

Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

**Hidrodinâmica de Turbinas Hidrocinéticas em
Arranjo**

Vinicius de Sousa de Britto

Orientador: Taygoara Felamingo de Oliveira

Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas

Publicação: ENM-DM 267/2017

Brasília-DF: 10/2017

**Universidade de Brasília
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica**

Hidrodinâmica de Turbinas Hidrocinéticas em Arranjo

Vinicius de Sousa de Britto

**Dissertação submetida ao departamento de Engenharia Mecânica
da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como
parte dos requisitos necessários para obtenção do grau de mestre
em Ciências Mecânicas**

Aprovada por:

Taygoara Felamingo de Oliveira, Prof. Dr., UnB
(Orientador)

Adriano Todorovic Fabro, Prof. Dr., UnB
(Examinador interno)

Luciano Gonçalves Noletto, Prof. Dr., FGA - UnB
(Examinador externo)

Brasília, 9 Outubro de 2017.

FICHA CATALOGRÁFICA

Vinicius de Sousa de Britto
Hidrodinâmica de Turbinas Hidrocinéticas em Arranjo/ Vinicius de Sousa de Britto. – Brasil, 2017-
69 p. : il. (algumas color.) ; 30 cm.

Orientador: Taygoara Felamingo de Oliveira

Dissertação (mestrado) – Universidade de Brasília – UnB
Faculdade de Tecnologia
Programa de Pós-Graduação em Ciências Mecânicas, 2017.

1. Dinâmica dos fluidos computacional 2. Turbina hidrocinética 3. Esteira turbulenta. 4. Aumento de velocidade I. Engenharia Mecânica. II. Universidade de Brasília. III. Faculdade de Tecnologia. IV. Estudo do escoamento no arranjo linear de turbinas hidrocinéticas.

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

Britto, V. S. (2017). HIDRODINÂMICA DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS EM ARRANJO. Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM- A/2017, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Brasília, Brasília, DF, p.69

CESSÃO DE DIREITOS

NOME DO AUTOR: Vinicius de Sousa de Britto.

TÍTULO DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO: HIDRODINÂMICA DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS EM ARRANJO.

GRAU/ANO: Mestre/2017.

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação de mestrado e para emprestar 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.

Vinicius de Sousa de Britto
QRSW 01 Bloco B9 apt.204 - Sudoeste
70675-129, Brasília, DF, Brasil
viniciusbrto@hotmail.com

Dedico esse trabalho a todos meus familiares, especialmente para meus pais, Celso Murilo e Maria Alice, minha irmã, Mariana Britto, que sempre me apoiaram e ajudaram nessa caminhada. À toda minha família. Dedico também aos professores e colegas de curso pela motivação.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente, aos meus pais, por me darem a oportunidade de estudar e crescer da melhor forma possível. Pelos cuidados, ensinamentos, exemplo e amor. Sempre me motivando a batalhar por aquilo que sonhara. Por apoiarem as minhas escolhas e decisões, comemorando os sucessos e acalentando nos momentos difíceis. Obrigado por tudo, palavras nunca serão suficiente para agradecer a tudo que vocês fizeram por mim. A minha irmã pelos momentos de cumplicidade, sabedoria e diversão. Agradeço pelo exemplo de irmã todos os dias, não existiria pessoa melhor. A toda minha família, sem eles nada seria possível.

Ao meu orientador, professor Taygoara, pela disponibilidade e paciência. Ao professor Brasil, o qual considero também um orientador deste trabalho, por sua atenção e oportunidade.

A minha namorada, amiga e companheira, Paula, por todos os momentos de felicidade, com todo o suporte e incentivo.

A todos meus colegas de laboratório Nela, Paulo, Aramis, Ramsay, Francis, Rafael, Lucas H., Adriana, Ana Rafaela, Eugênia e Miguel. Aos amigos que a vida me deu, em especial, Wilker Oliveira, Rafael Rodrigues e Valdé.

Ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPQ), todo programa de Pós-Graduação de Ciências Mecânicas e AES Tietê.

Resumo

O principal objetivo deste trabalho é investigar o comportamento do escoamento jusante de um arranjo de turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal, por meio de um estudo numérico, denominado esteira. Deseja-se entender como o comportamento do escoamento entre os rotores pode influenciar a potência. Para realizar esse estudo foram utilizadas variáveis como velocidade média normalizada, energia cinética e intensidade de turbulência ao longo da direção axial.

Palavras-chaves: Turbinas de eixo horizontal, esteira turbulenta, aumento de velocidade.

Abstract

The main objective of this work is to investigate downstream flow behavior by a numerical study of the turbulent wake in an arrangement of horizontal axis hydrokinetic turbines. It is intended to understand how the flow behavior close to the rotors can influence the power on the turbines. To perform this study, variables such as normalized mean velocity, kinetic energy and turbulence intensity along the axial direction were used.

Key-words: Horizontal axis turbines, axial wake, speed augmentation.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Capacidade eólica cumulativa por ano. adaptado (GWEC, 2016)	1
Figura 2 – Componentes usuais de turbinas. Fonte: http://www.oocities.org	3
Figura 3 – Turbinas hidrocínéticas comerciais na atualidade: a) Turbina marinha de dois pás; b) Três pás de Verdant Power; c) Três pás de Hammerfest; d) Multipás de Lunar Energy ; e) Multipás de UEK; f) H-Darrieus de Alternative Hydro. (MACIAS, 2016)	4
Figura 4 – Esteira turbulenta de um parque eólico. Fonte: http://www.noaanews.noaa.gov	5
Figura 5 – Esquema de fazenda hidrocínética. (Ross Vennell, 2010)	5
Figura 6 – Teoria do disco atuador. (Burton et al., 2001)	11
Figura 7 – Velocidade tangencial a jusante da turbina. (Burton et al., 2001)	14
Figura 8 – Representação diferencial do cálculo de potência. (HANSEN, 2013)	14
Figura 9 – Perfis naca 4415 perfilados.	15
Figura 10 – Relações do triangulo de velocidade para formulação do método BEM. (Brasil Jr. et al., 2016)	16
Figura 11 – Desenvolvimento da esteira. (SANDERSE, 2009)	18
Figura 12 – Vórtices do cubo e de ponta de pá. Fonte: www.windpowerengineering.com	19
Figura 13 – Região interna da camada limite Fonte: (Souza et al., 2011)	27
Figura 14 – Subcamada viscosa da camada limite turbulenta Fonte: (Souza et al., 2011)	28
Figura 15 – Perfil de velocidade próximo ao contorno. Fonte: (Souza et al., 2011)	29
Figura 16 – HK-10	32
Figura 17 – Proposta de fazenda hidrocínética Hydro-K.	33
Figura 18 – Esboço Hydro-K.	34
Figura 19 – Modelo Hydro-K (inverso).	34
Figura 20 – Domínio computacional.	35
Figura 21 – Refinamento no rotor.	37
Figura 22 – Refinamento dos domínios e esferas de influência	37
Figura 23 – Elemento prismático no bordo de ataque da pá	38
Figura 24 – Condições de Contorno.	39
Figura 25 – Configurações de rotação das turbinas. a) Rotação Central. b) Rotação para fora. c) Rotação anti-horária, usual do projeto Hydro-k.	40
Figura 26 – Comparação $C_p \times TSR$. — BEM Brasil Jr. et al. (2016); ▲ CFD Brasil Jr. et al. (2016); ● CFD presente trabalho	42
Figura 27 – Escoamento próximo as pás: a) $TSR = 2.34$ b) $TSR = 0.47$	43
Figura 28 – Pressão ao redor do rotor.	43
Figura 29 – Linha de pressão central da turbina em três rotações.	44

Figura 30 – Pressão e linha de corrente no arranjo linear.	45
Figura 31 – Velocidade normalizada.	46
Figura 32 – Velocidade normalizada à 0.5 diâmetro do rotor.	46
Figura 33 – Intensidade de Turbulência.	47
Figura 34 – Distribuição da energia cinética de turbulência.	48
Figura 35 – Posição das linhas de tomada de velocidade, energia cinética de turbulência e intensidade de turbulência.	49
Figura 36 – Evolução da velocidade normalizada na esteira.	51
Figura 37 – Evolução da energia cinética de turbulência na esteira.	52
Figura 38 – Evolução da intensidade de turbulência na esteira.	53
Figura 39 – Velocidade normalizada na linha central do domínio. Turbinas separadas 5[m]: ◦ Hydro-k (rotação anti-horária) , - Rotação para o centro , - Rotação pra fora. Turbinas separadas 3[m]: △ Rotação para o centro, - Rotação pra fora	54
Figura 40 – Pressão para os casos de rotação central e fora.	55
Figura 41 – Comparação $C_p \times TSR$, para o módulo hidrodinâmico. • 1 ^a e 2 ^a turbina (anteriores); ▲ 3 ^a turbina (posterior)	56
Figura 42 – Distribuição de pressão.	57
Figura 43 – Velocidade normalizada.	58
Figura 44 – Pressão [kPa], velocidade normalizada e intensidade de turbulência na linha axial central	59
Figura 45 – Intensidade de turbulência.	59
Figura 46 – Isovorticidade na esteira.	60

Lista de tabelas

Tabela 1 – Especificações computacionais.	31
Tabela 2 – Especificações gerais do projeto Hydro-k	33
Tabela 3 – Dimensões dos domínios utilizados.	35
Tabela 4 – Estudo de convergência de malha.	38
Tabela 5 – Ponto de operação utilizado nas simulações numéricas	40
Tabela 6 – Coeficiente de potência no ponto de operação (35RPM).	56
Tabela 7 – Pressão nas faces frontais da turbina	60

Lista de símbolos

Símbolos latinos

A	Área	$[m^2]$
a	Fator de indução axial	$[-]$
a'	Fatoro de indução tangencial	$[-]$
C_p	Coefficiente de potência	$[-]$
D	Diâmetro do rotor	$[m]$
g	Aceleração da gravidade	$[m/s^2]$
M	Momento angular	$[kgm^2/s]$
p	Pressão	$[Pa]$
P	Potência	$[W]$
r	Raio	$[m]$
T	Torque	$[kgm]$
TSR	Velocidade de ponta de pá	$[-]$
U	Velocidade do escoamento	$[m/s]$

Símbolos gregos

ρ	Densidade	$[kg/m^3]$
ω	Velocidade angular	$[rad/s]$
η	Rendimento	$[-]$

Sobrescritos

\sim Grandeza local

\bar{x} Valor Médio

Subscritos

∞ Escoamento não perturbado

d Escoamento no disco atuador

w Escoamento a jusante da turbina

Siglas

BEM Blade Element Methodolog

CFD Computational Fluid Dynamics

NREL National Renewable Energy Laboratory

PIV Particle Image Velocimetry

RANS Reynolds-Averaged Navier-Stokes

RMS Root mean square

TSR Tip Speed Ratio

UnB Universidade de Brasília

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Turbinas axiais de eixo horizontal	2
1.1.1	Esteira Turbulenta	3
1.2	Revisão Bibliográfica	6
1.3	Objetivos	10
1.3.1	Objetivos específicos	10
2	AERODINÂMICA DE TURBINAS DE EIXO HORIZONTAL	11
2.1	Teoria do Disco Atuador	11
2.2	Blade Element Momentum method (BEM)	15
2.3	Esteira	18
3	MODELAGEM NUMÉRICA	21
3.1	Equações Governantes	21
3.1.1	Equação da continuidade	22
3.1.2	Equação do momento	22
3.2	Modelagem da Turbulência	23
3.2.1	Hípotese Boussinesq	24
3.2.2	Modelo SST (Shear Stress Transport)	26
3.2.3	Camada limite e leis de parede	27
3.3	Avaliação da esteira	30
3.4	Recursos computacionais	30
4	METODOLOGIA	32
4.1	Hydro-k	32
4.2	Geometria e Domínio Computacional	33
4.3	Malha numérica e convergência	36
4.4	Condições de contorno	39
5	RESULTADOS	41
5.1	Uma turbina	41
5.2	Duas turbinas (Arranjo linear)	44
5.2.1	Paridade de turbinas	54
5.3	Três turbinas (Módulo hidrodinâmico)	56
6	CONCLUSÕES	61

REFERÊNCIAS 64

1 Introdução

Nos últimos anos a capacidade instalada de energia eólica teve um crescimento exponencial, conforme ilustrado pela Figura 1. As turbinas estão sendo construídas com o objetivo de atender à crescente necessidade de energia elétrica. Diferentemente dos combustíveis fósseis essa energia é considerada limpa e de baixo impacto ambiental. Com base na trajetória atual e nos crescentes estudos é provável que energias limpas como eólica, solar e hidrocínética, desempenhem um papel importante nas soluções energéticas do futuro.

Nesse contexto, o segmento de turbinas hidrocínéticas está se tornando popular entre os pesquisadores e empresas, sejam elas para a produção de eletricidade a partir das ondas e marés ou da corrente dos rios. No Brasil, os esforços têm objetivos como o fornecimento de energia para comunidades isoladas com o menor impacto ambiental possível. Existe razoabilidade em pensar que um rio flui de forma constante em um período de tempo, o que não acontece exatamente com os ventos (fluxos de ar) e o sol. Esse fato motiva a instalação de turbinas hidrocínéticas.

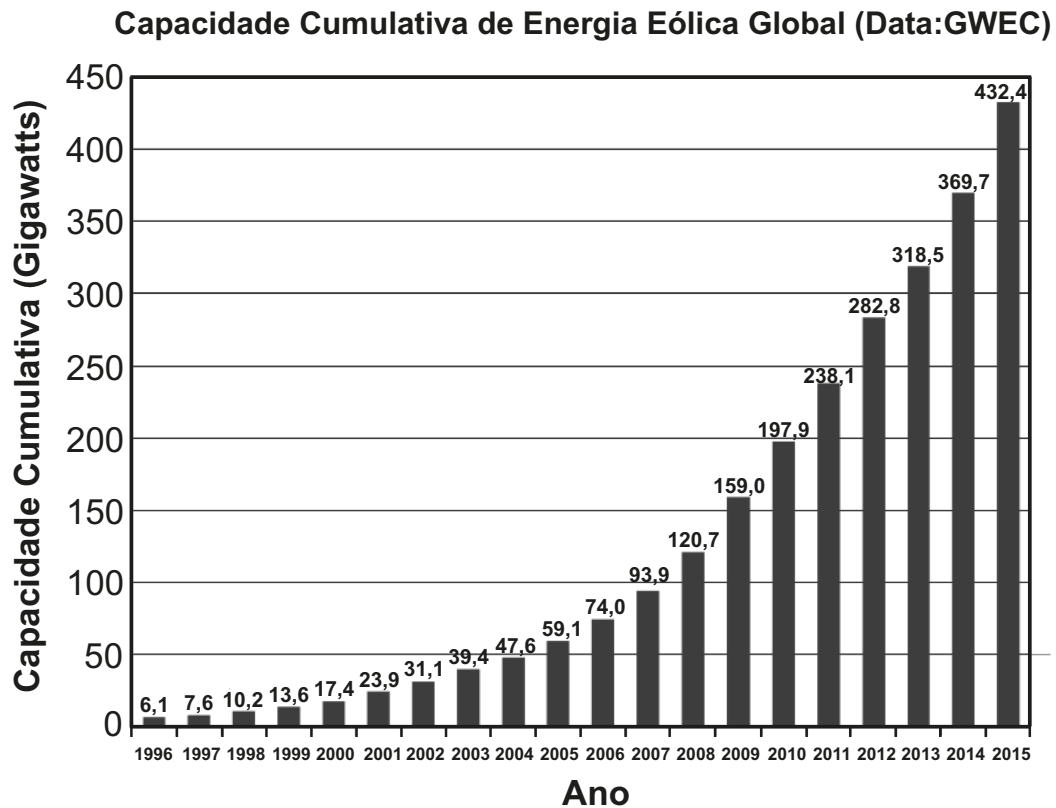


Figura 1 – Capacidade eólica cumulativa por ano. adaptado (GWEC, 2016)

A Universidade de Brasília (UnB) com seu Departamento de Engenharia Mecânica (ENM) se destaca com o primeiro protótipo operacional de turbina hidrocínética instalado em 1995, conhecida como Geração 1, com o objetivo de captar energia para um posto médico local em Correntina, na Bahia. Consequentemente o projeto foi se aperfeiçoando e deu origem as máquinas denominadas Geração 2 e 3 (Brasil Jr. et al., 2007).

Atualmente o Laboratório de Energia e Ambiente do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília (LEA-UnB) estuda maneiras de otimizar os projetos. O aproveitamento da corrente oriunda de usinas hidroelétricas é um exemplo eficiente do aproveitamento local da energia disponível. Esses estudos empregam metodologias numérica e experimental, em particular usando túnel de vento, para investigar fatores como a curva de potência, aspectos do escoamento turbulento através de rotores e ao redor das pás, cavitações, interação entre escoamentos turbulentos, entre outros.

Com a crescente necessidade de energia, fatores como posicionamento das turbinas e a esteira turbulenta necessitaram ser explorados para garantir a eficiência do empreendimento. É definido como esteira, o escoamento jusante perturbado por uma ou mais turbinas. O presente estudo visa obter informações do fluxo que passa através de um conjunto de turbinas e observar quais consequências podem ser obtidas a partir desses resultados. Deveram ser observados os parâmetros de esteira para a configuração de três turbinas presentes no projeto Hydro-k.

1.1 Turbinas axiais de eixo horizontal

As turbinas axiais de fluxo livre têm como objetivo transformar a energia cinética em energia elétrica. A massa de fluido que movimenta a turbina gera energia mecânica no eixo, acoplado a um gerador, que transforma o movimento em energia elétrica. O modelo clássico para obter a potência extraída de uma turbina de fluxo livre é dado por:

$$P_{extraída} = \frac{1}{2} \rho A U_{\infty}^3 C_p, \quad (1.1)$$

no qual P é a potência mecânica extraída pela máquina [W], A é a área do rotor, ρ a densidade do fluido de análise [kg/m^3], U_{∞} é a velocidade inicial do fluido [m/s] e C_p é o Coeficiente de Potência, que é uma medida de eficiência de conversão.

Por meio da análise do comportamento aerodinâmico e baseado na teoria de conservação do momento linear, o estudo de Betz (1920) definiu que o Coeficiente de Potência máximo é igual a $16/27$. Com a teoria do limite de Betz foi possível ter uma estimativa da viabilidade dos projetos de turbinas de fluxo livre. Glauert (1935) mostrou que o limite real é ligeiramente menor que o proposto por Betz.

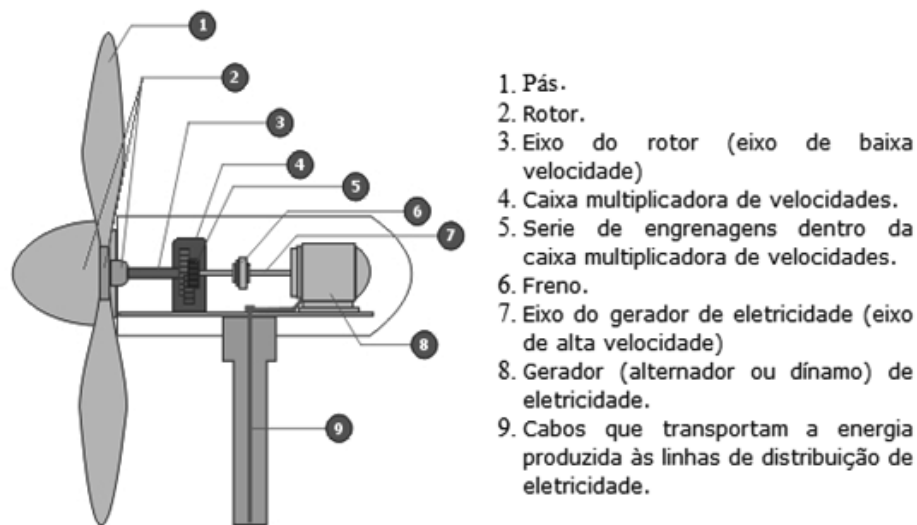


Figura 2 – Componentes usuais de turbinas. Fonte: <http://www.oocities.org>

As turbinas eólicas e hidrocínéticas não necessitam de condutos forçados ou barragens para funcionar e compartilham componentes semelhantes para seu funcionamento. A Figura 2 representa os componentes mais importantes de uma turbina axial de eixo horizontal. O rotor, conjunto formado pelas pás e o cubo, é responsável pela conversão de energia cinética do rio em potência de eixo. O conjunto mecânico, caixa multiplicadora e gerador, tem como tarefa gerar energia elétrica e é posicionado em um invólucro chamado nacelle.

A orientação do eixo é um dos modos classificar uma turbina (HANSEN, 2013). Se o eixo está na vertical e tem posicionamento perpendicular em relação ao escoamento, a turbina é denominada axial de eixo vertical. Caso o eixo seja paralelo ao escoamento axial, a turbina é denominada axial de eixo horizontal. A Figura 3 ilustra alguns modelos comerciais, onde é possível identificar turbinas de eixo horizontal e vertical. No presente trabalho são estudadas turbinas de eixo horizontal e seu escoamento.

1.1.1 Esteira Turbulenta

Com o advento das turbinas axiais, eólicas ou hidrocínéticas, a eficiência energética tornou-se um foco para os pesquisadores. No entanto para aumentar a capacidade de conversão foram necessárias mudanças estruturais. Essa motivação deu início a diversos estudos para otimizar partes integrantes como as pás e geradores. Outros pesquisadores focaram em dispositivos, como os difusores hidrodinâmicos, para aumentar o coeficiente de potência. Recentemente a investigação da esteira formada pela turbina ganhou relevância no meio científico, acreditando que a variação do escoamento pode influenciar no rendimento da máquina.

Para a geração de energia em larga escala entende-se que é necessário um número

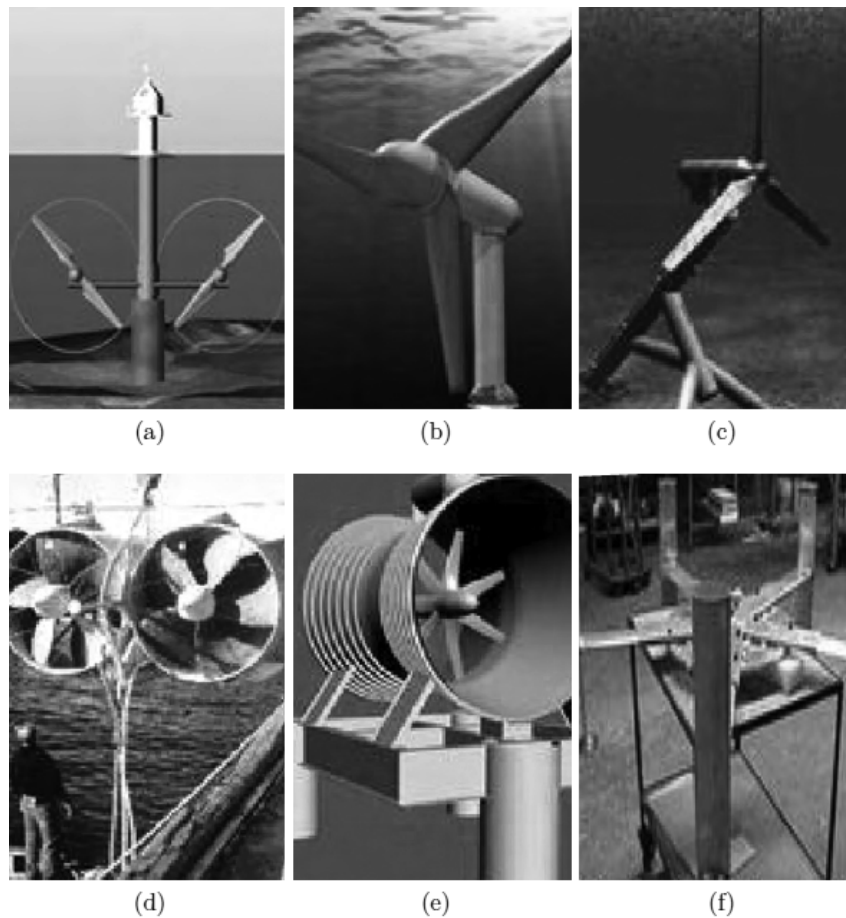


Figura 3 – Turbinas hidrocínéticas comerciais na atualidade: a) Turbina marinha de dois pás; b) Três pás de Verdant Power; c) Três pás de Hammerfest; d) Multipás de Lunar Energy ; e) Multipás de UEK; f) H-Darrieus de Alternative Hydro. (MACIAS, 2016)

grande de máquinas agrupadas em parques ou fazendas. Isso permite maximizar o uso de uma determinada área com condições favoráveis e minimiza a área ocupada pelas turbinas e suas estruturas. Os custos de manutenção também são reduzidos ao ter as turbinas mais próximas umas das outras.

Entretanto, organizar as turbinas pode causar algumas complicações graves. As turbinas são posicionadas a jusante uma das outras, como ilustrado na Figura 4, experimentando condições de vento muito diferentes. Compreender os efeitos de esteira pode ajudar na produção de energia e minimizar manutenção, tornando esses arranjos mais rentáveis.

Trabalhos recentes indicam aprimoramentos significantes na extração de potência utilizando arranjos de turbinas posicionados em um canal. A disposição dos rotores tende a causar um efeito bloqueador no escoamento, modificando o comportamento da esteira turbulenta. Esse efeito faz com que o fluido passe pela turbina e induza um escoamento secundário lateral, essa interação faz com que a diferença de pressão atrás da turbina seja



Figura 4 – Esteira turbulenta de um parque eólico. Fonte: <http://www.noaanews.noaa.gov>

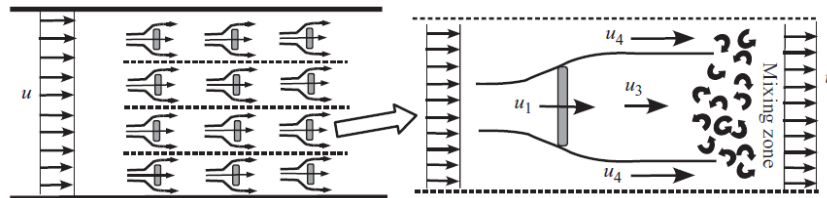


Figura 5 – Esquema de fazenda hidrocinética. (Ross Vennell, 2010)

maior, resultando em um aumento de potência (COOKE et al., 2016).

A Figura 5 ilustra uma fazenda hidrocinética em um canal, dispostas em um arranjo linear formando uma malha. Turbinas adjacentes criam barreiras virtuais, sinalizadas pelas linhas pontilhadas. Essas barreiras melhoram o escoamento que passa pelas turbinas em relação aos fluxos mais lentos através das turbinas; portanto $u_4 \geq u > u_1 > u_3$ (VENNELL, 2010).

Portanto, a necessidade de estudar os efeitos de esteira cresce à medida que surgem teorias mais complexas. Ocasionalmente, cálculos feitos a partir de simulações e experimentos são utilizados como dados de entrada para análise de modelos numéricos recentes.

Esse trabalho se propõe a investigar a ação das esteiras de turbinas hidrocinéticas axiais, dispostas em um arranjo triangular, e assim colaborar com as frequentes pesquisas associadas ao projeto Hydro-k, patrocinado pela AES Tietê.

1.2 Revisão Bibliográfica

O presente trabalho tem inspiração nas recentes pesquisas sobre turbinas hidrocínéticas realizadas pelo Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília (LEA-UnB). Brasil Jr. et al. (2016) realizou um estudo numérico com um conjunto de turbinas hidrocínéticas dispostas em fileiras (arranjo linear) avaliando e comparando a performance com a metodologia do Blade Element Momentum (BEM). Esse estudo vem para contribuir na investigação da caracterização de um escoamento turbulento entre duas turbinas hidrocínéticas por meio de novas simulações numéricas, baseando-se na geometria de "fazenda hidrocínética" apresentada em Brasil Jr. et al. (2016). Também se exploram os efeitos da esteira turbulenta sobre outras turbinas, para assim analisar o posicionamento do arranjo proposto no projeto Hydro-K. Foram utilizados métodos estacionários para avaliar quantitativamente a faixa de operação de maior performance das máquinas e simulações transientes para avaliar qualitativamente os efeitos da esteira. Estudar os motivos do aumento da velocidade do escoamento entre duas turbinas e os benefícios na potência.

No entanto é importante adquirir informações a respeito do histórico e últimas atualizações nos estudos de turbinas de eixo horizontal. Inicialmente, o foco era voltado para a eficiência gerada por turbinas eólicas, Betz (1920) foi um dos primeiros a estabelecer um limite para tais máquinas. O limite de Betz afirmava que o rendimento máximo era aproximadamente de sessenta por cento da energia disponível. A ampliação do estudo acerca de turbinas livres de eixo horizontal deu origem a metodologias preditivas de potência, como o modelo BEM (GLAUERT, 1935). Conforme os estudos de eficiência e predição foram refinados, foi observado que o escoamento através da turbina também apresentava um papel importante na conversão de energia (WILSON, 1974), sendo necessário aprimorar os conhecimentos básicos das turbinas a abordagem sobre esteiras turbulentas.

As pesquisas avançaram e o conceito de agregar turbinas eólicas em um só local ganhou força. Era necessário entender a dinâmica do fluxo entorno de uma turbina de eixo horizontal e como isso influenciaria as outras. Crespo e Hernandez (1996) reuniram diversos estudos, nas décadas de 80 e 90, tratando das características turbulentas relacionadas ao escoamento através de turbinas eólicas (CRESPO F MANUEL, 1990; CLEIJNE A CRESPO, 1993; HERNANDEZ, 1990; CRESPO, 1989; HERNANDEZ, 1987). Com bases em resultados experimentais e estudos numéricos (AINSLIE, 1988) foram produzidas expressões analíticas para estimar a energia cinética de turbulência e sua dissipação. Outras expressões analíticas surgiram com os objetivos de estimar a energia cinética turbulenta, as contribuições de cada termo do tensor de tensão turbulento e o déficit de velocidade na esteira (GÓMEZ-ELVIRA et al., 2005; BASTANKHAH; PORTÉ-AGEL, 2014)

Com o objetivo de fornecer dados aos pesquisadores, a Hand D.A. Simms e Larwood (2001) em parceria com a NASA desenvolveram um estudo detalhado, de caráter experimental, em túnel de vento, para um modelo de turbina eólica, o *phase vi*. A partir dessa

referência sólida, a comunidade científica foi capaz de validar as simulações numéricas realizadas por diferentes métodos dando maior confiabilidade aos códigos de dinâmica dos fluidos computacional.

Sorensen et al. (2002) utilizaram um modelo numérico, baseado na combinação das equações de Navier-Stokes com a teoria do disco atuador, capaz de resolver campos de escoamentos tridimensionais. A partir de uma extensa revisão bibliográfica, Vermeer et al. (2003) e Jimenez et al. (2007) concluíram que os modelos baseados na solução das equações de Navier-Stokes fornecem melhores resultados na aerodinâmica de turbinas, pois representam com maior fidelidade a esteira turbulenta quando comparados aos testes experimentais.

A metodologia numérica permitiu extrair mais informações das esteiras, incluindo distribuições de fatores de indução e estruturas de vórtices. As pesquisas de Sorensen et al. (2002) foram de grande relevância e serviram para diversas análises, como a validação numérica do caso NREL *phase vi*. Trabalhos como os de Menter et al. (2006), Potsdam e Mavriplis (2009), Mo e Lee (2012), Carcangiu (2008) também obtiveram ótimos resultados nas simulações computacionais do NREL *phase vi* utilizando o modelo de turbulência do Transporte de Tensão Cisalhante (SST), adaptado do inglês Shear Stress Transport.

Outros estudos em túnel de vento foram utilizados para apurar as características de um escoamento turbulento. Medici e Alfredsson (2006) apresentam os campos de velocidade, sob diferentes condições iniciais, utilizando anemometria de fio quente. Experimentos relacionados a parques de turbinas foram realizados por Barthelmie et al. (2007), Chamorro e Porté-Agel (2009) e Chamorro e Porté-Agel (2011). Destes conclui-se que posicionar rotores em zona de esteiras tende a afetar a extração de energia em média dez por cento, dificultando a recuperação de velocidade.

Zhang et al. (2012) e Talavera e Shu (2017) estudam turbinas sujeitas a escoamentos turbulentos. Essas características turbulentas afetam as estruturas formadas à jusante da turbina. Utilizando a velocimetria por imagem de partículas (PIV - Particle Image Velocimetry) as regiões de esteira próxima foram caracterizadas como vórtices complexos e acoplados (incluindo os de ponta de pá) de forte turbulência heterogênea. Os resultados indicam que os vórtices de ponta de pá persistem até três diâmetros de comprimento do rotor, no final da esteira próxima, e que o coeficiente de potência depende fortemente da intensidade de turbulência na entrada do disco atuador. Estas medições facilitaram a produção de trabalhos numéricos focados na análise numérica dos experimentos realizados.

Com maior capacidade de processamento os estudos numéricos contaram com resultados mais robustos. Sanderse et al. (2011) e Mehta et al. (2014) apresentam revisões detalhadas a respeito do estado da arte das simulações numéricas de turbinas eólicas e sua aerodinâmica de esteira. São abordadas técnicas eficientes para simulação de rotor e esteira, modelos turbulentos e uma descrição da composição e formação da esteira

turbulenta. Troldborg et al. (2010), Kumer et al. (2016) apresentam simulações, combinando a metodologia simulações de grandes escalas com disco atuador, das características de esteiras para uma turbina eólica operando em diferentes razões de ponta de pá (TSR). O comportamento da esteira próxima e distante como velocidade, energia cinética de turbulência, estruturas de vórtices e formação de instabilidades são relatados. Os autores concluíram que a instabilidade é parte intrínseca da dinâmica de um escoamento com rotor, não necessitando de turbulência externa para a transição de um escoamento laminar para turbulento.

A realização de estudos de alto impacto referentes as turbinas hidrocínéticas livres de eixo horizontal é mais recente quando comparado com a quantidade de produções científicas de turbinas eólicas e turbinas hidráulicas. As teorias aplicadas a esses casos são muito semelhantes, portanto os conceitos herdados para as turbinas hidrocínéticas também. Apesar das equivalências, existem diferenças como o fluido, a propagação da esteira, dimensões do canal, dificuldades operacionais entre outros. Foi feita a opção por separar e apresentar os autores mais relevantes para o estudo realizado no presente trabalho

WHELAN et al. (2009) focaram nos efeitos causados pela proximidade da superfície livre e do bloqueio causado no escoamento devido a sequência de turbinas hidrocínéticas. Sua teoria foi baseada na teoria do disco atuador em uma fazenda hidrocínética. Os resultados teóricos foram comparados com um experimento em um escoamento aberto usando discos e faixas porosas. Os experimentos fornecem duas situações, um caso com alto bloqueio no escoamento e outro com bloqueio relativo. A teoria mostra boa resolução do coeficiente de potência e empuxo em casos de baixas razões de velocidades de ponta de pá quando comparados aos experimentos.

VENNELL (2010) mostra a interação do escoamento de uma fazenda hidrocínéticas e observa como a adição das turbinas no canal contribui para arrasto. Esse tipo de interação modifica o potencial energético do canal. VENNELL (2010) combina um modelo unidimensional com uma teoria de turbinas em um canal para mostrar como essa interação afeta a potência extraída. Ele conclui que é possível maximizar a eficiência da turbina se as fazendas ocuparem fração adequada da seção transversal do canal, dependendo claramente da geometria do escoamento e canal.

Cooke et al. (2016) também desenvolveu um interessante modelo teórico para prever o potencial energético em um arranjo linear de turbinas hidrocínéticas. Ele realiza uma primeira análise entre uma única turbina no canal e divide o problema em dois fluxos: o escoamento do canal e o da máquina. Ao evoluir o trabalho para o arranjo linear ele amplia a investigação ao observar também o resultado da interação dos rotores no escoamento. Mostra-se que o potencial de produção de energia da fazenda pode aumentar conforme o bloqueio causado por uma linha de turbinas. São apresentados gráficos para relacionar o fator de bloqueio em relação a capacidade de potência convertida.

Mycek et al. (2016) apresenta uma investigação numérica para o cálculo de turbinas eólica ou de corrente marinha dispostos em forma de fazenda. Por meio de abordagens iterativas e testes numéricos são apresentadas algumas aplicações (especificamente, cálculos de esteira) em uma fazenda, juntamente com uma avaliação quantitativa da economia de tempo computacional trazida pela abordagem numérica proposta.

Brutto et al. (2016) analisa uma forma de otimizar a produtividade de energia hidrodinâmicas de turbinas em sítios hidrocínéticas. Ele propõe um modelo analítico preditivo para expressar a velocidade na esteira distante em função da turbulência ambiental e do coeficiente de empuxo (thrust) e o valida com o modelo numérico CFD. Assim ao integrar o modelo ele reproduz duas situações de parques hidrocínéticos: com cinco turbinas alinhadas e dez turbinas alinhadas em arranjo.

Chamorro et al. (2013) realizaram experimentos para estudar a interação entre um canal aberto e uma turbina hidrocínética posicionada no leito. Sua análise é capaz de caracterizar estruturas da esteira turbulenta, as quais se mantêm em média por quinze diâmetros a jusante do rotor, prolongando a recuperação da velocidade. Kang et al. (2014) utilizaram como motivação os resultados experimentais apresentados por Chamorro et al. (2013) e realizaram simulações de grandes escalas para investigar a estrutura turbulenta e elucidar os fenômenos de origem na esteira. Os campos de velocidade, energia cinética e outras variáveis se mostram compatíveis com a literatura. Para esteira turbulenta são apresentadas duas situações, uma de cisalhamento do vórtice de ponta de pá e outra do vórtice do cubo, os quais giram em sentidos opostos. Nessa análise é observado que a interação do vórtice do cubo com a região externa causa o decaimento rotacional da esteira fazendo a transição da esteira próxima.

Veisi e Mayam (2017) estudam o efeito de um segmento de duas turbinas, onde uma segunda está situada na esteira da primeira. Para isso ele utiliza duas turbinas axiais de eixo horizontal, avaliando-as na esteira para situações de co-rotação e contra-rotação. Para distância de três diâmetros o coeficiente de potência da segunda turbina aumentou cerca de 4% nos casos de contra-rotação quando comparados com os de co-rotação. Essa eficiência relativa conforme se aproxima o segundo rotor, dado que em um diâmetro o aumento é de 7%. Veisi e Mayam (2017) entende que a melhora na eficiência nos casos de contra-rotação deve-se a direção do fluxo criado pela primeira turbina. Portanto o autor sugere que em uma fazenda de alta densidade de turbinas, essas sejam colocadas em um esquema de contra-rotação. Ele acredita que desta forma seja possível aumentar a potência gerada pelas turbinas jusantes e diminuir o espaço necessário entre as máquinas.

Chawdhary et al. (2017) produz um trabalho muito semelhante à pesquisa realizada no projeto Hydro-K para um módulo triangular de turbinas denominada Tri-Frame. No entanto o arranjo utilizado pelo autor conta com uma turbina à frente de outras duas, lado a lado. São investigados os parâmetros de esteira para o arranjo de três turbinas por meio

de simulações numéricas e experimentos. Os resultados apresentados nos casos numéricos e experimentais estão em sintonia, apresentando um mecanismo único de interação das esteiras. O autor caracteriza que a condição única do escoamento, dada a configuração das turbinas, indica a presença do efeito de Venturi no encontro da esteira com as turbinas a jusante. Essa alteração nas características do escoamento influi diretamente na produção de potência, variando os benefícios de acordo com a condição do escoamento.

Esses trabalhos dão a base necessária para poder realizar um estudo de esteira do arranjo de turbina do projeto Hydro-K, observando e comparando com as análises já existentes. No presente trabalho são apresentados resultados referentes a curva de potência, aerodinâmica da pá, contornos de pressão e velocidade para uma única turbina. Análises do escoamento com gráficos e contornos de velocidade normalizada, energia cinética de turbulência e intensidade de turbulência para o arranjo linear de turbinas. Por fim, são apresentados resultados do módulo hidrodinâmico e comparadas a potencia obtida pelas máquinas, os contornos e gráfico de pressão e velocidade, intensidade de turbulência e a força normal exercida pelo escoamento em cada turbina.

1.3 Objetivos

O principal objetivo deste trabalho é realizar um estudo numérico da esteira turbulenta em um arranjo de turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal. Deseja-se entender como o comportamento do escoamento próximo aos rotores pode influenciar a conversão de potência das turbinas. Para realizar esse estudo foram adotadas variáveis como velocidade média, energia cinética e intensidade de turbulência ao longo da direção axial.

1.3.1 Objetivos específicos

- Validação de metodologia comparando dados publicados com resultados obtidos, observando a influência das condições de contorno.
- Estudo de convergência de malha, por meio dos resultados numéricos.
- Avaliação da esteira pelos gráficos de velocidade média, energia cinética de turbulência e intensidade turbulenta.
- Estudo da paridade de rotação entre duas turbinas.
- Análise de ganho de potência e interação entre esteiras.

2 Aerodinâmica de turbinas de eixo horizontal

O objetivo deste capítulo é dar ao leitor uma visão geral do estado atual acerca das teorias de turbinas axiais de eixo horizontal e sua esteira. Será apresentada uma introdução ao plano teórico do design de turbinas. Tanto a teoria do disco do atuador quanto a teoria de momento do elemento das pás (BEM) serão discutidos. Também será apresentada uma visão geral da esteira turbulenta.

2.1 Teoria do Disco Atuador

Os estudos relacionados as turbinas de eixo horizontal envolvem teorias de predição da conversão de energia cinética em potência mecânica. A teoria do disco atuador, uma das mais clássicas, modela o rotor por um disco permeável (disco atuador). O escoamento, livre e incompressível, sofre alterações devido à presença do disco. A Figura 6 ilustra o escoamento com velocidade inicial U_∞ passando pelo disco atuador.

O comportamento da velocidade e pressão são antagônicos em relação à presença do rotor. Existe elevação da pressão a montante da turbina (p_d^+) enquanto a velocidade do escoamento diminui ($U_\infty > U_d$). Ao atravessar o rotor, a pressão cai abruptamente para um valor menor que a pressão inicial ($p_\infty > p_d^-$).

A região jusante do disco, chamada de esteira aerodinâmica, tem velocidade e pressão menores que os do escoamento não perturbado. Conforme se afasta do rotor, a pressão tende a se recuperar ao valor inicial (p_∞) mais rápido que a velocidade. Após

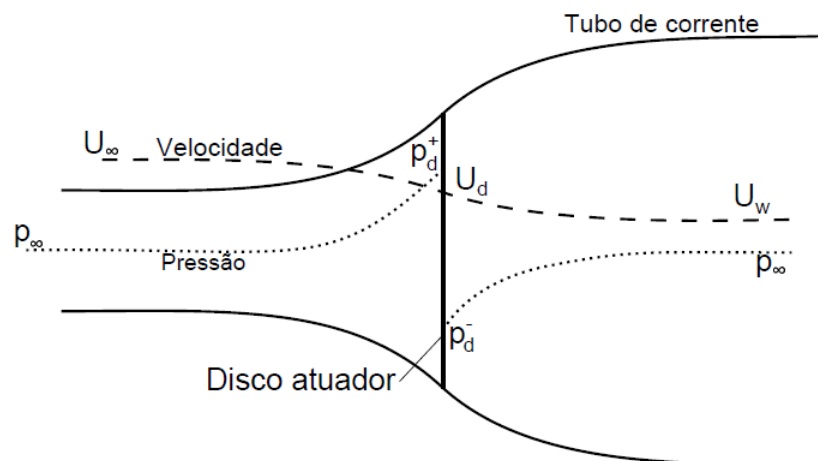


Figura 6 – Teoria do disco atuador. (Burton et al., 2001)

a recuperação da esteira essas quantidades retornam as condições de escoamento não perturbado.

Como ilustrado, o escoamento que atravessa o disco pode ser representado basicamente pelo tubo de corrente, desde que não haja troca de massa entre a parte interna e a externa do tubo. Satisfeitas as condições, pela equação da continuidade;

$$\rho A_\infty U_\infty = \rho A_d U_d = \rho A_w U_w, \quad (2.1)$$

onde o subíndice ∞ remete ao escoamento não perturbado, d o fluxo na entrada do disco e w diz respeito a parcela do escoamento jusante o disco.

Conforme passa pela turbina o escoamento desacelera e a área do tubo de corrente aumenta. A relação entre as áreas e velocidades apresentadas na equação 2.1 sugerem a expansão do escoamento já que $A_\infty < A_d < A_w$. A velocidade se comporta exatamente o contrário para satisfazer a continuidade $U_w < U_d < U_\infty$. O fator de indução,

$$a = \frac{U_\infty - U_d}{U_\infty}, \quad (2.2)$$

é interpretado como a razão entre o deficit de vazões e a vazão máxima no eixo do disco. O fator de indução varia no o intervalo $[0,1]$, quando $a = 1$ a velocidade do escoamento não perturbado é igual a velocidade do fluido que passa através da turbina, ou seja, pode-se concluir que não existe turbina ou ela não altera o escoamento. Caso $a = 0$, o disco não permite que o fluido atravesse, deixando de ser considerado permeável determinando um bloqueio no escoamento. Nesses casos em que fator de indução se encontra nos extremos do intervalo a energia absorvida pela turbina tende a zero.

O princípio da conservação do momento linear aplicada ao volume de controle que envolve o disco resulta em,

$$(p_d^+ - p_d^-)A_d = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_\infty (1 - a). \quad (2.3)$$

As pressões de entrada e saída do disco são calculadas pela equação de Bernoulli, considerando o escoamento invíscido e irrotacional. Como o disco atuador retira energia do escoamento, pela conservação da massa a equação de Bernoulli será aplicada para montante e jusante da turbina de forma separada.

Dadas as considerações têm-se as equações a montante,

$$p_\infty + \frac{1}{2}\rho U_\infty^2 = p_d^+ + \frac{1}{2}\rho U_d^2, \quad (2.4)$$

e jusante,

$$p_\infty + \frac{1}{2}\rho U_w^2 = p_d^- + \frac{1}{2}\rho U_d^2. \quad (2.5)$$

Portanto a relação entre a pressão e velocidade mantém o equilíbrio do que acontece antes e depois do escoamento, tendo em vista a extração de energia causada pela turbina. Subtraindo 2.5 de 2.4,

$$(p_d^+ - p_d^-) = \frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_w^2), \quad (2.6)$$

e substituindo 2.6 em 2.3,

$$\frac{1}{2}\rho(U_\infty^2 - U_w^2) = (U_\infty - U_w)\rho A_d U_\infty (1 - a), \quad (2.7)$$

é obtida a velocidade do escoamento jusante da turbina,

$$U_w = (1 - 2a)U_\infty. \quad (2.8)$$

A potência absorvida pela rotor é o produto da velocidade encontrada no disco, U_d (eq.2.2), com a força axial (eq.2.3). A potência $P_{extraída}$ extraída pode ser expressa por,

$$P_{extraída} = 2\rho A_d U_\infty^3 a(1 - a)^2, \quad (2.9)$$

e com a razão da potência extraída pela potencia do vento, chega-se a definição do coeficiente de potência abordada anteriormente. É possível simplificar a definição e o entendimento do C_p rearrumando sua equação e fazendo com que fique apenas em função do fator de indução, na forma de:

$$C_p = 4a(1 - a)^2. \quad (2.10)$$

Derivando a eq. 2.10 e igualando a zero, obtém-se o máximo da função do C_p em $a = 1/3$, conhecido como limite de Betz (1920) ($C_p = 16/27$). Portanto para um fator de indução igual a $1/3$, obtêm-se a máxima eficiência para uma turbina de eixo horizontal de fluxo livre. Geralmente o coeficiente de potência é associado às condições de operação da máquina chamado de razão de velocidade de ponta de pá (TSR). Essa variável, assim como o C_p , é adimensional e pode ser definida pela razão das velocidades de rotação (na ponta da pá) e do escoamento não perturbado,

$$TSR = \frac{R\Omega}{U_\infty}, \quad (2.11)$$

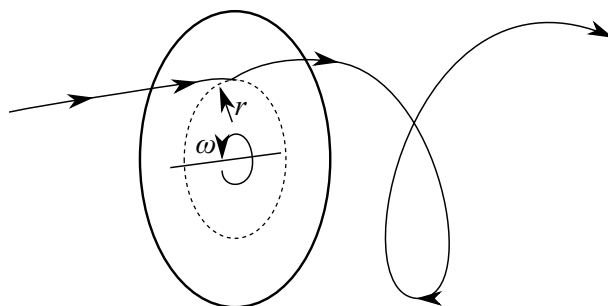


Figura 7 – Velocidade tangencial a jusante da turbina. (Burton et al., 2001)

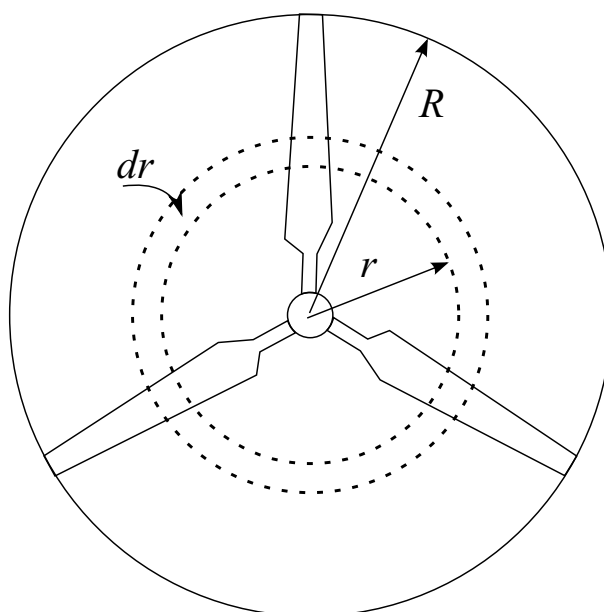


Figura 8 – Representação diferencial do cálculo de potência. (HANSEN, 2013)

no qual, r é o raio e Ω a velocidade angular da turbina.

A teoria do disco atuador se baseia nos conceitos de velocidade e pressão entorno do rotor, desconsiderando efeitos de rotação no escoamento, o que não explica de forma completa a interação entre a turbina e o fluido. No entanto os conceitos apresentados são válidos para construir os fundamentos da potência e seus limites nas turbinas de eixo horizontal e das relações entre pressão e velocidade.

Por outro lado existem teorias como a do momento angular que considera os efeitos de rotação a jusante da turbina. Essa teoria assume que existe uma componente tangencial no campo de velocidade atrás do rotor, para que ocorra a conservação do momento angular no escoamento.

O escoamento ao atravessar a turbina, como ilustra a Fig. 7, ganha momento angular devido ao movimento de rotação. Com isso o momento angular do escoamento a jusante do rotor deixa de ser nulo e varia para cada posição do raio (r). A velocidade tangencial do escoamento é definida pelo raio da turbina, a rotação da máquina e um fator de indução tangencial.

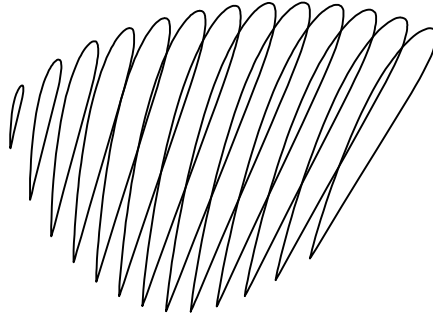


Figura 9 – Perfis naca 4415 perfilados.

Por ser uma máquina rotativa, a potência pode ser calculada como o somatório de potências em cada elemento dr fazendo o produto do torque ($T(r)$) pela velocidade angular (ω), conforme ilustrado na Fig. 8.

A diferença entre as teorias apresentadas corresponde aos efeitos rotativos no escoamento. O comportamento do coeficiente de potência (C_p) dependerá da influência da rotação nas pás (TSR). Glauert (1935) propôs uma função na qual, dado $TSR = 0$ a turbina não seria capaz de produzir potência ($C_p = 0$). Conforme o TSR aumenta, cresce o C_p , culminando para o limite de Betz (1920) em altas rotações.

2.2 Blade Element Momentum method (BEM)

O Blade Element Momentum é uma metodologia criada para a análise da potência em turbinas, na qual é extensão das teorias do disco atuador e momento angular. Nessa metodologia assume-se que as pás de qualquer rotor é formado por diversos elementos, em forma de aerofólio, dispostos radialmente um sobre os outros como apresentado na Fig.9. Para construção da geometria da pá deve ser observado o desempenho de cada perfil aerodinâmico no escoamento local e se necessário ajustar a torção (referente ao angulação do perfil) para melhor eficiência. Desta forma os elementos são estudados de forma independente, recebendo forças aerodinâmicas diferentes para cada sessão da pá.

A conservação do momento axial e angular do escoamento através do rotor, apresentada em Brasil Jr. et al. (2016), permite que o impulso e o momento, em uma posição radial r para uma seção de fluido transversal dr , sejam definidos pelas expressões diferenciais,

$$dT = 4\pi r \rho U_\infty^2 a(1-a) dr \quad (2.12)$$

e

$$dM = 4\pi r^3 \rho U_\infty \omega (1-a) a' dr, \quad (2.13)$$

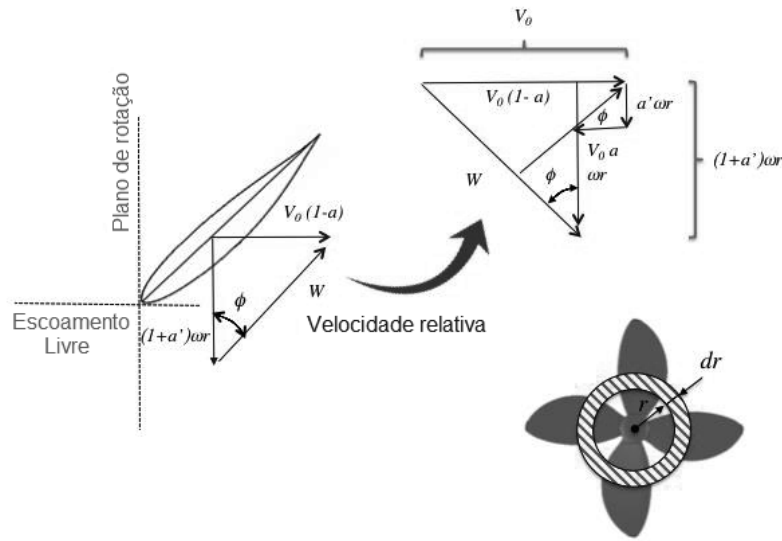


Figura 10 – Relações do triângulo de velocidade para formulação do método BEM. (Brasil Jr. et al., 2016)

onde dT e dM são o empuxo aerodinâmico e o momento em cada seção dr , a' é o fator de indução tangencial e ω a rotação. Essa formulação pode ser complementada adicionando as forças hidrodinâmicas no elemento, como definidos na Figura 10. Considerando um rotor com N_b pás, uma corda c e ângulo de entrada do escoamento (“inflow”) ϕ então o impulso e momento podem ser reescritos na forma,

$$dT = \frac{1}{2} \rho N_b c \frac{U_\infty (1-a)^2}{\sin^2 \phi} C_n dr \quad (2.14)$$

e

$$dM = \frac{1}{2} \rho N_b c \frac{U_\infty (1-a) \omega r (1+a')}{\sin \phi \cos \phi} C_t. \quad (2.15)$$

Pode-se denominar corda (c) como a linha que une o bordo de ataque de um perfil ao bordo de fuga e o ângulo de entrada (ϕ) é caracterizado pelo ângulo de ataque mais o de torção ($\alpha + \theta$). É possível determinar o valor de ϕ pelo triângulo de velocidade na Figura 10 pela relação,

$$\tan \phi = \frac{U_\infty (1-a)}{\omega r (1+a')}. \quad (2.16)$$

Enquanto C_n e C_t ,

$$C_n = C_L \cos \phi + C_D \sin \phi \quad (2.17)$$

e

$$C_t = C_L \sin\phi - C_D \cos\phi, \quad (2.18)$$

são variáveis calculadas a partir do arrasto e sustentação do aerofólio, C_L e C_D respectivamente. Com isso as equações apresentadas contribuem para a formulação dos fatores de indução na forma de:

$$a = \left(\frac{4F \sin^2\phi}{\sigma C_n} + 1 \right) \quad (2.19)$$

e

$$a' = \left(\frac{4F \sin\phi \cos\phi}{\sigma_s C_t} - 1 \right). \quad (2.20)$$

Brasil Jr. et al. (2016) ainda faz correções quanto aos efeitos hidrodinâmicos nas proximidades das pontas de pá (F) e solidez local das pás (σ_s). As equações 2.19 e 2.20 formam um problema não linear para cada posição radial r . Para cada iteração o ângulo de entrada é calculado pela equação 2.16 e os coeficientes C_n e C_t atualizados, já que a sustentação e arrasto são função do ângulo de ataque (α) dada a relação entre os ângulos de torção, ataque e entrada.

A implementação dessa metodologia BEM corrigida considera também a teoria do momento angular (GLAUERT, 1935) para calcular a potência e relacionar com a velocidade de ponta de pá. Com isso consegue-se uma metodologia iterativa, onde é possível prever as melhores condições de operação das turbinas axiais de eixo horizontal. Esse tipo de metodologia preditiva contribui muito com os estudos de turbinas, pois é mais rápida que uma simulação numérica de dinâmica dos fluidos e produz bons resultados em relação à potência.

No entanto, é importante entender suas limitações. O BEM não resolve alguns efeitos da esteira. Isso pode ser considerado impróprio quando se deseja estudar turbinas agrupadas em fazendas. Descrever o design ideal para uma única turbina, pode não ser o design que cria a eficiência ideal para a fazenda hidrocínética.

2.3 Esteira

Em geral, a esteira é uma região de déficit de velocidade devido a uma extração de energia. Para que exista formação da esteira, o rotor precisa sofrer arrasto. Esse arrasto resulta na perda de momento, que causa redução na velocidade inicial, fortes gradientes de pressão e estruturas de vórtices (CHAMORRO; PORTÉ-AGEL, 2009). A região afastada do rotor, onde a velocidade com déficit retoma seu valor inicial, é conhecida como região de recuperação da esteira (IVANELL et al., 2010). As características da esteira podem ser determinadas por dois fatores principais, a forma do corpo e o Reynolds do escoamento (BARTHELMIE et al., 2010).

A recuperação da esteira tem alta influência na determinação da potência final de um arranjo de turbinas. Essa também pode ser determinante no carregamento associado aos rotores a jusante. Isso se dá pelo aumento dos níveis de turbulência e um menor campo de velocidade média.

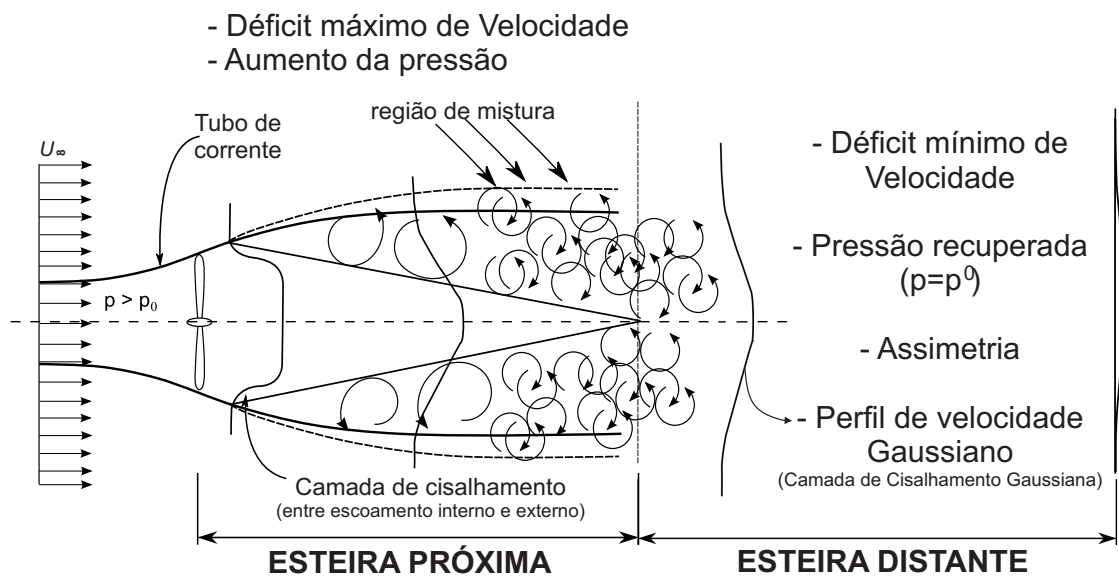


Figura 11 – Desenvolvimento da esteira. (SANDERSE, 2009)

O comportamento singular da esteira pode ser ilustrado pela Figura 11, onde é possível observar seus fenômenos. A esteira de uma turbina pode ser dividida em duas regiões distintas com diferentes características de escoamento. A região de esteira próxima e distante. A esteira próxima é a região logo atrás da turbina, se estendendo por poucos diâmetros. Nesta região o formato do rotor e sua rotação tem impacto significativo, onde estão presentes expressivos efeitos tridimensionais, como os vórtices do cubo e da ponta das pás apresentados na Figura 12 (VERMEER et al., 2003). No local onde os vórtices de ponta de pá se fundem com o escoamento ocorre a transição entre a esteira próxima e distante. Nesta região ocorre um aumento da mistura turbulenta (LIGNAROLO et al.,

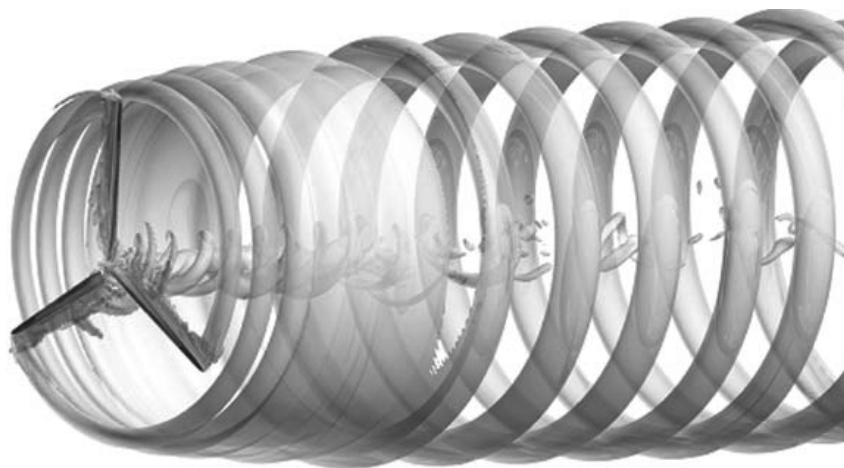


Figura 12 – Vórtices do cubo e de ponta de pá. Fonte: www.windpowerengineering.com

2015).

Os vórtices de ponta de pá são fenômenos que ocorrem na esteira próxima, conforme mencionado. Esses vórtices acontecem devido a diferença de pressão entre o escoamento e o lado de sucção da pá. Os vórtices apresentam forma helicoidal devido a rotação das pás. Este fenômeno também ocorre no cubo da turbina, resultando em vórtices de cubo, que não são expressivos como os de pá.

A esteira distante tem seu início à alguns diâmetros a jusante do rotor. Nesta, o formato das pás não apresenta grandes influências. Fatores como déficit de velocidade e turbulência são mais importantes na esteira distante. Mesmo que de características distintas, existem correlações entre a esteira distante e próxima. Afinal, a quebra dos vórtices que ocorre na esteira próxima tem impacto sobre as propriedades aerodinâmicas da esteira distante e, conseqüentemente, na potência de saída das turbinas jusante (ODEMARK; FRANSSON, 2013).

Portanto, ao passar pelo rotor o escoamento sofre variação brusca na velocidade e na pressão, isso faz com que existam flutuações repentinas dessas variáveis associadas ao torque e empuxo axial (GÓMEZ-ELVIRA et al., 2005).

Ao passar pelo rotor o escoamento apresenta flutuações repentinas das variáveis associadas ao torque e empuxo axial, correspondente a variação brusca na velocidade e na pressão (GÓMEZ-ELVIRA et al., 2005). A esteira ao interagir com o escoamento livre, faz com que exista aumento da velocidade nessa interface. Isso faz com que o perfil da velocidade jusante seja semelhante a uma gaussiana como ilustra a Figura 11. Conforme se afasta do rotor a difusão turbulenta causada pela interação entre o fluxo livre e esteira aumenta até o eixo da turbina, decretando o final da esteira próxima. Nesse ponto a pressão já foi recuperada e a velocidade começa a se restabelecer. Com isso existe a quebra dos grandes vórtices e os efeitos da turbina deixam de ser predominantes. A região de esteira distante é governada principalmente pela convecção e difusão turbulenta

(SANDERSE, 2009). Nessa região a velocidade cresce gradualmente até o valor de corrente livre (MANWELL et al., 2010).

Existem divergências em relação as divisões feitas para definição da esteira próxima e distante. Alguns autores abordam o caso de três regiões de esteira, alegando que a transição tem características distintas. Para ele essa região mantém pressão inicial (já recuperada) e dá início a difusão turbulenta. Com dificuldade para definir essa transição, optou-se por separar a esteira em duas regiões. Para fins metodológicos, é conveniente observar a recuperação de pressão atrás do rotor para decretar o fim da esteira próxima, enquanto o final da esteira distante pode ser caracterizado pela recuperação da velocidade na esteira.

3 Modelagem Numérica

É usual, na engenharia, utilizar a palavra “simulação” para indicar o uso de computadores na resolução numérica dos problemas de mecânica dos fluidos. A solução de escoamentos submetidos à geometrias complexas é atualmente um dos principais objetivos da dinâmica dos fluidos computacional. Fatores relevantes para a análise dos problemas modelados computacionalmente são os tipos de geometria, a estrutura da malha, o tipo de solução adotada e a modelagem dos fenômenos. A principal ideia da Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) é obter soluções aproximadas da física que se estuda por meio das equações governantes do escoamento. O controle do erro numérico também é importante, devendo ser monitorado para a obtenção de uma boa solução numérica.

Com o uso do CFD o processo de criação, análise e produção industrial tem sido reformulado nas últimas décadas, adequado ao suporte apresentado pelas ferramentas de Engenharia Computacionalmente Assistidas (CAE). O processo de concepção de um projeto em desenvolvimento é descrito por meio de três procedimentos principais; fase de definição, fase de simulação e a fase de análise e manufatura (HIRSCH, 2007). A fase de definição é aquela caracterizada pelas especificações iniciais do produto como forma, função e estrutura. Esta fase, por ser uma etapa inicial, está sujeita à alterações visto que nos estágios de simulação são obtidos os primeiros resultados do produto. As etapas criam um processo iterativo, no qual com as solução e análise é possível fazer ajustes na definição inicial para obter melhor desempenho e menor custo. Por fim, fechando o ciclo, existe o processo de manufatura para conceber o projeto real. Já existe na industria a compreensão que o amparo computacional acelera o processo de criação, diminuindo o tempo de simulação e análise.

O uso de pacotes comerciais para análise de dinâmica dos fluidos computacional é comum na indústria devido à sua praticidade e boa resolução dos problemas. Atualmente os pacotes de solução de dinâmica dos fluidos computacional mais usados são o CFX e FLUENT, renomados pela confiabilidade associada ao bom desempenho. Neste estudo foi utilizado o ANSYS Workbench uma plataforma que comporta os dois códigos de dinâmica dos fluidos citados, finalmente sendo escolhido o CFX baseado no método dos volumes finitos.

3.1 Equações Governantes

A Dinâmica dos Fluidos Computacional é governada pelas equações de Navier-Stokes. São elas que de forma matemática descrevem os princípios físicos da Mecânica dos Fluidos (líquidos e gases), permitindo a determinação do campo de pressão e velocidade

do escoamento. As equações têm como característica estabelecer relações entre fluxos e a variação de taxas entre as incógnitas, por isso são construídas na forma diferencial. Para casos menos complexos, onde predominam fluxos não turbulentos, de alta viscosidade e baixa velocidade, podem ser obtidas soluções exatas dos problemas. Situações de maior complexidade, como o caso do presente trabalho, as soluções devem ser calculadas numericamente com o suporte computacional. O escoamento do presente trabalho é considerado como incompressível (subsônico $Mach \leq 0,3$), newtoniano, homogêneo e isotérmico.

3.1.1 Equação da continuidade

A equação da continuidade parte da premissa que a quantidade de massa do sistema é constante e contínua no volume de controle. Considerando o fluido newtoniano e incompressível, chega-se na equação:

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_i} = 0, \quad (3.1)$$

onde x_i descreve a dimensão espacial e u_i o vetor velocidade.

3.1.2 Equação do momento

A equação do momento linear é obtida pela segunda lei de Newton e estabelece uma relação entre a taxa de variação temporal do momento linear de uma partícula e a resultante das forças que atuam sobre as mesmas. Dessa forma para um elemento de fluido newtoniano apresenta-se pela equação;

$$\rho \left(\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial (u_j u_i)}{\partial x_j} \right) = -\frac{\partial P}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} (2\mu S_{ij}), \quad (3.2)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, μ a viscosidade dinâmica, u o vetor velocidade, P a pressão mecânica e S_{ij} é o tensor de taxa de tensão (eq. 3.3). Os termos a esquerda representam a aceleração das partículas do sistema e o lado direito são representadas as forças aplicadas sobre o fluido, distintas pelos termos do gradiente de pressão e difusão de momento.

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) \quad (3.3)$$

As equações 3.2 e 3.1 são baseadas na hipótese do contínuo, as propriedades do fluido têm valor definido no espaço e tempo, o que não acontece em uma análise na escala microscópica onde o fluido é composto por partículas individuais e randômicas. Essa hipótese tem como objetivo simplificar o problema em volumes muito maiores que o

molecular. No entanto, a presença da turbulência gera fenômenos de menores escalas que alteram o escoamento dificultando a solução do problema.

A solução das equações de Navier-Stokes em um escoamento turbulento é muito complexa, pois são equações parabólicas com alternância do termo predominante em função do Re , não lineares e acopladas. A partir do conceito de turbulência surgiram modelos capazes de obter simulações mais precisas.

3.2 Modelagem da Turbulência

O número de Reynolds é usado para distinguir um escoamento, podendo ele ser laminar, de transição (instável) ou turbulento. Geralmente escoamentos que possuem números de Reynolds altos são chamados de turbulentos. Pode-se calcular o Número de Reynolds pela equação 3.4,

$$Re = \frac{\rho u_c L_c}{\mu}, \quad (3.4)$$

no qual L_c o comprimento característico e u_c a velocidade característica do problema.

Os escoamentos turbulentos são caracterizados pelas flutuações instantâneas de quantidades hidrodinâmicas, são tridimensionais e dependem do tempo (LAUNDER; SPALDING, 1974). Possuem alta relevância prática, no entanto são muito complexos podendo requisitar recursos computacionais avançados para que sejam calculados diretamente. Pode-se definir a turbulência como um estado em que o escoamento apresenta variáveis instantâneas aleatórias, onde só podem ser analisadas com tratamento estatístico. Os fluxos turbulentos também podem atuar no transporte de momento, energia e outras propriedades a taxas maiores que a difusão em escoamentos laminares (Souza et al., 2011).

Uma maneira de separar uma grandeza turbulenta é utilizar a **Decomposição de Reynolds**, obtendo duas partes, uma componente média e outra componente de flutuação. A equação 3.5 demonstra a decomposição para uma variável de estado qualquer $\psi(X, t)$,

$$\psi(X, t) = \bar{\psi}(X, t) + \psi'(X, t), \quad (3.5)$$

na qual a parcela média e de flutuação estão em função do espaço e tempo (MÜLLER, 2006).

Para obter a média em função da posição da malha pode-se utilizar a média do tempo, onde o operador média temporal é definido como,

$$\bar{\psi}_t(X) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{T} \int_t^{t+T} \psi(X, t) dt, \quad (3.6)$$

onde a média das flutuações são nulas por definição. A média temporal é apropriada para casos onde a turbulência é considerada estacionária, ou seja um fluxo turbulento médio que não varia no tempo (WILCOX, 1988).

Aplicando a decomposição de Reynolds no vetor velocidade e substituindo na equação do momento e conservação de massa, teremos as equações de Navier-Stokes com as médias de Reynolds (Reynolds Average Navier-Stokes, **RANS**) (CHEN et al., 1990). Devido as possíveis instabilidades citadas, o modelo RANS não apresenta os termos suficiente para descrever um fluxo transiente. Portanto é utilizada a abordagem transiente das equações de Navier-Stokes transiente,

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (3.7)$$

e

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial u_j} (2\nu \bar{S}_{ij} - \overline{u'_i u'_j}), \quad (3.8)$$

conhecida por URANS (Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes) que carrega o termo transiente, dependente do tempo, na equação 3.8, onde u'_i representa a flutuação de velocidade e \bar{u}_i a velocidade média. A opção pela abordagem instável foi para descrever os campos de velocidade, pressão médios e turbulência dependentes do tempo. Essa estratégia permite a descrição do comportamento transitório do escoamento, em particular a região de esteira turbulenta.

Na equação 3.8 o surgimento de mais uma variável causa um problema de fechamento ("*Closure Problem*"), afinal existem quatro equações governantes (Continuidade e Momento nas três direções) e dez incógnitas (P, u_i e τ_{ij}^R). A esta nova variável (eq. 3.9),

$$\tau_{ij}^R = -\overline{u'_i u'_j}, \quad (3.9)$$

é dado o nome de **tensor de Reynolds** (WILCOX, 1993).

3.2.1 Hipótese Boussinesq

Nas tentativas de desenvolver uma descrição matemática para a turbulência Boussinesq (1877) introduziu a hipótese que as transferências de momento causada pelos pequenos turbilhões podem ser modelada por uma viscosidade turbulenta (*eddy-viscosity*). Essa teoria é equivalente a assumir que o mecanismo de transferência de momento das menores escalas é análogo aos mecanismos moleculares de difusão (SAGAUT, 2006). Portanto o

tensor de Reynolds pode ser considerado proporcional aos gradientes de velocidade média indicado pela equação 3.10 (GADEN, 2007);

$$\tau_{ij}^R = \nu_T \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} k \delta_{ij}, \quad (3.10)$$

onde ν_T representa a viscosidade turbulenta e k a energia cinética turbulenta. O último termo da equação 3.10 representa a pressão turbulenta, análoga a pressão estática da termodinâmica, que somada a pressão média, \bar{P} é a definição de pressão modificada \bar{P}_{mod} (eq. 3.11).

$$\bar{P}_{mod} = \frac{\bar{P}}{\rho} + \frac{2}{3} k \delta_{ij} \quad (3.11)$$

Com essa relação é possível simplificar significativamente o problema de fechamento, desde que se considere uma viscosidade efetiva ν_{ef} (eq. 3.14) :

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial (\bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = - \frac{\partial \bar{P}_{mod}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\nu_{ef} \left[\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right] \right) \quad (3.12)$$

e

$$\nu_{ef} = \nu + \nu_T. \quad (3.13)$$

A hipótese de Boussinesq não é um modelo de turbulência. Os modelos propostos tem como objetivo determinar o valor desta viscosidade turbulenta em função de valores obtidos do escoamento médio por meios empíricos. Essa teoria é limitada, já que relaciona um tensor (τ_{ij}^R) e os gradientes de velocidade a um escalar (ν_T), entretanto é considerada uma aproximação simples e de boa relevância, que pode ser utilizada em aplicações cotidianas de engenharia.

Prandtl, em 1925, fez a primeira formulação para a viscosidade turbulenta assumindo que a viscosidade turbulenta era proporcional a velocidade e comprimento característico das escalas do problema:

$$\nu_t = u_c + L_c. \quad (3.14)$$

Esse tipo de modelo algébrico é conhecido na literatura como modelo de zero equação, isso porque utilizam algum tipo de especificação algébrica para a velocidade e comprimento característico, que está relacionada ao escoamento médio e propriedades geométricas. Existem também modelos mais sofisticados para determinar a viscosidade turbulenta. São eles os de uma equação diferencial e duas equações diferenciais. Grande parte dos modelos de uma equação utilizam a forma diferencial para descrever o transporte de uma única escala turbulenta juntamente de uma relação algébrica para resolver a

viscosidade turbulenta. Já os modelos de duas equações a segunda escala de turbulência é determinada por uma segunda equação diferencial (REZENDE, 2009).

3.2.2 Modelo SST (Shear Stress Transport)

O modelo de turbulência escolhido para a pesquisa foi o Transporte de Tensão Cisalhante (SST), o qual a modelagem da viscosidade turbulenta é função da energia cinética turbulenta κ e da taxa de dissipação específica da energia cinética turbulenta ω . A opção pelo modelo se justifica devido aos bons resultados encontrados em simulações de escoamentos aerodinâmicos com gradientes adversos de pressão e separação da camada limite (REZENDE, 2009), normalmente encontrados nos escoamentos de turbinas hidrocinéticas.

Este modelo foi proposto por Menter (1993) relacionando outros dois modelos ($k - \omega$ e $k - \epsilon$) e garantindo suas maiores vantagens na solução dos escoamentos.

O modelo $k - \epsilon$, é um modelo de turbulência clássico em que a equação do transporte é resolvida em função da dissipação turbulenta por unidade de massa (ϵ). Esse modelo possui ótimos resultados quando aplicado em regiões de livre corrente (LAUNDER; SPALDING, 1974).

O modelo $k - \omega$ proposto por Wilcox (1988) apresenta eficiência quando aplicado em regiões viscosas próximas à parede, onde existe a formação de camada limite. Em regiões de parede com gradiente adverso de pressão o modelo $k - \omega$ também apresenta vantagens quando comparado ao $k - \epsilon$.

Para a obtenção do modelo híbrido, o SST, Menter (1993) combinou a formulação dos modelos, escrevendo o modelo $k - \epsilon$ em função de ω (eqs. 3.15 e 3.16),

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j k)}{\partial x_j} = P_k - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (3.15)$$

e

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j \omega)}{\partial x_j} = \frac{\gamma}{\nu_t} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, \quad (3.16)$$

onde ν_t é a viscosidade turbulenta e P_k a produção turbulência, também descrita por:

$$P_k = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}. \quad (3.17)$$

O meio de relacionar os dois modelos foi introduzindo uma função de mistura F_1 (eq.3.18), esta tem valor unitário quando está na extremidade interna da camada limite

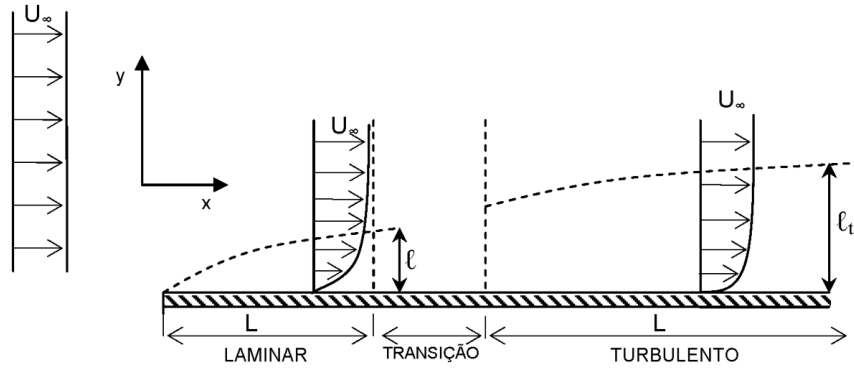


Figura 13 – Região interna da camada limite Fonte: (Souza et al., 2011)

turbulenta correspondendo ao modelo $k - \omega$ e valor zero fora da camada correspondendo a $k - \epsilon$.

$$F_1 = \tanh \left(arg_1^4 \right) \quad (3.18)$$

$$arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right), \frac{4\rho\sigma_{\omega 2} k}{CD_{k\omega} y^2} \right] \quad (3.19)$$

Outra função de mistura F_2 , é utilizada para determinar a viscosidade turbulenta, isso porque no caso de gradiente adverso de pressão a relação entre produção e dissipação turbulenta superestima a viscosidade turbulenta (MENTER, 1993). Portanto a viscosidade turbulenta é escrita conforme a equação 3.20, onde F_2 garante que nos pontos onde a taxa de deformação média tende a zero a viscosidade não irá tender para o infinito.

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega; \Omega F_2)} \quad (3.20)$$

$$F_2 = \tanh \left(arg_2^2 \right) \quad (3.21)$$

$$arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right) \quad (3.22)$$

Nas equações 3.19 e 3.22 o termo y representa a distância mais próxima até a parede. Essa informação é valiosa para o modelo, pois auxilia a modelagem da região interna à camada limite.

3.2.3 Camada limite e leis de parede

Em regiões próximas à parede ocorre um decréscimo na transferência da quantidade de movimento entre as camadas do fluido, já que o escoamento em contato imediato com

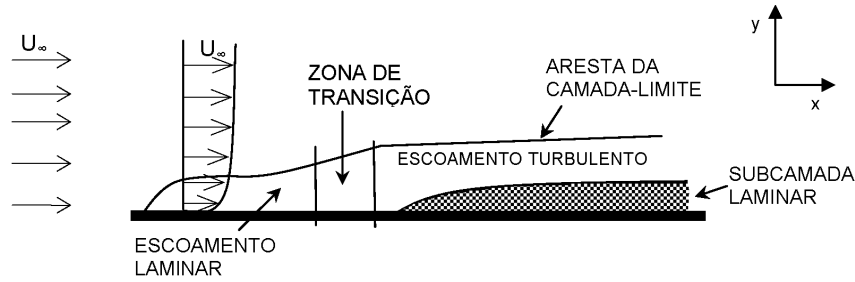


Figura 14 – Subcamada viscosa da camada limite turbulenta Fonte: (Souza et al., 2011)

a superfície fica sujeito à tensão cisalhante, diminuindo consideravelmente a velocidade do fluido quando comparado ao escoamento livre (Souza et al., 2011).

Entende-se que a interação do escoamento com o contorno forma uma região chamada camada limite, esta foi descrita por Prandtl (1904) e separada em três partes distintas conforme a Figura 13. Inicialmente perto da borda a camada se apresenta laminar e conforme se desenvolvem as instabilidades (perturbações de velocidade na direção y) ela atravessa uma fase de transição (*buffer layer*) e se torna turbulenta. No entanto a turbulência decresce em direção à parede sugerindo o surgimento de uma subcamada laminar, onde os efeitos viscosos predominam, dentro da parcela turbulenta ilustrada na (SHAMES, 1973). Esse fenômeno chamado de relaminarização da camada limite turbulenta é representado pela Figura 14.

Em simulações computacionais existem algumas variáveis fundamentais para modelagem da região de camada limite turbulenta. O y^+ é o comprimento adimensional que define a distância da parede a um ponto interior da camada limite (espessura local), partindo do contorno até o primeiro nó da malha. Esse valor também pode ser entendido como o Re da camada limite devido seu cálculo. O cálculo do y^+ é definido pela equação 3.23,

$$y^+ = \frac{\Delta y u_F}{\nu}, \quad (3.23)$$

o Δy representa a distância citada entre a parede e o nó mais próximo da malha, ν é a viscosidade cinemática do fluido e u_F é a velocidade de atrito que pode ser definida em função da tensão de cisalhante na parede τ_w e a densidade ρ ,

$$u_F = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (3.24)$$

A adimensionalização da velocidade é descrita por u^+ ,

$$u^+ = \frac{\bar{U}}{u_F}, \quad (3.25)$$

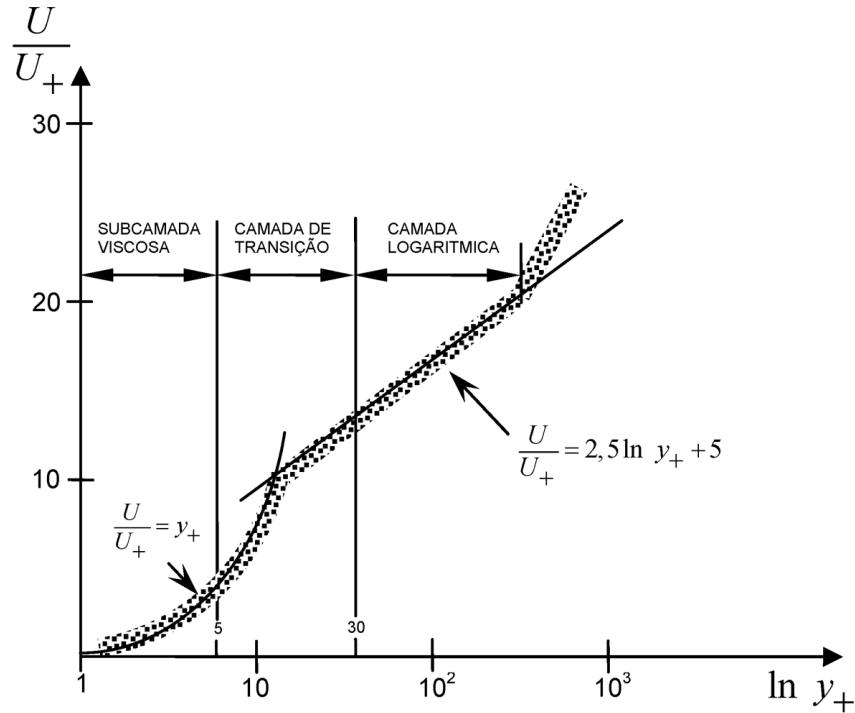


Figura 15 – Perfil de velocidade próximo ao contorno. Fonte: (Souza et al., 2011)

medida pela razão da velocidade real média \bar{U} e pela velocidade de atrito u_F . A velocidade média pode ser obtida pela Lei de Viscosidade de Newton (eq. 3.26), uma vez que o fluido é estacionário junto a parede dada condição de não deslizamento.

$$\tau_0 = \rho\nu \frac{du}{dy} \quad (3.26)$$

Devido a fina espessura da camada pode-se supor que a tensão de cisalhamento permanece constante ao longo de toda sua espessura (Souza et al., 2011). Portanto integrando a equação 3.26 em toda espessura (de zero a y) a equação do perfil de velocidade u na subcamada viscosa é dada como

$$u = \frac{\tau_0}{\rho\nu} y. \quad (3.27)$$

É possível estabelecer relações a partir das variáveis adimensionais apresentadas para representar a camada limite turbulenta. Essas equações são conhecidas como Lei de Parede, introduzida inicialmente por (KÁRMÁN, 1931), relacionando a velocidade do fluxo turbulento com a distância normal à parede na escala logarítmica. As relações são formadas por manipulações algébricas das equações 3.27 e 3.24, obtendo relações entre u^+ e y^+ . A Figura 15 mostra as equações e perfis de velocidade adimensionalizada de cada sub-camada da camada limite turbulenta.

Cada região ou sub-região tem uma formulação analítica setorizada já apresentam

natureza física diferenciada. A maior parte da produção e dissipação de turbulência em um escoamento parietal (que sofre ação das paredes) acontece no interior da camada limite. As equações que descrevem a região interna da camada limite são denominadas de Leis de parede e as equações que descrevem a região externa são designadas como "Leis de esteira"(Defect Laws).

3.3 Avaliação da esteira

Para descrever o escoamento turbulento a jusante das turbinas existe a necessidade de avaliar o comportamento das variações presentes na esteira. Desta forma foram utilizadas ferramentas capazes de descrever as variáveis hidrodinâmicas. A velocidade média temporal do escoamento,

$$\overline{u(x)} = \frac{1}{\Delta t} \int_{\Delta t} u dt', \quad (3.28)$$

é utilizada para observar o campo de velocidades ao redor do rotor e a recuperação de velocidade. Nos casos também é conveniente utilizar a intensidade de turbulência (\mathbf{I}) para definir o vigor das flutuações turbulentas em relação a velocidade média. Essa definição feita por Dryen and Kuethe (1930), define a intensidade de turbulência,

$$|\vec{I}| = \frac{|\vec{\sigma}|}{|\vec{u}|}, \quad (3.29)$$

no qual σ corresponde ao desvio padrão da velocidade e \bar{u} a velocidade média.

A energia cinética de turbulência (\mathbf{k}) é outra variável importante para se avaliar a esteira turbulenta e pode ser definida por,

$$k = \frac{1}{2} \sum_{i=1}^{\infty} \overline{(u'_i)^2}, \quad (3.30)$$

onde u'_i representa a flutuação de velocidade ($u'_i = U - \bar{u}$). Esta também pode ser definida como a metade do traço do tensor de Reynolds.

3.4 Recursos computacionais

As simulações numéricas foram executadas nas máquinas do Laboratório de Energia e Ambiente da Universidade de Brasília com as configurações apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Especificações computacionais.

Processador	Intel Xeon E5-2643 3.5 GHz
Quantidade de processadores	2
Quantidade de núcleos	24
Memória RAM	32 GB

4 Metodologia

4.1 Hydro-k

A busca de para produzir energia com sustentabilidade e menor impacto ambiental é constante em pesquisas científicas. Entretanto, raramente as pesquisas científicas são consumadas em um projeto real de desenvolvimento. O projeto Hydro-K apresenta a oportunidade científica teórica e prática com a tecnologia das turbinas hidrocínéticas HK-10 ilustrada na Figura 16. Devido a sua instalação modular e flutuante, as máquinas hidráulicas podem aproveitar a energia da corrente dos rios, vertedouros ou oceanos com baixo impacto ambiental.

O arranjo modular, de três turbinas apresentado na Figura 17, se adapta às dimensões do canal e a demanda energética local. O arranjo tem capacidade de operação para gerar ou abastecer de 10 kW a 100 kW, considerando uma velocidade mínima de 1.2 m/s e uma profundidade de quatro metros. As especificações das turbinas hidrocínéticas são apresentadas na Tabela 2.

O desenvolvimento de um projeto dessa magnitude envolve diversos esforços e equipes na pesquisa e construção da máquina. As linhas de pesquisa e inovação foram categorizadas em cinco vertentes. O estudo hidrodinâmico, foco do presente trabalho, tem



Figura 16 – HK-10

Tabela 2 – Especificações gerais do projeto Hydro-k

Especificações Gerais	
Diâmetro	2.2 [m]
Potência Nominal (unitária)	10 kW
Velocidade da corrente	1.5 - 3 [m/s]
Rotação de utilização	20 - 40 [RPM]
Número de máquinas	3
Peso estimado	750 kg

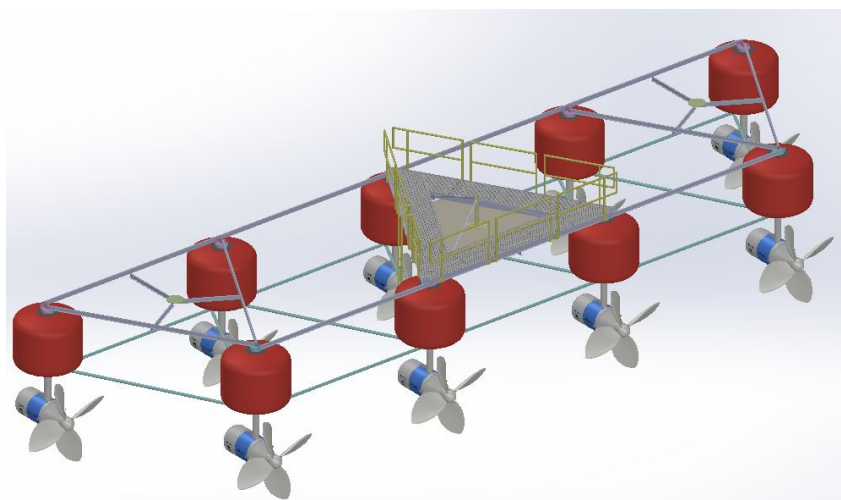


Figura 17 – Proposta de fazenda hidrocínética Hydro-K.

como principal tarefa a concepção hidrodinâmica da turbina, assim como as simulações numéricas (CFD e BEM) e experimentos em túnel de vento. A integração de sistemas eletromecânicos, desenvolvimento de produto, gestão tecnológica e o mapeamento do potencial hidrocínético completam a esfera de trabalho.

As instalações das primeiras turbinas devem aproveitar o potencial remanescente na usina elétrica de situada em Ibitinga-SP, no Rio Tietê em parceria com a AES Tietê. As usinas hidrelétricas têm sua energia disponível associada ao nível de seu reservatório. Em parte, o potencial é convertido em eletricidade, mas uma grande parcela de energia ainda fica disponível à jusante da hidrelétrica. O objetivo é aproveitar essa velocidade vertida e gerar um adicional elétrico.

4.2 Geometria e Domínio Computacional

Para a construção do modelo virtual das pás foram necessárias informação à respeito das dimensões, perfil, distribuição da corda, eixo de rotação e torção. A geometria das pás é baseada no aerofólio NACA modelo 4415 apresentando um formato robusto e compacto, semelhante a propulsores aquáticos, como ilustra a Figura 18.

O rotor possui diâmetro de dois metros e vinte centímetros ($D = 2.2m$). Foi utilizado

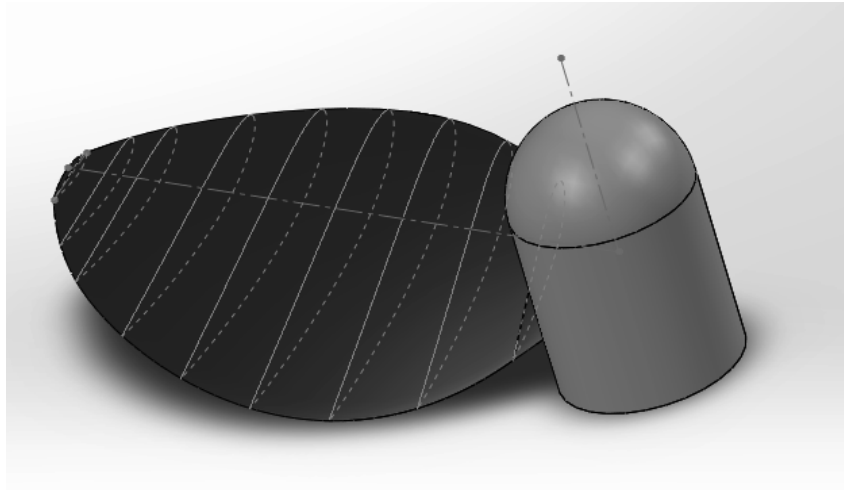


Figura 18 – Esboço Hydro-K.

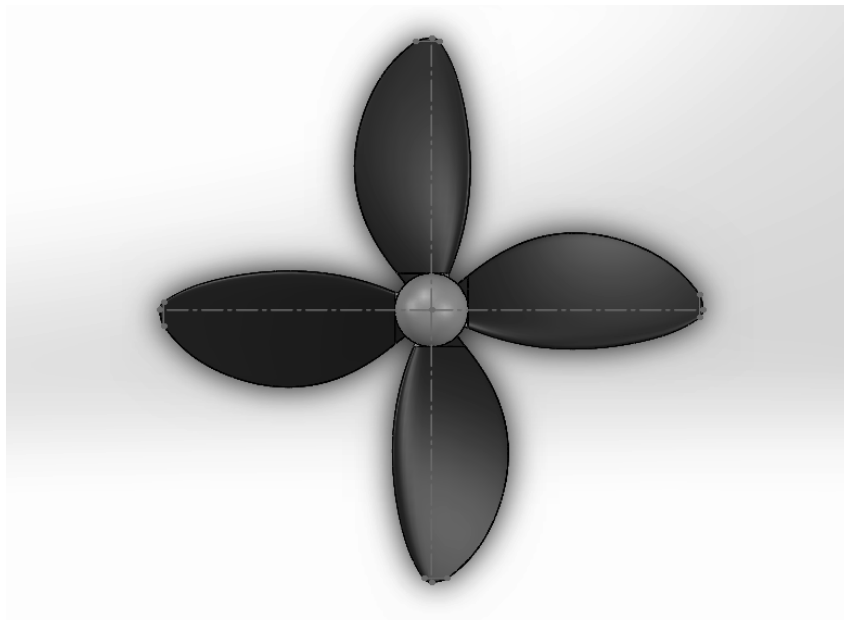


Figura 19 – Modelo Hydro-K (inverso).

o MATLAB para reproduzir o perfil do aerofólio e rotacionar os perfis de acordo com seus respectivos ângulos de torção, conforme as informações obtidas pelo projeto.

O modelo tridimensional final da pá foi reproduzido pelo software SOLIDWORKS conforme é representado pela Figura 19. Foram utilizados os bordos de ataque e fuga como base para criar um sólido e obter a geometria de pá apresentada.

O domínio computacional utilizado para as simulações foi dividido em duas partes; a primeira é formada por um domínio externo e estacionário em forma de caixa e o outro foi um domínio rotativo interno que possui a forma de um cilindro que envolve todo o rotor. O domínio cilíndrico, interno (rotativo), possui dimensões de 1.2 metros de raio por 1 metro de comprimento que é padrão para todas as simulações realizadas. O domínio estacionário (caixa) varia suas dimensões para cada um dos três casos. A Tabela 3 apresenta a variação

Tabela 3 – Dimensões dos domínios utilizados.

Diâmetro	Altura [m]	Largura [m]	Comprimento [m]
Uma turbina	17.6	17.6	30.8
Duas turbinas	22	24.2	30.8
Três turbinas	22	22	33

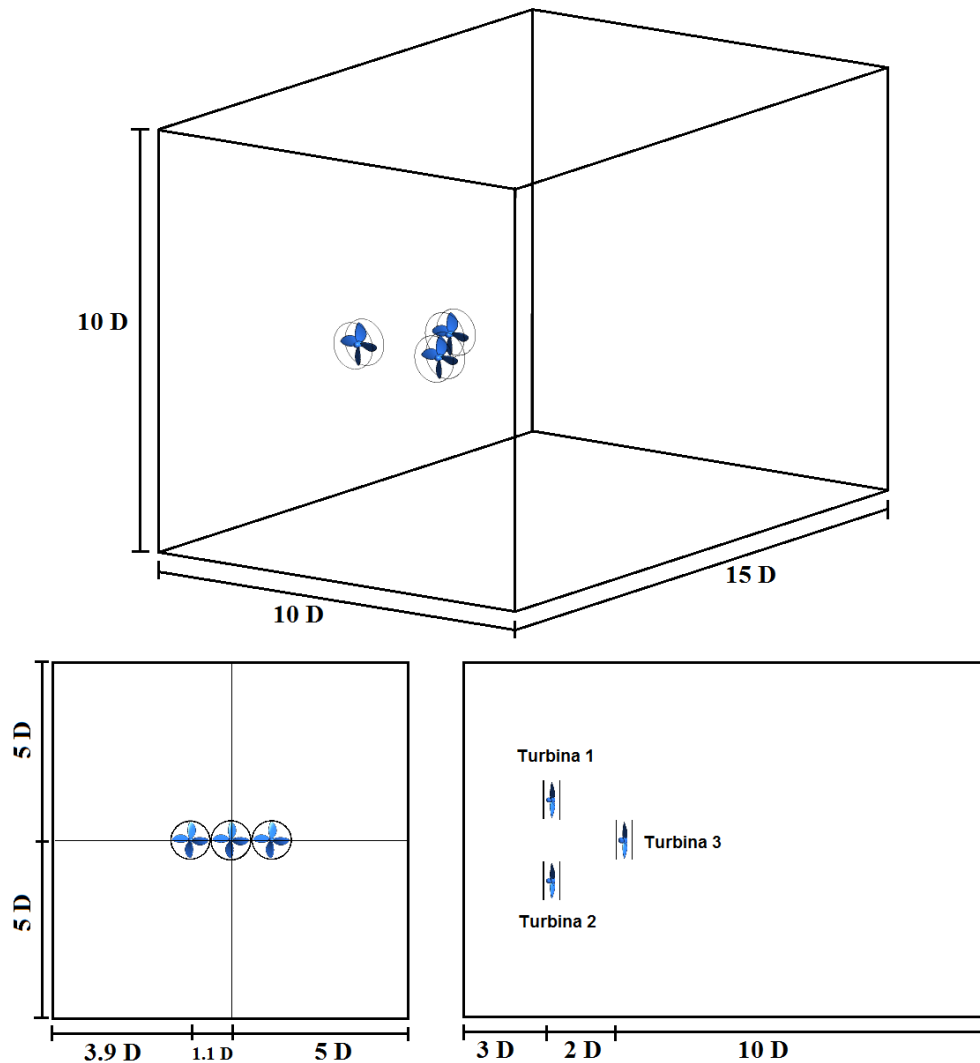


Figura 20 – Domínio computacional.

espacial dos domínios.

A Figura 20 ilustra o domínio estacionário para três turbinas, em função do diâmetro, onde visualiza-se também a presença do domínio rotativo interno e seu posicionamento. A distância a montante do rotor tem papel de evitar que a velocidade de entrada interfira no fator de indução (a), gerado pelo efeito do rotor. Caso a dimensão a montante fosse muito pequena existiria a possibilidade de um aumento artificial na velocidade e dos campos de pressão na superfície de entrada do escoamento (Sorensen et al., 2002). A distância de 3 diâmetros é mais que suficiente para simular de forma satisfatória o escoamento não perturbado.

Para facilitar a avaliação futura, foram atribuídos nomes às turbinas. A nomenclatura das turbinas foi definida a partir da primeira fila, da esquerda para direita obrigatoriamente, começando de “Turbina i” até a i-ésima turbina se necessário. A Figura 20 ilustra de forma simplificada cada uma das turbinas inseridas ao domínio. Caso o domínio possua apenas uma turbina, esta será denominada “Turbina 1”. Os casos em que houverem mais de um rotor, deve ser apelidado de “Turbina 1” aquele que estiver à esquerda e mais próximo da face de entrada (inlet). Conseqüentemente a “Turbina 2” será aquela que estiver à direita no arranjo linear. No caso do módulo hidrodinâmico, com as três turbinas, a terceira deverá ser aquela que está posicionada na linha posterior às duas turbinas frontais.

O extensão do domínio deve ser suficientemente grande para que a interface de saída do domínio não influencie na esteira. Essa região é caracterizada por fortes gradientes de pressão e velocidade. Tendo em vista esses fenômenos a densidade de malha nessa região é de suma importância. Mo e Lee (2012) mostram que é possível obter resultados satisfatórios, nas simulações numéricas de turbinas, caso a distância a jusante tenha no mínimo de três a quatro diâmetros rotor (4D). Entretanto vale ressaltar que para estudos relativos a esteira distante e recuperação de energia, seriam necessários um domínio apresentasse no mínimo um comprimento dez vezes maior que o diâmetro, portanto nos casos apresentados os domínios possuem entre 10 a 11 diâmetros jusante dos rotores.

4.3 Malha numérica e convergência

Com a geometria já caracterizada, a próxima etapa foi a criação da malha numérica. Esse processo requer cautela dada a geometria e dinâmica do rotor, em razão disso houveram cuidados especiais na hora da criação da malha. Foi utilizado o ANSYS MESHING CFD para gerar a malha.

Inicialmente foi gerada a malha superficial na área do rotor. A Figura 21 mostra a densidade de elementos utilizados para mapear a área das pás. A necessidade de refinamento nessa região se explica pela alta pressão no rotor devido interação do escoamento com as pás. Como a pressão é um dos fatores determinantes para calcular a torque e conseqüentemente a potência do rotor, é prudente uma grande quantidade de nós na região. Têm-se que uma malha pouco refinada poderá desprezar ou até mesmo atenuar a pressão local, piorando a qualidade de simulação.

O refinamento do domínio rotativo é muito importante para o estudo numérico de turbinas, é nele que se simula o movimento de rotação das pás, necessitando de muitos elementos. O domínio estático por sua vez possui menor densidade de malha, não sendo possível seu refinamento completo. Para refinar a região de contato e de esteira foram usadas as esferas de influência, as quais possibilitam o refinamento de regiões estratégicas

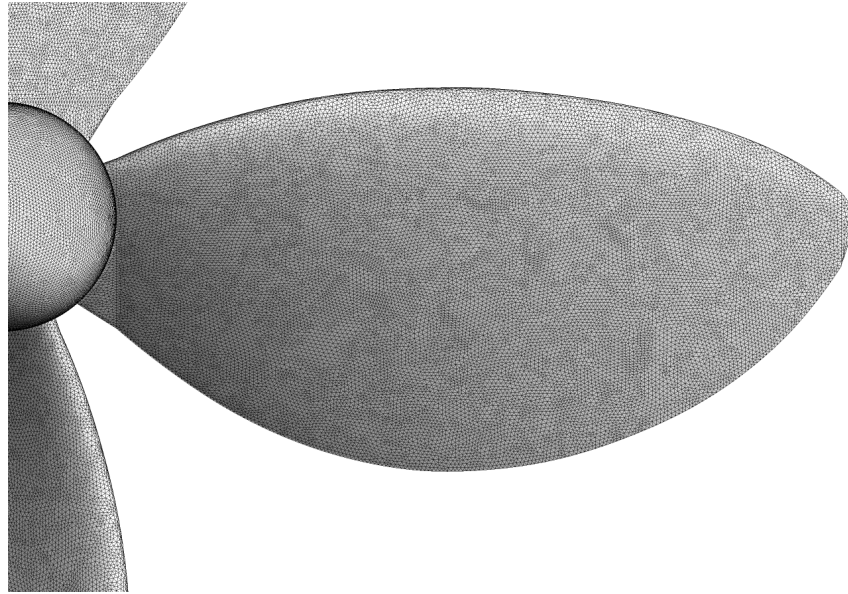


Figura 21 – Refinamento no rotor.

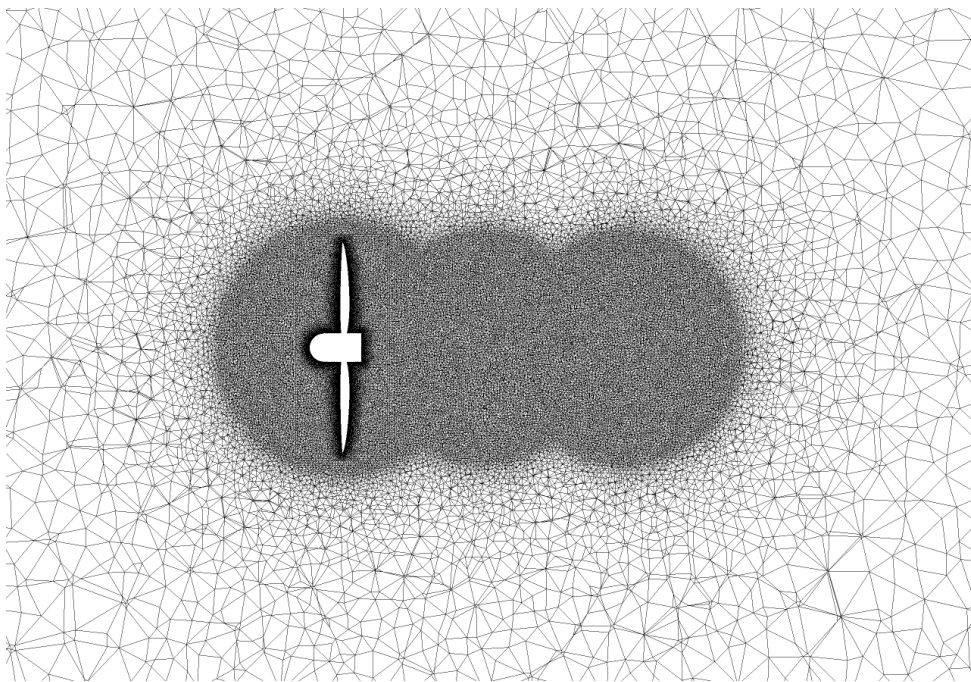


Figura 22 – Refinamento dos domínios e esferas de influência

para as simulações, ilustradas na Figura 22. Essa ferramenta é utilizada para regiões importantes que necessitam maior precisão dos gradientes de velocidade e pressão gerados pelo movimento do rotor, como por exemplo a esteira próxima do rotor.

Como a estrutura da malha numérica influi diretamente na solução da simulação, esse processo se torna iterativo, com intuito de alcançar o melhor resultado invariante com refinamento de malha. O método de convergência de malha baseou-se em monitorar a potência (C_P) e velocidade na esteira de cada malha para escolher qual apresentou melhor convergência destas variáveis. Cada simulação transiente foi realizada em um tempo

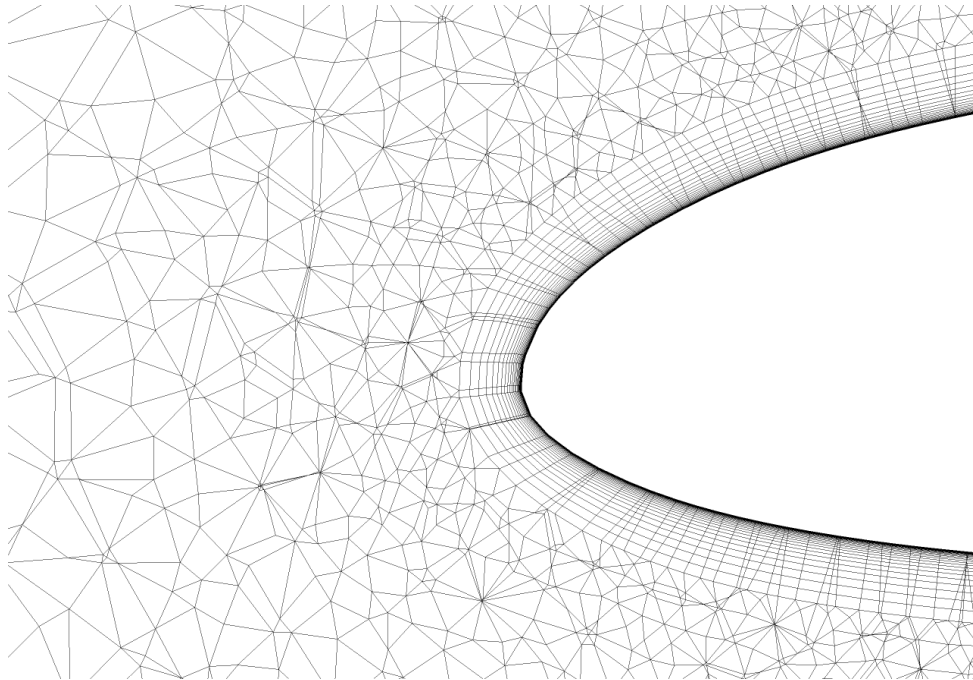


Figura 23 – Elemento prismático no bordo de ataque da pá

total de 30 segundos com espaço de tempo (*Time Step*) de 0,05 segundos. Durante a convergência de cada espaço de tempo foram realizadas 10 iterações, obtendo, portanto, um total de 6000 iterações por simulação. Com esse tempo o rotor foi capaz de desenvolver dezessete rotações e meia.

Tabela 4 – Estudo de convergência de malha.

	N de nós	Refinamento esteira [m]	y+		Cp	$U_{y=10m}$
			Máximo	Médio		
Uma turbina						
Malha 1	2.28×10^6	4	7.134	4.681	0.36763	1.5963
Malha 2	5.57×10^6	6	1.239	0.723	0.37696	1.5499
Malha 3	7.17×10^6	6	0.892	0.351	0.38005	1.5496
Duas turbinas						
Malha 1	3.47×10^6	6	1.501	0.712	0.3614	1.7927
Malha 2	4.680×10^6	8	0.331	0.024	0.36951	1.9649
Malha 3	6.521×10^6	6	0.545	0.066	0.37159	1.9650
Três turbinas						
Malha 1	2.412×10^6	4	8.341	2.226	0.35884	–
Malha 2	6.896×10^6	6	0.268	0.0658	0.36006	–
Malha 3	8.189×10^6	8	0.3101	0.0677	0.36982	–

Diversos parâmetros foram avaliados durante a construção de cada uma das malhas. Parâmetros como o número de nós da malha e seu refinamento na esteira são apresentados na Tabela 4. A resolução da camada limite, fundamental em simulações, foi avaliada pelos valores de y+. Os valores do coeficiente de potência foram comparados com os resultados de Brasil Jr. et al. (2016). Para analisar a convergência da velocidade na esteira, foi

monitorado um ponto a dez metros à jusante das turbinas. Em todos os casos a *malha 3* foi escolhida para representar a melhor simulação obtida.

4.4 Condições de contorno

Seguindo a metodologia adotada por Silva (2014), foram estabelecidas as condições de contorno para os domínios computacionais. O objetivo é representar com maior fidelidade as circunstâncias nas quais as turbinas são inseridas no rio. As condições de contorno devem ser definidas com cautela, pois tem influência direta no resultado. A Figura 24 ilustra as condições aplicadas no domínio estático (caixa) e no rotor:

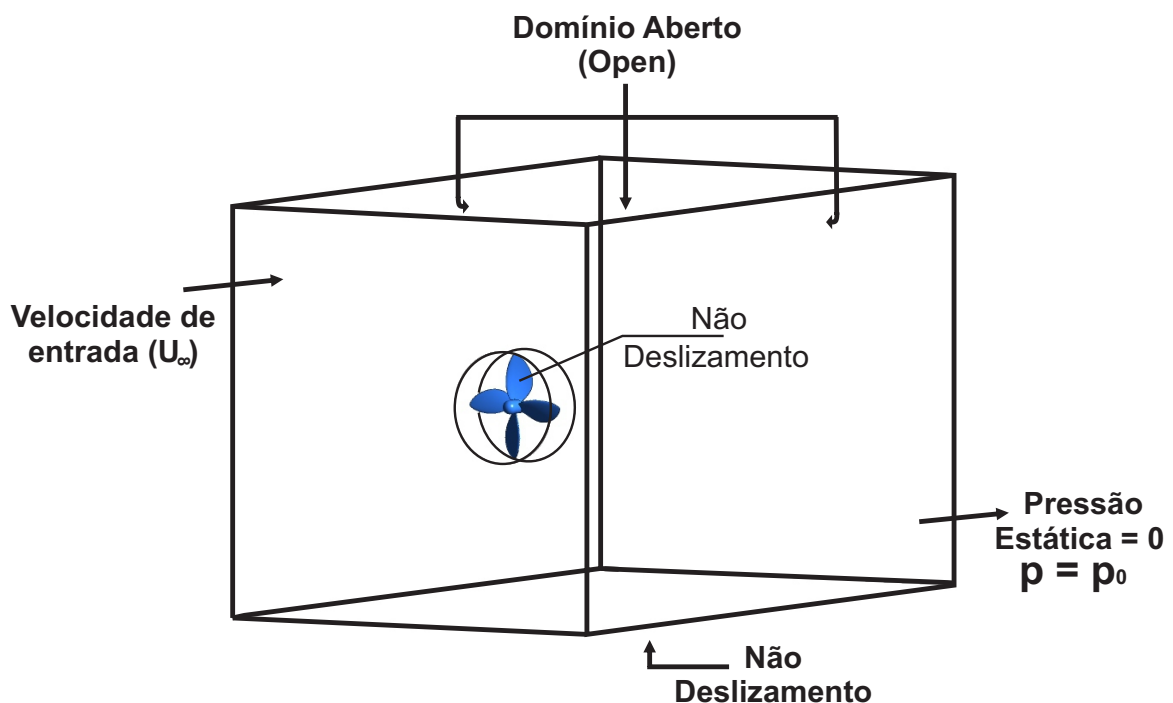


Figura 24 – Condições de Contorno.

A primeira condição estabelecida foi a de velocidade de entrada, onde o fluxo é normal e constante à área de entrada (*Inlet*) possuindo intensidade de turbulência máxima de 5%. Na face de saída do domínio, foi aplicada uma condição de pressão de saída igual a pressão de entrada (pressão estática zero). Essas condições são conhecidas como condições de Dirichlet, especificando um valor para a função no contorno escolhido. Portanto, se ao entrar no domínio a velocidade tem condição específica, na saída ela é obtida pela derivada da solução no contorno do domínio (condição de Neumann). No caso da pressão acontece o inverso, pois na saída existe uma condição de Dirichlet e na entrada Neumann.

Tabela 5 – Ponto de operação utilizado nas simulações numéricas

U	2.5 m/s											
Rotação [RPM]	10	15	20	25	30	35	40	45	50	55	60	70

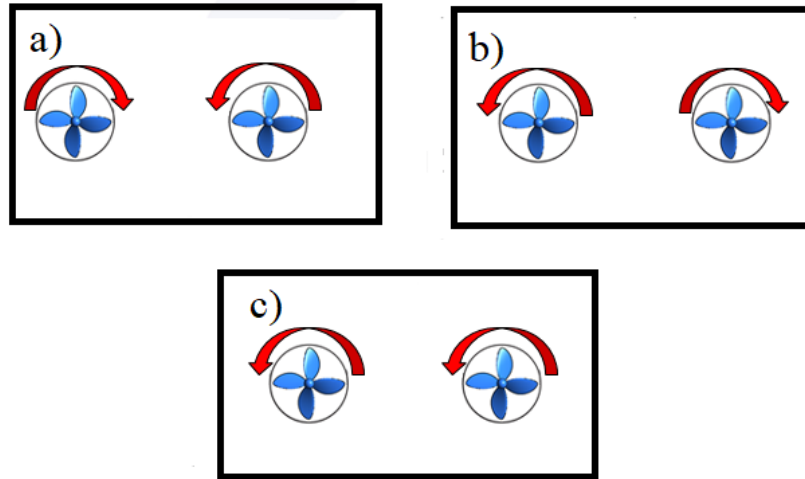


Figura 25 – Configurações de rotação das turbinas. a) Rotação Central. b) Rotação para fora. c) Rotação anti-horária, usual do projeto Hydro-k.

Nas regiões das paredes laterais e superior do domínio estacionário optou-se por aplicar uma condição em que essas superfícies são tidas como “abertas”, onde o fluxo é livre para sair e ou entrar no domínio. Na superfície inferior ao rotor foi aplicado o não deslizamento do fluido, significando que a velocidade da partícula seja igual a zero na fronteira, e assim represente o leito do rio.

O não deslizamento também é imposto aos componentes sólidos do rotor (pás+cubo). Nas interfaces de conexão entre o domínio estacionário e o subdomínio rotativo, foram empregadas a condição de rotor congelado (“*Frozen Rotor*”). Nesta condição os componentes dos domínios possuem um referencial móvel, adicionando aceleração de Coriolis e centrífuga, para facilitar o cálculo das características do escoamento próximas à interface.

A Tabela 5 mostra as condições de operação impostas nas simulações, onde foi adotada a velocidade de entrada como um valor fixo e variado a rotação da máquina em revoluções por minuto. O ponto de operação estabelecido no projeto foi de $35RPM$. O sentido de rotação dos rotores foi estabelecido de acordo com os estabelecidos na turbina HK-10. As pás foram projetadas para que os rotores rotacionassem na direção anti-horária, conforme ilustra a Figura 25 c). Para realizar um estudo de paridade de rotação e observar se o sentido que as turbinas operam influi no escoamento jusante foi espelhada a geometria do rotor, fazendo uma imagem inversa do modelo convencional. Com isso foram criadas duas configurações extras dos pares de rotores, uma onde as turbinas rotacionam para o centro e outra no qual o sentido de rotação é para fora, Figura 25 a) e Figura 25 b) respectivamente.

5 Resultados

A apresentação dos resultados foi dividida em três etapas. Na primeira etapa são apresentados resultados referentes às simulações de uma única turbina, onde são comparados com os resultados apresentados por Brasil Jr. et al. (2016), validando a metodologia numérica. O comportamento do campo de velocidade e pressão também são abordados, com o objetivo de acompanhar a evolução da esteira.

A segunda etapa é o principal objeto de estudo do presente trabalho, avaliando o caso do arranjo linear de duas turbinas hidrocínéticas. É relatado o aumento de velocidade no canal central formado pelo conjunto de hidrocínéticas. Para esclarecer o funcionamento desse fenômeno não é suficiente mensurar apenas a potência, mas também avaliar a esteira formada pelos rotores e suas variáveis. A análise do escoamento tem como motivação a possibilidade de obter benefícios de projeto devido a um arranjo hidrocínético.

Também foi realizado um estudo da paridade de rotação no arranjo linear, onde a revolução das turbinas acontece em sentidos opostos, em um caso girando para o centro e outro no sentido oposto (rotação para fora). Esse tipo de configuração trabalha com duas turbinas enantiomorfas, simétricas porém opostas, na expectativa de modificar a interação do escoamento formado pelos rotores da forma mais vantajosa possível.

Por fim, as simulações referentes ao conjunto do projeto Hydro-k, três turbinas dispostas triangularmente formando um módulo. A análise consiste em avaliar a potência, os contornos de velocidade e pressão e a carga nas pás.

5.1 Uma turbina

Para a validação da metodologia adotada foram utilizados os resultados de uma única turbina. Os parâmetros observados mostram a capacidade de reprodução e confiabilidade das simulações apresentadas. As simulações foram realizadas para uma velocidade normal a face de entrada de $2.5m/s$. Modificando a rotação do domínio rotativo, obteve-se diferentes velocidade de ponta de pá (TSR) variando entre 0 e 3.5 . Foi utilizado os resultados da malha que apresentou melhor desempenho na a obtenção das curva de $C_p \times TSR$. Brasil Jr. et al. (2016) faz um paralelo entre CFD e BEM para avaliar as metodologias e curva de potência. Seguindo esta análise a Figura 26 apresenta os resultados obtidos para a simulação de uma turbina, do presente trabalho, comparando-os com os resultados de Brasil Jr. et al. (2016). Pelo gráfico é verificado que o desempenho da máquina se manteve coerente nas duas abordagens CFD, quando comparadas com o modelo BEM. O máximo valor encontrado foi de $C_p = 37.405\%$ para um TSR próximo de 2.0, o que acontece tam-

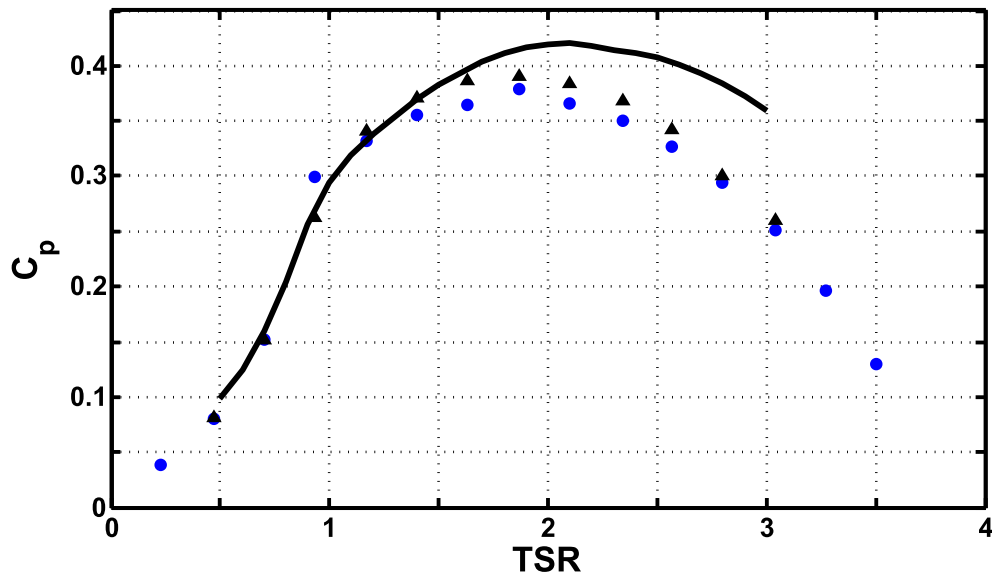


Figura 26 – Comparação $C_p \times TSR$. — BEM Brasil Jr. et al. (2016); ▲ CFD Brasil Jr. et al. (2016); ● CFD presente trabalho

bém nas outras curvas apresentadas. Vale ressaltar que as simulações do presente trabalho apresentam condições de não confinamento (opening) e não periodicidade nas laterais do domínio, ou seja, o escoamento é livre. Isso pode influir diretamente nos resultados na curva de potência. O objetivo de adotar tais medidas é para representar melhor as condições reais de utilização da máquina.

A análise CFD apresentou deficit significativo na segunda metade do gráfico ($TSR \geq 2$) quando comparado com a curva BEM. Nessa região o escoamento está totalmente aderido à pá conforme ilustrado na Figura 27 (a). No entanto a alta rotação faz com que a velocidade que chega ao rotor seja mais baixa, aumentando o fator de indução (a), gerando menos potência. O panorama muda com a turbina em baixa rotação ($TSR \leq 1.2$), isso porque nessa região o triângulo de velocidades se modifica (diminui a rotação enquanto a velocidade do rio permanece constante), fazendo com que o ângulo de ataque aumente e o gradiente de pressão no extradorso da pá diminua, descolando o escoamento. Esse fenômeno é conhecido na aerodinâmica por “stall” (estol), está representado na 27 (b), é caracterizado pela perda de sustentação devido a separação do fluxo com o perfil. Também pode afetar a esteira devido suas características turbulentas, aumentando a produção de turbulência atrás do rotor. A adequação do y^+ com o modelo de turbulência utilizado nas simulações numéricas ajuda a prevenir que o perfil “estole” de forma antecipada.

Conforme a rotação da turbina aumenta o escoamento é modificado. A Figura 28 ilustra o comportamento da pressão à montante e jusante da turbina para a rotação de 35 RPM. A região identificada em vermelho é causada pelo bloqueio que a turbina faz no escoamento. Quanto mais rápida a rotação maior deverá ser o bloqueio e consequentemente

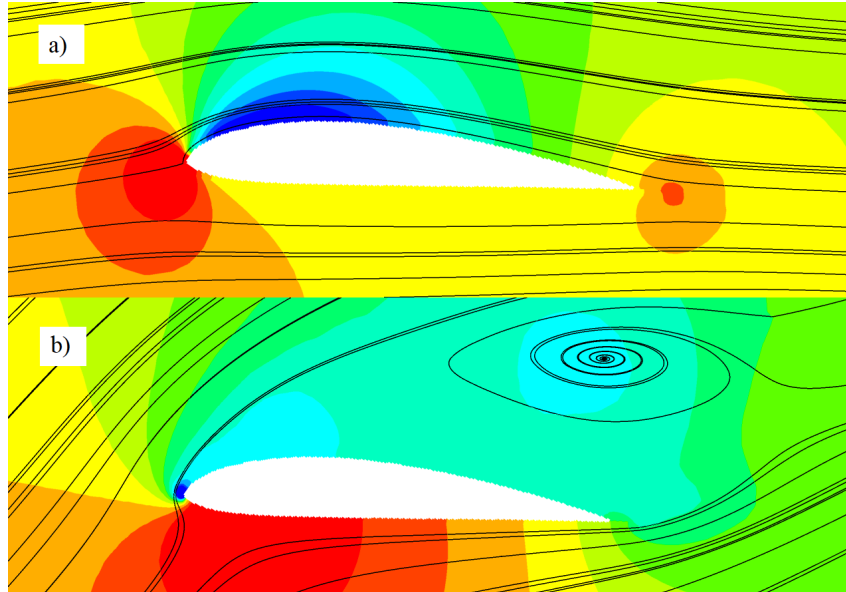


Figura 27 – escoamento próximo as pás: a) $TSR = 2.34$ b) $TSR = 0.47$

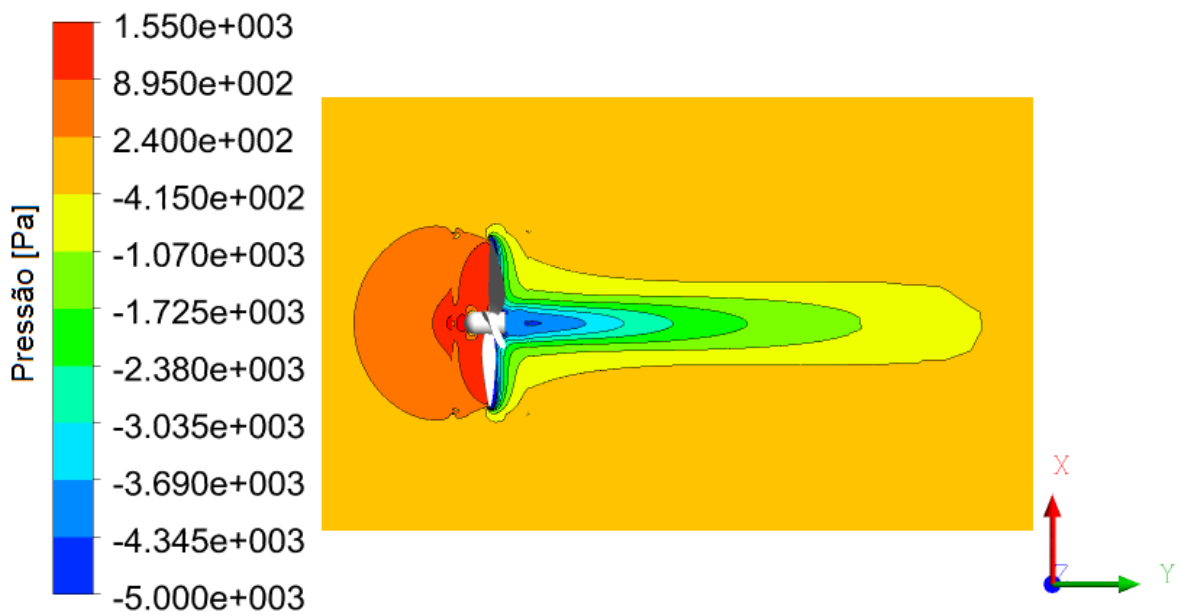


Figura 28 – Pressão ao redor do rotor.

maior a pressão. Logo após o rotor a pressão decai formando uma zona de sub-pressão. Esse aumento e queda da pressão são previstos pela teoria do disco atuador e sua variação representa o ganho de potência do rotor. A Figura 29 mostra como esse decaimento ocorre para a linha central que atravessa o rotor e evidencia a recuperação de pressão do escoamento, ocorrendo em apenas 4 diâmetros de distância da turbina, para três rotações diferentes. Percebe-se que o gráfico está em consonância com a teoria do disco atuador, pois a maior diferença de pressão foi na rotação ($TSR=1.63$) que gerou maior C_p .

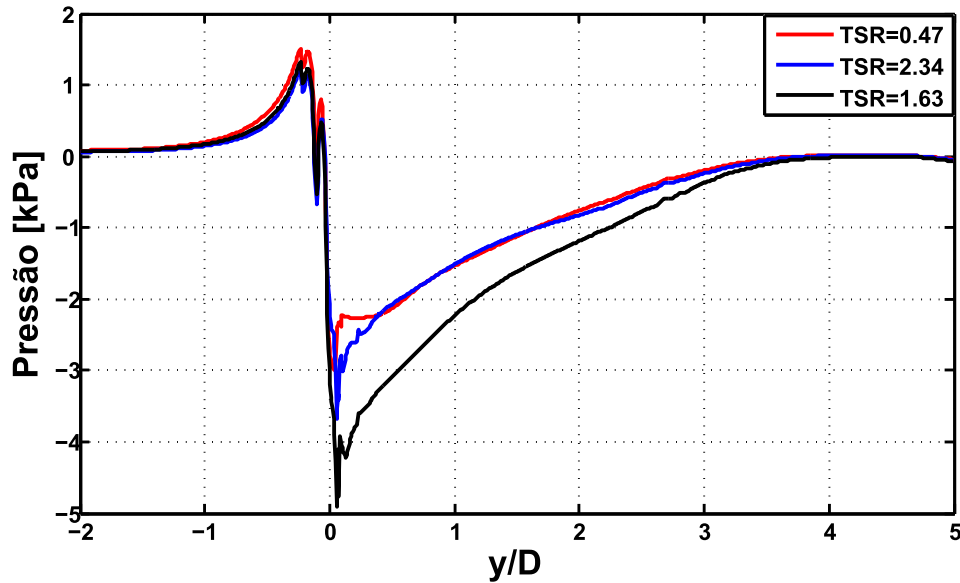


Figura 29 – Linha de pressão central da turbina em três rotações.

A metodologia de simulação mostrou resultados compatíveis com os apresentados em outros estudos (Brasil Jr. et al., 2016). O aumento do domínio e a mudança nas condições de contorno do problema não comprometeram os resultados adquiridos. O estudo do escoamento é avançado para o arranjo de dois rotores, uma vez que se sabe o comportamento de uma única turbina é mais fácil entender como funciona a interação entre duas turbinas. De um ponto de vista prático foi possível perceber pelos resultados que a turbina hidrocínética Hydro-k deverá operar entre 1.2 e 2.5 TSR, obtendo um valor médio de $C_p = 0.36$.

5.2 Duas turbinas (Arranjo linear)

O arranjo linear simula uma sequência de turbinas dispostas lado a lado com o objetivo de formar uma fazenda hidrocínética. Esse tipo de configuração tem sido abordada por outros autores observando os efeitos de bloqueio causado no escoamento pela série de máquinas (WHELAN et al., 2009; COOKE et al., 2016). Como o interesse do presente trabalho está voltado para interação entre o escoamento das turbinas, foi simulado apenas um conjunto de dois rotores e observado os efeitos no escoamento.

Primeiramente, ao analisar a pressão, não ficou evidente nenhuma alteração específica quando comparada com os resultados apresentados para uma única turbina. É possível ver na Figura 30 que o bloqueio das duas turbinas são semelhantes ao observado anteriormente para a velocidade de 35 RPM. No entanto, as linha de corrente presentes mostram uma aproximação central devido à presença dos rotores. Possivelmente o efeito de aceleração do fluxo abordado em Brasil Jr. et al. (2016) e Chawdhary et al. (2017), é

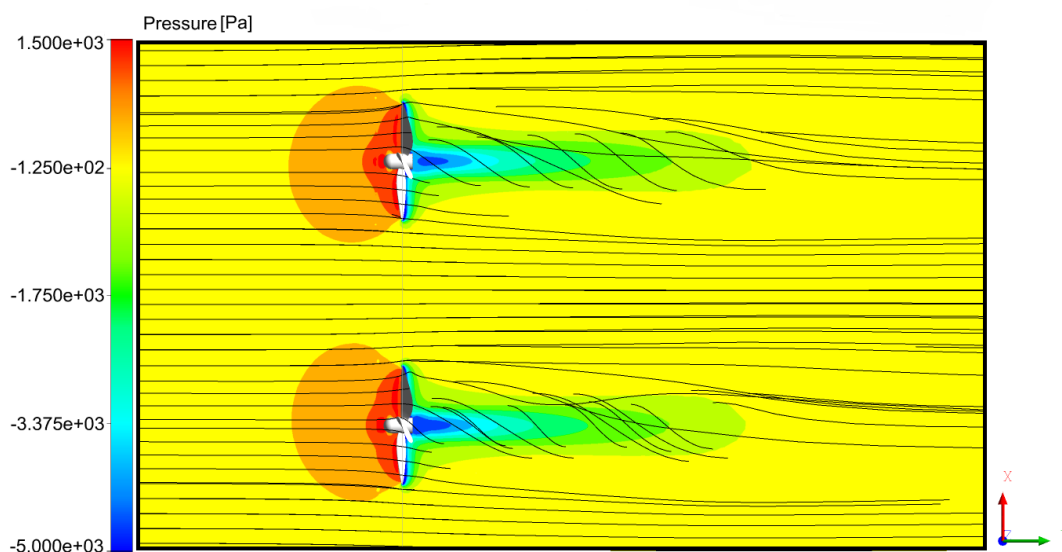


Figura 30 – Pressão e linha de corrente no arranjo linear.

resultado da aproximação das linhas de corrente dada a alta pressão na frente das turbinas hidrocínéticas. Portanto, para manter o fluxo de massa o escoamento central acelera quando os rotores estão dispostos em um arranjo linear.

As linhas de corrente induzem a investigação do campo de velocidade ao redor das turbinas. A Figura 31 ilustra como a velocidade se comporta no domínio, na qual verifica-se que os rotores causam forte perda da energia no escoamento. O contorno mostra a velocidade normalizada pelo valor inicial (2.5 m/s), no qual os valores menores e maiores que a unidade representam decréscimo e aumento de velocidade, respectivamente. Na região posterior aos rotores existe uma severa queda de velocidade (contornos verdes e azuis) demonstrando o déficit de velocidade na esteira da turbina. É possível perceber também o aumento de velocidade em três regiões adjacentes às turbinas destacadas de “laranja escuro”. As regiões onde o escoamento está mais rápido se alongam na parte central próxima aos rotores, instigando a relevância desse fenômeno.

A magnitude da velocidade é apresentada no gráfico da Figura 32 e mostra, assim como no contorno, os valores da velocidade normalizada. O gráfico exibe medidas realizadas a meio diâmetro atrás das turbinas, na região da esteira próxima. O comportamento do gráfico sugere que o aumento, conforme ilustrado no contorno anteriormente, está situado ao redor dos rotores. Para essa distância de afastamento o aumento de velocidade apresenta acréscimo entre 3% e 4% da medida original. Esse complemento não deve ser ignorado, pois a potência é diretamente proporcional ao cubo da velocidade. A queda de velocidade causada pelo rotor também pode ser observada, onde é possível ver que as pás provocam menor atraso no escoamento quando comparados com o centro da turbina (HUB).

As mudanças no escoamento nem sempre são positivas para as turbinas, pois

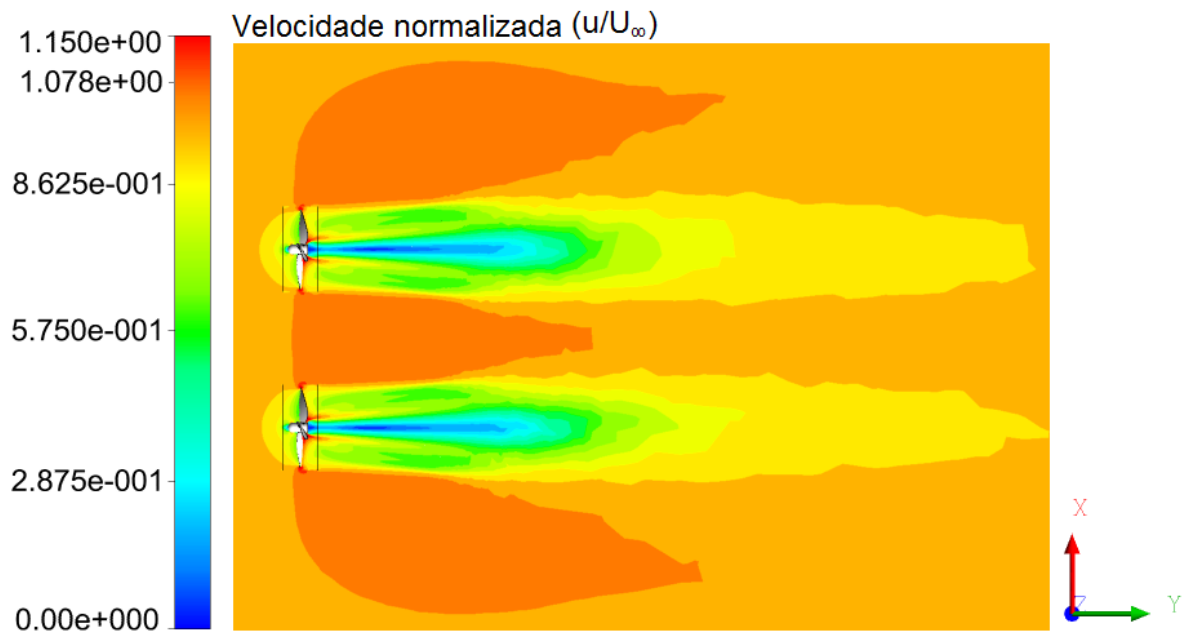


Figura 31 – Velocidade normalizada.

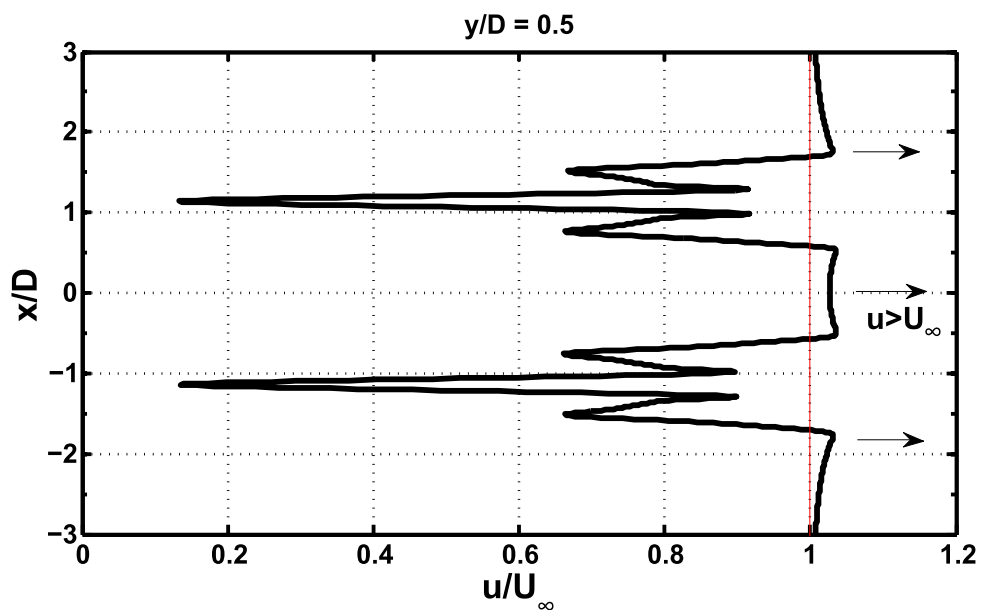


Figura 32 – Velocidade normalizada à 0.5 diâmetro do rotor.

mesmo que exista aumento na velocidade as perturbações turbulentas no escoamento podem prejudicar a eficiência dos rotores posicionados posteriormente. Avaliar a esteira é um método prático de observar as situações que uma turbina jusante pode estar exposta. No arranjo triangular, existe a preocupação de analisar o escoamento para posicionar o rotor posterior. O ajuste do posicionamento pode evitar que áreas de sombreamentos nas turbinas causem perda de potência. O projeto Hydro-K prevê que a última turbina esteja posicionada aproximadamente a dois diâmetros do centro do par anterior.

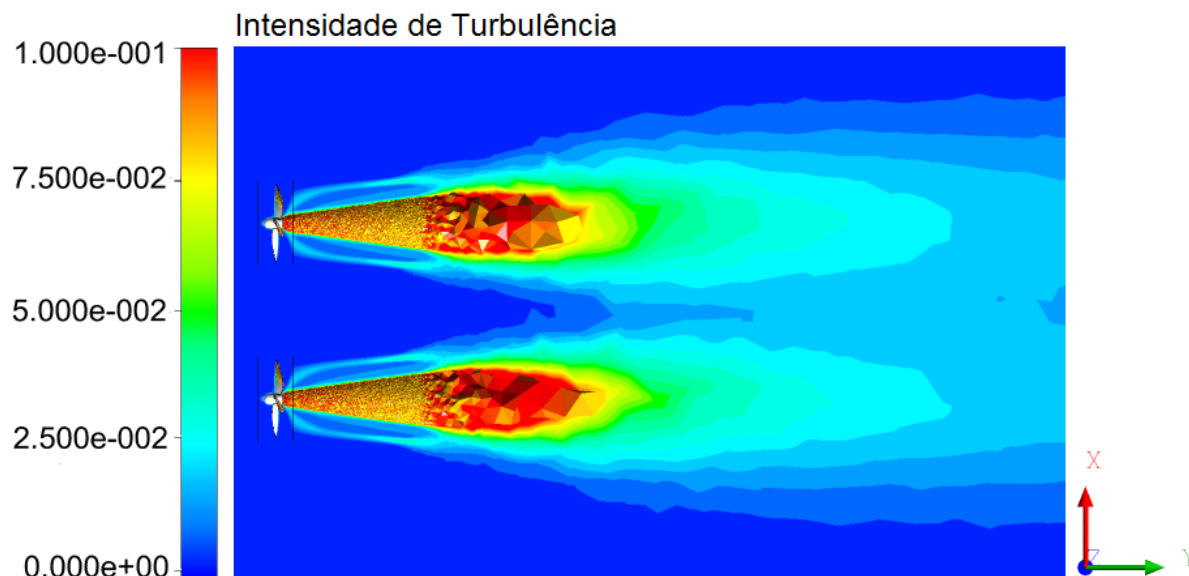


Figura 33 – Intensidade de Turbulência.

Logo é importante avaliar a intensidade de turbulência e a energia cinética de turbulência, pois, assim como pressão e velocidade, essas grandezas expressam importantes características do escoamento, principalmente na região de esteira. As estruturas turbulentas e a intensidade de turbulência são usadas como critério de análise das cargas dinâmicas em uma turbina situada na região de esteira (VEISI; MAYAM, 2017). O estudo da distribuição espacial da intensidade de turbulência pode minimizar o efeito de fadiga na máquina e otimizar o posicionamento da fazenda hidrocínética.

A Figura 33 mostra a intensidade de turbulência (IT) no escoamento, para uma variação entre 0 e 0.1. O comportamento na esteira indica que a turbulência inicia com mais vigor na parte central do rotor (cubo), sem ter expansão lateral significativa. Atrás das pás a IT é menor, mas ajuda a aumentar a área de esteira e a dissipação turbulenta no escoamento. Essa situação indica que a turbina hidrocínética a jusante experimentaria um escoamento com maior intensidade de turbulência do que as turbinas a montante. A turbulência diminui sua intensidade se expandindo lateralmente conforme se distancia do rotor.

A energia cinética de turbulência (TKE), Figura 34, mostra contornos semelhantes aos observados em Chawdhary et al. (2017) e Kang et al. (2014). A montante, os níveis de TKE são praticamente nulos direcionando a avaliação para o que acontece depois da turbina. Os primeiros planos ($y/D = 1$ e $y/D = 2$) mostram como as pás e o cubo influenciam a energia cinética de turbulência. Após dois diâmetros os níveis de TKE decaem de forma considerável ao se expandir radialmente. É possível observar que existe interação entre as esteiras a partir de $y/D = 3$, tornando o escoamento central mais turbulento, indicando a inviabilidade desta posição para instalação de outra máquina. Fica indicado que o posicionamento central deve ocorrer até dois diâmetros, pois os baixos níveis de

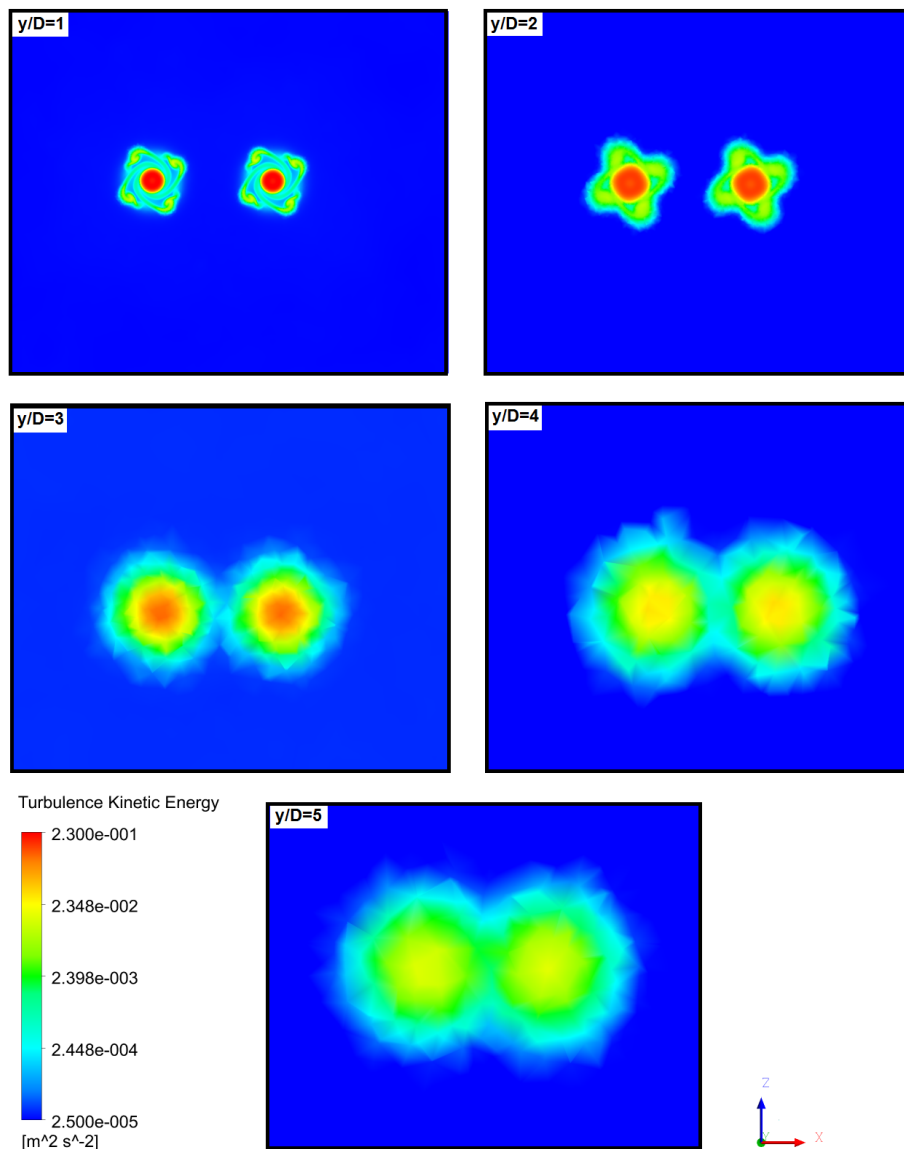


Figura 34 – Distribuição da energia cinética de turbulência.

energia cinética de turbulência tendem a causar menor fadiga nas turbinas a jusante.

Para acompanhar a esteira turbulenta, foram traçadas sete linhas perpendiculares ao escoamento como ilustrado na Figura 35. Essas linhas registram a velocidade normalizada, energia cinética de turbulência e intensidade de turbulência conforme se afastam dos rotores. No projeto Hydro-K a turbina posterior está afastada aproximadamente em dois diâmetros. Para estudar possíveis posicionamentos a análise da esteira foi realizada para até seis diâmetros a jusante das turbinas frontais.

A evolução da esteira está ilustrada nos gráficos das Figuras 36, 37 e 38. O modelo de visualização adotado para observar o comportamento das grandezas do escoamento é semelhante ao encontrado em Troldborg et al. (2010). Os gráficos apresentam no eixo das abscissas os valores das quantidades encontradas no escoamento e no eixo das ordenadas

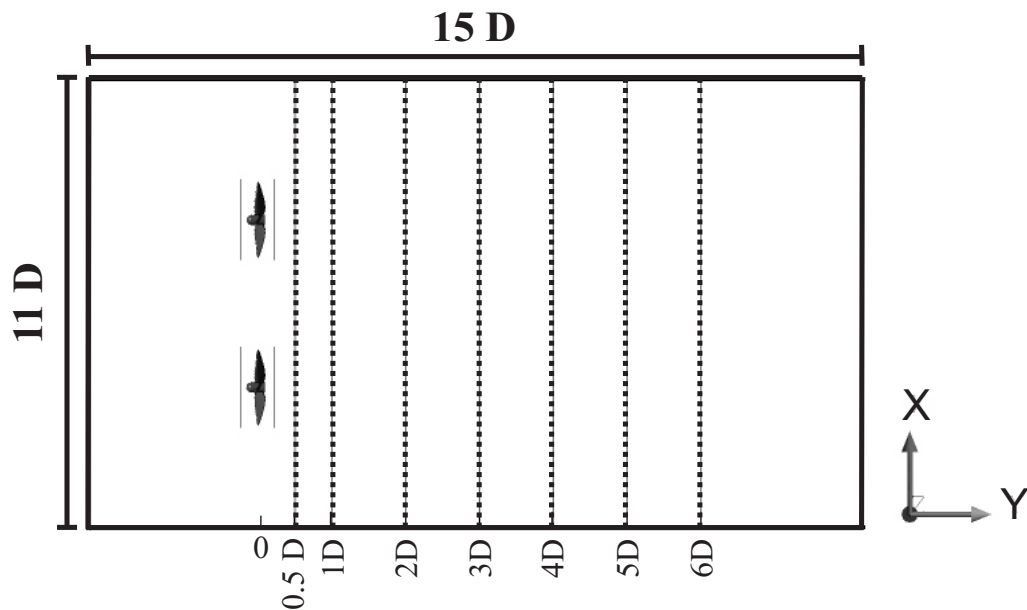


Figura 35 – Posição das linhas de tomada de velocidade, energia cinética de turbulência e intensidade de turbulência.

está representada a distância ao longo das linhas de aquisição, ilustradas pela Figura 35. A posição de cada uma das linhas é representada na parte superior dos gráficos.

A Figura 36 mostra o desenvolvimento da velocidade axial normalizada distribuída nas linhas apresentadas. Os perfis quantificam, radialmente, a variação de velocidade na esteira. Próximo ao rotor, a velocidade axial se relaciona diretamente com a perda de carga e com o campo de pressão atrás da turbina devido a mistura turbulenta (TROLDBORG et al., 2010). O déficit de velocidade é diretamente proporcional à rotação da turbina. Para o $TSR = 1.63$ utilizado, a expansão da esteira é significativa e a quebra dos vórtices de ponta de pá resultam na transição para uma esteira completamente turbulenta.

A energia cinética e intensidade de turbulência, Figuras 37 e 38 respectivamente, apresentam seus valores máximos próximos aos rotores, no entanto se dissipam ao longo do domínio por meio de estruturas menores. Essa atenuação se deve às estruturas turbulentas transferindo energia das grandes para as pequenas escalas.

Pode ser observado nos gráficos, que conforme se afastam dos rotores essas quantidades expandem lateralmente. Esse tipo de espalhamento lateral é o que pode provocar algum efeito nas turbinas a jusante, prejudicando sua eficiência. Até três diâmetros de comprimento é possível ver aumento da velocidade no canal central, sem que as quantidades turbulentas possam interferir de forma apreciável no escoamento.

Para garantir a eficiência da “Turbina 3”, é indicado que o seu posicionamento seja realizado no centro e em até dois diâmetros do par frontal de rotores. Isso porque essa região não sofre sombreamento das esteiras turbulentas e o aumento de velocidade central

ainda é perceptível.

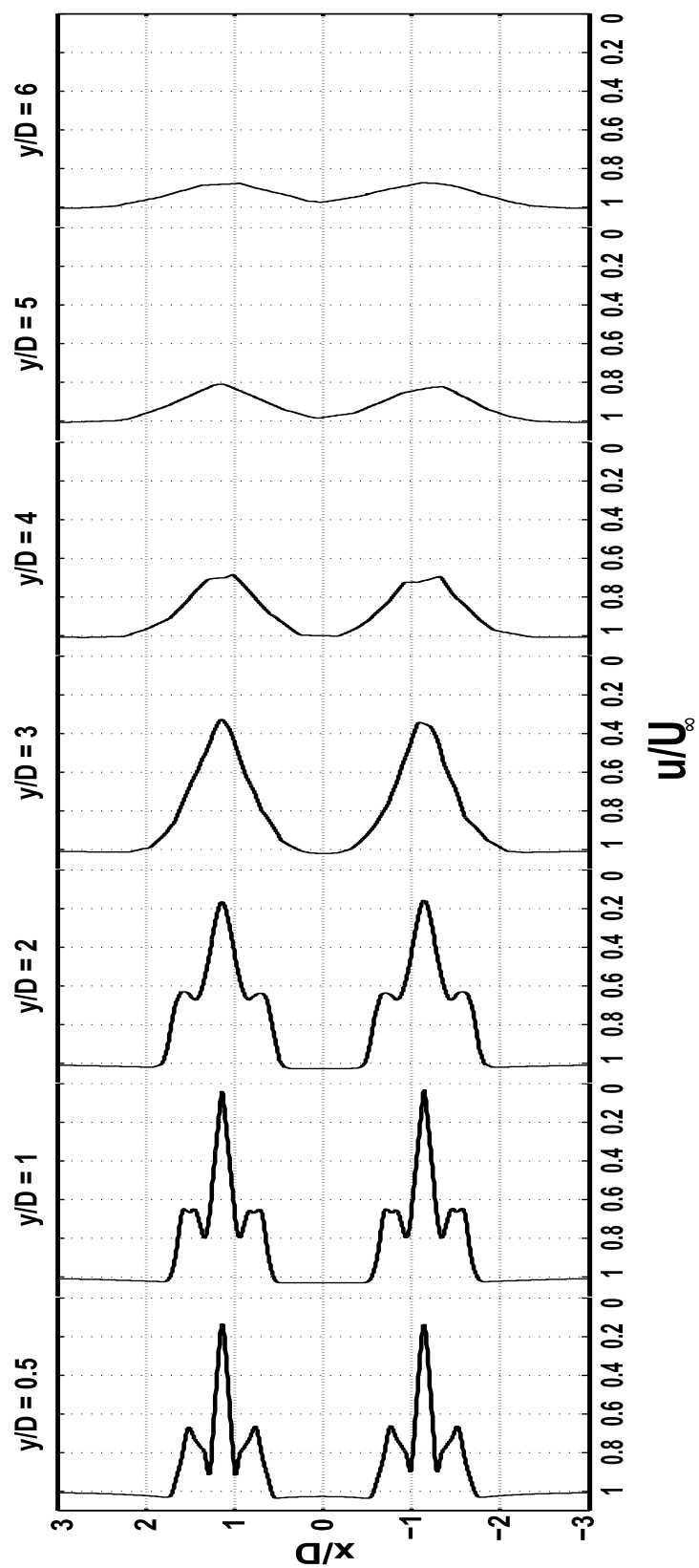


Figura 36 – Evolução da velocidade normalizada na esteira.

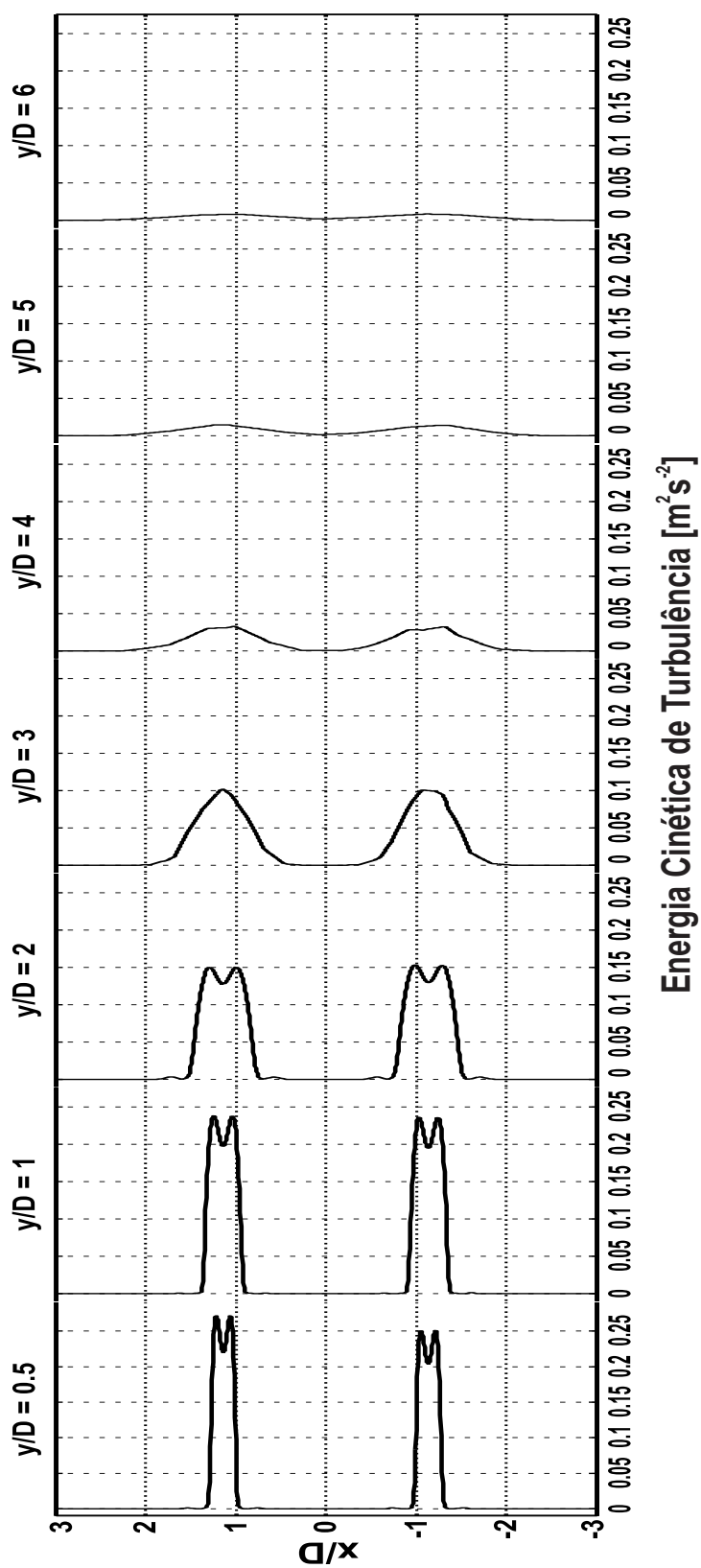


Figura 37 – Evolução da energia cinética de turbulência na esteira.

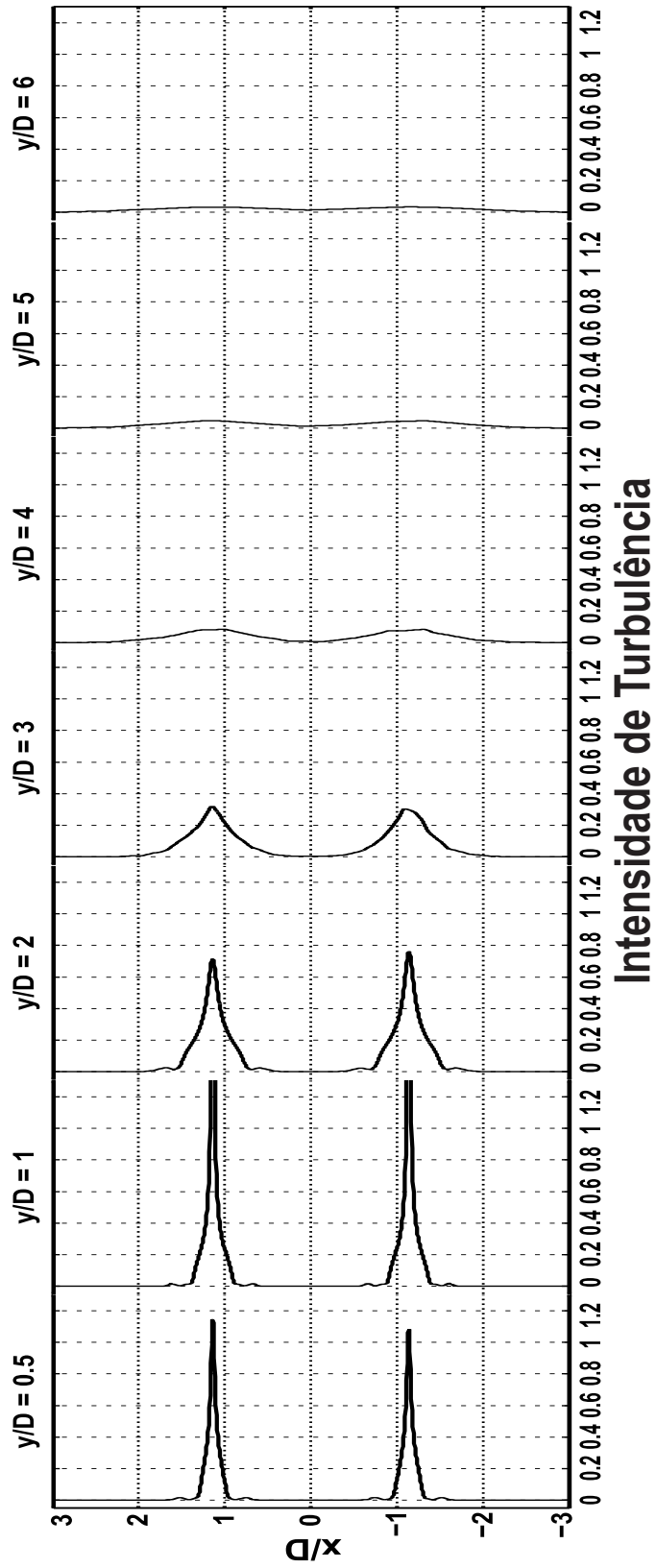


Figura 38 – Evolução da intensidade de turbulência na esteira.

5.2.1 Paridade de turbinas

O estudo do escoamento ao redor da turbina também foi analisado utilizando a investigação do sentido de rotação dos rotores. Os estudos levaram em conta três configurações de rotação da linha de turbina: rotação normal (sentido anti-horário), rotação para o centro e rotação para fora. O objetivo de mudar o sentido de rotação das turbinas é para investigar benefícios em relação a similaridade e geometria do escoamento, ajudando a eficiência da turbina posicionada a jusante. Com isso o ganho de velocidade central pode ser maior caso a interação entre o escoamento seja propício.

É essencial observar a esteira para estimar as variações encontradas nos casos de geometrias diferentes com rotações opostas. Como relatado por Veisi e Mayam (2017), estudos que apontam o aumento de energia cinética disponível quando duas turbinas em sequência rodam em sentidos opostos. Essas modificações no sentido de rotação também podem diminuir os efeitos turbulentos na terceira turbina.

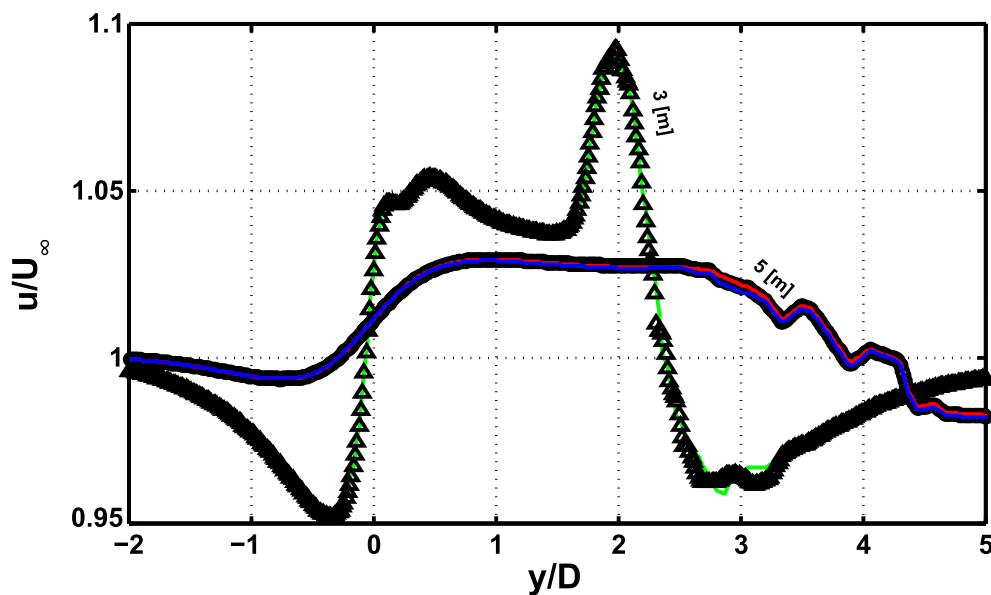


Figura 39 – Velocidade normalizada na linha central do domínio. **Turbinas separadas 5[m]:** ○ Hydro-k (rotação anti-horária) , - Rotação para o centro , - Rotação pra fora. **Turbinas separadas 3[m]:** △ Rotação para o centro, - Rotação pra fora .

A Figura 39 mostra que para a distância de 5 metros, espaço do projeto Hydro-k, a velocidade na linha central não se alterou devido ao sentido da rotação dos rotores. Nessa distância a interação entre o escoamento não se diferencia do caso inicial onde os rotores giram para o mesmo lado. O coeficiente de potência também não sofreu alterações significativas quando comparados os casos do conjunto de turbinas.

Para perceber alguma mudança, optou-se por aproximar os rotores e avaliar o comportamento do escoamento. As turbinas foram posicionadas com 3 metros de distância

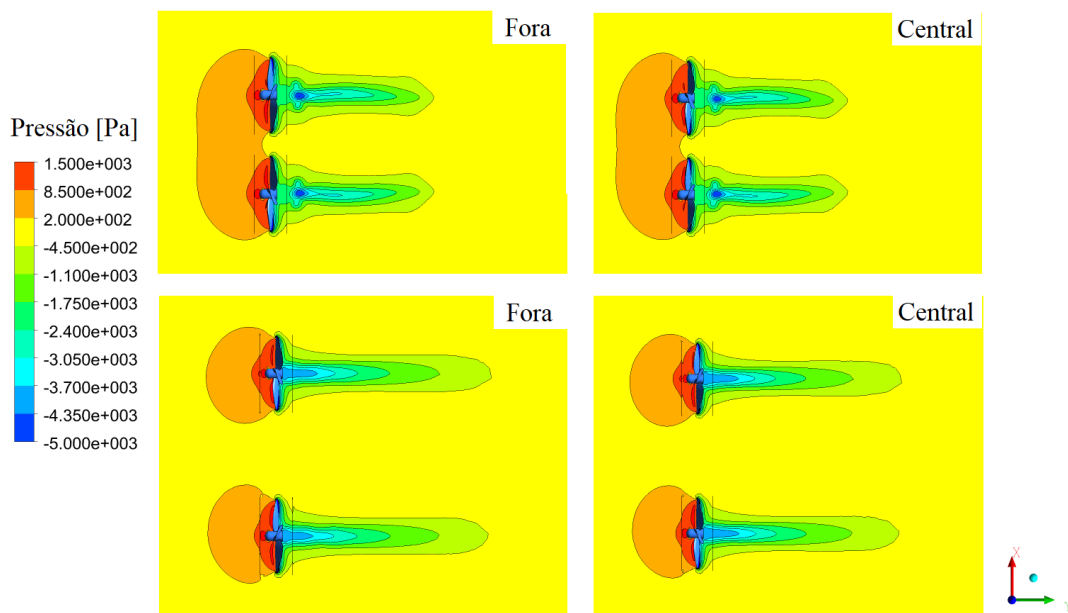


Figura 40 – Pressão para os casos de rotação central e fora.

entre seus centros, ou seja, uma distância de 0.8 metros entre as pás das turbinas. Nesse caso foi observado o aumento da velocidade axial central quando os rotores estão mais próximos, independente do sentido da rotação das turbinas. Portanto o sentido da rotação não apresentou nenhum aumento médio significativo nos diferentes casos.

Mesmo sem alterar a velocidade em diferentes sentidos de rotação, a aproximação modificou a interação do escoamento com os rotores. A Figura 40 ilustra a pressão nos casos onde os rotores giram para o centro e fora, com distancias de 3 e 5 metros. Quando afastadas $5m$, o escoamento das máquinas não interage à montante do rotor. Para distância de $3m$ a pressão à jusante das turbinas se comunicam enquanto a montante a distância da esteira diminui em relação aos casos de $5m$. Isso indica que o espaço entre as turbinas altera o escoamento, mas o sentido da rotação no arranjo hidrodinâmico não provoca mudanças significativas na avaliação da esteira média. Pelos resultados desse breve estudo, entende-se que é inviável a fabricação de outra pá diferente (espelhada), pois o gasto envolvido com os processo (novo molde e montagem) não seria justificado por nenhum benefício evidente no escoamento à jusante da primeira fileira de turbinas.

5.3 Três turbinas (Módulo hidrodinâmico)

Para maximizar a energia disponível, o posicionamento no arranjo deve ser cuidadosamente analisado. Essa otimização pode ser feita utilizando CFD (CHEN; AGARWAL, 2011; LANZAFAME et al., 2013) ou com experimentos (ZHANG et al., 2012; CHAUDHARY et al., 2017). Os resultados do módulo hidrodinâmico servem para a confirmação do que se foi apresentado para os casos anteriores e avaliação do arranjo completo. É a parte deste trabalho no qual as simulações se aproximam com maior realidade ao módulo do projeto Hydro-K. Com as simulações foi possível observar o funcionamento, a interação entre as esteiras e se existe benefício na formação triangular.

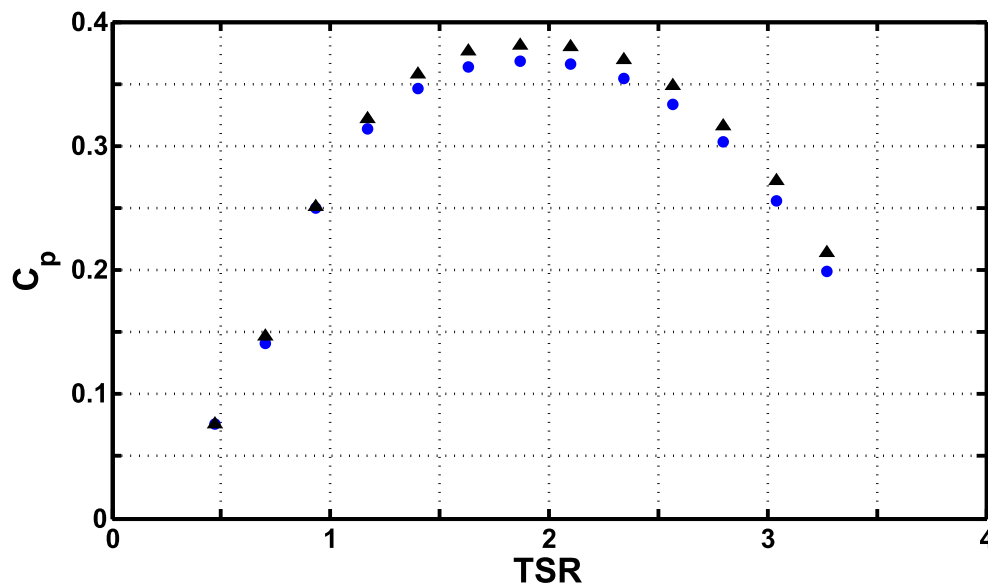


Figura 41 – Comparação $C_p \times TSR$, para o módulo hidrodinâmico. ● 1ª e 2ª turbina (anteriores); ▲ 3ª turbina (posterior)

Tabela 6 – Coeficiente de potência no ponto de operação (35RPM).

	$CP_{TSR=1.63}$
BEM (Brasil Jr. et al., 2016)	0,393876
CFX (Brasil Jr. et al., 2016)	0,38763
Uma Turbina	0,37285
Duas Turbinas	0,37139
Três Turbinas (1ª e 2ª, Anteriores)	0,36259
Três Turbinas (3ª, Posterior)	0,37738

Primeiramente foram produzidas curvas do coeficiente de potência para o caso do módulo hidrodinâmico, variando o TSR conforme feito para o caso de um único rotor. Os pontos referentes à simulação, Figura 41, comparam os coeficientes de potência das duas turbinas anteriores (Turbina 1 e Turbina 2) com a turbina posterior do arranjo. É possível

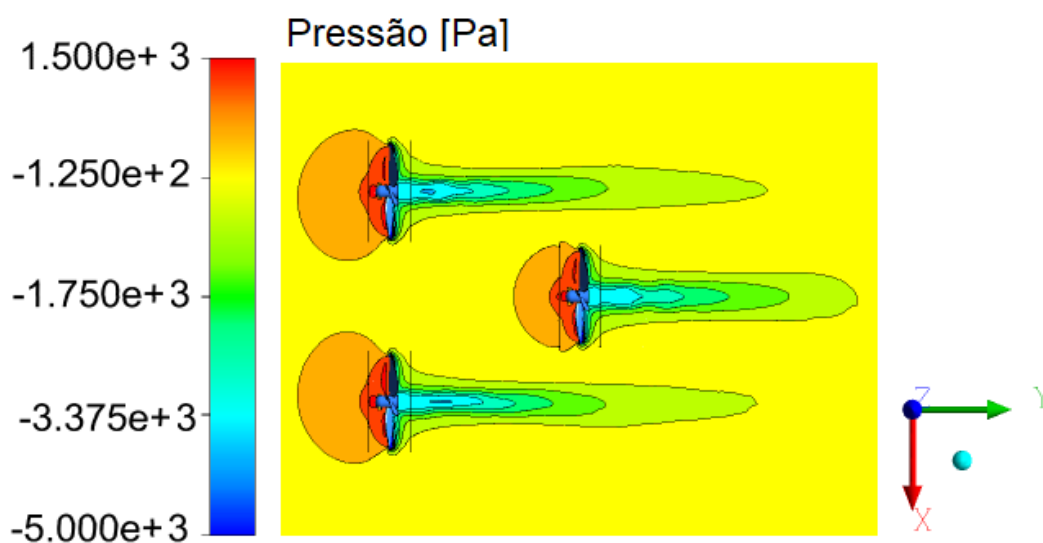


Figura 42 – Distribuição de pressão.

perceber que a 3ª turbina, posicionada a jusante, apresenta um ganho médio de 4% no ponto de operação (de 0,36259 para 0,377387, em $TSR=1.63$). Para um TSR menor que a unidade, onde predomina o estol, os três rotores obtiveram a mesma eficiência. A Tabela 6 exibe os resultados atingido pelas turbinas nas simulações realizadas no presente trabalho com os resultados apresentados em Brasil Jr. et al. (2016).

Os contornos de pressão e velocidade podem ser vistos nas Figuras 42 e 43, respectivamente. O contorno de pressão não mostra situação muito diferente dos demais casos, apresentando as mesmas características de alta pressão a montante das turbinas e baixa na parte jusante. Apesar de ser um contorno bem definido, as regiões de pressão na “Turbina 3” são menores, tanto montante como jusante, quando comparado com as outras duas máquinas. Essa situação se repete na Figura 43, onde a transição de velocidade na região da esteira é mais rápida que nos outros casos. O aumento de velocidade esperado é compatível com o observado na Figura 31 de duas turbinas linearmente dispostas. Apesar do aumento de velocidade central, na região próxima a entrada do terceiro rotor existe diminuição na velocidade. Esse fenômeno se dá, supostamente, pelo aumento de pressão causado próximo à turbina e faz com que a velocidade decresça, caracterizando o efeito Venturi citado por Chawdhary et al. (2017).

O gráfico da Figura 44 apresenta de forma quantitativa o comportamento da esteira, para a linha central do domínio, que passa pela “Turbina 3”. A terceira turbinas está posicionada a aproximadamente dois diâmetros de $y/D = 0$. O comportamento da pressão, em kPa, e da velocidade normalizada se mantiveram conforme o esperado. A Intensidade Turbulência (IT) só apresenta valores significativos na região posterior à terceira turbina, sem influencia da linha de rotores frontais. O pico de Intensidade Turbulência se deve a

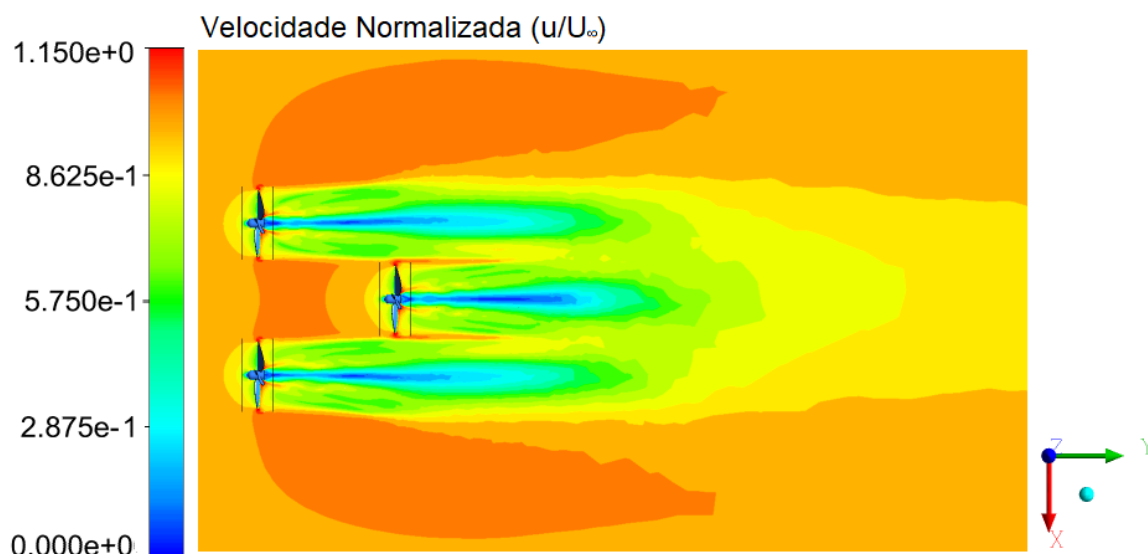


Figura 43 – Velocidade normalizada.

uma zona de estagnação, onde a velocidade é muito próxima assume valores menores que um. Esse resultado está em harmonia com o gráfico de **IT**, Figura 38, apresentado para o arranjo linear de turbinas, onde a intensidade de turbulência não se espalha lateralmente de forma acentuada por até dois diâmetros.

O contorno da Figura 45 reforça os dados apresentados no gráfico, definido que as regiões de maior intensidade de turbulência não afetam diretamente a “Turbina 3”. A recuperação da esteira, novamente, se mostrou mais rápida no caso da turbina jusante. Talavera e Shu (2017) atribuem que a melhora na recuperação da esteira se justifica pelo aumento da difusão turbulenta, indicando que a recuperação da velocidade é mais rápida em fluxos turbulentos do que no fluxo laminar. A baixa influência das turbinas frontais, sugerem que seria possível diminuir a distância da terceira turbina em relação as demais, de modo a obter um posicionamento compacto onde o aumento de velocidades fosse maior.

A visualização do escoamento na Figura 46 apresenta os vórtices característicos da zona de esteira nas turbinas axiais de eixo horizontal. Os níveis de vorticidade e o comportamento das estruturas também podem ser utilizados para caracterizar a esteira próxima e distante (SANDERSE, 2009). Os vórtices de ponta de pá são estruturas que delimitam a zona de influência entre a esteira e o escoamento externo não perturbado. Esses vórtices apresentam pequena expansão radial, favorecendo o não sombreamento da terceira turbina, e sua redução é dada pela ação da dissipação viscosa, diminuindo os níveis de rotação no escoamento (Brasil Jr. et al., 2016).

Por fim, foram observadas quantidades de pressão e força total na região das pás. A literatura mostra que turbinas em regiões de sombreamento ou sob alta turbulência tendem a receber esforços em quantidades superiores em seus rotores (TROLDBORG et

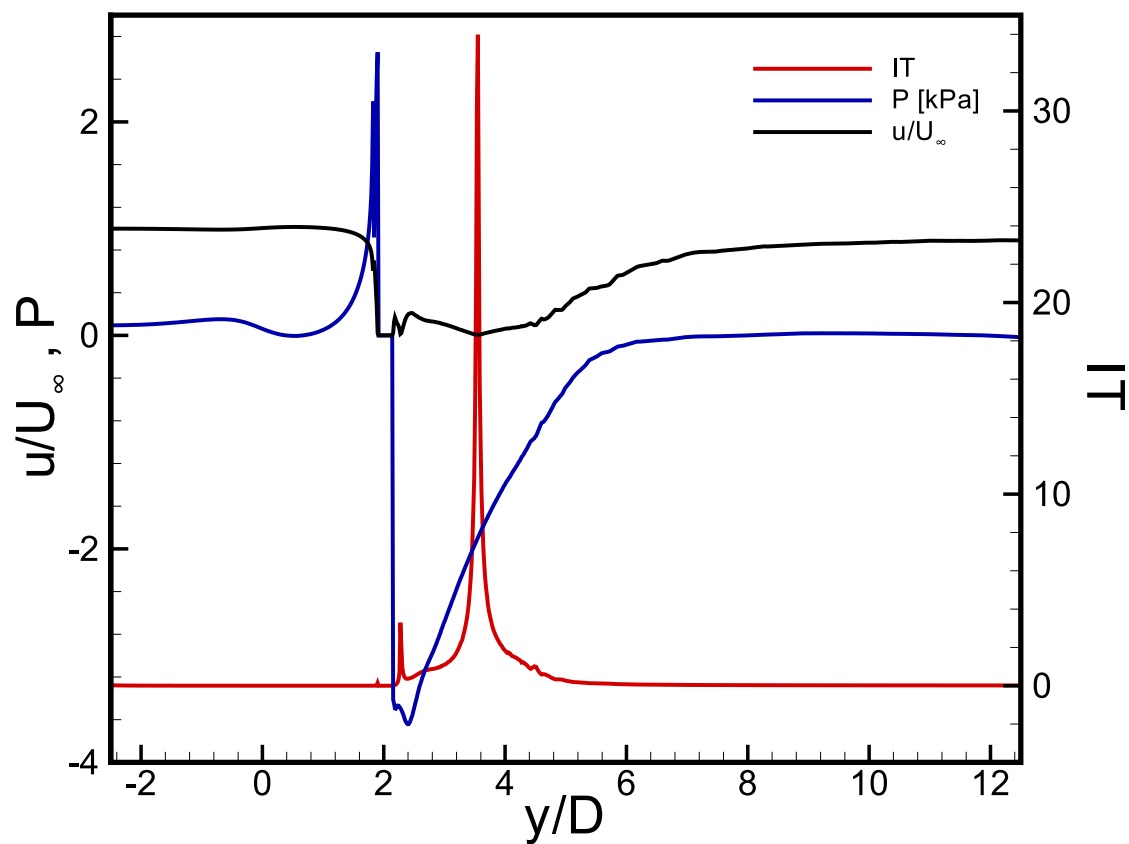


Figura 44 – Pressão [kPa], velocidade normalizada e intensidade de turbulência na linha axial central

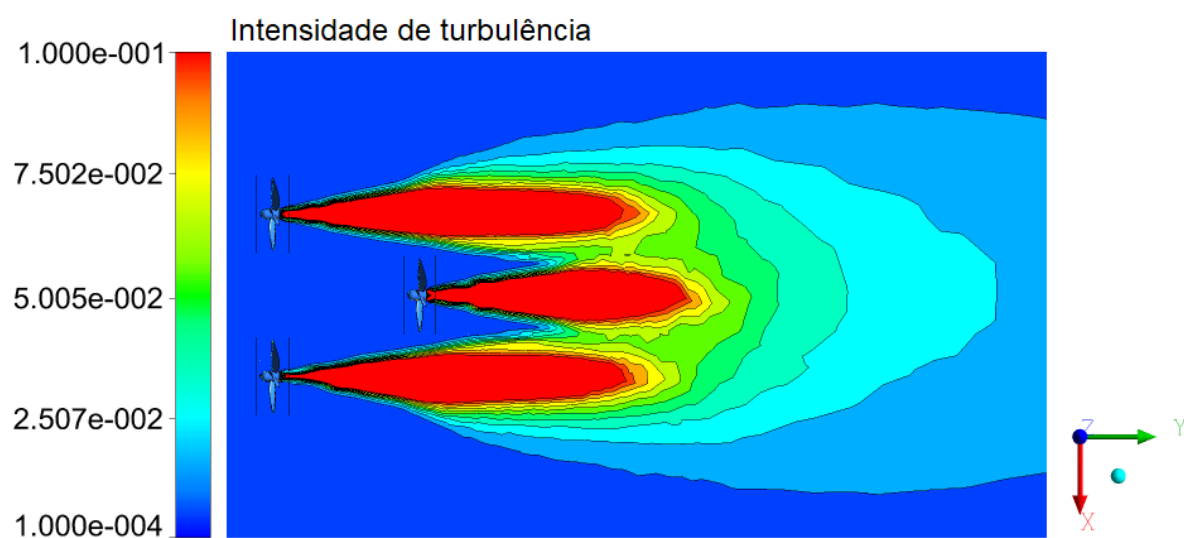


Figura 45 – Intensidade de turbulência.

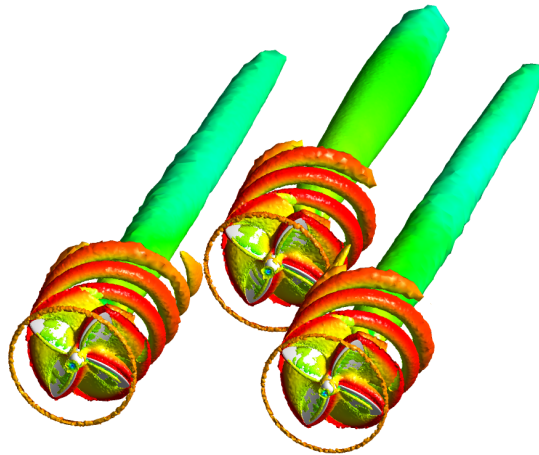


Figura 46 – Isovorticidade na esteira.

Tabela 7 – Pressão nas faces frontais da turbina

	Pressão Média [Pa]	Pressão Máxima [Pa]	Força total na pá [N]
Turbina 1	1065.65	7659.42	1717.38
Turbina 2	1074.96	7626.15	1731.65
Turbina 3	1021.58	7635.33	1646.95

al., 2010; CHURCHFIELD et al., 2012). Em virtude dessas pesquisas foi averiguado a situação do módulo hidrodinâmico e a ação das forças em cada máquina. Para realizar essa inspeção foram selecionadas regiões de interesse para mensurar as quantidades necessárias. No caso das turbinas horizontais de eixo vertical, as regiões que mais sofrem com a ação dos elevados esforços são as faces frontais das pás. Desta forma foram avaliadas as quantidades expressas na Tabela 7.

Por estar em uma região supostamente mais turbulenta e produzindo maior potência era esperado que a turbina jusante (Turbina 3) apresentasse os maiores esforços. No entanto os dados mostram que as turbinas frontais recebem maior pressão média na região das pás. A pressão máxima por sua vez se manteve nos mesmos níveis para cada uma das máquinas com diferença de apenas 1%. Como a pressão e força total na Turbina 3 são menores, mas semelhantes, ao das outras turbinas, não existe necessidade de manutenção especial para a máquina jusante.

Ao que tudo indica o arranjo apresenta surpreendentes benefícios para a terceira turbina. Primeiramente pela capacidade de produzir mais energia, como consequência do efeito da linha de turbinas anteriores, melhorando a eficiência do projeto. Diminuindo os esforços estruturais na segunda fileira e proporcionando maior vida útil aos componentes. Permitindo também de flexibilização da posição do arranjo, tornando-o mais compacto, para diminuir os custos.

6 Conclusões

O trabalho teve como finalidade estudar o conjunto de turbinas hidrocínéticas de eixo horizontal dispostas em arranjos lineares e triangulares. A primeira etapa na realização do presente estudo foi responsável pela validação da metodologia, comparando os resultados preexistentes das simulações de uma única turbina. Com a ratificação de solidez da metodologia, também foi estudado o comportamento da esteira de um rotor. Após a validação e análise de uma turbina foi investigado o arranjo linear de duas turbinas, lado a lado. O incentivo deste estudo foi observar o aumento de velocidade entre os rotores e a esteira turbulenta, encontrado na literatura. Enfim foram realizadas simulações com a disposição triangular de rotores com a finalidade entender como os fenômenos alteram a entrada do escoamento da terceira turbina.

A concepção virtual dos modelos geométricos foram baseados nas turbinas reais desenvolvidas para o projeto Hydro-K. As simulações numéricas realizadas contaram com dois domínios capazes de reproduzir a rotação da turbina e o fluxo do rio. A malha numérica foi composta por elementos tetraédricos e prismáticos, no qual os elementos prismáticos tiveram função de capturar os fenômenos de camada limite próximos a parede enquanto os tetraédricos a dinâmica do escoamento. As simulações utilizaram as equações de Navier-Stokes com a abordagem URANS (Unsteady Reynolds Average Navier-Stokes) para descrever o comportamento da parcela transiente do escoamento, particularmente na região de esteira. O modelo de turbulência utilizado foi o SST (Shear Stress Transport) devido aos bons resultados em regiões próximas e afastadas da parede.

Nos resultados para um rotor foram apresentadas e comparadas as curvas de $C_p \times TSR$ com os resultados BEM e CFX obtidos por Brasil Jr. et al. (2016). Apesar das particularidades nas condições de contorno, os resultados encontrados na comparação entre as curvas foram semelhantes indicando boa capacidade de reprodução da metodologia adotada. Foram realizadas análises quanto as consequências da velocidade de rotação na aderência do escoamento com o contorno da pá, o que aponta para um intervalo de TSR que otimize o funcionamento da turbina. Os estudos do contorno de pressão para uma turbina teve como objetivo mapear as áreas de alta e baixa pressão nesse modelo da HK-10. A observação do contorno e linha de pressão foram altamente relevantes, pois a recuperação de pressão é uma das maneiras mais simples de evidenciar a transição entre esteira próxima e distante.

A sequência de turbinas hidrocínéticas iniciaram o estudo da esteira para um conjunto de turbinas, visando a interação entre seus escoamentos que se espera em uma fazenda hidrocínética. Essa relação criada pela presença das turbinas no escoamento foi

observada nos contornos de velocidade normalizada apresentados para o caso. É mostrado que o escoamento, ao se desviar da alta pressão das turbinas, acelera nas adjacências do rotor. Isso esclarece o fenômeno do aumento de velocidade abordado em estudos prévios (Brasil Jr. et al., 2016).

O aumento de velocidade deu seguimento a um estudo de esteira, com motivo de analisar o escoamento que alimentaria as turbinas posteriores. A avaliação dos contornos de velocidade normalizada (U_{normal}), a intensidade de turbulência (IT) e a energia cinética de turbulência (TKE) mostraram qualitativamente o comportamento da esteira. Ao analisar os contornos de intensidade e energia cinética de turbulência, ficou nítido a expansão e iteração da esteira turbulenta conforme se distanciava do par de rotores. Finalmente foram utilizadas tomadas perpendiculares ao escoamento dessas grandezas para averiguar o posicionamento e expansão da esteira turbulenta. Os gráficos indicaram que a esteira de cada uma das turbinas não tem expansão lateral relevante até dois diâmetros, não fornecendo esforços adicionais significativos à turbina jusante no módulo do projeto Hydro-K. A velocidade na esteira apresentou aumento central até dois diâmetros, tornando conveniente a extração de energia até esta posição.

Com a possibilidade de aumentar essa interação entre o escoamento central, assim obtendo mais velocidade, foi realizado um estudo de paridade de rotação. Três configurações foram assumidas, no qual os rotores rotacionariam para o centro, para fora e o padrão (anti-horária). O estudo não apresentou nenhum efeito positivo quanto a rotação adotada para as turbinas. Só foi possível perceber aumento de velocidade ao se aproximar os rotores. Mesmo quando mais próximos, a rotação não influenciou na velocidade média do problema.

Finalmente as análises seguiram para o estudo do arranjo triangular de turbinas, onde foi avaliado o ganho de potência devido o aumento de velocidade. A curva de coeficiente de potência mostrou um ganho de até quatro por cento na melhor faixa de operação da máquina (1.5 a 2.5 TSR). O aumento na velocidade é responsabilizada pelo canal formado entre os rotores frontais, caracterizando um efeito Venturi (CHAWDHARY et al., 2017). A distribuição de velocidade e pressão do módulo hidrodinâmico mostram contornos ligeiramente menores para o rotor traseiro do trio. Essa melhora na recuperação da esteira pode ser atribuída a maior difusão turbulenta na esteira da terceira turbina (TALAVERA; SHU, 2017). Contrário ao pensamento inicial, ficou concluído que o posicionamento da última turbina não prejudica a eficiência, pois melhora as condições de operação da turbina e aumenta seu ganho de potência.

A discussão sobre o trio de turbinas caracteriza o estudo do escoamento esperado no projeto real. Os fenômenos observados indicam a boa probabilidade de sucesso do projeto hidrodinâmico. Fica constatado que não há necessidades de mudanças na posição do módulo hidrodinâmico, entretanto é possível flexibilizar o projeto encurtando a distância entre as turbinas posteriores. Fica evidente que o posicionamento influi diretamente no

escoamento das turbinas, esse fato projeta um estudo acerca das possíveis configurações que podem ser adotadas para otimizar o projeto.

Referências

- AINSLIE, J. F. Calculating the flowfield in the wake of wind turbines. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 27, n. 1, p. 213–224, 1988. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0167610588900372>>. Citado na página 6.
- BARTHELMIE, R. J. et al. Modelling and measurements of power losses and turbulence intensity in wind turbine wakes at middelgrunden offshore wind farm. *Wind Energ.*, John Wiley & Sons, Ltd., v. 10, n. 6, p. 517–528, nov. 2007. ISSN 1099-1824. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/we.238>>. Citado na página 7.
- BARTHELMIE, R. J. et al. Quantifying the impact of wind turbine wakes on power output at offshore wind farms. *J. Atmos. Oceanic Technol.*, American Meteorological Society, v. 27, n. 8, p. 1302–1317, fev. 2010. ISSN 0739-0572. Disponível em: <<https://doi.org/10.1175/2010JTECHA1398.1>>. Citado na página 18.
- BASTANKHAH, M.; PORTÉ-AGEL, F. A new analytical model for wind-turbine wakes. *Renewable Energy*, v. 70, p. 116–123, 2014. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148114000317>>. Citado na página 6.
- BETZ, A. Das maximum der theoretisch möglichen ausnützung des windes durch windmotoren. *Zeitschrift für das gesamte Turbinenwesen* :307–309., 1920. Citado 4 vezes nas páginas 2, 6, 13 e 15.
- BOUSSINESQ, J. Essai sur la théorie des eaux courantes. *Mémoires présentés par divers savants à l'Académie des Sciences* 23 (1): 1-680, 1877. Citado na página 24.
- Brasil Jr. et al., A. C. P. Turbina hidrocínética geração 3. Disponível em: <<http://www.aneel.gov.br/biblioteca/citenel2007/pdf/it46.pdf>>, 2007. Citado na página 2.
- Brasil Jr. et al., A. C. P. On the hydrodynamics of a row arrangement of hydrokinetic propeller turbines. *American Journal of Hydropower*, 2016. Citado 14 vezes nas páginas viii, 6, 15, 16, 17, 38, 41, 42, 44, 56, 57, 58, 61 e 62.
- BRUTTO, O. A. L. et al. Tidal farm analysis using an analytical model for the flow velocity prediction in the wake of a tidal turbine with small diameter to depth ratio. *Renewable Energy*, v. 99, p. 347–359, dez. 2016. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148116306164>>. Citado na página 9.
- Burton et al., B. T. *Wind Energy Handbook*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2001. Citado 3 vezes nas páginas viii, 11 e 14.
- CARCANGIU, C. *CFD-RANS study of horizontal axis wind turbine*. [S.l.: s.n.], 2008. Citado na página 7.
- CHAMORRO, L. P. et al. On the interaction between a turbulent open channel flow and an axial-flow turbine. Cambridge University Press, v. 716, p. 658–670,

2013. ISSN 0022-1120. Disponível em: <<https://www.cambridge.org/core/article/on-the-interaction-between-a-turbulent-open-channel-flow-and-an-axialflow-turbine/A3E31E36ACEAA4BC17E29F4B66907267>>. Citado na página 9.
- CHAMORRO, L. P.; PORTÉ-AGEL, F. A wind-tunnel investigation of wind-turbine wakes: Boundary-layer turbulence effects. *Boundary-Layer Meteorology*, v. 132, n. 1, p. 129–149, 2009. ISSN 1573-1472. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/s10546-009-9380-8>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 18.
- CHAMORRO, L. P.; PORTÉ-AGEL, F. *Turbulent Flow Inside and Above a Wind Farm: A Wind-Tunnel Study*. 2011. Citado na página 7.
- CHAWDHARY, S. et al. Wake characteristics of a triframe of axial-flow hydrokinetic turbines. *Renewable Energy*, v. 109, p. 332–345, ago. 2017. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148117302100>>. Citado 6 vezes nas páginas 9, 44, 47, 56, 57 e 62.
- CHEN, H. C.; PATEL, V. C.; JU, S. Solutions of reynolds-averaged navier-stokes equations for three-dimensional incompressible flows. *Journal of Computational Physics*, v. 88, n. 2, p. 305–336, 1990. ISSN 0021-9991. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/002199919090182Z>>. Citado na página 24.
- CHEN, X.; AGARWAL, R. *Optimal Placement of Horizontal- and Vertical-Axis Wind Turbines in a Wind Farm for Maximum Power Generation Using a Genetic Algorithm*. 2011. 2033–2039 p. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1115/ES2011-54080>>. Citado na página 56.
- CHURCHFIELD, M. J. et al. A numerical study of the effects of atmospheric and wake turbulence on wind turbine dynamics. *Journal of Turbulence*, Taylor & Francis, v. 13, p. N14, jan. 2012. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1080/14685248.2012.668191>>. Citado na página 60.
- CLEIJNE A CRESPO, S. H. G. T. S. V. J. Wake and wind farm modelling. *CEC Contract JOUR-0087-NL, MT-TNO Report 93*, 1993. Citado na página 6.
- COOKE, S. C.; WILLDEN, R. H. J.; BYRNE, B. W. The potential of cross-stream aligned sub-arrays to increase tidal turbine efficiency. *Renewable Energy*, v. 97, p. 284–292, nov. 2016. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148116304979>>. Citado 3 vezes nas páginas 5, 8 e 44.
- CRESPO, A. C.; HERNANDEZ, J. Turbulence characteristics in wind-turbine wakes. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 61, n. 1, p. 71–85, 1996. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/016761059500033X>>. Citado na página 6.
- CRESPO F MANUEL, J. H. A. Numerical modelling of wind turbine wakes. *Proceedings of European Community Wind Energy Conference*, 1990. Citado na página 6.
- CRESPO, J. H. A. Numerical modelling of the flow field in a wind turbine wake. *Proceedings of the 3rd Joint ASCE/ASME Mechanics Conference*, 1989. Citado na página 6.

- GADEN, D. L. F. *AN INVESTIGATION OF RIVER KINETIC TURBINES: PERFORMANCE ENHANCEMENTS, TURBINE MODELLING TECHNIQUES AND AN ASSESSMENT OF TURBULENCE MODELS*. Dissertação (Mestrado) — University of Manitoba, 2007. Citado na página 25.
- GLAUERT, H. Windmills and fans. *Aerodynamic theory, Dover Publications, v. 4, p. 169–360*, 1935. Citado 4 vezes nas páginas 2, 6, 15 e 17.
- GÓMEZ-ELVIRA, R. et al. Anisotropy of turbulence in wind turbine wakes. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 93, n. 10, p. 797–814, 2005. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S016761050500084X>>. Citado 2 vezes nas páginas 6 e 19.
- GWEC. *Global Wind Report - Annual Market Update 2016*. [S.l.], 2016. Citado 2 vezes nas páginas viii e 1.
- HAND D.A. SIMMS, L. F. D. J. J. C. S. S. M.; LARWOOD, S. *Unsteady Aerodynamics Experiment Phase VI: Wind Tunnel Test Configurations and Available Data Campaigns*. [S.l.], 2001. Citado na página 6.
- HANSEN, M. O. L. *Aerodynamics of Wind Turbines*. Earthscan, 2013. ISSN 9781849770408. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=GVD_HDPix6YC>. Citado 3 vezes nas páginas viii, 3 e 14.
- HERNANDEZ, A. C. J. Aerodynamic calculation of the performance of horizontal axis wind turbines and comparison with experimental results. *Wind Engineering*, 1987. Citado na página 6.
- HERNANDEZ, A. C. J. Wind turbine wakes in the atmospheric surface layer. *The PHOENICS Journal of CFD and its applications*, 1990. Citado na página 6.
- HIRSCH, C. *Numerical Computation of Internal and External Flows*. [S.l.]: JohnWiley & Sons, Ltd, 2007. Citado na página 21.
- IVANELL, S. et al. Stability analysis of the tip vortices of a wind turbine. *Wind Energy*, John Wiley & Sons, Ltd., v. 13, n. 8, p. 705–715, nov. 2010. ISSN 1099-1824. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/we.391>>. Citado na página 18.
- JIMENEZ, A. et al. Advances in large-eddy simulation of a wind turbine wake. *Journal of Physics: Conference Series*, v. 75, n. 1, p. 012041, 2007. ISSN 1742-6596. Disponível em: <<http://stacks.iop.org/1742-6596/75/i=1/a=012041>>. Citado na página 7.
- KANG, S.; YANG, X.; SOTIROPOULOS, F. On the onset of wake meandering for an axial flow turbine in a turbulent open channel flow. Cambridge University Press, v. 744, p. 376–403, 2014. ISSN 0022-1120. Disponível em: <<https://www.cambridge.org/core/article/on-the-onset-of-wake-meandering-for-an-axial-flow-turbine-in-a-turbulent-open-channel-flow/752AC20CC6D76ADBD83BE6A2B2D2F233>>. Citado 2 vezes nas páginas 9 e 47.
- KÁRMÁN, T. von. Mechanical similitude and turbulence. *Tech. Mem. NACA, no. 611*, 1931. Citado na página 29.

- KUMER, V.-M. et al. Turbulent kinetic energy estimates from profiling wind lidar measurements and their potential for wind energy applications. *Renewable Energy*, v. 99, p. 898–910, dez. 2016. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148116306103>>. Citado na página 8.
- LANZAFAME, R.; MAURO, S.; MESSINA, M. Wind turbine cfd modeling using a correlation-based transitional model. *Renewable Energy*, v. 52, p. 31–39, 2013. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0960148112006441>>. Citado na página 56.
- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, v. 3, n. 2, p. 269–289, 1974. ISSN 0045-7825. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/0045782574900292>>. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 26.
- LIGNAROLO, L. et al. Tip-vortex instability and turbulent mixing in wind-turbine wakes. Cambridge University Press, v. 781, p. 467–493, 2015. ISSN 0022-1120. Disponível em: <<https://www.cambridge.org/core/article/tipvortex-instability-and-turbulent-mixing-in-windturbine-wakes/0DAD57930F73C8158279B4064A49E9FF>>. Citado na página 19.
- MACIAS, M. M. *ESTUDO EXPERIMENTAL EM TÚNEL DE VENTO DE TURBINAS DE EIXO HORIZONTAL*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília (UnB), Mestrado em Ciências Mecânicas, Publicação ENM.DM-230 A/2016, Departamento de Engenharia Mecânica, Brasília, DF, 102p., 2016. Citado 2 vezes nas páginas viii e 4.
- MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. G.; ROGERS, A. L. *Wind Energy Explained: Theory, Design and Application*. Wiley, 2010. ISSN 9780470686287. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=roaTx_Of0vAC>. Citado na página 20.
- MEDICI, D.; ALFREDSSON, P. H. Measurements on a wind turbine wake: 3d effects and bluff body vortex shedding. *Wind Energ.*, John Wiley & Sons, Ltd., v. 9, n. 3, p. 219–236, maio 2006. ISSN 1099-1824. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/we.156>>. Citado na página 7.
- MEHTA, D. et al. Large eddy simulation of wind farm aerodynamics: A review. *Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics*, v. 133, p. 1–17, out. 2014. ISSN 0167-6105. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0167610514001391>>. Citado na página 7.
- MENTER, F. R. Zonal two equation kappa-omega turbulence models for aerodynamic flows. *NASA-TM-111629, NAS 1.15:111629, AIAA Paper 93-2906*, 1993. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 27.
- MENTER, F. R.; LANGTRY, R.; VÖLKER, S. Transition modelling for general purpose cfd codes. *Flow, Turbulence and Combustion*, v. 77, n. 1, p. 277–303, 2006. ISSN 1573-1987. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s10494-006-9047-1>>. Citado na página 7.
- MÜLLER, P. *The Equations of Oceanic Motions*. [S.l.]: Cambridge University Press, 2006. v. 2. Citado na página 23.

MO, J.-O.; LEE, Y.-H. Cfd investigation on the aerodynamic characteristics of a small-sized wind turbine of nrel phase vi operating with a stall-regulated method. *Journal of Mechanical Science and Technology*, v. 26, n. 1, p. 81–92, 2012. ISSN 1976-3824. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s12206-011-1014-7>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 36.

MYCEK, P. et al. Iterative solver approach for turbine interactions: application to wind or marine current turbine farms. *Applied Mathematical Modelling*, 2016. ISSN 0307-904X. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0307904X16304516>>. Citado na página 9.

ODEMARK, Y.; FRANSSON, J. H. M. The stability and development of tip and root vortices behind a model wind turbine. *Experiments in Fluids*, v. 54, n. 9, p. 1591, 2013. ISSN 1432-1114. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s00348-013-1591-6>>. Citado na página 19.

POTSDAM, M.; MAVRIPLIS, D. Unstructured mesh cfd aerodynamic analysis of the nrel phase vi rotor. In: *47th AIAA Aerospace Sciences Meeting including The New Horizons Forum and Aerospace Exposition*. American Institute of Aeronautics and Astronautics, 2009, (Aerospace Sciences Meetings). Disponível em: <<https://doi.org/10.2514/6.2009-1221>>. Citado na página 7.

PRANDTL, L. On fluid motion with very small friction. *Heidelberg Mathematic Congress*, 1904. Citado na página 28.

REZENDE, A. L. T. *Análise Numérica da Bolha de Separação do escoamento Turbulento sobre Placa Plana Fina Inclínada*. Tese (Doutorado) — Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, 2009. Citado na página 26.

SAGAUT, P. *Large Eddy Simulation for Incompressible Flows: An Introduction*. Springer, 2006. (Scientific Computation). ISBN 9783540263449. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=ODYiH6RNyoQC>>. Citado na página 24.

SANDERSE, B. *Aerodynamics of wind turbine wakes - literature review*. [S.l.], 2009. Citado 4 vezes nas páginas viii, 18, 20 e 58.

SANDERSE, B.; PIJL, S. P. van der; KOREN, B. Review of computational fluid dynamics for wind turbine wake aerodynamics. *Wind Energ.*, John Wiley & Sons, Ltd, v. 14, n. 7, p. 799–819, out. 2011. ISSN 1099-1824. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/we.458>>. Citado na página 7.

SHAMES, I. *Mecânica dos Fluidos – Análise de Escoamentos*. [S.l.]: Ed. Edgard Blücher Ltda., 1973. Citado na página 28.

SILVA, P. A. S. F. *ESTUDO NUMÉRICO DE TURBINAS HIDROCINÉTICAS DE EIXO HORIZONTAL*. Dissertação (Mestrado) — Universidade de Brasília, Publicação ENM.DM-217A/2014, Departamento de Engenharia Mecânica, Dissertação de Mestrado em Ciências Mecânicas, 103p., 2014. Citado na página 39.

Sorensen et al. Numerical modeling of wind turbine wakes. *Journal of Fluids Engineering*, ASME, v. 124, n. 2, p. 393–399, maio 2002. ISSN 0098-2202. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 35.

- Souza et al., J. F. A. S. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. *Revista Brasileira de Geofísica*, Publisher: Sociedade Brasileira de Geofísica, 2011. Citado 5 vezes nas páginas viii, 23, 27, 28 e 29.
- TALAVERA, M.; SHU, F. T. Experimental study of turbulence intensity influence on wind turbine performance and wake recovery in a low-speed wind tunnel. *Renewable Energy*, v. 109, p. 363–371, ago. 2017. ISSN 0960-1481. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S096014811730215X>>. Citado 3 vezes nas páginas 7, 58 e 62.
- TROLDBORG, N.; SORENSEN, J. N.; MIKKELSEN, R. Numerical simulations of wake characteristics of a wind turbine in uniform inflow. *Wind Energy*, John Wiley & Sons, Ltd., v. 13, n. 1, p. 86–99, 2010. ISSN 1099-1824. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1002/we.345>>. Citado 4 vezes nas páginas 8, 48, 49 e 60.
- VEISI, A. A.; MAYAM, M. H. S. Effects of blade rotation direction in the wake region of two in-line turbines using large eddy simulation. *Applied Energy*, v. 197, p. 375–392, jul. 2017. ISSN 0306-2619. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261917303896>>. Citado 3 vezes nas páginas 9, 47 e 54.
- VENNELL, R. O. S. S. V. Tuning turbines in a tidal channel. Cambridge University Press, v. 663, p. 253–267, 2010. ISSN 0022-1120. Disponível em: <<https://www.cambridge.org/core/article/tuning-turbines-in-a-tidal-channel/B3D9CBDEDD573C12EE87371A8DD4E44>>. Citado 2 vezes nas páginas 5 e 8.
- VERMEER, L. J.; SØRENSEN, J. N.; CRESPO, A. Wind turbine wake aerodynamics. *Progress in Aerospace Sciences*, v. 39, n. 6, p. 467–510, 2003. ISSN 0376-0421. Disponível em: <<http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0376042103000782>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 18.
- WHELAN, J. I.; GRAHAM, J. M. R.; PEIRÓ, J. A free-surface and blockage correction for tidal turbines. Cambridge University Press, Cambridge, UK, v. 624, p. 281–291, 2009. Disponível em: <<https://www.cambridge.org/core/article/a-free-surface-and-blockage-correction-for-tidal-turbines/2DD9EBC15F03B8D03B298AFEAAE375C4>>. Citado 2 vezes nas páginas 8 e 44.
- WILCOX, D. A. V. I. D. C. Reassessment of the scale-determining equation for advanced turbulence models. *AIAA Journal*, American Institute of Aeronautics and Astronautics, v. 26, n. 11, p. 1299–1310, nov. 1988. ISSN 0001-1452. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.2514/3.10041>>. Citado 2 vezes nas páginas 24 e 26.
- WILCOX, D. C. *Turbulence Modeling for CFD*. [S.l.]: DCW Industries, Inc., 1993. Citado na página 24.
- WILSON, R. . L. Applied aerodynamics and wind power machines. *PB 238595, Report No. NSF-RA-N-74- 113, NTIS, Springfield, Virginia.*, 1974. Citado na página 6.
- ZHANG, W.; MARKFORT, C. D.; PORTÉ-AGEL, F. Near-wake flow structure downwind of a wind turbine in a turbulent boundary layer. *Experiments in Fluids*, v. 52, n. 5, p. 1219–1235, 2012. ISSN 1432-1114. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1007/s00348-011-1250-8>>. Citado 2 vezes nas páginas 7 e 56.