



**CONVERSÃO DE ENERGIA CINÉTICA DE
TURBULÊNCIA POR TURBINAS DE EIXO
HORIZONTAL**

Reginaldo Nunes da Silva

**Tese de Doutorado
Ciências Mecânicas**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

**Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica**

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

CONVERSÃO DE ENERGIA CINÉTICA DE
TURBULÊNCIA POR TURBINAS DE EIXO
HORIZONTAL

Reginaldo Nunes da Silva

Orientador: Taygoara Felamingo Oliveira, Prof. Dr. Univ (ENM/ UnB)

TESE DE DOUTORADO

BRASÍLIA/DF: 27 de setembro de 2023

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Conversão de energia cinética de turbulência por turbinas
de eixo horizontal

Reginaldo Nunes da Silva

TESE DE DOUTORADO SUBMETIDA AO DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA COMO PARTE DOS REQUISITOS NECESSÁRIOS PARA OBTENÇÃO DO GRAU DE DOUTOR EM CIÊNCIAS MECÂNICAS.

APROVADA POR:

Taygoara Felamingo Oliveira, Prof. Dr. Univ (ENM/ UnB)
(Orientador)

Adriano Todorovic Fabro, Prof. Dr. Univ (ENM/ UnB)
(Examinador Interno)

Jerson Rogério Pinheiro Vaz, Prof. Dr. Uni (PPGEM/ITEC/UFPA)
(Examinador Externo)

Claudio José Cavalcante Blanco, Prof. Dr. Univ. (PPGEC/UFPA)
(Examinador Externo)

BRASÍLIA/DF, 27 DE SETEMBRO DE 2023.

FICHA CATALOGRÁFICA

Nunes, R. S.
Conversão de energia cinética de turbulência por turbinas de eixo horizontal

[Distrito Federal] 2023.

xvii, 106p. (ENM/FT/UnB, Doutor, Ciências Mecânicas, 2023.

Tese de Doutorado - Universidade de Brasília.

Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

Palavras-chave:

- | | |
|----------------------------|---------------------------------|
| 1. Turbulência | 2. Turbinas eólicas |
| 3. Turbinas hidrocínéticas | 4. Simulação de Grandes Escalas |
| I. ENM/FT/UnB | II. Título (série) |

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Nunes, R. S.(2023). Conversão de energia cinética de turbulência por turbinas de eixo horizontal. Tese de Doutorado, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, Distrito Federal, xvii, 106p.

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Reginaldo Nunes da Silva.

TÍTULO DA TESE DE DOUTORADO: Conversão de energia cinética de turbulência por turbinas de eixo horizontal.

GRAU / ANO: DOUTOR / 2023

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desta dissertação de mestrado pode ser reproduzida sem a autorização por escrito do autor.

Reginaldo Nunes da Silva

Dedico esse trabalho a todos que de alguma forma contribuíram na minha construção profissional. Dedico especialmente aos meus pais, Antônio e Ivonice, aos meus avós Antônio e Maria, e à minha esposa Patrícia.

Agradecimentos

Durante todo o processo de realização desta tese, tive a imensa sorte em contar com a colaboração e apoio de diversas pessoas. Neste momento especial de agradecimento, gostaria de expressar minha profunda gratidão e reconhecimento a todos aqueles que contribuíram para o sucesso desta jornada.

Primeiramente, devo destacar o apoio incondicional da minha família, em especial à minha mãe e meu pai. A minha amada Patrícia, por partilhar dos mesmos objetivos e sempre estar do meu lado nos desafios. Meu amor por você é imenso!

Ao meu orientador, o Professor Taygoara, que é uma fonte de inspiração através da sua paixão inabalável pela ciência. Por sua humanidade, compreensão, ensinamentos de vida e por todas as orientações ao longo do desenvolvimento deste trabalho.

Aos professores Antonio Brasil e Rafael Mendes, meus mentores informais durante este trabalho, cujas conversas me motivaram a responder a várias questões de pesquisa.

A todos os colegas que tive a oportunidade de encontrar no Laboratório de Energia e Ambiente, gostaria de expressar minha gratidão pelos momentos de questionamentos e aprendizado. Embora possa acabar esquecendo alguém, não posso deixar de mencionar especificamente meus companheiros de jornada, como Ramiro Bertolina, Nicolas Dias, Matheus Nunes, Guilherme Tabatinga e Felipe Camargo.

A Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior e a Universidade de Brasília pelo apoio financeiro e institucional.

*“O verdadeiro amor à ciência reside na curiosidade
infinita que nos impulsiona a explorar os mistérios
do universo e desvendar as leis que regem todas as coisas.”
(Silva, R. N., 2023)*

Resumo

Conversão de energia cinética de turbulência por turbinas de eixo horizontal

Autor: Reginaldo Nunes da Silva

Orientador: Taygoara Felamingo Oliveira, Prof. Dr. Univ (ENM/ UnB)

Programa de Pós Graduação em Ciências Mecânicas

Brasília, 27 de setembro de 2023

As fontes de energia eólica e hidrocínética têm um grande potencial para suprir as necessidades globais de energia, ao mesmo tempo em que ajudam a mitigar os problemas ambientais. Entre as tecnologias para a conversão de energia renovável, as turbinas de eixo horizontal são as mais avançadas. No entanto, ainda há lacunas de conhecimento quando se trata da influência da energia cinética da turbulência em seu desempenho. Esta tese tem como objetivo investigar a influência da turbulência característica no desempenho de uma turbina de eixo horizontal. Foram realizados estudos experimentais em túnel de vento e simulações numéricas utilizando a Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD). Nos experimentos, um cilindro foi utilizado a montante da turbina para manter a velocidade média e alterar as flutuações de velocidade no plano do rotor. A potência do ventilador do túnel de vento foi regulada para que a velocidade média do plano do rotor com o cilindro fosse a mesma dos experimentos sem o cilindro. Os vórtices gerados pelo cilindro concentraram energia cinética da turbulência em uma frequência específica. Na

modelagem numérica, foi utilizada a técnica de Large Eddy Simulation (LES) e as mesmas configurações dos experimentos foram replicadas computacionalmente. Foram analisados o escoamento médio, os espectros de pontos a montante e a jusante da turbina com e sem o cilindro. Além disso, foi feita uma análise espectral do torque e determinada toda a curva de potência com e sem o cilindro a montante. Também foi realizada uma análise do transporte de energia cinética da turbulência no volume de controle da turbina. Os resultados mostraram que a turbina converte energia cinética da turbulência quando esta é transportada por estruturas turbulentas com frequência igual à frequência de rotação da turbina. Quando as frequências são iguais, ocorre um pico na curva de potência (C_p), indicando a existência de um mecanismo de conversão de energia cinética da turbulência em potência do eixo. A análise numérica identificou que isso ocorre devido à difusão de pressão no volume de controle durante a interação do rotor com as estruturas de grande escala que possuem a mesma frequência de rotação da turbina.

Palavras-chave: Turbulência; Turbinas eólicas; Turbinas hidrocínéticas; Simulação de Grandes Escalas.

Abstract

CONVERSION TURBULENCE KINETIC ENERGY BY HORIZONTAL- AXIS TURBINES

Author: Reginaldo Nunes da Silva

Supervisor: Taygoara Felamingo Oliveira, Prof. Dr. Univ (ENM/ UnB)

PhD em Ciências Mecânicas

Brasília, 2023

Wind and hydrokinetic energy sources have great potential to meet global energy needs while helping to mitigate environmental problems. Among technologies for converting renewable energy, horizontal axis turbines are the most advanced. However, there are still gaps in knowledge when it comes to the influence of turbulence kinetic energy on energy conversion by horizontal axis turbines. This thesis aims to advance scientific knowledge regarding the mechanisms of conversion of kinetic energy of turbulence into mechanical energy, in horizontal axis rotors subjected to flows with high levels of turbulence intensity. Experimental studies were carried out in a wind tunnel and numerical simulations using Computational Fluid Dynamics (CFD). In the experiments, a cylinder was used upstream of the turbine to maintain average speed and change speed fluctuations in the rotor plane. The power of the wind tunnel fan was adjusted so that the average speed of the rotor plane with the cylinder was the same as in the experiments without the cylinder. The vortices generated by the cylinder concentrated kinetic energy

from the turbulence at a specific frequency. In the numerical modeling, the Large Eddy Simulation (LES) technique was used and the same configurations of the experiments were computationally replicated. The average flow, the spectra of points upstream and downstream of the turbine with and without the cylinder were analyzed. In addition, a spectral analysis of the torque was performed and the entire power curve was determined with and without the upstream cylinder. An analysis of the kinetic energy transport of turbulence in the turbine control volume was also carried out. The results showed that the turbine converts kinetic energy from turbulence when it is transported by turbulent structures with a frequency equal to the turbine rotation frequency. When the frequencies are the same, there is a peak in the power curve (C_p), indicating the existence of a mechanism for converting turbulence kinetic energy into shaft power. Numerical analysis identified that this occurs due to pressure diffusion in the control volume during the interaction of the rotor with the large-scale structures that have the same turbine rotation frequency.

Key-words: Turbulence, Wind turbines, Hydrokinetic turbines, Large-Eddy Simulation.

Publicações

Publicações feitas durante o doutoramento:

Periódico

R.N. Silva, M.M. Nunes, F.L. Oliveira, T.F. Oliveira, A.C.P. Brasil, M.S.S. Pinto, Dynamical analysis of a novel hybrid oceanic tidal-wave energy converter system, *Energy*, v. 263, Part D, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2022.125933>.

Silva RN, Fantini DG, Mendes RC, Guimarães M, Oliveira T, Brasil Junior A. Assessment of wind resource considering local turbulence based on data acquisition with SODAR. *Wind Engineering*. 2023;47(4):747-765. doi:10.1177/0309524X231156451.

R.N. Silva, M.M. Nunes, R.C.F. Mendes, A.C.P. Brasil, T.F. Oliveira, A novel mechanism of turbulent kinetic energy harvesting by horizontal-axis wind and hydrokinetic turbines, *Energy*, v. 283, 2023, <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.128985>.

Congresso

Camargo, F. R. T.; Silva, R. N.; Brasil Junior, A. C. P., estimativa de velocidade transversal em canais para fins de aproveitamento hidrocínético - modelagem e experimentos *In: XV Simpósio de Recursos Hídricos do Nordeste, 2020, Caruaru. XV SRHNE - Simpósio De Recursos Hídricos Do Nordeste*. Caruaru, 2020.

Camargo, F. R. T. Silva, R. N.; Mendes, R. C. F.; Oliveira, Taygoara; Brasil Junior, A. C. P. Applying the Large-Scale Particle Image Velocimetry with drone images for determining the hydrokinetic potential in rivers, *In: 26th International Congress of*

Mechanical Engineering, 2021, Florianópolis. Proceedings of the 26th International Congress of Mechanical Engineering. ABCM, 2021.

Medeiros, G.; Silva, R. N.; Mendes, R. C. F.; Oliveira, Taygoara; Brasil Junior, A. C. P. An experimental study on ground influence at horizontal axis turbines *In: 26th International Congress of Mechanical Engineering*, 2021, Florianópolis. Proceedings of the 26th International Congress of Mechanical Engineering. ABCM, 2021.

Medeiros, G.; Silva, R. N.; Mendes, R. C. F.; Brasil Junior, A. C. P.; OLIVEIRA, T. F., Turbulence Kinetic Energy Harvesting by Horizontal Axis Turbine *In: 5th South East European Conference on Sustainable Development of Energy, Water and Environment Systems*, 2022, Vlorë. 5th SEE SDEWES Conference. Zagreb: Faculty of Mechanical Engineering and Naval Architecture, 2022. p.152

Silva, R. N.; Fantini, D. G.; Mendes, A. C. F.; Brasil Junior, Previsão de velocidade do vento com série temporal multivariada utilizando rede neural recorrente, *In: Crongresso Brasileiro de Energia Solar*, 2022, Florianópolis. Anais CBENS 2022, 2022.

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Revisão da literatura	9
1.2	Objetivos da pesquisa	14
1.3	Principais contribuições	14
1.4	Organização da tese	16
2	CONVERSÃO DE ENERGIA CINÉTICA DE TURBULÊNCIA POR UMA TURBINA DE EIXO HORIZONTAL	17
2.1	Projeto conceitual do experimento	17
2.2	Caracterização do escoamento incidente	18
2.3	Instalação de testes e turbina em escala laboratorial	23
2.4	Resultados e discussões	27
2.4.1	Coeficiente de potência	27
2.4.2	Análise das características do escoamento	29
2.4.3	Análise da TKE no domínio da frequência	34
2.4.4	Análise do torque no domínio da frequência	41
2.5	Conclusões	45
3	O EFEITO DA ENERGIA CINÉTICA DA TURBULÊNCIA NO DESEMPENHO DE TURBINAS DE EIXO HORIZONTAL USANDO LES	48
3.1	Metodologia numérica	49

3.1.1	Modelo de Turbulência LES	49
3.1.2	Modelo de Smagorinsky-Lilly	50
3.1.3	Modelo de camada limite	52
3.1.4	Geometria, Condições de contorno, malha e CFD setup	52
3.2	Resultados e discussões	58
3.2.1	Análise do escoamento instantâneo	58
3.2.2	Influência do transporte de TKE no C_p	63
3.2.3	Análise no domínio da frequência	71
3.3	Conclusões	75
4	CONCLUSÃO	78
	REFERÊNCIAS	81
	APÊNDICES	87
	APÊNDICE A – DIAGRAMAS ELÉTRICOS DO SISTEMA DE CONTROLE E INSTRUMENTAÇÃO DO MODELO DE TURBINA.	88
	APÊNDICE B – PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO	91
	APÊNDICE C – INCERTEZA NA CALIBRAÇÃO DO TORQUÍMETRO	94
	APÊNDICE D – PROCEDIMENTO DE CALIBRAÇÃO DA SONDA ANEMOMÉTRICA	97
	APÊNDICE E – PROPAGAÇÃO DE INCERTEZAS EXPERIMENTAIS	103

Lista de Figuras

Figura 1.1 – Interação da camada limite com um turbina eólica. Adaptado de Porte-Agel, Bastankhah e Shamsoddin (2020).	3
Figura 1.2 – escoamento em regiões de construção civil. (a) turbina fora da região de influência do escoamento turbulento gerado devido as edificações e (b) turbina menores em regiões próximas as edificações.	4
Figura 1.3 – Situação do escoamento em montanhas. (a) escoamento típico de um local montanhoso no qual pode haver um aumento da velocidade contra o vento sobre uma colina suave. (b) escoamento em topos de penhascos, dissipam a energia do vento através da turbulência gerada por descontinuidades que geram estruturas turbulentas.	5
Figura 2.1 – Representação esquemática da turbulência a montante se aproximando de uma turbina de eixo horizontal e das densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para a mesma velocidade média. (a) escoamento turbulento sem uma frequência característica; (b) escoamento turbulento com frequência característica igual à rotação da turbina.	18

Figura 2.2 – Vistas lateral e superior esquemáticas dos dois arranjos experimentais com escoamento incidente na turbina e definição dos planos de aquisição de dados de velocidade com dimensões de $1.15D \times 1.15D$ ($h_p \times w_p$). (a) arranjo do experimento sem cilindro; (b) arranjo do experimento com cilindro $2D$ afastado do rotor. Foram usados dois cilindros com diâmetros diferentes, $d_c = 0.5D$ e $0.4D$	19
Figura 2.3 – Configurações experimentais desenvolvidas neste estudo. (a) Configuração sem cilindro a montante. (b) Configuração com cilindro a montante. Componentes incluem: sonda anemométrica (1), turbina de eixo horizontal (2), cilindro (3), deslocador (4) e tubo de Pitot (5).	20
Figura 2.4 – Caracterização da frequência de vórtice do cilindro. (a) Pontos em um círculo com $r = 0,25d_c$, a $2D$ de distância do cilindro. Curva de densidade espectral do escoamento a jusante. — P_1 , --- P_2 , e - - - picos de frequência de energia em $f_c = 20$ Hz ((a)) e $f_c = 24$ Hz ((b)).	21
Figura 2.5 – (a) Túnel de vento de circuito aberto: (1) bocal com conjunto de favo de mel e tela, (2) seção de contração, (3) seção de teste, (4) difusor e (5) ventilador axial de sucção; (b) sistema de deslocamento da sonda dentro da seção de teste (MENDES, 2020).	23
Figura 2.6 – A turbina utilizada nos experimentos. (a) modelos de rotor em escala 1/10 com diâmetro de 220 mm, e (b) a montagem completa da turbina.	25
Figura 2.7 – Instrumentação para controle de velocidade de rotação e registro de dados de torque e rotação.	25
Figura 2.8 – Diagrama dos componentes internos ao modelo reduzido; (1) eixo do gerador; (2) suporte do gerador; (3) shell para proteção do sistema; (4) tampa de fixação; (5) cilindro de torção, onde ocorre a deformação devido ao torque do gerador; (6) par de extensômetros fixados em 45° e (7) sensor óptico para medição de rotação (JUNIOR et al., 2019).	27

Figura 2.9 – Coeficiente de potência para duas condições experimentais (---) C_p para a condição sem o cilindro, (-·-) C_p para o experimento com o cilindro com $d_c = 0,5D$ e (-·-) com $d_c = 0,4D$. As curvas também exibem barras de erro em C_p para cada valor de λ	28
Figura 2.10 – Contorno de velocidade normalizada (u^*). Contornos de velocidade para o experimento sem cilindro (a) e com cilindro ($d_c = 0,4D$) (c) ; Contornos de velocidade para o experimento sem cilindro (b) e com cilindro (d)	31
Figura 2.11 – Contorno da intensidade de turbulência para os planos do rotor e a jusante do rotor. (a) e (b) contorno da intensidade de turbulência para o experimento sem cilindro; (c) e (d) contorno da intensidade de turbulência para o experimento com cilindro $d_c = 0,4D$	32
Figura 2.12 – Contorno de TKE para o plano do rotor e a jusante sem e com o cilindro a montante da turbina. (a) e (b) TKE para o experimento sem cilindro; (c) e (d) TKE para o experimento com cilindro $d_c = 0,4D$	33
Figura 2.13 – Contorno de TKE no plano 2 para experimentos de esteira de cilindro com e sem turbina: (a) sem turbina; (b) com uma turbina.	34
Figura 2.14 – PSD nos planos do rotor e a jusante para o experimento sem o cilindro a montante da turbina. (-·-) PSD para o experimento no plano do rotor (P_1), e (—) experimento a jusante (P_2).	36
Figura 2.15 – PSD para um ponto no plano do rotor. (—) Experimento com cilindro ($d_c = 0,4D$), (-·-) experimento sem cilindro e (—) lei de $-5/3$	37
Figura 2.16 – PSD para os pontos P_1 e P_2 obtidos usando um cilindro a montante da turbina com diâmetro $d_c = 0,4D$ e a turbina operando em $f_t = 24$ Hz. (—) para o experimento no plano do rotor, (-·-) para o experimento a jusante e (—) para a lei de $-5/3$	38

Figura 2.17–Análise do PSD para os pontos P_1 e P_2 com a turbina na esteira do cilindro com diâmetro $d_c = 0.5D$. Em P_2 (---) para a turbina com $f_c = 20$ Hz; e (—) para a turbina com $f_t = 28$ Hz. Em P_1 (—) temos os resultados experimentais na altura do rotor e (—) a lei do $-5/3$	39
Figura 2.18–Gráficos de PSD para os pontos P_1 e P_2 com e sem a turbina na esteira do cilindro. (—) para P_1 no plano do rotor, (---) para P_2 na esteira da turbina operando a $f_t = 20Hz$, e (-·-) para P_2 sem a presença da turbina, e (—) lei de $-5/3$	40
Figura 2.19–Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.2$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (.....) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$ e (-·-) inclinação de $-\frac{5}{3}$	42
Figura 2.20–Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.4$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (.....) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$	43
Figura 2.21–Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.76$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (.....) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$	44
Figura 2.22–Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.88$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (.....) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$	45
Figura 3.1 – Principais dimensões dos domínios das simulações. (a) domínio da simulação com o cilindro a montante e (b) para a simulação sem o cilindro.	54
Figura 3.2 – Principais condições de contornos. (a) condições de contorno para a simulação com cilindro e (b) para o caso sem cilindro.	54

Figura 3.3 – Malha do domínio do experimento com cilindro. (a) Seção transversal do domínio total; (b) malha na superfície rotor e da torre; (c) domínio rotativo e detalhe das camadas de inflation.	56
Figura 3.4 – Campo de velocidade para quatro time steps diferentes. Em cada instante de tempo o vórtice de von Kármán está em posição diferente.	59
Figura 3.5 – Campo de velocidade para quatro time steps diferentes da simulação com escoamento livre.	60
Figura 3.6 – Visualização de vórtices de ponta de pá para o experimentos sem o cilindro a montante e com $f_t = 20$ Hz através do parâmetro Q-criterion. (a) vista isométrica e (b) vista lateral.	62
Figura 3.7 – Visualização de vórtices do experimentos com cilindro a montante da turbina, com $f_t = f_c = 20$ Hz. (a) instante antes do primeiro vórtice de von Kármán chegar ao rotor; (b) momento da interação dos vórtice de von Kármán e rotor; (c) vista isométrica das estruturas coerentes do escoamento na esteira do cilindro e (d) vista lateral mostrando a redução da esteira próxima.	63
Figura 3.8 – Volume de controle para análise do balanço líquido da potência devido à energia cinética de turbulência. (a) para o caso com cilindro de montante e (b) caso sem o cilindro.	65
Figura 3.9 – Curvas da energia calculada a partir dos termos da Equação 3.14. (a) Fluxo líquido de TKE (Termo I), (b) Produção de energia devido ao cisalhamento (Termo II), (c) Dissipação de energia (Termo III); (d) Difusão devido a flutuação de pressão (Termo IV). (---) para $f_t = 20$ Hz com cilindro a montante, (---) para $f_t = 16.66$ Hz com cilindro a montante e (—) para $f_t = 20$ Hz sem cilindro a montante.	66
Figura 3.10–Análise do termo de difusão de pressão. (a) gráfico para as simulações dos três experimentos e contorno de pressão para o instante de tempo (b) $t = 4$ segundos, (c) $t = 4.25$ segundos, (d) $t = 4.5$ segundos.	68

Figura 3.11– C_p para as simulações da turbina com e sem a influência da esteira do cilindro. (a) C_p com a influência da esteira do cilindro e (b) sem a influência da esteira do cilindro. As simulações foram desenvolvidas em $f_t = 20$ Hz. (—) C_p instantâneo e (---) é o C_p médio.	70
Figura 3.12–Densidade espectral da energia cinética para ponto $2D$ a jusante da turbina com $\lambda = 1.76$. (---) dados experimentais e (—) dados oriundo da simulação numérica.	72
Figura 3.13–Densidade espectral da energia cinética de turbulência no ponto a montante da turbina operando em $\lambda = 1.76$ sob influência da esteira do cilindro. (a) ponto a montante da turbina e (b) a jusante., (—) dados experimentais e (---) dados provenientes de simulação numérica.	73
Figura 3.14–Espectros de potência do sinal de torque da turbina com e sem a influência da esteira do cilindro. Em todos os casos simulados e experimentais, a turbina operou em $\lambda = 1.76$. (a) turbina sob influência da esteira do cilindro e (b) turbina sem o cilindro. (—) dados experimentais e (---) dados provenientes da simulação numérica.	74
Figura A.1–Esquema elétrico da instrumentação empregado nos ensaios das curvas de C_p	89
Figura A.2–PCI layout da placa de controle e aquisição de dados da turbina.	90
Figura B.1–Fixação da estrutura utilizada para calibrar o torquímetro.	91
Figura B.2–Curva de calibração para diferentes experimentos ao longo do desenvolvimento deste trabalho de tese.	92
Figura D.1–Esquemático do tubo de Pitot.	98
Figura D.2–Curva de calibração da sonda anemométrica para diferentes experimentos ao longo do desenvolvimento deste trabalho de tese.	100
Figura D.3–Curva de convergência do sinal de velocidade do escoamento em um ponto no plano do rotor. (a) análise da média e (b) desvio padrão. (—) é a convergência do sinal para cada instante de tempo e (---) é o momento estatístico do sinal.	102

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Caracterização das frequências de vórtice na esteira dos cilindros.	21
Tabela 2 – Características da turbina de escala.	24
Tabela 3 – Caracterização do fator de indução médio da turbina para os casos simulados.	60
Tabela 4 – Valores médios dos termos de I a IV da Equação 3.14. São apresentadas as médias para três casos simulados.	67
Tabela 5 – Componentes eletrônicos utilizados no diagrama elétrico da Figura A.1	88

Lista de Abreviaturas e Siglas

<i>TKE</i>	<i>Turbulence Kinetic Energy</i>
<i>IT</i>	Intensidade de Turbulência
<i>GW</i>	Gigawatts
<i>LDV</i>	Laser Doppler Velocimeter
f_t	Frequência de rotação da turbina
f_c	Frequência de despreendimento dos vórtices do cilindro
<i>LES</i>	<i>Large Eddy Simulation</i>
<i>CLA</i>	Camada Limite Atmosférica
<i>ALM</i>	<i>Actuator Line Model</i>
<i>LEA</i>	Laboratório de Energia e Ambiente
<i>PID</i>	Proporcional Integral-Derivativo
<i>PWM</i>	<i>Pulse-Width Modulation</i>
<i>DNS</i>	<i>Direct Numerical Simulation</i>
<i>URANS</i>	<i>Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations</i>
<i>SGS</i>	<i>Subgrid Scale Model</i>
<i>TSR</i>	<i>Tip-Speed Ratio</i>

RPM *Rotação por Minuto*

PMSM *Máquina Síncrona de Imã Permanente*

Lista de Símbolos

c	Corda do perfil [m]
M	Tamanho da malha da grade [m]
L_u	Escala integral de comprimento [m]
D	Diâmetro do rotor [mm]
R	Raio do rotor [mm]
d_c	Diâmetro do cilindro [mm]
τ	Escala integral de tempo [s]
I_u e I_v	Intensidade de turbulência de grade [-]
∞	Infinito [-]
N	Número de amostras [-]
\bar{u}_x	Velocidade média [m/s]
t	Tempo [s]
x_k	Valor da amostra dos dados de velocidade [m/s]
σ^2	Desvio Padrão [-]
IT	Intensidade de turbulência [-]
R_{ii}	Autocorrelação [-]

Δt	Varição de tempo [s]
Δx	Varição de espaço [s]
u'_i	Flutuação de velocidade [m/s]
f	Frequência [Hz]
f_t	Frequência de rotação da turbina [Hz]
f_c	Frequência de derramamento de vórtices [Hz]
π	Pi [—]
R_{ii}	Função de Autocorrelação [—]
b	Espessura da barra da grade passiva [m]
C_p	Coefficiente de Potência [—]
C_d	Coefficiente de arrasto [—]
u	Velocidade do escoamento [m/s]
u_{rotor}	Velocidade do escoamento no plano do rotor [m/s]
E	Tensão de saída do anemômetro [V]
$erro$	Erro do controlador [—]
T	Período [s]
T_{On}	Período ligado [s]
T_{Off}	Período desligado [s]
\bar{u}_x	Velocidade média [m/s]
ω	Velocidade angular [RPM]
TKE	Energia cinética turbulenta [m ² /s ²]
Re	Número de Reynolds [—]

R_D	Número de Reynolds para o rotor [-]
R_λ	Número de Reynolds para escalas de Taylor [-]
S_t	Número de Strouhal [-]
x, y e z	Coordenadas da seção de teste do túnel de vento [mm]
a e b	Coefficientes da curva linear de calibração [-]
τ_t	Torque [Nmm]
x_{SSR}	Resíduos do torque [Nmm]
y_i	Torque medido [Nmm]
x_i	Torque padrão [Nmm]
S	Sinal digital do torquímetro [-]
ω	Rotação [rpm]
h_p	Altura do plano [mm]
w_p	Largura do plano [mm]
λ	Razão de ponta de pá [-]

1 Introdução

Nas últimas décadas, houve avanços significativos nas pesquisas em conversão de energia eólica e hidrocínética, possibilitando o desenvolvimento de turbinas cada vez mais eficientes. Esse progresso foi impulsionado pelo aumento global da demanda por fontes de energia sustentáveis e pelo potencial de desenvolvimento a curto prazo em comparação com outras fontes de energia renovável (SIDDIQI *et al.*, 2015). A energia eólica e hidrocínética são fontes de energia renováveis, com baixo impacto ambiental quando comparadas aos combustíveis fósseis. Como resultado, a tecnologia de turbinas de eixo horizontal alcançou um nível de maturidade e competitividade que a torna amplamente explorada em diversos países em todos os continentes.

As fontes de energia renováveis têm sido cada vez mais valorizadas devido à sua capacidade de reduzir a dependência de combustíveis fósseis e mitigar as mudanças climáticas. A energia eólica é particularmente atraente em regiões com ventos fortes e constantes, como as costas de alguns continentes e alto mar. Já a energia hidrocínética é mais comumente explorada em rios e estuários, onde as correntes de água são mais fortes e constantes (IBRAHIM *et al.*, 2021).

O desenvolvimento contínuo dessas tecnologias tem aumentado a eficiência do processo de conversão de energia e reduzido seus custos. Isso tem levado a uma ampla adoção de turbinas eólicas e hidrocínéticas em muitos países, com muitos governos estabelecendo metas ambiciosas para aumentar a participação dessas fontes de energia em suas matrizes energéticas. Países como Brasil, Alemanha, Estados Unidos, Índia, China, Dinamarca e Espanha têm investido significativamente em pesquisas e desenvolvimento de tecnologias para a energia eólica e hidrocínética.

Atualmente, a China é o principal desenvolvedor de pesquisas e tecnologias voltadas para a área de turbinas de eixo horizontal, sendo líder em capacidade instalada, com cerca de 310,6 GW gerada a partir de energia eólica (LEE, 2022).

A produção global de energia eólica tem crescido rapidamente, alcançando uma capacidade instalada de 837 GW em 2022. No entanto, ainda há desafios a serem enfrentados, como a necessidade de melhorar a eficiência das turbinas, reduzir o ruído e maximizar o potencial dos parques eólicos (TALAVERA; SHU, 2017). Esses desafios exigem esforços conjuntos de pesquisadores e da indústria eólica para superar questões científicas e tecnológicas, como o comportamento estocástico do vento.

O planejamento técnico e o projeto de parques eólicos são afetados pelo comportamento estocástico do vento, cuja compreensão é essencial para maximizar a produção de energia. No entanto, o maior desafio é conciliar o desenvolvimento de projetos que maximizem a produção de energia e garantam a integridade estrutural das turbinas (ABDELSALAM et al., 2014). Para abordar essa questão, é necessário investigar se uma turbina de eixo horizontal converte ou não a Energia Cinética de Turbulência (TKE¹) em potência de eixo e compreender os mecanismos físicos envolvidos na interação rotor e o escoamento turbulento.

A densidade energética dos ventos é geralmente considerada baixa, o que resulta em grandes dimensões para os projetos de turbinas eólicas. Os rotores das turbinas podem chegar a 120 metros de diâmetro, o que as torna muito grandes. Devido a essas dimensões, as turbinas eólicas operam em camadas estratificadas da Camada Limite Atmosférica (CLA), o que tem um impacto significativo no coeficiente de potência (C_p) e também no projeto estrutural das turbinas (ABDELSALAM et al., 2014; BOSSUYT; MENEVEAU; MEYERS, 2017).

A CLA é responsável por modular as flutuações da TKE e cargas aerodinâmicas através da turbulência atmosférica. Portanto, o comportamento da turbulência depende principalmente da CLA. Além disso, a turbulência pode influenciar a produção e a qualidade da energia, impactando diretamente em todos os componentes, desde a rede elétrica até os sistemas mecânicos (CHAMORRO et al., 2015; TOBIN;

¹ Sigla do termo original em inglês: *Turbulence Kinetic Energy*

ZHU; CHAMORRO, 2015). A Figura 1.1 ilustra a interação da CLA com uma turbina eólica de eixo horizontal. Portanto, é importante considerar a interação entre a turbina eólica e a CLA em projetos de energia eólica.

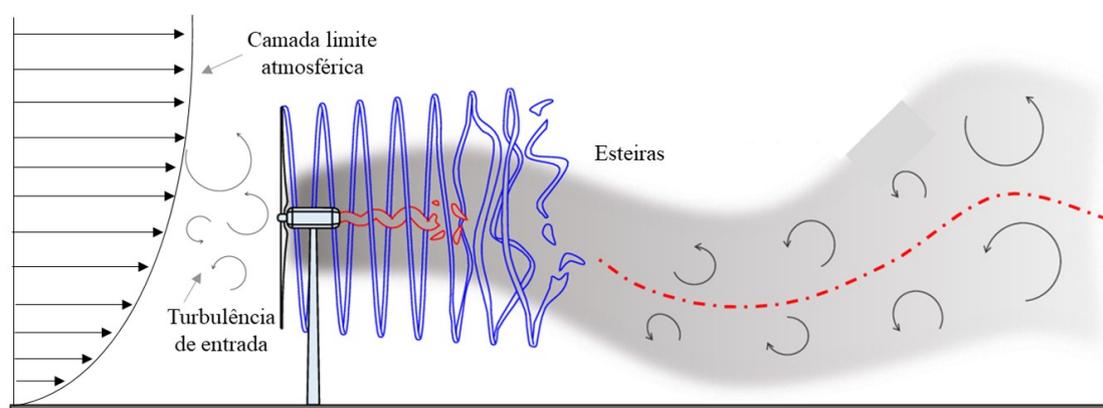


Figura 1.1 – Interação da camada limite com um turbina eólica. Adaptado de Porte-Agel, Bastankhah e Shamsoddin (2020).

Apesar dos avanços significativos alcançados por pesquisadores, ainda existem limitações na generalização dos modelos de turbulência para prever a dinâmica do funcionamento das turbinas de eixo horizontal. Para compreender a influência da turbulência na conversão de energia por turbinas eólicas e hidrocínéticas, é imprescindível a compreensão dos fenômenos envolvidos, especialmente em relação a turbulência a montante de uma turbina (ABDELSALAM et al., 2014). Essa compreensão é fundamental para otimizar projetos de arranjo de turbinas e determinar parâmetros de projeto, cargas e performance.

Assim, estão sendo estudadas novas técnicas para escolher os melhores locais para instalação e elaboração de projetos de turbinas de eixo horizontal para ambientes urbano, rios, próximo de montanhas e florestas. As características da turbulência dessas regiões é crucial. Uma compreensão mais profunda da influência da turbulência na conversão de energia pelas turbinas de eixo horizontal pode levar a melhorias significativas no desempenho e na produção de energia limpa e renovável (ELGENDI et al., 2023).

A interação entre a turbulência e a turbina de eixo horizontal tem sido objeto de extensa pesquisa (SHOUKAT et al., 2022). Essas pesquisas visam compreender

os diferentes espectros envolvidos nessa interação, com foco principal na influência da turbulência no desempenho da turbina ou nas cargas sobre sua estrutura. No entanto, nos últimos anos, vários estudos têm fornecido evidências de que a turbina pode converter TKE em potência mecânica.

A Figura 1.2 ilustra diferentes situações em que as turbinas eólicas de eixo horizontal podem ser aplicadas. Na situação representada na Figura 1.2(a), que é a mais comumente aceita atualmente, a turbina opera em condição de vento neutro. Portanto, é recomendado que as turbinas sejam instaladas em áreas afastadas de edificações. Já a Figura 1.2(b) mostra uma situação oposta, na qual a turbina pode se beneficiar das estruturas turbulentas geradas pelas edificações, convertendo-as em energia mecânica. Isso só é possível se houver algum mecanismo físico que permita à turbina converter essa TKE em potência útil. Esse é o tema central desta tese.

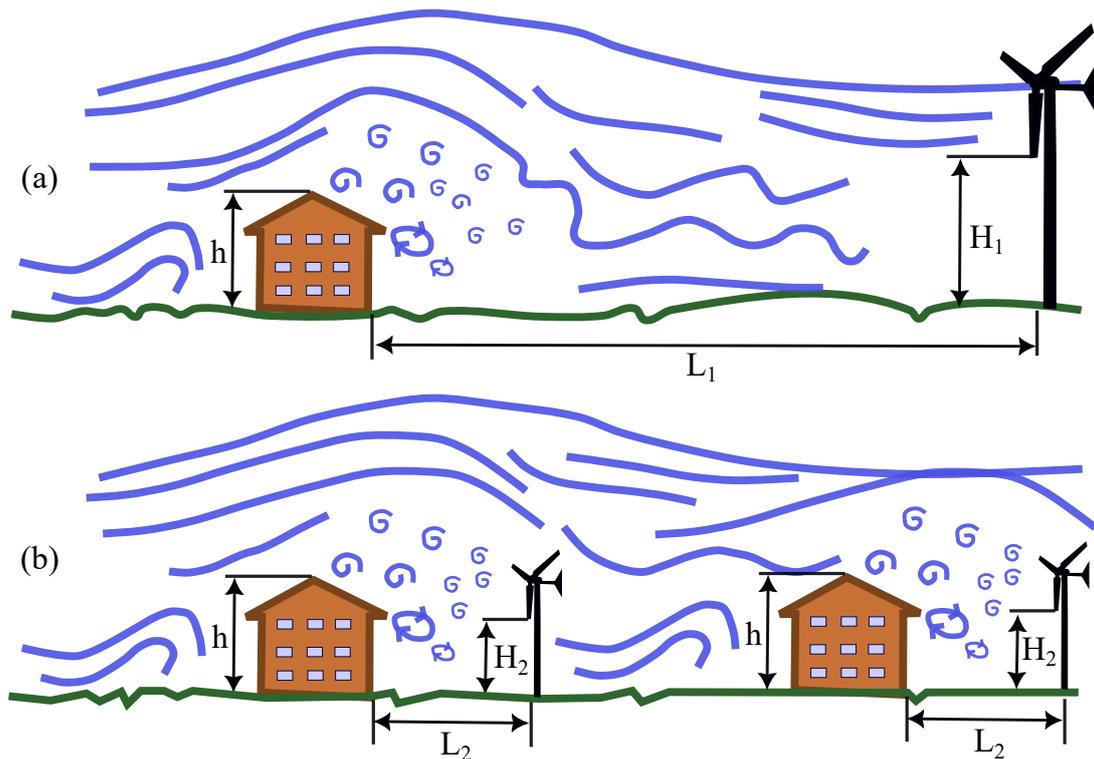


Figura 1.2 – Escoamento em regiões de construção civil. (a) turbina fora da região de influência do escoamento turbulento gerado devido as edificações e (b) turbina menores em regiões próximas as edificações.

Várias situações podem apresentar escoamentos turbulentos com altos níveis de TKE e estruturas definidas por uma frequência característica. Um exemplo é a região de montanhas, ilustrada na Figura 1.3(a), onde as turbinas são instaladas atualmente. Por outro lado, a Figura 1.3(b) representa a condição que as turbinas poderiam aproveitar as estruturas com grande conteúdo de TKE. Além dessas situações, existem também os leitos rugosos de rios e oceanos, bem como áreas de florestas. Os escoamentos próximos a esses obstáculos são caracterizados por altas flutuações de velocidade e transportam uma grande quantidade de TKE. Portanto, é importante investigar a capacidade das turbinas de eixo horizontal em lidar com essas estruturas turbulentas com frequência igual à frequência de rotação, e se isso pode melhorar sua performance.

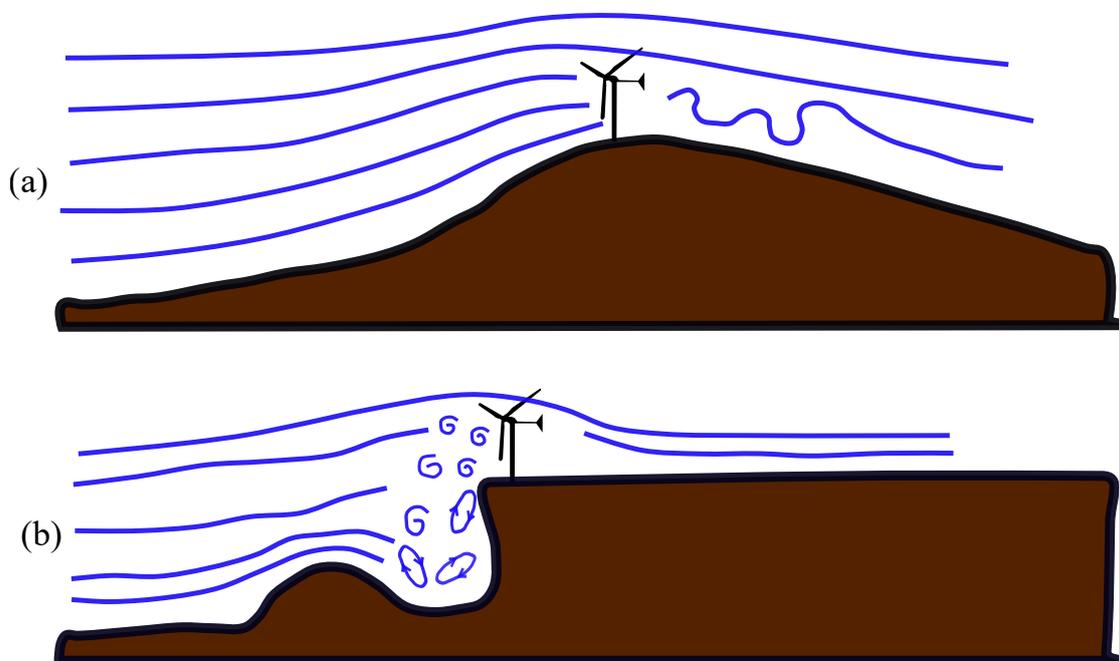


Figura 1.3 – Situação do escoamento em montanhas. (a) escoamento típico de um local montanhoso no qual pode haver um aumento da velocidade contra o vento sobre uma colina suave. (b) escoamento em topos de penhascos, dissipam a energia do vento através da turbulência gerada por descontinuidades que geram estruturas turbulentas.

Um dos primeiros trabalhos a evidenciar o comportamento da turbina de eixo horizontal de lidar com as estruturas turbulentas foi conduzido por [Chamorro](#)

[et al. \(2015\)](#), que realizaram experimentos com uma turbina em escala real. Os autores observaram três comportamentos distintos no espectro da potência de saída. Na primeira região do espectro, a turbina era insensível às pequenas escalas do escoamento. Na segunda região, a turbina apresentava flutuações na potência de saída com uma relação não linear em relação à flutuação da velocidade. Por fim, os autores constataram que as flutuações de potência ocorriam nas maiores escalas.

Com base nessas observações, [Tobin, Zhu e Chamorro \(2015\)](#) desenvolveram um modelo capaz de prever a potência de uma turbina eólica. Esse modelo leva em consideração a turbulência de entrada, bem como as características mecânicas e estruturais da turbina. Os resultados obtidos demonstraram que a turbina pode ser entendida como um filtro passa-baixa, atenuando os efeitos da turbulência em determinadas escalas de maneira característica.

Outros fenômenos que ocorrem durante a interação do escoamento turbulento com a turbina podem influenciar no desempenho da turbina de eixo horizontal. [Deskos et al. \(2020\)](#) também evidenciaram que a turbina opera como filtro passa-baixa e mostraram que a relação de velocidade de ponta, as características aero/hidrodinâmicas da pá e a distorção da turbulência que se aproxima contribuem para o mecanismo de filtragem. Portanto, compreender as características da turbulência que chega até o rotor é essencial para entender como a performance da turbina pode ser aumentada ou até mesmo atenuar perdas devido a mecanismos físicos relacionados à interação do escoamento turbulento com o rotor, como estol e desprendimento de vórtices de ponta de pá.

O mecanismo de filtragem da turbina funciona ignorando as flutuações de pequena escala e respondendo apenas às estruturas coerentes maiores. Neste trabalho de tese, foi investigado se uma turbina de eixo horizontal é capaz de converter TKE em energia mecânica. Vários estudos anteriores evidenciaram que a turbina de eixo horizontal responde mais efetivamente às estruturas com frequências próximas à sua própria frequência de rotação ([TOBIN; ZHU; CHAMORRO, 2015](#); [LIU et al., 2017](#); [DESKOS et al., 2020](#); [GAURIER; GERMAIN; FACQ, 2022](#)). Em particular, [Deskos et al. \(2020\)](#) foram além ao apresentar evidências indicando que a frequência de corte do filtro passa-baixa da turbina é dada por $3/2f_t$, onde f_t é a frequência de rotação da turbina. Essas descobertas levantam questões importantes

sobre a otimização do projeto de turbinas eólicas de eixo horizontal, tendo em vista a influência da frequência de rotação da turbina na resposta do sistema às diferentes frequências de turbulência.

As características da turbulência são influenciadas pelo ambiente em que ocorrem e podem apresentar diferentes escalas. Compreender como o mecanismo de conversão da turbina lida com a turbulência de estruturas próximas à sua frequência de rotação é fundamental para melhorar seu desempenho e otimizar o projeto de novas pás e o desenvolvimento de controle de turbina. No entanto, a turbulência gerada em um ambiente não controlado pode apresentar estruturas de diferentes tamanhos e com estruturas em diferentes frequências.

Neste trabalho, busca-se submeter a turbina a flutuações de velocidade com pacotes de energia com frequência igual a frequência de rotação da turbina. Para isso, é necessário gerar uma turbulência controlada com pacotes de energia em frequências definidas, aproximadamente iguais a uma das frequências de rotação da turbina. Além de investigar se a turbina converte TKE e seu mecanismo, este trabalho também tem como objetivo fornecer subsídios para entender como a interação da turbulência característica com o rotor influencia a esteira da turbina.

Algumas considerações básicas são essenciais para o correto desenvolvimento dos experimentos e análises com maior fidelidade aos fenômenos reais observados no túnel de vento. Primeiramente, é crucial que o escoamento a montante da turbina possua uma velocidade média similar em todas as situações analisadas. No entanto, as flutuações de velocidade devem ser distintas e, em um dos casos, essas flutuações devem ser caracterizadas por uma única frequência. Além disso, é necessário que haja altos níveis de TKE.

Existem diferentes técnicas para gerar e controlar o escoamento turbulento em túneis de vento. As principais técnicas utilizam grades passivas, ativas e fractais, ou tubos cilíndricos. As grades são recomendadas para gerar um escoamento homogeneizado ou com controle de diferentes escalas características dentro do mesmo escoamento (MAKITA; SASSA, 1991; COSKUN et al., 2017; VITA et al., 2018). Por outro lado, os tubos cilíndricos geram um escoamento turbulento com alta flutuação de velocidade e uma frequência característica bem definida, conhecida

como frequência de emissão de vórtices do cilindro (f_c) (OLINTO et al., 2009; JIN et al., 2016; Silva et al., 2018). Portanto, neste estudo, utilizou-se um cilindro de montante da turbina para produzir um escoamento turbulento com uma frequência característica igual à frequência de rotação da turbina.

A compreensão da interação entre o escoamento turbulento e turbinas de eixo horizontal é fundamental para o desenvolvimento de turbinas eólicas de menor porte, as quais podem ser aplicadas em ambientes urbanos, bem como turbinas hidrocinéticas adequadas para estuários ou vertedouros de barragens hidrelétricas. Estruturas turbulentas são mais comumente observadas em escala compatível com turbinas de menor porte, ao invés das grandes turbinas encontradas em fazendas eólicas. Portanto, há viabilidade na utilização de turbinas menores e mais eficientes em ambientes urbanos e locais remotos.

Dentro do contexto citado e com base em estudos anteriores, a principal hipótese é que quando os níveis de intensidade de turbulência a montante são elevados o suficiente, tal que o comprimento característico das maiores estruturas turbulentas é comparável com alguma escala de comprimento integral do rotor, há um mecanismo de conversão da energia cinética da turbulência transportada por essas escalas em energia mecânica, pelo rotor. Como as grandes escalas transportam a maior parte da energia, a conversão dessa energia pode ser significativa. Portanto, é necessário compreender os mecanismos físicos envolvidos na interação entre o escoamento e o rotor, identificando se essa interação ocorre preferencialmente em uma faixa estreita que contém a frequência de rotação.

Para realizar essa análise, foram conduzidos experimentos em um túnel de vento e simulações computacionais. As simulações são versões computadorizadas dos experimentos realizados em um domínio virtual. A pesquisa focou em caracterizar o escoamento de ar tanto a montante quanto a jusante da turbina em duas condições experimentais distintas: i) escoamento livre, sem a presença de um cilindro a montante; e ii) escoamento turbulento característico, com um cilindro a montante da turbina.

Os experimentos foram realizados em um túnel de vento e utilizando equipamentos como anemômetros de fio quente para medir a velocidade, torquímetros e um

sistema de controle para determinar a curva C_p . As simulações, por sua vez, foram desenvolvidas utilizando o modelo de turbulência LES². Os mesmos parâmetros e configurações utilizados nos experimentos foram aplicados nas simulações.

1.1 Revisão da literatura

As interações entre as turbinas de eixo horizontal e o escoamento turbulento precisam ser entendidas, uma vez que o escoamento nesta camada é turbulento e caracterizado por escalas de turbulência de grande comprimento característico. Essas interações podem afetar negativamente o desempenho do rotor das turbinas, gerando altas cargas aerodinâmicas, fadiga e reduzindo sua vida útil (BOSSUYT; MENEVEAU; MEYERS, 2017). Por outro lado, estudos têm sido realizados com o objetivo de melhorar o desempenho de turbinas em condições turbulentas. No entanto, de acordo com Vita et al. (2020), ainda não foi alcançado um entendimento claro e unânime quanto aos mecanismos físicos que afetam a interação entre o rotor e as estruturas da turbulência atmosférica. Portanto, existem muitas questões sobre como as condições de turbulência do ambiente natural influenciam na performance da turbina.

As cargas que atuam sobre as turbinas têm um impacto direto na eficiência operacional das mesmas. Neste contexto, a previsão do desempenho de uma turbina eólica em condições reais continua a ser um tema de interesse para a comunidade científica. Isso ocorre devido às complexas interações entre a CLA e as turbinas, uma vez que a CLA é caracterizada por turbulência, não estacionariedade, influências térmicas e heterogeneidades. Segundo Porte-Agel, Bastankhah e Shamsoddin (2020), essas características são determinadas pelo ambiente, incluindo os efeitos da topografia e das variações na superfície terrestre.

Alguns estudos sugerem que a turbulência tem um efeito positivo no desempenho de pequenas turbinas em baixas velocidades, mas pode prejudicar o desempenho em altas velocidades (MARTIN et al., 2016; TANG et al., 2019; TALAVERA; SHU, 2017). No entanto, as divergências e inconsistências nos resultados

² Sigla do termo original em inglês: *Large Eddy Simulation*.

publicados até o momento demonstram que a comunidade científica ainda não encontrou uma solução definitiva para esse problema. [Talavera e Shu \(2017\)](#) mostraram que o C_p da turbina aumenta sob escoamento turbulento devido à separação do escoamento na região de sucção das pás do rotor. Por outro lado, [Tang et al. \(2019\)](#) observaram que o aumento da velocidade do escoamento turbulento reduziu o C_p devido ao aumento das cargas aerodinâmicas nas pás. Portanto, compreender e investigar as interações entre a turbulência e o rotor são questões cruciais a serem abordadas neste contexto.

O escoamento turbulento pode ter efeitos tanto positivos como negativos em diversas categorias de turbinas. No entanto, atualmente, não se sabe ao certo como a turbulência influencia a conversão de energia em rotores de turbinas de eixo horizontal e de eixo vertical. Um estudo recente realizado por [Pagnini, Burlando e Repetto \(2015\)](#) analisou a influência da turbulência no C_p de duas turbinas de pequeno porte instaladas em ambiente urbano: uma turbina de eixo horizontal e outra de eixo vertical. Os resultados mostraram que essas turbinas eólicas são altamente sensíveis às condições de turbulência do ambiente. Portanto, a instalação dessas turbinas em áreas complexas, onde a turbulência apresenta altos níveis de intensidade, ainda não é viável.

[Li et al. \(2016\)](#) realizaram um estudo que investigou o efeito da turbulência no C_p de uma turbina de eixo horizontal com e sem controle de guinada. O experimento foi conduzido em um túnel de vento, onde uma grade ativa foi utilizada para gerar escoamento turbulento e controlar os níveis de IT. Os resultados do estudo revelaram que, para baixos níveis de intensidade de turbulência (IT) e um ângulo de guinada de 0° , o rendimento da turbina foi reduzido. No entanto, quando a IT foi alta e o ângulo de guinada foi de 30° , houve uma melhora significativa no C_p . O aumento no C_p foi atribuído à recuperação instantânea do estol.

Outra variável importante a ser observada e analisada no comportamento da turbina operando em escoamento turbulento é o efeito da IT. Estudos com pás de turbina foram desenvolvidos com o objetivo de entender a influência da IT no comportamento aerodinâmico. Os resultados mostraram que a pá pode ser afetada qualitativa e quantitativamente pelo nível de turbulência, conforme apresentado em [Devinant, Laverne e Hureau \(2002\)](#). O efeito é mais perceptível na faixa do ângulo

de ataque correspondente ao estol do perfil. Isso ocorre devido à influência da IT na faixa de incidência do perfil e no ponto de separação do escoamento turbulento.

As escalas de comprimento também podem afetar a performance das turbinas de eixo horizontal, tanto as eólicas quanto as hidrocínéticas. [Vita et al. \(2020\)](#) conduziram um estudo experimental utilizando uma grade passiva, um mecanismo composto por barras que gera turbulência, com o objetivo de analisar a influência da escala de comprimento em um aerofólio de turbina eólica. O estudo demonstrou que diferentes comportamentos ocorrem para diferentes relações entre a escala de comprimento (L_u) e o comprimento da corda do aerofólio (c). Quando $L_u < c$, o efeito da turbulência no C_p é mais fraco, mesmo em intensidades maiores de turbulência. Já para a relação $L_u > c$, o efeito da turbulência está presente em todos os ângulos de ataque e retarda o estol do perfil. Por fim, quando $L_u = c$, os efeitos da turbulência são amplificados, resultando em uma bifurcação entre a IT e as escalas de comprimento.

As escalas de turbulência em um escoamento podem variar desde a escala integral até a escala de Kolmogorov. Essas escalas têm uma relação direta com o ajuste da Camada Limite Atmosférica (CLA) e, portanto, afetam o C_p das turbinas eólicas ([PORTE-AGEL; BASTANKHAH; SHAMSODDIN, 2020](#)). As escalas de turbulência podem variar em comprimento e tempo, com as escalas de comprimento abrangendo desde milímetros até quilômetros, e as escalas de tempo variando de milissegundos a 100 segundos. No entanto, é bastante desafiador determinar quais escalas de turbulência são relevantes e de que forma elas afetam o rotor.

O escoamento turbulento a montante do rotor tem sido extensivamente estudado em turbinas eólicas e hidrocínéticas. Um dos principais objetivos desses estudos é determinar como as cargas atuam nas turbinas em presença de turbulência e de que maneira o C_p é afetado. A IT varia consideravelmente, geralmente entre 3% e 24%, e tem um impacto significativo na vida útil e no C_p das turbinas ([GAURIER et al., 2020](#)). Níveis mais elevados de turbulência resultam em maiores cargas aerodinâmicas no rotor, o que acarreta em uma redução na vida útil. No entanto, o efeito da turbulência no C_p ainda não é completamente compreendido pela comunidade científica.

Em ambientes como rios, canais estreitos e mar aberto, os níveis de IT tendem a ser altos. Nesse contexto, pesquisas realizadas por [Tian et al. \(2016\)](#) mostram que a IT tem um impacto mínimo no C_p das turbinas hidrocínéticas. Em altos níveis de IT, o C_p das turbinas hidrocínéticas não é significativamente afetado, porém, contribui para acelerar o processo de recuperação da esteira ([MYCEK et al., 2014](#)). Essa informação é especialmente relevante para projetos de arranjos de turbinas hidrocínéticas. No entanto, ainda não há clareza sobre os impactos desse parâmetro no C_p .

O processo de recuperação da esteira de turbinas de eixo horizontal pode favorecer o desenvolvimento de arranjos. Nesse contexto, [Mikkelsen \(2013\)](#) estudou a influência da turbulência de escoamento livre no C_p de uma turbina eólica. Foi verificado que a turbulência aumenta a camada limite nas pás e conseqüentemente amplifica o arrasto e a velocidade relativa nas lâminas. No entanto, são dois fenômenos antagônicos: ao comparar as curvas de C_p com e sem turbulência, observa-se uma redução ao ter turbulência. O autor concluiu que o efeito do arrasto devido à turbulência de escoamento livre é mais significativo do que o efeito da velocidade relativa, principalmente próximo ao pico da curva do C_p . A redução do C_p foi de 2,4%, porém a recuperação da esteira a jusante é mais rápida, o que pode melhorar a extração de energia em uma turbina eólica a favor do vento.

O entendimento das características da turbulência no escoamento livre desempenha um papel fundamental na compreensão dos mecanismos de conversão de turbinas de eixo horizontal. Os autores [Gambuzza e Ganapathisubramani \(2021\)](#) realizaram um estudo utilizando um modelo de turbina em um túnel de vento, considerando diferentes níveis de IT variando de 3% a 16%, e escalas de tempo integrais que variam de 0,1 a 10 vezes o período de rotação da turbina. Os resultados mostraram que o C_p é afetado pelas escalas de turbulência e intensidade turbulenta. No entanto, as flutuações de torque não são afetadas pelas altas frequências das estruturas de entrada.

[Chamorro et al. \(2015\)](#) e [Deskos et al. \(2020\)](#) as mesmas conclusões que [Gambuzza e Ganapathisubramani \(2021\)](#), onde a turbina atua como um filtro passa-baixa da TKE. Isso significa que a turbina captura as estruturas turbulentas nas frequências de rotação ou em suas harmônicas. Nessa perspectiva, [Gambuzza e](#)

[Ganapathisubramani \(2021\)](#) sugerem a necessidade de combinar os níveis de IT e as frequências características das estruturas turbulentas com as frequências de rotação do rotor.

Alguns estudos da influência da turbulência de entrada são desenvolvidos para duas turbinas em linha. [Talavera e Shu \(2017\)](#) estudaram dois modelos de turbinas eólicas, na esteira uma da outra, para as condições de escoamento turbulento e laminar em túnel de vento usando grade ativa. Os autores chegaram a conclusão que, em condição de escoamento turbulento a montante, aumenta o C_p das duas turbinas. Destacam ainda que a grade ativa, sendo um mecanismo de geração de turbulência, é um sistema ótimo para controlar os níveis de IT para obter resultados mais realistas.

A turbulência de montante também é estudada para verificar se há um aumento na conversão de energia em uma fazenda eólica. Quando a IT a montante da fazenda é maior, a turbulência de entrada recupera a velocidade média do escoamento em uma distância menor a jusante do rotor. Isso possibilita um aumento no C_p das turbinas a jusante. O aumento do C_p pode ser explicado pelo fato de que a IT reduz as cargas aerodinâmicas e aumenta a velocidade do vento para as turbinas a jusante ([MIKKELSEN, 2013](#)).

[Wu, Lin e Chang \(2020\)](#) realizaram um estudo computacional através do modelo LES, para a influência de diferentes escoamentos de entrada em grandes parques eólicos. As simulações indicam que um aumento no nível de IT de entrada pode efetivamente aumentar a geração de energia nos grandes parques eólicos. O aumento pode ser 23,3% na produção geral de energia da fazenda e até 32% de incremento na produção de energia da turbina a jusante.

Para compreender a influência das escalas de turbulência na produção de energia de uma turbina eólica, é essencial entender a interação dinâmica entre a turbina e essas escalas. Em um estudo realizado por [Ahmadi e Yang \(2020\)](#), uma turbina de eixo horizontal foi investigada por meio de simulação numérica utilizando a técnica híbrida LES/ALM em diferentes velocidades de ponta da pá. Os resultados desse estudo revelaram a existência de um forte acoplamento entre a turbulência a montante e a flutuação de potência em frequências abaixo de uma frequência

crítica próxima à velocidade de rotação da turbina. Essas descobertas destacam a importância de considerar as características das escalas de turbulência no projeto e operação das turbinas eólicas, a fim de otimizar sua eficiência energética.

1.2 Objetivos da pesquisa

O principal objetivo da pesquisa investigar o mecanismos de conversão de energia cinética de turbulência em energia mecânica, em rotores de eixo horizontal sujeitos a escoamentos com alto nível de intensidade de turbulência maior do que os encontrado na literatura. Pretende-se analisar o comportamento fluidodinâmico de turbinas eólicas ou hidrocinéticas quando operando em níveis de turbulência muito superiores aos considerados atualmente nos estudos que compõem o estado-da-arte nesse campo do estudo científicos. Essa observação experimental permitiu a definição dos seguintes objetivos específicos:

- Caracterizar o fenômeno de conversão de energia cinética de turbulência em energia mecânica, determinando as condições necessárias para a sua ocorrência, as características do escoamento antes e depois do rotor, incluindo, pelo menos em parte, a esteira turbulenta do rotor.
- Avançar no entendimento dos mecanismos físicos associados ao pico de conversão de potência pelo rotor em condições de alta turbulência do escoamento incidente, buscado explicar fisicamente a origem do fenômeno observado.

1.3 Principais contribuições

A presente pesquisa tem como novidade o estudo de como o escoamento de montante, que transporta TKE em uma frequência característica igual à frequência de rotação da turbina, influencia a conversão de energia pelo rotor e a esteira de uma turbina de eixo horizontal. A revisão da literatura apresentada na seção 1.1 enfatiza que algumas questões importantes ainda precisam de resposta definitiva. Dentre essas questões, destacam-se as seguintes:

- Existe alguma relação entre a frequência de rotação da turbina e a frequência das estruturas de turbulência presentes no escoamento? Qual é o efeito da frequência de rotação da turbina e da frequência das estruturas de grande escalas na potência convertida pela turbina?
- A Turbina de eixo horizontal converte TKE em potência de eixo? Quais são os mecanismos de conversão de energia envolvidos na interação entre a turbina e as estruturas de turbulência?

Ao responder as perguntas anteriores tem-se como as principais contribuições desta tese as seguintes descobertas:

- O rotor converte TKE em potência mecânica. A conversão ocorre preferencialmente quando a frequência de rotação da turbina coincide com a frequência associada às maiores escalas de turbulência do escoamento incidente.
- Quando a intensidade de turbulência do escoamento incidente é de 28%, a turbina reduz a intensidade de turbulência na esteira em contraste com a situação em que a intensidade de turbulência do escoamento incidente é pequena (2% ou menos), em que a turbina eleva a intensidade de turbulência na esteira.
- As grandes escalas do escoamento turbulento modificam a distribuição espectral do sinal temporal de potência mecânica no eixo da turbina. Quando operando em baixas velocidades de rotação a presença de grandes escalas de turbulência e elevada intensidade de turbulência no escoamento incidente altera o expoente da lei de potência associada à distribuição espectral de potência mecânica de $-5/3$ para $-11/3$.
- O principal mecanismo de conversão de energia cinética de turbulência está associado a um déficit do termo de difusão de pressão da equação de transporte de TKE, produzido pelo rotor.

Em resumo, esta tese contribui para a compreensão da interação entre a turbina e as estruturas turbulentas de grandes escalas, e dos fatores que influenciam

a conversão de TKE por turbinas de eixo horizontal. Essas descobertas ampliam o conhecimento no campo da energia eólica e hidrocínética e podem contribuir para o desenvolvimento e a otimização de projetos de turbinas de eixo horizontal com maior performance do que as atuais.

1.4 Organização da tese

No capítulo 1, é apresentado ao leitor o arcabouço teórico que sustenta a tese, juntamente com uma revisão da literatura. Este trabalho de tese foi dividido em três etapas: duas experimentais e uma numérica. Cada etapa foi apresentada como um capítulo. O capítulo 2 trata do estudo inicial da conversão de TKE em energia mecânica pelo rotor. Experimentos em túnel de vento são desenvolvidos com escoamento livre e com turbulência característica. Os resultados e discussões são apresentados na seção 2.4.

No capítulo 2, os resultados mostraram que sob uma condição específica, a turbina é capaz de converter de forma significativa a TKE em energia mecânica. No entanto, o mecanismo físico responsável pelo aumento da conversão de energia não pôde ser identificado. No capítulo 3 é abordado o estudo numérico dos experimentos realizados em um túnel de vento, discutidos nos capítulos 2. Nessa etapa, a turbina em escala de túnel de vento é simulada com e sem a presença de um cilindro a montante. A simulação é realizada utilizando o modelo LES. Análises são realizadas para o campo médio de velocidade, os vórtices e o fator de indução axial. Além disso, uma análise espectral é conduzida para a velocidade a montante e a jusante da turbina, bem como para o sinal do torque em duas configurações diferentes.

Adicionalmente, uma análise dos termos da equação de transporte da TKE é apresentada. Os resultados obtidos mostram que a análise espectral reproduz os mesmos resultados dos experimentos, validando assim as simulações numéricas realizadas. Por outro lado, o estudo do fator de indução axial e dos termos de transporte da TKE indica que o mecanismo responsável pelo aumento da conversão de TKE é o gradiente de pressão. No Capítulo 4, são apresentadas as conclusões e as implicações tecnológicas decorrentes deste trabalho de tese.

2 Conversão de energia cinética de turbulência por uma turbina de eixo horizontal

O capítulo 2 apresenta uma abordagem experimental da conversão de energia cinética da turbulência em potência mecânica por turbina de eixo horizontal. São apresentados detalhes do conjunto experimental, como as instalações e instrumentos de teste, bem como a caracterização do escoamento a montante e a jusante da turbina. É apresentada uma análise do desempenho da turbina de eixo horizontal, comparando três condições diferentes. Por fim, é desenvolvida uma análise da TKE e torque no domínio da frequência.

2.1 Projeto conceitual do experimento

O projeto conceitual dos experimentos realizados neste trabalho é ilustrado na Figura 2.1. A ideia central é submeter a turbina a um escoamento no qual a velocidade média que atinge o rotor seja a mesma para todos os experimentos, variando apenas o grau de IT. A velocidade média a montante da turbina deve ser mantida aproximadamente igual em todos os experimentos para que seja possível verificar se mudanças na conversão de energia mecânica estão associadas à TKE decorrente de estruturas coerentes de grande escala que ocorrem em frequência específica.

A Figura 2.1(a) apresenta uma ilustração do modelo de turbina sujeito a

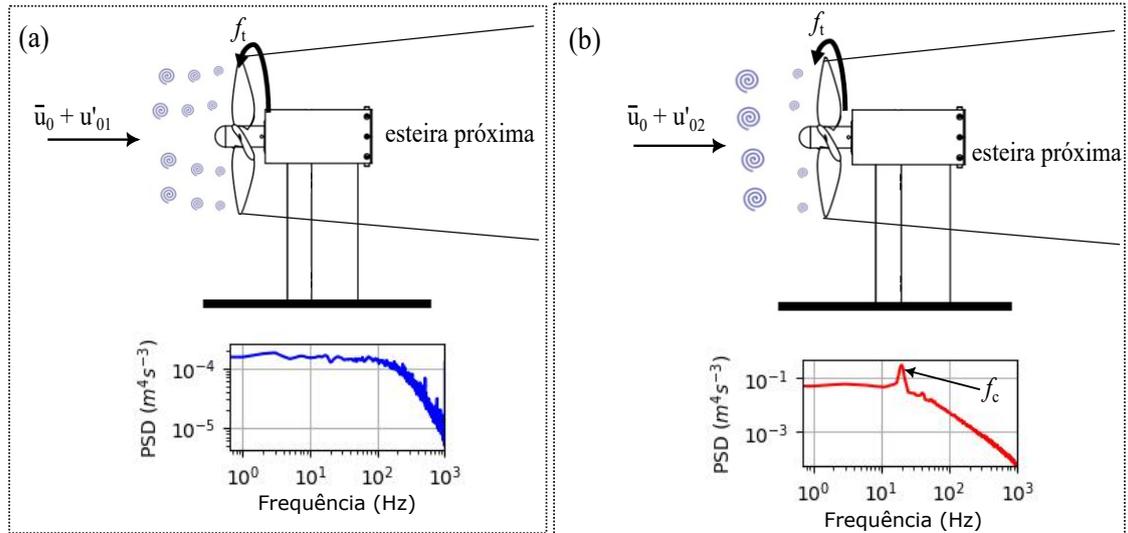


Figura 2.1 – Representação esquemática da turbulência a montante se aproximando de uma turbina de eixo horizontal e das densidades espectrais de potência das flutuações de velocidade para a mesma velocidade média. **(a)** escoamento turbulento sem uma frequência característica; **(b)** escoamento turbulento com frequência característica igual à rotação da turbina.

um escoamento incidente com velocidade média \bar{u}_{01} e flutuação de velocidade u'_{01} . Nos experimentos, o objetivo é alterar as condições de escoamento a montante mantendo a mesma velocidade média, mas mudando a flutuação de velocidade, como mostrado pela Figura 2.1(b) ($u'_{01} \neq u'_{02}$). Para isso, colocamos um cilindro a montante do modelo de turbina. Regulamos a potência do ventilador do túnel de vento para produzir a mesma velocidade média obtida na região do rotor sem o cilindro. Os vórtices gerados pelo cilindro concentram TKE em uma frequência específica. Em seguida, realizamos experimentos para determinar toda a curva de potência ($C_p \times \lambda$) com e sem o cilindro a montante.

2.2 Caracterização do escoamento incidente

Conforme mencionado na seção 2.1, dois arranjos experimentais foram desenvolvidos para testar a turbina, um com escoamento livre e outro com escoamento

proveniente da esteira do cilindro. A Figura 2.2 ilustra as condições experimentais para ambos os arranjos. A Figura 2.2(a) mostra as vistas superior e lateral do experimento com escoamento livre (sem cilindro), que não apresenta grandes estruturas turbulentas dentro da faixa de frequência operacional do rotor. A Figura 2.2(b) mostra o arranjo experimental em que a turbina foi submetida a estruturas turbulentas com uma frequência definida.

A turbina foi montada a uma distância de $2D$ do centro do cilindro (D é o diâmetro do rotor). Dados de velocidade foram coletados em dois planos, um na posição do rotor e outro a uma distância de $2D$ a jusante do rotor. Os planos foram definidos com dimensões de $1.15D \times 1.15D$. Dois experimentos foram realizados com o cilindro para modificar a frequência de emissão dos vórtices, com $d_c = 0.5D$ e $d_c = 0.4D$.

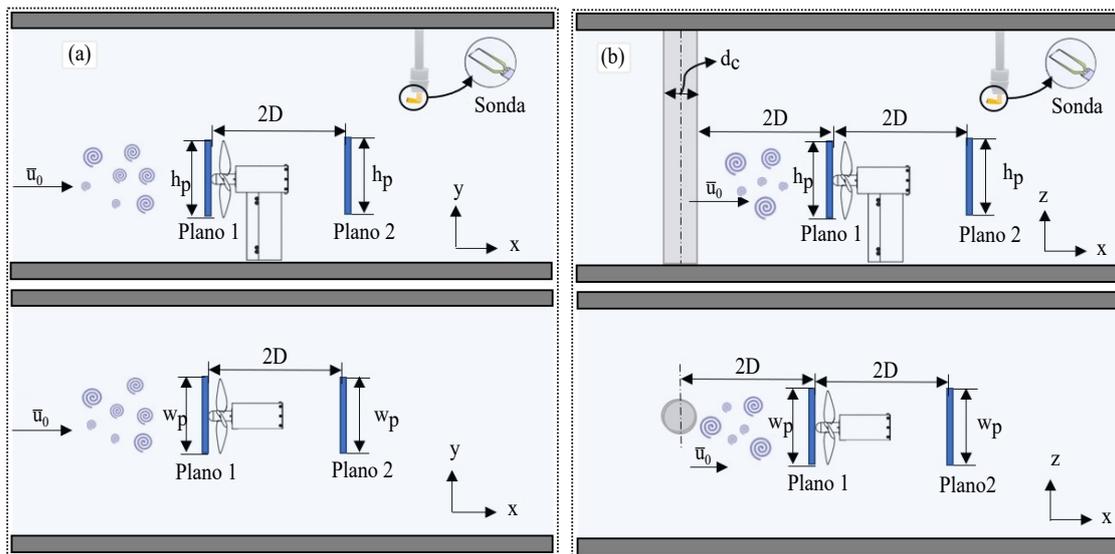


Figura 2.2 – Vistas lateral e superior esquemáticas dos dois arranjos experimentais com escoamento incidente na turbina e definição dos planos de aquisição de dados de velocidade com dimensões de $1.15D \times 1.15D$ ($h_p \times w_p$). (a) arranjo do experimento sem cilindro; (b) arranjo do experimento com cilindro $2D$ afastado do rotor. Foram usados dois cilindros com diâmetros diferentes, $d_c = 0.5D$ e $0.4D$.

O processo de aquisição de dados envolveu seis etapas: (i) determinação da velocidade de escoamento livre para cada teste; (ii) estabelecimento de uma

grade de pontos de coleta de velocidade no plano yz ; (iii) configuração da taxa de amostragem e calibração do anemômetro; (iv) coleta de dados de velocidade em cada ponto por um período especificado; (v) processamento de dados registrados pela sonda anemométrica; e, finalmente, (vi) registro de dados de rotação e torque para gerar curvas de coeficiente de potência como função da velocidade de rotação. Os valores de erro para o C_p foram calculados seguindo os procedimentos descritos em Taylor e Thompson (1998) e Frost (2016).

A velocidade média na altura do centro rotor foi definida em 8 m/s no experimento sem cilindro. Para os experimentos com o cilindro, a potência na ventoinha do túnel axial foi aumentada gradualmente até que a velocidade na posição da turbina correspondesse à velocidade sem o cilindro. Uma grade de coleta de dados de velocidade com espaçamento de $\Delta z = 15$ mm e $\Delta y = 15$ mm e taxa de amostragem de 10 kHz durante 300 segundos foi usada para verificar a velocidade nas posições do rotor e na esteira. A curva de C_p foi obtida com rotação entre 600 e 2000 rpm, correspondendo a uma faixa de frequência de 10 Hz a 34 Hz. Fotografias das duas condições de teste para o C_p da turbina, sem cilindro (Figura 2.3 (a)) e com cilindro (Figura 2.3 (b)).

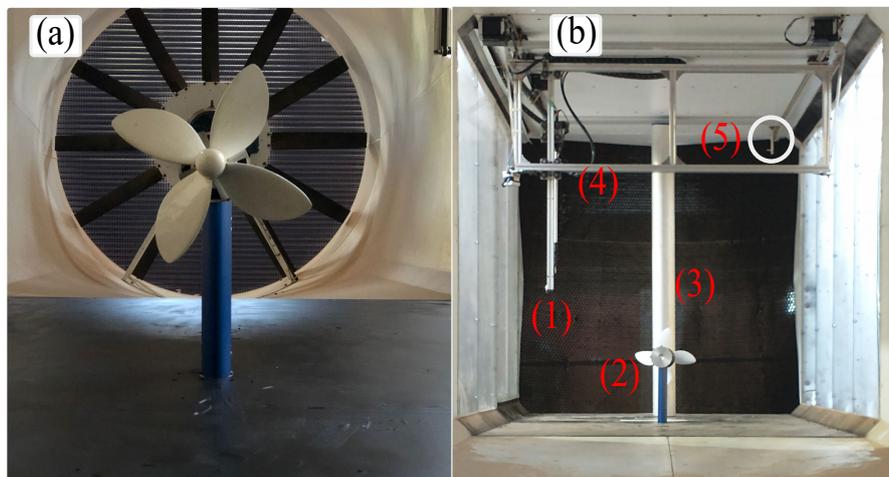


Figura 2.3 – Configurações experimentais desenvolvidas neste estudo. **(a)** Configuração sem cilindro a montante. **(b)** Configuração com cilindro a montante. Componentes incluem: sonda anemométrica (1), turbina de eixo horizontal (2), cilindro (3), deslocador (4) e tubo de Pitot (5).

Os dados de velocidade foram coletados em dois pontos localizados a $2D$

a jusante do cilindro para caracterizar a frequência de emissão de vórtices do cilindro (f_c). As frequências de emissão de vórtices resultantes nos pontos P_1 e P_2 são apresentadas na Figura 2.4 e na Tabela 1. Essas frequências correspondem às frequências de rotação da turbina quando operando com razões de velocidade de ponta (λ) de 1,75 e 2,1 para uma velocidade de escoamento a montante de 8 m/s. A Figura 2.4(a) mostra a montagem experimental para caracterizar a frequência de vórtice do cilindro. As Figuras 2.4(b) e (c) exibem os espectros de frequência do cilindro com $d_c = 0,5D$ e $d_c = 0,4D$, respectivamente.

Tabela 1 – Caracterização das frequências de vórtice na esteira dos cilindros.

Descrição	Diâmetro do cilindro (d_c)	Frequência (f_c)	λ
Experimento 1	-	-	-
Experimento 2	0,5D	20 Hz	1,75
Experimento 3	0,4D	24 Hz	2,1

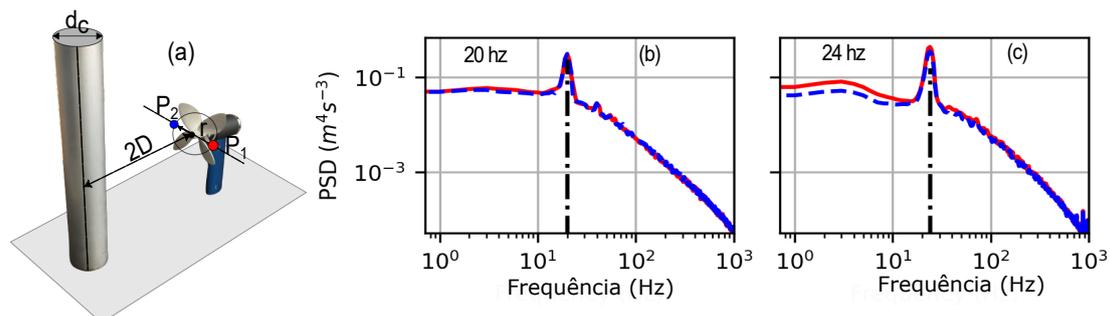


Figura 2.4 – Caracterização da frequência de vórtice do cilindro. (a) Pontos em um círculo com $r = 0,25d_c$, a $2D$ de distância do cilindro. Curva de densidade espectral do escoamento a jusante. — P_1 , - - - P_2 , e - - - picos de frequência de energia em $f_c = 20$ Hz ((a)) e $f_c = 24$ Hz ((b)).

Os dados representativos de turbulência podem ser descritos por propriedades estatísticas, como o valor médio, funções de autocorrelação e a função densidade espectral da energia cinética. A análise da turbulência pode, portanto, ser avaliada com um conjunto finito de dados que representa o resultado de um processo estocástico. Para a análise dos dados de velocidade, adotamos os seguintes parâmetros: velocidade média, intensidade de turbulência, energia cinética de turbulência e densidade espectral da energia cinética da turbulência.

A velocidade média pode ser expressa como

$$\bar{u}_0 = \frac{1}{T} \int_t^{t+T} u(x, t) dt, \quad (2.1)$$

onde $u(x, t)$ são os valores de velocidade em um ponto x , T é tempo de amostragem e t é o instante de tempo de amostragem dos dados de velocidade.

A intensidade de turbulência (IT) (WHELAN; GRAHAM; PEIRÓ, 2009) é expressa por

$$IT = \frac{\sqrt{\sigma_{u'_0}^2}}{\bar{u}_0}, \quad (2.2)$$

onde σ é o desvio padrão médio da flutuação de velocidade (u'_0).

Os experimentos foram realizados em um túnel de vento onde o escoamento médio está na direção x , exibindo uma variação significativa da flutuação de velocidade (u'_0). A energia cinética de turbulência média (por unidade de massa) associada aos movimentos turbulentos, u'_0 , é representada por \bar{k} (FELICE et al., 2023) e é dada por

$$\bar{k} = \frac{1}{2} \overline{u'^2_0}. \quad (2.3)$$

A distribuição espacial da energia cinética da turbulência em vórtices de várias frequências permite identificar frequências com energia cinética de turbulência mais alta. Isso possibilita a definição de uma densidade espectral de potência turbulenta (GAURIER; GERMAIN; FACQ, 2022)

$$\text{PSD} = \frac{1}{f_s N} |\mathcal{F}(\bar{k})|^2, \quad (2.4)$$

onde \mathcal{F} representa a Transformada de Fourier, f_s é a frequência de amostragem e N é o número de amostras adquiridas.

2.3 Instalação de testes e turbina em escala laboratorial

As investigações experimentais foram realizadas no túnel de vento de circuito aberto do Laboratório de Energia e Meio Ambiente (LEA) da Universidade de Brasília, ilustrado na Figura 2.5(a). A seção de teste do túnel tem uma largura, altura e comprimento de 1200 mm × 1200 mm × 2000 mm, respectivamente (veja a Figura 2.5(b)). Um ventilador axial de 10 kW, regulado por um inversor de frequência, foi utilizado para ajustar a velocidade na seção de teste até 20 m/s com uma intensidade de turbulência de entrada inferior a 2%.

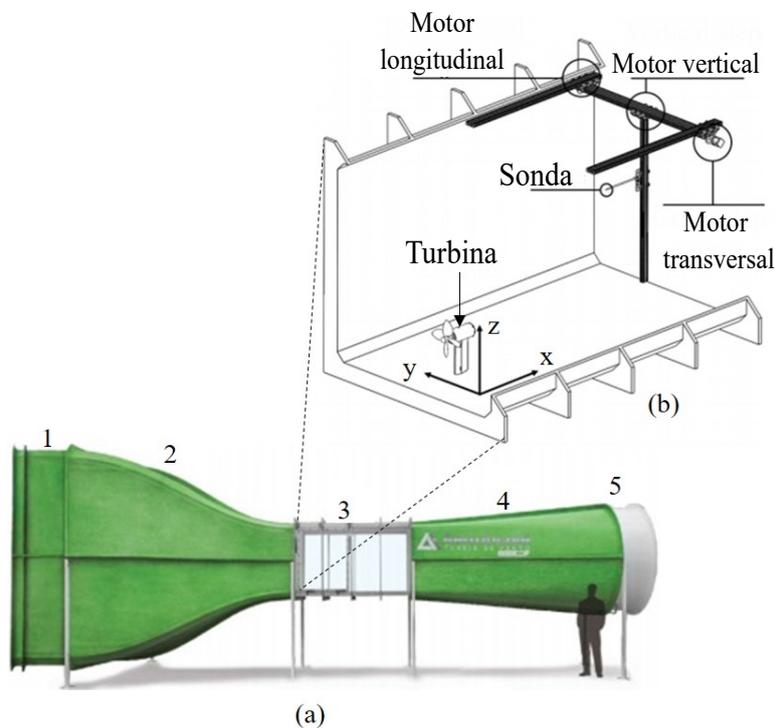


Figura 2.5 – (a) Túnel de vento de circuito aberto: (1) bocal com conjunto de favo de mel e tela, (2) seção de contração, (3) seção de teste, (4) difusor e (5) ventilador axial de sucção; (b) sistema de deslocamento da sonda dentro da seção de teste (MENDES, 2020).

Um sistema de movimento em três eixos da instalação do túnel de vento permite o posicionamento preciso da sonda de fio quente em qualquer posição xyz na seção de teste, com uma precisão de $\pm 0,1$ mm (Figura 2.5(b)). A instalação foi

utilizada para a realização de múltiplos experimentos com turbinas hidrocinéticas, cujos resultados foram reportados em [Junior et al. \(2019\)](#), [Nunes et al. \(2019\)](#). A caracterização do escoamento foi feita a partir das medidas de velocidade com um anemômetro de fio quente de temperatura constante, modelo Dantec mini-CTA 54T42. Sua calibração foi realizada através de um tubo de Pitot e foi repetida após cada experimento seguindo as instruções do fabricante. O sinal do fio quente é adquirido por uma placa de 12 bits modelo DAQ-CARD 6062e da National Instruments e processado utilizando o software MATLAB.

O presente estudo experimental emprega um modelo de turbina de hélice de eixo horizontal já estudado em trabalhos anteriores de [Junior et al. \(2019\)](#), [Nunes et al. \(2019\)](#). A Figura 2.6 mostra um modelo em escala reduzida de quatro pás, fabricado utilizando a técnica de manufatura aditiva 3D ABS e com acabamento com tinta epóxi. A Tabela 2 resume as principais características do modelo de turbina. A razão de bloqueio em relação a área da seção transversal do túnel de vento é de 2.88%, tornando a turbina adequada para experimentos em túnel de vento ([WHELAN; GRAHAM; PEIRÓ, 2009](#)).

Tabela 2 – Características da turbina de escala.

Descrição	Informação
Perfil	NACA 4412
Diâmetro (D)	225 mm
Raio do nacelle	76.2 mm
Altura da torre	240 mm
Comprimento do nacelle	151 mm
Número de pás	4
Faixa de Razão de Velocidade de Ponta (TSR)	[0.9 – 2.9]
Sentido de rotação	anti-horário
Número de Reynolds ($Re(\bar{u}_0)$)	1.25×10^5 ($\bar{u}_0 = 8m/s$)

Um sensor TCR5000 mede a rotação, enquanto o torque é medido através de um sensor de torque. Este sensor de torque possui quatro strain-gauges de 120 ohms conectados em uma ponte Wheatstone, com resolução de 0.1 Nmm. Um amplificador digital (ADS1256) foi utilizado para medir a variação de tensão do strain-gauge, e um software proprietário foi utilizado para registrar os dados de

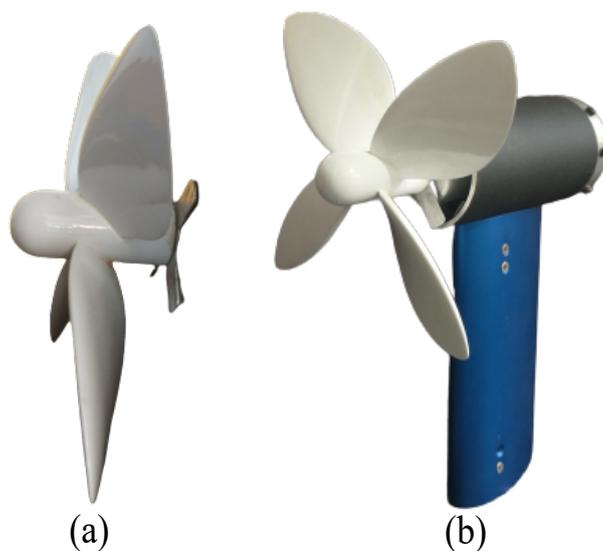


Figura 2.6 – A turbina utilizada nos experimentos. (a) modelos de rotor em escala 1/10 com diâmetro de 220 mm, e (b) a montagem completa da turbina.

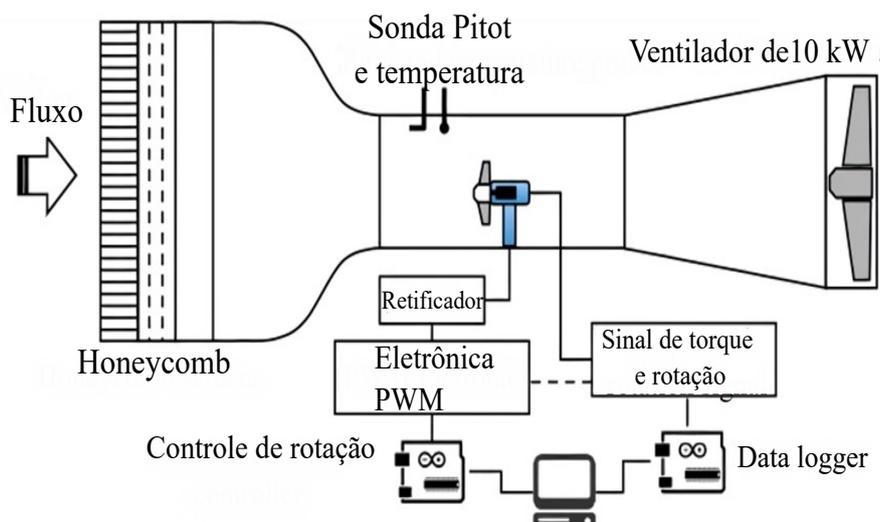


Figura 2.7 – Instrumentação para controle de velocidade de rotação e registro de dados de torque e rotação.

rotação e torque. Maiores detalhes sobre este sistema podem ser encontrados no Apêndice A e no trabalho anterior desenvolvido por Mendes (2020).

O sistema DAQ dedicado é utilizado para registrar sinal de torque com frequência de amostragem que pode variar de 30 Hz a 30 kHz. O tacômetro é

utilizado para medir a rotação e com isso aplicar o controle de velocidade rotação da turbina. O controle de rotação é feito através da técnica PWM¹ e o tempo de modulação é regulado por um controle Proporcional Integral Derivativo (PID²) de malha fechada programado no Arduino. O tacômetro mede a velocidade do rotor e compara com a velocidade de referência desejada, a partir do erro entre as velocidades o controlador PID calcula e atualiza o tempo de trabalho do PWM buscando zerar o erro. Todos os sistemas DAQ são gerenciados por um mesmo computador e códigos proprietário em python são utilizados para registrar os dados em arquivos de bloco de notas.

O torquímetro utilizado é ilustrado na Figura 2.8. O torquímetro é fixado em um único ponto da nacele e na capsula na qual o gerador é montado, veja o detalhe 5 na Figura 2.8. O rotor é fixado diretamente ao gerador, e da maneira como é montado todo conjunto, o torque convertido pela turbina é transmitido ao torquímetro. O torquímetro é composto por quatro extensômetros, de 120 ohms cada, conectados em uma ponte de Wheatstone completa. O torque é medido através da leitura sinal de voltagem da ponte de Wheatstone, em que qualquer variação de torque no eixo do gerador é percebida pelos extensômetro, causando uma desbalanceamento na ponte. As diferenças de voltagem podem ser relacionadas com o torque no eixo por um procedimento de calibração.

Devido ao tamanho do modelo da turbina o sinal de torque é muito baixo. Um amplificador analógico/digital foi usado para fazer a amplificação do sinal de voltagem da ponte e com um Arduino foi feito a leitura do sinal já convertido para unidade de engenharia. Todos os sinais são adquiridos usando hardware e eletrônica interna desenvolvida pela equipe do LEA-UnB. Os sinais de torque são amostrados a uma frequência de 2 kHz. A duração da aquisição foi de 120 segundos, de modo que a convergência do sinal no tempo fosse alcançada. Todos sinais são lidos através de cabos blindados, de modo que limitam o ruído nos sinais analógicos de baixa tensão. Toda a estrutura do torquímetro é fabricado em alumínio. O modo de velocidade rotacional constante foi utilizado para todos os experimentos detalhados neste capítulo. A operação do modelo de turbina a velocidade de rotação

¹ Sigla do termo original em inglês: *Pulse Width Modulation*.

² Sigla do termo original em inglês: *Proportional Integral-Derivative*.

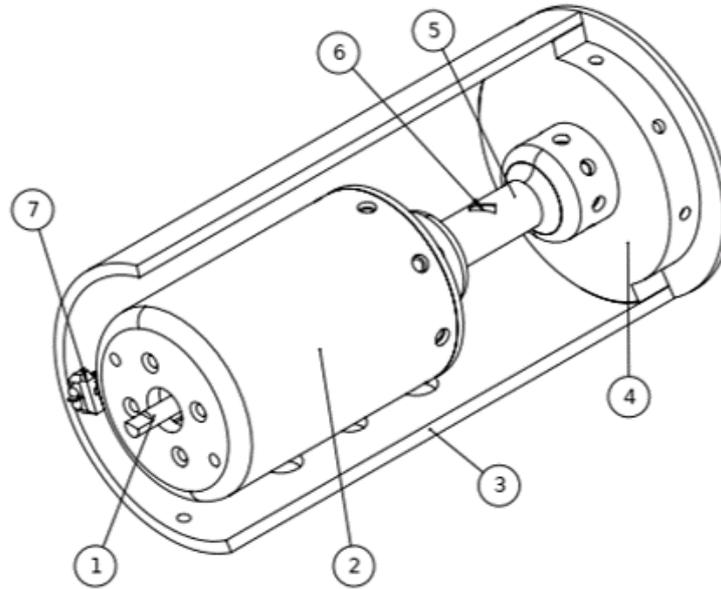


Figura 2.8 – Diagrama dos componentes internos ao modelo reduzido; (1) eixo do gerador; (2) suporte do gerador; (3) shell para proteção do sistema; (4) tampa de fixação; (5) cilindro de torção, onde ocorre a deformação devido ao torque do gerador; (6) par de extensômetros fixados em 45° e (7) sensor óptico para medição de rotação (JUNIOR et al., 2019).

é constante em um valor fixo, variando dentro de ± 10 rpm em faixa de 400 a 2000 rpm. A rotação é medida por um sensor óptico infravermelho de rotação, com precisão de 0,1 rpm (veja o detalhe 7 na Figura 2.8).

2.4 Resultados e discussões

2.4.1 Coeficiente de potência

A descoberta principal e mais significativa deste estudo é que, quando a frequência de rotação da turbina coincide com a frequência de emissão dos vórtices do cilindro, o aumento acentuado da potência convertida é observado. A Figura 2.9 ilustra as curvas $C_p \times \lambda$ para as três configurações experimentais. O ponto de potência máxima foi encontrado em $\lambda = 1,72$ para o experimento no escoamento livre e em $\lambda = 1,76$ ($f_t = 20$ Hz) e $\lambda = 2,12$ ($f_t = 24$ Hz) para os experimentos na

esteira do cilindro.

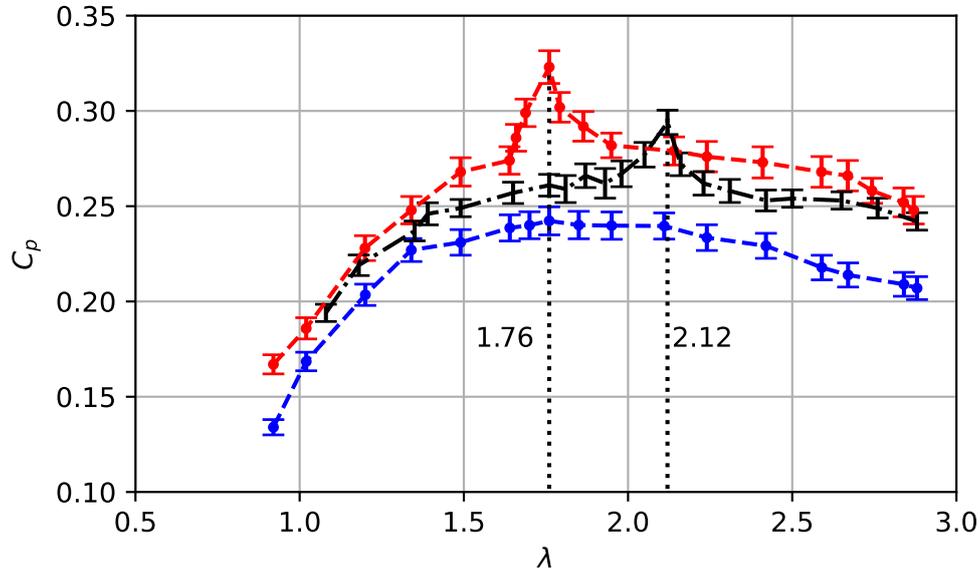


Figura 2.9 – Coeficiente de potência para duas condições experimentais (---) C_p para a condição sem o cilindro, (-·-) C_p para o experimento com o cilindro com $d_c = 0,5D$ e (-·-) com $d_c = 0,4D$. As curvas também exibem barras de erro em C_p para cada valor de λ .

Três características distintas surgem ao analisar as curvas C_p para a turbina submetida ao escoamento na esteira do cilindro. Quando a turbina está sujeita a um escoamento na esteira do cilindro, o C_p aumenta uniformemente com λ . A diferença entre o C_p da turbina na esteira do cilindro e o C_p da turbina em escoamento livre é maior, para λ maiores que o valor ótimo ($\lambda = 1,76$). Por fim, um pico no C_p é observado quando a velocidade de rotação coincide com a frequência de emissão dos vórtices ($\lambda = 1,76$ e $\lambda = 2,12$).

Os experimentos revelam um pico na curva C_p para λ , correspondente à frequência de emissão dos vórtices. Esse pico está intimamente ligado ao conteúdo de energia encontrado na frequência de rotação da turbina, sugerindo um mecanismo adicional para conversão de TKE relacionado à frequência característica de estruturas de grande escala. Quando o escoamento é caracterizado por estruturas com frequências iguais à frequência de rotação da turbina, há um aumento significativo em C_p em comparação com experimentos usando turbulência de grade.

As curvas C_p dos experimentos mostram que o aumento de IT no escoamento incidente melhora o desempenho da turbina. A melhora pode ser devida à camada limite de transição nas pás do rotor, como sugerido por Ebdon et al. (2021). A maior intensidade de turbulência evita o colapso das camadas limite nas pás, relacionado ao aumento de energia do escoamento. Como resultado, a turbina pode converter mais energia. O aumento no coeficiente de potência para todos os λ provavelmente se deve à turbulência que retarda a separação da camada limite na ponta da pá, aumentando assim o torque do eixo.

A turbulência gerada na esteira do cilindro é responsável por aumentar a quantidade de TKE transportada pelos vórtices na esteira de von Kármán. Esses grandes vórtices contêm uma parte significativa da TKE, que é convertida pela turbina quando a frequência de rotação coincide com a frequência desses vórtices. Além disso, os vórtices aumentam a mistura, melhorando a aderência do escoamento às pás do rotor e atrasando o fenômeno de stall da turbina, maximizando assim a extração de energia cinética. A análise experimental indica que a turbina atua como um filtro passa-baixa, com as estruturas turbulentas predominantemente associadas à sua frequência de rotação sendo convertidas em potência.

2.4.2 Análise das características do escoamento

Esta seção avalia a velocidade média do escoamento, IT e TKE sob a turbulência característica para as configurações experimentais mostradas na Figura 2.2. Essa caracterização do escoamento explica as interações médias entre o escoamento a montante e a turbina. As dimensões dos gráficos de contorno são normalizadas pelo raio da turbina de tal forma que $Z = z/D$ e $Y = y/D$. As medições de velocidade foram realizadas em um plano quadrado com 361 pontos distribuídos uniformemente a 15 mm de distância. A velocidade é normalizada para a velocidade média no plano do rotor, $U = u_0/\bar{u}_{rotor}$, onde \bar{u}_{rotor} é aproximadamente 8 m/s.

A visualização do escoamento é realizada em dois planos: a montante e na esteira da turbina, para comparar a distribuição média de velocidade, a intensidade de turbulência e a energia cinética entre experimentos com e sem um cilindro ($d_c = 0.4D$). No plano a montante, é observada uma distribuição uniforme de

velocidade média para experimentos com escoamento livre, conforme demonstrado na Figura 2.10(a). No entanto, no plano a jusante, o escoamento exibe um padrão típico da esteira da turbina, com uma distribuição espacial de velocidade que varia radialmente dentro do raio do rotor. Além disso, é observada uma diferença pronunciada na linha central devido à presença da nacela, conforme mostrado na Figura 2.10(b).

A influência da esteira do cilindro no escoamento de entrada da turbina é mostrada na Figura 2.10(c), a qual exibe uma clara estratificação da velocidade média na direção y . Altas velocidades são observadas próximas às bordas do cilindro devido aos seus vórtices. A Figura 2.10(d) mostra os efeitos da esteira do cilindro na esteira da turbina. Como resultado, a velocidade média na esteira da turbina não apresenta uma distribuição radial bem definida. Ao comparar os padrões de escoamento a jusante dos experimentos com e sem o cilindro, uma região de baixa velocidade é observada na linha central do rotor em ambos os casos. No entanto, a velocidade média é maior para o caso da esteira do cilindro ($0.72\bar{u}_{rotor}$) do que para o caso de escoamento livre ($0.4\bar{u}_{rotor}$). Este aumento indica que a esteira da turbina se recupera mais em um comprimento menor quando a intensidade da turbulência aumenta.

Nos experimentos com cilindros, é observada a estrutura da esteira do cilindro dentro da esteira da turbina. Além disso, também é observado que a assinatura característica do rotor não está presente na esteira da turbina. Esses aspectos são visíveis na análise espectral apresentada na Seção 2.4.3.

Em relação à IT, as Figuras 2.11(a) e 2.11(b) mostram, em um experimento sem cilindro, um aumento da IT média de 2,5% para 12% entre os planos a montante e a jusante. O rotor atuou como gerador de turbulência devido ao descolamento das vórtices das pontas das pás nesta condição experimental. Por outro lado, as Figuras 2.11(c) e 2.11(d) indicam que a intensidade de turbulência foi de aproximadamente 27% a montante e 21% a jusante no experimento com cilindro. Em contraste com a primeira condição, o rotor reduziu a intensidade de turbulência na região a jusante. Quando submetido a um escoamento de baixa turbulência, como mostrado nas Figuras 2.11(a) e 2.11(b), o rotor atua como gerador de turbulência. O rotor imprime um campo característico de IT semelhante ao em forma de ferradura,

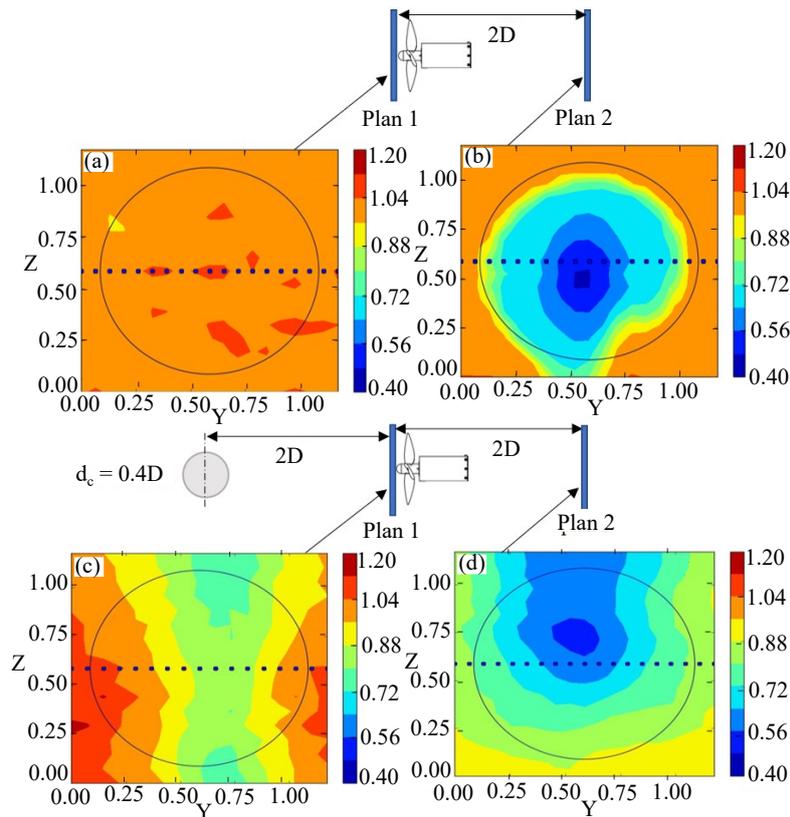


Figura 2.10 – Contorno de velocidade normalizada (u^*). Contornos de velocidade para o experimento sem cilindro (a) e com cilindro ($d_c = 0.4D$) (c); Contornos de velocidade para o experimento sem cilindro (b) e com cilindro (d).

como pode ser visto na Figura 2.11(b). A forma da esteira é devido ao emissão de vórtices na ponta da pá, o que aumenta a IT na região de esteira, como observado no trabalho de Li et al. (2016). Além disso, a torre e a nacelle contribuem como geradores de turbulência, como também observado em Mo et al. (2013).

No experimento de esteira de cilindro, o campo de IT no plano do rotor é estratificado e apresenta características da esteira do cilindro. Os maiores níveis de IT estão localizados na linha central do cilindro e diminuem na direção Y , como mostrado na Figura 2.11(c). Nesse caso, a variação da IT resulta das flutuações na velocidade devido à esteira do cilindro. Para o plano a jusante (veja a Figura 2.11(d)), o campo de IT assume uma forma completamente diferente em relação ao caso da turbina em baixa turbulência. O padrão em forma de ferradura não é mais

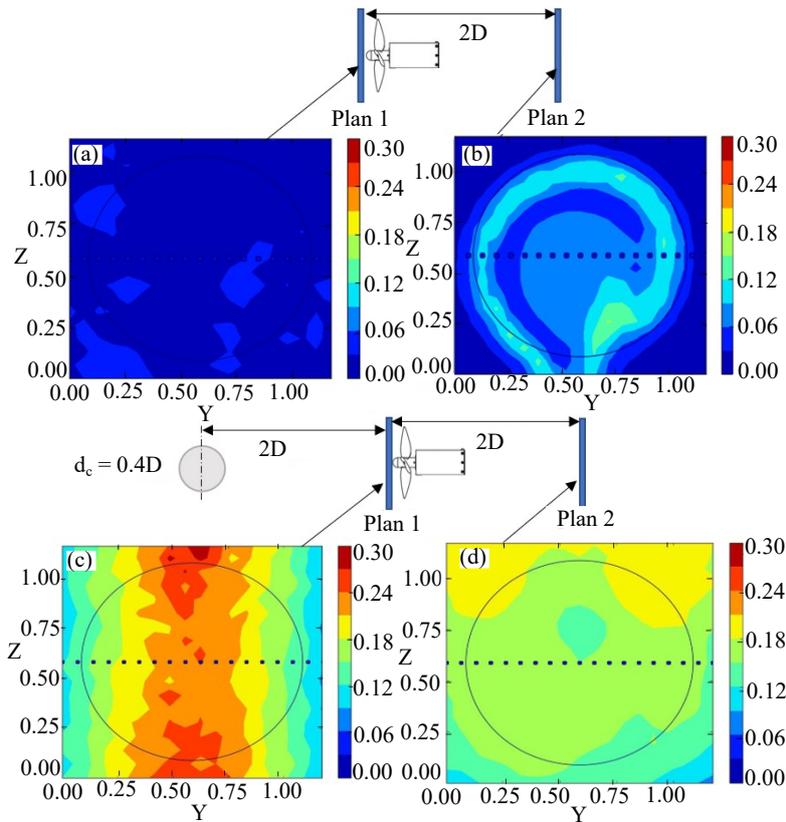


Figura 2.11 – Contorno da intensidade de turbulência para os planos do rotor e a jusante do rotor. (a) e (b) contorno da intensidade de turbulência para o experimento sem cilindro; (c) e (d) contorno da intensidade de turbulência para o experimento com cilindro $d_c = 0,4D$.

observado na esteira do rotor sob a influência da turbulência do cilindro. Nesse caso, o rotor parece homogeneizar a turbulência da esteira do cilindro.

No experimento de escoamento livre, a TKE uniforme é exibida no plano a montante da turbina (veja a Figura 2.12(a)). No entanto, níveis mais altos são observados no plano a jusante (veja a Figura 2.12(b)), especialmente nas pontas das pás e na região central devido à nacele. O contorno de IT também apresenta um aumento, causado pelo emissão do vórtice de ponta da pá.

Nos experimentos com a turbina na esteira do cilindro, a TKE no plano do rotor está concentrada na região correspondente ao diâmetro do cilindro (veja a Figura 2.12(c)). Ao contrário, a TKE no plano a jusante é menor do que no plano do

rotor e é completamente diferente do campo de TKE para o mesmo plano quando a turbina é submetida ao escoamento livre (veja a Figura 2.12(d)). Portanto, quando submetido ao escoamento livre, o rotor age como um corpo não aerodinâmico e gera TKE na região das pontas das pás.

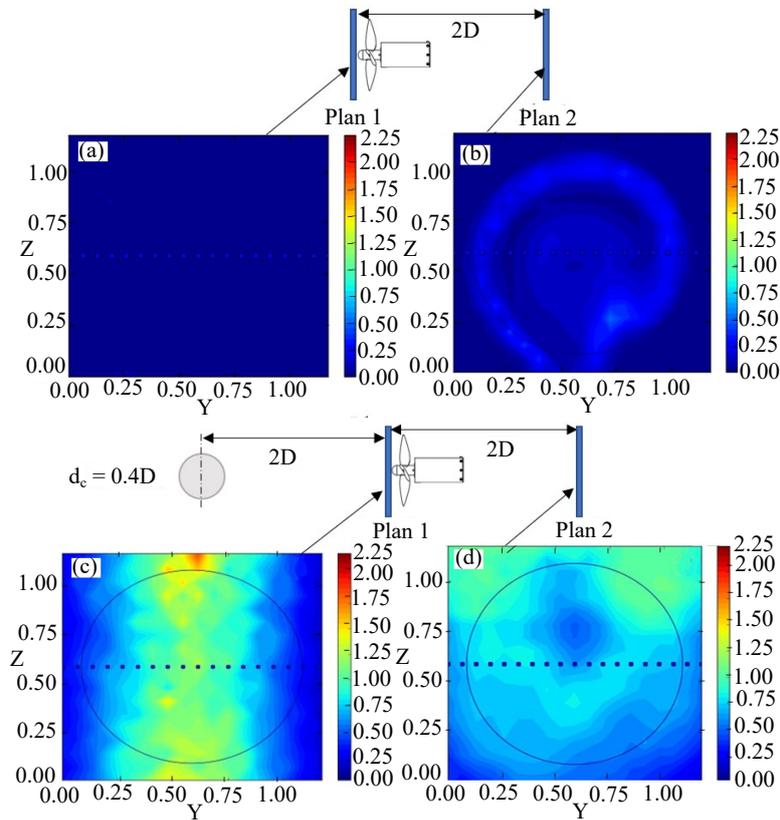


Figura 2.12 – Contorno de TKE para o plano do rotor e a jusante sem e com cilindro a montante da turbina. (a) e (b) TKE para o experimento sem cilindro; (c) e (d) TKE para o experimento com cilindro $d_c = 0.4D$.

Para avaliar se uma turbina converte TKE, os contornos de TKE médio no plano a jusante da turbina (ver Figura 2.13(b)) são comparados com o contorno do mesmo plano sem a presença da turbina (ver Figura 2.13(a)). Sem a turbina, a TKE média é reduzida em cerca de 20% entre os planos a montante e a jusante, enquanto com a turbina, a redução é de aproximadamente 50%. Assim, a diferença associada na TKE entre as duas condições é convertida em potência mecânica.

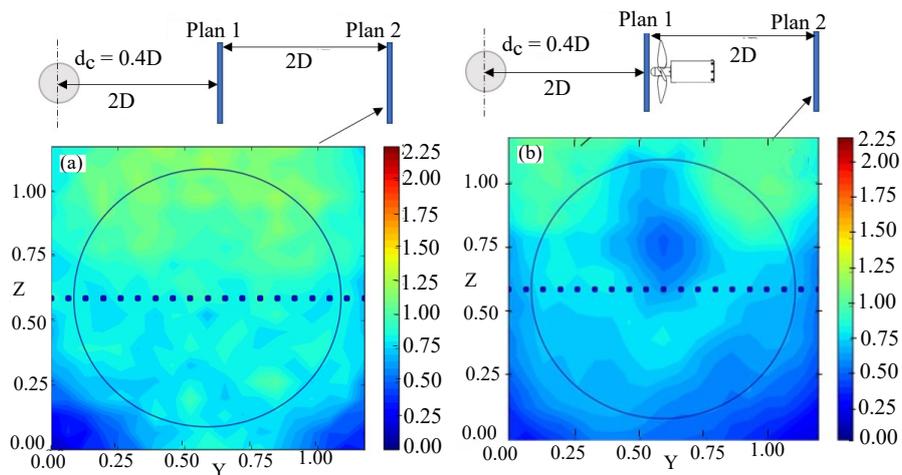


Figura 2.13 – Contorno de TKE no plano 2 para experimentos de esteira de cilindro com e sem turbina: **(a)** sem turbina; **(b)** com uma turbina.

Os contornos de TKE fornecem evidências claras da interação entre a turbina e a turbulência a montante. Para avaliar como os "pacotes" de TKE respondem à frequência de rotação da turbina, igual à frequência de emissão dos vórtices do cilindro, desenvolvemos uma análise de PSD do sinal de TKE no escoamento em um ponto dentro da área varrida pelo rotor nos planos designados.

2.4.3 Análise da TKE no domínio da frequência

A análise da TKE em frequência é realizada em pontos estrategicamente selecionados dentro da região varrida pelo rotor, tanto a montante quanto a jusante da turbina. Essa seleção é baseada no fato de que a análise da densidade espectral da TKE permite uma compreensão mais precisa da distribuição de energia em relação à frequência e identifica quais escalas estão presentes no fluxo, bem como como elas interagem com o rotor. Os pontos de análise espectral estão localizados em $Z = 0$ e $Y = 0.25D$ no plano definido por P_1 no plano 1, imediatamente a montante da turbina, e P_2 no plano 2, a jusante do rotor.

As densidades espectrais de potência (PSD³) para os pontos P_1 e P_2 no experimento sem o cilindro a montante da turbina são apresentadas na Figura

³ Sigla do termo original em inglês: *Power Spectral Density*.

2.14. A TKE em P_1 está distribuída na faixa de frequências sem picos de energia, compatível com o padrão de turbulência de grade. Além disso, pode-se observar que a quantidade de TKE no plano a jusante da turbina é significativamente maior do que no plano a montante, para a maioria da faixa de frequências. Isso é uma medida direta da turbulência criada pela turbina. Adicionalmente, há três picos de TKE em f_t , $4f_t$, e $8f_t$. O pico em 80 Hz ($4f_t$) está claramente relacionado com a frequência de passagem da pá (considerando um rotor de quatro pás que gira a 20 Hz), e é devido à turbulência dos vórtices de ponta da pá. O pequeno pico em 160 Hz pode estar relacionado com um alto harmônico da turbulência periódica gerada nas pontas das pás do rotor. O pico em 20 Hz pode estar associado à turbulência produzida pela parte rotativa do cubo do rotor ou por falhas construtivas, como variações na forma da pá ou até mesmo um desbalanceamento do rotor resultante do processo de impressão 3D. Portanto, pode-se inferir que o rotor, a torre e a nacelle atuam como um corpo rombudo que gera turbulência. Isso fica evidente nos contornos de TKE apresentados na Figura 2.12(b) e nos picos destacados na Figura 2.14 (linha laranja).

A figura 2.15 apresenta a PSD no ponto P_1 dos experimentos, em condições sem e com um cilindro de diâmetro $d_c = 0.4D$, indicado pela linha vermelha no gráfico. Observa-se que o conteúdo de TKE é consideravelmente maior em toda a faixa de frequência, com um pico pronunciado resultante da emissão de vórtices do cilindro, a 24 Hz. Adicionalmente, indicamos a lei de decaimento $-5/3$ associada à subcamada inercial com uma linha sólida reta.

Para avaliar a conversão da TKE em energia mecânica pela turbina, são comparados espectros de densidade espectral a montante e a jusante da turbina em experimentos com um cilindro de diâmetro $d_c = 0.4D$ localizado a montante. A Figura 2.16 apresenta o PSD para os pontos P_1 e P_2 na frequência da turbina coincidente com a frequência de emissão dos vórtices ($f_t = f_c$). Pode-se observar uma diferença na magnitude do conteúdo de TKE entre os pontos P_1 e P_2 , em especial no pico de frequência de 24 Hz, conforme mostrado no inseto da Figura 2.16 na escala linear do eixo y. Isso sugere que a turbina reduz o conteúdo de TKE do fluxo, possivelmente convertendo-a em energia mecânica.

Um segundo experimento foi conduzido usando um cilindro com diâmetro

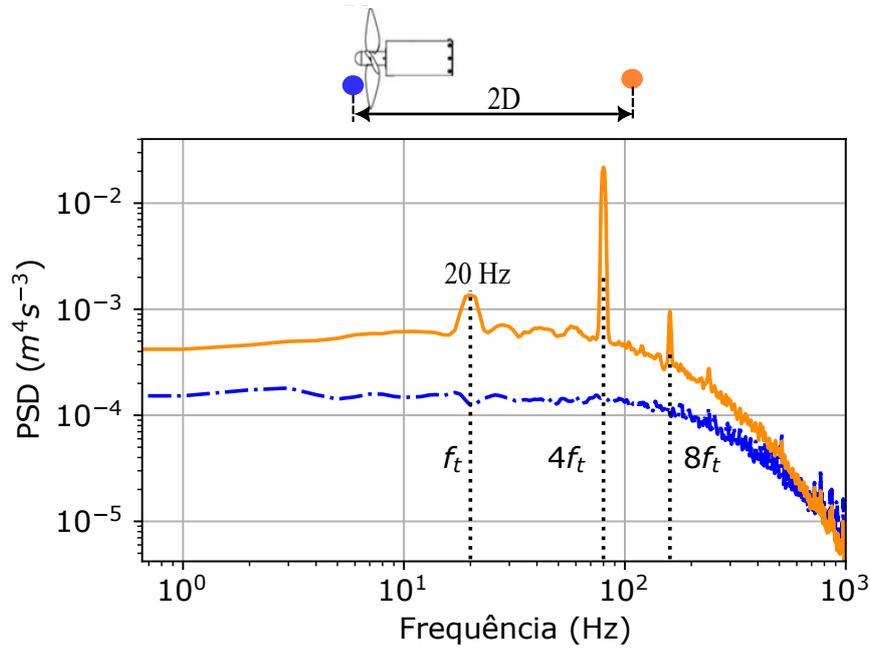


Figura 2.14 – PSD nos planos do rotor e a jusante para o experimento sem o cilindro a montante da turbina. (---) PSD para o experimento no plano do rotor (P_1), e (—) experimento a jusante (P_2).

$d_c = 0.5D$, agora para duas frequências de rotação da turbina: i) coincidente com a frequência de emissão dos vórtices e ii) não coincidente com a frequência de emissão dos vórtices. A análise espectral comparando as duas condições em dois pontos (P_1 e P_2) é apresentada na Figura 2.17. No caso de frequências coincidentes, $f_c = f_t = 20$ Hz, enquanto no caso de frequências não coincidentes $f_c = 20$ Hz e $f_t = 28$ Hz.

A redução no pico de TKE para $f_t = f_c$ é acompanhada por um aumento acentuado em C_p em $\lambda_c = 2\pi f_c R/u = 1,76$, como pode ser visto nas Figuras 2.9 e 2.17. O mesmo ocorre para $f_c = 24$ Hz ($\lambda_c = 2,12$). Isso é uma forte evidência de que o rotor converte TKE transportada pelos grandes redemoinhos lançados pelo cilindro em energia mecânica.

Por outro lado, quando $f_t \neq f_c$, a atenuação do pico de TKE é mínima, conforme indicado pela ligeira mudança na linha azul mostrada no inserido da Figura 2.17. Além disso, não há pico em C_p observado no λ_c correspondente. Essas

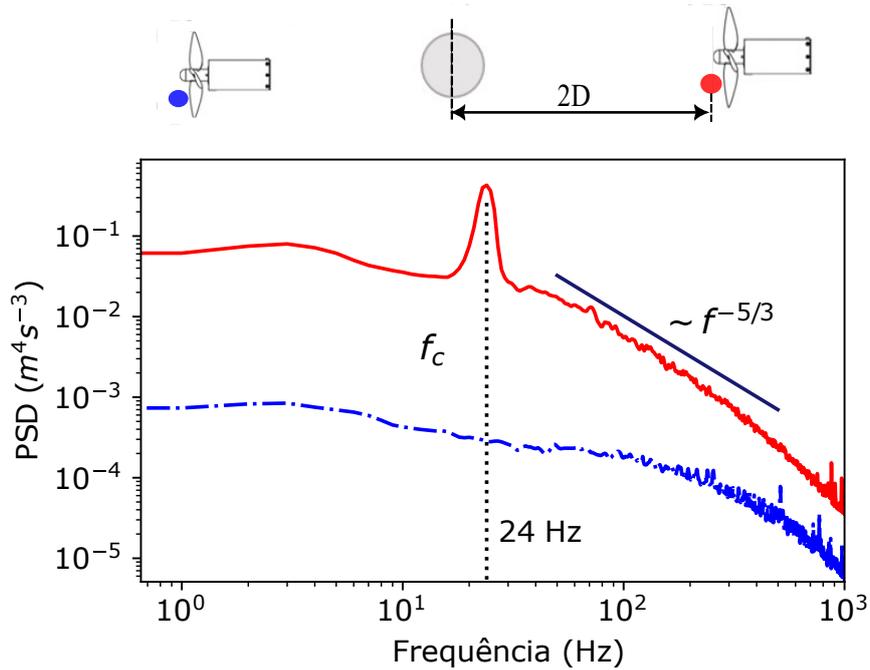


Figura 2.15 – PSD para um ponto no plano do rotor. (—) Experimento com cilindro ($d_c = 0.4D$), (-.-) experimento sem cilindro e (—) lei de $-5/3$.

descobertas demonstram que o rotor converte exclusivamente TKE dos grandes vórtices lançados pelo cilindro em energia mecânica quando $f_t = f_c$.

Para resumir, nossas observações até agora indicam que quando o nível de TKE entrante é alto (como observado em nosso experimento com o cilindro a montante), a turbina efetivamente reduz a TKE em toda a faixa de frequência, como demonstrado nas Figuras 2.16 e 2.17. Além disso, a potência convertida é consistentemente maior em toda a faixa de λ , como ilustrado na Figura 2.17. Considerando ainda que, com níveis baixos de turbulência (sem o cilindro a montante), a turbina age como um gerador de TKE (conforme visto na Figura 2.14), concluímos que o rotor é capaz de converter parte da TKE em energia mecânica, independentemente da velocidade de rotação da turbina. No entanto, observamos que a TKE transportada pelos vórtices de alta energia lançados pelo cilindro em baixa frequência (vórtices de von Kármán) só é efetivamente convertida em energia mecânica se $f_t = f_c$.

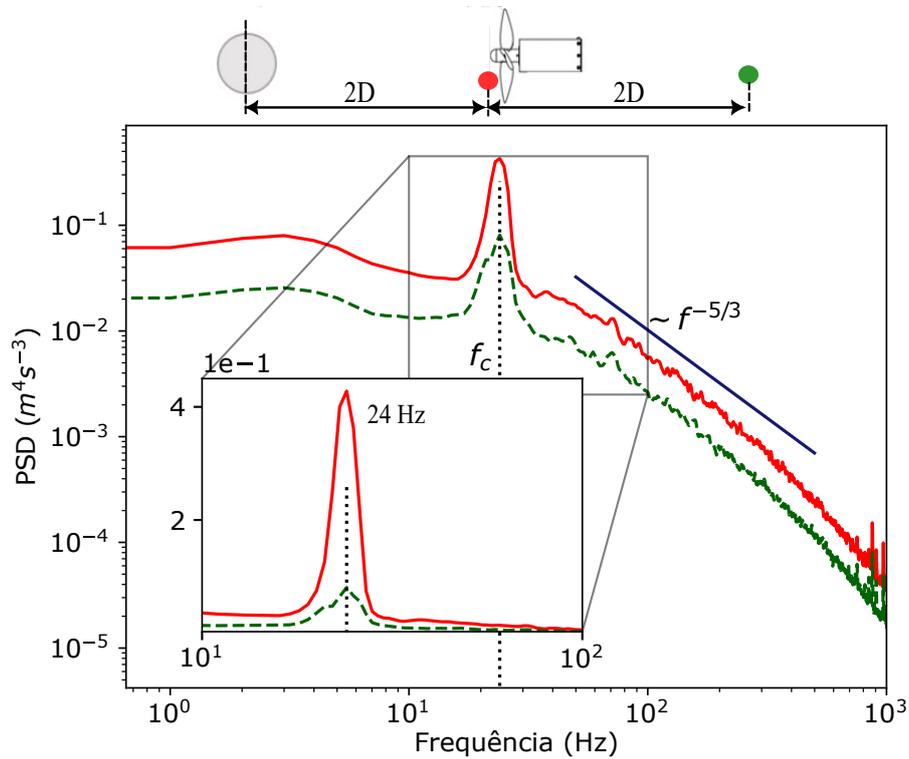


Figura 2.16 – PSD para os pontos P_1 e P_2 obtidos usando um cilindro a montante da turbina com diâmetro $d_c = 0.4D$ e a turbina operando em $f_t = 24$ Hz. (—) para o experimento no plano do rotor, (---) para o experimento a jusante e (—) para a lei de $-5/3$.

Até onde conhecemos, este estudo apresenta a primeira evidência experimental demonstrando que turbinas de eixo horizontal podem converter TKE de grandes estruturas coerentes (com comprimento característico comparável ao diâmetro do rotor) somente se a frequência de rotação da turbina coincidir com a frequência característica desses grandes vórtices.

As harmônicas da frequência de rotação da turbina não aparecem na PSD a jusante se $f_t = f_c$, indicando a quebra do emissão de vórtices e uma recuperação mais rápida da esteira. Para o cilindro com $d_c = 0.5D$, a frequência harmônica de emissão de vórtices, $2f_c$, aparece em ambos os planos. Em contraste, se a turbina operar em uma frequência diferente de f_c , ela atua como geradora de turbulência, incluindo um pico que aparece na frequência de rotação da turbina e suas harmônicas, conforme ilustrado na Figura 2.17.

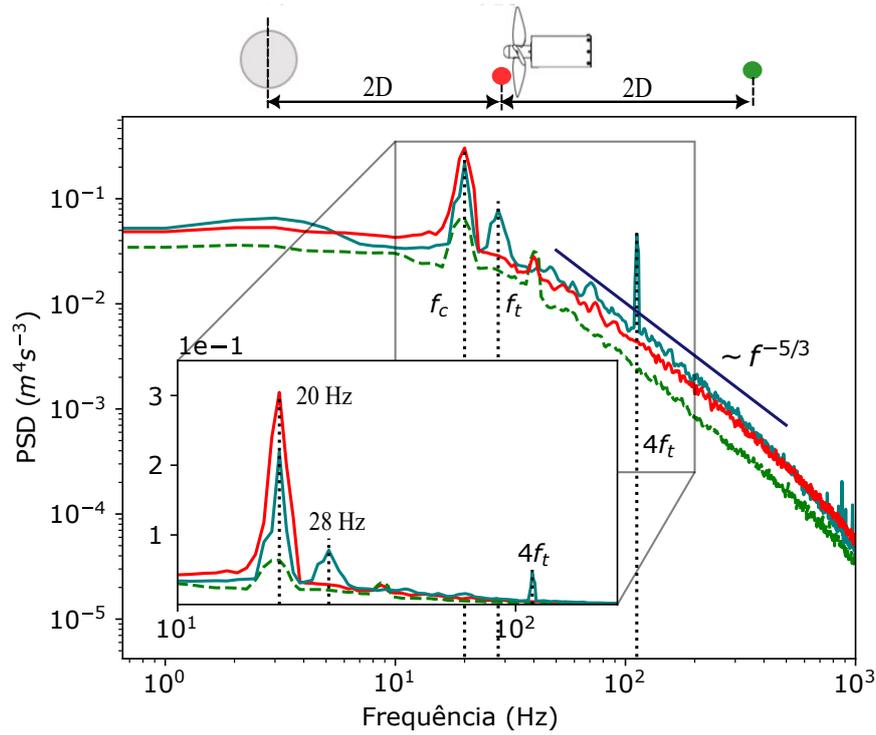


Figura 2.17 – Análise do PSD para os pontos P_1 e P_2 com a turbina na esteira do cilindro com diâmetro $d_c = 0.5D$. Em P_2 (---) para a turbina com $f_c = 20$ Hz; e (—) para a turbina com $f_t = 28$ Hz. Em P_1 (—) temos os resultados experimentais na altura do rotor e (—) a lei do $-5/3$.

Após analisar as duas configurações experimentais com um cilindro, é possível observar que os níveis de TKE no plano a montante (plano 1) são maiores do que os observados a jusante (plano 2) em toda a faixa de frequência, como mostrado nas Figuras 2.16 e 2.17. Esse comportamento ocorre apenas quando a frequência de rotação da turbina coincide com a frequência de emissão de vórtices do cilindro. Por outro lado, quando a turbina opera em uma frequência de rotação que não corresponde à frequência de emissão de vórtices, o nível de TKE no ponto P_2 a jusante do rotor é da mesma ordem de grandeza observada no ponto P_1 a montante do rotor (plano 1), como ilustrado na Figura 2.17.

A redução no conteúdo de TKE observada na frequência de emissão de vórtices nas duas análises anteriores confirma a conversão de TKE pela turbina.

Para verificar ainda mais essa conversão, os PSDs nos pontos a jusante $4D$ (plano 2) foram comparadas em duas situações distintas utilizando um cilindro com diâmetro $d_c = 0,5D$. O experimento envolveu a presença da turbina posicionada a $2D$ a jusante do cilindro, enquanto o outro experimento não teve a turbina a jusante do cilindro (conforme mostrado na Figura 2.18). Essa configuração experimental permitiu comparar os níveis de TKE em ambas as condições. Foi observado que a magnitude da PSD é maior quando a turbina não está presente, como pode ser visto na inserção da Figura 2.18. Portanto, a presença da turbina resultou em uma conversão de TKE.

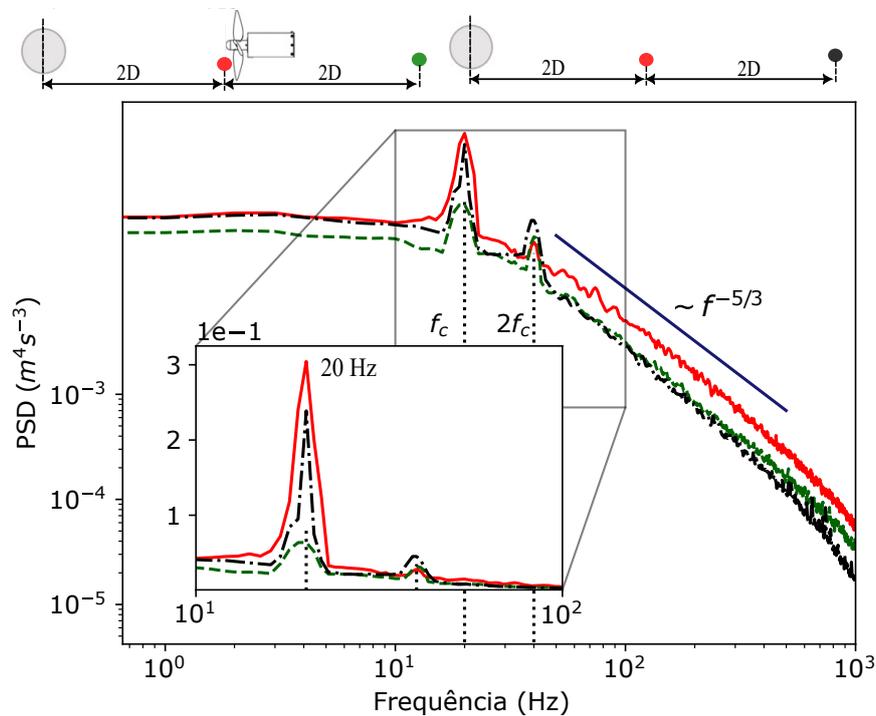


Figura 2.18 – Gráficos de PSD para os pontos P_1 e P_2 com e sem a turbina na esteira do cilindro. (—) para P_1 no plano do rotor, (---) para P_2 na esteira da turbina operando a $f_t = 20Hz$, e (---) para P_2 sem a presença da turbina, e (—) lei de $-5/3$.

Para $f_c \neq f_t$, a conversão de TKE ocorre praticamente em todas as frequências do espectro. Outro fato importante é que a magnitude do PSD no harmônico $2f_c$ é potencializada na esteira da turbina para todos os casos analisados. O au-

mento pode estar relacionado à turbina quebra as vorticidades de von Kármán na frequência de 20 Hz e as transforma em vorticidades secundárias.

2.4.4 Análise do torque no domínio da frequência

Para compreender alguns aspectos do mecanismo de conversão de energia cinética da turbulência, é possível analisar o sinal de torque no domínio da frequência. A PSD do torque ($\tau_t(t)$) pode ser expressa pela equação 2.4. Para processar as PSDs, uma janela de comprimento de 2^{12} pontos e sobreposição de 50% é utilizada. Com a PSD, é possível identificar as frequências em que as estruturas turbulentas do escoamento interagem com o rotor e apresentam maior contribuição na conversão de torque mecânico pela turbina, permitindo compreender como as estruturas coerentes presentes no escoamento da esteira do cilindro contribuem para a curva do coeficiente de potência completa. As PSDs são analisadas para as razões de velocidade de ponta de pá $\lambda = 1, 2, 1,4, 1,72$ e $1,88$, com a turbina submetida ao escoamento livre e na esteira do cilindro.

A Figura 2.19 apresenta o PSD para $\lambda = 1, 2$ dos experimentos sem e com cilindro a montante. No caso do experimento sem cilindro a montante, é observado no PSD do torque que, na faixa inercial, ou seja, entre $f = 1$ Hz e $f = 20$ Hz, o decaimento da potência do sinal tem inclinação de $-5/3$. Já para o experimento com o cilindro a montante, a turbina apresentou inclinação de $-11/3$. Pode-se observar picos nas frequências de 13,9 Hz, 20 Hz e 55,6 Hz. Esses valores são referentes à rotação da turbina, aos vórtices do cilindro e à frequência de passagem da pá, respectivamente. No estudo de Deskos et al. (2020), foi observado e descrito que, para λ mais alto, a inclinação da curva é de $-11/3$ e está diretamente relacionada ao fato de a turbina operar como filtro passa-baixa. Em contrapartida, para λ baixo, a inclinação segue a cascata de $-5/3$.

Com o experimento realizado na esteira do cilindro, é possível notar que a turbina apresenta um comportamento distinto do observado em escoamento livre. Esse comportamento pode ser dependente do escoamento apresentar escalas em frequências compatíveis com a frequência de rotação da turbina, transportando altos níveis de energia cinética de turbulência. A esteira do cilindro é composta

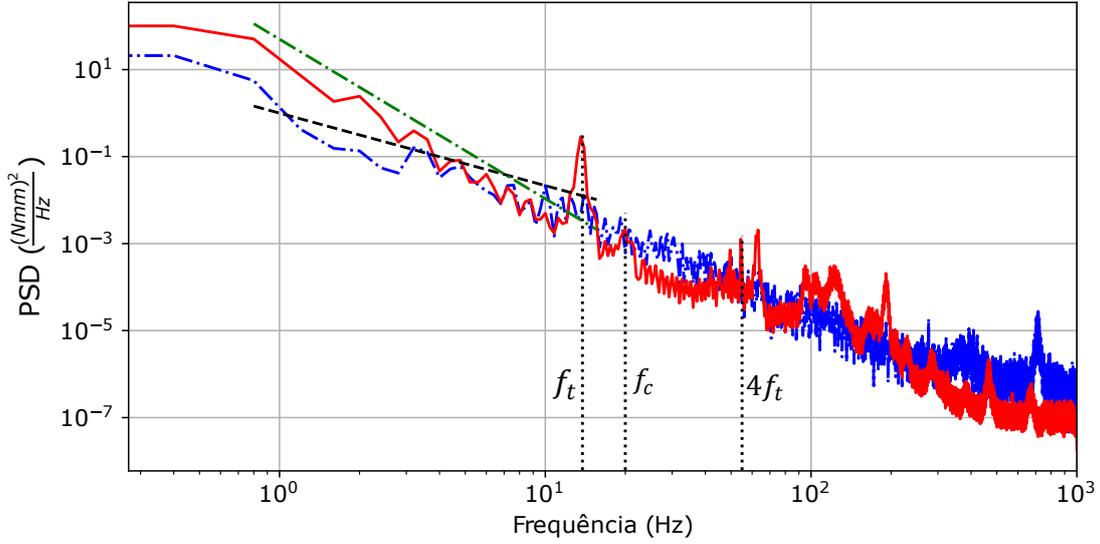


Figura 2.19 – Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.2$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (····) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$ e (---) inclinação de $-\frac{5}{3}$.

por escalas de vários tamanhos, embora possua uma escala característica mais energética, como apresentado nos resultados do capítulo 2. Portanto, para $\lambda = 1.2$, existe uma escala na frequência compatível com a rotação da turbina e, desse modo, a inclinação de $-11/3$ é percebida, apresentando o comportamento de filtro passa-baixa.

Para frequências de rotação da turbina mais elevadas, é possível observar que, em baixas frequências no espectro, a diferença entre os PSDs sem e com o cilindro a montante é pequena. Além disso, é verificada uma inclinação de $-11/3$ e uma frequência igual a $2/3f_t$ para ambas as condições experimentais. A Figura 2.20 apresenta o PSD para $\lambda = 1.4$. Nesse caso, o rotor interage sinergicamente com as estruturas turbulentas dentro de uma banda de frequência, o que leva a um aumento da potência do sinal na frequência da emissão de vórtices (20 Hz) e na frequência de corte do filtro passa-baixa (25 Hz).

Os resultados obtidos no capítulo 2 mostram que ocorre um pico na curva de C_p quando a frequência de rotação da turbina coincide com a frequência de dos

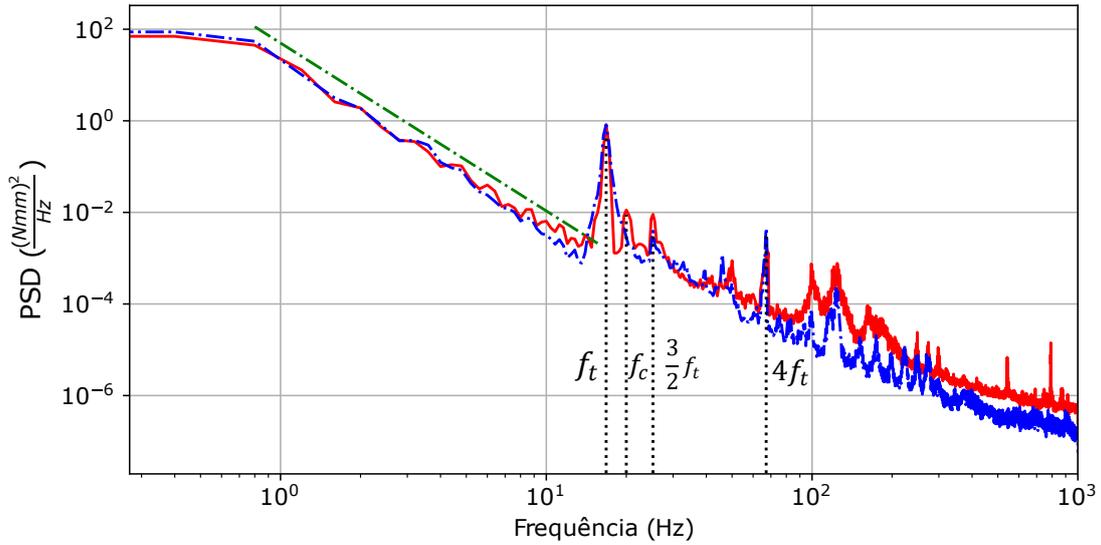


Figura 2.20 – Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.4$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (····) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$.

vórtices. A Figura 2.21 apresenta as curvas do PSD para $\lambda = 1.76$. A frequência de 20 Hz, é a frequência de emissão dos vórtices de von Kármán na esteira do cilindro utilizado nesse experimento. Especificamente na frequência de 20 Hz, a PSD do sinal torque apresenta um pico maior quando comparado com experimento sem cilindro.

O conteúdo energético do sinal de torque é significativamente maior em uma banda de frequência para o experimento com o cilindro a montante. Portanto, esse resultado sugere que a turbina interage de forma sinérgica com as estruturas turbulentas contidas em uma faixa de frequência bem definida próxima à sua frequência de rotação. Essa interação pode ser explicada pela capacidade da turbina de extrair energia cinética das estruturas turbulentas contidas na esteira do cilindro, o que contribui para aumentar a eficiência do processo de conversão de energia eólica ou marinha em energia mecânica.

A interação entre as estruturas coerentes e o rotor de uma turbina é um fenômeno complexo e não pode ser completamente explicada apenas pela análise espectral do sinal de torque ou potência. No entanto, foi identificado um mecanismo

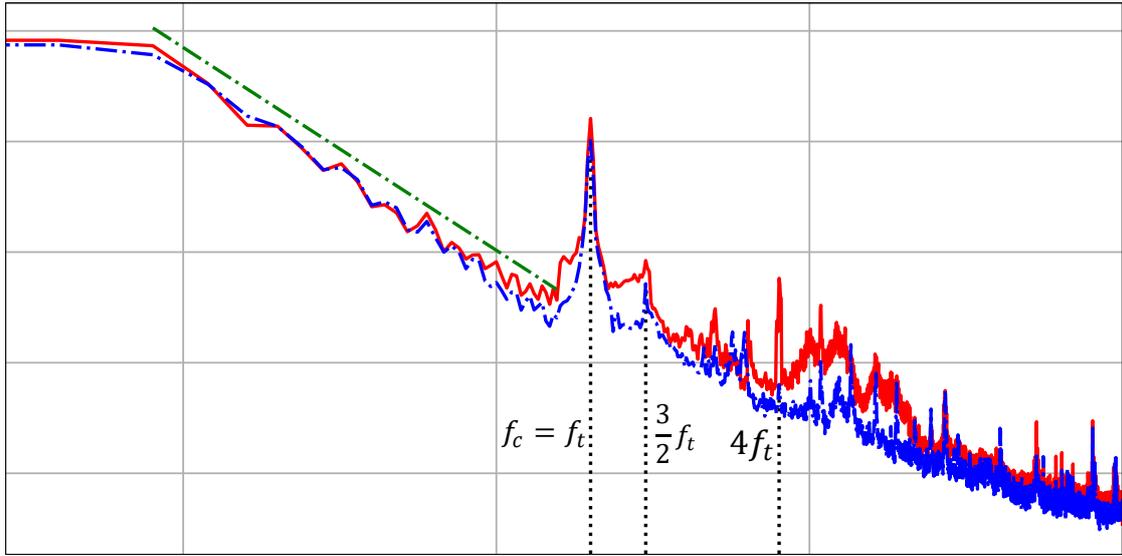


Figura 2.21 – Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.76$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (.....) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (---) inclinação de $-\frac{11}{3}$.

de conversão de energia cinética da turbulência em uma frequência característica associada à frequência de rotação da turbina. Esse mecanismo está relacionado ao fato de que as escalas integrais do escoamento apresentam maior interação com o rotor quando a frequência está sintonizada.

A frequência de emissão dos vórtices de von Kármán é identificada no PSD do torque para $\lambda = 1.88$, correspondendo a uma frequência de 23.33 Hz. A Figura 2.22 apresenta as curvas do PSD para os dois experimentos, sem e com cilindro a montante, com a turbina operando em $\lambda = 1.88$. A amplitude do PSD na banda de frequência que há interação das estruturas turbulentas com o rotor é menor quando comparada com o caso para $\lambda = 1.76$.

A natureza física dessa interação pode ser mais claramente identificada e compreendida por meio dos resultados do estudo numérico apresentado no Capítulo 3. É importante ressaltar que a compreensão desses fenômenos é fundamental para o desenvolvimento de técnicas de controle e otimização de turbinas, principalmente em aplicações em regiões com altos níveis de turbulência, como locais montanhosos, próximo de florestas e rios com topologia de fundo complexa. Portanto, o estudo

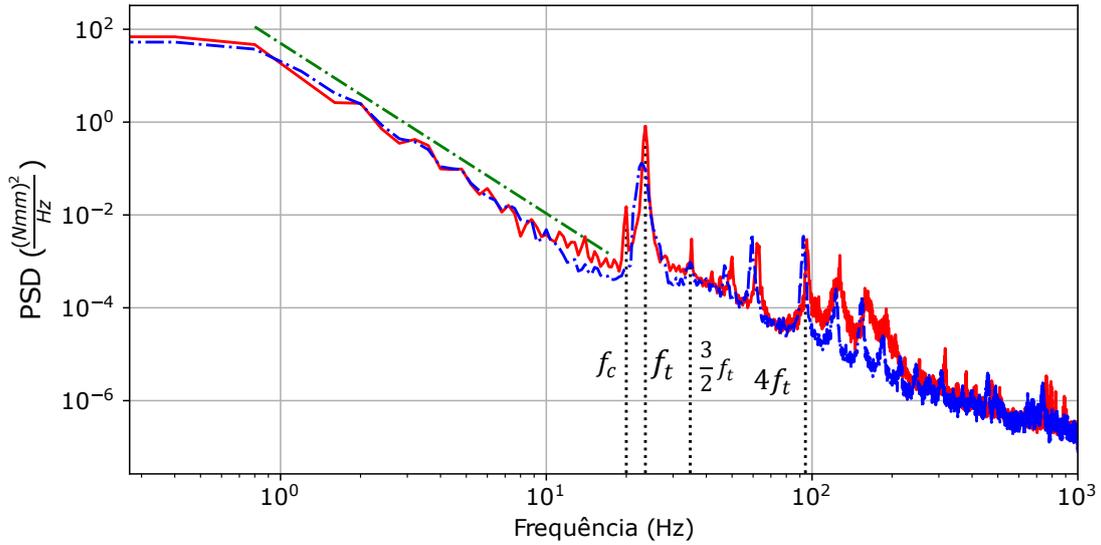


Figura 2.22 – Espectro de densidade de potência do sinal de torque dos testes com e sem o cilindro em $\lambda = 1.88$. (—) experimento sem cilindro, (—) experimento com cilindro, e (····) picos de frequência e harmônicos do cilindro e do rotor. (-.-) inclinação de $-\frac{11}{3}$.

detalhado desses mecanismos é de grande relevância para a comunidade científica e pode contribuir significativamente para a eficiência energética.

2.5 Conclusões

As interações entre as escalas características de turbulência em uma frequência coincidente com a rotação da turbina foram identificadas. A potência gerada pela turbina é fortemente influenciada por estruturas turbulentas do escoamento que possuem a mesma frequência que a rotação do rotor. Durante essa interação, a energia cinética da turbulência é convertida em potência. Nossos resultados indicam que o mecanismo que governa a conversão de TKE de grandes estruturas coerentes em potência mecânica é diferente do mecanismo associado ao aumento observado no C_p em turbinas operando com escoamento de entrada caracterizado por turbulência de grade intensa. Esse mecanismo foi identificado por um pico na curva C_p para λ correspondente à frequência das estruturas coerentes. Embora esse resultado seja

bastante relevante, ainda não está claro exatamente como esse mecanismo ocorre fisicamente.

A dinâmica da esteira da turbina também é afetada pela presença de estruturas coerentes/organizadas. Notavelmente, vórtices de ponta são dissipados, acelerando a recuperação da velocidade média. As grandes escalas da turbulências do escoamento a montante contribuem para desintegrar de forma mais eficaz os vórtices de ponta das pás quando a frequência de rotação da turbina coincide com a frequência de emissão dos vórtices.

A recuperação da esteira da turbina varia com o mesmo nível de TKE, e de maneira inesperada, as frequências de passagem das pás e harmônicas foram encontradas nas funções de densidade espectral de TKE na esteira da turbina quando as frequências de rotação e de estruturas turbulentas são muito diferentes (veja a Figura 2.17). Isso significa que a recuperação da esteira também depende da frequência das estruturas coerentes que chegam o rotor.

Os resultados encontrados na análise espectral do torque confirmam os resultados apresentados por [Deskos et al. \(2020\)](#) para a turbina submetida ao escoamento livre. Na análise do sinal de torque do experimento realizado na esteira do cilindro, constata-se a presença de uma banda de frequência em que a interação do rotor com o escoamento turbulento é significativamente mais intensa do que no caso do escoamento livre. Essa banda de frequência, na qual ocorre uma interação mais intensa, está definida entre $3/4f_t$ e $3/2f_t$.

Para baixa razão de velocidade de ponta de pá λ , a inclinação da curva do espectro de densidade de energia (PSD) na região inercial é $-5/3$. No entanto, para λ mais alto, o comportamento da turbina é alterado e a inclinação se torna $-11/3$. É importante destacar que, ao submeter a turbina a estruturas coerentes com altos níveis de energia cinética de turbulência, seu comportamento é modificado, mesmo para valores de λ baixos. Nesse caso, a inclinação que antes era $-5/3$ se torna $-11/3$.

Existe uma sinergia intrínseca na interação entre o escoamento turbulento e o rotor, que se torna particularmente intensa quando a turbina opera em sincronia com as estruturas turbulenta de grande escala de maior energia. Isto é, quando

a frequência das estruturas coerentes se aproxima da frequência de rotação da turbina. Vale ressaltar, porém, que ainda que as frequências não sejam exatamente iguais, as estruturas turbulentas mais energéticas interagem com o rotor de forma significativa.

3 O efeito da energia cinética da turbulência no desempenho de turbinas de eixo horizontal usando LES

Nos capítulos 2, foram apresentadas as análises dos testes realizados em túnel de vento que permitiram identificar um mecanismo de conversão de energia cinética de turbulência. No entanto, a compreensão clara do mecanismo, especialmente em relação à interação entre o escoamento turbulento e o rotor, não foi alcançada. Este capítulo tem como objetivo investigar a interação do escoamento turbulento da esteira do cilindro com a turbina e a influência das estruturas coerentes na performance da turbina de eixo horizontal, por meio de simulação numérica.

Os dois casos desenvolvidos experimentalmente e apresentados no capítulo 2 são simulados. Uma revisão da literatura é apresentada, a metodologia numérica discutida e os detalhes da geometria e malha são explicados. O modelo de turbulência LES é utilizado e, por fim, os resultados são apresentados e discutidos. A partir da simulação LES, é possível identificar os fenômenos físicos do escoamento que interagem com a turbina e que proporcionam o aumento de C_p para a frequência específica. Esta análise permitirá uma melhor compreensão da interação entre o escoamento turbulento e o rotor, além de fornecer informações importantes para a otimização da performance de turbinas de eixo horizontal.

3.1 Metodologia numérica

O escoamento turbulento é caracterizado por apresentar escalas em todas as frequências. A solução numérica de um escoamento turbulento pode ser realizada utilizando diferentes modelos de turbulência. Os principais modelos são definidos como URANS, LES e DNS. Os modelos URANS são caracterizados por possuir menos custos computacional quando comparados aos modelos LES e DNS. No entanto, não conseguem resolver as estruturas turbulentas. Por outro lado, o modelo LES possui menos custos computacional que o DNS e resolve as estruturas turbulentas até o tamanho da malha e modela o restante. Já o modelo DNS resolve todas as escalas, porém tem um alto custo computacional.

Considerando as características dos modelos de turbulência o LES foi escolhido para ser aplicado nesta tese. Como o objetivo é analisar a influência das estruturas coerentes na performance da turbina o modelo LES é o mais adequado. A seguir é apresentada a metodologia para a aplicação do modelo de turbulência no estudo dos experimentos apresentados nos capítulos 2. O modelo de Smagorinsky-Lilly é utilizado. As descrições da geometria, setups e condições de contornos são apresentadas.

3.1.1 Modelo de Turbulência LES

O modelo LES tem sido muito utilizado para simular escoamentos turbulentos em banco de tubos em linhas e escalonados, como os trabalhos dos autores (BARSAMIAN; HASSAN, 1997; BOURIS; BERGELES, 1999; LIANG; PAPADAKIS, 2007; LAM et al., 2010; JIN et al., 2016). O principal motivo para usar LES e não RANS¹ é que em LES é possível simular uma série temporal de velocidade, que permite calcular quantidades como função autocorrelação e espectro de energia cinética de turbulência, enquanto no RANS isso não é possível.

A maior dificuldade para os modelos de turbulência URANS² é resolver as estruturas na parede de um cilindro devido à separação do fluxo ser muito instável

¹ Sigla do termo original em inglês: *Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*.

² Sigla do termo original em inglês: *Unsteady Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations*.

e apresentar vórtices complexos nessa região. Já uma simulação LES resolve o movimento instável em grande escala diretamente e apenas modela as estruturas turbulentas de escalas de sub-malha. Isso é justificado pelo fato das menores escalas tenderem a ser mais homogêneas e isotrópicas e assim menos dependentes das condições de contorno (LARS, 2009; LAM et al., 2010).

Jin et al. (2016) e Lysenko, Ertesvåg e Rian (2012) comentam que os modelos que resolvem as estruturas na região da parede (camada limite) dinamicamente são os mais apropriados. Nessa perspectiva, Jin et al. (2016) e Lam et al. (2010) utilizaram o modelo de escala de subgrade Smagorinsky dinâmico (SGS) para simular escoamento turbulento em banco de tubos. Os autores argumentam que esse modelo resolvem as estruturas grandes e utilizam um filtro para calcular as menores utilizando um modelo de parede, isso reduz o custo computacional.

3.1.2 Modelo de Smagorinsky-Lilly

As equações do modelo LES são obtidas a partir da filtragem espacial das equações de Navier-Stokes, ou seja, as estruturas menores que o tamanho do filtro usado nas simulações são filtradas. A Eq. 3.1 apresenta a filtragem espacial da variável ($\bar{\phi}(x, t)$) (KIM; WILSON; CHEN, 2015; JIN et al., 2016).

$$\bar{\phi}(x, t) = \int_D \phi(y, t) G(x, y) dy, \quad (3.1)$$

em que, D é o domínio computacional e G a função de filtro que determina a escala das estruturas resolvidas. Sendo a função de filtro implícita, G (x, y) na Eq. 3.2, é um filtro de topo dado por

$$G(x, y) = \begin{cases} \frac{1}{V}, & \text{para } |x - y| \in V \\ 0, & \text{caso contrário.} \end{cases} \quad (3.2)$$

Aplicando o filtro nas equações da continuidade e Navier-Stokes, tem-se as equações governantes para escalas resolvidas pelo modelo LES, dadas pela Eq. 3.3 e Eq. 3.4.

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.3)$$

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (3.4)$$

Tensor de tensões de turbulência de sub-malha denotado por τ_{ij} é uma variável desconhecida como mostrado na Eq. 3.5, dessa forma a Eq. 3.4 não é fechada. Então, o tensor de tensão de sub-malha pode ser modelado com base no modelo isotrópico de viscosidade turbulenta, dado por

$$\tau_{ij} = u_i \bar{u}_j - \bar{u}_i \bar{u}_j, \quad (3.5)$$

$$\tau_{ij} - \frac{1}{3} \tau_{kk} \delta_{ij} = -2\nu_t \bar{S}_{ij}, \quad (3.6)$$

em que, ν_t é viscosidade turbulenta definida por Smagorinsky (1963) e pode ser calculada pela Eq. 3.7.

$$\nu_t = C_s \bar{\Delta}^2 |\bar{S}| \quad (3.7)$$

No modelo de Smagorinsky C_s é constante e igual a 0,2. Nos modelos dinâmicos, como o de Germano e Lilly, C_s é determinado em função do escoamento nas escalas resolvidas. Em que, C_s é a constante de Smagorinsky, $|\bar{S}|$ é o módulo do tensor taxa de deformação para as escalas resolvidas e $\bar{\Delta}$ é comprimento do filtro. Os dois últimos são calculados pela Eq. 3.8 e Eq. 3.9.

$$|\bar{S}| = \sqrt{2\bar{S}_{ij}\bar{S}_{ij}} \quad (3.8)$$

$$\bar{\Delta} = V^{\frac{1}{3}} \quad (3.9)$$

Assim, o tensor de tensão de sub-malha é dado pela Eq. 3.10.

$$\tau_{ij} = -2C_v \bar{\Delta}^2 |\bar{S}| \bar{S}_{ij} \quad (3.10)$$

onde C_s é a constante de Smagorinsky.

3.1.3 Modelo de camada limite

A simulação de fluxo turbulento sobre cilindro e/ou bancos de tubos é complexa e tem um custo computacional alto, isso ocorre devido à solução total da camada refinada na parede dos cilindros (JIN et al., 2016). Para reduzir esse custo associado ao cálculo da tensão de cisalhamento na parede Werner e Wengle (1993) propôs uma lei de potência em que o perfil de velocidade em uma parede sólida é dado por

$$u^+ = \begin{cases} y^+, & \text{para } y^+ \leq 11.81 \\ A(y^+)^B, & \text{para } y^+ > 11.81, \end{cases} \quad (3.11)$$

em que, $A = 8,3$ e $B = \frac{1}{7}$. Para o modelo LES é necessário que a primeira célula seja colocada na faixa de $y^+ \approx 1$. E para determinar o valor de $y^+ \approx 1$, é necessário calcular o tamanho desejado do primeiro elemento na parede do cilindro. Dessa forma, assume que $y^+ = 1$ e através da Eq. 3.12 o tamanho do primeiro elemento da parede é encontrado (AMALIA; MOELYADI; IHSAN, 2018).

$$\Delta S = \frac{y^+ \mu}{\rho U} \quad (3.12)$$

em que, μ viscosidade cinemática, ρ é a densidade e U_0 é a velocidade de fluxo livre incidente no cilindro.

3.1.4 Geometria, Condições de contorno, malha e CFD setup

Os experimentos foram desenvolvidos na seção de teste de um túnel de vento com dimensões 1.2 metro x 1.2 metro x 2 metros. Dessa forma, a geometria utilizada na simulação numérica deve ter aproximadamente as mesmas dimensões. No entanto, por questões de convergência numérica as dimensões do domínio computacional foram um pouco maior que as do túnel de vento. As dimensões utilizadas são $L_x \times L_y \times L_z = 15D \times 6D \times 6D$, onde D é o diâmetro da turbina, pode ser visualizado na Figura 3.1.

As simulações foram desenvolvidas para duas configurações experimentais, que são: i) com um cilindro de diâmetro, $d_c = 0.5D$), posicionado a $2D$ a montante da turbina, veja a Figura 3.2(a); ii) sem o cilindro a montante da turbina, ilustrada na Figura 3.2(b). A simulação LES é resolvida no tempo e devido a essa característica é necessário ter dois domínios: o estacionário e o rotativo. Ao domínio rotativo é imposto uma condição de rotação de corpo rígido da malha.

A configuração da geometria adotada no presente estudo teve como base a metodologia empregada por dois estudos anteriores, nomeadamente o trabalho de Kim, Wilson e Chen (2015) e o de Amalia, Moelyadi e Ihsan (2018). Estes autores investigaram o escoamento na esteira de um cilindro e observaram que, a uma distância $4d_c$, correspondente a $2D$, as estruturas coerentes do cilindro estavam mais uniformes e apresentavam maiores níveis de energia cinética. A Figura 3.1(a) ilustra as principais dimensões do domínio da simulação com o cilindro posicionado a montante da turbina. Já a Figura 3.1(b) mostra o domínio da simulação sem o cilindro. A turbina foi posicionada na mesma distância que no caso com cilindro.

O posicionamento da turbina foi feito a uma distância de $2D$ a jusante do cilindro. Essa distância foi escolhida porque, nesse plano, o escoamento apresenta menor déficit de velocidade e maior nível de TKE. Essa estratégia foi adotada com o objetivo de maximizar a captura de energia cinética pelo rotor da turbina, visto que o principal objetivo é analisar a influência das estruturas coerentes no desempenho da turbina.

As principais condições de contornos são ilustradas na Figura 3.2 e descritas a seguir:

- Seção de entrada do escoamento (inlet): perfil uniforme de velocidade a u_0 com 1% de intensidade de turbulência, operando com ar;
- Seção de saída (outlet): pressão prescrita igual à pressão atmosférica, p_∞ , com gradiente de velocidade nulo;
- Seção laterais do domínio e, superfície da turbina e cilindro: condição de não deslizamento, i.e. velocidade nula sobre a superfície.

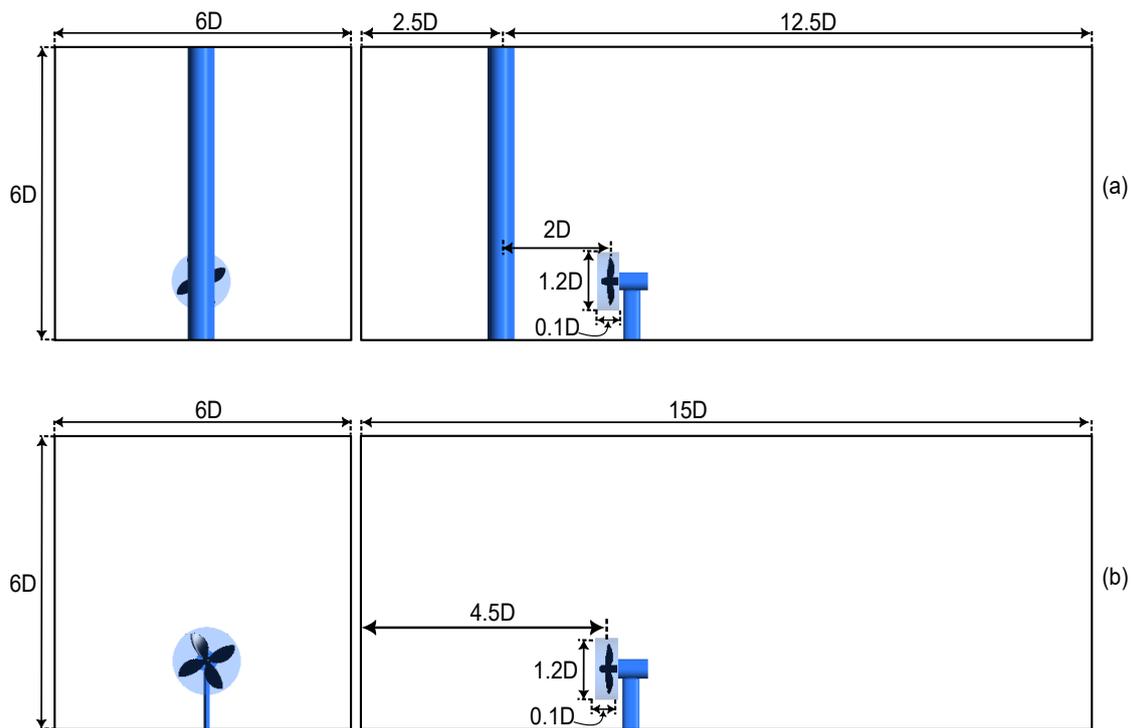


Figura 3.1 – Principais dimensões dos domínios das simulações. **(a)** domínio da simulação com o cilindro a montante e **(b)** para a simulação sem o cilindro.

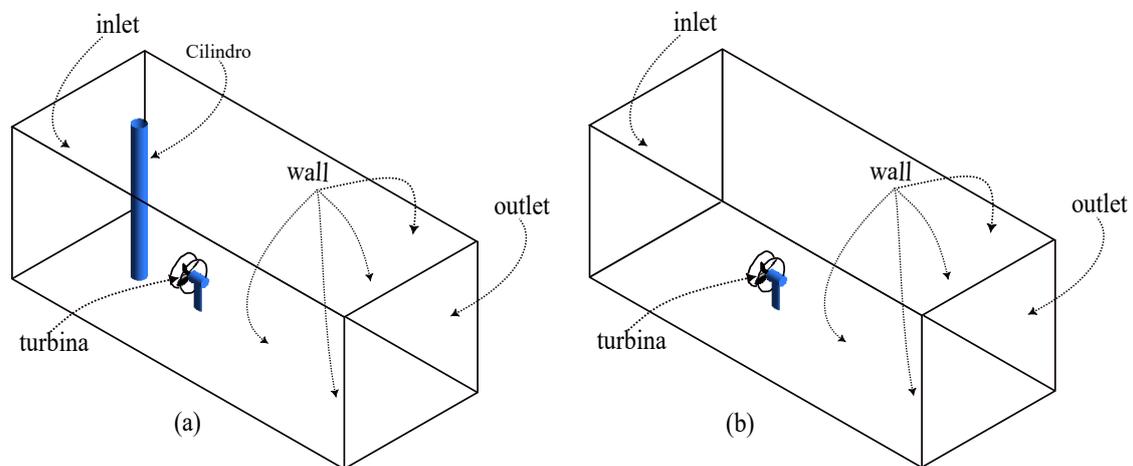


Figura 3.2 – Principais condições de contornos. **(a)** condições de contorno para a simulação com cilindro e **(b)** para o caso sem cilindro.

Na condição de contorno *inlet*, a velocidade utilizada na simulação com o

cilindro foi de 9.5 m/s, conforme pode ser observado na Figura 3.2(a). Esse valor foi determinado a partir do mapeamento da velocidade média no plano do rotor, com o intuito de se obter uma velocidade média de aproximadamente 8 m/s. Tal valor foi obtido por meio de experimentos em túnel de vento, descritos no capítulo 2, e simulações prévias URANS somente com o cilindro. Já para a simulação da turbina em escoamento livre, a velocidade de entrada adotada foi de 8 m/s, ilustrado na Figura 3.2.

A construção de uma malha adequada para simulações numéricas é um desafio, pois deve-se encontrar um equilíbrio entre a densidade de pontos e o espaçamento entre eles. A malha deve ser refinada o suficiente para capturar as variações rápidas da turbulência, mas também deve ser construída de forma a garantir a integridade numérica e a conservação das propriedades do escoamento em investigação. Um erro na malha pode levar a previsões imprecisas e não confiáveis do comportamento do escoamento. A malha utilizada na simulação do caso com o cilindro a montante é mostrada na Figura 3.3. O software *ANSYS MESHING* foi utilizado para geração das malhas.

A malha foi gerada de modo a obter uma distribuição uniforme para as regiões da geometria mais afastadas do cilindro e do rotor, veja a Figura 3.3(a), e mais refinada na parede do rotor, como pode ser observado no detalhe da Figura 3.3(b). Para gerar uma boa malha que possa capturar a turbulência na esteira do cilindro, a distância da primeira malha da parede do cilindro circular deve ser determinada primeiro usando a Eq. 3.12. A malha gerada é apresentada na Figura 3.3(a). O modelo LES necessita de uma malha com distribuição de elementos uniformes, de modo que a maior parte das escalas do escoamento seja resolvidas.

Assim, áreas críticas da geometria, tais como a esteira do cilindro e da turbina, apresentam maior densidade de elementos, enquanto regiões menos importantes podem ser representadas com malhas menos densas, reduzindo, assim, o custo computacional. Para isso, a técnica de malha estruturada foi utilizada nas regiões mais simples. Esse tipo de malha é gerada com base em uma grade regular, permitindo uma representação mais precisa da geometria e uma melhor distribuição dos elementos de malha. Por outro lado, a técnica de malha não estruturada foi aplicada nas geometrias complexas, como o domínio rotativo

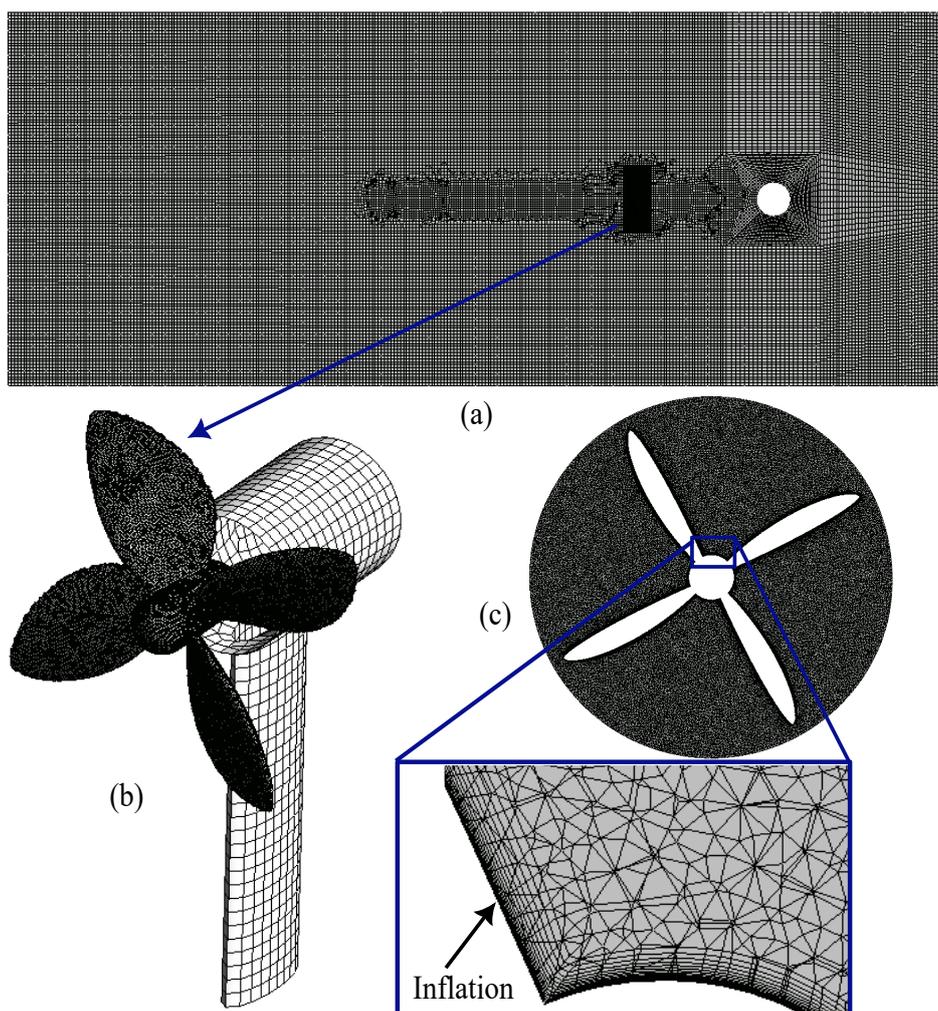


Figura 3.3 – Malha do domínio do experimento com cilindro. (a) Seção transversal do domínio total; (b) malha na superfície rotor e da torre; (c) domínio rotativo e detalhe das camadas de inflação.

da turbina, permitindo uma representação mais fiel da geometria e uma melhor adaptabilidade à variação do escoamento.

Dessa forma, em simulações numérica é necessário a validação da malha. O procedimento de validação pode ser realizada por meio de testes de sensibilidade e análise de convergência. Testes de sensibilidade são realizados para avaliar a sensibilidade dos resultados de simulação às mudanças na resolução da malha, enquanto a análise de convergência é usada para avaliar a precisão das simulações

e garantir que a solução esteja convergindo para a solução exata do problema.

Devido ao grande custo computacional, o estudo de convergência do número de nós foi feito baseada em resultados e experiências de simulações já desenvolvidas no LEA em trabalhos anteriores para a mesma turbina (MENDES, 2020). As malhas utilizadas nas simulações LES devem proporcionar uma boa precisão no valor de C_p e além disso, uma boa visualização dos vórtices na esteira do cilindro e turbina. Portanto, o número de Strouhal e a frequência dos vórtices de ponta de pá da turbina determinados experimentalmente foram os dois parâmetros utilizados para a definição da malha a ser utilizada.

Outros parâmetros que podem utilizados para definir a malha são o y^+ , para determinar a qualidade da malha próxima a parede, e por ser uma metodologia transiente, a qualidade da malha do LES também está relacionada com o número de Courant-Friedrichs-Lewy (CFL), definido como

$$CFL = \frac{U_\infty \Delta t}{\Delta x}. \quad (3.13)$$

O valor de CFL próximo de 1 significa que a velocidade do escoamento (U_∞) não é afetada pelo passo de tempo (Δt) e pelo comprimento característico do elemento de malha (Δx). Assim, um valor de CFL próximo de 1 indica que o método numérico é estável e a solução calculada é confiável.

No caso da simulação LES, o valor de CFL deve ser compatível com o passo de tempo utilizado na medição experimental com o anemômetro de fio quente. O passo de tempo utilizado é de 1×10^{-4} s, o que é equivalente a uma frequência de 10 kHz. Portanto, para garantir a estabilidade do método numérico, é necessário que a qualidade da malha seja avaliada observando o valor de CFL, e ajustando o tamanho dos elementos de malha de forma que CFL esteja próximo de 1 para garantir uma solução confiável.

3.2 Resultados e discussões

Nestes capítulos, serão apresentadas simulações que investigam a interação entre as estruturas coerentes da esteira do cilindro e a turbina de eixo horizontal em escala. Os resultados obtidos anteriormente indicaram um pico na curva de C_p em λ , correspondente à frequência característica do derramamento de vórtices do cilindro. Nesse sentido, quatro séries de simulações LES em duas configurações diferentes foram realizadas para estudar a interação entre o rotor e o escoamento a montante. Com isso, pretende-se identificar e compreender o mecanismo responsável pelo pico na curva de C_p .

Para isso, foi realizada uma investigação dos níveis de energia cinética no volume de controle do rotor por meio da equação do transporte de energia cinética. Também foi feita uma análise dos espectros da energia cinética de turbulência a montante e jusante da turbina, assim como do torque. Além disso, uma investigação dos campos de velocidade, pressão e energia cinética de turbulência foi desenvolvida.

3.2.1 Análise do escoamento instantâneo

A presença da turbina eólica tem um efeito significativo no escoamento, tanto na região a montante, quanto na região a jusante em relação à posição da turbina. A região a montante é conhecida como região de indução, onde o vento encontra resistência da turbina e perde sua energia cinética, resultando em uma diminuição da velocidade do vento e um aumento da pressão estática na região imediatamente à frente da turbina. Por outro lado, a região a jusante é conhecida como a esteira da turbina e é dividida em duas partes: a esteira próxima e a esteira distante. Na esteira próxima, vórtices turbulentos são formados e dissipados rapidamente, enquanto na esteira distante, vórtices de grande escala são gerados e dissipados mais lentamente. Para avaliar o campo de velocidade instantânea em torno da turbina, foram selecionados quatro instantes de tempo para duas rotações diferentes da turbina. As Figuras 3.4 e 3.5 mostram o campo de velocidade a montante e jusante da turbina operando em $\lambda = 1.76$ sob a influência da esteira do cilindro e sem o cilindro, respectivamente.

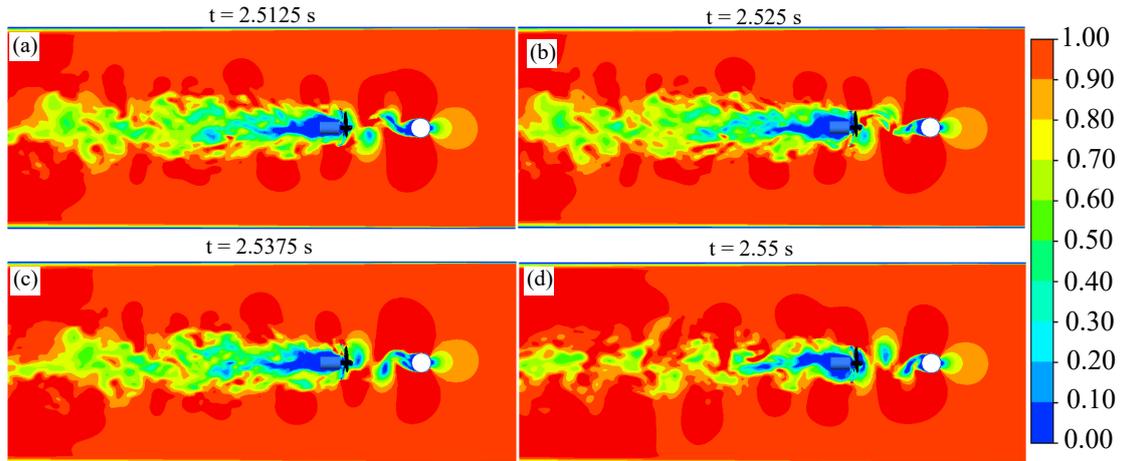


Figura 3.4 – Campo de velocidade para quatro time steps diferentes. Em cada instante de tempo o vórtice de von Kármán está em posição diferente.

No escoamento que se aproxima do rotor na esteira do cilindro, observa-se a presença de grandes estruturas turbulentas conhecidas como os vórtices de von Kármán. Esses vórtices são periódicos e alternados, apresentando uma frequência característica (f_c) de 20 Hz. Por serem estruturas tridimensionais, os vórtices de von Kármán interagem com o rotor em toda a sua área transversal. A turbina, por sua vez, opera em $\lambda = 1.76$, o que corresponde a uma frequência de rotação (f_t) de 20 Hz. Qualitativamente, pode-se observar dois aspectos relevantes e podem ser comparados: o fator de indução e a esteira próxima da turbina com e sem o cilindro a montante para duas frequências de rotação, 16.66 e 20 Hz.

É possível notar na esteira da turbina que o seu comprimento é reduzido devido à influência da esteira do cilindro, veja Figura 3.4(d) e 3.5(d). Conforme estudos anteriores já demonstraram (TALAVERA; SHU, 2017; ABDELSALAM et al., 2014), o aumento da intensidade de turbulência no escoamento a montante do rotor resulta em uma maior aderência da camada limite na pá do rotor. Além disso, há uma maior mistura do escoamento, devido às flutuações de pressão e velocidade do escoamento, aumentando a difusividade de energia cinética de turbulência. Como o escoamento é altamente turbulento, a energia cinética de turbulência das regiões mais afastadas da área de influência do rotor pode ser transportada para a região de esteira, recuperando-a mais rapidamente.

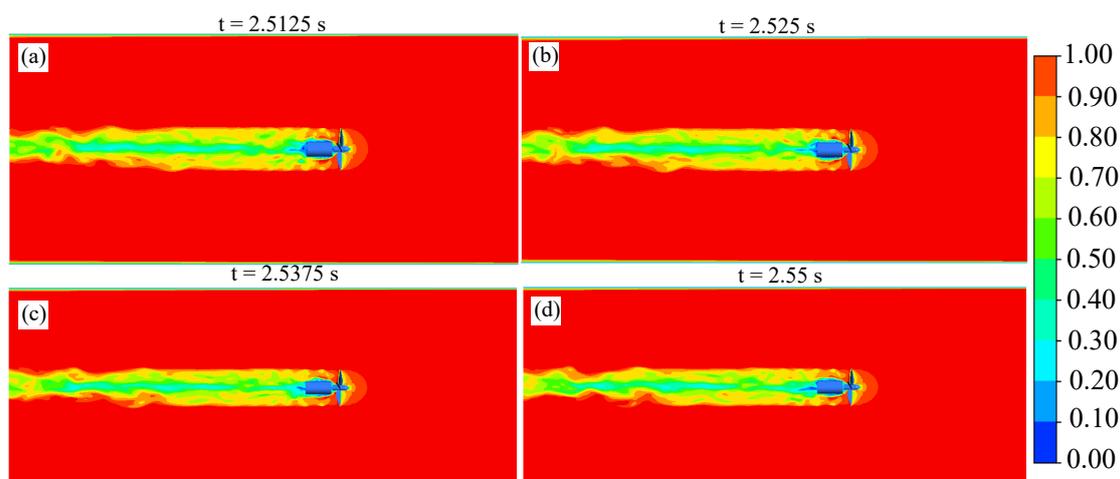


Figura 3.5 – Campo de velocidade para quatro time steps diferentes da simulação com escoamento livre.

Para a obtenção do fator de indução axial, foram utilizados quatro planos circulares com diâmetro de $1.05D$, posicionados a montante do rotor a partir $0.75D$. Essa distância foi adotada para minimizar a influência do rotor nos resultados. Em cada um dos planos, a integral do valor local na superfície foi calculada e posteriormente utilizada para obter o valor médio global. Os resultados obtidos estão disponíveis na Tabela 3.

Tabela 3 – Caracterização do fator de indução médio da turbina para os casos simulados.

Casos	C_p	fator de indução (a)	Frequência de rotação
$\lambda = 1.76$ com cilindro	0.335	0.106	20 Hz
$\lambda = 1.76$ sem cilindro	0.248	0.075	20 Hz
$\lambda = 1.42$ com cilindro	0.285	0.086	16.66 Hz
$\lambda = 1.42$ sem cilindro	0.242	0.072	16.66 Hz

Ao investigar o impacto das estruturas de grande escala a montante nas características do escoamento em uma turbina, constata-se que o fator de indução axial é afetado. A presença dessas estruturas coerentes provocam uma interação entre o escoamento e o rotor, resultando em uma esteira próxima de menor tamanho se comparada ao caso sem as estruturas de grande escala. Isso indica que as estruturas coerentes criam uma condição favorável ao rotor através dos mecanismos

de transporte de TKE. Devido ao aumento da velocidade do escoamento na região da esteira próxima, é provável que o mecanismo de difusão decorrente da pressão seja responsável por modificar o fator de indução axial. Portanto, as estruturas de grande escala a montante modificam o fator de indução da turbina e com isso o aumento do C_p .

As informações apresentadas nos contornos de velocidade indicam que a esteira da turbina sofre redução devido às estruturas de grande escala. A visualização 3D dos vórtices da simulação do experimento com a turbina submetida a um escoamento livre e com $f_t = 20$ Hz é apresentado na Figura 3.6. A Figura 3.6(a) mostra a visualização típica da esteira da turbina, obtida por meio da aplicação do filtro de identificação de vórtices Q-critério em simulações LES, nas condições normais de funcionamento. É possível observar a presença das principais estruturas formadas a jusante do rotor: os vórtices de ponta de pá e o de raiz. O vórtice de ponta de pá surge no limite externo da pá, constituindo a estrutura mais vermelha na esteira próxima, e possui um formato helicoidal devido à grande velocidade angular nessa região.

Por sua vez, o vórtice de raiz tem origem no centro do rotor, correspondendo à região mais azul da Figura 3.6(b), e apresenta uma geometria cilíndrica. Sua velocidade é baixa devido à influência da nacele da turbina. Importante ressaltar que, dentro da região delimitada como esteira próxima, cerca de $8R$, ambas as estruturas mencionadas permanecem coesas. À medida que o escoamento se afasta do rotor, os vórtices de ponta de pá e raiz começam a colapsar um sobre o outro, limitando desta forma o fim da esteira próxima e dando origem a estruturas menores, que se difunde ao longo da esteira distante.

A Figura 3.7 apresenta a visualização dos vórtices para a simulação do experimento com cilindro a montante da turbina. São apresentados instantes diferentes da simulação. A Figura 3.7(a) apresenta detalhes da esteira próxima do rotor antes da interação dos vórtices de von Kármán da esteira do cilindro com o rotor. Já a Figura 3.7(b) mostra o momento exato da interação do rotor com o vórtice de von Kármán. No caso específico apresentado pode-se observar que é o segundo vórtice que interage com o rotor. Além disso, é visível que a esteira da turbina foi reduzida. As Figuras 3.7(c) e (d) apresentam o mesmo momento

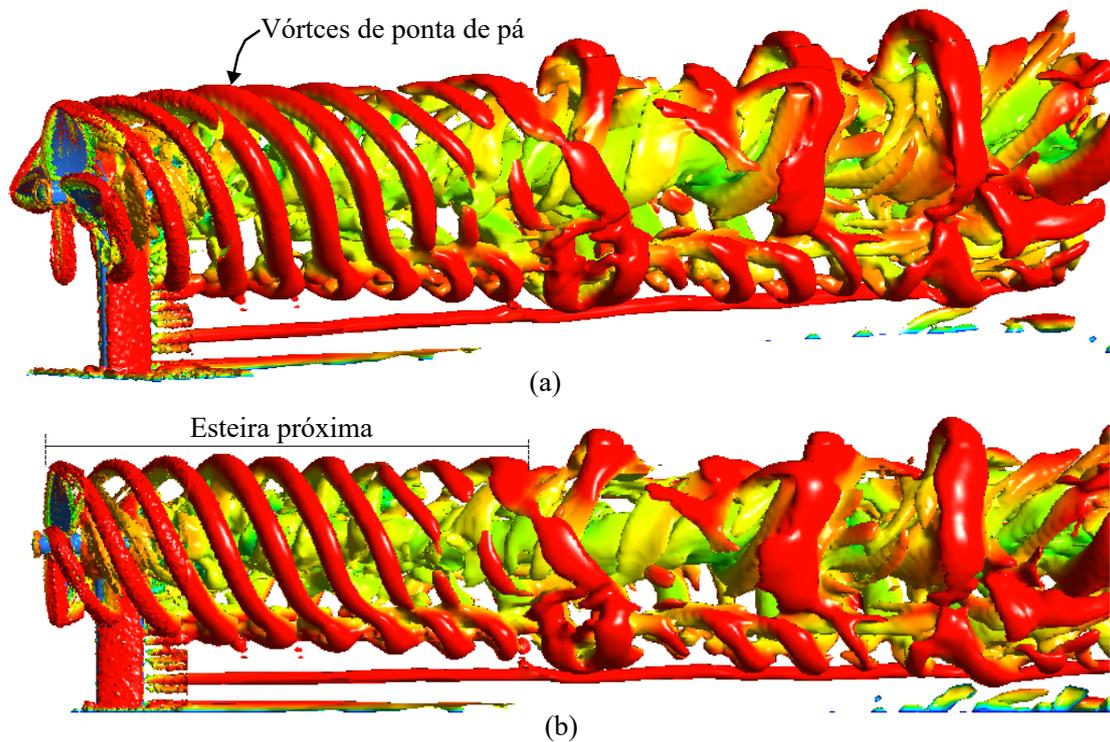


Figura 3.6 – Visualização de vórtices de ponta de pá para o experimentos sem o cilindro a montante e com $f_t = 20$ Hz através do parâmetro Q-criterio. (a) vista isométrica e (b) vista lateral.

da simulação, vista isométrica e lateral, respectivamente. Nos detalhes é possível observar que os vórtices da esteira próxima são reduzidos a duas hélices helicoidal.

As estruturas de grande escala presentes no escoamento proporcionam condições favoráveis para o rotor, permitindo que os vórtices helicoidais da esteira sejam difundidos mais rapidamente. Essas condições estão relacionadas ao gradiente de pressão na região do rotor, o que resulta em maior mistura devido aos vórtices de von Kármán. Os valores do fator de indução axial encontrados são consistentes com essa interpretação, uma vez que o fator de indução axial é maximizado, o que explica a melhoria do desempenho da turbina. A análise dos mecanismos de transporte de TKE será realizada para investigar mais profundamente essa questão.

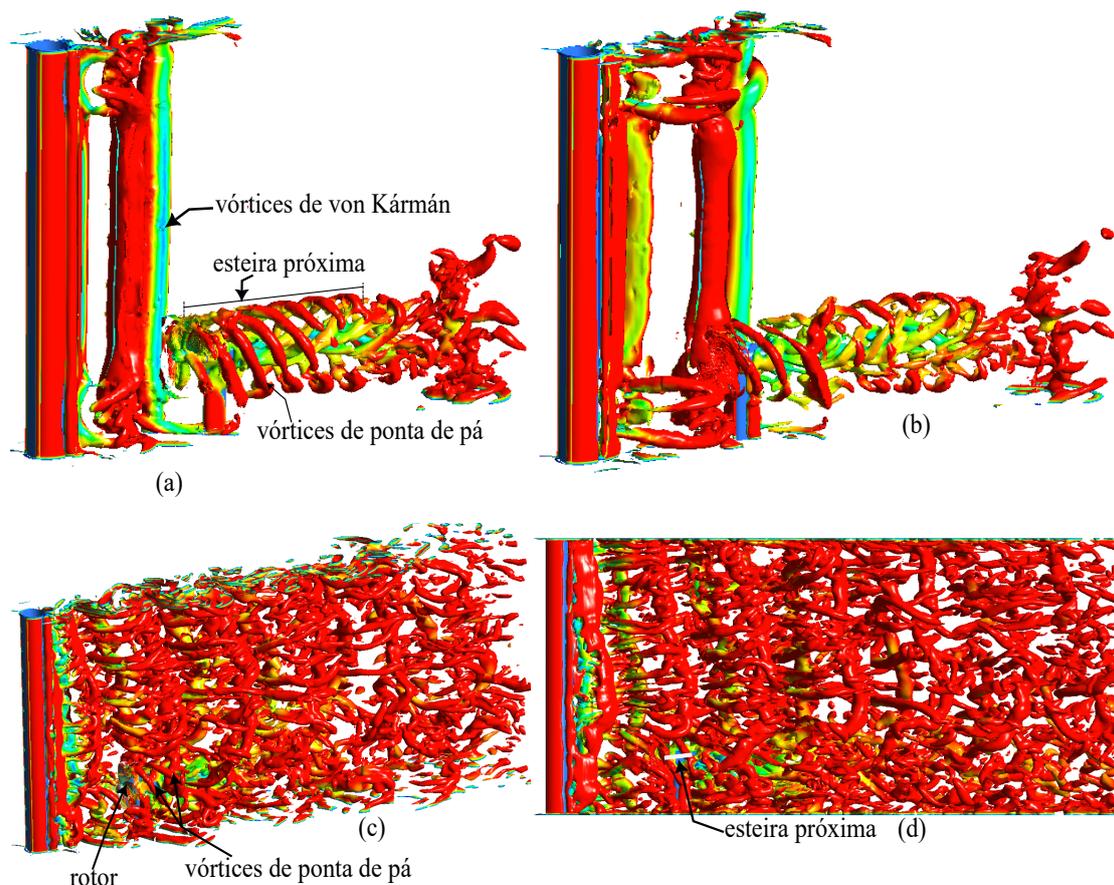


Figura 3.7 – Visualização de vórtices do experimentos com cilindro a montante da turbina, com $f_t = f_c = 20$ Hz. (a) instante antes do primeiro vórtice de von Kármán chegar ao rotor; (b) momento da interação dos vórtice de von Kármán e rotor; (c) vista isométrica das estruturas coerentes do escoamento na esteira do cilindro e (d) vista lateral mostrando a redução da esteira próxima.

3.2.2 Influência do transporte de TKE no C_p

Até o momento, as análises realizadas não foram suficientes para uma compreensão precisa do novo mecanismo de conversão de energia cinética de turbulência em potência de eixo pela turbina de eixo horizontal. Para investigar esse fenômeno, foi desenvolvida uma análise utilizando a equação de transporte de energia cinética de turbulência. Para tanto, foi criado um volume de controle que inclui o rotor e, em seguida, os mecanismos que são envolvidos no transporte de

TKE no volume de controle foi analisado através de cada termo. O balanço líquido da energia cinética pode ser expresso por

$$\underbrace{\int_S \rho k \vec{u} \cdot \vec{n} dS}_I = \underbrace{\int_V P_k dV}_{II} - \underbrace{\int_V \varepsilon dV}_{III} - \underbrace{\int_V \rho \frac{\partial}{\partial x_i} (k u_i) p dV}_{IV} - \underbrace{\int_V \rho \nu \left(\frac{\partial k}{\partial x_i} \right)^2 dV}_V, \quad (3.14)$$

onde k é a energia cinética de turbulência, P_k é o termo de produção de k , ε é a dissipação de energia, ν é a viscosidade cinemática, \vec{u}_t é o vetor velocidade e \vec{n} é o vetor normal à superfície de controle S .

O termo I da equação representa a taxa de saída da potência devido à energia cinética de turbulência através da superfície de controle, o termo II representa a produção devido ao tensor de Reynolds e os termos seguintes representam perdas ou transferência de energia cinética de turbulência no interior do volume de controle.

Na expressão do termo de produção P_k , é possível utilizar o tensor de Reynolds R_{ij} para representá-lo, conforme a seguir:

$$P_k = -\rho u'_i u'_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}, \quad (3.15)$$

$$= -\rho R_{ij} \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j}. \quad (3.16)$$

O termo de dissipação ε pode ser calculado como:

$$\varepsilon = 2\nu \left(\frac{\partial u'_i}{\partial x_j} \right)^2. \quad (3.17)$$

A análise do transporte de TKE é de fundamental importância para identificar os mecanismos envolvidos que sofrem alterações ou possuem maior influência no processo de conversão de TKE. Nesse sentido, uma análise detalhada do volume de controle que envolve o rotor se faz necessária para estudar o transporte de TKE em ambas as condições simuladas neste estudo. O volume adotado possui um formato cilíndrico com diâmetro de $1,2D$ e comprimento de $0,1D$ como apresentado na Figura 3.8. Os termos I a IV da equação 3.14 foram calculados para o referido

volume de controle. Vale ressaltar que o termo V , relacionado à difusão molecular do escoamento, não foi calculado.

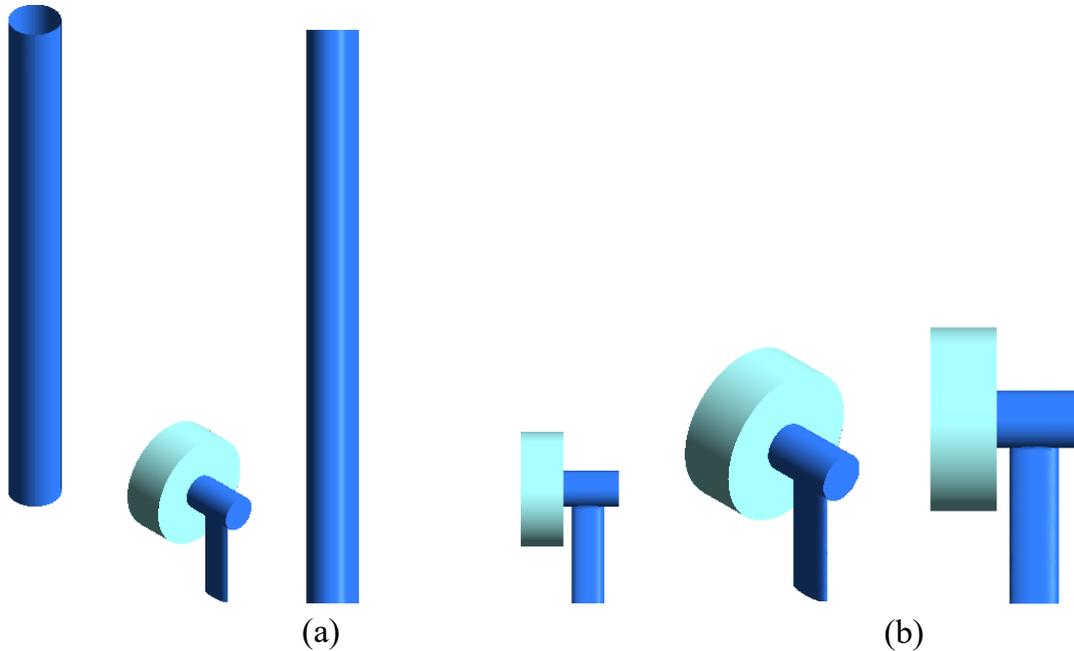


Figura 3.8 – Volume de controle para análise do balanço líquido da potência devido à energia cinética de turbulência. **(a)** para o caso com cilindro de montante e **(b)** caso sem o cilindro.

O balanço líquido de TKE depende dos termos de produção, dissipação, difusão devido à pressão e difusão molecular. Esses termos podem sofrer variações devido à interação entre o rotor e o escoamento, de acordo com as estruturas coerentes ou com a frequência de rotação da turbina. Portanto, cada termo é investigado e analisado a partir das simulações LES. No entanto, por ser um termo relacionado às pequenas escalas, ele não é diretamente analisado.

As curvas de energia calculadas para os termos da equação 3.14 são apresentadas na Figura 3.9. É importante analisar o balanço do fluxo líquido de energia no volume de controle (Termo I). Esse termo na equação indica a quantidade de energia que sai do volume de controle. Dessa forma, ao analisar o fluxo de energia no volume de controle, podemos verificar se houve redução ou aumento no balanço líquido de TKE. Assim, pode-se determinar quais termos sofreram mais influência das estruturas coerentes e da frequência de rotação da turbina. Além

disso, saber qual dos termos pode ter mais relevância para o aumento significativo da conversação de TKE pelo rotor. Portanto, é possível identificar quais termos foram mais afetados pelas estruturas coerentes e qual deles pode desempenhar um papel mais relevante no aumento expressivo da conversão energética.

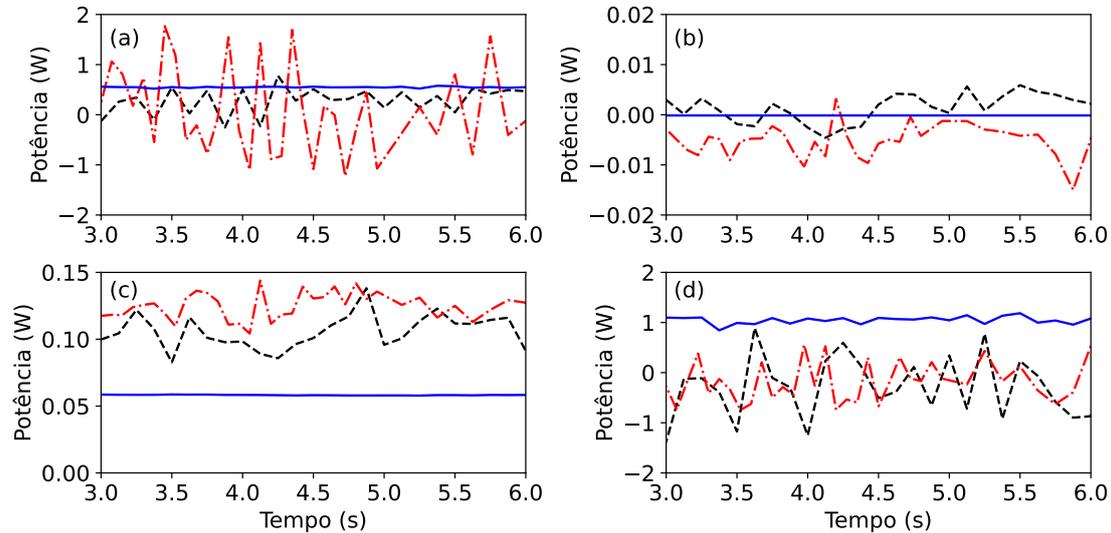


Figura 3.9 – Curvas da energia calculada a partir dos termos da Equação 3.14. (a) Fluxo líquido de TKE (Termo I), (b) Produção de energia devido ao cisalhamento (Termo II), (c) Dissipação de energia (Termo III); (d) Difusão devido a flutuação de pressão (Termo IV). (—) para $f_t = 20$ Hz sem cilindro a montante e (---) para $f_t = 16.66$ Hz com cilindro a montante e (-.-) para $f_t = 20$ Hz com cilindro a montante.

O balanço do fluxo líquido de TKE no volume de controle (Termo I) é apresentado na Figura 3.9(a). Pode-se observar que a presença do cilindro a montante proporciona grandes flutuações do balanço líquido do fluxo de TKE no volume de controle (curva vermelha). As flutuações do balanço estão diretamente relacionadas às grandes estruturas presentes na esteira do cilindro na mesma frequência de rotação da turbina. Por outro lado, quando a frequência de rotação da turbina é diferente da frequência das estruturas turbulentas (curva preta) as flutuações do balanço líquido são menores. Já quando a turbina está submetida apenas ao escoamento livre sem estruturas coerentes com frequência definida a flutuação é mínima (curva azul).

Para todos os casos produção média de TKE é próxima de zero, o que significa que a geração líquida de TKE devido a processos internos do escoamento é muito baixa, como apresentado na Figura 3.9(b). Isso pode indicar que os mecanismos de geração de turbulência, como a ação mecânica do rotor, podem estar menos eficientes no caso sem cilindro (20 Hz), resultando em uma menor contribuição para o aumento da TKE no volume de controle. Portanto, os níveis mais altos de TKE observada na esteira da turbina para experimento sem cilindro é devido a presença da torre, nacelle e devido aos vórtices de ponta de pá.

Em relação ao termo de dissipação (III), as simulações mostram que para o experimentos com cilindro a esse termo é maior, como apresentado na Figura 3.9(c). A dissipação de TKE é maior devido ao movimento das grandes estruturas turbulenta que permite uma maior mistura, bem como o aumento da viscosidade turbulenta. Por outro lado, a difusão de pressão apresenta características contrária da dissipação de TKE, como mostrado na Figura 3.9(d). O caso do experimento sem cilindro a dissipação de TKE é maior devido a gradientes de pressão no escoamento. Isso implica que o escoamento está perdendo uma quantidade maior de TKE devido a efeitos de pressão.

Em termos médios o balanço do fluxo líquido de TKE no volume de controle é menor para os experimentos com cilindro. Dessa forma, ao analisar o Termo I pode-se verificar que quando a frequência de rotação da turbina coincide com a frequência das estruturas coerentes do cilindro o balanço do fluxo líquido de TKE médio é próximo de zero, como mostrado na Tabela 4.

Tabela 4 – Valores médios dos termos de I a IV da Equação 3.14. São apresentadas as médias para três casos simulados.

Simulação	Termo I	Termo II	Termo III	Termo IV
Com cilindro (20 Hz)	0.089382	-0.005172	0.124870	-0.131599
Sem cilindro (20 Hz)	0.548395	-0.000143	0.058231	1.046499
Com cilindro (16.66 Hz)	0.278877	0.001367	0.106433	-0.259766

Para os experimentos com cilindro o termo de difusão de pressão apresenta uma variação periódica no tempo. Esse comportamento está relacionado com as estruturas de grande escala do escoamento. Como pode ser observado na Figura

3.10, em cada instante de tempo que a estrutura coerente interage com o rotor o valor instantâneo do termo de difusão de pressão é negativo, veja na Figura 3.10(b) e (d). Por outro, no instante entre cada estrutura esse valor passa a ser positivo, veja na Figura 3.10(c). Portanto, as estruturas de grande escalas proporcionam as condições propícias para o rotor colher TKE do escoamento e converter em energia mecânica.

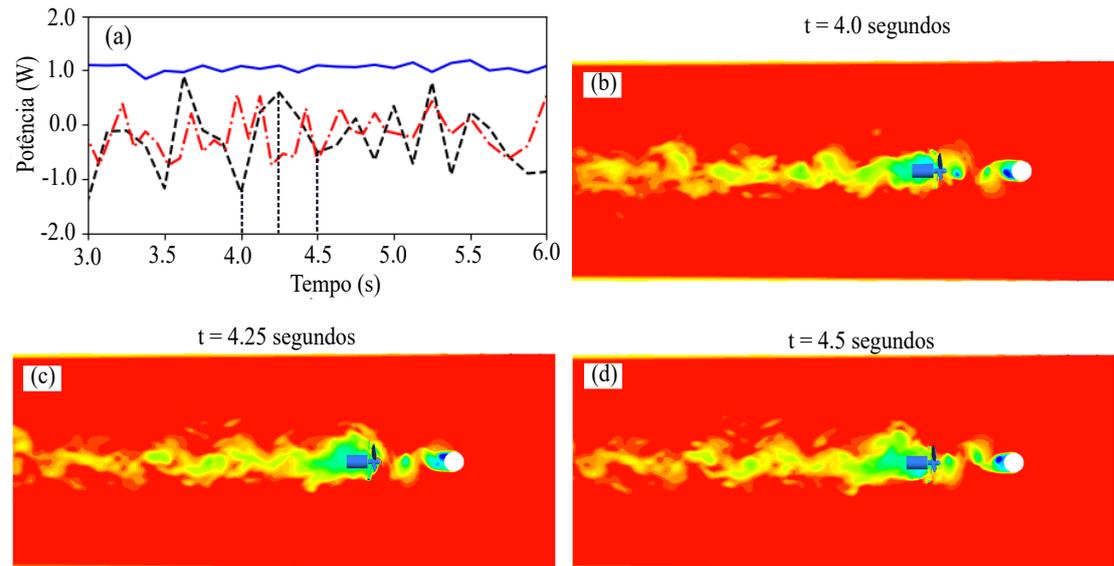


Figura 3.10 – Análise do termo de difusão de pressão. (a) gráfico para as simulações dos três experimentos e contorno de pressão para o instante de tempo (b) $t = 4$ segundos, (c) $t = 4.25$ segundos, (d) $t = 4.5$ segundos.

O termo de difusão turbulento de pressão tem origem nas interações entre as flutuações turbulentas e o campo médio de pressão. As maiores escalas do escoamento transportam TKE. Quando essas estruturas atravessam regiões com variações de pressão, o termo de difusão de pressão pode se tornar significativo. Sendo, o termo $\overline{u'_{02}p'}$ uma correlação temporal entre as flutuações de velocidade e pressão no processo de média. Se as flutuações de pressão (p') não estiverem correlacionadas com as de velocidade (u'_{02}) esse termo é pequeno. No entanto, através do rotor há um grande queda de pressão média e portanto, uma grande flutuação de pressão. Por outro lado, as flutuações de velocidade das menores escalas, associadas à altas frequências, não geram correlação temporal no termo

$\overline{u'_{02}p'}$. Logo, o termo difusivo pode tanto fornecer energia cinética de turbulência para o escoamento, como subtrair energia cinética de turbulência do escoamento.

Ao que tudo indica, as correlações temporais das flutuações de pressão e velocidade do escoamento com alta IT são tais que reduzem a TKE do escoamento. E pelo princípio da conservação da energia, a TKE é convertida em outra forma. Como os demais termos da equação estão mais ou menos em equilíbrio, e a escala é muito grande para que a dissipação viscosa seja relevante, essa parcela de TKE convertida pelo termo de difusão de pressão foi para o rotor.

Analisando a série temporal do C_p e o valor médio, pode-se verificar que no caso de 20 Hz com cilindro apresenta o maior valor médio de C_p . Por outro lado, o caso de 20 Hz sem o cilindro tem o menor valor médio de C_p , como apresentado na Figura 3.11. Essas diferenças podem ser atribuídas aos diferentes valores médios dos termos da equação de transporte de TKE e às condições operacionais específicas de cada caso. Com os dados apresentados na Tabela 4 foi observado que o termo de difusão de pressão (Termo IV) é o termo que apresenta maior contribuição para o aumento do C_p . Apenas as simulações dos experimentos com e sem cilindro (20 Hz) foram desenvolvidas e salvo todos os resultados e por isso, somente as curvas de C_p para esses dois experimentos são apresentadas.

Os valores de C_p para o experimento com cilindro é apresentado na Figura 3.11(a). Pode ser observado que existe uma grande flutuação do valor instantâneo de C_p . Essa flutuação está diretamente ligada às estruturas coerentes do escoamento. O mesmo comportamento pode ser observado na curva do termo de difusão de TKE na Figura 3.9(d). A redução da difusão de TKE devido aos gradientes de pressão dentro volume de controle aumenta a quantidade de energia disponível para o rotor.

As estruturas coerentes caracterizadas por uma frequência presente na esteira do cilindro possui maior influência da difusão de pressão no transporte de TKE. Além disso, a frequência de rotação também tem influência no termo de difusão de pressão. As diferenças entre os valores médios para cada experimento pode ser atribuída às características do escoamento e às interações entre o rotor e o fluido. No experimento sem cilindro (20 Hz) é observado maior valor médio.

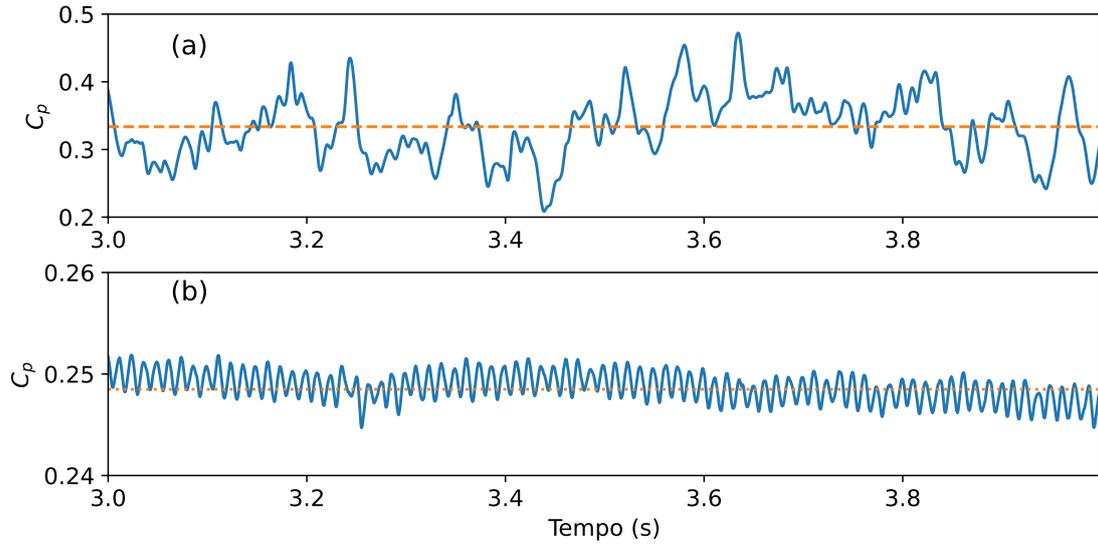


Figura 3.11 – C_p para as simulações da turbina com e sem a influência da esteira do cilindro. **(a)** C_p com a influência da esteira do cilindro e **(b)** sem a influência da esteira do cilindro. As simulações foram desenvolvidas em $f_t = 20$ Hz. (—) C_p instantâneo e (---) é o C_p médio.

Enquanto, para o experimento com cilindro (20 Hz) possui o menor valor, veja 3.11. No caso com cilindro e frequência de 20 Hz o escoamento perde uma quantidade menor de TKE devido a efeitos de pressão. Portanto, a menor quantidade de TKE difundida no volume de controle devido aos gradientes de pressão no escoamento pode criar um ambiente favorável para conversão de TKE em energia mecânica pelo rotor.

Por outro lado, ocorre o contrário com termo de dissipação de TKE (Termo III). Para o experimento com cilindro (20 Hz) a dissipação é maior, enquanto que sem o cilindro (20 Hz) é menor. A diferença não é muito significativa e pode estar relacionado ao fato de que no experimento com cilindro a quantidade de TKE disponível é maior que no experimento sem cilindro. Embora, existe uma diferença em função da frequência de rotação da turbina, porém, é uma diferença pequena e não justifica a variação de C_p que ocorre de uma frequência de rotação para outra (23.9%).

É importante ressaltar que essas análises são baseadas apenas nos valores médios dos termos da equação do transporte de TKE. Outros fatores e considerações,

como a geometria da turbina, as características do escoamento, as interações fluido-estrutura e a influência de outros parâmetros, devem ser levados em conta para uma análise mais completa e precisa da eficiência da turbina em cada caso simulado.

3.2.3 Análise no domínio da frequência

As conclusões obtidas por meio dos experimentos possibilitaram uma avaliação quantitativa do impacto das estruturas coerentes na eficiência da turbina. No entanto, para realizar uma análise qualitativa e visualizar o escoamento, bem como medir e avaliar outras variáveis relevantes, é imprescindível o uso de técnicas de simulação numérica. Isso se deve às limitações inerentes aos instrumentos disponíveis, pois estes não conseguem medir certas grandezas, sendo necessária a utilização de modelos computacionais para tal finalidade.

Assim como nos experimentos realizados, uma análise espectral dos dados de energia cinética de turbulência e torque foi desenvolvida para as simulações LES. A importância dos espectros reside na possibilidade de comparar os resultados obtidos em túnel de vento com os dados simulados. As velocidades foram registradas em dois pontos diferentes, um a montante e outro a jusante do rotor, com uma frequência de amostragem de 10 kHz. Os dados de torque no rotor também foram coletados. Na Figura 3.12, apresentamos a comparação entre os dados experimentais e simulados para o ponto a jusante da turbina em escoamento livre. É possível observar que a simulação LES conseguiu reproduzir fielmente os resultados experimentais. Também é possível identificar os picos na frequência de rotação da turbina (f_t) e seus harmônicos ($4f_t$ e $8f_t$) nos espectros.

De acordo com os resultados da simulação, observou-se um pico de energia significativo no harmônico $4f_t$, que é a frequência característica dos vórtices de ponta de pá. Esse comportamento é consistente com os resultados do experimento, indicando que a simulação é capaz de reproduzir com precisão as propriedades físicas do fenômeno em questão. Em particular, verificou-se que, para o valor de $\lambda = 1.42$, o espectro da simulação apresentou um padrão semelhante ao do experimento, reforçando a validade das análises realizadas.

Os espectros das simulações e dos experimentos realizados com o cilindro

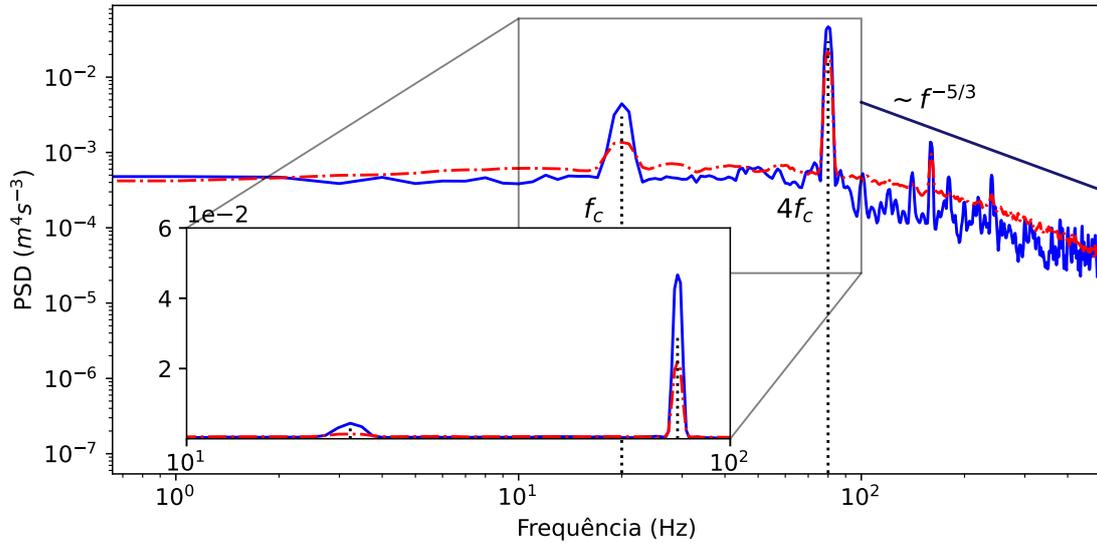


Figura 3.12 – Densidade espectral da energia cinética para ponto 2D a jusante da turbina com $\lambda = 1.76$. (---) dados experimentais e (—) dados oriundo da simulação numérica.

foram comparados. Resultados semelhantes foram obtidos para os pontos montante e jusante da turbina, como apresentado na Figura 3.13, respectivamente. O pico da frequência característica do cilindro foi identificado (f_c), assim como o seu harmônico ($2f_c$). Entretanto, no caso do espectro dos dados da simulação, o pico é significativamente maior que no experimento. Além disso, a região inercial na simulação não apresentou boa concordância com a lei universal de $-5/3$, como visto nos dados experimentais.

Com relação a região inercial que segue a lei universal de Kolmogorov ($-5/3$), os dados da simulação é menor do que aquela presente nos dados experimentais. Esse resultado sugere que a dissipação da energia cinética contida nas altas frequências ocorre de maneira mais rápida no caso das simulações e pode estar relacionado à constante presente no modelo de Smagorinsky utilizado. Entretanto, é importante ressaltar que a região de interesse do nosso estudo apresenta boa concordância com os resultados experimentais.

Foi realizada uma análise comparativa do espectro do sinal de torque e os resultados são apresentados na Figura 3.14. Verificou-se que os dados simulados

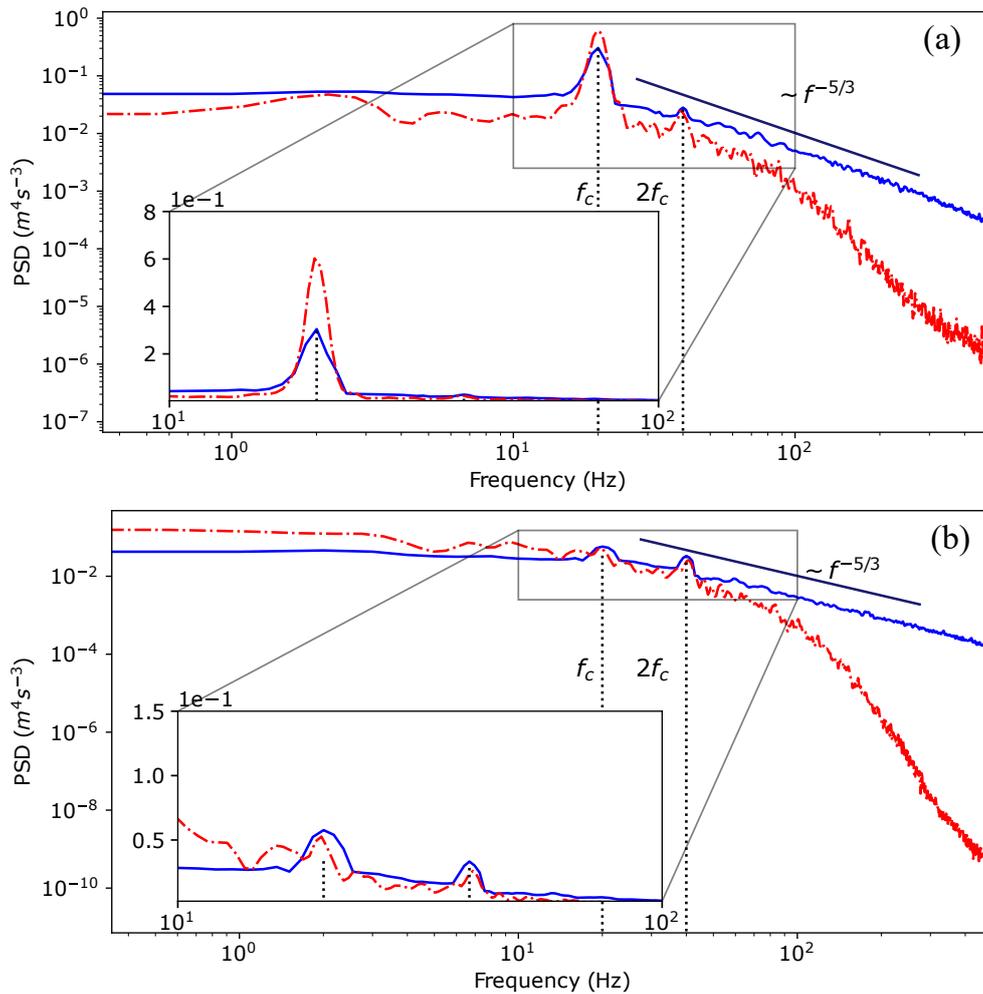


Figura 3.13 – Densidade espectral da energia cinética de turbulência no ponto a montante da turbina operando em $\lambda = 1.76$ sob influência da esteira do cilindro. (a) ponto a montante da turbina e (b) a jusante., (—) dados experimentais e (- - -) dados provenientes de simulação numérica.

concordaram com os resultados experimentais em ambas as condições testadas. Na Figura 3.14(a), os dados da simulação para a turbina na esteira do cilindro apresentam características semelhantes à curva experimental, com um platô lateral próximo à frequência de rotação da turbina, relacionado às estruturas coerentes do escoamento contidas nas frequências próximas de f_t .

Na Figura 3.14(b), são apresentados os espectros para o torque da turbina

sem a esteira do cilindro. Para os dois casos, a inclinação de $-11/3$ e o harmônico ($4f_t$) são observados nos dados de simulação. No entanto, as simulações não foram capazes de prever o pico da frequência de corte ($3/2f_t$), embora seja possível observar um pequeno pico na Figura 3.14(a). Portanto, é provável que esse pico específico não tenha aparecido porque o período de tempo simulado é menor do que o tempo total de aquisição de dados do torque no experimento, bem como por causa do modelo LES utilizado.

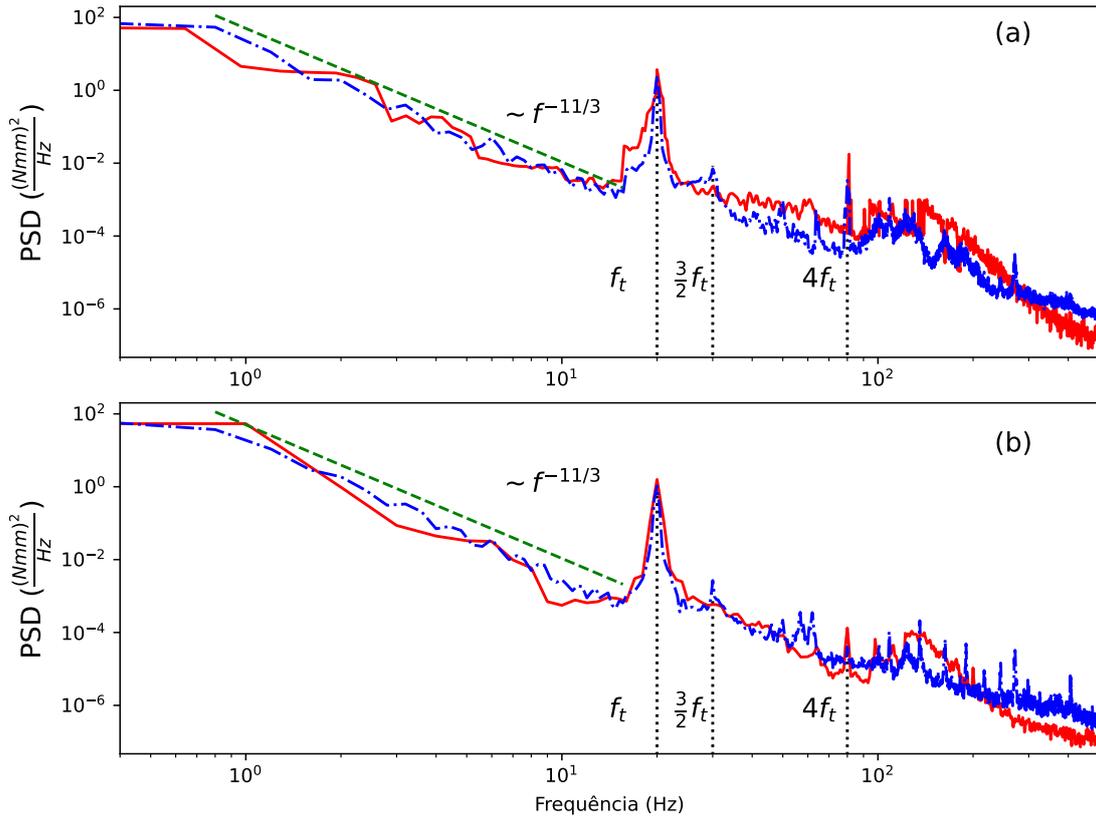


Figura 3.14 – Espectros de potência do sinal de torque da turbina com e sem a influência da esteira do cilindro. Em todos os casos simulados e experimentais, a turbina operou em $\lambda = 1.76$. **(a)** turbina sob influência da esteira do cilindro e **(b)** turbina sem o cilindro. (—) dados experimentais e (---) dados provenientes da simulação numérica.

A análise no domínio da frequência permitiu a validação dos resultados obtidos por meio da simulação. O uso do modelo LES provou ser apropriado para alcançar os objetivos propostos no estudo. No entanto, para prever com maior pre-

cisão o pico da frequência de corte ($3/2f_t$) no espectro de torque, seria interessante utilizar o modelo LES dinâmico em vez do modelo LES padrão empregado. Esse tipo de modelo é uma versão melhorada do LES padrão, pois considera a interação entre as escalas grandes e pequenas de turbulência ao calcular as tensões de Reynolds. Essa capacidade permite que o modelo capture com mais precisão comportamentos de escoamento turbulento, sendo particularmente útil em aplicações que envolvam a simulação de escoamentos turbulentos em torno de objetos complexos ou em situações com fortes variações espaciais. Contudo, é importante salientar que o modelo LES dinâmico pode exigir maiores recursos computacionais do que o modelo LES padrão.

3.3 Conclusões

Este capítulo apresenta um estudo numérico utilizando LES. Os experimentos realizados em túnel de vento com uma turbina de eixo horizontal foram simulados no software Ansys. Foram realizadas quatro simulações, duas com cilindro a montante da turbina e duas sem o cilindro. Dados de torque e velocidade a montante e jusante foram registrados para duas simulações. A análise da função de densidade espectral de TKE permitiu investigar se uma assinatura espectral da esteira do cilindro a montante pode ser observada no comportamento da turbina a jusante, como identificado nos resultados experimentais. Contornos de velocidade e visualizações em 3D da vorticidade são apresentados. Uma análise da TKE é realizada através da equação de transporte de TKE. Os termos de produção, dissipação, difusão devido à pressão e balanço líquido do fluxo de TKE são avaliados para três condições. Com isso, algumas características que não puderam ser avaliadas nos experimentos foram identificadas com as simulações.

A influência das estruturas coerentes a montante, com frequência coincidente com a frequência de rotação da turbina de eixo horizontal, sobre o C_p é significativa. Essa influência ocorre devido à interação entre as estruturas coerentes e a turbina, resultando em modificações no escoamento, como o comprimento da esteira e a velocidade próxima a essa região. Tais alterações impactam diretamente o fator de indução axial da turbina, o qual é maximizado quando as estruturas de grande

escalas estão presente. Portanto, a interação entre o conteúdo de TKE e o rotor é mais eficiente para sob a presença das estruturas coerentes.

Os vórtices de ponta de pá são fortemente influenciados pelas estruturas de grande escala do escoamento. Foi constatado que, na simulação com cilindro, a esteira é rapidamente recuperada e os vórtices de ponta de pá praticamente desaparecem da esteira da turbina. Isso pode ser claramente observado nas visualizações 3D do Q-critério e está em consonância com a análise espectral dos dados experimentais. Além disso, a análise espectral dos dados de TKE das simulações também confirma esses resultados.

A análise espectral dos dados de energia cinética de turbulência e torque é consistente com os resultados obtidos por simulações numéricas e reproduz as características físicas observadas nos experimentos. Os espectros apresentam picos nas frequências de rotação da turbina e seus harmônicos, indicando a presença das estruturas coerentes do escoamento. Além disso, os resultados simulados foram comparados com os dados experimentais tanto na presença quanto na ausência do cilindro, demonstrando concordância em termos gerais. Contudo, houve discrepância na região inercial dos espectros, sugerindo uma dissipação maior de TKE nas simulações. A análise espectral dos dados de energia cinética de turbulência e torque confirma os resultados da simulação numérica e reproduzir as características físicas observadas nos experimentos. Os espectros apresentam picos nas frequências de rotação da turbina e seus harmônicos, indicando a presença das estruturas coerentes do escoamento. Além disso, os resultados simulados foram comparados com os dados experimentais tanto na presença quanto na ausência do cilindro, demonstrando concordância em termos gerais. Contudo, houve discrepância na região inercial dos espectros, sugerindo uma dissipação maior de TKE nas simulações.

Os resultados da pesquisa apresentada indicam que a interação entre as estruturas coerentes de grande escala, cujas frequências coincidem com a frequência de rotação de uma turbina eólica de eixo horizontal, exerce influência significativa sobre o comportamento do escoamento e a performance da turbina. Essas estruturas coerentes exercem modificações nas características da esteira da turbina, afetando o seu fator de indução axial. A principal influência ocorre em virtude da redução na difusão de energia cinética turbulenta pelo rotor. Dessa forma, a análise dos

termos da equação de transporte de TKE mostrou que a difusão de pressão é o principal mecanismo que incrementa o coeficiente de potência da turbina quando submetida a um escoamento de grandes escalas, sendo maximizado quando ocorre a coincidência das frequências das estruturas com a frequência de rotação da turbina. Tais resultados apresentam relevância significativa para o projeto e otimização de turbinas eólicas, pois oferecem perspectivas sobre a interação entre turbina e estruturas coerentes e seus impactos na eficiência da conversão de energia.

4 Conclusão

Neste trabalho de tese foram desenvolvidos estudos experimentais e numéricos para investigar a influência da turbulência característica de montante. Para gerar escoamento turbulento com energia em uma frequência definida foi utilizado cilindro a montante da turbina. Foram desenvolvidos experimentos em túnel de vento com cilindros de diâmetros diferentes. Além disso, foram desenvolvidas simulações numéricas utilizando o modelo LES.

O estudo experimental realizado em um túnel de vento com uma turbina de eixo horizontal revelou novas perspectivas sobre a complexa interação entre a turbulência do escoamento, potência e a esteira de uma turbina de fluxo axial. Foi identificado que as estruturas turbulentas energética do escoamento, com a mesma frequência que a rotação do rotor, exercem uma forte influência sobre a potência gerada pela turbina, resultando em uma interação escala a escala. Além disso, foi observado que a recuperação da esteira da turbina é afetada pela presença de estruturas coerentes, sendo acelerada quando a frequência de rotação coincide com a frequência das estruturas turbulentas.

A turbina é capaz de converter a energia cinética de turbulência em energia mecânica do eixo, alcançando uma maior potência quando a frequência de rotação coincide com as frequências das estruturas mais energéticas do escoamento. Isso tem implicações significativas para o aprimoramento do desempenho de turbinas de eixo horizontal, possibilitando seu uso em áreas com características locais de turbulência distintas, como regiões montanhosas, florestas, rios ou estuários com leitos irregulares. Além disso, esses resultados também permitem otimizar o layout de parques eólicos/hidrocinéticos e o projeto do rotor de acordo com as

peculiaridades locais da turbulência do escoamento, proporcionando uma abordagem mais eficiente e personalizada na geração de energia eólica/hidrocínética.

O novo mecanismo de conversão de energia cinética de turbulência em energia mecânica do eixo é uma contribuição significativa para o campo científico da energia eólica/hidrocínética. Esses resultados abrem caminho para avanços no controle da rotação da turbina com base nas características locais de turbulência, bem como para melhorias no design e layout das turbinas, visando maximizar a potência convertida. Assim, essas descobertas têm implicações relevantes em diversas áreas da geração de energia eólica/hidrocínética, proporcionando uma abordagem mais eficiente e sustentável na produção de energia renovável.

Foi constatado ainda que a presença dessas estruturas coerentes pode afetar significativamente as flutuações de torque mecânico da turbina, resultando em características periódicas mais acentuadas e maiores médias de torque. Além disso, observou-se que a inclinação do espectro de densidade de energia varia de acordo com a razão de velocidade de ponta de pá, e que a interação entre o escoamento turbulento e o rotor é intensificada quando a frequência das estruturas coerentes se aproxima da frequência de rotação da turbina.

Esses achados têm implicações importantes para a engenharia de projeto de turbinas, uma vez que destacam a necessidade de considerar cuidadosamente a turbulência ambiente. A interação intensa entre as estruturas coerentes e a turbina em uma faixa de frequência específica, dependendo da sua frequência de rotação, indica a importância do controle de rotação para garantir um desempenho eficiente e confiável. Portanto, esse estudo fornece conhecimentos valiosos para o desenvolvimento e aprimoramento da energia eólica e hidrocínética, contribuindo para a maximização da eficiência e o aproveitamento adequado dos recursos.

O estudo numérico da presente pesquisa investigou a influência das estruturas coerentes de grande escala na conversão de TKE por uma turbina eólica de eixo horizontal. Os resultados mostraram que a presença dessas estruturas causa modificações na esteira da turbina, afetando seu fator de indução axial. A análise dos termos da equação de transporte de TKE revelou que a difusão desempenha um papel crucial no aumento do coeficiente de potência da turbina quando sub-

metida ao fluxo de grandes escalas. Esses achados são relevantes para o projeto e otimização de turbinas eólicas, fornecendo insights sobre a interação entre as estruturas coerentes e a turbina.

A interação entre as estruturas coerentes de grande escala e a turbina exerce uma influência significativa na conversão de energia. A presença dessas estruturas modifica as características do escoamento, afetando diretamente o fator de indução axial da turbina. Portanto, considerar a influência das estruturas coerentes durante o projeto das turbinas pode levar a melhorias significativas em sua eficiência e desempenho. Esses achados contribuem para o avanço do conhecimento nessa área e abrem caminho para futuras pesquisas sobre a interação entre turbina e estruturas coerentes.

Como possíveis pontos de continuidade deste trabalho, podem ser destacados: desenvolvimento de experimentos em túnel de vento para investigar a influência dos termos de flutuações de pressão e velocidade na conversão de energia pelo rotor. Além disso, desenvolver o modelo matemático para o termo $\overline{u'_i p'}$ e com isso modelar o mecanismo de conversão de TKE em energia mecânica no eixo da turbina.

Referências

ABDELSALAM, A. M. et al. Experimental and numerical studies on the wake behavior of a horizontal axis wind turbine. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 128, p. 54–65, 2014. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610514000464>>. Citado 3 vezes nas páginas 2, 3 e 59.

AHMADI, M. H. B.; YANG z. Numerical study of the coupling between the instantaneous blade loading/power of an axial wind turbine and upstream turbulence at high reynolds numbers. *Energy*, v. 207, p. 118167, 2020. ISSN 0360-5442. Citado na página 13.

AMALIA, E. et al. Effects of turbulence model and numerical time steps on von karman flow behavior and drag accuracy of circular cylinder. *Journal of Physics: Conference Series*, IOP Publishing, v. 1005, p. 012012, apr 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1088/1742-6596/1005/1/012012>>. Citado 2 vezes nas páginas 52 e 53.

BARSAMIAN, H. R.; HASSAN, Y. A. Large eddy simulation of turbulent crossflow in tube bundles. *Nuclear Engineering and Design*, Elsevier, v. 172, n. 1-2, p. 103–122, 1997. Citado na página 49.

BOSSUYT, J. et al. Wind farm power fluctuations and spatial sampling of turbulent boundary layers. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 823, p. 329–344, 07 2017. Citado 2 vezes nas páginas 2 e 9.

BOURIS, D.; BERGELES, G. Two dimensional time dependent simulation of the subcritical flow in a staggered tube bundle using a subgrid scale model. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 20, n. 2, p. 105–114, 1999. ISSN 0142-727X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X9810053X>>. Citado na página 49.

CHAMORRO, L. et al. Turbulence effects on a full-scale 2.5 mw horizontal-axis wind turbine under neutrally stratified conditions. *Wind Energy*, v. 17, p. 13–27, 02 2015. Citado 4 vezes nas páginas 2, 3, 6 e 12.

COMMITTEE, I. S. et al. Recommended procedures and guidelines-uncertainty analysis in cfd verification and validation methodology and procedures. In: *28th International Towing Tank Conference*. [S.l.: s.n.], 2017. Citado na página 95.

COSKUN, S. et al. Experimental investigation of wake flow field and wind comfort characteristics of fractal wind fences. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 168, p. 32–47, 2017. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610517300053>>. Citado na página 7.

DESKOS, G. et al. On the spectral behaviour of the turbulence-driven power fluctuations of horizontal-axis turbines. *Journal of Fluid Mechanics*, Cambridge University Press, v. 904, p. 13–27, 2020. Citado 4 vezes nas páginas 6, 12, 41 e 46.

DEVINANT, P. et al. Experimental study of wind-turbine airfoil aerodynamics in high turbulence. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 90, n. 6, p. 689–707, 2002. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610502001629>>. Citado na página 10.

DOMAN, D. A. et al. Tow-tank testing of a 1/20th scale horizontal axis tidal turbine with uncertainty analysis. *International Journal of Marine Energy*, Elsevier, v. 11, p. 105–119, 2015. Citado 3 vezes nas páginas 95, 103 e 104.

EBDON, T. et al. The impact of turbulence and turbine operating condition on the wakes of tidal turbines. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 165, p. 96–116, 2021. Citado na página 29.

ELGENDI, M. et al. A review of wind turbines in complex terrain. *International Journal of Thermofluids*, Elsevier, p. 100289, 2023. Citado na página 3.

FELICE, F. D. et al. Experimental study of the turbulent flow in the wake of a horizontal axis tidal current turbine. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 212, p. 17–34, 2023. Citado na página 22.

FROST, C. *Flow direction effects on tidal stream turbines*. 2016. Tese (Doutorado) — Cardiff University. Citado na página 20.

GAMBUZZA, S.; GANAPATHISUBRAMANI, B. The effects of free-stream turbulence on the performance of a model wind turbine. *Journal of Renewable and Sustainable Energy*, v. 13, p. 1–27, 03 2021. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 13.

GAURIER, B. et al. Determination of the response amplitude operator of a tidal turbine as a spectral transfer function. *International Marine Energy Journal*, v. 5, n. 2, p. 151–160, 2022. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 22.

GAURIER, B. et al. Experimental study of bathymetry generated turbulence on tidal turbine behaviour. *Renewable Energy*, v. 156, p. 1158–1170, 2020. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148120306340>>. Citado na página 11.

IBRAHIM, W. et al. Hydrokinetic energy harnessing technologies: A review. *Energy Reports*, Elsevier, v. 7, 2021. Citado na página 1.

JIN, C. et al. An les study of turbulent flow over in-line tube-banks and comparison with experimental measurements. *arXiv preprint arXiv:1605.08458*, 2016. Citado 4 vezes nas páginas 8, 49, 50 e 52.

JUNIOR, A. C. B. et al. On the design of propeller hydrokinetic turbines: the effect of the number of blades. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, v. 41, n. 6, 2019. ISSN 18063691. Citado 3 vezes nas páginas xvi, 24 e 27.

KIM, S. et al. Large-eddy simulation of the turbulent near wake behind a circular cylinder: Reynolds number effect. *Applied Ocean Research*, Elsevier, v. 49, p. 1–8, 2015. Citado 2 vezes nas páginas 50 e 53.

LAM, K. et al. Experimental study and large eddy simulation of turbulent flow around tube bundles composed of wavy and circular cylinders. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 31, n. 1, p. 32–44, 2010. ISSN 0142-727X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X09001465>>. Citado 2 vezes nas páginas 49 e 50.

LARS, D. Large eddy simulations: how to evaluate resolution. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, Elsevier, v. 30, n. 5, p. 1016–1025, 2009. Citado na página 50.

LEE, F. Z. J. *GLOBAL WIND REPORT 2022*. Brussels, Belgium, 2022. Disponível em: <<https://gwec.net/wp-content/uploads/2022/03/GWEC-GLOBAL-WIND-REPORT-2022.pdf>>. Citado na página 2.

LI, Q. et al. Effect of turbulence on power performance of a horizontal axis wind turbine in yawed and no-yawed flow conditions. *Energy*, v. 109, p. 703–711, 2016. ISSN 0360-5442. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216306958>>. Citado 2 vezes nas páginas 10 e 31.

- LIANG, C.; PAPADAKIS, G. Large eddy simulation of cross-flow through a staggered tube bundle at subcritical reynolds number. *Journal of Fluids and Structures*, Elsevier, v. 23, n. 8, p. 1215–1230, 2007. Citado na página 49.
- LIU, H. et al. Towards uncovering the structure of power fluctuations of wind farms. *Physical Review E*, APS, v. 96, n. 6, p. 063117, 2017. Citado na página 6.
- LYSENKO, D. et al. Large-eddy simulation of the flow over a circular cylinder at reynolds number 3900 using the openfoam toolbox. *Flow, Turbulence and Combustion*, v. 89, 12 2012. Citado na página 50.
- MAKITA, H.; SASSA, K. Active turbulence generation in a laboratory wind tunnel. In: . [S.l.: s.n.], 1991. Citado na página 7.
- MARTIN, C. S. et al. Wind turbine power production and annual energy production depend on atmospheric stability and turbulence. *Wind Energy Science Discussions*, v. 1, p. 1–37, 06 2016. Citado na página 9.
- MCCOMBES, T. et al. Equimar: Equitable testing and evaluation of marine energy extraction devices in terms of performance, cost and environmental impact: Deliverable d3. 4 best practice for tank testing of small marine energy devices. European Commission, 2010. Citado na página 95.
- MENDES, R. C. F. *Interação entre esteiras aerodinâmicas de turbinas de eixo horizontal em arranjos*. 2020. Tese (Doutorado) — Universidade de Brasília, Brazil. Citado 5 vezes nas páginas xvi, 23, 25, 57 e 104.
- MIKKELSEN, K. *Effect of free stream turbulence on wind turbine performance*. 2013. 87 f. Tese (Master of Energy and Environmental Engineering) — Norwegian University of Science and Technology, Norwegian. Disponível em: <<https://core.ac.uk/download/pdf/52098544.pdf>>. Acesso em: 29 jul. 2021. Citado 2 vezes nas páginas 12 e 13.
- MO, J. O. et al. Effects of wind speed changes on wake instability of a wind turbine in a virtual wind tunnel using large eddy simulation. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 117, 2013. ISSN 01676105. Citado na página 31.
- MYCEK, P. et al. Experimental study of the turbulence intensity effects on marine current turbines behaviour. part i: One single turbine. *Renewable Energy*, v. 66, p. 729–746, 2014. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014811400007X>>. Citado na página 12.

NUNES, M. M. et al. An experimental study on the diffuser-enhanced propeller hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, v. 133, 2019. ISSN 18790682. Citado na página 24.

OLINTO, C. R. et al. Experimental study of the characteristics of the flow in the first rows of tube banks. *Nuclear Engineering and Design*, Elsevier, v. 239, n. 10, p. 2022–2034, 2009. Citado na página 8.

PAGNINI, L. C. et al. Experimental power curve of small-size wind turbines in turbulent urban environment. *Applied Energy*, v. 154, p. 112–121, 2015. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261915005802>>. Citado na página 10.

PORTE-AGEL, F. et al. Wind-turbine and wind-farm flows: A review. *Boundary-Layer Meteorol*, v. 174, p. 1–59, 2020. Citado 4 vezes nas páginas xv, 3, 9 e 11.

SHOUKAT, G. et al. Experimental investigation of the influence of mast proximity on rotor loads for horizontal axis tidal turbines. *Renewable Energy*, Elsevier, v. 200, p. 983–995, 2022. Citado na página 3.

SIDDIQUI, M. S. et al. Effect of turbulence intensity on the performance of an offshore vertical axis wind turbine. *Energy Procedia*, v. 80, p. 312–320, 12 2015. Citado na página 1.

Silva, B. L. et al. Flow patterns and turbulence effects in large cylinder arrays. *International Journal of Heat and Fluid Flow*, v. 69, p. 136–149, 2018. ISSN 0142-727X. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0142727X17307439>>. Citado na página 8.

SMAGORINSKY, J. General circulation experiments with the primitive equations: I. the basic experiment. *Monthly weather review*, American Meteorological Society, v. 91, n. 3, p. 99–164, 1963. Citado na página 51.

TALAVERA, M.; SHU, F. Experimental study of turbulence intensity influence on wind turbine performance and wake recovery in a low-speed wind tunnel. *Renewable Energy*, v. 109, 2017. ISSN 18790682. Citado 5 vezes nas páginas 2, 9, 10, 13 e 59.

TANG, H. et al. Wake effect of a horizontal axis wind turbine on the performance of a downstream turbine. *Energies*, v. 12, p. 2395, 06 2019. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 10.

TAYLOR, J. R.; THOMPSON, W. An Introduction to Error Analysis: The Study of Uncertainties in Physical Measurements . *Physics Today*, v. 51, n. 1, 1998. ISSN 0031-9228. Citado 3 vezes nas páginas 20, 103 e 104.

TIAN, W. et al. Influences of yaw angle and turbulence intensity on the performance of a 20 kw in-stream hydrokinetic turbine. *Energy*, v. 111, p. 104–116, 2016. ISSN 0360-5442. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360544216305643>>. Citado na página 12.

TOBIN, N. et al. Spectral behaviour of the turbulence-driven power fluctuations of wind turbines. *Journal of Turbulence*, Taylor & Francis, v. 16, n. 9, p. 832–846, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1080/14685248.2015.1031242>>. Citado 3 vezes nas páginas 2, 3 e 6.

VITA, G. et al. Generating atmospheric turbulence using passive grids in an expansion test section of a wind tunnel. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 178, p. 91–104, 2018. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610517306281>>. Citado na página 7.

VITA, G. et al. The effect of the integral length scale of turbulence on a wind turbine aerofoil. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 204, p. 104235, 09 2020. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 11.

WERNER, H.; WENGLER, H. Large-eddy simulation of turbulent flow over and around a cube in a plate channel. In: *Turbulent shear flows 8*. [S.l.]: Springer, 1993. p. 155–168. Citado na página 52.

WHELAN, J. I. et al. A free-surface and blockage correction for tidal turbines. *Journal of Fluid Mechanics*, v. 624, 2009. ISSN 14697645. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 24.

WU, Y. et al. Effects of inflow turbulence intensity and turbine arrangements on the power generation efficiency of large windfarms. *Wind Energy*, v. 23, p. 1640–1655, 2020. Citado na página 13.

ZHANG, H. et al. Proposals for a practical calibration method for mechanical torque measurement on the wind turbine drive train under test on a test bench. *Wind Energy*, Wiley Online Library, v. 23, n. 4, p. 1048–1062, 2020. Citado na página 103.

Apêndices

A Diagramas elétricos do sistema de controle e instrumentação do modelo de turbina.

O sistema de controle de rotação e a aquisição de torque utilizados nos ensaios de C_p em túnel de vento foram implementados de acordo com o esquema elétrico apresentado na Figura A.1. Os componentes elétrico e eletrônicos utilizados são apresentados na tabela 5.

Tabela 5 – Componentes eletrônicos utilizados no diagrama elétrico da Figura A.1

Componente	Descrição	Unidades
D1-D2	1N4148	2
Q1-Q4	IRFZ48n	4
K1-K2	Rele 5V	2
R1-R3	1 k Ω	3
R4	330 k Ω	1
R5	10 k Ω	1
J7	Conector gerador	1
J8-J9	Conectores TCR5000	1
J10	Conectores ADS1256	1
B1	Arduino Uno	1
J2	ADS1256	1
J1-J6	Conectores	1

O layout da placa de circuito impresso (PCI) é apresentado na Figura A.2.

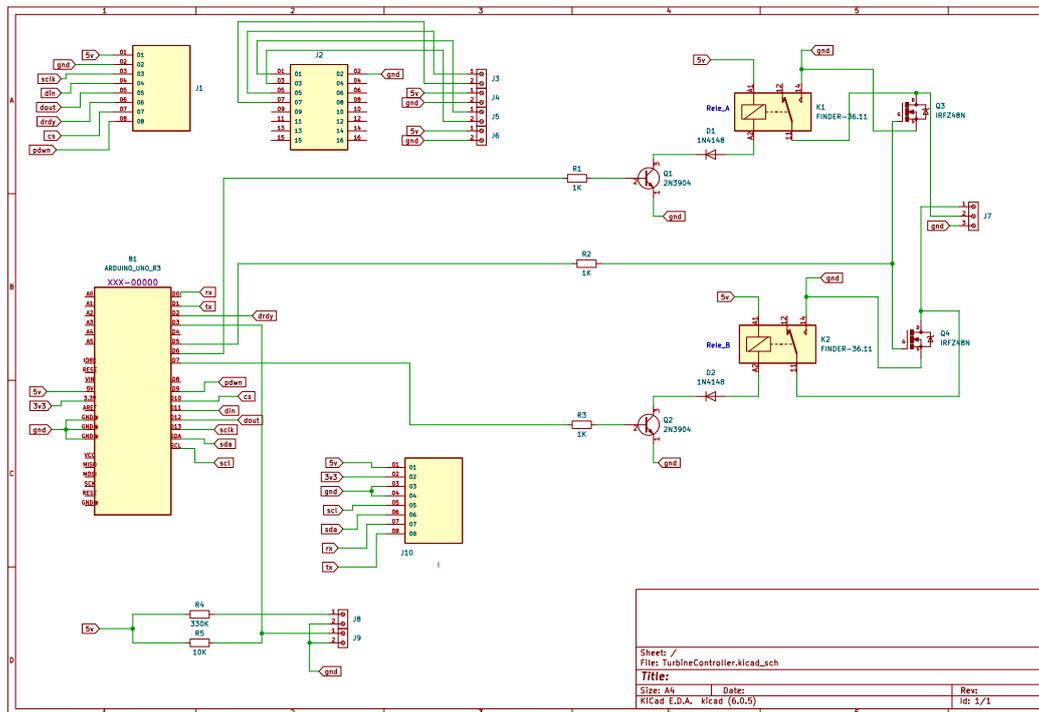


Figura A.1 – Esquema elétrico da instrumentação empregado nos ensaios das curvas de C_p .

A placa foi fabricada utilizando o processo de usinagem com máquina de comando numérico (CNC). Foi usado chapa de fibra de vidro com faces cobreadas (RF-4 fiber), com circuito em dupla face. O serviço foi executado pela empresa [PCBWay](#). É importante considerar a fabricação utilizando esse tipo de serviço para evitar problemas com mau contato dos componentes elétricos e eletrônicos. Além disso, é fundamental que sejam feitas manutenções da solda dos componentes ao longo do tempo, devido ao uso contínuo da placa a solda dos componentes vai se soltando e vai ocasionando problemas de contato entre os componentes.

Foi usado a linguagem C^{++} usando a IDE (*Integrated Development Environment*) do Arduino. Todos os arquivos do projeto estão disponíveis no repositório "[TurbineControll](#)" no GitHub. Incluindo o projeto do hardware, script do software de leitura dos dados e as instruções para execução dos experimentos. Foi usado uma biblioteca customizada para o ADS1256 fazer a leitura dos dados da célula de

carga. No código principal é implementado o controle PID para controlar a rotação através do PWM.

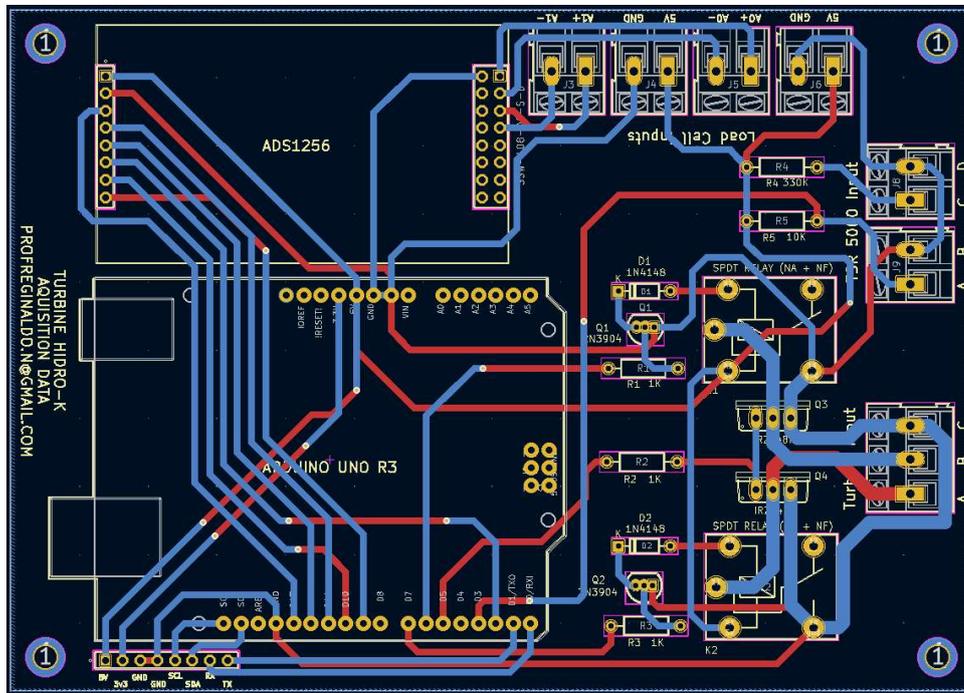


Figura A.2 – PCI layout da placa de controle e aquisição de dados da turbina.

B Procedimento de calibração do torquímetro

O processo de calibração do torquímetro é desenvolvido utilizando a calibração estática. Para isso, uma travessa perfurada de alumínio em formato de cantoneira é fixada na nacele da turbina, como ilustrado na Figura B.1. A travessa de alumínio é perfurada em vários pontos ao longo do seu comprimento, de modo que possa ser inserido diferentes valores de momento (torque) no torquímetro.

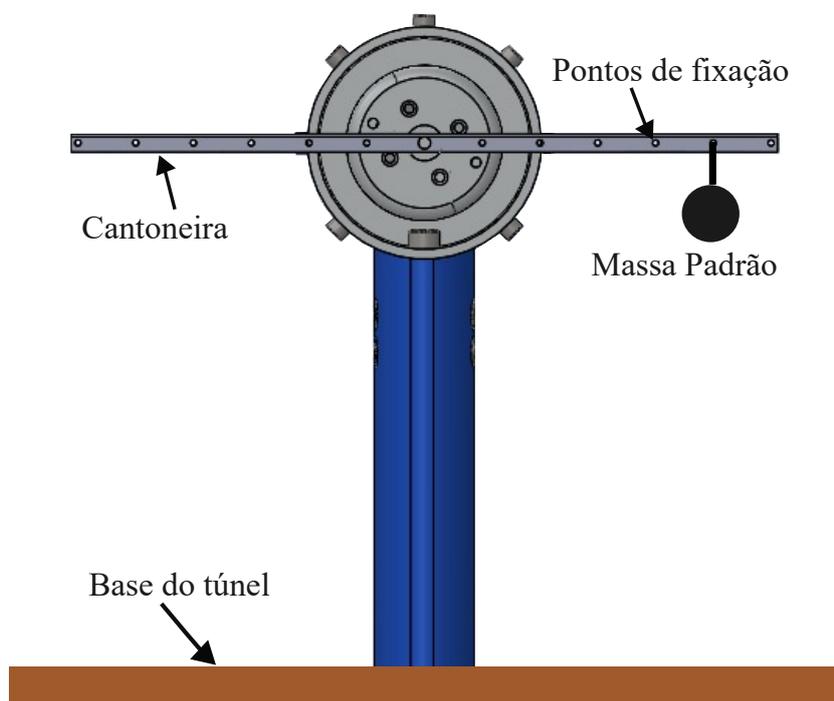


Figura B.1 – Fixação da estrutura utilizada para calibrar o torquímetro.

A cantoneira é fixada no torquímetro de modo que o grau de liberdade de rotação seja restrito. A calibração é realizada utilizando uma massa de 26.1 gramas. São usados sete pontos de apoio para a massa de calibração. O momento gerado pela massa é contabilizado como o torque padrão. O sinal digital de saída do ADS1256 é registrado através do softwares disponível no repositório do GitHub "[TurbineControll](#)". Na Figura B.2 são apresentadas as curvas para 6 calibrações realizadas para diferentes em experimentos ao longo do desenvolvimento do trabalho. As barras de erros são calculadas pelo desvio padrão da média, como apresentado no Apêndice C.

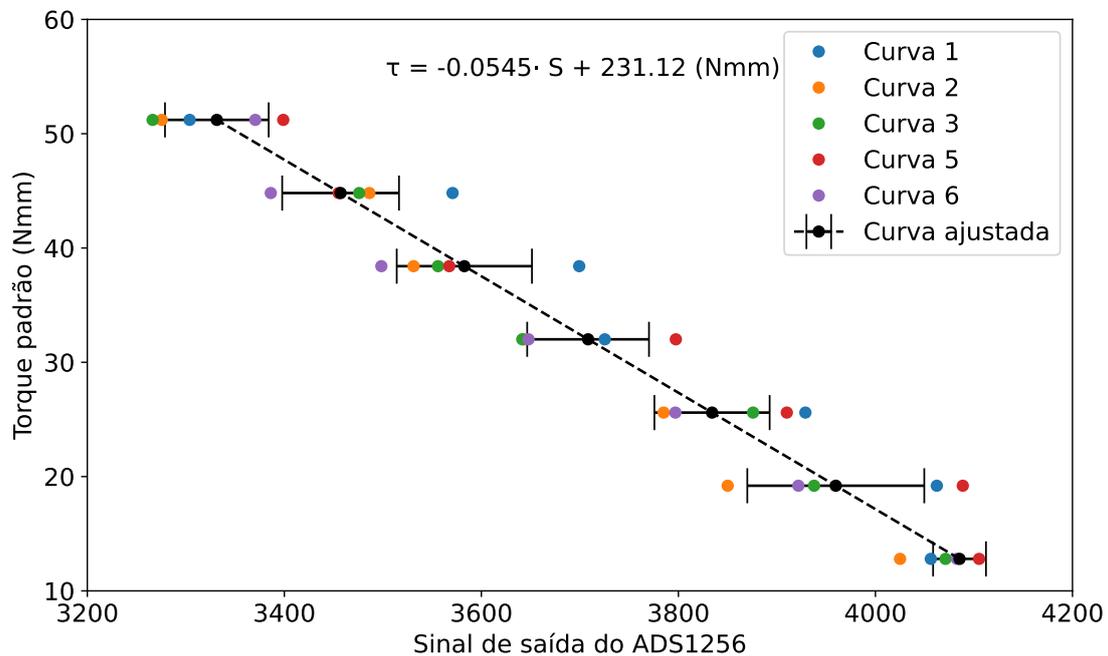


Figura B.2 – Curva de calibração para diferentes experimentos ao longo do desenvolvimento deste trabalho de tese.

A curva ajustada (linha tracejada preta) representa o ajuste de todos os pontos das calibrações realizadas ao longo do trabalho. A equação que representa o torque medido em função do sinal digital lido pelo Arduino a partir do ADS1256 é dada por:

$$\tau_t = -0.0545S + 231.12 \text{ [Nmm]}, \quad (\text{B.1})$$

onde S é o sinal digital.

Importante destacar que os extensômetros utilizados são do tipo espinhas de peixe 45°. Esses extensômetros devem ser trocados aproximadamente a cada 20 campanhas de experimentos (20 dias), devido ao fenômeno de fadiga os extensômetros passam a não funcionar adequadamente e o sensor perde o fundo de escala necessário para este sensor. Com isso, a curva de calibração não apresenta as mesmas características de quando novo. O fabricante orienta que deve ser trocado a cada 1×10^6 ciclos. Além disso, é necessário sempre verificar todos os hardwares para garantir medidas de qualidade.

Para obter uma boa curva de calibração os seguintes passos devem ser executados:

- Fixar bem a travessa perfurada de alumínio;
- Medir a massa padrão utilizando uma balança de precisão;
- Utilizar o script específico para a calibração. Esse script registra apenas o sinal digital de saída do ADS1256;
- Fazer a média dos valores lidos;
- Fazer o ajuste dos pontos torque devido a massa padrão x sinal do ADS1256 e encontrar uma equação da reta;
- A calibração deve ser executada antes do experimento.

Fenômenos externos podem interferir nos resultados da calibração. O procedimento deve ser realizado sem ventilação e interferências externas, tais como apoios do experimentalista na estrutura do túnel ou da turbina. Sempre que mudar a massa padrão de ponto na travessa é necessário que a massa fique estática, pois se houver qualquer interferência os resultados serão válidos.

C Incerteza na calibração do torquímetro

Esta seção descreve como as estimativas de incerteza na calibração do torquímetro foram feitas. Para cada execução dos experimentos foi calculado a incerteza associada ao torque devido a precisão do instrumento. Para garantir que as medições feitas possuem confiança foi elaborado um procedimento de calibração. O torquímetro foi extensivamente calibrado antes e durante da execução dos experimentos. Esse procedimento resultou em uma série de equações de calibração. A calibração do sensor relaciona os dados de saída (sinal digital) com o torque (τ) devido a uma carga conhecida, aplicado ao eixo estacionário, e os dados são gravados em blocos de notas. Testes utilizando o gerador como motor foram realizados com o objetivo de verificar as medidas do torquímetro. Foram realizados testes com o motor livre (sem peso no eixo) e o torquímetro não foi capaz de obter medidas de torque. Portanto, o torquímetro é capaz de obter medidas do torque aplicado no eixo.

Uma regressão linear é aplicada aos vários dados do sinal digital e torque aplicado ao eixo. Esse procedimento resultou em uma curva de calibração linear e com um ótimo ajuste aos dados, em que o coeficiente $R^2 = 0.975$. A equação de calibração resultante possui a forma linear definida por

$$\tau = aS + b, \tag{C.1}$$

onde a é a constante de deslocamento, b é a inclinação da reta e S é o sinal digital do torquímetro. A equação resultante tem valores medidos registrados em unidade

de engenharia. [Doman et al. \(2015\)](#) argumenta que as medidas em unidade de engenharia possibilita a identificação rápida de erros durante as execuções dos experimentos.

A análise de incerteza adotada para analisar os dados de torque nesse trabalho foi empregada por [Doman et al. \(2015\)](#) com base no documento ITTC's "Uncertainty Analysis Instrument Calibration" e EquiMar deliverable 3.4 ([MCCOMBES et al., 2010](#); [COMMITTEE et al., 2017](#)). Para essa análise foram consideradas as incertezas relacionadas a precisão do torquímetro e de desvio das medidas de calibração do torquímetro devido ao braço de momento, massa e constante gravitacional. A incerteza de precisão é igual ao erro padrão da estimativa (SEE). O SSE é calculado a partir da soma do quadrado dos resíduos (SSR), dado por:

$$x_{SSR} = \sum_{i=1}^n (y_i - a - bx_i)^2, \quad (C.2)$$

onde y_i é o valor medido, a e b são os coeficiente da da equação linear de calibração, x_i é o valor conhecido, n é número de pontos de amostras, i é o número da amostra. Assim, a incerteza de precisão é dada por:

$$\mu_{P-calibration} = \sqrt{\frac{x_{SSR}}{n-2}}. \quad (C.3)$$

O torque conhecido aplicado no eixo é definido por:

$$\tau_{applied} = mgl \quad (C.4)$$

onde m é a massa, g é constante gravitacional, e l é o comprimento da barra usada para fazer a calibração estática. Dessa forma, a incerteza devido aos desvios da calibração é dada a partir da propagação de incerteza das medidas utilizadas para calcular o torque aplicado. As incertezas inerentes a essas medidas são $\mu_m = 0.0001$ kg, $\mu_g = 0.001$ m/s² e $\mu_l = 0.0001$ m.

$$\mu_{D-calibration} = \tau_{applied} \sqrt{\frac{\mu_m^2}{m^2} + \frac{\mu_g^2}{g^2} + \frac{\mu_l^2}{l^2}}. \quad (C.5)$$

As incertezas de precisão e viés resulta em uma incerteza total, em Nmm, associada à calibração do torque é pode ser calculada por:

$$\mu_{\tau} = \sqrt{\mu_{P\text{-calibration}}^2 + \mu_{D\text{-calibration}}^2} \quad (\text{C.6})$$

A incerteza de precisão apresentou um valor de 0,189 Nmm, enquanto a de viés foi de 0.201 Nmm, resultando em uma incerteza total de 0,275 Nmm. É importante destacar que esses cálculos foram realizados para o ponto da curva de calibração com maior dispersão, o que indica a presença das maiores incertezas nas medidas nesse ponto específico.

D Procedimento de calibração da sonda anemométrica

O registro dos dados de velocidade do escoamento na seção de teste do túnel de vento com a sonda anemométrica é realizado de forma automatizada. Motores de passo são utilizados para movimentar a sonda nas direções $x - y - z$. O sistema de aquisição do anemômetro é integrados usando MATLAB. São utilizados um *script* para a calibração e outro para o registro dos dados de velocidade no plano. Os códigos estão disponíveis no repositório [Scripts_sonda_anemometro](#).

A velocidade medida através do tubo de *Pitot* é dada pela Eq. D.1. Mas para isso, é necessário que o tubo de *Pitot* esteja conectado a um manômetro. Este por sua vez, é um transdutor de pressão.

$$u = \sqrt{\frac{2\rho_1\Delta Hg}{\rho_\infty}} \quad (\text{D.1})$$

Em que, u é a velocidade de fluxo livre, ρ_1 é densidade do fluido que é usado no manômetro, ΔH é diferença de altura devido ao deslocamento do fluido no manômetro, g é a aceleração da gravidade e ρ_∞ é a densidade do ar. Uma ilustração do tubo *Pitot* é apresentada na Fig. D.1.

Com esse instrumento é possível realizar medições de velocidades na seção de testes do túnel de vento. Os valores medidos pelo sistema de medição através do tubo de *Pitot* é muito utilizado para fazer calibração de outros instrumentos utilizados para medir velocidades na seção de testes.

A calibração do anemômetro de fio quente é realizado com base nas medidas

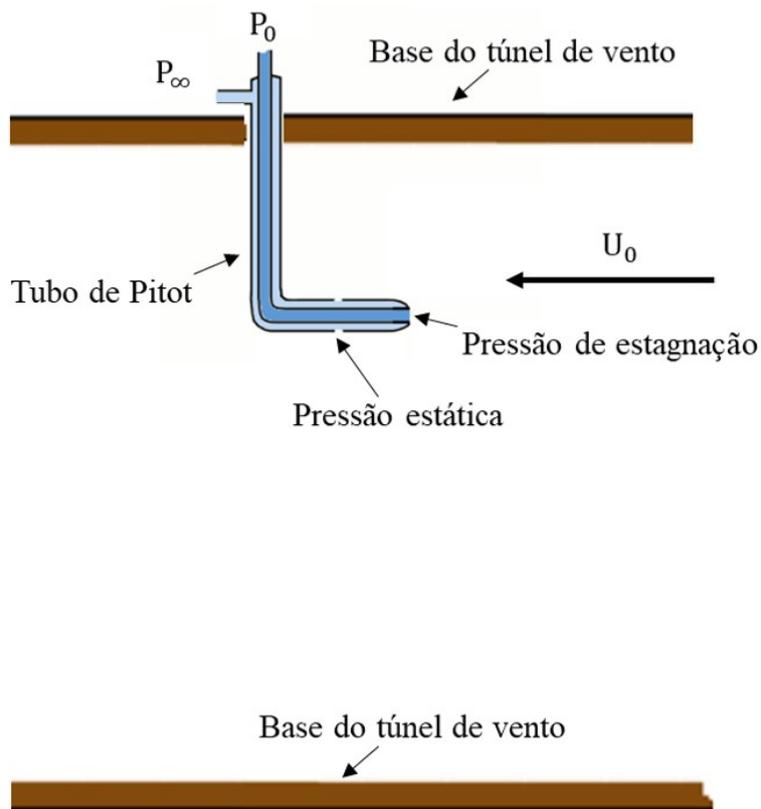


Figura D.1 – Esquemático do tubo de Pitot.

analógicas do tubo de Pitot e manômetro. O *script* de calibração é movimentado até a entrada da seção de teste do túnel de vento, aonde está posicionado o tubo de Pitot. A leitura da pressão no manômetro é um *input* do *script* de calibração. Portanto, o procedimento de calibração é desenvolvido seguindo os seguintes passos:

- Acionar o *script* de calibração para posicionar a sonda próxima do tubo de Pitot;
- Ligar o túnel a 2 m/s;
- Coletar o mesmo tamanho de amostra pretendido no ensaio na mesma taxa de aquisição;
- Variar a velocidade em 1 m/s;
- Repetir os itens 3 e 4 até 13 m/s;

- Calcular os coeficientes da Equação D.2.

Dois métodos de ajuste da equação de calibração são encontrados na literatura, aplicando a lei de King e por meio de um ajuste polinomial de alta ordem, onde a escolha do método fica a escolha do operador e do experimento. Apesar da lei de King descrever muito bem a física do anemômetro, sua má calibração pode acarretar em erros desproporcionais, fato decorrido ao seu comportamento exponencial. Por outro lado o ajuste polinomial controla melhor as incertezas, entretanto, quando executado, o ajuste polinomial só funciona no intervalo calibrado, não sendo recomendável nenhum tipo de extrapolação, devido à alta probabilidade da função oscilar fora do intervalo calibrado. Esse polinômio de quarta ordem foi usado, e as constantes são encontradas pelos cálculos de melhor ajuste. O anemômetro tem como saída um sinal de tensão, o polinômio da Equação D.2 faz uma relação entre velocidade do escoamento e voltagem, dada por:

$$u = K_1 + K_2E + K_3E^2 + K_4E^3 + K_5E^4 \quad (\text{D.2})$$

Em que, u é a velocidade, E é a tensão de saída do anemômetro de fio quente e K_1 , K_2 , K_3 , K_4 e K_5 são as constantes polinomiais.

Desta forma, o procedimento para aquisição dos dados do experimento no plano são:

- Ajuste da velocidade na seção de entrada do túnel de vento;
- Configuração da taxa, em Hertz, e tempo de amostragem, em segundos, do anemômetro de fio quente;
- Seleção da variação espacial (Δx , Δy e Δz), dependendo do plano selecionado, e definição das coordenadas inicial e final do plano de medição;
- Calibração do anemômetro de fio quente;
- Aquisição dos dados de velocidade do escoamento;
- Análise dos dados.

A Figura D.2(a) apresenta os resultados do processo de calibração para seleção 11 procedimentos ao longo de todos os experimentos. Os pontos representam os resultados aferidos de tensão, pressão manométrica lida pelo tubo de Pitot e a velocidade do escoamento. A Figura D.2(b) representa o coeficiente de determinação, R^2 , para todas as curvas de calibração de quarto grau obtidas pela calibração. Pode-se notar que todas as curvas se mantiveram com o $R^2 > 99,9\%$, representando uma boa acurácia do procedimento adotado para cada caso.

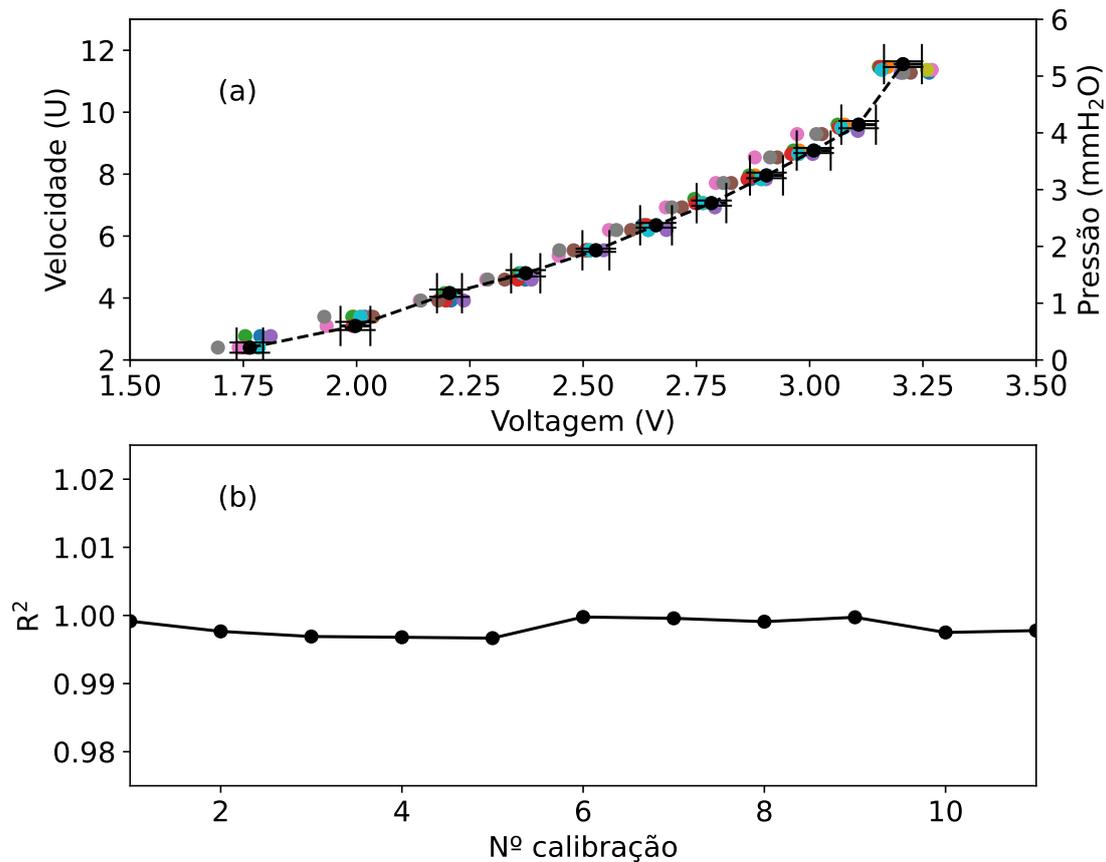


Figura D.2 – Curva de calibração da sonda anemométrica para diferentes experimentos ao longo do desenvolvimento deste trabalho de tese.

Em algumas calibrações os valores ficaram fora da barra de erro, como mostrado na Figura D.2. Isso é devido a flutuação de voltagem é esperada em razão da variação não controlada das condições externas, tais como temperatura, pressão e umidade do ar. As alterações na geometria da sonda, que ocorrem principalmente

quando há um rompimento da mesma, demandando o reparo da sonda via um processo de solda também contribui para essas variações. No entanto, a variação ocorre apenas no sinal de tensão. O que torna os experimentos altamente confiáveis com alto grau de repetibilidade, como mostra a curva dos valores de R^2 na Figura D.2.

A convergência da média de um sinal pode ser determinada por:

$$\bar{u}_i = \frac{1}{i+1} \sum_{j=0}^i u_j, \quad (\text{D.3})$$

onde \bar{u}_i é a média do sinal considerando os primeiros $i+1$ pontos, u_j representa o valor do sinal no índice j , i é o número de pontos considerados na média, variando de 0 a $n-1$, sendo n o tamanho total da série de dados u .

Outra análise foi a convergência do desvio padrão. O desvio padrão é uma medida de dispersão que indica o quanto os valores estão afastados da média. Já a convergência do desvio padrão representa como a variabilidade dos dados diminui à medida que mais pontos são considerados na análise. É uma medida importante para entender a estabilidade e consistência dos dados ao longo de um conjunto de observações. A equação é implementada da seguinte forma: para cada ponto na sequência de dados, calcula-se o desvio padrão considerando todos os pontos anteriores. Isso é feito utilizando a média e o desvio padrão dos pontos anteriores, juntamente com o novo ponto adicionado, dado por

$$\sigma_i = \sqrt{\frac{1}{i} \sum_{j=1}^i (u_j - \bar{u}_i)^2} \quad (\text{D.4})$$

onde σ_i é o desvio padrão médio para o índice i , x_j é o valor do dado no índice j , \bar{u}_i é a média dos dados até o índice i , e i é o número de pontos considerados na média, variando de 0 a $n-1$ (sendo n o tamanho total da série de dados).

A Figura D.3 apresenta a convergência da média da velocidade para um ponto no plano do rotor. As frequências de interesse no estudo compreende de uma faixa de f_t até $8f_t$. No entanto, partindo da experiência já adquirida no laboratório

e analisar para uma maior faixa de frequência foi determinado uma frequência de amostragem de 5kHz. Devido o Teorema de Nyquist, foi escolhido uma frequência de aquisição de 10 kHz. O período de aquisição foi escolhido com base na análise de convergência da média.

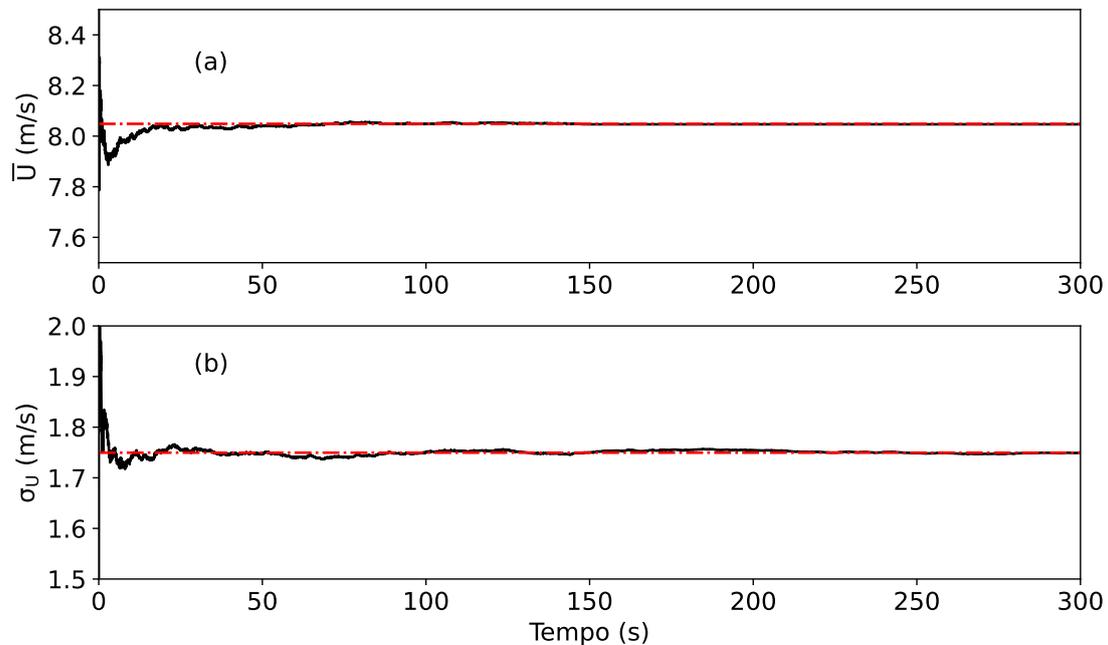


Figura D.3 – Curva de convergência do sinal de velocidade do escoamento em um ponto no plano do rotor. **(a)** análise da média e **(b)** desvio padrão. (—) é a convergência do sinal para cada instante de tempo e (-.-) é o momento estatístico do sinal.

A média convergiu em 60 segundos, como mostra o gráfico da Figura D.3. Dessa forma, foram adotados dois tempos de aquisição. Os dados para análise espectral o tempo de registro foi de 300 segundos e para determinar os contornos de velocidade média foi adotado um tempo de 60 segundos. Foi adotado essa diferença devido ao longo tempo que seria necessário para registrar os dados de velocidade no plano e com 120 segundos é suficiente para alcançar a estabilidade do sinal de velocidade.

E Propagação de incertezas experimentais

As incertezas inerentes aos experimentos desenvolvidos neste trabalho são dadas pela soma das incertezas instrumental e aleatória. As incertezas instrumentais, para o caso dos sensores digitais, são dados pelo valor da menor escala medida pelo sensor. Já para os sensores analógicos é dada pela metade da menor escala. As incertezas aleatórias são definidas como sendo o desvio padrão da médias calculada sobre um conjunto de ensaios realizados nas mesmas condições.

As incertezas instrumental foram determinadas a partir dos dados medidos. Esse procedimento inicia com a calibração dos sensores de velocidade e torque e é essencial para garantir medições confiáveis. Esse procedimento gerou várias equações de calibração combinadas em uma única curva aplicada ao software DAQ durante os experimentos. A calibração possibilitou a conversão dos dados para unidades de engenharia, facilitando a identificação de tendências e erros durante as execuções dos testes, conforme relatado por [Doman et al. \(2015\)](#).

Assim, uma medida é repetida várias vezes, e os valores medidos são agrupados em torno de um valor central, a média. Quanto mais medidas são feitas, mais precisa se torna a média ([TAYLOR; THOMPSON, 1998](#)). Definir um conjunto de N repetições do procedimento experimental sob as mesmas condições é preferível para evitar desperdício de tempo coletando uma grande quantidade de dados. Assim, o desvio padrão da média se enquadra no intervalo de confiança desejado ([DOMAN et al., 2015](#); [ZHANG et al., 2020](#)). O desvio padrão da média indica a incerteza da média em comparação com a verdadeira média. Pode ser calculado como

$$\sigma_{\bar{m}} = \sqrt{\frac{\sum_{i=1}^N (m_i - \bar{m})^2}{N(N-1)}}, \quad (\text{E.1})$$

onde N é o número de repetições do experimento, m_i é a i -ésima amostra, e \bar{m} é a média da primeira até a i -ésima amostra.

O segundo teste resultou em um desvio padrão da média, reduzindo o desvio ($\sigma_{\bar{m}}$) na quinta amostra para uma ordem de magnitude de 10^{-3} . Assim, o valor da medida variou apenas a partir da terceira casa decimal. Sendo a medida real com confiabilidade de 95.4% dada por

$$m = \bar{m} \pm \sigma_{\bar{m}}. \quad (\text{E.2})$$

As incertezas dos dados do anemômetro de fio quente são determinadas com base nos dados fornecidos pelo fabricante e podem ser encontradas no trabalho [Mendes \(2020\)](#). As incertezas nos dados de C_p originam-se das medições de torque, rotação e velocidade média do fluxo incidente no rotor. Para mais detalhes, consulte [Doman et al. \(2015\)](#), [Mendes \(2020\)](#). Uma análise do erro devido a essas incertezas, com base na média e no desvio padrão, identificou um fator de confiança de 0.954 para ambos os experimentos com cinco repetições. Para mais detalhes, consulte ([TAYLOR; THOMPSON, 1998](#)). Portanto, foram realizadas seis repetições para cada experimento da curva do coeficiente de potência.

Assim, todas as incertezas envolvidas no procedimento experimental podem ser escritas em função das incertezas dos seguintes sensores: termômetro, manômetro, barômetro, tacômetro e torquímetro, representadas, respectivamente, como:

$$T = T \pm \delta T \quad (\text{E.3})$$

$$\Delta p = \Delta p \pm \delta \Delta p \quad (\text{E.4})$$

$$p_{\text{atm}} = p_{\text{atm}} \pm \delta p_{\text{atm}} \quad (\text{E.5})$$

$$\omega = \omega \pm \delta \omega \quad (\text{E.6})$$

$$\tau_t = \tau_t \pm \delta \tau_t \quad (\text{E.7})$$

A massa específica é dada por:

$$\rho = \frac{p_{\text{atm}} M}{RT} \quad (\text{E.8})$$

e sua incerteza é dada por:

$$\delta\rho = \frac{M}{R} \sqrt{\left(\frac{1}{T}\right)^2 \delta p_{\text{atm}}^2 - \left(\frac{p_{\text{atm}}}{T^2}\right)^2 \delta T^2} \quad (\text{E.9})$$

A velocidade é medida pelo tubo de Pitot, sendo:

$$u = \sqrt{\frac{2\Delta p}{\rho}} \quad (\text{E.10})$$

e

$$\delta u = \sqrt{\frac{\rho}{2\Delta p} \left[\left(\frac{1}{\rho^2}\right) \delta p_{\text{atm}}^2 - \left(\frac{\delta p}{\rho}\right)^2 \delta \rho^2 \right]} \quad (\text{E.11})$$

A velocidade de ponta de pá é dada por:

$$\lambda = \frac{\omega R}{u} \quad (\text{E.12})$$

e sua incerteza é dada por:

$$\delta\lambda = \sqrt{\left(\frac{R^2}{U}\right)^2 \delta\omega^2 + \left(\frac{\omega}{u}\right)^2 \delta R^2 + \left(-\frac{\omega R}{U^2}\right)^2 \delta u^2} \quad (\text{E.13})$$

A potência no eixo da turbina é dada por:

$$P_{\text{eixo}} = \tau_t \omega \quad (\text{E.14})$$

e sua incerteza é dada por:

$$\delta P_{\text{eixo}} = \sqrt{\omega^2 \delta \tau_t^2 + \tau_t^2 \delta \omega^2} \quad (\text{E.15})$$

A potência disponível no escoamento é dada por:

$$P_{\text{escoamento}} = \frac{1}{2} \rho \pi R^2 U^3 \quad (\text{E.16})$$

e sua incerteza é dada por:

$$\delta P_{\text{escoamento}} = \frac{\pi}{2} \sqrt{(R^2 u^3)^2 \delta \rho^2 + (2\rho R u^3)^2 \delta R^2 + (3\rho \pi R^2 u^2)^2 \delta U^2} \quad (\text{E.17})$$

O coeficiente de potência é dado por:

$$C_p = \frac{P_{\text{eixo}}}{P_{\text{escoamento}}} \quad (\text{E.18})$$

e sua incerteza é dada por:

$$\delta C_p = \sqrt{P_{\text{eixo}}^2 \delta P_{\text{escoamento}}^2 - P_{\text{escoamento}}^2 \delta P_{\text{eixo}}^2} \quad (\text{E.19})$$