).

Os coeficientes aerodinâmicos de sustentação e de arrasto do perfil NACA 65₃-618 foram obtidos de dados da literatura, referentes a um número de Reynolds constante e igual a 50.000 (Airfoiltools, 2025). Correções de pós-estol foram aplicadas para ângulos de ataque superiores a $11,9^\circ$, garantindo maior confiabilidade na estimativa dos coeficientes aerodinâmicos.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Análise da uniformidade do escoamento

O túnel de vento apresentou um desempenho satisfatório, embora exibisse uma camada limite relativamente espessa, o que é esperado devido à sua geometria simples e ao fato de diferir dos padrões de túneis de vento profissionais. A Figura 20 apresenta o perfil médio de velocidade.



Fonte: Autor (2026).

Observou-se ainda um elevado desvio padrão nas medições de velocidade realizadas nas regiões próximas às paredes da seção de teste. Esse comportamento está associado à influência direta da camada limite, na qual elevados gradientes de velocidade aumentam a sensibilidade das medições, bem como à possível presença de zonas locais de recirculação induzidas pela geometria simples do túnel e pela ausência de dispositivos de condicionamento do escoamento. Nessas regiões, pequenas flutuações no escoamento resultam em variações significativas nos valores medidos, aumentando a dispersão dos dados experimentais.

Essa limitação poderiam ser minimizada por meio da inserção de um cone de contração e de um retificador de fluxo, tais como telas ou estruturas do tipo colmeia, capazes de reduzir a intensidade da turbulência, uniformizar o campo de velocidades próximo às paredes e promover um desenvolvimento mais adequado do escoamento ao longo da seção de testes.

Com base nos dados experimentais, o perfil médio de velocidade foi ajustado utilizando a seguinte equação empírica:

$$u = 5 \left[1 - \left(\frac{r}{0,15} \right)^{11} \right]^{\frac{1}{11}} \quad (44)$$

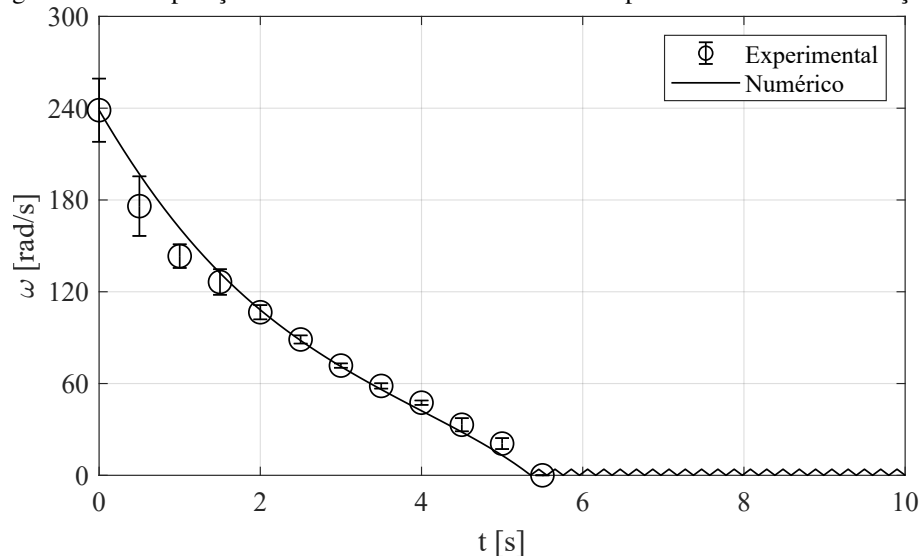
A partir do ajuste de curva, o expoente n foi igual a 1, indicando que, embora o túnel não possua um retificador de fluxo, o escoamento manteve um comportamento predominantemente laminar, compatível com um baixo número de Reynolds (Salama, 2021). Isso provavelmente se deve ao fato de o exaustor operar em modo de sucção, reduzindo a formação de vórtices que ocorreriam caso estivesse operando em modo de sopro (Vieira; Farias, 2025).

Por outro lado, o expoente m foi determinado como 11, mostrando que o escoamento ainda não está totalmente desenvolvido. Para um escoamento laminar totalmente desenvolvido, esse valor tenderia a 2, resultando em um perfil parabólico (Fasogbon; Ayoade; Oyedepo, 2023). Essa discrepância pode ser atribuída ao curto comprimento da seção de testes, o que limita o completo desenvolvimento do fluxo (He *et al.*, 2022). Apesar dessas limitações, o desvio padrão das medições indica um comportamento favorável para $0 \leq r \leq 0,1$ m, com um perfil razoavelmente uniforme, velocidade média próxima de 5 m/s e baixas variações, sugerindo mínima turbulência (Romblad *et al.*, 2022).

4.2 Análise do torque dissipativo nos mancais

O método adotado para determinar o torque dissipativo apresentou um bom resultado, pois mesmo sem um sensor de torque dedicado, a utilização do regime de desaceleração foi capaz de reproduzir o formato característico do torque dissipativo, incluindo o efeito Stribeck. A Figura 21 apresenta uma comparação entre a formulação proposta para o modelo dinâmico e os dados experimentais de desaceleração.

Figura 21 – Comparação entre os resultados numéricos e experimentais de desaceleração.



Fonte: Autor (2026).

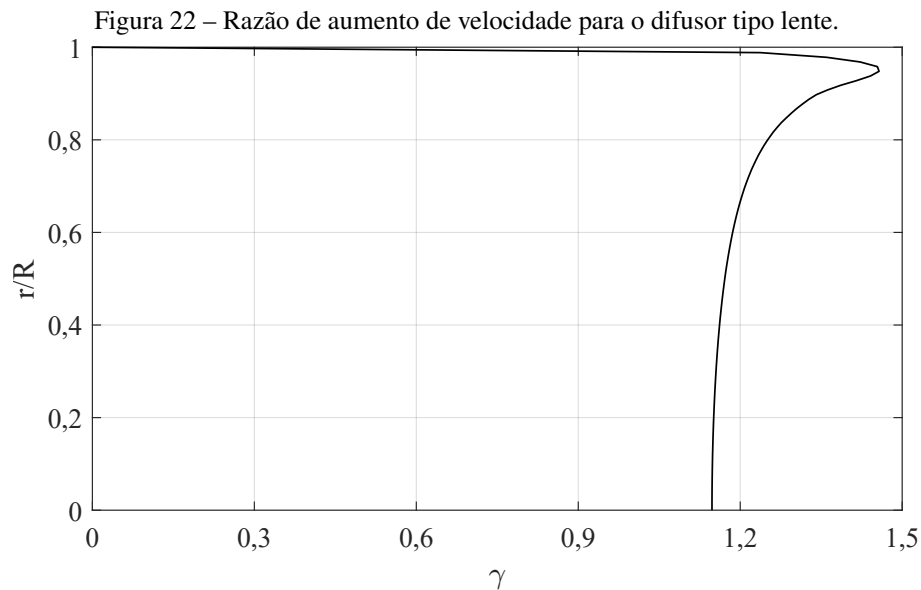
No presente caso, os efeitos dissipativos provenientes da carga axial não puderam ser incluídos, pois o método de desaceleração passiva não permite avaliar as forças axiais e radiais atuando no rotor, representando a principal limitação do método. Assim, o torque dissipativo foi modelado empiricamente como:

$$T_d = 1,403 \exp \left[- \left(\frac{\omega}{56,6} \right)^{0,85} \right] + 0,056\omega^{0,67} - 1,083 \quad [\text{N.mm}] \quad (45)$$

Os resultados indicam que o torque estático predomina até cerca de 56,6 rad/s, sendo superado pelo termo viscoso em velocidades mais elevadas (Vaz *et al.*, 2018). A rápida desaceleração da turbina evidencia a forte influência do torque dissipativo, indicando que, em turbinas de menor escala, as perdas associadas aos mancais apresentam significativa influência no desempenho do sistema (Moreira *et al.*, 2020). O bom ajuste da formulação ao arranjo experimental evidencia seu bom desempenho, embora desconsidere os efeitos das cargas axiais e radiais, que podem influenciar seu comportamento em outras condições (Lazović *et al.*, 2024).

4.3 Análise da partida da turbina com e sem difusor

A razão de aumento de velocidade fornecida pelo difusor foi obtida a partir de resultados de simulações numéricas disponíveis na literatura (Freitas e Silva *et al.*, 2018). A Figura 22 apresenta a razão de aumento de velocidade no interior do difusor.

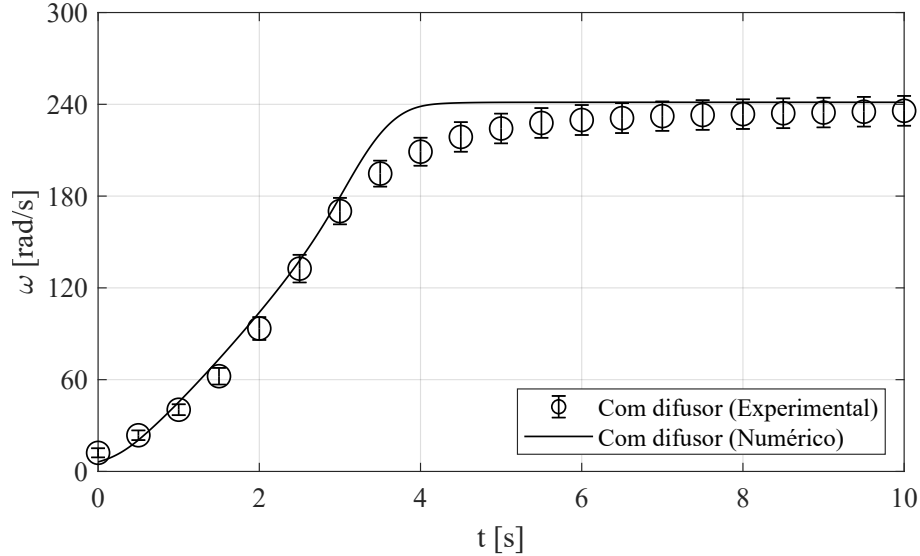


Fonte: Autor (2026).

O difusor do tipo lente apresenta um incremento de velocidade moderado quando comparado a modelos maiores, porém sua geometria compacta e o baixo arrasto aerodinâmico o tornam especialmente adequado para aplicações urbanas, nas quais restrições de espaço e segurança são relevantes (Ohya; Karasudani, 2010). Além disso, esse tipo de difusor contribui para a redução da separação do escoamento nas bordas, favorecendo ganhos de eficiência sem a necessidade de grandes áreas de instalação (Hwang; Wu; Chang, 2024).

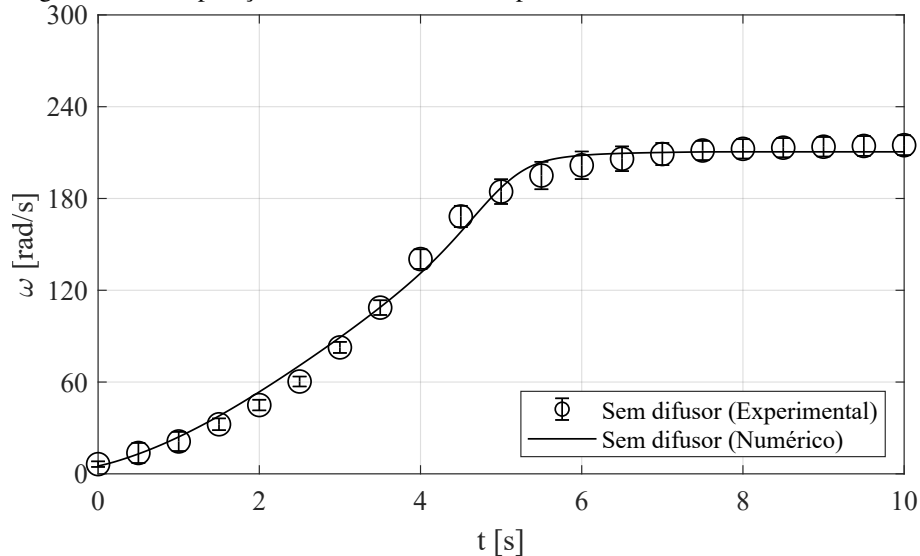
As Figuras 24 e 23 apresentam a aproximação entre os resultados numéricos e experimentais com e sem difusor, respectivamente.

Figura 23 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos com difusor..



Fonte: Autor (2026).

Figura 24 – Comparação entre os resultados experimentais e numéricos sem difusor.



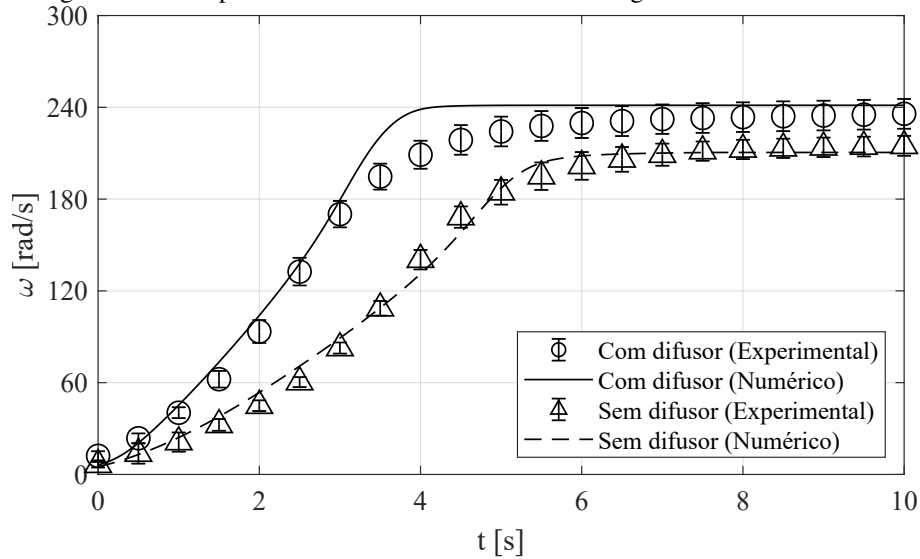
Fonte: Autor (2026).

Apesar dos valores numéricos não coincidirem exatamente com os experimentais, o modelo conseguiu reproduzir satisfatoriamente o comportamento dinâmico observado, capturando a influência do difusor na velocidade angular e no tempo de aceleração da turbina com difusor em relação a sem difusor.

A discrepância entre os valores numéricos e experimentais pode estar associada a simplificações do modelo, que desconsidera a eficiência do difusor, bem como à ausência de dados experimentais para os coeficientes de arrasto e sustentação (Koning *et al.*, 2023). Além disso, a razão de aumento de velocidade adotada a partir da literatura pode diferir daquela presente no experimento, em função da presença de uma camada limite espessa (Mo; Liu, 2023).

A Figura 25 apresenta o comportamento dinâmico da velocidade angular para ambos os sistemas, com e sem difusor.

Figura 25 – Comportamento dinâmico da velocidade angular com e sem difusor.



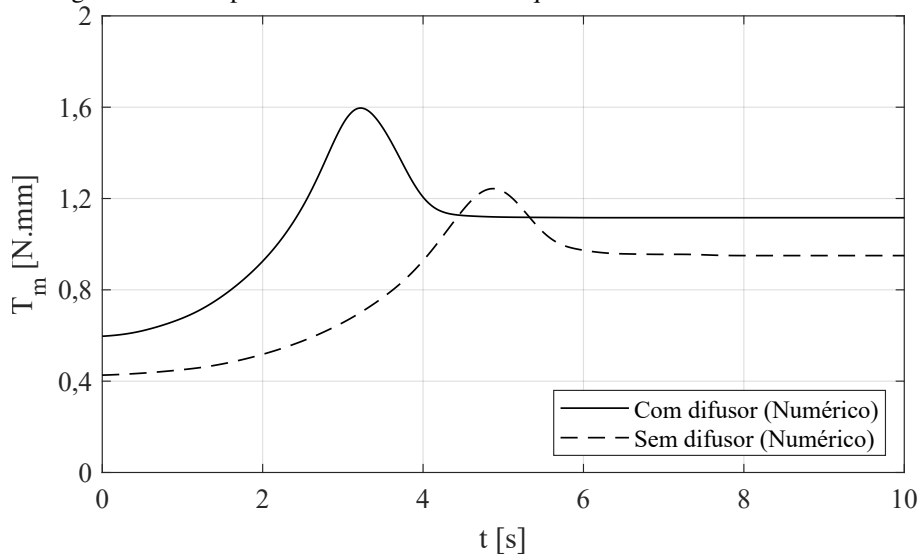
Fonte: Autor (2026).

A diferença de aceleração observada entre ambas as configurações está fortemente relacionada ao desbalanço entre o torque mecânico da turbina e o torque dissipativo dos mancais. Os resultados indicam que, nas simulações, a velocidade angular com difusor foi aproximadamente 16% maior que a sem difusor, enquanto nos experimentos esse ganho foi de cerca de 9%.

Em regime permanente, ambos os sistemas atingem o equilíbrio entre torque mecânico e dissipativo, resultando em aceleração nula (Moreira *et al.*, 2020). Devido ao aumento de velocidade promovido pelo difusor, a turbina com difusor alcançou a maior velocidade angular em regime permanente e atingiu esse regime em menor tempo quando comparado a sem difusor (Vaz *et al.*, 2019).

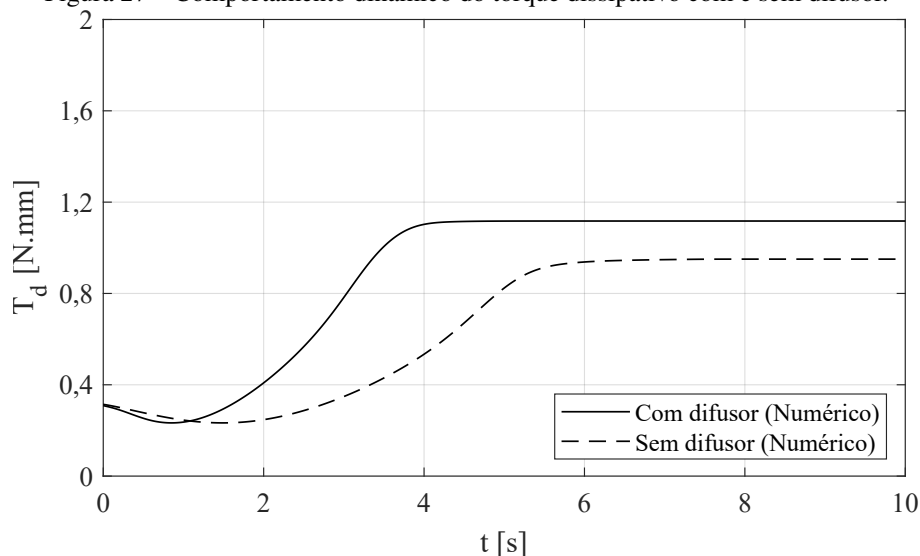
As Figuras 26 e 27 mostram, respectivamente, o comportamento do torque mecânico e do dissipativo.

Figura 26 – Comportamento dinâmico do torque mecânico com e sem difusor.



Fonte: Autor (2026).

Figura 27 – Comportamento dinâmico do torque dissipativo com e sem difusor.



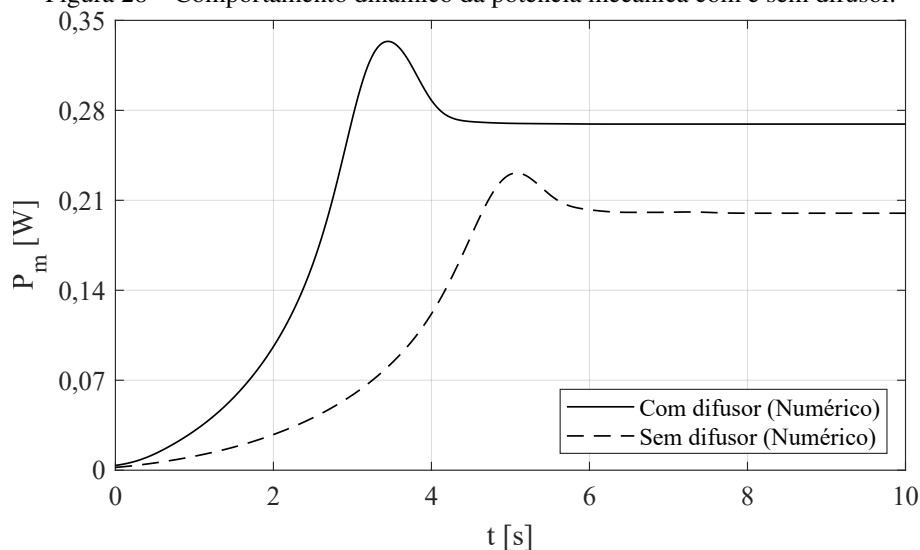
Fonte: Autor (2026).

Embora o uso do difusor resulte em maior torque dissipativo devido às velocidades angulares mais elevadas, o aumento do torque mecânico permanece dominante, compensando as perdas adicionais por atrito. O torque mecânico máximo com difusor foi de aproximadamente 1,6 N.mm, frente a 1,24 N.mm sem difusor, correspondendo a um ganho de 29%. No regime permanente, o torque mecânico foi de 1,12 N.mm com difusor e 0,95 N.mm sem difusor.

Esse ganho de torque resulta em maior aceleração, a qual, por sua vez, aumenta a velocidade angular e, conseqüentemente, o torque dissipativo, uma vez que depende da rotação (Vaz *et al.*, 2019). Esse ganho significativo demonstra o impacto positivo do uso de difusores na eficiência de microturbinas eólicas, mesmo com geometrias compactas como o difusor tipo lente empregado neste estudo (Ilhan; Sahin; Bilgili, 2022).

A Figura 28 mostra o comportamento dinâmico da potência mecânica para ambos os sistemas, com e sem difusor.

Figura 28 – Comportamento dinâmico da potência mecânica com e sem difusor.

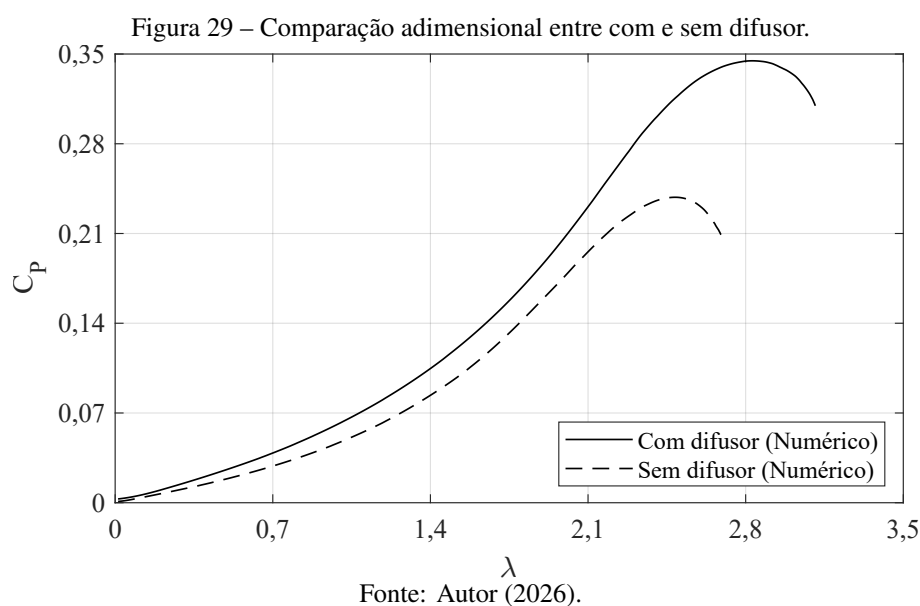


Fonte: Autor (2026).

Nos resultados obtidos, a configuração com difusor atingiu uma potência máxima de aproximadamente 0,33 W, enquanto a sem difusor alcançou 0,23 W, representando um aumento de cerca de 43%. Além disso, o ganho observado ocorre sem penalidades estruturais relevantes, reforçando a viabilidade do uso de difusores compactos em aplicações de pequena escala.

Um dos parâmetros mais relevantes em sistemas eólicos é a potência, que depende diretamente do torque da turbina e da velocidade de angular (Palanimuthu *et al.*, 2022). Desse modo, o aumento de velocidade proporcionado pelo difusor eleva a energia cinética disponível no escoamento, aumentando a taxa de conversão de energia aerodinâmica em energia mecânica no eixo do rotor (Picanço *et al.*, 2022). Além disso, a turbina com difusor não apenas atingiu valores superiores, como também apresentou estabilização mais rápida da potência ao longo do tempo, indicando um comportamento mais estável e eficiente em regime permanente quando comparada a turbinas sem difusor (Vaz *et al.*, 2019).

A Figura 29 apresenta o coeficiente de potência da turbina em função da sua TSR para ambos os sistemas, com e sem difusor.



Observa-se que, até aproximadamente uma TSR de 0,2, ambas as configurações apresentam desempenho muito similares. Entre uma TSR de 0,2 e 2,1, as diferenças começam a se acentuar, tornando-se evidentes para valores acima de 2,1. Nesse intervalo, a microturbina eólica sem difusor atinge seu ponto ótimo em uma TSR de 2,5, com coeficiente de potência máximo de 0,24, enquanto a com difusor alcançou seu ponto ótimo em uma TSR de 2,8, com coeficiente de potência máximo de 0,34.

Esses resultados estão alinhados com a literatura e são altamente relevantes para o projeto de turbinas eólicas em qualquer escala (Kosasih; Tondelli, 2012). Eles corroboram a hipótese de que o aumento local de velocidade induzido pelo difusor pode melhorar substancialmente o desempenho global da turbina sem exigir aumento no diâmetro do rotor ou redesenho das pás (Wang; Song; Yan, 2019).

5 CONCLUSÃO

Os resultados apresentados neste trabalho evidenciam a influência do difusor tipo lente no desempenho dinâmico de turbinas eólicas em pequena escala. O difusor promoveu um aumento perceptível da velocidade do ar na região do rotor, contribuindo diretamente para maiores valores de torque e potência gerada. Experimentalmente, a configuração com difusor apresentou aceleração mais rápida, maior velocidade angular em regime permanente e um ganho significativo de potência quando comparada à configuração convencional.

O modelo numérico, baseado na Teoria do Momento do Elemento de Pá e na equação fundamentada no modelo de atrito de Palmgren, foi capaz de reproduzir com boa precisão tanto o comportamento transiente quanto o regime permanente observados experimentalmente, mesmo com as simplificações adotadas. A consistência entre os resultados numéricos e experimentais valida a metodologia proposta como uma ferramenta eficaz para a análise de turbinas em pequena escala. Além disso, evidencia como o difusor influencia as características aerodinâmicas da turbina, contribuindo para a melhoria do seu desempenho.

Além disso, o deslocamento da TSR ótima de 2,5 para 2,8 e o aumento do coeficiente de potência máximo de 0,24 para 0,34 indicam que o difusor não apenas melhora a eficiência aerodinâmica, mas também altera as características operacionais da turbina. Essa análise é crucial porque permite identificar a faixa de operação em que a turbina converte o vento em energia de forma mais eficiente. Esse efeito deve ser considerado no desenvolvimento de estratégias de controle de potência, como sistemas com rastreamento de ponto de máxima potência, e na seleção do tipo adequado de gerador.

O deslocamento da TSR ótima ocorre porque, para uma mesma velocidade de vento, a turbina com difusor tende a atingir uma velocidade angular maior quando comparada à mesma turbina sem difusor. Já o aumento do coeficiente de potência máximo ocorre devido ao fato de que, para uma mesma velocidade de vento, a turbina consegue gerar mais potência mecânica, o que explica por que, em alguns sistemas, a turbina com difusor supera o limite de Betz.

De modo geral, os resultados demonstram que difusores compactos do tipo lente são uma alternativa promissora para aprimorar o desempenho de microturbinas eólicas, especialmente em aplicações urbanas ou em regiões com baixos regimes de vento, como a Amazônia. Para trabalhos futuros, recomenda-se investigar diferentes geometrias de difusores, considerar a eficiência do difusor nas simulações, analisar o impacto de cargas axiais no torque dissipativo e aprimorar o túnel de vento por meio da incorporação de um cone de contração e um retificador de fluxo.

REFERÊNCIAS

- ABE, K; NISHIDA, M; SAKURAI, A; OHYA, Y; KIHARA, H; WADA, E; SATO, K. Experimental and numerical investigations of flow fields behind a small wind turbine with a flanged diffuser. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 93, n. 12, p. 951–970, 2005.
- ABE, K; OHYA, Y. An investigation of flow fields around flanged diffusers using CFD. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 92, n. 3-4, p. 315–330, 2004.
- AGHA, A.; CHAUDHRY, H. N.; WANG, F. Diffuser augmented wind turbine (DAWT) technologies: A review. **International Journal of Renewable Energy Research**, International Journal of Renewable Energy Research, v. 8, n. 3, p. 1369–1385, 2018.
- AHMAD, N.; CHARAN, S.; SINGH, V. P. Study of numerical accuracy of Runge-Kutta second, third and fourth order method. **International Journal of Computer and Mathematical Sciences**, v. 4, n. 6, p. 111–118, 2015.
- AIRFOILTOOLS. NACA 65(3)-618 (naca653618-il) Xfoil prediction polar at RE=50,000 Ncrit=9. [S. l.: s. n.], 2025.
- AL-QURAISHI, B. A.; ASMUIN, N. Z.; MOHD, S.; AL-WAHID, W. A. A.; MOHAMMED, A. N. Review on diffuser augmented wind turbine (DAWT). **International Journal of Integrated Engineering**, v. 11, n. 1, p. 178–206, 2019.
- ALAM, M. A review of wind turbine blade morphing: Power, vibration, and noise. **Fluid Dynamics & Materials Processing**, Tech Science Press, v. 21, n. 4, p. 657, 2025.
- ALI, M. A. Development and analysis of advanced numerical algorithms for solving differential equations using Taylor, Euler, and Runge-Kutta Methods. **Journal of Computational Analysis & Applications**, v. 34, n. 8, p. 218, 2025.
- ALKHABBAZ, A.; RAHIMI, H. R.; KASAEIAN, A.; MOSAVI, A.; GANJI, A. Impact of compact diffuser shroud on wind turbine aerodynamic performance: CFD and experimental investigations. **International Journal of Mechanical Sciences**, v. 216, p. 106978, 2022.
- ALRABIAA, H.; ALI, A. Applications of Taylor Series in real analysis. **Mathematics for Application**, v. 14, n. 1, p. 121, 2025.
- ARAÚJO, F. R. P.; PEREIRA, M. G.; FREITAS, M. A. V.s; SILVA, N. F.; DANTAS, E. J. A. Bigger is not always better: Review of small wind in Brazil. **Energies**, MDPI, v. 14, n. 4, p. 976, 2021.
- ARIVALAGAN, S.; S., R.; ČEP, R.; KUMAR, M. S. Optimization and experimental investigation of 3D printed micro wind turbine blade made of PLA material. **Materials**, MDPI, v. 16, n. 6, p. 2508, 2023.

BAKIRCI, M.; YILMAZ, S. Theoretical and computational investigations of the optimal tip-speed ratio of horizontal-axis wind turbines. **Engineering Science and Technology, an International Journal**, Elsevier, v. 21, n. 6, p. 1128–1142, 2018.

BARBOSA, D. L. M.; VAZ, J. R. P.; FIGUEIREDO, S. W. O.; SILVA, M. O. E.; LINS, E. F.; MESQUITA, A. L. A. An investigation of a mathematical model for the internal velocity profile of conical diffusers applied to DAWTs. **Anais da Academia Brasileira de Ciências**, SciELO Brasil, v. 87, n. 2, p. 1133–1148, 2015.

BARTHELMIE, R. J.; PRYOR, S. C. Climate change mitigation potential of wind energy. **Climate**, MDPI, v. 9, n. 9, p. 136, 2021.

BISWAS, B.; CHATTERJEE, S.; MUKHERJEE, S.; PAL, S. A discussion on Euler method: A review. **Electronic Journal of Mathematical Analysis and Applications**, v. 1, n. 2, p. 2090–2792, 2013.

FARIAS, G. M.; GALHARDO, M. A. B.; VAZ, J. R. P.; PINHO, J. T. A steady-state based model applied to small wind turbines. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, Springer, v. 41, n. 5, p. 209, 2019.

FASOGBON, S. K.; AYOADE, A. B.; OYEDEPO, S. O. Modeling laminar flow in converging-diverging channels. **International Journal of Fluid Mechanics Research**, Begel House Inc., v. 50, n. 2, p. 17–29, 2023.

FREITAS E SILVA, P. A. S.; RIO VAZ, D. A. T. D.; BRITTO, V.; OLIVEIRA, T. F.; VAZ, J. R. P.; BRASIL JUNIOR, A. C. P. A new approach for the design of diffuser-augmented hydro turbines using the Blade Element Momentum. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 165, p. 801–814, 2018.

GLAUERT, H. Aerodynamic theory. **The Aeronautical Journal**, Cambridge University Press, v. 34, n. 233, p. 409–414, 1930.

GÓES, M. F. B.; ANDRADE, J. C. S.; JABBOUR, C. J. C.; SILVA, M. S. Wind power projects in Brazil: challenges and opportunities increasing co-benefits and implications for climate and energy policies. **Environment, Development and Sustainability**, Springer, v. 23, n. 10, p. 15341–15367, 2021.

GOLUB, G. H.; ORTEGA, J. M. **Scientific computing and differential equations: an introduction to numerical methods**. [S. l.]: Elsevier, 2014.

HE, R.; SUN, H.; GAO, X.; YANG, H. Wind tunnel tests for wind turbines: A state-of-the-art review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 166, p. 112675, 2022.

HU, J. F.; WANG, W. X. Upgrading a shrouded wind turbine with a self-adaptive flanged diffuser. **Energies**, v. 8, n. 6, p. 5319–5337, 2015.

HWANG, P. W.; WU, J. H.; CHANG, Y. J. Optimization based on computational fluid dynamics and machine learning for the performance of diffuser-augmented wind turbines with inlet shrouds. **Sustainability**, MDPI, v. 16, n. 9, p. 3648, 2024.

ILHAN, A.; SAHIN, B.; BILGILI, M. A review: diffuser augmented wind turbine technologies. **International Journal of Green Energy**, Taylor & Francis, v. 19, n. 1, p. 1–27, 2022.

KONING, W. J. F.; ROMANDER, E. A.; CUMMINGS, H. V.; PEREZ PEREZ, B. N.; BUNING, P. G. On improved understanding of airfoil performance evaluation methods at low Reynolds numbers. **Journal of Aircraft**, American Institute of Aeronautics e Astronautics, v. 60, n. 3, p. 774–788, 2023.

KOSASIH, B.; TONDELLI, A. Experimental study of shrouded micro-wind turbine. **Procedia Engineering**, v. 49, p. 92–98, 2012.

KRIVOVICHEV, G. V. Stability optimization of explicit Runge–Kutta methods with higher-order derivatives. **Algorithms**, MDPI, v. 17, n. 12, p. 535, 2024.

LAZOVIĆ, T.; MARINKOVIĆ, A.; ATANASOVSKA, I.; SEDAK, M.; STOJANOVIĆ, B. From innovation to standardization-A century of rolling bearing life formula. **Machines**, MDPI, v. 12, n. 7, p. 444, 2024.

LIMACHER, E. J.; SILVA, P. O.; BARBOSA, P. E.; VAZ, J. R. P. Large exit flanges in diffuser-augmented turbines lead to sub-optimal performance. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 204, p. 104228, 2020.

LIPIAN, M.; STENCEL, R.; SEWERYN, A.; LICHOTA, P.; WISNIEWSKI, J.; SOBCZAK, K. Small wind turbine augmentation: Experimental investigations of shrouded-and twin-rotor wind turbine systems. **Energy**, v. 186, p. 115855, 2019.

LIU, J.; LI, X. A review of calculation and analysis methods of friction torques and power losses of rolling element bearings. **Mechanics Based Design of Structures and Machines**, Taylor & Francis, p. 1–21, 2025.

MASUKUME, P. M.; MAKAKA, G.; MUKUMBA, P. Optimization of the power output of a bare wind turbine by the use of a plain conical diffuser. **Sustainability**, v. 10, n. 8, p. 2647, 2018.

MESQUITA, A. L. A.; MESQUITA, A. L. A.; PALHETA, F. C.; VAZ, J. R. P.; MORAIS, M. V. G.; GONÇALVES, C. A methodology for the transient behavior of horizontal axis hydrokinetic turbines. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 87, p. 1261–1268, 2014.

MO, Z.; LIU, C. H. Inertial and roughness sublayer flows over real urban morphology: A comparison of wind tunnel experiment and large-eddy simulation. **Urban Climate**, Elsevier, v. 49, p. 101530, 2023.

MOREIRA, J. L. R.; MESQUITA, A. L. A.; ARAUJO, L. F.; GALHARDO, M. A. B.; VAZ, J. R. P.; PINHO, J. T. Experimental investigation of drivetrain resistance applied to small wind turbines. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 153, p. 324–333, 2020.

NORTON, R. L. **Projeto de máquinas**. [S. l.]: Bookman editora, 2013.

OHYA, Y.; KARASUDANI, T. A shrouded wind turbine generating high output power with wind-lens technology. **Energies**, MDPI, v. 3, n. 4, p. 634–649, 2010.

OHYA, Y.; KARASUDANI, T.; SAKURAI, A.; ABE, K. I.; INOUE, M. Development of a shrouded wind turbine with a flanged diffuser. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, v. 96, n. 5, p. 524–539, 2008.

OLIVEIRA, H. A.; MATOS, J. G.; RIBEIRO, L. A. S.; SAAVEDRA, O. R.; VAZ, J. R. P. Assessment of correction methods applied to BEMT for predicting performance of horizontal-axis wind turbines. **Sustainability**, MDPI, v. 15, n. 8, p. 7021, 2023.

OWENS, B. N. **The wind power story: a century of innovation that reshaped the global energy landscape**. [S. l.]: John Wiley & Sons, 2019.

PALANIMUTHU, K.; MAYILSAMY, G.; BASHEER, A. A.; LEE, S. R.; SONG, D.; JOO, Y. H. A review of recent aerodynamic power extraction challenges in coordinated pitch, yaw, and torque control of large-scale wind turbine systems. **Energies**, MDPI, v. 15, n. 21, p. 8161, 2022.

PALMGREN, A. Ball and roller bearing engineering. **Philadelphia: SKF Industries Inc**, 1959.

PEREIRA, T. M.; VAZ, J. R. P. A new approach to predict the cascade effect in turbine flowmeters applied to liquefied petroleum gas. **Revista Fuentes, El Reventón Energético**, Universidad Industrial de Santander, v. 22, n. 1, p. 79–97, 2024.

PICANÇO, H. P.; LIMA, A. K. F.; RIO VAZ, D. A. T. D.; LINS, E. F.; VAZ, J. R. Cavitation inception on hydrokinetic turbine blades shrouded by diffuser. **Sustainability**, MDPI, v. 14, n. 12, p. 7067, 2022.

RAGHEB, M. History of harnessing wind power. *In*: WIND ENERGY ENGINEERING. [S. l.]: Elsevier, 2017. p. 127–143.

RAHAMAN, M. L.; BERNAL, E.; SPIRYAGIN, M.; COLE, C.; BUCKLEY, R.; WU, Q. A review on frictional torque reduction approaches for energy efficient roller bearings. **Advances**

in **Mechanical Engineering**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 17, n. 5, p. 16878132251340233, 2025.

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. 87, p. 1116–1123, 2014.

RIO VAZ, D. A. T. D.; VAZ, J. R. P.; FREITAS E SILVA, P. A. S. An approach for the optimization of diffuser-augmented hydrokinetic blades free of cavitation. **Energy for Sustainable Development**, Elsevier, v. 45, p. 142–149, 2018.

ROMBLAD, J.; GREINER, M.; GUISSART, A.; WÜRZ, W. Characterization of low levels of turbulence generated by grids in the settling chamber of a laminar wind tunnel. **Experiments in Fluids**, Springer, v. 63, n. 4, p. 65, 2022.

RUEDA, S. A. J.; VAZ, J. R. P. An approach for the transient behavior of horizontal axis wind turbines using the Blade Element Theory. **Portugal: Science & Engineering Journal**, v. 24, n. 2, p. 95–102, 2014.

SALAMA, A. Velocity profile representation for fully developed turbulent flows in pipes: A modified power law. **Fluids**, MDPI, v. 6, n. 10, p. 369, 2021.

SILVA, I. L.; MELO, M. V. M.; NUNES, V. Q. G.; IKUNO, F. C. The sustainable potential of hydrokinetic turbines in the Amazon basin. **Observatório de la Economía Latinoamericana**, v. 21, n. 9, p. 13216–13252, 2023.

SILVA, R. C.; NETO, I. M.; SEIFERT, S. S. Electricity supply security and the future role of renewable energy sources in Brazil. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier, v. 59, p. 328–341, 2016.

SOUSA, D. L. P.; NOBRE, J. C. A.; VAZ, J. R. P.; VALE, S. B.; JOHN, I. H.; PEREIRA, T. M. Efecto cascada en una turbina eólica de eje horizontal multipala. **Revista Fuentes, El Reventón Energético**, v. 22, n. 2, p. 83–91, 2024.

SPERA, D. A. **Wind Turbine Technology**. New York: ASME Press, 1994.

STRIBECK, R. The key qualities of sliding and roller bearings. **Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure**, v. 46, n. 38, p. 1342–1348, 1902.

SYAHPUTRA, R.; SOESANTI, I. Performance improvement for small-scale wind turbine system based on maximum power point tracking control. **Energies**, MDPI, v. 12, n. 20, p. 3938, 2019.

TORRES, N. N. S.; LEDESMA, J. J. G.; CAVALLARI, M. R.; ANDO JUNIOR, O. H. Amazon kit: proposal for an innovative energy generation and storage solution for sustainable development of isolated communities. **Sustainability**, MDPI, v. 16, n. 15, p. 6280, 2024.

VAZ, J. R. P.; LIMA, A. K. F.; LINS, E. F. Assessment of a diffuser-augmented hydrokinetic turbine designed for harnessing the flow energy downstream of dams. **Sustainability**, v. 15, n. 9, p. 7671, 2023.

VAZ, J. R. P.; MESQUITA, A. L. A.; MESQUITA, A. L. A.; OLIVEIRA, T. F.; BRASIL JUNIOR, A. C. P. Powertrain assessment of wind and hydrokinetic turbines with diffusers. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 195, p. 1012–1021, 2019.

VAZ, J. R. P.; WOOD, D. H. Aerodynamic optimization of the blades of diffuser-augmented wind turbines. **Energy Conversion and Management**, Elsevier, v. 123, p. 35–45, 2016.

VAZ, J. R. P.; WOOD, D. H. Effect of the diffuser efficiency on wind turbine performance. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 126, p. 969–977, 2018.

VAZ, J. R. P.; WOOD, D. H.; BHATTACHARJEE, D.; LINS, E. F. Drivetrain resistance and starting performance of a small wind turbine. **Renewable Energy**, Elsevier, v. 117, p. 509–519, 2018.

VELOSO, M. J. G.; SANTOS, C. H. P. dos; VAZ, J. R. P.; CHAVES NETO, A. M. Quasi-steady analysis of a small wind rotor with swept blades. **Sustainability**, MDPI, v. 15, n. 13, p. 10211, 2023.

VIEIRA, E. M.; FARIAS, E. S. Design and development of a low-cost open-type wind tunnel. **International Journal of Mechanical Engineering Education**, SAGE Publications Sage UK: London, England, v. 53, n. 3, p. 597–610, 2025.

VITERNA, L. A.; CORRIGAN, R. D. Fixed pitch rotor performance of large horizontal axis wind turbines. **Large Horizontal-Axis Wind Turbines**, 1982.

WANG, W. Q.; SONG, K.; YAN, Y. Influence of interaction between the diffuser and rotor on energy harvesting performance of a micro-diffuser-augmented hydrokinetic turbine. **Ocean Engineering**, Elsevier, v. 189, p. 106293, 2019.

WATANABE, K.; OHYA, Y. A simple theory and performance prediction for a shrouded wind turbine with a brimmed diffuser. **Energies**, MDPI, v. 14, n. 12, p. 3661, 2021.

WINDBOX. **Componentes dos aerogeradores**. 2020. Disponível em: <https://windbox.com.br/blog/componentes-dos-aerogeradores/>.

APÊNDICE A - MODELO DINÂMICO

```

1 close all; clear all; clc;
2 tic;
3
4 EXP = load('exp_diff.txt');
5 t_exp = EXP(:,1);
6 omega_exp = EXP(:,2);
7 error_exp = EXP(:,3);
8
9 t = 0:0.01:12;
10 Nt = length(t);
11 dt = t(2)-t(1);
12
13 omega = zeros(1, Nt);
14 Tm = zeros(1, Nt);
15 Td = zeros(1, Nt);
16 Pm = zeros(1, Nt);
17 Em = zeros(1, Nt);
18 TSR = zeros(1, Nt);
19 CP = zeros(1, Nt);
20 CT = zeros(1, Nt);
21 CE = zeros(1, Nt);
22
23 R = 0.065;
24 Jt = 7.6e-6;
25 V = 5;
26 rho = 1.18;
27
28 omega(1) = 1;
29
30 [Tm(1), Em(1)] = BEM_MODEL(omega(1), V);
31 [Td(1)] = PALMGREN_MODEL(omega(1));
32 Pm(1) = Tm(1) * omega(1);
33
34 TSR(1) = (omega(1) * R) / V;
35 CP(1) = (Pm(1)) / (0.5 * rho * pi * R^2 * V^3);
36 CT(1) = (Tm(1)) / (0.5 * rho * pi * R^3 * V^2);
37 CE(1) = (Em(1)) / (0.5 * rho * pi * R^2 * V^2);
38
39 figure;
40 hold on; grid on;
41
42 errorbar(t_exp, omega_exp, error_exp, "ko", "markersize", 10, "linewidth",
43         1);
44 h_calc = plot(t(1), omega(1), "k-", "linewidth", 1);

```

```

45 xlabel("Tempo (s)");
46 ylabel("\omega (rad/s)");
47 legend("Experimental", "Calculado", "location", "best");
48 xlim([0 t(end)]);
49 ylim([0 300]);
50
51 drawnow;
52
53 for i = 2:Nt
54     [omega(i)] = RUNGE_KUTTA(Jt, V, omega(i-1), dt);
55     [Tm(i), Em(i)] = BEM_MODEL(omega(i), V);
56     [Td(i)] = PALMGREN_MODEL(omega(i));
57     Pm(i) = Tm(i) * omega(i);
58     TSR(i) = (omega(i) * R) / V;
59     CP(i) = (Pm(i)) / (0.5 * rho * pi * R^2 * V^3);
60     CT(i) = (Tm(i)) / (0.5 * rho * pi * R^3 * V^2);
61     CE(i) = (Em(i)) / (0.5 * rho * pi * R^2 * V^2);
62
63     set(h_calc, "XData", t(1:i), "YData", omega(1:i));
64     drawnow;
65 end
66
67 SaveResults(t, omega, Tm, Td, Pm, Em, TSR, CP, CT, CE);
68
69 toc;
70
71 function [omega] = RUNGE_KUTTA(Jt, V, omega1, dt)
72
73 Tm = BEM_MODEL(omega1, V);
74 Td = PALMGREN_MODEL(omega1);
75
76     if Tm <= Td
77         K1 = 0;
78     else
79         K1 = (Tm - Td) / Jt;
80     end
81
82 omega2 = omega1 + (dt/2) * K1;
83
84 Tm = BEM_MODEL(omega2, V);
85 Td = PALMGREN_MODEL(omega2);
86
87     if Tm <= Td
88         K2 = 0;
89     else
90         K2 = (Tm - Td) / Jt;
91     end

```

```

92
93 omega3 = omega1 + (dt/2) * K2;
94
95 Tm = BEM_MODEL(omega3, V);
96 Td = PALMGREN_MODEL(omega3);
97
98     if Tm <= Td
99         K3 = 0;
100     else
101         K3 = (Tm - Td) / Jt;
102     end
103
104 omega4 = omega1 + dt * K3;
105
106 Tm = BEM_MODEL(omega4, V);
107 Td = PALMGREN_MODEL(omega4);
108
109     if Tm <= Td
110         K4 = 0;
111     else
112         K4 = (Tm - Td) / Jt;
113     end
114
115 omega = omega1 + (dt/6) * (K1 + 2*K2 + 2*K3 + K4);
116
117 end
118
119 function [Td] = PALMGREN_MODEL(omega)
120
121 C1 = 0.001403185;
122 C2 = 56.60156000;
123 C3 = 0.849695600;
124 C4 = 0.000055598;
125 C5 = -0.001083315;
126
127 Td = C1.* exp(-(omega./C2).^C3) + C4.* omega.^(2/3) + C5;
128
129 end
130
131 function [Tm, Em] = BEM_MODEL(omega,V)
132
133 persistent blade_shape airfoil_data
134
135 if isempty(blade_shape)
136     blade_shape = load('Blade_shape_opt.txt');
137     airfoil_data = load('NACA653618RE50000N9.txt');
138 end

```

```

139
140 r = blade_shape(:,1)/10;
141 c = blade_shape(:,2)/10;
142 theta = blade_shape(:,3);
143 N = length(r);
144 B = 4;
145 rho = 1.18;
146
147 a0 = 1/3;
148 a1 = 0.02;
149
150 W = zeros(N,1);
151 CT = zeros(N,1);
152 CN = zeros(N,1);
153
154 for j = N:-1:1
155     gamma = SET_GAMMA(r(j),r(end));
156     [W(j), CT(j), CN(j)] = BEM_CALCULATION(gamma, a0, a1, omega, V, B,...
157                                         r(j), r(1), r(end),theta(j), c(j), airfoil_data)
158                                     ;
159 end
160
161 [Tm] = TORQUE(rho, B, c, W, CT, r);
162 [Em] = THRUST(rho, B, c, W, CN, r);
163 end
164
165 function [gamma] = SET_GAMMA(r,R)
166
167 persistent gamma_rR
168
169 if isempty(gamma_rR)
170     gamma_rR = load('CFD_LENS_GAMMA.txt');
171 end
172
173 r0 = gamma_rR(:,1)*(R);
174 gamma0 = gamma_rR(:,2);
175
176 gamma = interp1(r0, gamma0, r);
177
178 if r > max(r0)
179     gamma = 1.0;
180 end
181 end
182
183 function [W, CT, CN] = BEM_CALCULATION(gamma, a0, a1, omega, V, B,...
184                                         r, rh, R, theta, c, airfoil_data)
185
186 ac = 0.2;

```

```

185 ITRMAX = 100;
186 TOL     = 1e-3;
187 ERROR   = 1.0;
188 ITR      = 0;
189
190 if omega * r == 0
191     phi0 = pi/2;
192 else
193     phi0 = real(atan((1 - a0) * V * gamma / ((1 + a1) * omega * r)));
194 end
195
196 while (ERROR >= TOL) && (ITR < ITRMAX)
197     ITR = ITR + 1;
198     fleg = phi0;
199
200     alpha = phi0 - theta;
201     W = sqrt((omega * r * (1 + a1))^2 + (gamma * V * (1 - a0))^2);
202     alpha_deg = real(alpha * 180/pi);
203
204     alpha_s = 11.9;
205     if alpha_deg >= alpha_s
206         [CLs, CDs] = SET_CL_CD(alpha_s, airfoil_data);
207         muh = (R - rh)/c;
208         [CL, CD] = CL_CD_CORRECTION(alpha, alpha_s * pi/180, CLs, CDs, muh)
209         ;
210     else
211         [CL, CD] = SET_CL_CD(alpha_deg, airfoil_data);
212     end
213
214     CN = CL * cos(phi0) + CD * sin(phi0);
215     CT = CL * sin(phi0) - CD * cos(phi0);
216
217     Fp = PRANDTL_FACTOR(B, R, r, phi0);
218     sigma = c * B/(2 * pi * r);
219
220     if (gamma^2 * sigma * CN) == 0
221         K = 1e6;
222     else
223         K = 4 * Fp * sin(phi0)^2 / (gamma^2 * sigma * CN);
224     end
225
226     a0 = 1/(K + 1);
227
228     if a0 > ac
229         a0 = real(0.5 * (2 + K * (1 - 2 * ac) - sqrt((K * (1 - 2 * ac) +
230             2)^2...
231             + 4 * (K * ac^2 - 1))));

```

```

230     end
231
232     Delta = 1 + 4 * a0 * (1 - a0)/(omega * r/(V*gamma))^2;
233     if Delta < 0
234         a1 = 0;
235     else
236         a1 = 0.5*(sqrt(Delta)-1);
237     end
238
239     if omega * r == 0
240         phi = pi/2;
241     else
242         phi = real(atan((1 - a0) * V * gamma / ((1 + a1) * omega * r)));
243     end
244
245     ERROR = abs((phi - fleg)/(fleg + 1e-6));
246     phi0 = phi;
247 end
248 end
249
250 function [CL, CD] = SET_CL_CD(alpha, airfoil_data)
251 alpha0 = airfoil_data(:,1);
252 CL0 = airfoil_data(:,2);
253 CD0 = airfoil_data(:,3);
254
255 CL = interp1(alpha0, CL0, alpha);
256 CD = interp1(alpha0, CD0, alpha);
257 end
258
259 function [CL, CD] = CL_CD_CORRECTION(alpha, alpha_s, CLs, CDs, muh)
260 if muh <= 50
261     CDmax = 1.11 + 0.018 * muh;
262 else
263     CDmax = 2.01;
264 end
265
266 if cos(alpha_s) == 0
267     K1 = 0;
268 else
269     K1 = (CLs - CDmax * sin(alpha_s) * cos(alpha_s)) * sin(alpha_s) / (cos(
        alpha_s)^2);
270 end
271
272 if cos(alpha_s) == 0
273     Kd = 0;
274 else
275     Kd = (CDs - CDmax * sin(alpha_s)^2) / cos(alpha_s);

```

```

276 end
277
278 if sin(alpha) == 0
279     CL = 0.5 * CDmax * sin(2 * alpha) + Kl * (cos(alpha)^2) / 1e-6;
280 else
281     CL = 0.5 * CDmax * sin(2 * alpha) + Kl * (cos(alpha)^2) / sin(alpha);
282 end
283
284 CD = CDmax * (sin(alpha)^2) + Kd * cos(alpha);
285 end
286
287 function [Fp] = PRANDTL_FACTOR(B, R, r, phi)
288
289 f = B*(R - r)/(2*r*sin(phi));
290 Fp = max((2/pi)*acos(exp(-f)), 1e-6);
291
292 end
293
294 function [Tm] = TORQUE(rho, B, c, W, CT, r)
295 dT = 0.5 * rho .* W.^2 .* c .* B .* CT .* r;
296 Tm = trapz(r, dT);
297 end
298
299 function [Em] = THRUST(rho, B, c, W, CN, r)
300 dE = 0.5 * rho .* W.^2 .* c .* B .* CN;
301 Em = trapz(r, dE);
302 end
303
304 function SaveResults(t, omega, Tm, Td, Pm, Em, TSR, CP, CT, CE)
305
306 results = [t(:), omega(:), Tm(:), Td(:), Pm(:), Em(:), TSR(:), CP(:), CT(:)
307             , CE(:)];
308
309 header = '%t(s) omega(rad/s) Tm(N.m) Td(N.m) Pm(W) Em(N) TSR CP CQ CT';
310
311 fid = fopen('resultados.txt', 'w');
312 fprintf(fid, '%s\n', header);
313 fclose(fid);
314
315 dlmwrite('resultados.txt', results, '-append', 'delimiter', '\t', '
precision', '%.6f');
316
317 end

```