

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO CEARÁ
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENERGIAS RENOVÁVEIS**

João de Sousa Bomfim Neto

**ANÁLISE NUMÉRICA DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL
TIPO *DARRIEUS* COM SUPORTES INCLINADOS**

Maracanaú, Ceará

2019

João de Sousa Bomfim Neto

ANÁLISE NUMÉRICA DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL TIPO
DARRIEUS COM SUPORTES INCLINADOS

Dissertação apresentada ao Programa de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará como requisito parcial para a obtenção do título de mestre em energias renováveis. Área de concentração: Energias Renováveis.

Orientador: Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos

Co-orientador: Prof. Dr. Francisco de Assis Leandro Filho

Maracanaú, Ceará

2019

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação
Instituto Federal do Ceará - IFCE
Sistema de Bibliotecas - SIBI

Ficha catalográfica elaborada pelo SIBI/IFCE, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

B695a Bomfim Neto, João de Sousa.
Análise Numérica de Turbinas Eólicas de Eixo Vertical Tipo Darrieus Com Suportes Inclinação / João de Sousa Bomfim Neto. - 2020.
95 f. : il. color.

Dissertação (Mestrado) - Instituto Federal do Ceará, Mestrado em Energias Renováveis, Campus Maracanaú, 2020.

Orientação: Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos.
Coorientação: Prof. Dr. Francisco de Assis Leandro Filho.

1. TEEV. 2. Energia Eólica. 3. CFD. 4. ANSYS. 5. FLUENT. I. Título.

CDD 620.91

JOÃO DE SOUSA BOMFIM NETO

ANÁLISE NUMÉRICA DE TURBINAS EÓLICAS DE EIXO VERTICAL TIPO DARRIEUS
COM SUPORTES INCLINADOS

Dissertação submetida à Coordenação do Curso de Pós-graduação em Energias Renováveis do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará, como requisito parcial para a obtenção do título de Mestre em Energias Renováveis, área de concentração Energias Renováveis.

Aprovada em ____ / ____ / ____.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Francisco Frederico dos Santos Matos (Orientador)
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof. Dr. Francisco de Assis Leandro Filho
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof. Dr. Francisco Nélio da Costa Freitas
Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia do Ceará - IFCE

Prof. Dr. Aurélio Wildson Teixeira de Noronha
Universidade da Integração Internacional da Lusofonia Afro-Brasileira- UNILAB

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, pelas bênçãos diárias concedidas a mim, pela família maravilhosa da qual faço parte e pelos amigos verdadeiros colocados em meu caminho. A Ele pertence toda honra e glória.

Agradeço a minha amável esposa pelo apoio, companhia, parceria e amor demonstrado e renovado dia após dia. Sou grato aos meus pais, pois sem a educação que eles me deram eu não seria o quem sou, muito menos teria iniciado este trabalho. Agradeço aos meus sogros, pois estes são como um segundo pai e uma segunda mãe pra mim. Agradeço aos doutores aos quais eu tive o prazer de ser aluno e orientando durante o programa de mestrado, estes me ajudaram de muitas maneiras, às vezes até mesmo quebrando os limites da relação acadêmica. E por último, agradeço à Fundação Cearense de Apoio ao Desenvolvimento Científico e Tecnológico (FUNCAP) pelo auxílio financeiro durante grande parte do mestrado.

Que Deus os abençoe e esteja com vocês todos os dias.

Resumo

Análise numérica de turbinas eólicas de eixo vertical tipo *Darrieus* com suportes inclinados

Em relação as turbinas eólicas de eixo horizontal (TEEH), as turbinas eólicas de eixo vertical (TEEV) emitem menos ruídos, são mais agradáveis esteticamente e se comportam melhor em regiões de turbulência, pois o direcionamento do vento não é um fator determinante para o funcionamento satisfatório deste tipo de turbina, adequando-se ao uso urbano e semi-urbano. No entanto, possuem uma partida lenta e ineficiente, necessitando quase sempre de mecanismos auxiliares no início de sua rotação. O trabalho tem como principal objetivo a otimização de uma TEEV, com foco no ganho de torque de partida advindo de suportes aerodinâmicos e inclinados. Diante disto, com o auxílio do uso de ferramentas computacionais, uma TEEV com suportes inclinados é otimizada via simulação numérica e pontos de alto e baixo desempenho durante a rotação da máquina são discutidos. Este procedimento foi realizado prezando pelo baixo dispêndio de tempo computacional e a alta qualidade de malha. Sendo assim, todas as malhas geradas são estruturadas e passaram por um extenso estudo de discretização espacial. Uma análise de extensão de domínio computacional também foi realizado. A partir destes estudos até então bidimensionais, uma malha tridimensional foi construída e validada, para só então se iniciar o processo de otimização da turbina com suportes inclinados. O ICEM CFD e o FLUENT do pacote ANSYS[®] foram utilizados para geração de malha e simulação, respectivamente. Ao final do trabalho, são registrados os ganhos de potência do modelo com suportes aerodinâmicos em relação ao modelo de suportes retangulares. Estes ganhos são visíveis em todas as faixas de rotação, com destaque para regiões próximas ao pico da curva de potência, com ganho de aproximadamente 32,23% para o coeficiente de potência (C_p). Para a menor taxa de velocidade simulada, o ganho de C_p foi de aproximadamente 241,11%. A rotação para início de geração de torque foi reduzida cerca de 37,242 RPM, com a implementação dos suportes aerodinâmicos.

Palavras-chaves: TEEV; Energia Eólica; CFD; ANSYS; FLUENT.

Abstract

Numerical analysis of vertical axis wind turbines of the Darrieus type with inclined struts

In relation to horizontal axis wind turbines (HAWT), vertical axis wind turbines (VAWT) emit less noise, are more aesthetically pleasing and behave better in turbulent regions, as the wind direction is not a determining factor for the satisfactory operation of this type of turbine, being suitable for urban and semi-urban use. However, they have a slow and inefficient start, almost always needing auxiliary mechanisms at the beginning of their rotation. The work has as main objective the optimization of a VAWT, focusing on the gain of starting torque from aerodynamic and inclined struts. Therefore, with the aid of the use of computational tools, a VAWT with inclined struts is optimized by means of numerical simulation and points of high and low performance are discussed during the rotation of the machine. This procedure was performed considering the low computational time and the high quality of the mesh. Therefore, all meshes generated are structured and have undergone an extensive study of spatial discretization. A computational domain extension analysis was also carried out. From these previous two-dimensional studies, a three-dimensional mesh was built and validated, only then to begin the process of optimizing the turbine with inclined struts. ICEM CFD and FLUENT from the ANSYS[®] package were used for meshes and simulations, respectively. At the end of the work, the power gains of the model with aerodynamic struts are registered in relation to the model of rectangular struts. These gains are visible in all speed ranges, with an emphasis on regions close to the peak of the performance curve, with a gain of approximately 32.23% for the power coefficient (C_p). For the lowest simulated speed rate, the gain of C_p was approximately 241.11%. The rotation to start the torque generation was reduced by about 37.242 RPM, with the implementation of aerodynamic struts.

Key-words: VAWT; Wind Energy; CFD; ANSYS; FLUENT

Sumário

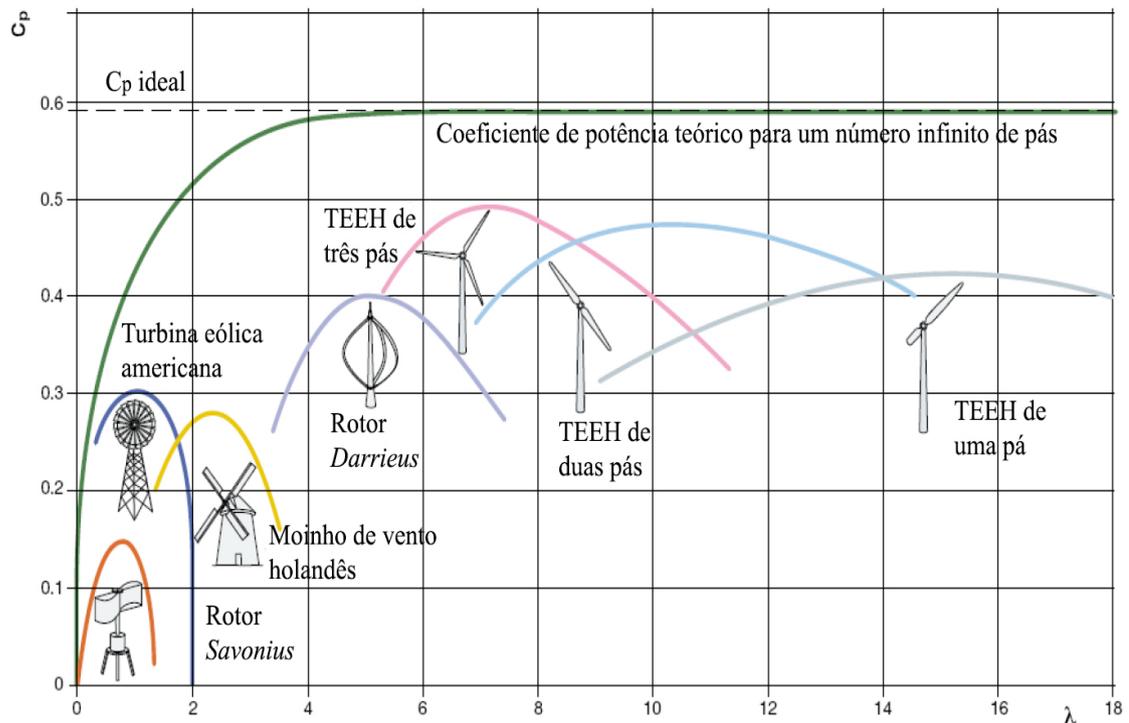
1	INTRODUÇÃO	9
1.1	Justificativa	11
1.2	Objetivos	11
1.2.1	Objetivos específicos	11
2	FUNDAMENTOS TEÓRICOS	13
2.1	Tipos de turbinas	13
2.2	Dinâmica dos Fluidos Computacional - <i>Computational Fluid Dynamics</i> (CFD)	17
2.3	Distância adimensional y^+ , subcamada limite viscosa e Lei da Parede	20
2.4	Operação de uma TEEV	21
2.5	Modelo de turbulência $k - \omega$ SST	24
2.6	Trabalhos relevantes	25
2.6.1	TEEV com suportes inclinados	25
2.6.2	TEEV com pás de perfil “J”	29
2.6.3	TEEV com pás serrilhadas	31
2.6.4	TEEV com controle de <i>pitch</i>	32
2.6.5	TEEV com suportes aerodinâmicos horizontais	36
3	METODOLOGIA COMPUTACIONAL	38
3.1	Características experimentais	38
3.2	Configurações de materiais e turbulência das simulações	40
3.3	Características gerais de malha, 2D	41
3.4	Características gerais de malha, 3D	42
3.4.1	Malha e geometria 3D	43
3.4.2	Malhas e geometria das TEEV com suportes inclinados padrões e aerodinâmicos	44
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	49
4.1	Simulações 2D	49
4.1.1	Independência espacial e temporal	50
4.1.2	Independência de domínio	52
4.1.3	Otimização de malha	54
4.1.4	Comparativo do modelo bidimensional com o experimento	60
4.2	Simulações 3D	61

4.2.1	Independência espacial do modelo de validação	61
4.2.2	Independência espacial do modelo com suportes inclinados	61
4.3	Validação do modelo tridimensional	64
4.4	Turbinas com suportes inclinados	67
4.4.1	Turbina com suportes retangulares × turbina com suportes aerodinâmicos	67
4.4.1.1	Verificação de malha	67
4.4.1.2	Comparativo	69
4.4.1.3	Análise do modelo com suportes inclinados aerodinâmicos	74
4.5	Análise de <i>pitch</i> de suportes	79
5	CONCLUSÕES	83
5.1	Trabalhos futuros	85
	REFERÊNCIAS	87
	 APÊNDICES	 93
	APÊNDICE A – OUTROS MODELOS DE TURBULÊNCIA	94
A.1	O modelo $k - \varepsilon$ padrão	94
A.2	o modelo $k - \omega$ padrão	95

1 Introdução

O mercado de geradores eólicos é dominado pelas turbinas de eixo horizontal (TEEH), o que pode ser justificado pelo alto desempenho se comparado aos demais tipos de turbinas eólicas e pela capacidade de se auto acionar (HAU; RENOUEAU, 2006). Isso, sem falar da tecnologia já bem difundida pelas TEEH's e pela grande variedade de portes que este tipo de turbina possui, desde pequenos tamanhos até grandes turbinas com pás de 60 m de comprimento. Na Figura 1 é possível ter uma noção da diferença de desempenho das turbinas de eixo horizontal para as demais. Na ilustração, têm-se o rotor *Savonius*, turbina eólica americana e o moinho de vento holandês como máquinas de arrasto e o rotor *Darrieus* e as turbinas de eixo horizontal como máquinas de sustentação. É nítido que as turbinas de sustentação são mais eficientes no alcance de rotações mais elevadas e de C_p 's (coeficiente de potência) maiores.

Figura 1 – Comparativo de eficiência de turbinas eólicas de diferentes arquiteturas.



Fonte: Adaptado de Ajayi (2012)

Embora tenham desempenho inferior, as TEEV's possuem algumas vantagens em relação às TEEH's, como a fácil manutenção, uma vez que os mecanismos de transferência de potência mecânica são instalados abaixo da área de captação de energia (HAU; RENOUEAU, 2006). Graças à essa configuração de localização dos mecanismos, também

não é necessária a instalação de uma caixa redutora ou multiplicadora de velocidades, a chamada *gearbox*, instalada na nacele das TEEH. A estrutura deste tipo de turbina é ideal para mini e micro geração devido ao seu porte e a geração em taxas de velocidades na pá, λ 's (ver seção 2), inferiores aos da faixa de operação das TEEH's e também, graças a outra vantagem, a geração de potência independente da direção do vento.

Neste trabalho, uma TEEV será analisada utilizando o método de volumes finitos (seção 2.2), de forma a obter dados que influenciam em sua eficiência. Para tal, será necessária uma validação das condições em que a turbina irá operar e isto foi feito tendo como referência os valores experimentais obtidos por túnel de vento mostrados no trabalho de [Castelli et al. \(2010\)](#). O outro modelo diz respeito à uma turbina com suportes inclinados, a qual será comparada com uma turbina otimizada idêntica, com a ressalva de que o modelo otimizado possui suportes em formato aerodinâmico. Logo, este estudo se dedica ao uso de ferramentas computacionais com o intuito de analisar e implementar ganho de desempenho às TEEV's, visando um melhor aproveitamento desta máquina, com o foco na sua maior deficiência, que é a auto partida.

Ao final do trabalho, na bibliografia, varias referências que se associam de alguma forma à esta temática são mostradas. No entanto, cinco delas foram separadas, pois estão mais próximas com a finalidade da dissertação ou servirão como direcionamento para trabalhos futuros. Adiante, os cinco trabalhos citados são brevemente introduzidos para fins de pesquisa rápida. Na seção 2.6 os mesmos trabalhos são abordados, porém de maneira mais aprofundada.

Todos os trabalhos possuem a finalidade de analisar turbinas com modificações que objetivam o aumento de desempenho das máquinas. Os trabalhos de [Douak et al. \(2017\)](#) e de [Zamani et al. \(2016\)](#) possuem um interesse maior na região de auto partida das TEEV's. O primeiro busca analisar como a máquina se comporta de acordo com o ângulo de *pitch*, ou seja, de acordo com o ângulo de ataque. Para isso, um mecanismo é instalado para realizar a modificação angular das pás do modelo. O segundo, busca implementar o aumento de torque inicial através de um corte no perfil da pá, de forma a gerar arrasto naquela região, o que é eficiente até uma certa taxa de velocidade. Por isso as turbinas de arrasto possuem faixas de operação com λ 's muito baixos.

No trabalho de [De Marco et al. \(2014\)](#), foi observado o desempenho de cada componente estrutural dos absorvedores de torque da turbina, que é de suportes inclinados. O que a diferencia fortemente da turbina a ser analisada ao final desta dissertação é a adição de um elemento a mais, que são suportes horizontais. No entanto, o trabalho apresenta alguns aspectos relevantes acerca da influência dos suportes inclinados.

Nas análises de [Wang e Zhuang \(2017\)](#), são apresentadas características interessantes a respeito do controle de produção de vórtices durante a operação da turbina. Esses turbilhões formados são indicativos de que o elementos está perdendo sua característica

aerodinâmica e perde sustentação para entrar abruptamente num estado de geração de arrasto absoluto (estol), isso é um indicativo de que, durante a alta geração destes turbilhões, a turbina está em uma faixa de desempenho pobre (ver seção 4.4.1.3).

Já no outro trabalho, também de Wang (WANG; CHONG; CHAO, 2018), um modelo inovador é apresentado. Se trata de uma turbina de pás retas com suportes horizontais e aerodinâmicos com posicionamento desencontrado em relação às pás da turbina, denominado CAWT (*Cross Axis Wind Turbine*). A proposta é interessante, no entanto, para as curvas de desempenho, as condições de testes mostram resultados para λ 's inferiores a 1 e C_p máximo menor que 0,02. Para uma aplicação realística, isto é inviável. Um detalhamento mais aprofundado destes trabalhos pode ser encontrado na seção 2.6. O objetivo da exposição das análises feitas pelos autores da Tabela ?? é de que eles possam nortear a implementação de possíveis melhorias futuras ao que foi feito nesta dissertação.

1.1 Justificativa

A principal motivação deste trabalho é encontrar uma alternativa para incrementação de torque em baixas razões de velocidade de vento para uma TEEV, que não seja o uso de um motor de partida ou mecanismos complexos que possam vir a reduzir a energia final gerada pela turbina, seja por razões inerciais, seja por razões de consumo adicional de energia, como seria o caso da instalação de um servo-motor auxiliar de partida. Outra justificativa é ainda a falta de dados e trabalhos acerca deste modelo de aerogerador, cuja modelagem matemática é um tanto complexa, se comparadas à das turbinas de eixo horizontal. Logo, este trabalho também serve de guia à outros pesquisadores que trabalhem enfaticamente com os diversos modelos de TEEV, embora o foco deste seja nos modelos de pás retas.

1.2 Objetivos

O objetivo do trabalho é montar um esquema de simulação completo para análise de TEEV, mais precisamente do tipo *Darrieus*, analisando os pontos que envolvem o processo de geração de potência através dessas máquinas, com atenção especial à aerodinâmica das pás da turbina e aos efeitos turbulentos. As simulações devem ser validadas por resultados reais de referência.

1.2.1 Objetivos específicos

Os objetivos específicos podem ser listados como:

- Montar de maneira organizada o processo de simulação para TEEV utilizando o *software* ANSYS® Fluent.
- Validar o processo de simulação mediante comparação com um experimento realizado com túnel de vento, disponibilizado no trabalho de [Castelli et al. \(2010\)](#).
- Utilizar o processo de simulação validado para simular o desempenho de uma TEEV modificada para o alcance de taxas mais elevadas de desempenho, principalmente em λ 's baixos.
- Analisar fatores importantes durante a operação da turbina, de modo a desenvolver novas maneiras de aprimorar a geometria para melhoramento contínuo da máquina. Nesse sentido, estão envolvidos a análise de deformação dos campos de pressão, velocidade e vorticidade e projeção das linhas de corrente para averiguação do comportamento do escoamento de acordo com cada modificação que a turbina sofre.

2 Fundamentos Teóricos

As turbinas eólicas de eixo vertical (TEEV) são máquinas de fluxo geradoras que utilizam da força do vento para gerar potência mecânica e/ou energia elétrica. Essa geração se dá a partir da força de arrasto e de sustentação (ver seção 2.3) em diferentes proporções, dependendo do tipo de turbina. Nas seções seguintes serão discutidos aspectos relativos aos tipos de turbinas eólicas de eixo vertical, foco deste trabalho.

2.1 Tipos de turbinas

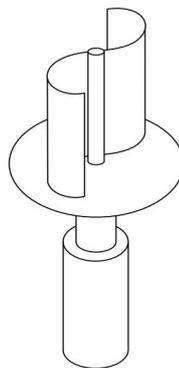
A seguir são mostradas alguns modelos de TEEV e algumas de suas particularidades:

Savonius

A turbina do tipo *Savonius* utiliza a força de arrasto proveniente do escoamento do vento como protagonista para a geração de movimento. Por isso, tem fácil arranque automático, quando submetida ao escoamento. Contudo, devido ao seu formato, é ineficiente quando submetida à ventos de maior intensidade. Este tipo de máquina foi muito utilizada em fazendas e zonas rurais na década de trinta, onde já existiam moinhos de vento. Este modelo de turbina eólica foi inventado pelo finlandês Sigurd Savonius, em 1922 (ZEMAMOU; AGGOUR; TOUMI, 2017). A turbina tipo *Savonius* é caracterizada por sua simplicidade e é mais amplamente utilizada nos dias atuais em sistemas de bombeamento de água, onde sua utilização mesmo com sua baixa eficiência é justificada (SANTOS et al., 2006). Quanto ao formato das pás deste tipo de rotor, pode-se caracterizar os seguintes:

1. Pás com perfil semicircular com fixação no eixo central

Figura 2 – Rotor *Savonius* com fixação no eixo central.

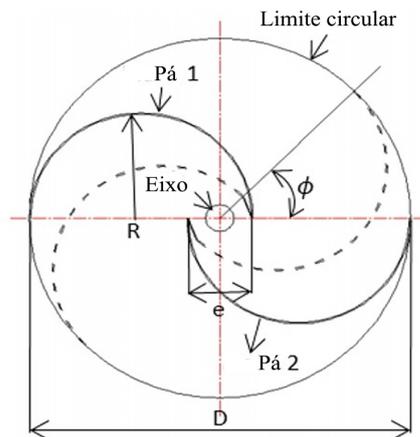


Fonte: Manwell e McGowan (2009)

Como as pás estão presas no eixo central, este modelo proporciona uma maior resistência se comparado ao modelo de pás com perfil semicircular e o perfil de pás com aletas. No entanto, este é menos eficiente (SANTOS et al., 2006).

2. Pás com perfil semicircular com passagem de ar

Figura 3 – Rotor *Savonius* com abertura entre as pás.

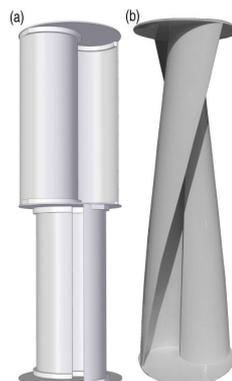


Fonte: Adaptado de Lee, Lee e Lim (2016)

Este modelo fornece um pequeno ganho de eficiência ao rotor, pois aproveita a passagem de vento entre uma pá e outra para dar um pequeno impulso, de forma a ajudar no sentido de rotação da turbina (SANTOS et al., 2006). Os perfis semicirculares apresentam uma vantagem: podem ser confeccionados com latões ou tambores de seção semelhante, com um alto índice de aproveitamento de material e possível fabricação caseira e artesanal.

Quanto ao formato das pás do rotor, a TEEV *Savonius* pode ter pás retas ou pás em formato helicoidal, podem ser de rotor único ou modulares, como é exemplificado na Figura 4.

Figura 4 – Rotor *Savonius* de a) dois estágios e b) helicoidal.



Fonte: Ricci, Vitali e Montelpare (2014)

Darrieus

As turbinas do tipo *Darrieus* utilizam predominantemente a força de sustentação do escoamento de ar, em contraposição às turbinas do tipo *Savonius*, atingindo uma maior eficiência. No entanto, este tipo de turbina é de difícil acionamento automático, necessitando se recorrer à um motor auxiliar para dar partida à turbina, encarecendo e tornando mais complexo o sistema de controle, reduzindo assim a eficiência do aproveitamento de energia (o motor é alimentado por uma fonte de energia externa) ou se fazendo um modelo híbrido entre as turbinas dos dois tipos apresentados (ver seção 2.1.4). As pás do modelo *Darrieus* são literalmente perfis aerodinâmicos, ou seja, sua seção é similar a um modelo de asa de avião. Este projeto foi patenteado por Georges Darrieus, um coordenador aeronáutico francês em 1926 (HILL et al., 2009). Os rotores *Darrieus* podem ter pás de formato parabólico, retilíneo ou helicoidal. Vale ressaltar que a modelagem matemática dinâmica deste modelo é altamente complexa, pois cada pá experimenta uma força proporcionada pelo fluxo de ar diferente, o que não acontece com as pás de uma turbina de eixo horizontal, que absorve praticamente a mesma energia durante o escoamento. Quanto aos modelos deste tipo de rotor, pode-se caracterizar os seguintes:

1. *Darrieus* parabólico (*troposkien*)

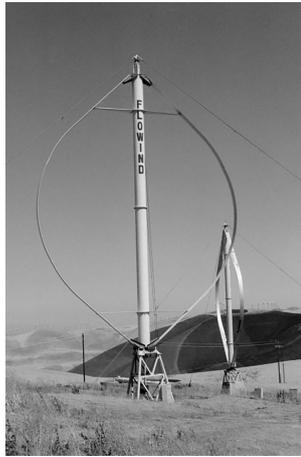
Este modelo permite que, devido a possibilidade de se fazer amarrações no topo da turbina no solo, sejam construídos modelos mais altos, captando maiores quantidades de energia do vento. As amarrações ainda podem atribuir uma maior estabilidade à turbina, necessárias principalmente em turbinas muito altas, uma vez que ao entrarem em movimento, as TEEV produzem um binário de forças, provocando fadiga ao longo dos componentes da turbina, caso não sejam tomadas medidas que atenuem este efeito (BATTISTI et al., 2018). Outra justificativa para o formato é diminuição da concentração de massa em pontos muito distantes do eixo, reduzindo a fadiga gerada pela ação centrífuga durante a rotação. Seu formato é também chamado de *troposkien*, algo que é derivado do grego e que remete à forma que lembra um “batedor de ovos” (BATTISTI et al., 2018).

2. *Darrieus* retilíneo (Rotor H)

Este modelo tem geralmente o rotor em tamanho reduzido, quando comparado ao modelo parabólico. Por isso na maioria das vezes necessita de uma pequena base ou estrutura que a eleve (comparando-o ao das TEEH), de forma a captar melhores velocidades de vento (BATTISTI et al., 2018). Este modelo é também conhecido como rotor *Darrieus* H, ou ainda Girommil. A Figura 6 ilustra o modelo.

3. *Darrieus* helicoidal

Figura 5 – Turbina *Darrieus* com pás parabólicas da companhia americana Flowind de 19 m de diâmetro e geração de potência de 170 kW.



Fonte: [Hau e Renouard \(2006\)](#)

Figura 6 – Rotor H de 35 m de diâmetro e 300 kW de potência nominal da companhia de turbina Heidelberg.



Fonte: [Hau e Renouard \(2006\)](#)

O modelo curvo apresentado na Figura 7 aproveita melhor as forças de arrasto e sustentação, comparado ao de pás retilíneas, devido a maior área de interação entre as pás e o ar. Contudo, devido ao seu formato, se torna mais caro.

4. O híbrido *Darrieus-Savonius*

A grande vantagem do modelo híbrido entre as turbinas *Savonius* e *Darrieus* é a possibilidade de ativação automática, uma vez que o grande binário de força de arrasto absorvido pelas pás da turbina *Savonius* propiciam isto. Contudo, com o acoplamento de outra turbina, suas desvantagens também interferem neste modelo, ou seja, o baixo desempenho do rotor de arrasto reduz a eficiência total do modelo híbrido em velocidades de vento mais elevadas ([SRINIVASAN et al., 2017](#)). O modelo

Figura 7 – Rotor *Darrieus* com pás helicoidais.

Fonte: [Denoon et al. \(2008\)](#)

é ilustrado na Figura 8.

Figura 8 – Rotor híbrido DS-700 da companhia Hi VAWT.



Fonte: [Hi-VAWT \(2012\)](#)

As análises deste trabalho são baseadas em métodos computacionais e matemáticos para predição do desempenhos de turbinas eólicas. Nas seções subsequentes, serão apresentados alguns dos artifícios utilizados durante o desenvolvimento deste trabalho.

2.2 Dinâmica dos Fluidos Computacional - *Computational Fluid Dynamics* (CFD)

A técnica CFD é amplamente utilizada para emular casos de escoamento no domínio do espaço tempo baseados na conservação de massa, energia e quantidade de movimento ([VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007](#)). A grande vantagem do método é

poder estimar os resultados de um processo de acordo com as características termodinâmicas resultantes, propriedades turbulentas e de campos. Os resultados são monitorados pelo usuário do método durante o processo iterativo, com escalas de tempo previamente adotadas. Basicamente este método baseia-se na criação de um domínio no espaço virtual onde o escoamento deverá acontecer e este domínio é dividido em vários elementos, chamados elementos finitos. Para cada pequeno elemento são resolvidas equações inerentes ao problema, dependendo das condições na fronteira de cada elemento e da natureza física do problema, isto é, transferência de calor, deformação no escoamento de um fluido, interação do escoamento com um objeto sólido móvel ou estático, etc.

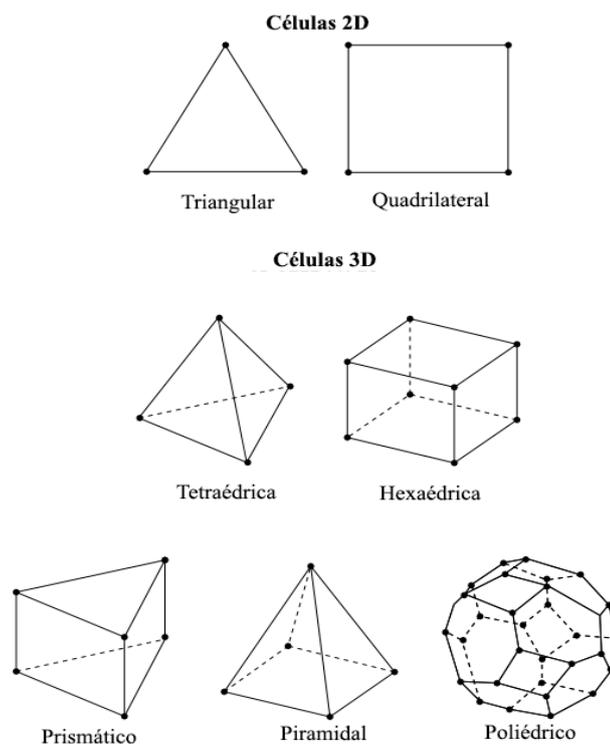
O objetivo do método é transformar as equações diferenciais parciais características em equações aproximadas algébricas. A forma como este procedimento é feito depende do método de discretização. Os mais populares são o método dos elementos finitos, método das diferenças finitas e método dos volumes finitos. Este último é o mais popular na área de fluidodinâmica computacional, devido a sua abordagem. O método dos volumes finitos tem seu processo de discretização de equações iniciado baseando-se no Teorema de Gauss, ou Teorema da Divergência, onde a quantidade divergente de um volume de controle é associada à quantidade que transpassa a superfície deste volume. O somatório, ou seja, a integração do divergente do volume deve ser igual ao somatório do fluxo através da superfície. As operações de derivação e integração são aproximadas à operações de adição e subtração em equações algébricas, que por sua vez são resolvidas de forma matricial. Esse balanço é feito para cada face do volume de controle, ou volume finito, e com isso, obtêm-se o comportamento do escoamento em cada pequena região do domínio espacial de interesse (MOUKALLED; MANGANI; DARWISH, 2016). A subdivisão do domínio em pequenos volumes finitos é o processo de discretização espacial que antevem a simulação e este processo é chamado de geração de malha, que é a junção de todos os elementos. Os elementos são conectados por nós, localizados nos vértices dos elementos (pequenos pontos na Figura 9). Dependendo da quantidade de nós por elemento, a malha possui um tipo de denominação (MALISKA, 1995):

- Tetraédrica: São elementos de quatro faces com formato piramidal. A construção de uma malha com este tipo de elemento tem por vantagem a fácil adaptação de elementos para geometrias complexas e também para o crescimento nas mais diversas proporções de uma região que necessita de um maior refino para outra região com elementos maiores. Uma malha tetraédrica também possui a vantagem de fácil criação. Como desvantagem, pode-se citar que a quantidade de elementos é enorme para uma malha equivalente hexaédrica, o que aumenta o custo computacional.
- Hexaédrica: Os elementos hexaédricos possuem formato quadrilateral em todas as faces, sendo seis faces por elemento, como o nome já diz. A adaptabilidade deste elemento é reduzida se comparada aos elementos tetraédricos, bem como o fator de

crescimento de uma região mais refinada para outra mais grosseira também ser bem mais restrita quando comparada à uma malha tetraédrica, pois a medida que o fator de crescimento aumenta, também aumenta a disparidade dos ângulos formados pelas arestas dos elementos, o que reduz a qualidade de malha e pode levar à divergência. Uma malha hexaédrica com qualidade perfeita (100 %) é aquela onde só há ângulos de 90° entre todas as arestas, ou seja, um elemento com faces perfeitamente retangulares. A medida que os ângulos divergem entre si, a qualidade de malha é reduzida. Uma vantagem a ser ressaltada é que, até mesmo pela quantidade de arestas, uma malha hexaédrica é bem menos densa que uma malha tetraédrica equivalente, o que reduz bastante o custo computacional, principalmente se tratando de simulações transientes. Devido ao seu formato, pode-se destacar que cada elemento de malha estruturada possui a mesma quantidade de vizinhos com formas regulares, o que coopera pra sua organização.

- Prismática: A malha com elementos prismáticos fica intermediária à de elementos tetraédricos e hexaédricos. Um elemento prismático é aquele cuja base é triangular porém com uma extrusão regular, possuindo assim cinco faces, duas triangulares e três retangulares. Uma malha prismática tem vantagens e desvantagens medianas às malhas citadas anteriormente.

Figura 9 – Tipos de elementos.



Fonte: Adaptado de [Ansys \(2018a\)](#)

Ainda falando sobre malhas, estas podem ser **estruturadas** ou **não-estruturadas**. De um modo geral, as malhas estruturadas possuem um padrão construtivo e regularidade na ligação dos nós, enquanto uma não-estruturada possui uma aleatoriedade de elementos. Normalmente uma malha estruturada é hexaédrica, mas, não usualmente, pode conter elementos tetraédricos e prismáticos. Uma malha não estruturada pode ser composta por qualquer tipo de elementos. As malhas hexaédricas estruturadas são separadas em blocos com uma determinada quantidade de elementos e, muitas vezes, os vértices desses blocos necessitam de realocação manual, a fim de garantir uma qualidade mais elevada. Uma vez que uma malha deste tipo é construída de forma satisfatória (qualidade de pelo menos 40-50%), apresenta enormes vantagens em relação à tetraédrica. O bloco de malha estruturada gera uma grade de elementos, que tal como uma matriz permite o **sequenciamento** de elementos, uma espécie de "batismo" para cada elemento e seus vizinhos permitindo sua identificação através de coordenadas ijk , o que facilita muito o cálculo matricial nas diversas regiões do domínio, reduzindo uso de memória e *loops* por iteração. Dependendo da geometria, a construção de uma malha estruturada pode ser bastante trabalhosa. Este tipo de malha será utilizada neste trabalho.

2.3 Distância adimensional y^+ , subcamada limite viscosa e Lei da Parede

Uma importante observação a ser feita quando se trabalha com turbinas eólicas em regime turbulento e em ambiente computacional, é a respeito da distância ortogonal à parede que compreende a **subcamada limite viscosa**, região onde a tensão cisalhante é linearmente proporcional ao gradiente de velocidade do escoamento. É recomendado que a primeira camada de elementos de malha acima da pá esteja compreendida dentro desta distância, que pode ser determinada a partir de grandezas físicas envolvidas e uma distância adimensional da parede, o y^+ .

Para determinar essa altura aproximada dos elementos, toma-se como referência o valor de y^+ aproximadamente igual à 5 ou menor, pois este valor compreende a subcamada limite viscosa (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007). A definição para a distância adimensional é:

$$y^+ = \frac{\rho u_\tau \Delta y}{\mu}, \quad (2.1)$$

conhecida por **Lei da Parede**. A velocidade de fricção é:

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}}. \quad (2.2)$$

Por sua vez, a tensão na parede é:

$$\tau_w = \frac{C_f \rho U_{pa}^2}{2}. \quad (2.3)$$

O coeficiente de fricção, C_f , e o número de Reynolds, Re_{pa} , em cada pá (ou Reynolds na corda do perfil) da turbina são, respectivamente,

$$C_f = \frac{0,0026}{Re_{pa}^{1/7}} \quad (2.4)$$

e

$$Re_{pa} = \frac{U_{pa} c}{\nu}, \quad (2.5)$$

e a velocidade na pá é relacionada ao λ e à velocidade do fluido da seguinte forma:

$$U_{pa} = U_\infty \sqrt{\lambda^2 + 1} \quad (2.6)$$

Onde U_{pa} é a velocidade relativa da pá e U_∞ é a velocidade livre do escoamento. Assim é possível determinar a altura dos elementos na camada junto à superfície da pá de uma TEEV.

2.4 Operação de uma TEEV

As turbinas eólicas de eixo vertical são máquinas acionadas por forças baseadas em sustentação e arrasto aerodinâmico. Este estudo é voltado para turbinas do tipo *Darrieus*, que são TEEVs com pás elaboradas a partir de uma extrusão de um perfil aerodinâmico, logo, têm seu funcionamento baseado na força de sustentação, assim como um aerofólio. Um esquema da distribuição de forças pode ser visto na Figura 10, que mostra as notações dos vetores de velocidade e forças que atuam na pá da turbina.

A velocidade tangencial da pá, em módulo, é dado por:

$$U_t = \omega R \quad (2.7)$$

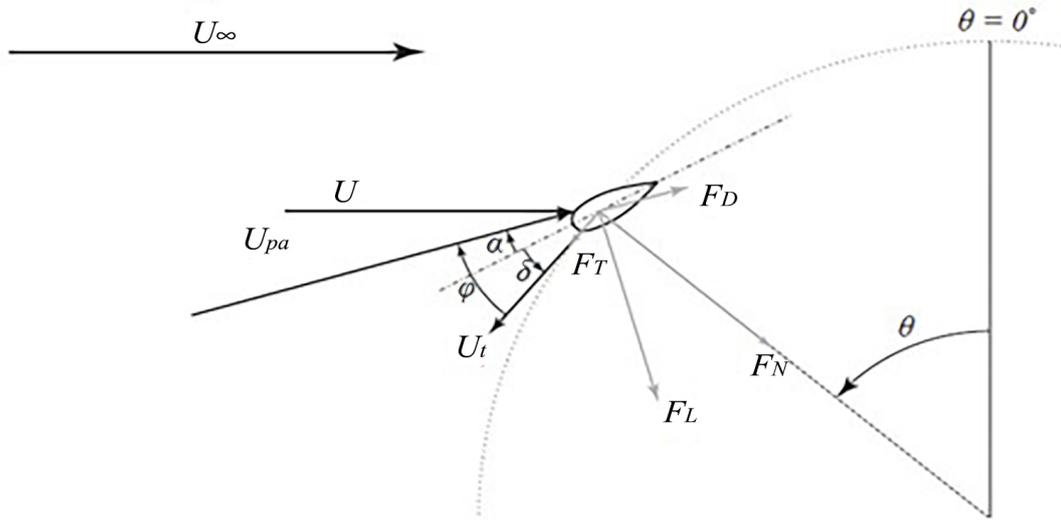
Onde ω é a velocidade angular do rotor e R é o raio do rotor. A velocidade relativa do vento U_{pa} é a soma vetorial das velocidades de fluxo na pá. O ângulo de ataque é:

$$\alpha = \varphi + \delta \quad (2.8)$$

onde φ é o ângulo do vento relativo e δ é o ângulo do passo (*pitch*) da pá. A taxa de velocidade da ponta, λ , é:

$$\lambda = \frac{\omega R}{U_\infty} = \frac{U_t}{U_\infty} \quad (2.9)$$

Figura 10 – Distribuição de forças e velocidades na pá de uma TEEV.



Fonte: Adaptado de [Dyachuk et al. \(2015\)](#)

F_L e F_D são forças de sustentação e arrasto respectivamente, e F_N e F_T são forças normais e tangenciais. Forças de sustentação e de arrasto podem ser definidas através de coeficientes de sustentação e arrasto, C_L e C_D :

$$F_{L,D} = \frac{1}{2} \rho A_{pa} |U_{pa}|^2 c_{L,D} \quad (2.10)$$

Aqui, ρ é a densidade do ar, A_{pa} é a área da pá ($A_{pa} = \int_0^H c(h) dh$), onde c é a corda do perfil e H é o comprimento da pá. C_L e C_D dependem do tipo de aerofólio (perfil aerodinâmico), do número de Reynolds e do ângulo de ataque.

As forças tangencial e normal são:

$$F_t = F_L \sin \varphi - F_D \cos \varphi \quad (2.11)$$

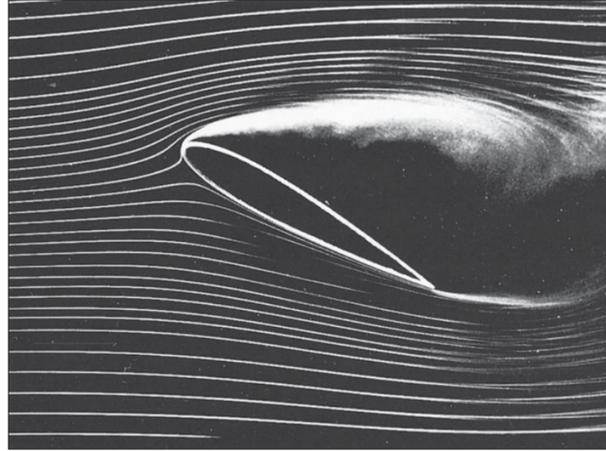
$$F_n = F_L \cos \varphi + F_D \sin \varphi \quad (2.12)$$

Se o ângulo de passo $\delta \approx 0$, então $\varphi \approx \alpha$, fazendo com que as forças acima sejam funções apenas do ângulo de ataque.

A força normal F_n fornece as principais cargas estruturais nas pás, e a força tangencial F_t é responsável por gerar o torque da turbina. Para turbinas com ângulo de ângulo de passo fixo, a magnitude das variações do ângulo de ataque aumenta com a diminuição do λ . O coeficiente de sustentação C_L aumenta conforme α aumenta, até que

ocorre a separação da camada limite e acontece o fenômeno em que o perfil aerodinâmico se transforma em um corpo rombudo, onde o arrasto passa a predominar. Esse fenômeno é conhecido como estol (*stall*). Um perfil aerodinâmico estolado é mostrado na Figura 11.

Figura 11 – Perfil aerodinâmico em estol.



Fonte: [White \(2011\)](#)

Após o início do estol, a sustentação cai e o arrasto aumenta, o que causa uma queda na força motriz de torque gerada pela F_t (Equação 2.11) e o arrasto F_D torna-se dominante para a força normal F_n (Equação 2.12). A partir daí é onde se começa a solicitar mais da estrutura da turbina. Desde que os ângulos de ataque e o relativo à velocidade do vento na pá variem continuamente durante a operação da TEEV, um ciclo aerodinâmico pode ser notado, que é caracterizado pelo comportamento de histerese dos coeficientes de sustentação e arrasto. Durante o estol, os coeficientes de sustentação e de arrasto tornam-se diferentes daqueles no fluxo estático ([DYACHUK et al., 2015](#)).

Vetorialmente, a velocidade do vento relativo U_{pa} é a soma da velocidade do vento, U_∞ , com a velocidade tangencial na ponta da pá, U_t , logo

$$\vec{U}_{pa} = \vec{U}_\infty + \vec{U}_t \quad (2.13)$$

$$\vec{U}_{pa} = \vec{U}_\infty + (-\vec{\omega} \times \vec{R}). \quad (2.14)$$

A equação (2.14) pode ser conferida pela regra da mão direita, tendo a Figura 10 como base. A grandeza vetorizada \vec{R} é igual a $R\hat{r}$ onde R é o valor do raio da turbina, e \hat{r} é um vetor unitário paralelo a linha de \vec{R} que tem sentido positivo apontando do eixo da turbina para fora dela.

O ângulo de azimute θ indica a posição angular da turbina e, em conjunto com a velocidade do vento, ou seja, o número de Reynolds, influencia diretamente no valor

de α e portanto também influencia nas forças aerodinâmicas de sustentação e arrasto. Começando por uma análise geométrica, vê-se que a velocidade tangencial líquida na pá é

$$U_{t,liq} = \omega R + U_{\infty} \cos\theta, \quad (2.15)$$

enquanto a normal é

$$U_{N,liq} = U_{\infty} \sin\theta. \quad (2.16)$$

Resolvendo a velocidade relativa como função destas duas velocidades, tem-se

$$U_{pa} = \sqrt{U_{t,liq}^2 + U_{n,liq}^2}. \quad (2.17)$$

Resolvendo a Equação (2.16), o que se segue é

$$U_{pa} = \sqrt{(\omega R)^2 + 2\omega R U_{\infty} \cos\theta + U_{\infty}^2 \cos^2\theta + U_{\infty}^2 \sin^2\theta}. \quad (2.18)$$

Dividindo e multiplicando tudo por U_{∞}^2 :

$$U_{pa} = U_{\infty} \sqrt{\lambda^2 + 2\lambda \cos\theta + 1}, \quad (2.19)$$

pois $\frac{\omega R}{U_{\infty}} = \lambda$ e $\cos\theta + \sin\theta = 1$.

O ângulo de ataque é

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{U_{n,liq}}{U_{t,liq}} \right). \quad (2.20)$$

Relacionando com as equações 2.15 e 2.16, chega-se a

$$\alpha = \tan^{-1} \left(\frac{\sin\theta}{\lambda + \cos\theta} \right). \quad (2.21)$$

Com o auxílio destas equações é possível resolver uma boa parte da física envolvida com a geração de movimento de um TEEV.

2.5 Modelo de turbulência $k - \omega$ SST

O modelo de turbulência $k - \omega$ SST (*Menter's Shear Stress Transport*) é um combinação de elementos superiores dos modelos $k - \varepsilon$ e $k - \omega$ (ver o apêndice A). Utiliza-se nesta formulação o modelo de turbulência $k - \omega$ nas proximidades e $k - \varepsilon$ na região mais afastada da parede. Para fazer a transição de um modelo para outro, uma função de

mesclagem é usada (GHASEMIAN; ASHRAFI; SEDAGHAT, 2017). Embora faça uso de dois modelos de turbulência, $k - \omega$ SST foi formulado basicamente a partir do modelo $k - \omega$ padrão, proposto por Wilcox (2006).

O modelo $k - \omega$ SST utiliza duas equações para complementar as equações RANS, baseadas na dissipação específica dos redemoinhos, ω . As equações do modelo são (MENTER, 1994):

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = P - \beta^* \rho \omega k + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_k \mu_t a u) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] \quad (2.22)$$

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \omega u_i)}{\partial x_i} = \frac{\gamma}{\nu_t a u} P - \beta \rho \omega^2 + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \sigma_\omega \mu_\tau) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + \frac{2(1 - F_1) \rho \sigma_{2\omega}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (2.23)$$

Para as equações 2.22 e 2.23 $P = \tau_{ij} \frac{\partial u_i}{\partial x_j}$, $\tau_{ij} = \mu_\tau \left(2S_{ij} - \frac{2\partial u_k}{3\partial x_k} \delta_{ij} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij}$,

$$S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right), \mu_i = \frac{\rho a_1 k}{\max(a_1 \omega_1 \Omega F_2)} \quad (\Omega = \text{Vorticidade}), \phi = F_1 \phi_1 + (1 - F_1) \phi_2,$$

$$arg_1 = \min \left[\max \left(\frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right), \frac{4\rho \sigma_{2\omega} k}{CD_{k\omega} d^2} \right], arg_2 = \max \left(2 \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega d}, \frac{500\nu}{d^2 \omega} \right), F_1 = \tanh(arg_1^4),$$

$$F_2 = \tanh(arg_2^2) \text{ e } CD_{k\omega} = \max \left(2\rho \sigma_{2\omega} \frac{1}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 10^{-20} \right).$$

As constantes são $\sigma_{k1} = 0,85$, $\sigma_{k2} = 1,00$, $\sigma_{1\omega} = 0,65$, $\sigma_{2\omega} = 0,856$, $\beta_1 = 0,075$, $\beta_2 = 0,0828$, $\beta^* = 0,09$ e $a_1 = 0,31$.

Os modelos apresentados no apêndice A também poderiam ser empregados para este tipo de problema, contudo, o $k - \omega$ SST torna-se mais adequado (entre os modelos de turbulência de duas equações) pela necessidade de cálculo preciso tanto em regiões de altos gradientes quanto em locais mais afastados das paredes. Logo, este modelo será utilizado.

2.6 Trabalhos relevantes

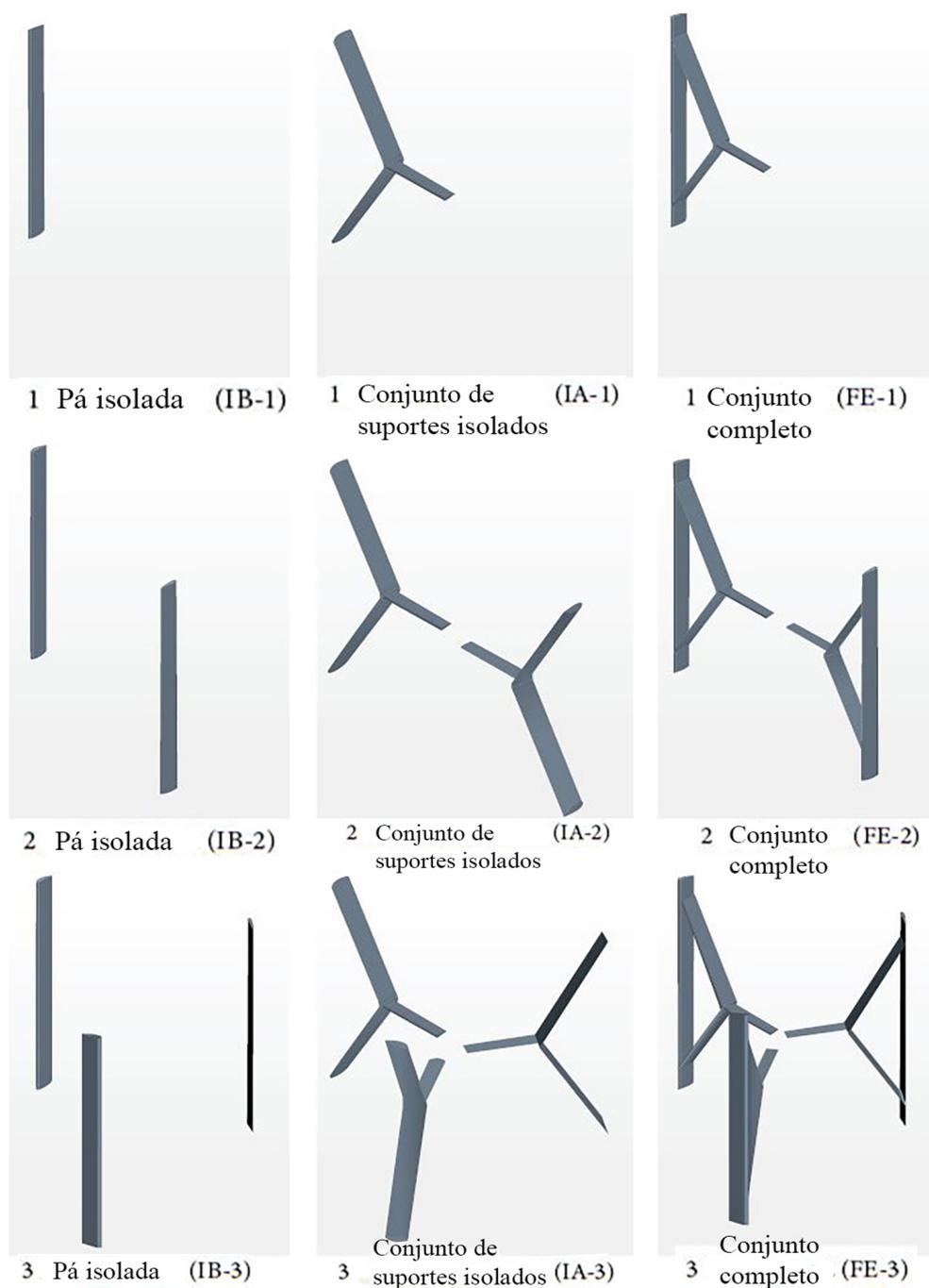
Nesta seção serão discutidos de forma mais aprofundada os trabalhos introduzidos no capítulo 1, com detalhamentos ilustrativos e de procedimentos realizados. Os títulos apresentados não são fidedignos aos dos trabalhos, apenas resumem do que se trata.

2.6.1 TEEV com suportes inclinados

O trabalho de De Marco et al. (2014) visa a análise segregada de uma turbina eólica de pás retas. Os absorvedores de torque da turbina são compostos pelas pás retas principais, dois suportes inclinados à 30° da pá principal e um suporte horizontal que liga

o restante ao *hub*, todos perfilados com geometria aerodinâmica NACA 0018. Sendo assim, no trabalho foram analisados individualmente os suportes inclinados, as pás principais e o modelo montado. Para cada uma das três análises, foram feitos levantamentos de desempenho para uma, duas e três pás, para contabilizar os efeitos do escoamento. Logo, ao total, nove análises principais foram feitas. Os estudos foram conduzidos via técnica CFD e tridimensional, devido às restrições geométricas. O estudo experimental realizado serviu apenas para fins de validação. Na Figura 12 é possível ver as geometrias testadas.

Figura 12 – Geometrias principais simuladas por De Marco et al. (2014).



Fonte: Adaptado de De Marco et al. (2014)

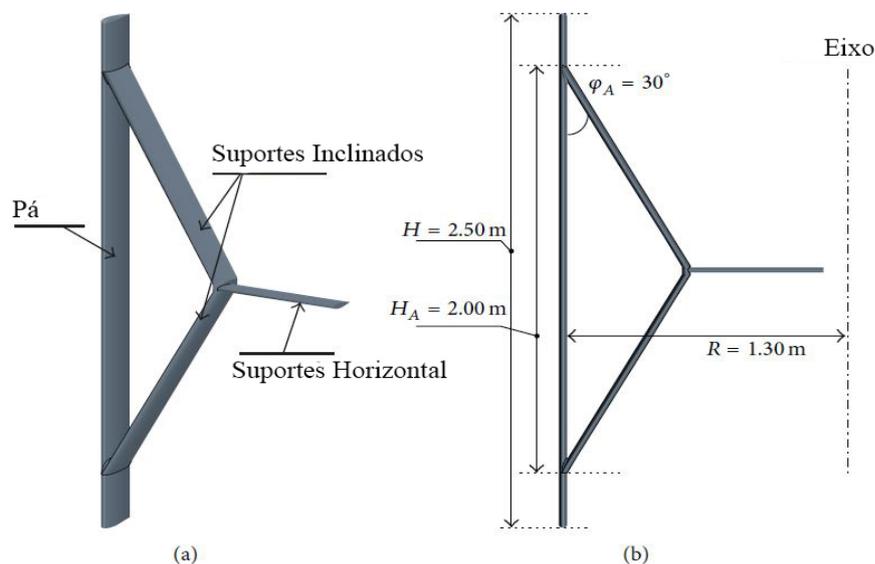
As pás principais e os suportes inclinados possuem 20 mm de corda e as pás principais possuem um ângulo de *pitch* de 5° . O suporte horizontal possui 12 mm de corda. A Figura 13 mostra o protótipo real e a Figura 14 abaixo mostra as cotas da pá e suportes da turbina.

Figura 13 – Turbina real utilizada por De Marco et al. (2014).



Fonte: Adaptado de De Marco et al. (2014)

Figura 14 – (a) Especificação e (b) cotas dos suportes e pá da turbina.

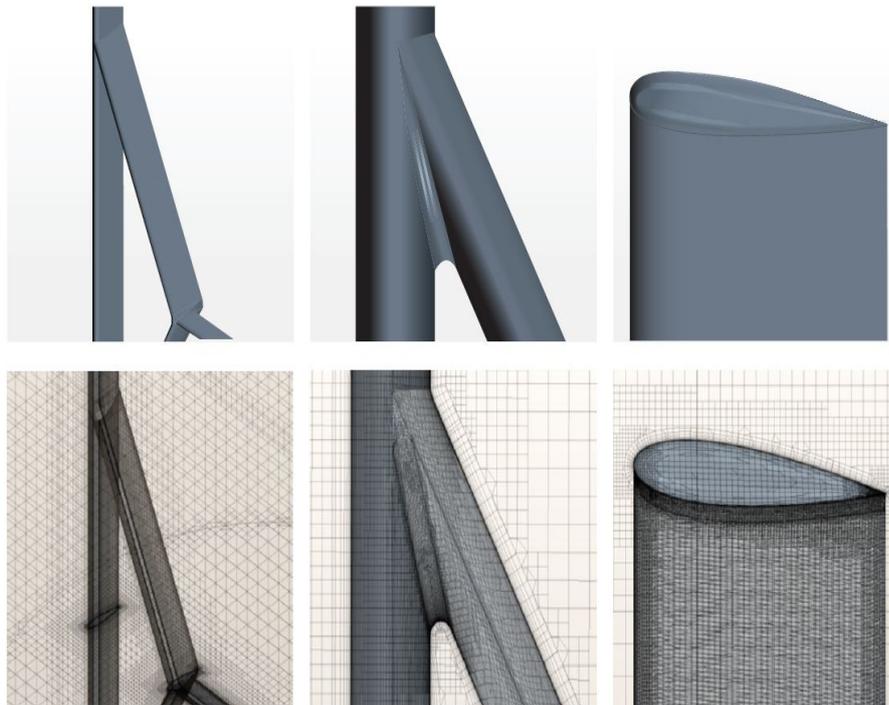


Fonte: Adaptado de De Marco et al. (2014)

Para as simulações, o software usado foi o Star-CCM+ com o uso de equações URANS e o modelo de turbulência $k - \omega$ SST. O "U", primeira letra da sigla URANS, diz respeito ao regime transiente (*Unsteady*). O domínio foi subdividido em dois subdomínios, um cilíndrico móvel rotativo (onde a turbina está localizada) interno e outro estacionário externo, como é mais corriqueiro. A malha utilizada foi do tipo não estruturada com

$y^+ \approx 1$ nas regiões próximas à parede (pás/suportes), para atender aos requisitos do modelo de turbulência, o que corresponde à aproximadamente $10 \mu m$ para o tamanho de células na direção normal às paredes. A velocidade de entrada adotada foi de 8 m/s e com intensidade de turbulência de 20%. O incremento de deslocamento azimutal para a malha móvel adotado foi de 1° para cada *time step*. Os detalhes de malha nas proximidades da pá podem ser vistos na Figura 15.

Figura 15 – Aproximação de detalhes na pá em CAD e malha gerada

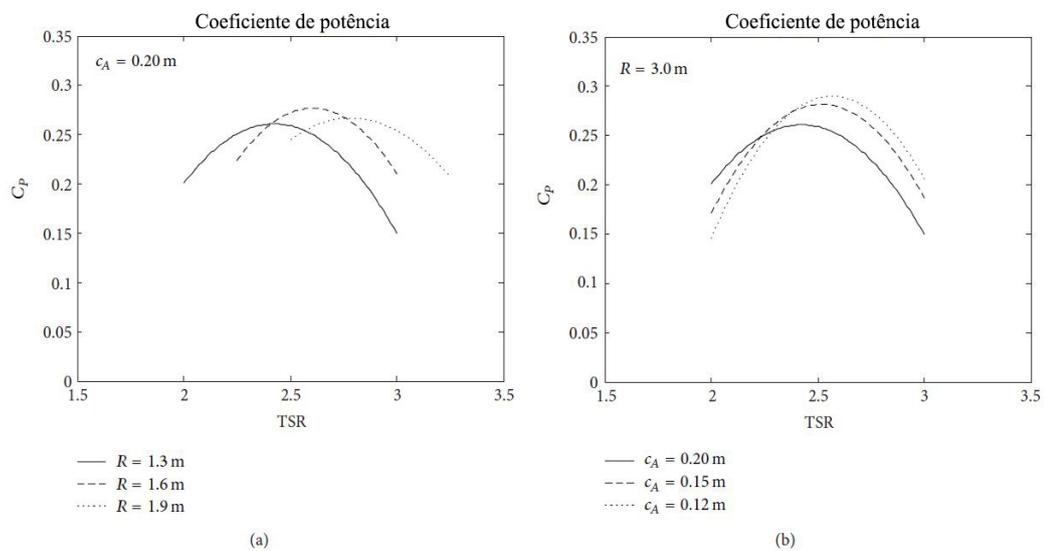


Fonte: Adaptado de [De Marco et al. \(2014\)](#)

O estudo de sensibilidade de malha compreendeu malhas de 4 à 18 milhões de elementos, variando de acordo com a geometria em questão. O modelo foi validado através da curva $C_p \times \lambda$ experimental. O artigo mostra uma extensa análise entre os modelos segregados e completo e um comparativo entre uma, duas e três pás. Nota-se que para três pás o torque médio por período tende a aumentar. Prosseguindo no trabalho, tem-se uma análise da modificação de solidez, σ , mais precisamente com a alteração do valor raio, e como esta influência no C_p da máquina. Observa-se que à medida que é aumentado o raio, o gráfico parabólico de performance da turbina é deslocado para a direita no eixo do λ . Este deslocamento também ocorre para a modificação do comprimento da corda dos suportes, mas de forma mais discreta. Para este último caso, o destaque é para o aumento do pico de C_p , que é inversamente proporcional ao comprimento da corda dos suportes. As comparações podem ser consultadas na Figura 16. A redução da corda dos perfis de suportes reduz também a taxa de bloqueio, aumentando a potência extraída pela turbina.

Alias, esta é a justificativa para que no estudo do modelo com componentes segregados, apenas as pás principais extraíam mais potencia que o modelo completo. Infelizmente, não foi realizada uma análise de outros fatores que pudessem levar a redução do bloqueio, como por exemplo o aumento do ângulo entre os suportes inclinados e a pá, o que reduz o trabalho à uma análise segregada de componentes de uma turbina. O estudo deste artigo não é focado na auto partida de turbinas de eixo vertical, mas o estudo não deixa de ser importante neste âmbito.

Figura 16 – Alterações do desempenho de acordo com (a) o raio da turbina, R , e (b) a corda dos suportes inclinados, c_A .

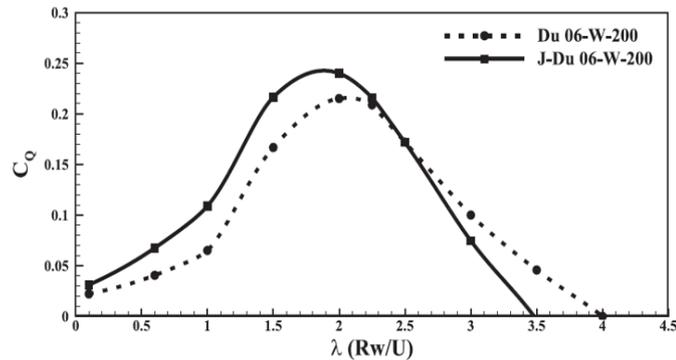


Fonte: Adaptado de [De Marco et al. \(2014\)](#)

2.6.2 TEEV com pás de perfil “J”

No trabalho de [Zamani et al. \(2016\)](#), são brevemente referenciados alguns tipos de aerofólios e a performance obtida em relação à auto partida de TEEV's com pás retas. O autor, para conduzir suas análises, utiliza como base o perfil DU 06-W-200, um perfil especial assimétrico e semelhante ao NACA 0018. O trabalho foi conduzido utilizando o software OpenFOAM, que é livre e de código aberto. A análise feita consiste em comparar um modelo bidimensional de pás com perfil padrão com outro modelo de pás com o perfil seccionado, de modo que o arrasto seja ativo em proporções maiores no que diz respeito à geração de torque. Para uma quantidade de valores iniciais de λ , nota-se que há de fato uma melhoria no desempenho do modelo modificado como mostra a Figura 17. O chamado de J-DU 06-W-200 apresenta um aumento de desempenho na região à esquerda do pico de C_p , contudo, o perde para faixas rotações mais altas, a partir de $\lambda = 2,5$, o que desfavorece o uso deste tipo de máquina em regiões onde se é possível obter rotações mais elevadas.

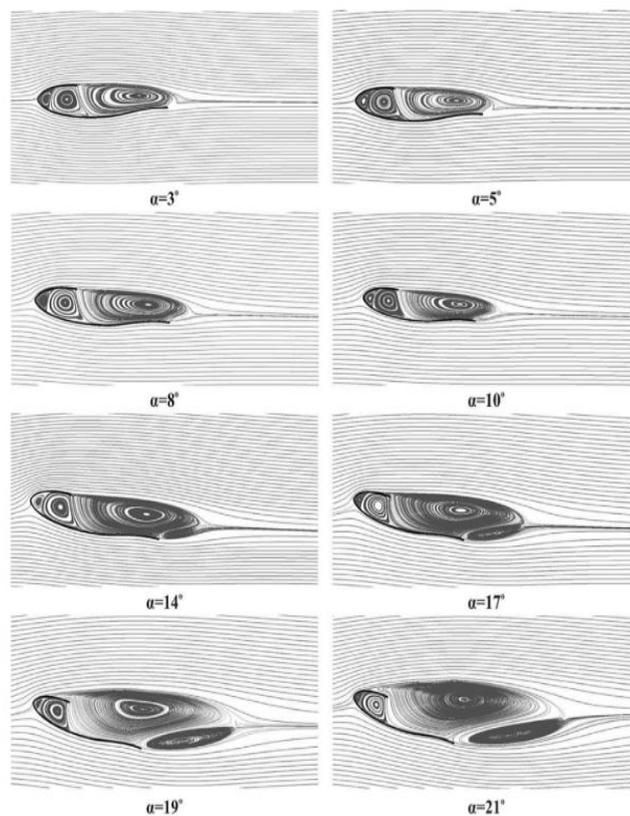
Figura 17 – Comparativo de desempenho entre os perfis original e modificado por Zamani et al.



Fonte: Adaptado de [Zamani et al. \(2016\)](#)

A taxa de vorticidade também é significativamente aumentada nas proximidades do corte no perfil, o que torna o escoamento mais complexo nesta região e possivelmente contribui para uma maior discrepância da realidade, já que o modelo proposto passou apenas por testes numéricos. O formato de seção do perfil de pá proposto pelo autor e a recirculação de acordo com o ângulo de ataque α podem ser vistos na Figura 18.

Figura 18 – Linhas de corrente à jusante do perfil proposto por [Zamani et al. \(2016\)](#).



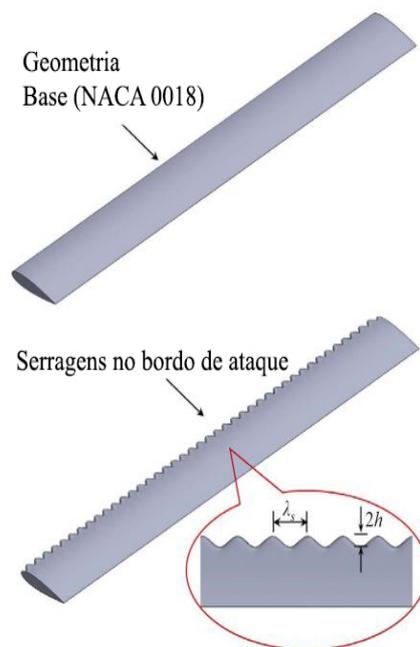
Fonte: Adaptado de [Zamani et al. \(2016\)](#)

O trabalho também não considera deformações no escoamento nas três dimensões, já que os resultados são todos provenientes de simulações bidimensionais. Isto colabora para o distanciamento da realidade. Um ponto interessante abordado no artigo é que varias extensões de cortes são feitas no perfil, gerando diferentes faixas de geração de arrasto, podendo se escolher qual a mais adequada para a geração em uma determinada condição.

2.6.3 TEEV com pás serrilhadas

No trabalho de [Wang e Zhuang \(2017\)](#), uma TEEV de duas pás de perfil NACA 0018 é tomada como base. Aqui, as pás têm a geometria padrão modificada ao longo de seu comprimento, mais precisamente no bordo de ataque. Cortes periódicos e de formato senoidal são feitos, o que neste trabalho são chamados de “serragens”, fazendo jus ao formato, já que o bordo de ataque se assemelha à uma serra de corte. A modificação pode ser visualizada na Figura 19, onde na representação, λ_s é o comprimento de onda da serragem e $2h$ é a distância pico a pico da onda.

Figura 19 – Modificações no bordo de ataque feitas computacionalmente por [Wang e Zhuang \(2017\)](#).

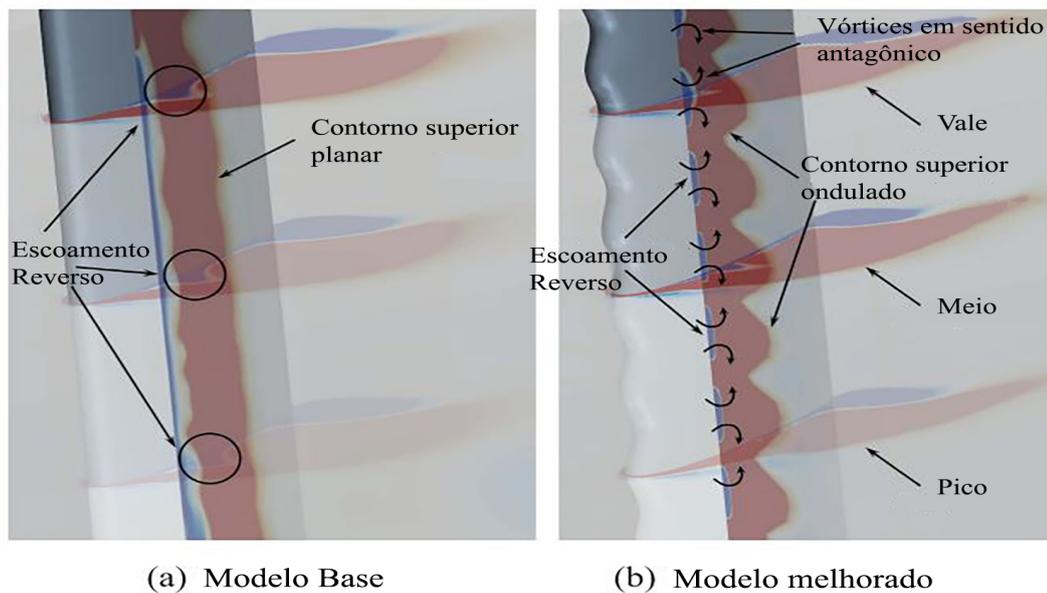


Fonte: Adaptado de [Wang e Zhuang \(2017\)](#)

O intuito é que estes cortes amenizem os efeitos do estol dinâmico e a geração excessiva de vórtices, aumentando assim os valores de coeficiente de potência. Alguns valores de comprimento de onda referentes às serragens senoidais foram adotados, testados e comparados. No final das análises, uma amplitude de $0,025c$ (c é o comprimento de corda da pá) foi adotado, pois apresentou os melhores resultados. De fato o trabalho

mostra que com essa nova abordagem, melhorias são conseguidas através de um certo ganho de sustentação (o que não descaracteriza a máquina) e, conseqüentemente, aumento de desempenho, através de sua premissa que é a anulação de vórtices através da indução de geração destes em movimentos contrários, o que contribui para o enfraquecimento do efeito de estol dinâmico. Na Figura 20 são ilustradas as gerações de vórtices para o modelo padrão e modificado da pá. Observa-se que a pá com serragens tem o campo de vorticidade reduzido no ponto onde os contra-vórtices se encontram.]

Figura 20 – Distribuição de vorticidade em $\theta = 120^\circ$.



Fonte: Adaptado de Wang e Zhuang (2017)

Este trabalho também é de cunho numérico e, embora não tenha ênfase no estudo de melhoria de auto partida das turbinas *Darrieus*, se mostra uma boa pesquisa de complementariedade deste estudo, já que em tentativas como a do trabalho anterior, quando se consegue melhorar a auto partida há a tendência que a turbina perca desempenho em rotações mais elevadas.

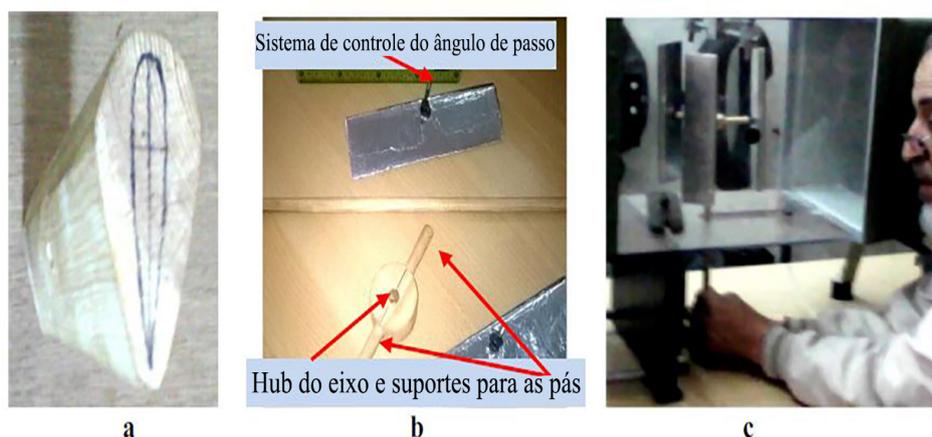
2.6.4 TEEV com controle de *pitch*

Douak et al. (2017) fez análises de auto partida de uma turbina *Darrieus*, tipo H. O estudo é dividido em três partes: controle e monitoramento do ângulo de ataque que permita uma boa partida em baixas velocidades de vento; apresentação de um método geral para obter um perfil que impacte no que diz respeito à auto partida e; a terceira parte apresenta um estudo experimental envolvendo as forças aerodinâmicas da turbina.

Inicialmente uma peça bruta de madeira de 20 cm de altura por 5 cm de espessura foi preparada para que a partir dela, um pá com perfil NACA de 4 dígitos fosse moldada.

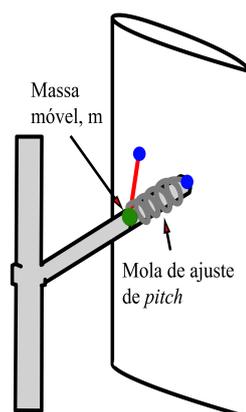
A pá foi lixada e revestida com uma fina folha de alumínio para reduzir ao mínimo os efeitos rugosos. Um mecanismo de controle de ângulo de *pitch* foi instalado na máquina, e este é o responsável por conectar as pás ao *hub*. Através da manipulação deste mecanismo é que o comportamento operacional da turbina é alterado. A Figura 21 mostra detalhes da mini turbina testada e a Figura 22 ilustra o acoplamento do mecanismo de controle de *pitch*.

Figura 21 – Peça bruta (a) para fabricação da pá, sistema de acoplamento (b) da mini turbina e (c) modelo posicionado no canal de testes.



Fonte: Adaptado de Douak et al. (2017)

Figura 22 – Esquema de acoplamento pá/mola/massa.

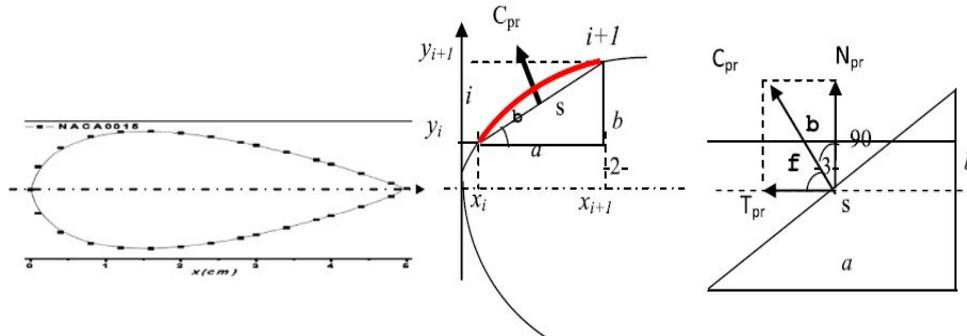


Fonte: Adaptado de Douak et al. (2017)

Para entender as interações que ocorriam entre as pás e o escoamento, foi feito um estudo de coeficiente de pressão. Para tal, o perfil foi segmentado em pequenas partes, formando pequenos comprimentos de arco, como pode ser visto na Figura 23. No triângulo formado por s , a e b , a é o cateto oposto, b é o cateto adjacente e s é o comprimento de arco, que é aproximado à uma reta, já que o tamanho dos elementos são infinitesimais. s

então é a hipotenusa do triângulo retângulo. Assim sendo, quando $b \geq 0$, a superfície em questão é a parte externa da pá e quando $b < 0$, a superfície é do lado interno. Como C_{pr} (Coeficiente de pressão) pode ser vetorizado normalmente à s , se $b \geq 0$ então o coeficiente de pressão será positivo e se $b < 0$, será negativo. Com isso é possível realizar o balanço das forças provenientes da pressão nos lados interno e externo das pás da turbina.

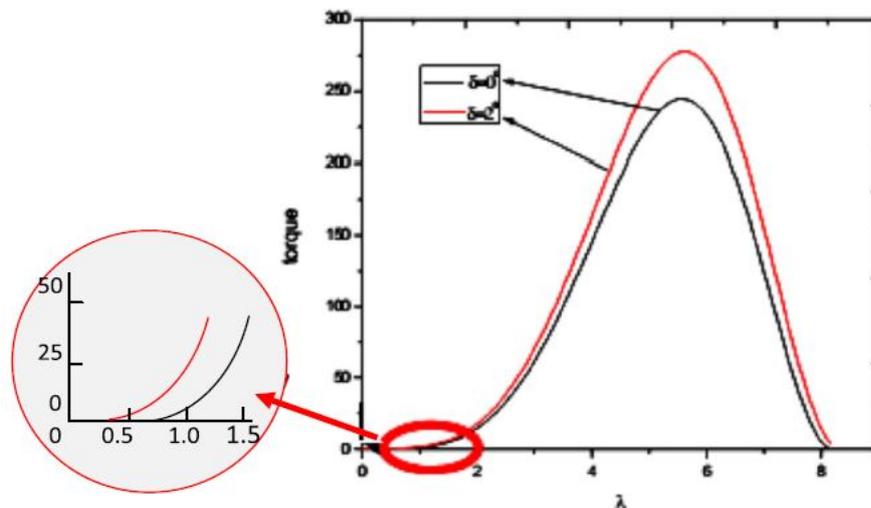
Figura 23 – Particionamento do contorno do perfil em pequenos segmentos de curva e forças atuantes em cada pequena partição.



Fonte: Adaptado de Douak et al. (2017)

Os resultados obtidos comparam a turbina original à com controle de *pitch*, ambas com perfil NACA 0015, raio e altura de 1 m e para as simulações, densidade de ar adotada de $1,25 \text{ kg/m}^3$. O objetivo do modelo modificado é encontrar um ângulo de *pitch* que favoreça à geração de torque em menores λ , ou seja, modificar o ângulo de ataque. Na Figura 24, nota-se a diferença de performance entre a turbina padrão e a turbina com ângulo de *pitch* igual à 2° .

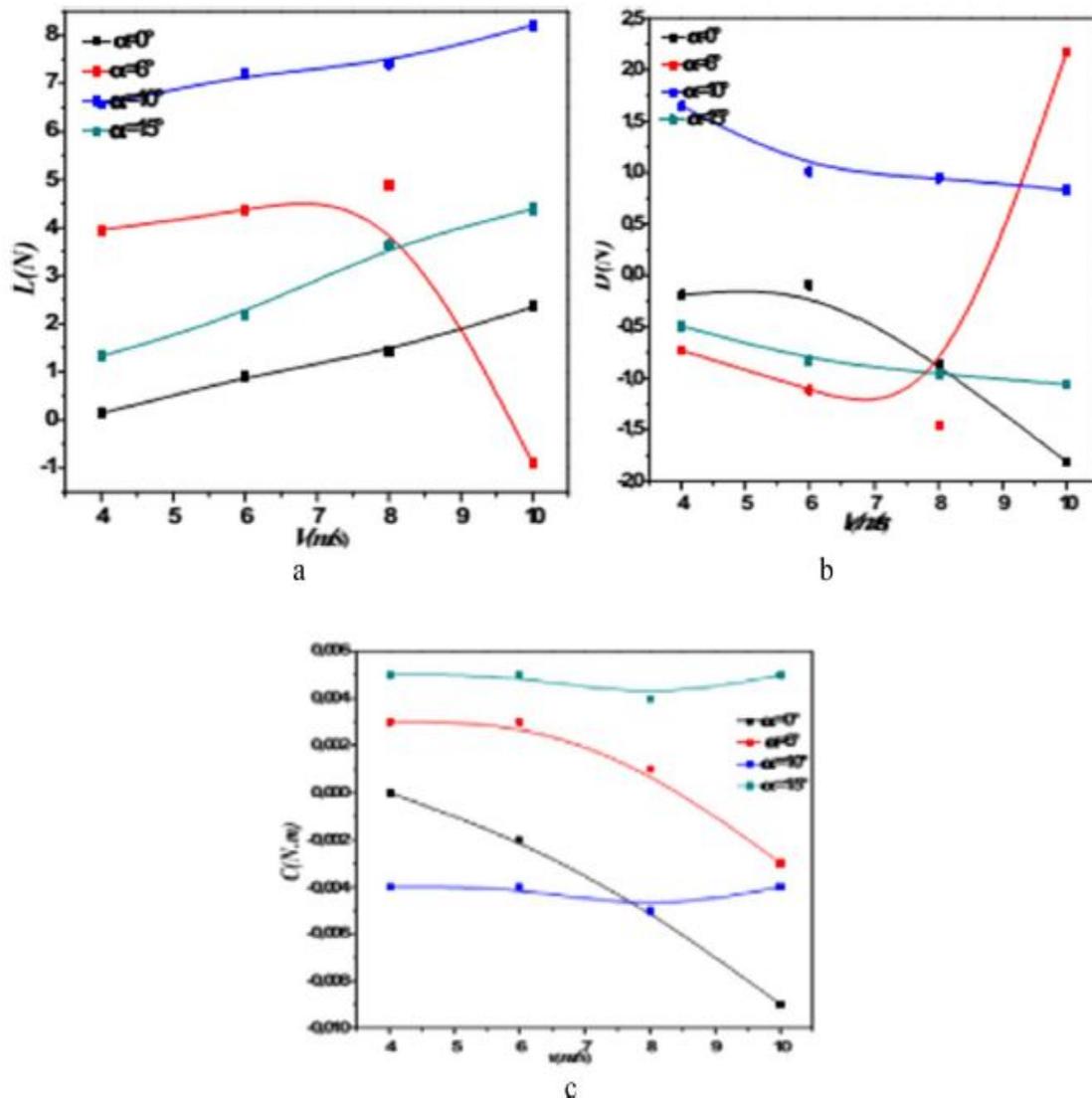
Figura 24 – Comparativo de performance entre a turbina padrão e a turbina com ângulo de *pitch* de 2° .



Fonte: Adaptado de Douak et al. (2017)

Na Figura 25 um estudo experimental com a coleta de dados de coeficientes de sustentação, arrasto e torque e suas mudanças de acordo com o aumento de velocidade de vento foi feito pra quatro ângulos de ataque diferentes: 0° , 6° , 10° e 15° . O objetivo é observar para qual ângulo de ataque é possível extrair maiores taxas de torque e sustentação com o menor arrasto possível.

Figura 25 – Levantamento da curva de arrasto, sustentação e torque de acordo com a velocidade de vento para alguns ângulo de ataque.



Fonte: Adaptado de [Douak et al. \(2017\)](#)

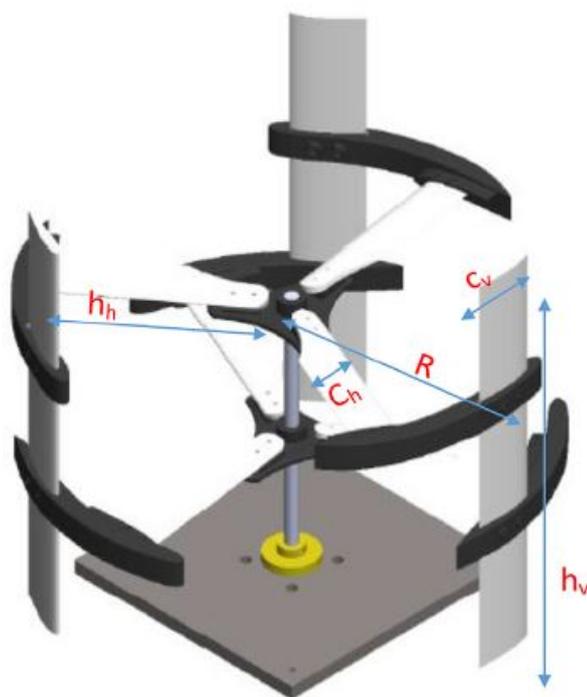
Notavelmente o ângulo de 6° pode ser descartado, pois como é mostrado, o arrasto tende a subir exponencialmente a partir de uma velocidade do escoamento de 8 m/s e a sustentação diminui à mesma proporção. Para o ângulo de 0° , é mostrada uma taxa de queda significativa de arrasto a partir de 6 m/s, o que também acontece com 10° e 15° , mas de forma mais discreta. No entanto, para 0° , nota-se uma curva consideravelmente descendente para o coeficiente de torque, o que também a desqualifica. O comportamento

das curvas em todos os coeficientes para 10° e 15° é bastante semelhante, no entanto, 15° consegue taxas de arrasto bem menores e taxas de torque bem maiores, o que indica que este é o ângulo de ataque ótimo para geração de torque. Este estudo é de extrema importância para otimizações posteriores de turbinas eólicas de eixo vertical, porém de difícil implementação em regiões onde a velocidade de vento oscila muito, já que o ângulo de ataque depende de λ .

2.6.5 TEEV com suportes aerodinâmicos horizontais

Por fim, Wang, Chong e Chao (2018) apresentam um trabalho que visa expor um projeto denominado CAWT (*Cross-Axis Wind Turbine*), que trata de uma turbina cujos suportes horizontais são de seção similar à das pás da turbina, ou seja, de perfil aerodinâmico. Semelhantemente à esta dissertação, o objetivo do Autor é mostrar o aproveitamento da força aerodinâmica do vento no sentido vertical de forma a produzir mais torque, através da sustentação. A CAWT é composta por três pás verticais e seis suportes aerodinâmicos horizontais, todos com perfil NACA 0015, com corda de 76,5 mm. O comprimento vertical das pás da turbina é de 450 mm e o raio é de 265 mm. Existe uma defasagem de posicionamento azimutal entre os suportes superior e inferior de 60 graus, o que possibilita com que estes estejam mais sujeitos a forças aerodinâmicas sem que as pás hajam como barreira. Os suportes horizontais aerodinâmicos possuem uma inclinação da corda de 10° . Nos estudos comparativos entre a CAWT e a turbina padrão, com suportes não aerodinâmicos, é visível a melhoria, exceto para velocidades de vento no entorno de 6 m/s, em que a diferença de livre rotação das turbinas é praticamente insignificante. No entanto, os resultados relativos à coeficiente de potência apresentados são para λ baixíssimos (abaixo de 1), o que é pouco interessante quando se trata de turbinas *Darrieus*, e principalmente quando se fala de auto partida, já que as turbinas *Savonius* são comprovadamente mais eficientes nesse sentido para $\lambda = 1$. Para as turbinas *Darrieus* é interessante que o estudo de auto partida aborde o seu acionamento em λ baixos, porém, sem abdicar da busca de altas rotações, já que é uma máquina de geração de energia. Na Figura 26 é possível ver um modelo CAD do projeto.

Figura 26 – Modelo apresentado por Wang, Chong e Chao (2018). As variáveis h_h , c_h , R , c_v e h_v são respectivamente o comprimento dos suportes, corda dos suportes, raio, corda das pás e comprimento das pás.



Fonte: Adaptado de Wang, Chong e Chao (2018)

3 Metodologia Computacional

Antes de realizar a análise da turbina de interesse deste estudo, são necessárias simulações que demonstrem que as configurações, densidade de malha e condições de contorno estejam em conformidade com situações realísticas. Para isso, um estudo que busca a validação do processo numérico foi realizado e anterior a este, um estudo bidimensional foi feito com o intuito de avaliar o modelo de turbulência e estimar o tamanho do domínio, servindo de base para as simulações tridimensionais. O trabalho de referência escolhido para validação de resultados numéricos foi feito por [Castelli et al. \(2010\)](#). Dele, são retirados parâmetros essenciais, principalmente geométricos e de operação da máquina, que servirão para fins comparativos das curvas $C_p \times \lambda$ experimental do autor do trabalho base com a obtida nesta dissertação. Tais dados são de extrema importância, pois quando comparados às simulações, revelarão o quão preciso o processo numérico é. Logo, a sequência de trabalho adotada se resume a:

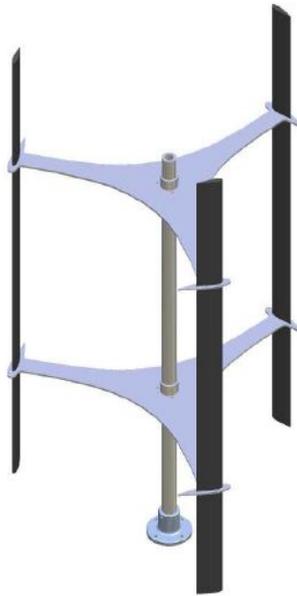
- Construção de malha 2D;
- Estudo de malha 2D;
- Comparativo dos resultados 2D com os de [Castelli et al. \(2010\)](#);
- Construção de malha 3D, tomando como base os resultados do modelo 2D;
- Validação final do modelo 3D com os experimentos de [Castelli et al. \(2010\)](#);
- Construção das malhas com suportes inclinados a partir da malha validada;
- Estudo comparativo das turbinas com suportes aerodinâmicos e retangulares e;
- Estudo de pontos de baixa e alta eficiência do modelo de suporte com geometria com melhor desempenho.

No que tange ao processo computacional, as características de malha serão discutidas neste capítulo. Já as próximas simulações, por trazerem resultados, serão explanadas no [Capítulo 4](#).

3.1 Características experimentais

A turbina de referência é mostrada na [Figura 27](#). As características físicas do modelo estão em conformidade com os dados da [Tabela 1](#).

Figura 27 – Modelo de turbina de validação.



Fonte: [Castelli et al. \(2010\)](#)

Para cada cota mostrada, as dimensões estão na Tabela 1.

Tabela 1 – Características físicas do modelo experimental.

Características	Dimensão [m], tipo ou quantidade
Altura	1,4564
Perfil de seção da pá	NACA 0021
Corda	0,0858
Local de fixação da pá	0,5c
Solidez	0,25
Número de pás	3
Diâmetro	1,030

As características experimentais de comportamento da turbina, tais como torque e rotação, foram armazenadas à uma frequência de 0,5 Hz. Segundo [Castelli et al. \(2010\)](#), essa taxa de armazenamento de dados foi infeliz, pois propiciou apenas a comparação da simulação com o valor médio da grandeza física para uma dada rotação, enquanto se outrora fossem armazenados dados em uma maior frequência, uma riqueza maior de dados para comparação poderia ter sido obtida, permitindo assim terem sido levantado dados para a curva de torque para cada posição azimutal da turbina, por exemplo.

O túnel de vento no qual foram realizados os testes possui uma seção de $4 \times 3,84$ m, de acordo com o trabalho de [Castelli et al. \(2010\)](#). A velocidade do vento para todos os testes foi de 9 m/s.

3.2 Configurações de materiais e turbulência das simulações

Todas as simulações foram realizadas no *software* ANSYS® FLUENT (ANSYS, 2018b), usado por vários autores, tais como Howell et al. (2010), Lanzafame, Mauro e Messina (2014) e Castelli et al. (2010). As propriedades do ar foram ajustadas para que correspondessem à uma temperatura aproximada de 25 °C, com densidade $\rho = 1,184 \frac{kg}{m^3}$ e viscosidade dinâmica $\mu = 1,378 \times 10^{-5} \frac{kg}{m.s}$. Estas configurações foram propostas pelo autor desta dissertação. Para as simulações 2D, os valores de referência adotados foram:

Tabela 2 – Valores de referência para o caso 2D.

Grandeza	Valor
Profundidade [m]	1
Área [m^2]	1,03
Comprimento [m]	0,515
Velocidade [m/s]	9

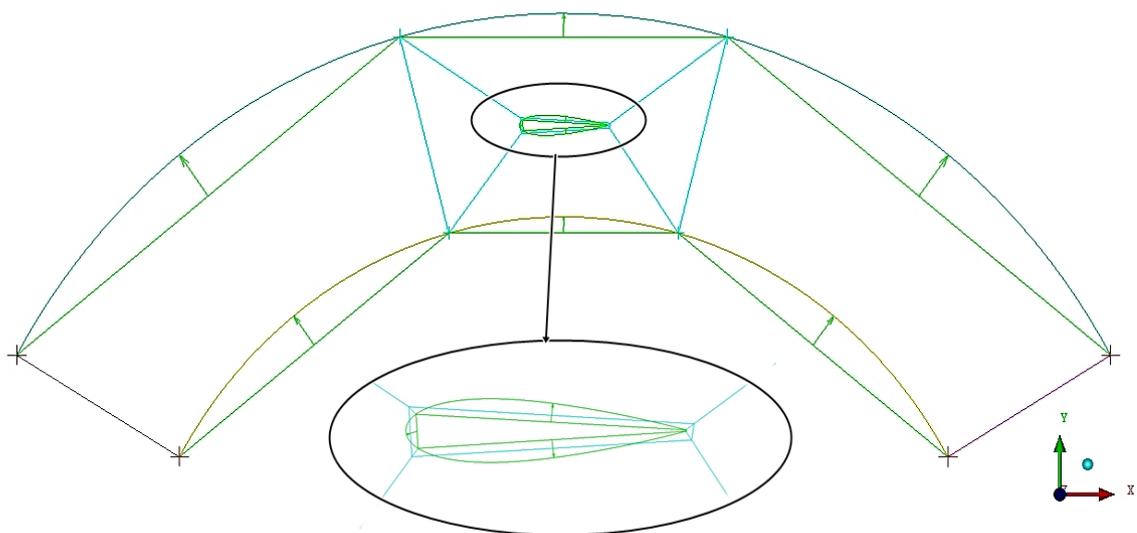
Os valores da Tabela 2 foram assim adotados porque o FLUENT calcula as forças com base em coeficientes adimensionais, logo, como ao longo do eixo de rotação não há cota no caso 2D (a região a ser simulada é planar em XY) a profundidade do modelo é normalizada, então a área de seção varrida pela turbina acaba por ter o valor igual ao diâmetro da turbina, para este caso. Para o caso 3D, a profundidade é igual à altura de turbina simulada e a área corresponde ao valor do produto da dita profundidade pelo diâmetro. O túnel de vento no qual os experimentos foram realizados, descrito no trabalho de Castelli et al. (2010)), é de baixíssima turbulência, então os valores de intensidade de turbulência e razão de viscosidade turbulenta para a entrada e saída foram respectivamente 0,5% e 1. A razão de viscosidade turbulenta adotada ser igual à 1 e não à 10, que é a configuração padrão do *software*, foi baseada na baixa intensidade de turbulência, e devido ao fluxo ser livre, e não confinado em uma tubulação, por exemplo (ANSYS, 2018b). Por fim, o esquema de acoplamento pressão-velocidade utilizado neste trabalho foi o PISO (*Pressure-Implicit with Splitting of Operators*). Este algoritmo se mostrou mais estável que o Coupled e o SIMPLEC (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent*) e, embora tenha apresentado um tempo adicional para realizar uma iteração se comparado ao SIMPLE (*Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations*), o algoritmo convergiu com menos iterações por passo de tempo. Mais informações podem acerca dos algoritmos de acoplamento pressão-velocidade podem ser consultados no manual do *software* (ANSYS, 2018b).

3.3 Características gerais de malha, 2D

Uma importante etapa em qualquer processo de simulação envolvendo dinâmica dos fluidos computacional é a geração de malha. A quantidade de elementos, o refinamento em locais de altos gradientes e a qualidade dos elementos são fatores cruciais no bom desempenho da simulação.

Molnár (2014) em seu trabalho, mostra que os resultados gerados a partir de malhas estruturadas e não-estruturadas rendem praticamente os mesmos valores, considerando que ambos os tipos de malhas tenham boa qualidade. Contudo diferem nos níveis de resíduo: as simulações feitas com malhas estruturadas demonstram resíduos em menor escala e ainda apresentam um melhor comportamento periódico. Vale ainda ressaltar que mesmo que toda a geometria não seja discretizada em elementos estruturados, o ideal é que pelo menos as camadas próximas às regiões de parede de aerofólios sejam, pois os fenômenos viscosos são melhor capturados com elementos uniformemente distribuídos acima da região de parede e com crescimento suavemente gradual. Assim então, são geradas malhas do tipo híbridas (estruturadas na camada limite e não-estruturada na zona livre), como a usada no trabalho de Lanzafame, Mauro e Messina (2014) e Bianchini et al. (2017). Neste trabalho, optou-se por discretizar o domínio em malha estruturada, utilizando a técnica multi-blocos com o auxílio do software ICEM CFD (ANSYS, 2016), do pacote ANSYS®. Para a parte girante, um terço da geometria foi usada, teve sua malha gerada para então unir-se as três partes e ter-se a malha móvel. Detalhes das divisões de blocos para esta parte da geometria pode ser visto na Figura 28.

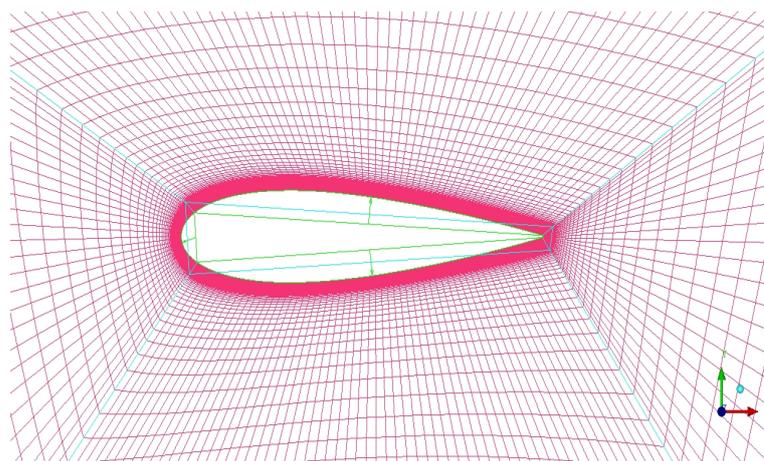
Figura 28 – Divisões de bloco para um terço da malha móvel.



Fonte: Autor, 2019

Na Figura 29 pode-se notar o refinamento próximo ao perfil, com o intuito de capturar os efeitos viscosos citados anteriormente. Não necessariamente a quantidade de camadas de elementos acima do perfil se manteve fixa ou teve a densidade de malha mostrada na Figura 29, afinal, diversos testes com densidades de malha diferentes foram feitos, afim de que se encontrasse um domínio com uma quantidade de elementos que não comprometesse os resultados das simulações mas que também não fosse excessivamente dispendioso no que diz respeito ao tempo computacional. Contudo, a primeira camada finíssima de elementos acima do perfil teve sua altura conservada, com um valor de 1×10^{-5} m, garantindo que o valor de y^+ nessa região se mantivesse estável e abaixo de 1, como é requerido pelo modelo de turbulência utilizado (MENTER, 1994). Para visualizar melhor o quão finos são os elementos na região próxima à parede, a Figura 30 mostra detalhes do bordo de ataque do perfil. O gráfico da Figura 31 prova que o valor de y^+ atende ao requisito do modelo de turbulência.

Figura 29 – Malha ao redor da pá.



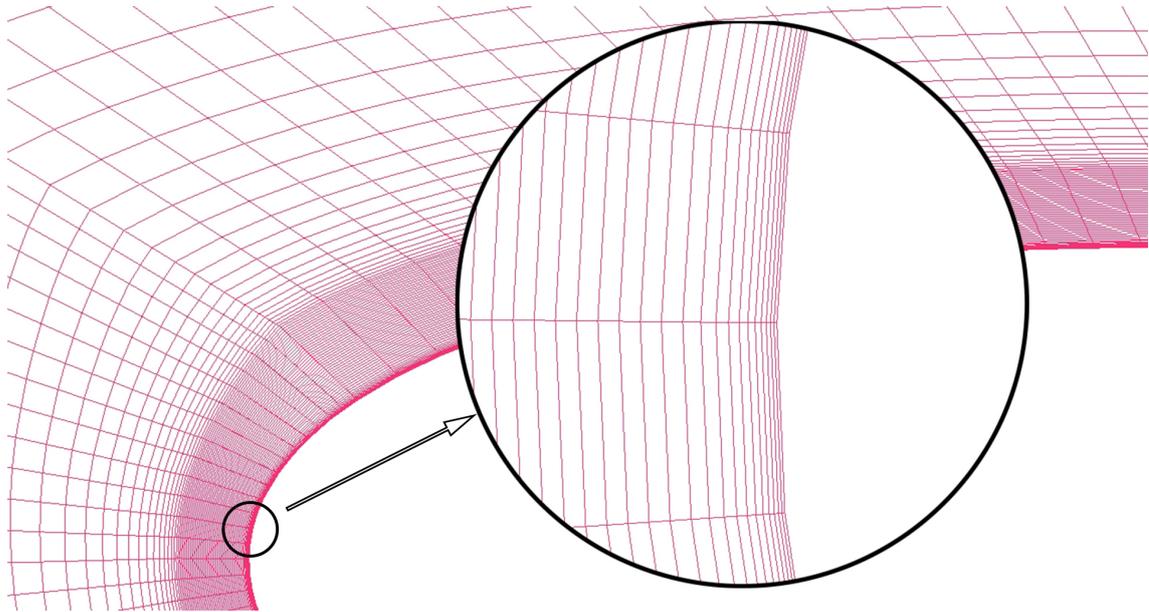
Fonte: Autor, 2019

Para o caso 2D foram utilizados três subdomínios, separados por duas interfaces, de modo que juntos, estes subdomínios formam a malha total. O domínio e suas condições de contorno são ilustrados na Figura 32. As três malhas geradas a partir dos subdomínios são batizadas de malha de **cilindro**, **rotor** e **estator**. Elas são mostradas, respectivamente nas Figuras 33, 34 e 35.

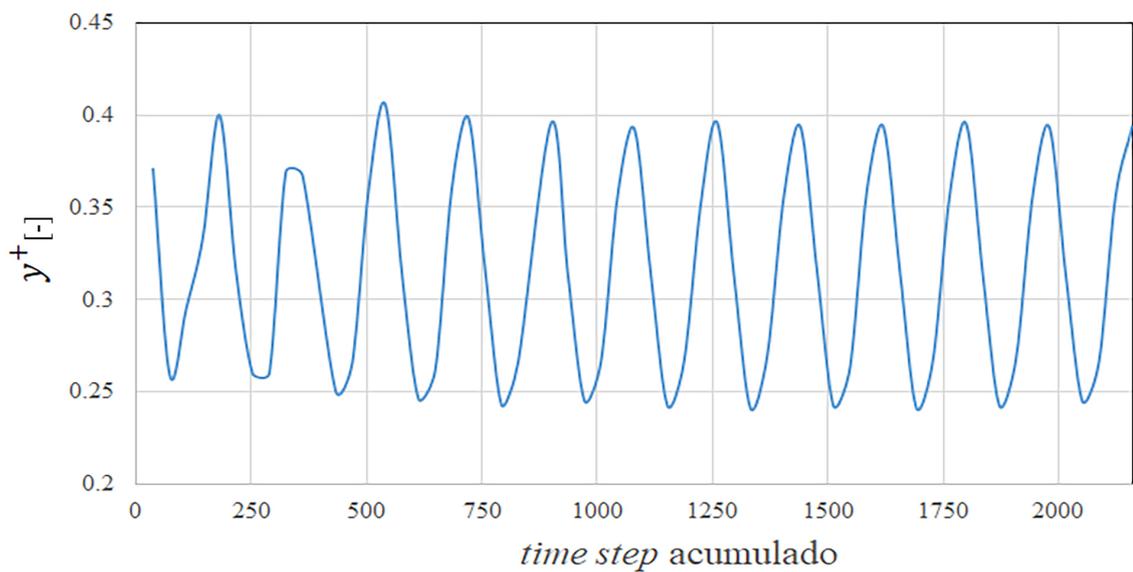
3.4 Características gerais de malha, 3D

Tomando parâmetros das simulações 2D como base, tais como condições de contorno, configurações de blocos para geração de malha e densidade de malha nas proximidades de paredes serviram como base para as simulações tridimensionais.

Figura 30 – Detalhe ampliado no bordo de ataque do perfil.



Fonte: Autor, 2019

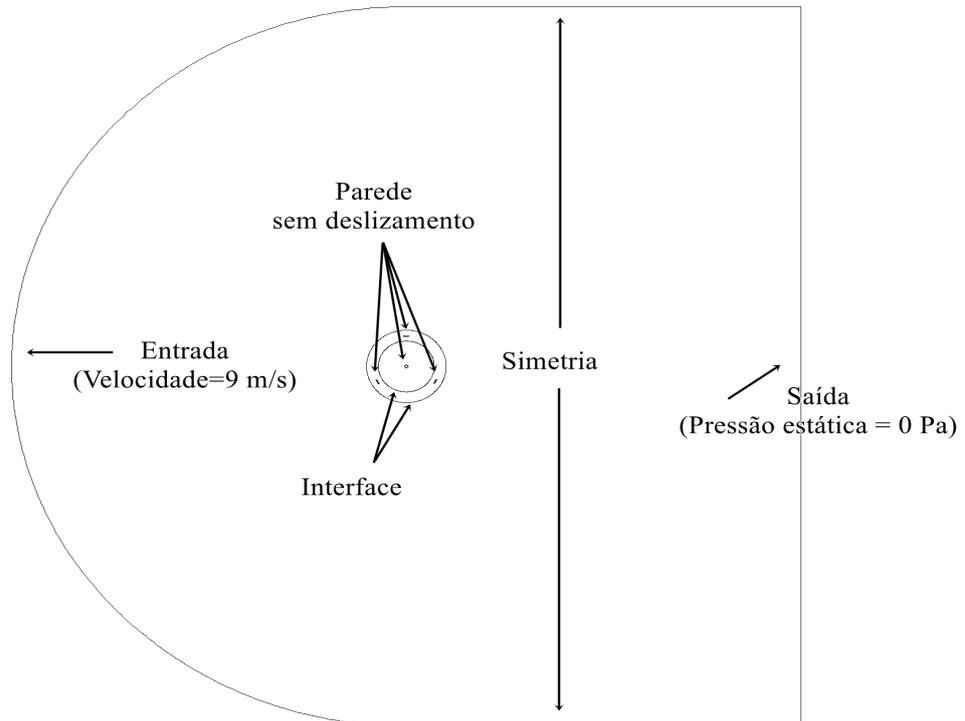
Figura 31 – Oscilação do y_+ de acordo com o *time step*.

Fonte: Autor, 2019

3.4.1 Malha e geometria 3D

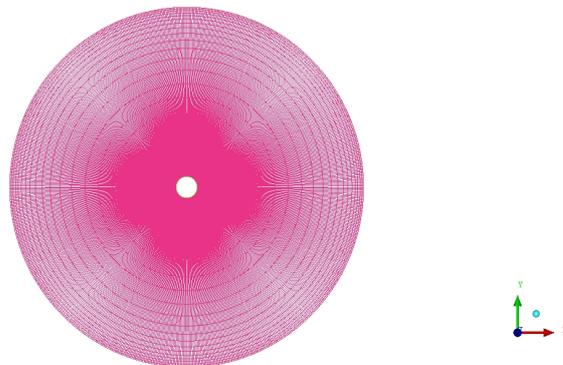
A técnica de disposição de blocos para geração de malha no plano XY adotada foi embasada no caso 2D. No entanto, para simplificar o *setup* do problema, as malhas para o cilindro interno e estator foram acopladas. Devido à geometria da turbina, com simetria perfeita normal ao plano XY, foram realizadas simulações apenas de meia geometria na direção do eixo Z, como fez [Howell et al. \(2010\)](#) em seu trabalho. Sendo assim, as condições

Figura 32 – Domínio 2D e condições de contorno.



Fonte: Autor, 2019

Figura 33 – Malha do cilindro, 2D.



Fonte: Autor, 2019

de contorno para a geometria tridimensional ficaram como mostrado na Figura 36. Na Figura 37, são ilustradas as malhas do estator e rotor.

3.4.2 Malhas e geometria das TEEV com suportes inclinados padrões e aerodinâmicos

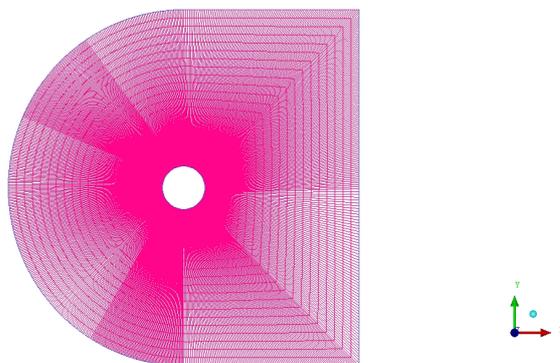
Para as turbinas com suportes inclinados, as malhas foram geradas buscando manter características fundamentais (densidade de elementos próxima à parede e alta qualidade)

Figura 34 – Malha do rotor, 2D.



Fonte: Autor, 2019

Figura 35 – Malha do estator, 2D.

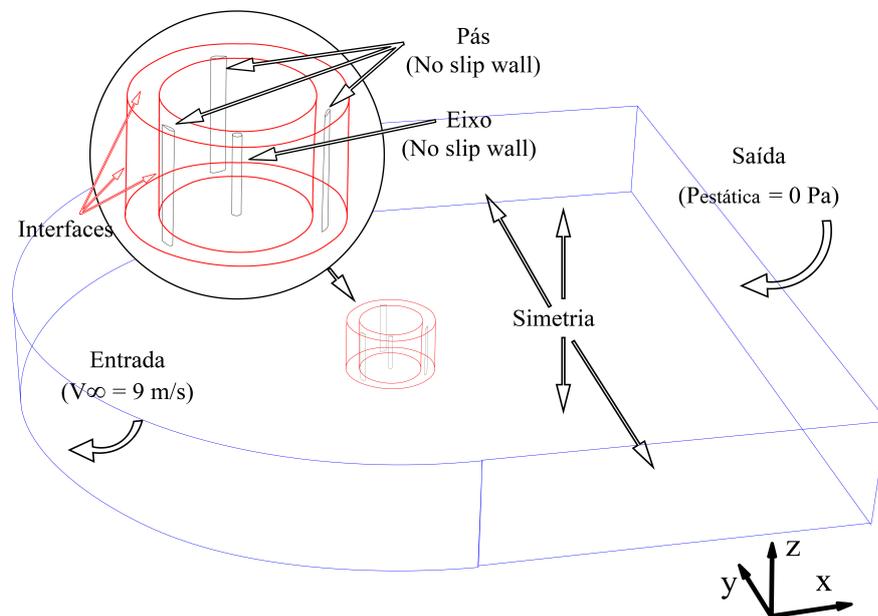


Fonte: Autor, 2019

semelhantes à malha de validação, para minimização de possíveis erros e dúvidas. De qualquer forma, um pequeno estudo de densidade de malha foi feito, para que não haja dúvidas se a quantidade de elementos é adequada. O intuito final deste trabalho é o estudo do formato do tipo de suporte inclinado da turbina. Para maior confiabilidade dos resultados, os suportes foram implementados à turbina de validação, fugindo de uma descaracterização excessiva do modelo validado. Na Figura 38 são ilustradas as turbinas com os dois tipos de suporte. A corda do perfil dos suportes aerodinâmicos, também NACA 0021, corresponde a 90% da corda das pás, aproximadamente 0,7722 m. Os suportes têm uma inclinação de 45° em relação ao plano horizontal.

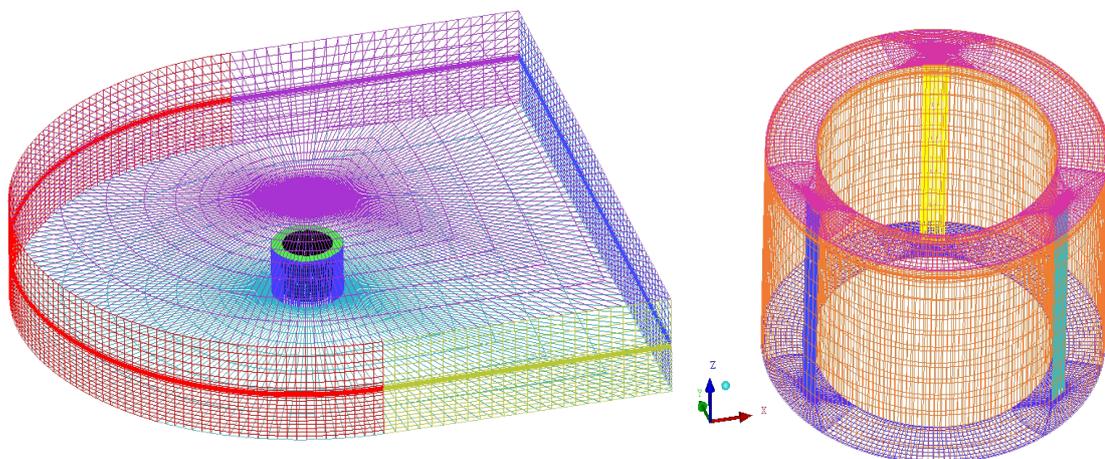
Devido à maior complexidade, foi necessário subdividir a geometria do rotor em três partes menores, onde uma dessas partes é composta por três pequenas malhas. Isso foi feito para se manter os valores nos critérios *quality* e *orthogonal quality* de aproximadamente 0,4, evitando elementos pontiagudos nas regiões de geometria inclinada e possíveis divergências na simulação. A qualidade apresentada é satisfatória, visto que para o critério *quality* o valor recomendado é que seja pelo menos 0,3 para geometrias gerais e 0,15 para modelos

Figura 36 – Ilustração da parte superior do corte da geometria, com plano de corte na origem paralelo ao plano XY. Condições de contorno também são mostradas.



Fonte: Autor, 2019

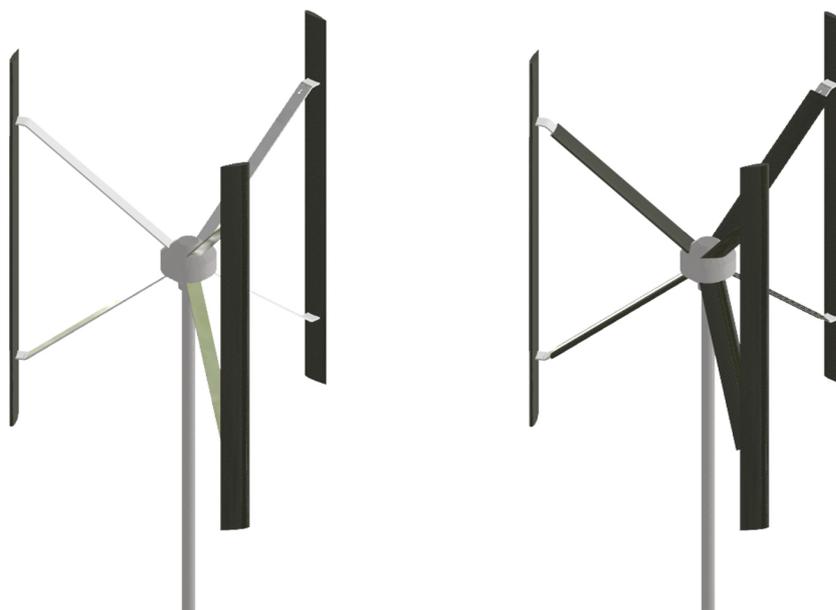
Figura 37 – Malha tridimensional estruturada do estator à esquerda e do rotor, à direita.



Fonte: Autor, 2019

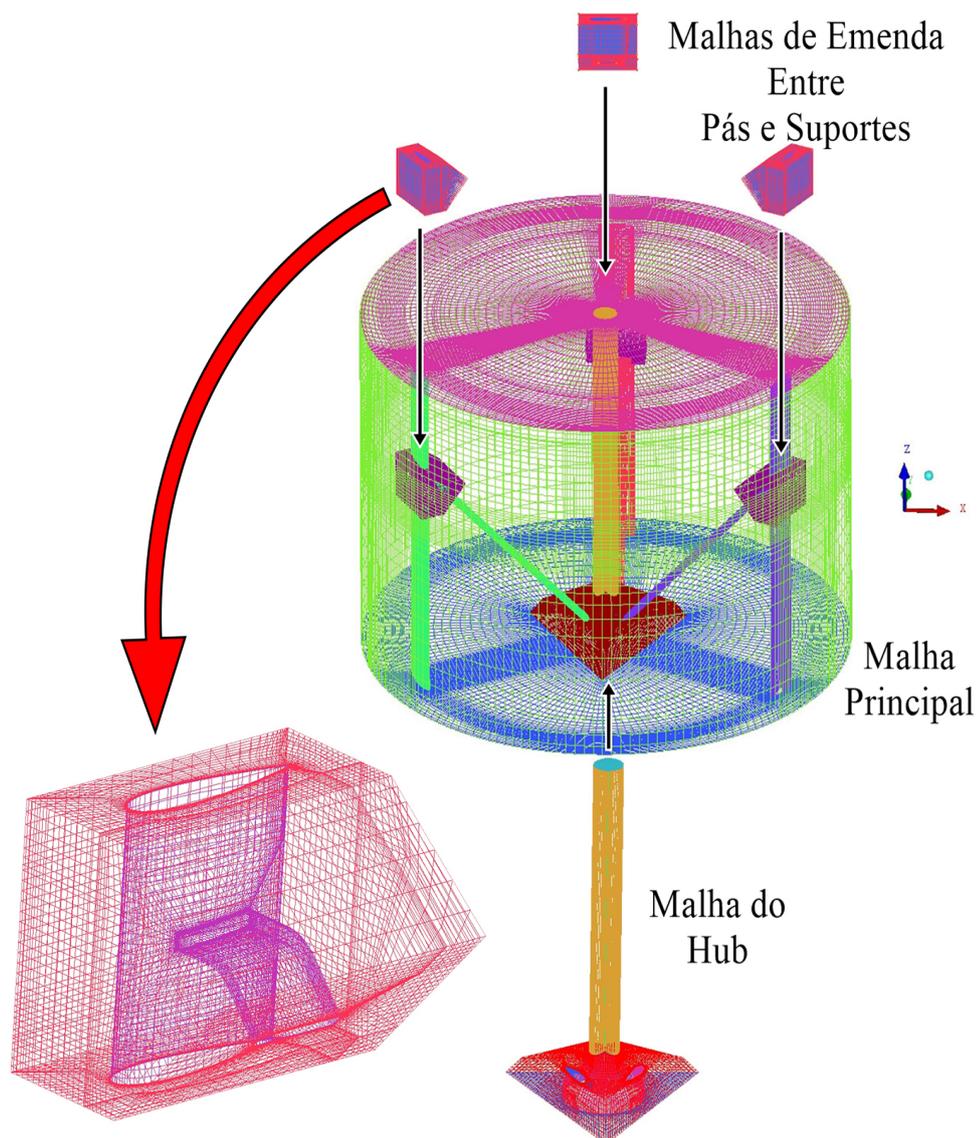
complexos (ANSYS, 2016) e, para simulações executadas com o FLUENT, o critério mínimo para a qualidade ortogonal (*orthogonal quality*) é 0,01 para qualquer elemento (ANSYS, 2018b). Logo o rotor completo da simulação, metade do modelo real, é a junção de 5 malhas. Na Figura 39 é possível ver os detalhes da montagem da malha do rotor, com um detalhamento especial para a malha de emenda entre suportes e pás.

Figura 38 – Modelo com suportes inclinados retangulares à esquerda e aerodinâmicos à direita.



Fonte: Autor, 2019

Figura 39 – Malha tridimensional estruturada do rotor com suportes inclinados e detalhes de sua subdivisão.



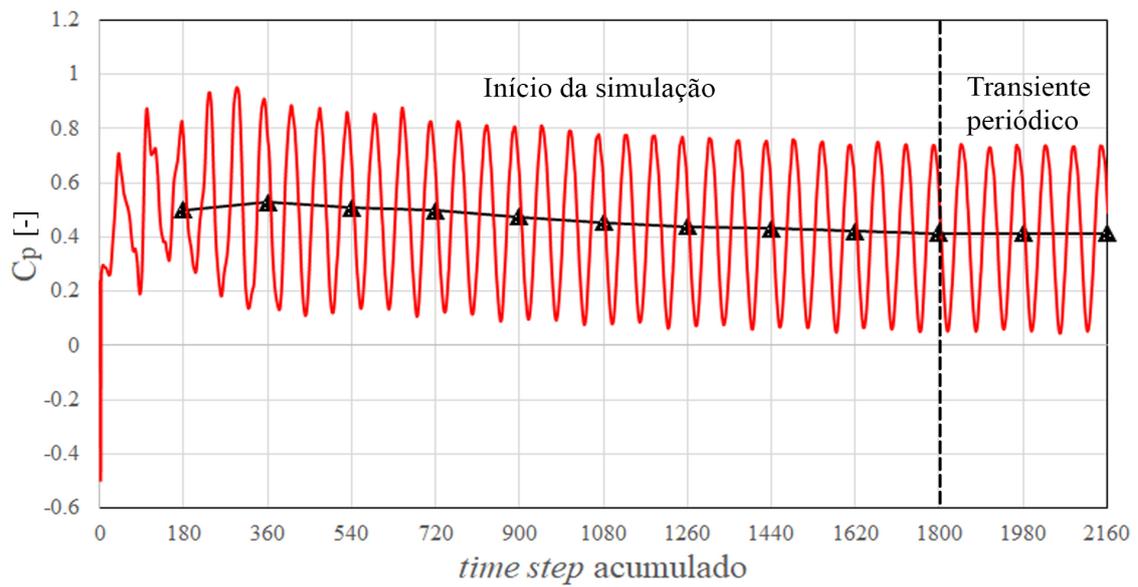
Fonte: Autor, 2019

4 Resultados e Discussões

4.1 Simulações 2D

Inicialmente foi feita uma extensa simulação para observar o comportamento e evolução do problema até que a discrepância entre um período e seu antecessor seja menor que 1%. Este foi o critério utilizado para que o regime fosse considerado “transiente periódico”. Foi utilizado um $\Delta\theta = 2^\circ$ para a malha móvel no $\lambda = 3,2959$. Na Figura 40 observa-se o modo como o coeficiente de potência oscila ao longo dos períodos simulados e o ponto onde a característica periódica começa. O critério de convergência adotado foi de 10^{-3} para todos os resíduos, com no máximo 60 iterações para cada *time step* (passo de tempo). Na Tabela 3 os valores referentes à Figura 40 podem ser consultados, onde a linha destacada em laranja dá início ao regime periódico. O resultado à linha do décimo período na Tabela 3, serviram como resultados iniciais para as outras simulações.

Figura 40 – Evolução de C_p por *time step*, 2D.



Fonte: Autor, 2019

Tabela 3 – Evolução de coeficiente de potência para cada período simulação, caso 2D.

Cp [-]	Erro	Período	<i>time step</i>	Tempo [s]
0,500088	21,1%	1	180	0,109086388
0,527742	27,8%	2	360	0,218172776
0,506701	22,7%	3	540	0,327259164
0,496568	20,3%	4	720	0,436345552
0,474928	15,0%	5	900	0,54543194
0,455387	10,3%	6	1080	0,654518327
0,438317	6,2%	7	1260	0,763604715
0,430743	4,3%	8	1440	0,872691103
0,420267	1,8%	9	1620	0,981777491
0,414720	0,4%	10	1800	1,090863879
0,412865	0,0%	11	1980	1,199950267
0,412865	0,0%	12	2160	1,309036655

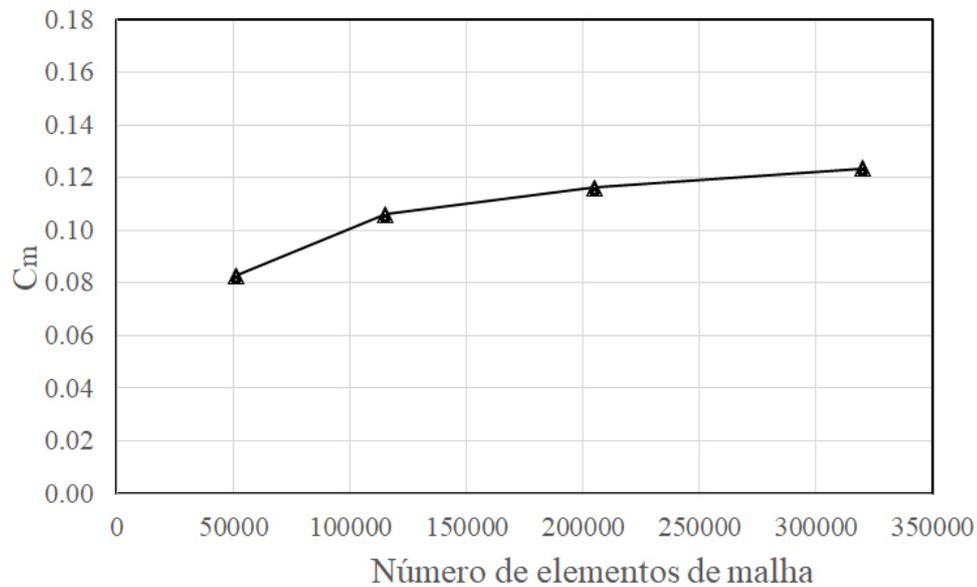
4.1.1 Independência espacial e temporal

Os próximos procedimentos buscam valores de densidade de malha e de *time step* ideais a serem adotados pelas simulações de comparação com dados experimentais (rever seção 3.1). O estudo de malha consiste num refinamento sistemático de uma malha grosseira ou num engrossamento sistemático de uma malha finíssima, com finalidade de se obter uma malha ideal, de forma que esta não seja tão refinada a ponto de tornarem o processo de simulação exageradamente dispendioso e nem tão grossa à ponto de se obter valores errôneos. Logo, para o estudo de malha são exigidas pelo menos três densidades de elementos diferentes, para cada malha. O mesmo vale para o passo de tempo. Para facilitar a convergência, as próximas simulações foram realizadas com uma pá apenas. As características de malhas testadas são mostradas na Tabela 4 e o comportamento da curva do coeficiente de momento aplicado (torque) na pá, C_m , de acordo com o aumento de elementos pode ser visto na Figura 41.

Tabela 4 – Malhas utilizadas para o estudo de malha. Uma pá utilizada.

Malha	Quantidade de elementos	Nós no perfil	C_m
M1	51187	110	0,08372
M2	115204	166	0,10436
M3	204748	222	0,11696
M4	319860	278	0,12380

A intenção da realização simulações bidimensionais neste trabalho é de comprovar a eficácia do modelo de turbulência e a evolução física do problema, não buscando exatidão, mas similaridade com o modelo real, assim como Castelli et al. (2010) mostra em seus resultados. Sabe-se que simulações bidimensionais não levam em consideração a formação de vórtices em planos paralelos ao eixo Z, logo é pouco provável que por mais acurada que sejam as configurações gerais de uma simulação 2D, estas serão fidedignas à um caso real

Figura 41 – Valor de C_m de acordo com a quantidade de elementos. Uma pá utilizada.

Fonte: Autor, 2019

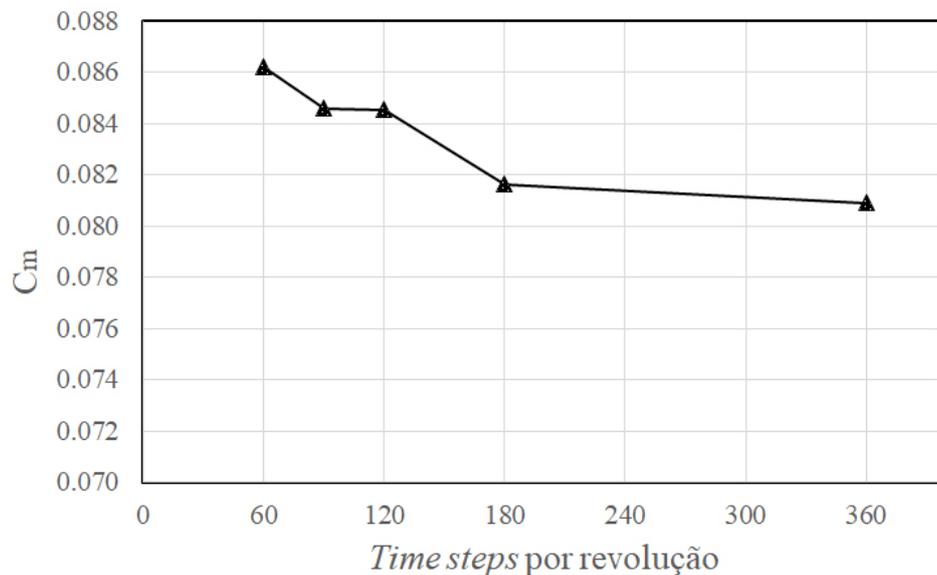
tridimensional, no que diz respeito ao aspecto físico. A malha M3 apresenta um erro de C_m aproximadamente 5% em relação à malha mais fina, M4. Esse erro já é aceitável, devido à quantidade de elementos e ao propósito destas simulações. O próximo passo é investigar a independência temporal, afim de se saber qual o *time step* adequado para as simulações. Na Figura 42 pode-se avaliar o C_m instantâneo de uma revolução pela quantidade de *time steps* da simulação. Na Tabela 5 estão contidos os valores de tempo, incremento azimutal, coeficiente de torque e erro relativo ao menor incremento azimutal testado, que foi de 1° .

Comparando a Figura 42 e a Tabela 5, é possível concluir que o erro de $\Delta\theta = 1^\circ$ para $\Delta\theta = 2^\circ$ é insignificante se comparado aos outros incrementos azimutais e, também, graficamente nota-se que o intervalo de passos de tempo é enorme entre estes dois $\Delta\theta$ e o erro é muito pequeno (1%) para um intervalo tão grande. Logo, $\Delta\theta = 2^\circ$ foi adotado para as futuras simulações.

Tabela 5 – Alteração do C_m conforme o valor do time step. Uma pá utilizada.

N_{tstep}	$\Delta\theta$	Δt	C_m instantâneo	Erro
60	6°	0,001818106	0,08621414	6,57%
90	4°	0,001212071	0,084611919	4,59%
120	3°	0,000909053	0,084558135	4,52%
180	2°	0,000606035	0,081630202	0,90%
360	1°	0,000303018	0,080902423	-

Figura 42 – Valor de C_m de acordo com a quantidade de *time steps* por período. Uma pá utilizada.



Fonte: Autor, 2019

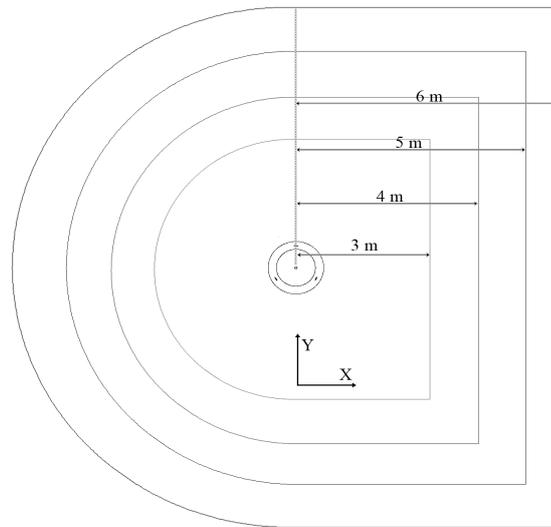
4.1.2 Independência de domínio

Outra análise interessante a se fazer quando se está trabalhando com a predição de performance de TEEV's é a investigação a respeito da distância entre os extremos do domínio computacional, isso devido ao fato de que, caso seja usado um domínio exageradamente grande, uma malha com elementos adicionais desnecessários será utilizada, aumentando o custo computacional e, se um domínio muito pequeno for utilizado, o escoamento pode se comportar de forma irrealística e forçada, impedindo o livre espalhamento do fluxo ao redor da turbina, alterando os valores de força de fluido atuantes na máquina (GHASEMIAN; ASHRAFI; SEDAGHAT, 2017). Quatro extensões de domínio foram utilizadas com base nas distâncias X e Y do centro de rotação da turbina: 6, 5, 4 e 3 m. Essas medidas serão representadas pela letra L . A fronteira na extremidade X tem a mesma dimensão da extremidade Y. Na Figura 43 a imagem dá uma noção do tamanho relativo da parte girante da turbina em relação aos diferentes domínios testados.

A malha utilizada originalmente corresponde ao domínio com $L = 6$ m. A partir do início do estudo atual, a malha M3 da Tabela 4 está a ser utilizada. Das três partes que constituem a malha completa (ver Figura 32) M3, a que será alterada aqui é a parte mais externa, o estator. A quantidade de elementos no estator conforme a alteração da extensão variou de acordo com os valores mostrados na Tabela 6.

Para a realização de cada simulação contendo cada extensão de domínio externo mostrado na 43, foram utilizados os dados do décimo período mostrados na Tabela 3, que é o considerado como início do estado transiente periódico, como dados de campo inicial.

Figura 43 – Diferentes extensões de domínios testados, nas suas devidas proporções.



Fonte: Autor, 2019

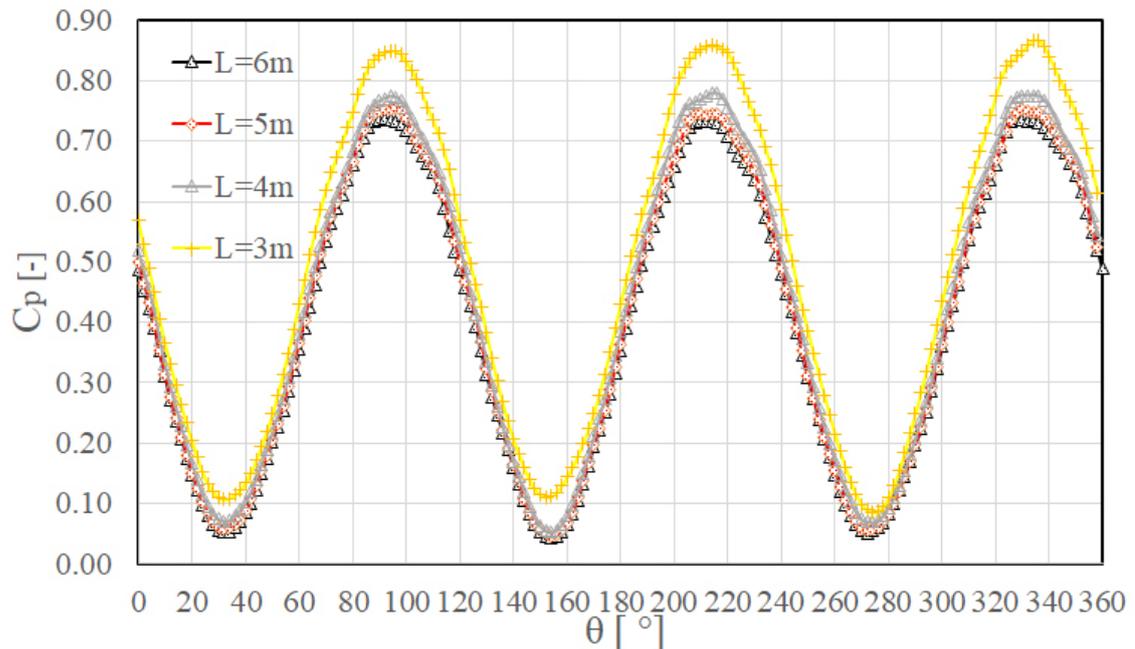
Tabela 6 – Quantidade de elementos na parte fixa externa da malha (estator).

	$L = 6 \text{ m}$	$L = 5 \text{ m}$	$L = 4 \text{ m}$	$L = 3 \text{ m}$
Quantidade de elementos	87133	71161	54450	39946

Os dados foram interpolados para cada simulação e as simulações tiveram duração relativa à dois períodos, ou seja, 360 time steps , de acordo com o que foi feito para construção dos resultados de estudo de malha e de passo de tempo. Os coeficientes de potência dos segundos períodos destas simulações foram comparados com os C_p do domínio mais largo (6 m de extensão a partir da origem) e assim foi então montada uma análise de sensibilidade de domínio. Na Figura 44 pode-se ver o distanciamento entre os pontos do valor de C_p de acordo com a posição do rotor.

Nota-se que, excetuando $L = 3 \text{ m}$, o C_p com o uso dos diferentes domínios se comportam de modo muito parecido, com pequenas discrepâncias nos picos das ondas. Para então ter-se um melhor controle foi adotado traçado o perfil de velocidade em *downwind* à uma distância no eixo X (rever Figura 43) de $1,5 \times R = 0,7725 \text{ m}$ e foram coletados os dados de C_p médios da Figura 44 e comparadas as diferenças em relação ao domínio com $L = 6 \text{ m}$. Vale a pena ressaltar que a distância entre os nós foi conservada, logo quão maior o domínio, maior o número de elementos na malha. O critério adotado pra se escolher o domínio externo a ser utilizado foi um erro menor que 2% em relação ao maior domínio. Na Tabela 7 são apresentados os dados da segunda revolução de cada domínio a partir da interpolação dos resultados base em estado transiente periódico.

Sendo assim, $L = 5 \text{ m}$, pelo critério de erro de C_p , este domínio pode ser utilizado. Agora será analisado o fluxo em *downwind* através do comportamento do perfil de velocidade

Figura 44 – Comparativo da oscilação de C_p entre os diversos domínios testados.

Fonte: Autor, 2019

Tabela 7 – Discrepância de coeficiente de potência conforme a dimensão do domínio.

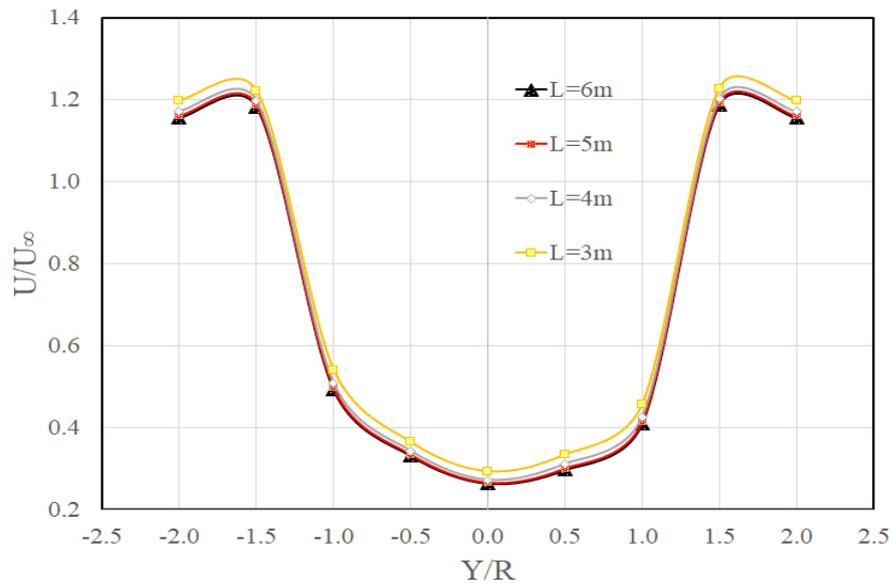
Domínio	$L = 6 \text{ m}$	$L = 5 \text{ m}$	$L = 4 \text{ m}$	$L = 3 \text{ m}$
C_p médio	0,41005358	0,41814775	0,43612494	0,49142774
Erro	-	1.97%	6.36%	19.84%

ao longo de Y e, conforme as mudanças entre uma simulação e outra não extrapolar os 2%, tira-se qualquer dúvida se o domínio com 5 m de lado pode ser utilizado ou não. Abaixo, na Figura 45 vê-se a razão de velocidade local em relação à velocidade de entrada, formando o perfil de velocidades citado. Novamente observa-se que apenas para $L = 3 \text{ m}$ as diferenças gráficas se sobrepõem em relação aos outros tamanhos de domínios. De acordo com a Tabela 8 têm-se a confirmação de que o domínio de $L = 5 \text{ m}$ é adequado para o uso. O erro médio em relação ao perfil de velocidades do domínio $L = 6 \text{ m}$ é menor que 1%, bem como cada erro individual. Sendo assim, as dimensões laterais do domínio adotadas serão de 5 m.

4.1.3 Otimização de malha

Tradicionalmente o estudo de malha é feito refinando ou engrossando a malha completa sistematicamente. Mas fazendo apenas isso nada garante que um domínio particionado como o que aqui está sendo utilizado, possa ser minimamente reduzido no que diz respeito à quantidade de elementos, em uma partição ou outra. Aqui será feito um estudo adicional não muito comum. Esta otimização consiste em averiguar se é possível a

Figura 45 – Razão da velocidade pontual em $X=1,5R$.



Fonte: Autor, 2019

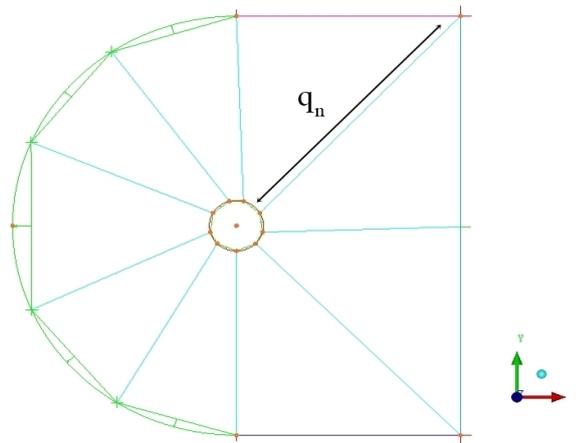
Tabela 8 – À esquerda: valores de U/U_∞ para cada ponto Y/R . À direita: valores de erro relativos e consecutivos em relação à $L = 6$ m. Na última linha têm-se os valores dos erros médios de um perfil de velocidades em relação ao perfil do domínio $L=6$ m.

Y/R	U/U_∞				Erro Relativo		
	L=6m	L=5m	L=4m	L=3m			
-2,00	1,16	1,16	1,17	1,20	0,44%	1,39%	3,61%
-1,50	1,18	1,19	1,20	1,22	0,43%	1,30%	3,26%
-1,00	0,49	0,50	0,51	0,54	1,03%	3,14%	9,79%
-0,50	0,33	0,34	0,34	0,36	1,18%	3,45%	10,00%
0,00	0,26	0,27	0,27	0,29	1,17%	3,16%	11,02%
0,50	0,30	0,30	0,31	0,33	1,57%	4,91%	12,46%
1,00	0,41	0,41	0,43	0,46	1,39%	4,11%	11,47%
1,50	1,19	1,19	1,20	1,23	0,42%	1,26%	3,38%
2,00	1,16	1,16	1,17	1,20	0,37%	1,30%	3,52%
				Média \Rightarrow	0,89%	2,67%	7,61%

redução de nós no sentido radial de cada partição do domínio, cuja análise será conduzida de forma semelhante ao que foi feito no estudo de redução de domínio.

A redução sistemática de nós no sentido radial e comparação de C_p com a malha original tem valores mostrados na Tabela 9. Para ilustrar em que sentido os nós são reduzidos, a Figura 46 mostra a aresta do estator a ser subdividida por uma quantidade de nós q_n , onde originalmente $q_n = 97$ nós e este será a base de comparação. Já que a geometria é dividida em blocos, todas as arestas paralelas possuem a mesma quantidade de nós. Como q_n de referência é 97, então o erro é baseado na discrepância relativa a este valor.

Figura 46 – Aresta a ser subdividida no estator.



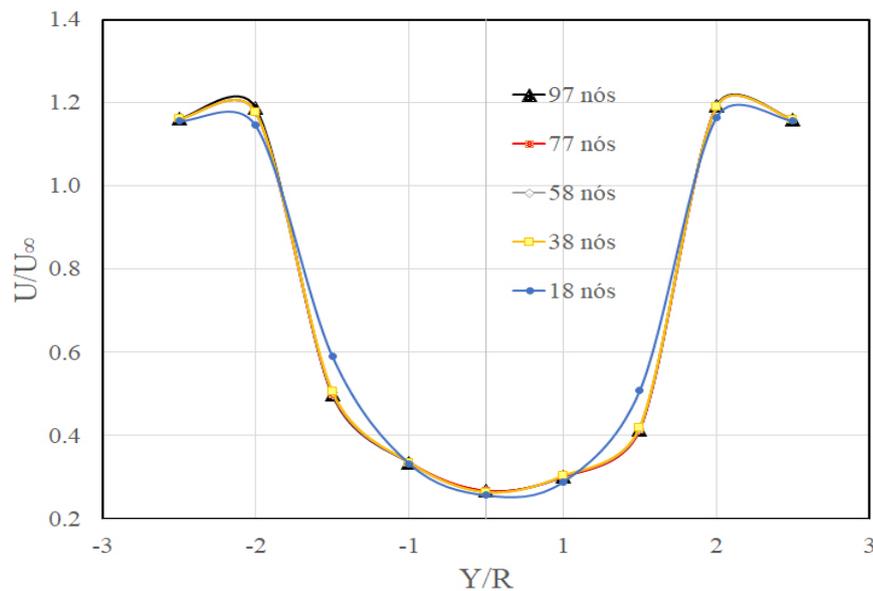
Fonte: Autor, 2019

Tabela 9 – Valores de C_p de acordo com a redução de nós no sentido radial do estator.

	97 nós	77 nós	q_n 58 nós	38 nós	18 nós
C_p	0,418148	0,413508	0,420061	0,41822	0,426697
Erro	-	1,11%	0,46%	0,02%	2,04%

De acordo com o critério de erro médio entre os períodos menor que 2%, pode-se usar $q_n=38$ nós, conforme mostram a Figura 47 e a Tabela 10, que dão o formato gráfico e os valores do perfil de velocidades de acordo com a alteração da quantidade de nós.

Figura 47 – Perfil de velocidades em $X=1,5R$.



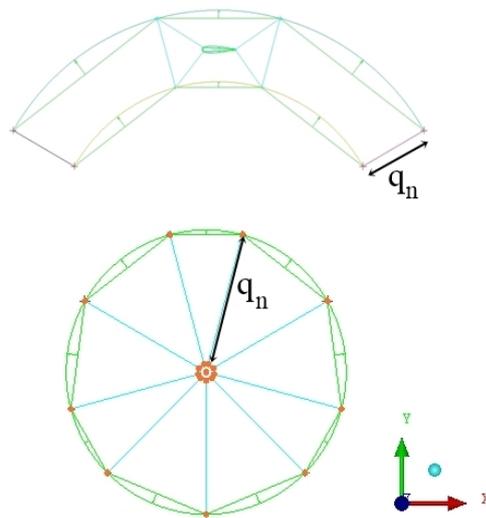
Fonte: Autor, 2019

Tabela 10 – À esquerda: valores de U/U_∞ para cada ponto Y/R. À direita: valores de erro relativos e consecutivos em relação à $q_n = 97$ nós. Na última linha têm-se os valores dos erros médios de um perfil de velocidades em relação ao perfil do estator com 97 nós no sentido radial.

Y/R	U/U_∞					Erro Relativo			
	$q_n = 97$	$q_n = 77$	$q_n = 58$	$q_n = 38$	$q_N = 18$				
-2,00	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	0,02%	0,05%	0,09%	0,44%
-1,50	1,19	1,18	1,18	1,18	1,15	0,82%	0,92%	0,83%	3,53%
-1,00	0,50	0,50	0,50	0,51	0,59	0,29%	0,88%	1,52%	18,62%
-0,50	0,34	0,34	0,33	0,34	0,33	0,08%	0,23%	0,00%	0,71%
0,00	0,27	0,27	0,26	0,26	0,26	0,15%	1,28%	1,35%	3,73%
0,50	0,30	0,30	0,30	0,30	0,29	0,42%	0,20%	0,41%	4,38%
1,00	0,41	0,41	0,42	0,42	0,51	0,18%	0,67%	1,25%	22,52%
1,50	1,19	1,19	1,19	1,19	1,17	0,18%	0,22%	0,20%	2,25%
2,00	1,16	1,16	1,16	1,16	1,16	0,02%	0,02%	0,06%	0,27%
	média⇒					0,24%	0,50%	0,63%	6,27%

Semelhantemente ao que foi feito com os nós do estator, foram feitas análises para os nós do cilindro e rotor. A subdivisão que dá cada valor q_n foi feita também no sentido radial para estas outras duas partições e nas arestas como mostrado na Figura 48.

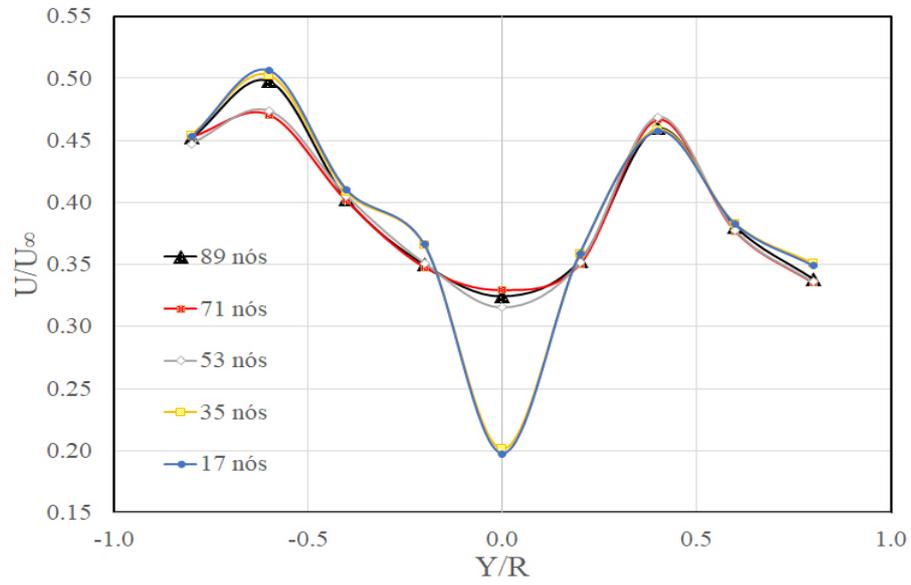
Figura 48 – Sentido das arestas analisadas no rotor e cilindro.



Fonte: Autor, 2019

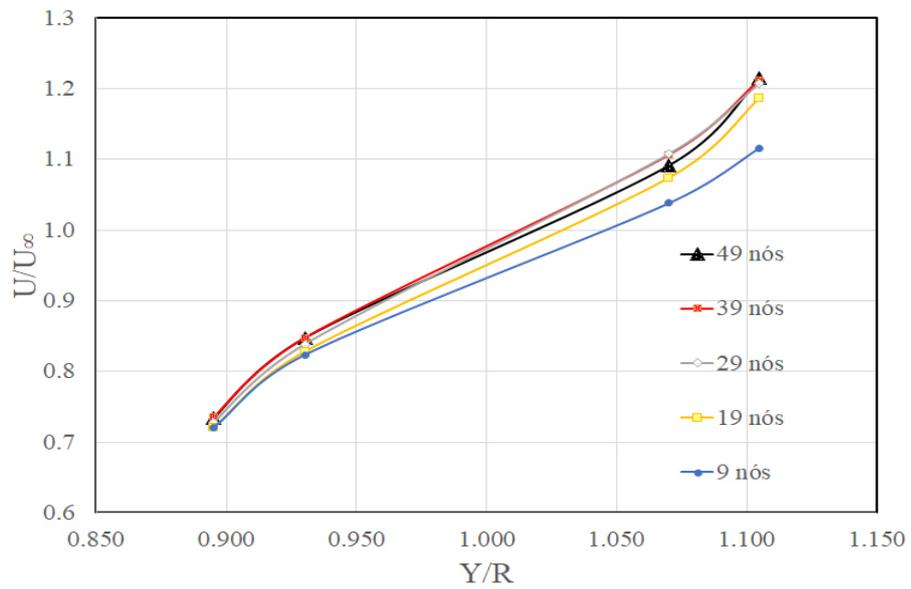
As Figuras 49 e 50 mostram graficamente a mudança no perfil de velocidade conforme decresce a densidade de elementos de malha. Numericamente, os dados gráficos podem ser consultados nas Tabelas 11 e 12. As Tabelas 13 e 14 mostra a alteração do coeficiente de potência de acordo com a quantidade de nós na malha do cilindro e do rotor, respectivamente, no sentido radial.

Figura 49 – Perfil de velocidades no cilindro, em $X=0,5R$.



Fonte: Autor, 2019

Figura 50 – Perfil de velocidades no rotor, em $X=0$.



Fonte: Autor, 2019

Tabela 11 – À esquerda: valores de U/U_∞ para cada ponto Y/R. À direita: valores de erro relativos e consecutivos em relação à $q_n = 89$ nós. Na última linha têm-se os valores dos erros médios de um perfil de velocidades em relação ao perfil do cilindro com 89 nós no sentido radial.

Y/R	U/U_∞					Erro Relativo			
	$q_n = 89$	$q_n = 71$	$q_n = 53$	$q_n = 35$	$q_n = 17$				
0.80	0.34	0.34	0.34	0.35	0.35	0.89%	0.64%	3.70%	3.17%
0.60	0.38	0.38	0.38	0.38	0.38	1.00%	0.78%	0.59%	0.51%
0.40	0.46	0.47	0.47	0.46	0.46	1.48%	1.93%	0.26%	0.49%
0.20	0.35	0.35	0.35	0.36	0.36	0.74%	0.21%	1.66%	1.78%
0.00	0.32	0.33	0.32	0.20	0.20	1.64%	2.58%	37.86%	39.04%
-0.20	0.35	0.35	0.35	0.37	0.37	0.53%	0.45%	4.55%	4.65%
-0.40	0.40	0.40	0.41	0.41	0.41	0.33%	0.68%	1.47%	1.92%
-0.60	0.50	0.47	0.47	0.50	0.51	5.49%	4.87%	0.85%	1.74%
-0.80	0.45	0.45	0.45	0.45	0.45	0.16%	1.01%	0.49%	0.19%
	Média⇒					1.36%	1.46%	5.71%	5.94%

Tabela 12 – À esquerda: valores de U/U_∞ para cada ponto Y/R. À direita: valores de erro relativos e consecutivos em relação à $q_n = 49$ nós. Na última linha têm-se os valores dos erros médios de um perfil de velocidades em relação ao perfil do rotor com 49 nós no sentido radial.

Y/R	U/U_∞					Erro Relativo			
	$q_n = 49$	$q_n = 39$	$q_n = 29$	$q_n = 19$	$q_n = 9$				
1,1049	1,21	1,21	1,21	1,19	1,12	0,16%	0,52%	2,30%	8,08%
1,0699	1,09	1,11	1,11	1,07	1,04	1,36%	1,47%	1,64%	4,89%
0,9301	0,85	0,85	0,84	0,83	0,82	0,00%	1,07%	2,33%	2,83%
0,8951	0,73	0,74	0,73	0,72	0,72	0,18%	0,87%	1,91%	1,87%
	Média⇒					0,42%	0,98%	2,05%	4,42%

Tabela 13 – Valores de C_p de acordo com a redução de nós no sentido radial do cilindro.

	q_n				
	89 nós	71 nós	53 nós	35 nós	17 nós
C_p	0,41822	0,419107	0,421077	0,41866	0,420911
Erro	-	0,21%	0,68%	0,11%	0,64%

Tabela 14 – Valores de C_p de acordo com a redução de nós no sentido radial do rotor.

	q_n				
	49 nós	39 nós	29 nós	19 nós	9 nós
C_p	0,421077	0,422153	0,427650	0,427270	0,399938
Erro	-	0,26%	1,56%	1,47%	5,02%

Frente aos resultados mostrados e respeitando a tolerância de erro de 2%, a malha definitiva para fins de comparação tem as características mostradas na Tabela 15.

Tabela 15 – Características de malha definitivas do modelo bidimensional.

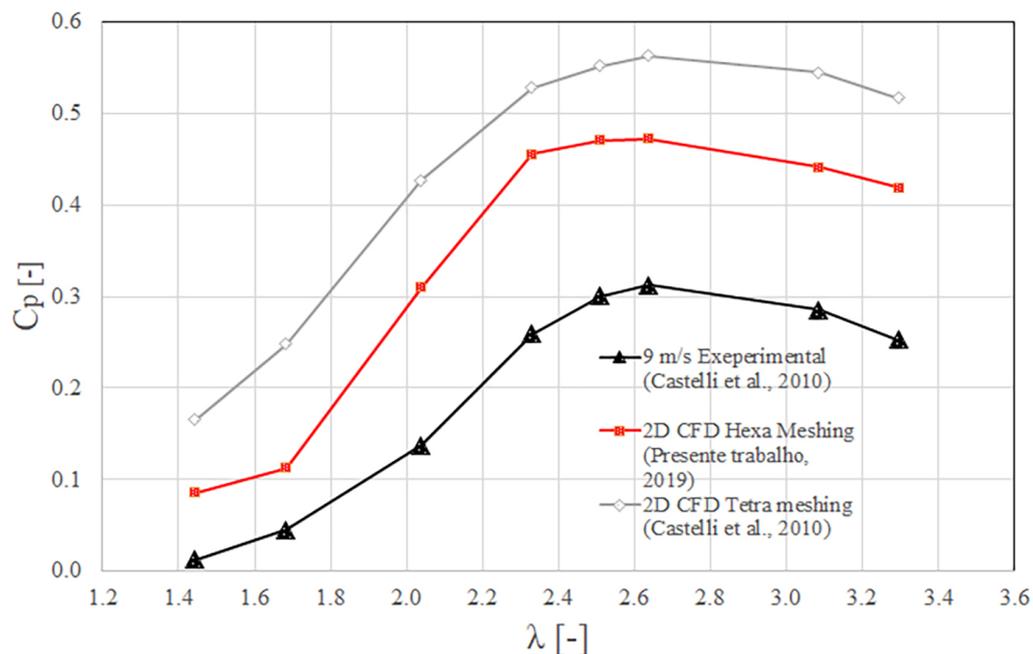
	Rotor	Cilindro	Estator
Quantidade de elementos	61560	26862	24648
q_n	29 nós	53 nós	38 nós

Assim, a malha agrupada será constituída de um total de 116070 elementos.

4.1.4 Comparativo do modelo bidimensional com o experimento

Abaixo, na Figura 51, são mostrados os resultados de simulação de $C_p \times \lambda$, utilizando a malha com a quantidade de elementos descrita na Tabela 15. Também são mostrados os dados experimentais e resultados de simulação feitos no trabalho base (CASTELLI et al., 2010). O modelo de turbulência usado por Castelli et al. (2010) que rendeu o resultado mostrado na Figura 51 foi o $k - \varepsilon$ realizável, com tratamento de parede aprimorado.

Figura 51 – Comparativo do gráfico de $C_p \times \lambda$ das simulações bidimensionais com o experimento de Castelli et al. (2010).



Fonte: Autor, 2019

Observando a Figura 51, nota-se que ambos os modelos numéricos feitos neste trabalho e no trabalho de referência reproduziram a forma da curva experimental, logo, os modelos de turbulência utilizados estão aptos no quesito predição de comportamento. Contudo, o modelo de turbulência aqui utilizado, o $k - \omega$ SST (MENTER, 1994), mostrou uma melhor aproximação do experimento, o que aponta que a captação de forças nas

regiões de parede é mais acurada. Assim sendo, persiste-se na utilização do modelo SST para as próximas simulações. Os valores para λ podem ser consultados na Tabela 16.

Tabela 16 – Valores de λ e valores de ω correspondentes de para uma velocidade de entrada fixa de 9 m/s.

λ	1,4439	1,4439	1,4439	1,4439	1,4439	1,4439	1,4439	1,4439
ω	25,2332	25,2332	25,2332	25,2332	25,2332	25,2332	25,2332	25,2332

4.2 Simulações 3D

4.2.1 Independência espacial do modelo de validação

Para se certificar que a densidade de elementos de malha utilizada é adequada, foi realizado um breve estudo que compara três tipos de malhas diferentes. Os C_p 's foram comparados e então a malha de validação final para o modelo foi escolhida. A Tabela 17 mostra a quantidade de elementos de cada subdomínio que constitui as três malhas de comparação e o C_p de retorno de cada uma. Na Figura 52 é possível comparar graficamente a alteração de C_p e, a partir desta comparação, adotou-se a malha M_{3D} 2 como ótima, visto que a diferença de C_p retornado é baixíssima em relação à malha mais densa se comparada à malha menos densa.

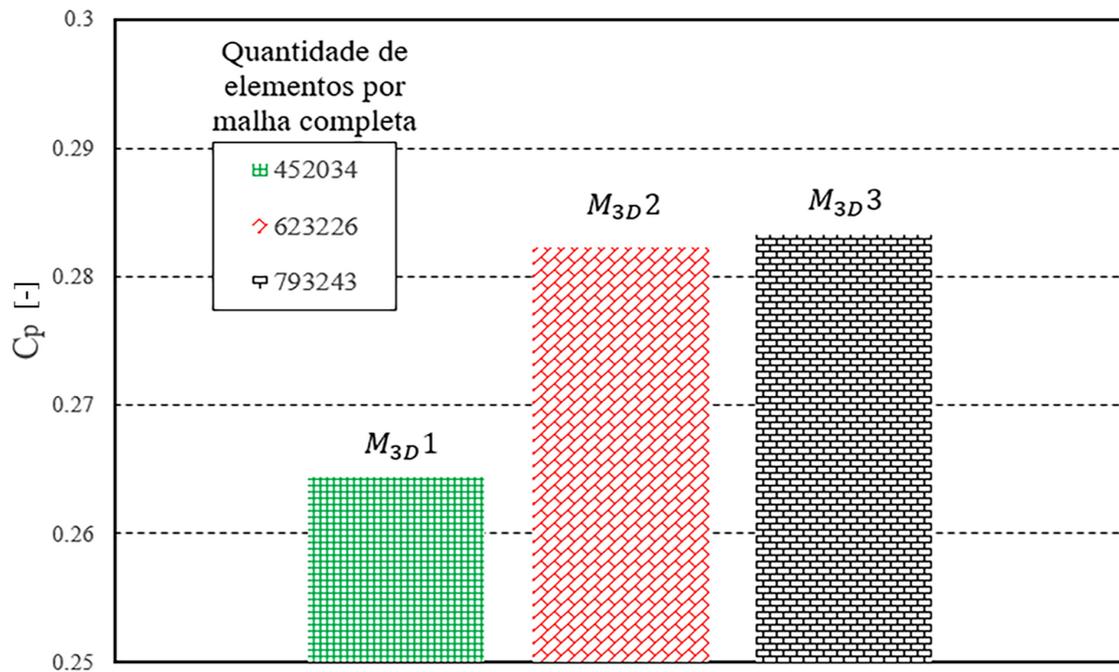
Tabela 17 – Características das malhas tridimensionais.

Malha	Quantidade de elementos Rotor	Quantidade de elementos Estator	C_p
M_{3D} 1	179058	272976	0,264447
M_{3D} 2	253818	369408	0,282238
M_{3D} 3	313752	479491	0,283265

4.2.2 Independência espacial do modelo com suportes inclinados

Para os testes de independência de densidade de malha, 4 grupos de malhas que unidas formam o rotor foram analisadas. A malha do estator utilizada foi a que ficou acordada como sendo definitiva, de 369408 elementos, pertencente ao grupo de malha M_{3D} 2 de acordo com a Tabela 17 e a Figura 52. Na Tabela 18 podem ser consultados os valores de quantidade de elementos para cada submalha de cada grupo de malhas referente à malha do rotor com suportes inclinados. Vale ressaltar que a malha Emenda da Tabela 18 diz respeito à união das três pequenas malhas de emenda entre a pá e o suporte, como mostrado na Figura 39.

Figura 52 – Sensibilidade de malha tridimensional. A quantidade de elementos mostrada é a soma dos subdomínios Rotor e Estator da Tabela 17.



Fonte: Autor, 2019

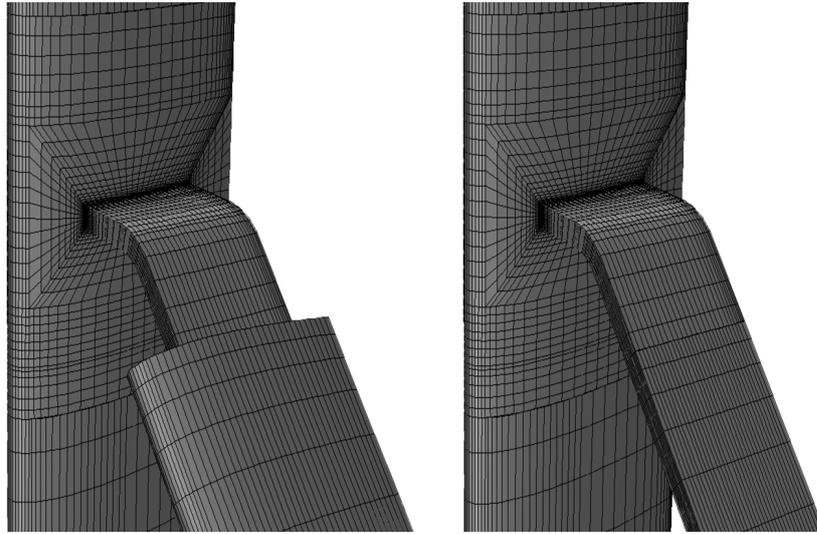
Tabela 18 – Quantidade de elementos de malha para o rotor da turbina com suportes inclinados.

	Emenda	Principal	Hub	C_p	Total
Grupo 1	185427	589350	131565	0,035907	906342
Grupo 2	236832	734604	154509	0,058879	1125945
Grupo 3	312774	881286	178941	0,064579	1373001
Grupo 4	343785	956772	194172	0,067819	1497729

Como já foi dito, as turbinas com suportes inclinados são duas: uma com suporte de seção retangular e outra com suporte de seção aerodinâmica. O suporte de seção aerodinâmica tem o mesmo perfil das pás, o NACA 0021 e sua corda corresponde à 90% do valor da corda das pás. A mesma quantidade de elementos utilizado para um modelo é também para o outro, apenas sendo adequada à geometria correspondente. Sendo assim, apenas um dos modelos teve o estudo de malha efetuado e a partir deste, tomou-se um grupo de malha como padrão para os dois. Na Figura 53 estão lado a lado os detalhes próximo à emenda entre pá e suporte das turbinas com suporte retangular e suporte aerodinâmico, destacando que a densidade de elementos na superfície é a mesma. Nota-se então que a intenção é revestir o suporte padrão com um perfil, e não substituí-lo simplesmente.

Para teste de malha ótima a ser utilizada foi feito um comparativo do C_p retornado

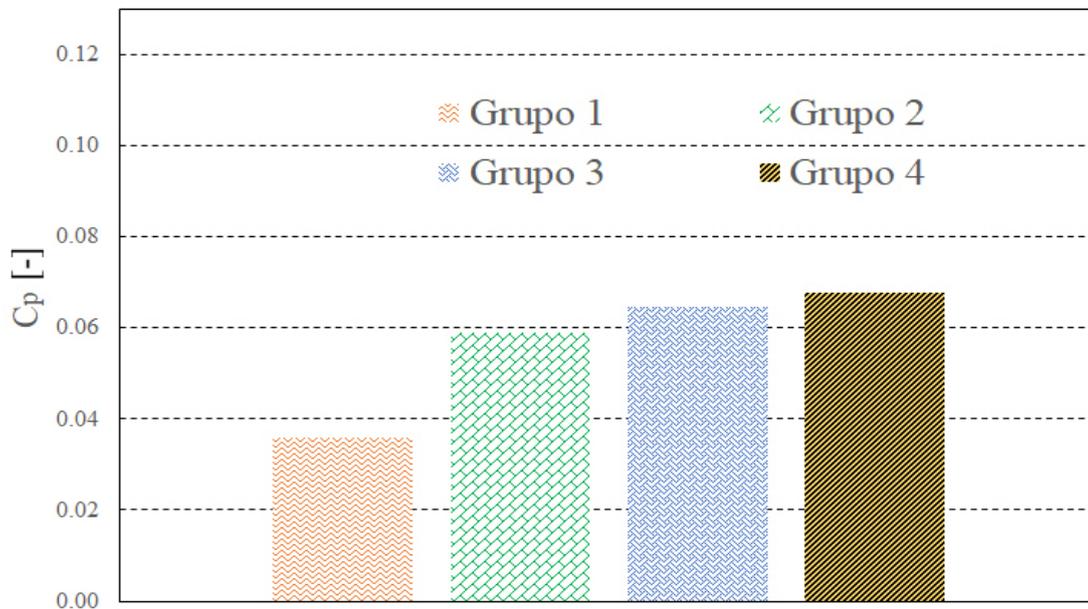
Figura 53 – Modelo com suporte NACA 0021 à esquerda e retangular à direita.



Fonte: Autor, 2019

a partir de cada grupo de malhas. Na Figura 54 é mostrado o comparativo entre os grupos de malha, de acordo com a Tabela 18.

Figura 54 – Sensibilidade de malha das turbinas com suportes inclinados. Os valores de cada grupo são referentes aos mostrados na Tabela 18.



Fonte: Autor, 2019

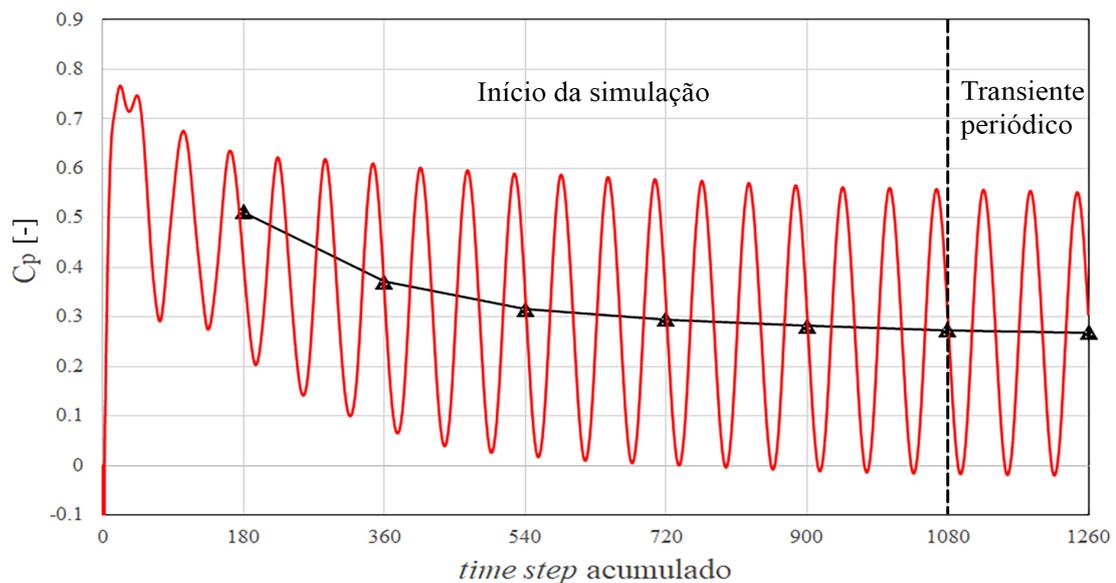
Observando a Figura 54 nota-se que a diferença de C_p do Grupo 3 para o Grupo 4 de malhas é baixíssima, e a Tabela 18 mostra que a discrepância citada é apresentada apenas a partir da 3ª casa decimal. Como as malhas estão facilmente ultrapassando a casa

de 1 milhão de elementos, essa diferença será admitida, e então a configuração de malha do Grupo 3 será utilizada como padrão.

4.3 Validação do modelo tridimensional

De modo semelhante ao retratado na Figura 40, foi feito para o caso 3D: uma simulação foi executada para algumas voltas da turbina, até que se chegasse ao regime transiente periódico e, a partir deste ponto, os resultados foram interpolados e utilizados como condição inicial para outras simulações com a mesma geometria. Abaixo na Figura 55 é mostrado o início do regime transiente periódico, no *time step* 1080 e, na Tabela 19 são mostrados os valores de C_p instantâneo de cada período e o erro do C_p de cada período em relação ao último. Para as simulações 3D, devido ao custo computacional, o erro admitido foi aumentado para 3%. Todas as simulações foram conduzidas ao passo angular de 2° por *time step*, do mesmo modo que ficou acertado no modelo 2D.

Figura 55 – Evolução de C_p por *time step*, caso 3D



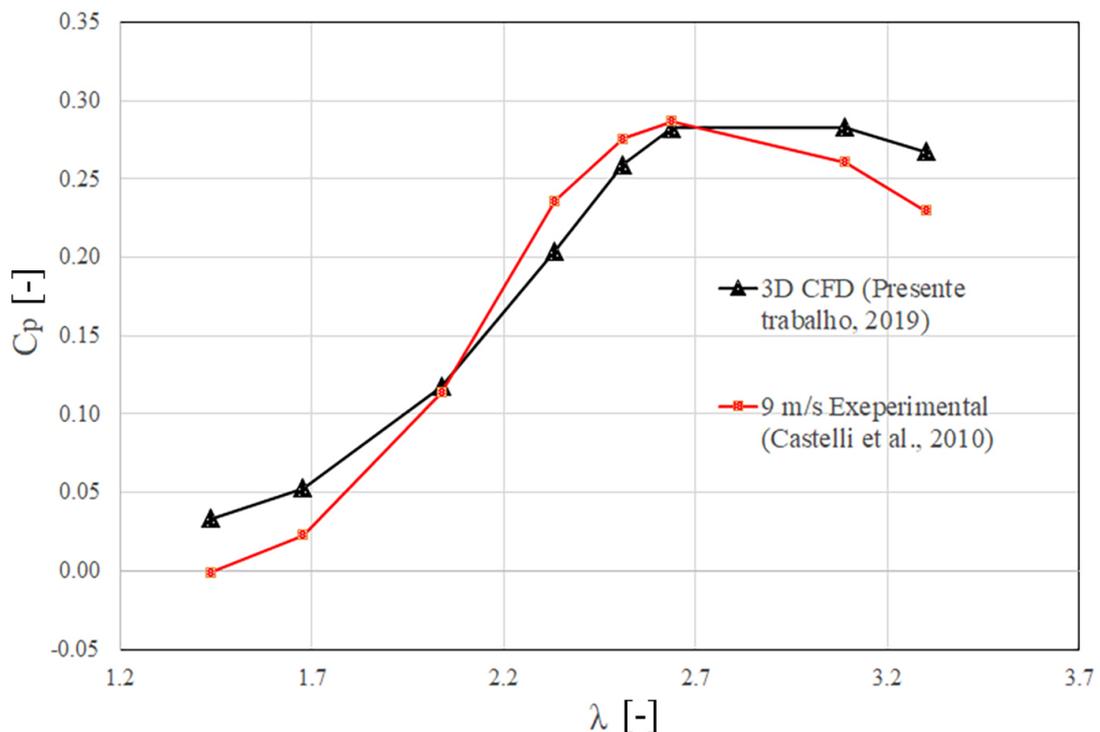
Fonte: Autor, 2019

Tabela 19 – Evolução de coeficiente de potência, C_p , para cada período simulação, caso 3D.

C_p	Erro	Período	$time\ step$	Tempo
0,51215	90,8%	1	180	0,109086388
0,370711	38,1%	2	360	0,218172776
0,31512	17,4%	3	540	0,327259164
0,294592	9,7%	4	720	0,436345552
0,281594	4,9%	5	900	0,54543194
0,273268	1,8%	6	1080	0,654518327
0,26849	-	7	1260	0,763604715

Assim sendo, a 6ª revolução pode ser utilizada como ponto inicial para as futuras simulações.

Para o próximo gráfico, na Figura 56, a Tabela 16 pode ser usada para consultar os valores do eixo horizontal da curva $C_p \times \lambda$ que compara as simulações 3D com o experimento.

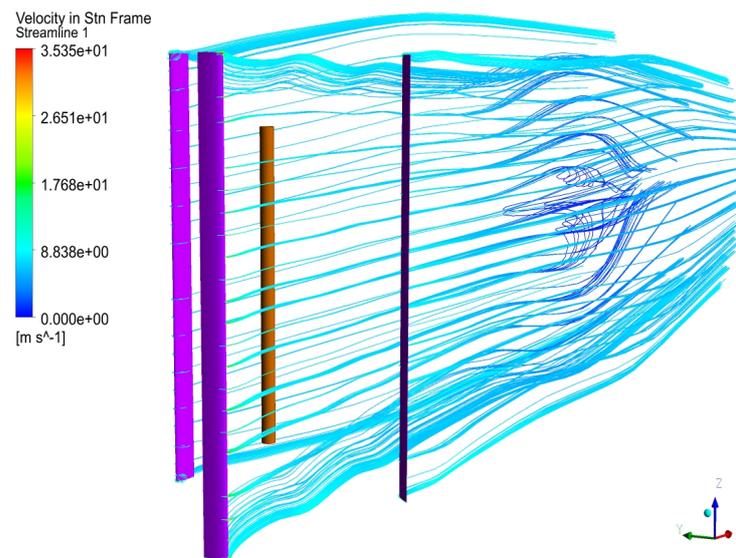
Figura 56 – Comparativo do gráfico de $C_p \times \lambda$ das simulações tridimensionais com o experimento de [Castelli et al. \(2010\)](#)

Fonte: Autor, 2019

Observando a ilustração, nota-se que há grande proximidade do modelo 3D com o experimento, eliminando boa parte dos valores superestimados das simulações bidimensionais. A redução no coeficiente de potência é clara, e ocorre graças a redução de

torque aplicado nas pás da turbina, proveniente de deformações em planos perpendiculares ao plano XY, não contabilizados nas simulações 2D. Tais deformações acontecem mais fortemente na ponta da pá e são geradas pela diferença de pressão entre um lado e outro da pá, e, com a produção destes vórtices, a taxa de arrasto aerodinâmico é aumentada (GUHA; OATES; KUMAR, 2015). Este fenômeno é chamado de “vórtice de ponta de pá”, para pás de helicópteros e turbinas ou “vórtice de ponta de asa”, para a asa de um avião. Este fenômeno é bastante estudado em helicópteros, pois a produção destes vórtices contribui para os ruídos durante a rotação das pás. Na Figura 57 é possível ver essas deformações e a prolongação delas durante o desenvolvimento do fluxo, em especial em regiões próximas à extremidade da pá. Essa propagação de turbulências é de importante análise em casos onde se pretende instalar turbinas em série na direção do vento. A Figura 58 traz o fenômeno em detalhe ampliado, onde é possível ver a origem dos vórtices.

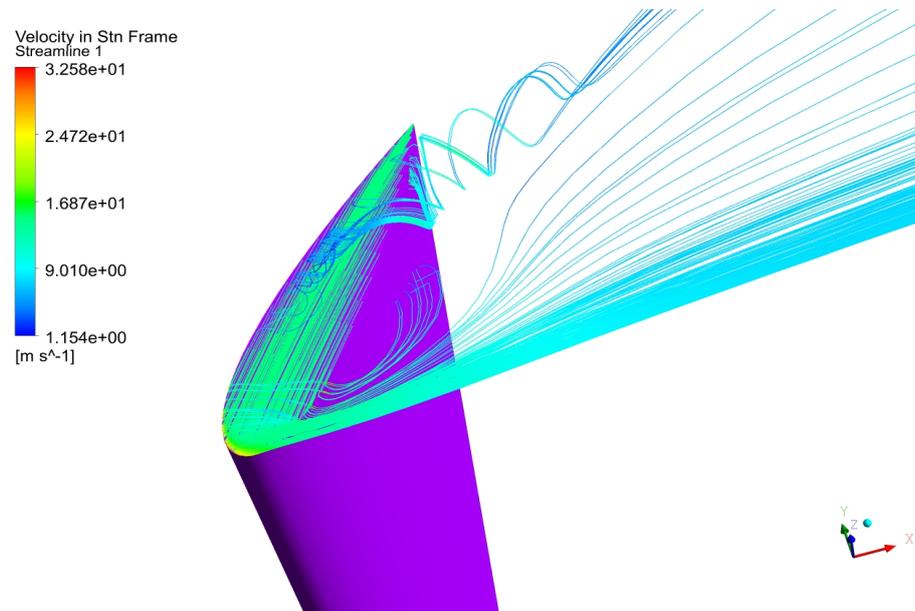
Figura 57 – Deformações do fluxo em planos paralelos ao plano XY, representados por linhas de correntes. $\lambda = 1,6823$.



Fonte: Autor, 2019

Com o modelo computacional validado para modelo de turbulência, limites de domínio e condições de contorno, pode-se prosseguir para o objeto de interesse deste trabalho, que é a comparação das TEEV's mostradas na Figura 38. Para minimizar possíveis erros e dúvidas, os dois modelos citados foram construídos a partir do modelo validado, logo o raio da turbina, comprimento, corda e perfil das pás utilizados foram os mesmos, apenas sendo adicionados os dois modelos de suporte e o *hub*. Devido à conservação da alta simetria, continuou-se a premissa de se utilizar meia geometria para as simulações, de forma a economizar recursos computacionais. As características dimensionais dos limites do domínio rotativo e estacionários foram conservados, bem como as condições de contorno.

Figura 58 – Aproximação da extremidade de uma das pás e visualização do fenômeno de vórtice na ponta. $\lambda = 1,6823$.



Fonte: Autor, 2019

4.4 Turbinas com suportes inclinados

4.4.1 Turbina com suportes retangulares \times turbina com suportes aerodinâmicos

4.4.1.1 Verificação de malha

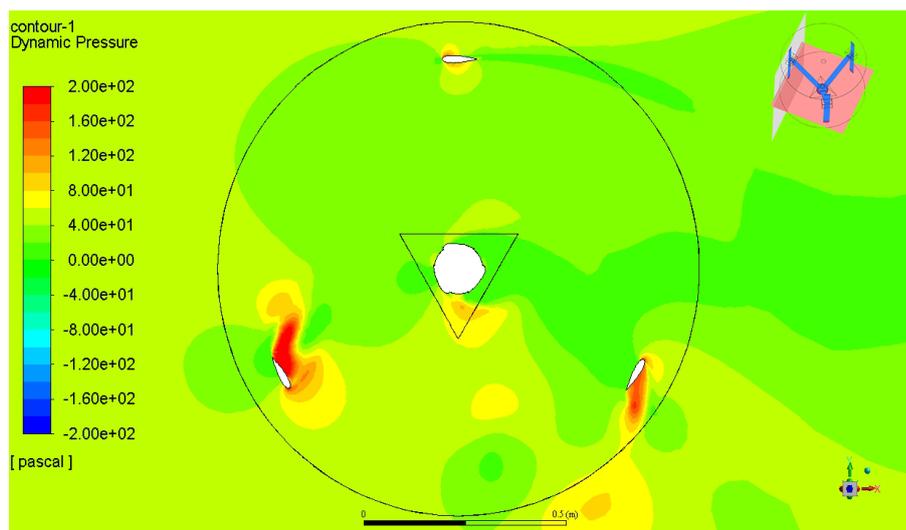
Como as turbinas a serem analisadas agora possuem um fator de bloqueio maior devido aos suportes inclinados, é previsível que haja uma queda no C_p máximo, ou até mesmo mínimo, dependendo das condições de escoamento. Na conclusão do seu trabalho, [De Marco et al. \(2014\)](#) afirma que para que haja um melhor desempenho da turbina pode-se reduzir a corda dos suportes, inclusive é mostrado um breve resultado da influência da corda dos suportes no C_p da turbina. Isso acontece porque, reduzindo a corda dos suportes, é reduzida a área da estrutura sólida da turbina e portanto o amortecimento. Claro, isso só acontece enquanto o elemento produzir forças aerodinâmicas favoráveis, logo, para avaliar tal efeito é necessário um estudo apropriado. No entanto aqui, este estudo não será efetuado, já que o objetivo é comparar as performances das turbinas de acordo com seu tipo de suporte, e não com a turbina de validação por exemplo, que originalmente possui suportes horizontais de espessura muito pequena, logo interagem pouco com o escoamento.

Antes de apresentar a comparação entre os modelos com suporte padrão e suportes inclinados é importante verificar as interfaces existente no modelo, já que para conservar

a boa qualidade de malha foi necessário subdividir a malha do rotor em outras malhas. Esta é uma etapa importante porque caso as interfaces estejam em muito desacordo, falsas paredes podem ser criadas naquela região, impedindo o livre escoamento do fluido, este caso, o ar.

Para a verificação de possíveis interferências de efeito de interface foram utilizados dois planos adicionais para plotagem de contornos de pressão. Caso seja observado que há uma diferença muito gritante entre um lado e outro da interface, significa que paredes virtuais estão sendo formadas e um lado da interface deve ser refeito e ter sua densidade de elementos de malha ajustado para próximo do outro lado. O posicionamento dos dois planos podem ser vistos nas quatro próximas figuras no canto superior direito. O plano avermelhado indica o plano em que a imagem está sendo plotada. Nas Figuras 59 e 60 o plano normal ao eixo Z está posicionado à 0,05 m e, nas Figuras 61 e 62, os planos normais ao eixo Y estão posicionados em $Y=0,506$ m.

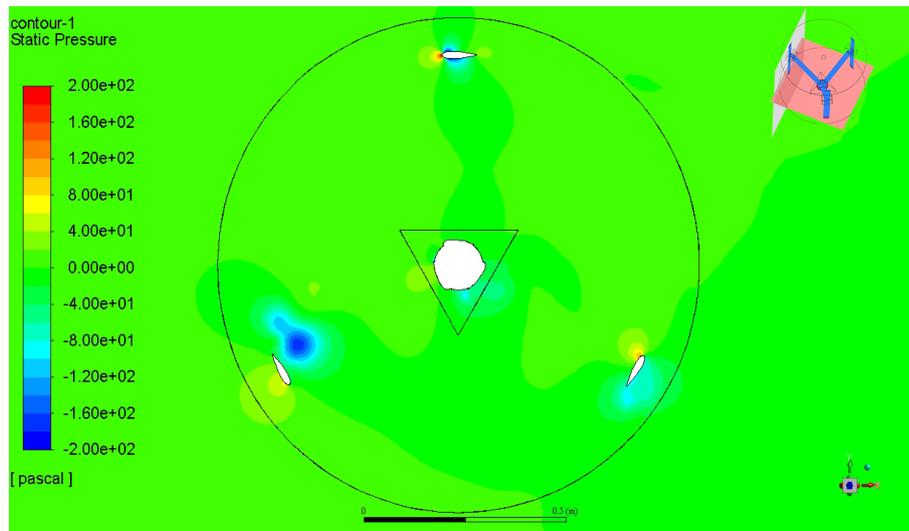
Figura 59 – Contornos de pressão dinâmica no plano em $Z=0,05$ m, $\lambda = 1,4439$.



Fonte: Autor, 2019

De acordo com as Figuras 59 e 60 visivelmente não há problemas quanto à formação dos campos de pressão através das interfaces, representadas pelas linhas pretas. Para as Figuras 61 e 62 também não se nota nenhuma mudança abrupta nos contornos de pressão, o que indica que as malhas se adequam para uso. Caso houvessem problemas, gradientes de pressão consideráveis deveriam ser notados principalmente nos casos onde são plotadas pressões dinâmicas, pois estas estão relacionadas com o escoamento de fluido.

A boa fluidez do fluxo através das interfaces é fator determinístico para a qualidade de simulação e resultado final pois, caso isto não aconteça, resultados destoantes da realidade são produzidos numa maior escala.

Figura 60 – Contornos de pressão estática no plano em $Z=0,05$ m, $\lambda = 1,4439$.

Fonte: Autor, 2019

Figura 61 – Contornos de pressão dinâmica no plano em $Y=0,506$ m, $\lambda = 1,4439$.

Fonte: Autor, 2019

4.4.1.2 Comparativo

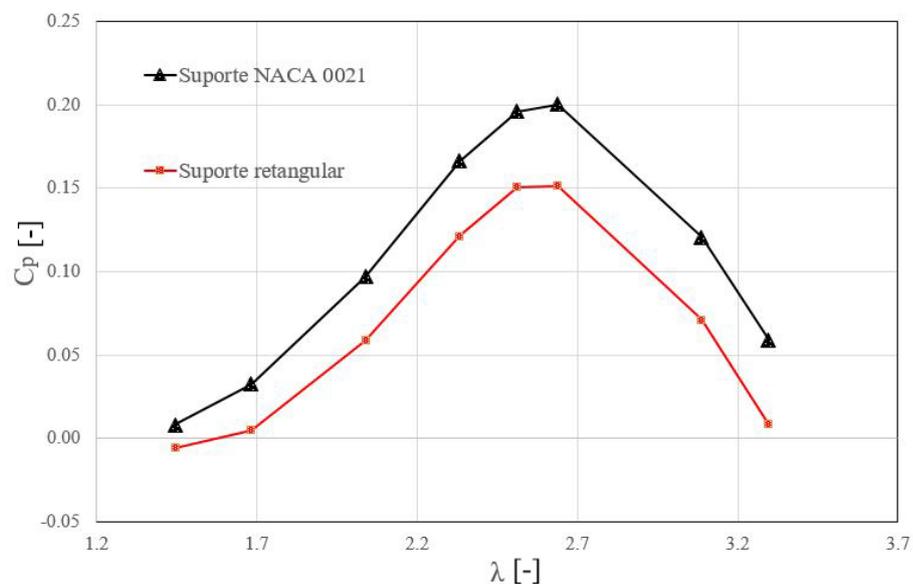
Semelhantemente ao que foi feito em todas as construções de curva de $C_p \times \lambda$, as curvas de desempenho das turbinas com suportes padrão retangular e suportes aerodinâmicos foram plotadas a partir das características de validação, que são os 8 pontos λ da Tabela 16 e velocidade de entrada de 9 m/s, logo, os valores de ω para cada λ também podem ser consultados na Tabela 16.

Observando o gráfico da Figura 63 nota-se que existe um pequeno aumento no torque gerador em $\lambda = 1,4439$, se comparado aos outros pontos. Visualmente o ganho é pequeno, mas percentualmente em relação aos valores de C_p da turbina com suportes

Figura 62 – Contornos de pressão estática no plano em $Y=0,506$ m, $\lambda = 1,4439$.

Fonte: Autor, 2019

Figura 63 – Gráficos de desempenho para as turbinas de suportes inclinados retangulares e perfilados aerodinamicamente.



Fonte: Autor, 2019

retangulares, o ganho é altíssimo. Para melhor compreensão da distribuição de ganho de performance em cada λ testado, a Tabela 20 mostra os valores de C_p da Figura 63 e também os valores numéricos de diferença absoluta e percentuais de aumento de C_p da turbina de suportes perfilados aerodinamicamente em relação ao modelo com suportes retangulares.

A Figura 63 e a Tabela 20 mostram que para todas as faixas de λ só há ganhos de desempenho. Este ganho, do ponto de vista da curva $C_p \times \lambda$, é similar ao estudo de Douak

Tabela 20 – Comparativo entre as turbinas com suportes inclinados retangulares e perfilados aerodinamicamente, com cálculo de acréscimo percentual e diferença numérica de C_p em relação ao modelo de suporte retangular.

λ	C_{paero}	C_{pret}	Diferença absoluta, $C_{paero} - C_{pret}$	Aumento percentual relativo, $ABS(\frac{C_{paero} - C_{pret}}{C_{pret}}) \times 100\%$
3,2959	0,058879442	0,008538922	0,05034052	589,54%
3,0863	0,120522533	0,071206851	0,049315681	69,26%
2,6386	0,200304765	0,151485371	0,048819393	32,23%
2,5103	0,196125528	0,150703235	0,045422293	30,14%
2,3309	0,166355229	0,121433084	0,044922145	36,99%
2,0391	0,096741645	0,058547572	0,038194073	65,24%
1,6823	0,032468655	0,005025071	0,027443584	546,13%
1,4439	0,008177609	-0,00579512	0,013972729	241,11%

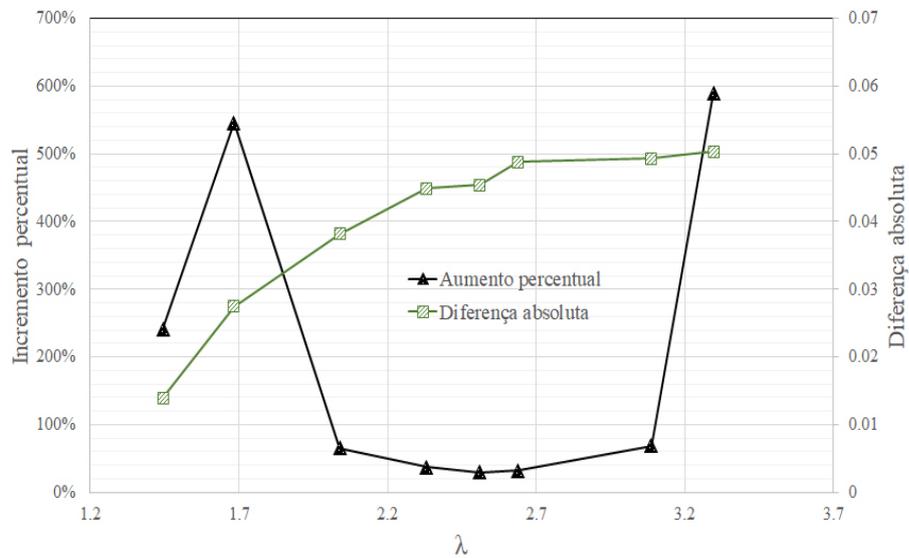
et al. (2017), onde a curva otimizada é deslocada mais fortemente nas faixas centrais de operação. A concordância deste trabalho com o de Douak, mostra que esse pequeno incremento em baixos λ 's gera um aumento da taxa de desempenho máxima, indicando que mesmo uma pequena alteração positiva no torque de partida têm como consequência uma grande melhoria no desempenho máximo.

Analisando a Tabela 20, vê-se que a diferença absoluta de C_p cresce gradualmente de forma logarítmica conforme aumenta-se o valor de λ , ilustrando uma parte do comportamento do acréscimo de desempenho em cada λ . A mudança feita implica em um pequeno ganho de torque no início da operação da turbina, mas que cresce conforme a turbina ganha giro por intervalo de tempo e, após uma certa faixa, tende a se manter constante.

Quanto ao aumento de performance percentual há um fato curioso: isolando o primeiro λ , nota-se que o aumento relativo de C_p é semi simétrico, mostrando uma outra característica do comportamento de operação da turbina ao mudar o perfil dos suportes, onde valores pequenos do coeficiente de performance são facilmente multiplicados, enquanto para valores mais altos, isto se torna mais difícil, o que é de se esperar. Especulativamente, se a análise continuar para faixas de λ maiores que 3,2959, os resultados retornados seriam algo parecido com o que acontece de $\lambda = 1,4439$ para $\lambda = 1,6823$, mas de forma espelhada, já que em $\lambda = 3,2959$ a turbina está findando sua faixa de operação. Logo os acréscimos de performance percentuais tenderão a diminuir, a partir do último λ , reforçando, especulativamente. Para auxiliar na compreensão do que foi dito, a Figura 64 pode ser consultada.

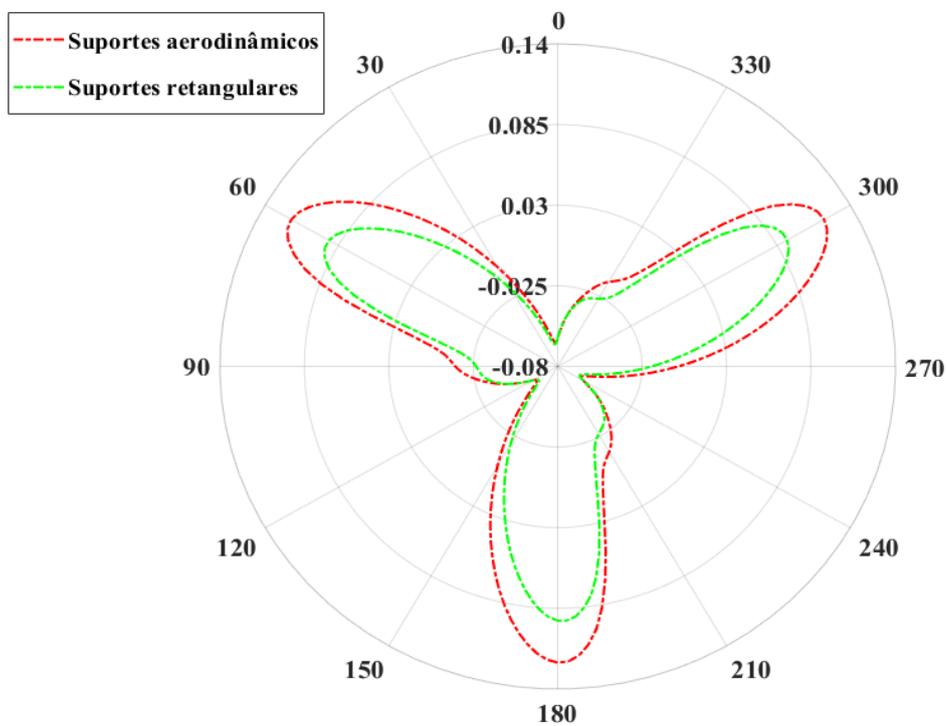
Sabe-se que as turbinas eólicas de eixo vertical são máquinas girantes que geram energia oscilatória e quase periódica, dependendo da constância do escoamento. Para visualizar se de fato os suportes aerodinâmicos são superiores em desempenho em todos os estágios, um período no λ mais baixo foi plotado com as curvas periódicas de C_p

Figura 64 – Comportamento do acréscimo de performance do modelo com suportes aerodinâmicos em relação ao modelo com suportes retangulares.



Fonte: Autor, 2019

Figura 65 – Comparativo do comportamento periódico do C_p total dos dois modelos, $\lambda = 1,4439$.

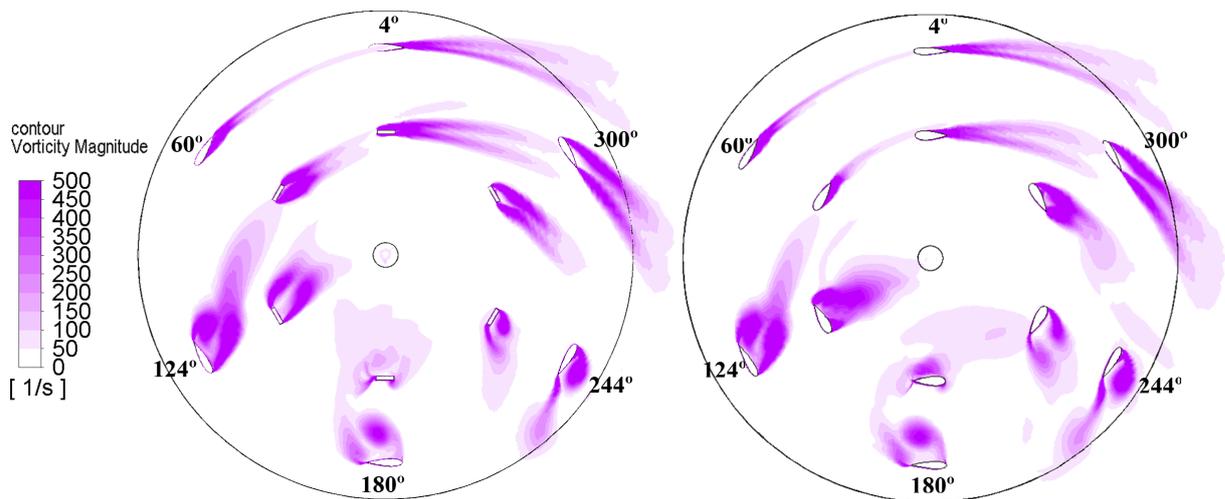


Fonte: Autor, 2019

pontual dos dois modelos. A Figura de gráfico polar 65 mostra que a alteração dos suportes

faz com que o modelo aerodinâmico seja superior em quase todas as posições azimutais durante a rotação, no mínimo semelhante ao obtido pelos retangulares em pontos de baixo desempenho.

Figura 66 – Comparativo dos campos de vorticidade em várias posições azimutais gerados durante a revolução de um conjunto de pá e suporte inclinado retangular (esquerda) e aerodinâmico (direita) no plano $z = 0,3$ m, $\lambda = 1,4439$.



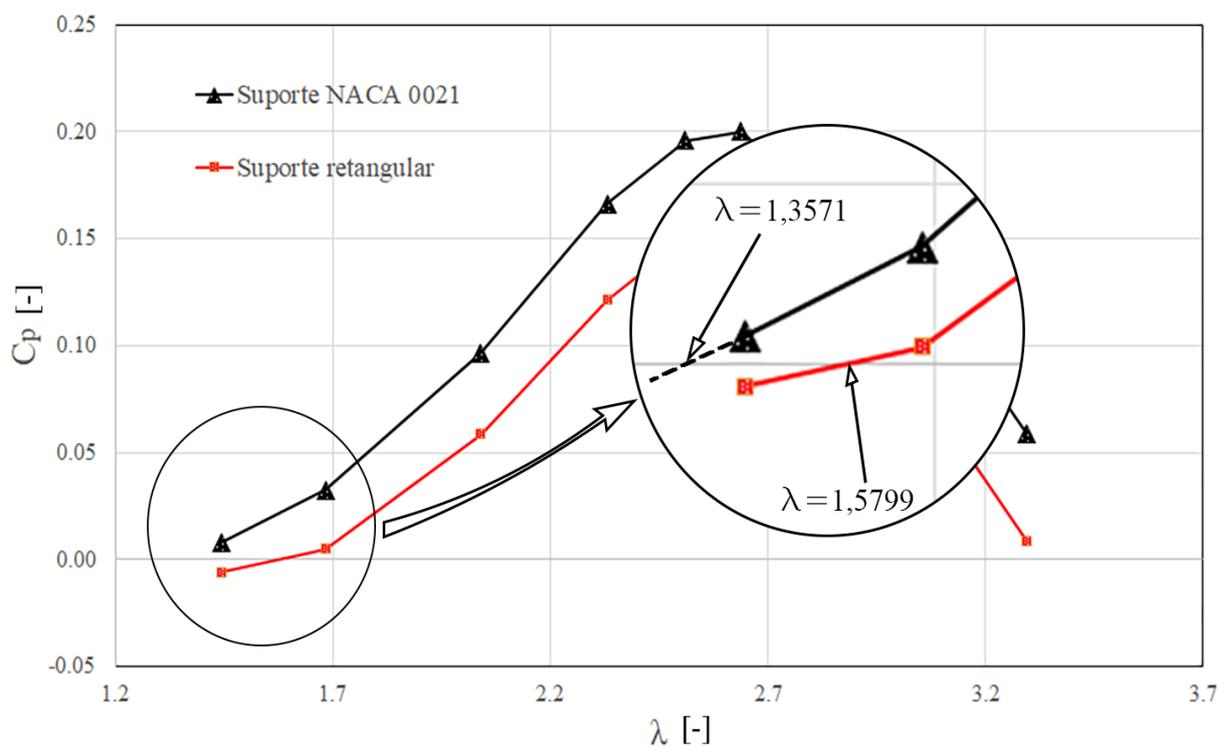
Fonte: Autor, 2019

A Figura 66 mostra a intensidade de vórtices gerados durante a rotação de um conjunto de pá e suporte em várias posições azimutais. Nota-se que as pás geram campos similares independentemente do tipo de suporte, logo, a análise deve ser feita exclusivamente quanto aos campos gerados pelos suportes. Para $\theta = 4^\circ$ e $\theta = 60^\circ$, observa-se que a intensidade de vórtices é muito maior nas proximidades dos suportes retangulares que nos aerodinâmicos, muito mais visivelmente em $\theta = 60^\circ$. Em $\theta = 124^\circ$, o campo recirculante é maior nas proximidades do suporte aerodinâmico, no entanto, os vórtices são deslocados na direção do escoamento (da esquerda pra direita) mais facilmente no caso deste, o que indica que há um menor amortecimento nessa região, se comparado ao caso dos suportes retangulares. Isto também se nota na posição $\theta = 180^\circ$, onde os vórtices são arrastados para longe do suporte aerodinâmico e se concentram próximo ao suporte retangular. Dadas as devidas proporções, as posições $\theta = 244^\circ$ e $\theta = 300^\circ$ são bem similares.

Por último, a Figura 67 detalha o objeto de interesse deste estudo, que é a melhora do torque de partida da turbina através da implementação de suportes aerodinâmicos. O valor de λ caiu de 1,5799 para 1,3571 aproximadamente, o que significa dizer que, pela relação adimensional dos λ 's, para uma velocidade de vento de 9 m/s o valor de ω caiu de aproximadamente 27,61 para 23,71 rad/s, o que em rotações por minuto é uma queda aproximadamente 37,2422 RPM. Este valor é quase 10% do máximo de operação de algumas TEEV's comerciais, tais como o modelo Turby[®] (ver o relatório de Sarl (2007)), que funcionam à uma velocidade ótima de 400 RPM. Para este trabalho, o adiantamento

na curva de desempenho implica que uma turbina que só começava a apresentar torque positivo (de partida) com 263,656 RPM quando $U_\infty = 9$ m/s, tem esse valor reduzido para 226,414 RPM. Este é um bom resultado, visto que apenas o perfil retangular foi revestido com um aerodinâmico e, embora a área total sólida tenha aumentado com este revestimento, os resultados ainda assim foram positivos. Com isso, em relação à comparação, conclui-se que o perfilamento aerodinâmico dos suportes foi uma mudança bem sucedida em todos os pontos.

Figura 67 – Aumento do torque de partida da turbina com suportes aerodinâmicos através do adiantamento da curva de potência de $\lambda = 1,5799$ para $\lambda = 1,3571$.



Fonte: Autor, 2019

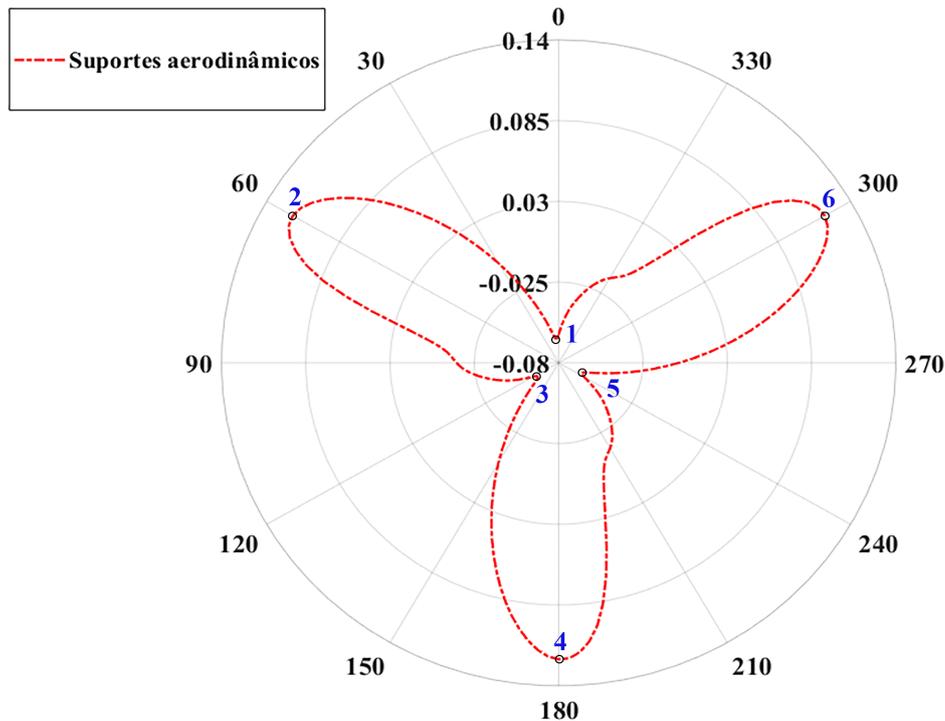
4.4.1.3 Análise do modelo com suportes inclinados aerodinâmicos

Aqui o objetivo será identificar em que condições se encontra a turbina em máximo e mínimo torque. Como concluiu-se que o modelo com suportes aerodinâmicos apresenta melhor performance, e devido à conclusão anterior de que melhorando o torque de partida a melhora é estendida e até em maiores proporções para ω 's subsequentes, daqui em diante apenas o modelo de suportes aerodinâmicos será considerado e a ênfase será dada à $\lambda = 1,4439$.

Primeiramente há a necessidade de identificar em que posições azimutais são produzidas as maiores e menores taxas de torque. A Figura 68 mostra 6 pontos, onde cada

ponto pode ser um ponto máximo ou mínimo de C_p no período, dependendo da análise gráfica. Os dados de cada ponto são descritos na Tabela 21.

Figura 68 – Pontos máximos e mínimos de C_p , $\lambda = 1,4439$.



Fonte: Autor, 2019

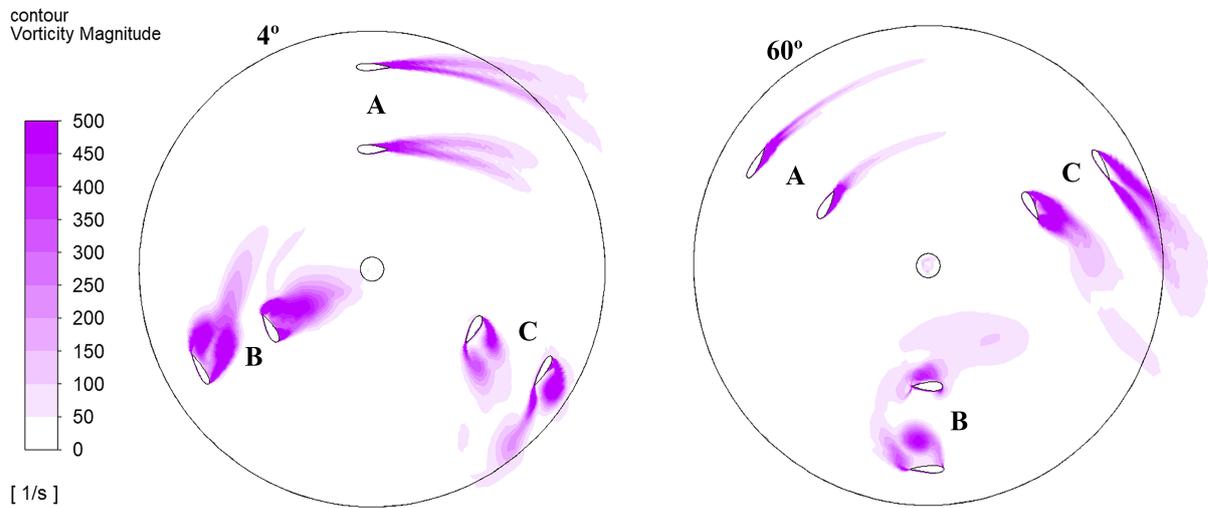
Tabela 21 – Máximos e mínimos C_p 's de acordo com a posição azimutal.

Ponto	Ângulo Azimutal (aproximado)	C_p
1	4°	-0,063649684
2	60°	0,120333314
3	124°	-0,06357768
4	180°	0,121955343
5	244°	-0,06352637
6	300°	0,120368689

Pela Tabela 21, nota-se que os C_p 's máximo e mínimo por período para $\lambda = 1,4439$ são aproximadamente 0,120 e -0,064 respectivamente e a defasagem entre um ponto e outro é mais ou menos 60°, para o dado λ . Assim sendo, realizou-se o comparativo entre um dos três pontos de máximo com um dos três de mínimo. A Figura 69 ilustra a concentração de vórtices para $\theta = 4^\circ$ e 60° , que são as posições angulares escolhidas para as análises.

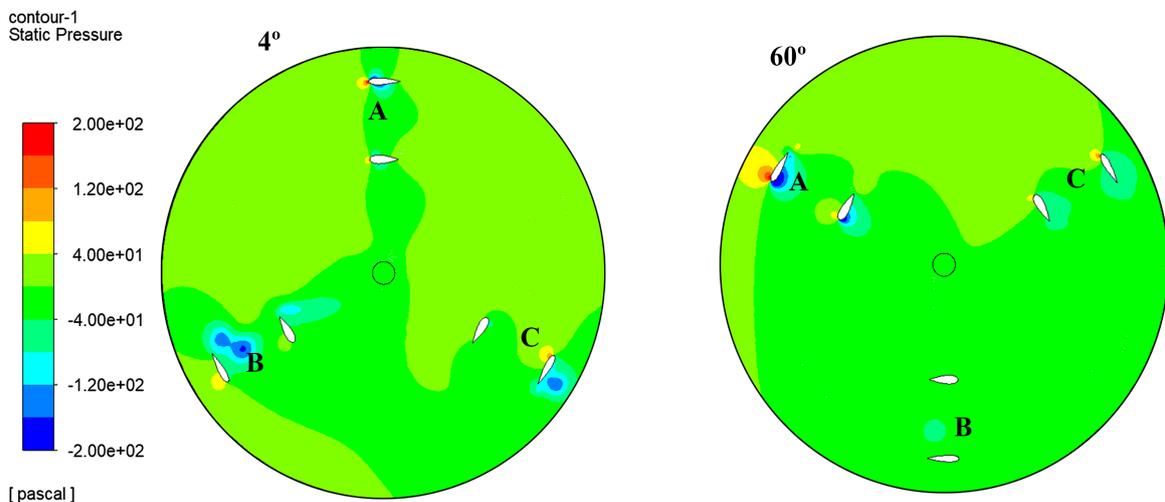
Para entender o que acontece durante este ciclo em $\lambda = 1,4439$, é pertinente analisar as Figuras 69, 70 e 71 em conjunto com o gráfico polar da Figura 72. Nesta última, os

Figura 69 – Comparativos dos contornos de vorticidade entre $\theta = 4^\circ$ (esquerda) e $\theta = 60^\circ$ (direita) no plano $z=0,3$ m, $\lambda = 1,4439$. As letras identificam a posição azimutal de cada conjunto pá suporte.



Fonte: Autor, 2019

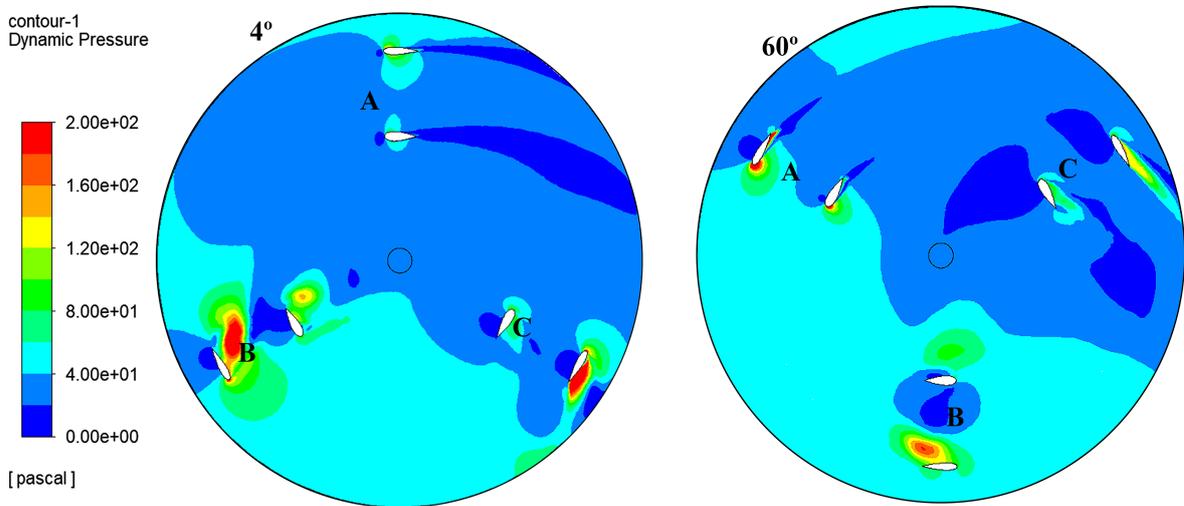
Figura 70 – Comparativos dos contornos de pressão estática entre $\theta = 4^\circ$ (esquerda) e $\theta = 60^\circ$ (direita) no plano $z=0,3$ m, $\lambda = 1,4439$. As letras identificam a posição azimutal de cada conjunto pá suporte.



Fonte: Autor, 2019

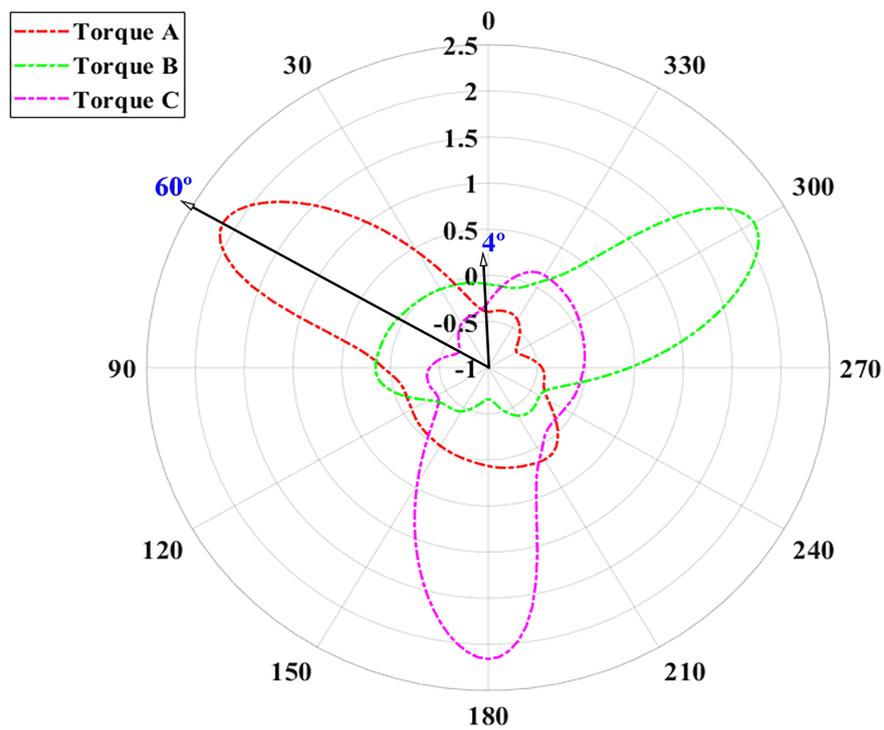
torques A, B e C são referentes aos conjuntos de pás e suportes das ilustrações de campos citadas e o par de setas apontando para 4° e 60° na Figura 72 ligam os pontos de valores de torque pontual gerado em cada conjunto de acordo com os pares de campos ilustrados. As análises inevitavelmente envolveram a menção dos ângulos de ataque aproximados em cada situação e estes, podem ser consultados na Figura 73, não só para $\lambda = 1,4439$, mas para todos os 8 λ 's testados.

Figura 71 – Comparativos dos contornos de pressão dinâmica entre $\theta = 4^\circ$ (esquerda) e $\theta = 60^\circ$ (direita) no plano $z=0,3$ m, $\lambda = 1,4439$. As letras identificam a posição azimutal de cada conjunto pá suporte.



Fonte: Autor, 2019

Figura 72 – Torques dos três conjuntos pá e suporte, $\lambda = 1,4439$.



Fonte: Autor, 2019

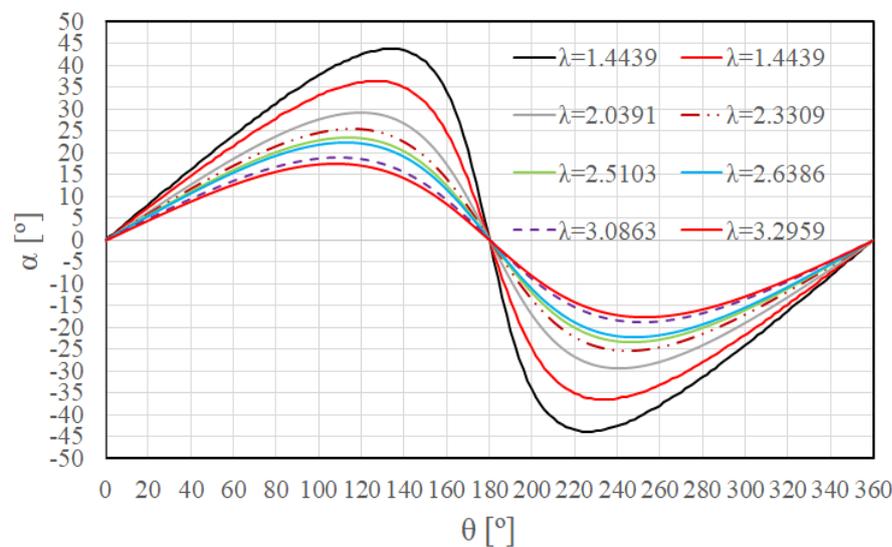
- **Conjunto de pá e suporte A:** Para $\theta = 4^\circ$, observa-se que o conjunto A encontra-se numa posição em que a corda está alinhada com a direção de U_∞ , que por

sua vez incide quase que concentradamente apenas no bordo de ataque (ver 2.21) e pouquíssimo acima deste ($\alpha \approx 1,6366^\circ$) dos perfis, produzindo vórtices que facilmente são carregados pelo escoamento. Contudo, devido ao posicionamento, a força gerada neste ponto gera torque antagônico ao movimento da turbina. Por isso o Torque A no gráfico polar é negativo (aproximadamente $-0,65$ Nm) em 4° . Os contornos de pressão estática e dinâmica confirmam a pressão estática concentrada nos bordos de ataque, gerando resistência ao movimento da turbina, e a baixa pressão dinâmica formada na frente de A, reduzindo a velocidade de escoamento e amortecendo o campo, diminuindo a transferência de energia para regiões posteriores. Em $\theta = 60^\circ$ ($\alpha = 24,0134^\circ$), A apresenta um campo de vorticidade bem menor que qualquer outra situação da Figura 69, além de um caudal bem mais uniforme com o movimento rotativo que em $\theta = 4^\circ$. A pressão estática formada na parte externa dos perfis no bordo de ataque tende a forçar uma rotação anti-horária do conjunto, em conformidade com o sentido de rotação da turbina. Percebe-se também que o campo de amortecimento gerado pelos contornos de pressão dinâmica possuem uma área menor e não é mais influenciado pela baixa velocidade de B, não restringindo tanto o escoamento para áreas em *downwind*, como acontecia em $\theta = 4^\circ$.

- **Conjunto de pá e suporte B:** Em $\theta = 4^\circ$ é o que produz uma maior área de vorticidade local, pois está em $\theta \approx 120^\circ$ e $\alpha \approx 42,5363^\circ$, zona de produção dos maiores ângulos de ataque para $\lambda = 1,4439$. Logo, produz as maiores taxas de estol, colaborando para o valor de torque tão baixo. Em $\theta = 60^\circ$ ainda percebe-se uma grande área de vórtices, no entanto com intensidade bem reduzida se comparada ao caso anterior. A formação desses turbilhões aumenta a velocidade local e reduz a pressão estática, o que pode ser visto nos contornos de pressão estática e dinâmica. Como pode ser visto na plotagem de vorticidade, a circulação é formada a partir do bordo de ataque e forma um turbilhão na parte interna da pá com rotação horária, o que não prejudica o torque neste estágio. Por isso na plotagem polar, em B o torque é positivo mas próxima de zero em $\theta = 60^\circ$ e, devido à baixa interação da pá (e quase nula do suporte) com o campo, como mostrado nos contornos de pressão estática.
- **Conjunto de pá e suporte C:** No gráfico polar, nota-se que tanto para $\theta = 4^\circ$ quanto $\theta = 60^\circ$, o valor de torque é negativo. Isso acontece porque C está em ambas as posições azimutais em *downwind*, absorvendo pouca energia do fluxo devido a barreira de outros conjuntos e amortecimento do campo de velocidades, como bem pode ser visto nos contornos de pressão dinâmica. Este fenômeno é agravado em $\theta = 60^\circ$, pois o conjunto C está alinhado (relativamente ao escoamento) com A. Pelos contornos de vorticidade é possível visualizar o estol acentuado no conjunto, tanto na pá quanto no suporte, o que indica uma forte presença de arrasto. Isto é bem mais forte em $\theta = 60^\circ$ do que em $\theta = 4^\circ$, por isso o valor de torque é menor.

Pelos contornos de pressão estática, vê-se que para as duas posições azimutais, a concentração de pressão tende a rotacionar as pás e, mais fortemente em $\theta = 60^\circ$, no sentido horário, contrariando o movimento natural da turbina e contribuindo negativamente para a performance. O ângulo de ataque é aproximadamente $-41,7920^\circ$ em $\theta = 4^\circ$ e $-24,0134^\circ$ em $\theta = 60^\circ$ e, embora possua um ângulo de ataque menor (em módulo), devido à efeitos negativos do escoamento e pontos de concentração de pressão estática, o torque é menor em $\theta = 60^\circ$, com mencionado anteriormente.

Figura 73 – Variação do ângulo de ataque geométrico, α , de acordo com a posição azimutal, θ , para todos os λ 's testados.



Fonte: Autor, 2019

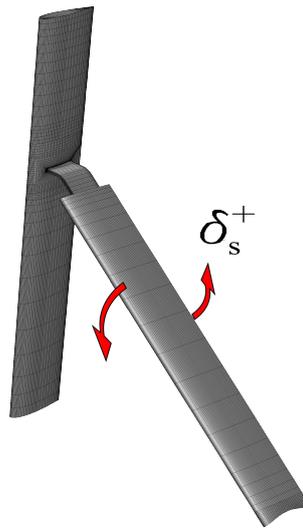
Para alterar o comportamento da interação de escoamento de forma a melhorar os pontos negativos visualizados na análise acima, é necessário alterar algumas características estruturais da turbina. Caso não haja o desejo de alterar a solidez da turbina, o que se pode fazer é mudar o ângulo de *pitch* δ ou o perfil aerodinâmico dos elementos geradores de torque ou ambos. Existe a alternativa de instalação de um mecanismo auxiliar que altere o ângulo de ataque de maneira dinâmica, como fez [Douak et al. \(2017\)](#). Mas isso gera aumento do momento de inércia da turbina, já que inevitavelmente irá aumentar a massa do conjunto, acabando por deixá-la mais resistente à auto partida.

4.5 Análise de *pitch* de suportes

Um breve estudo do ângulo de *pitch* foi feito, para averiguar se a inclinação em relação ao eixo de fixação dos suportes, δ_s , gera algum efeito positivo na operação da turbina. Como foi observado nas seções anteriores, a máquina com suportes aerodinâmicos

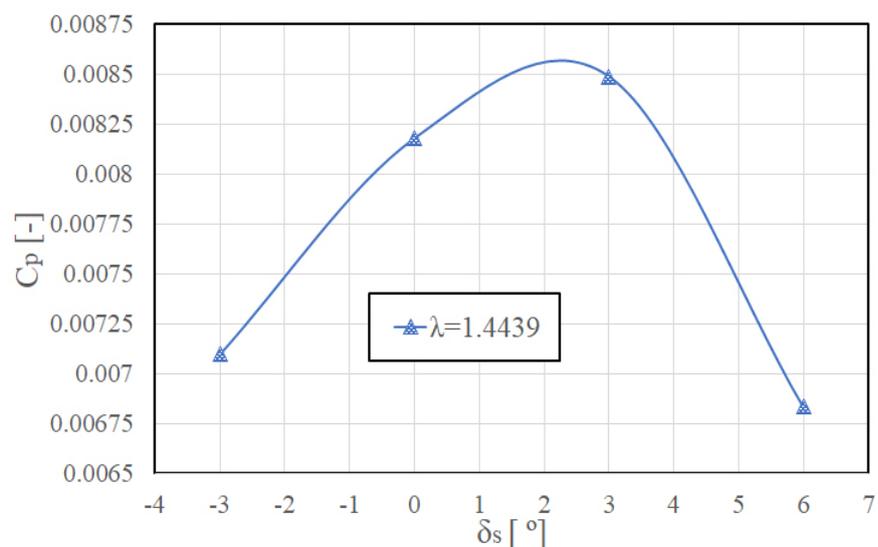
é mais produtiva. Logo, a alteração do ângulo de *pitch* será feita apenas na turbina de suportes aerodinâmicos. O sentido positivo de δ_s é mostrado na Figura 74. Na Figura 75 é possível ver o comportamento do C_p conforme é variado o ângulo δ_s . Pela linha de tendência da curva, encontra-se o C_p máximo com o valor aproximado de 0,00857 para $\delta_s \approx 2,2824^\circ$. Este valor é aproximadamente 4,7% maior do que o valor retornado pela turbina com suportes aerodinâmicos em posição padrão ($\delta_s = 0^\circ$).

Figura 74 – Sentido positivo do ângulo de *pitch*, δ_s .



Fonte: Autor, 2019

Figura 75 – C_p máximo de acordo com o δ_s , $\lambda = 1,4439$.

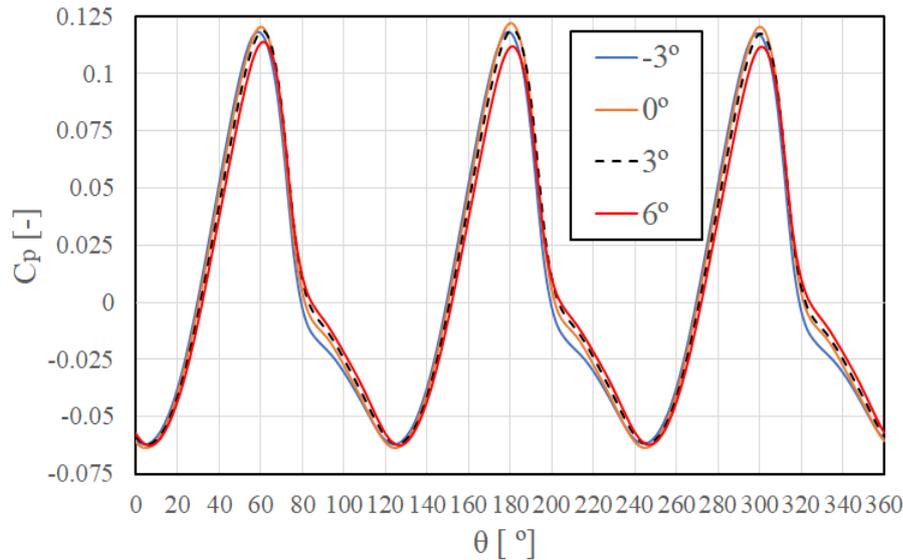


Fonte: Autor, 2019

O gráfico da Figura 76 mostra o comportamento oscilatório para cada δ_s . Para $\delta_s = 6^\circ$, nota-se os piores valores máximos. O ângulo de -3° apresenta uma inferioridade

notável para θ nas faixas de 80° a 100° , de 200° a 220° e de 320° a 340° . Quanto à $\delta_s = 0^\circ$ pode-se notar o desempenho mediano entre os quatro ângulo de *pitch*: em zonas intermediárias (entre picos e vales) a curva é mediana, apresenta o maior pico mas também apresenta o menor vale. E finalmente, $\delta_s = 3^\circ$ tem-se o segundo maior valor de C_p nos picos, o segundo melhor valor em zonas intermediárias e o mais alto valor no vale. Isso corrobora para que este seja o melhor *pitch*, entre os simulados.

Figura 76 – Comportamento periódico de C_p para cada δ_s , $\lambda = 1,4439$.



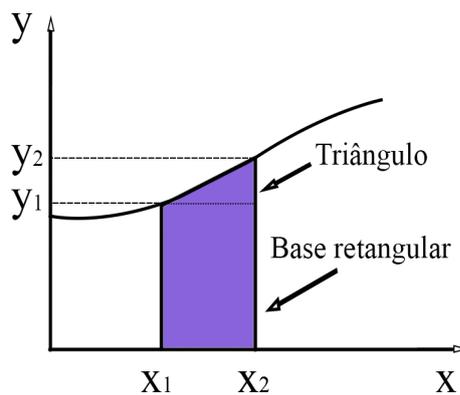
Fonte: Autor, 2019

Para confirmar qual δ_s entre os simulados é o mais vantajoso, realizou-se a integração abaixo das curvas periódicas de C_p , com intuito de encontrar a maior área, que corresponde à maior potência gerada. A integração foi feita via regra do trapézio, que consiste basicamente em somar trapézios de largura infinitesimal, que representam pequenas seções na vertical feitas na área abaixo da curva. A Figura 77 esquematiza como a integração (numérica) é feita. A área do trapézio é a soma da área de uma base retangular com a área de um triângulo retângulo. Obtendo a área do trapézio, soma-se todas as áreas trapezoidais abaixo da curva e tem-se assim a área líquida. Este cálculo é obtido a partir da Equação 4.1. Para o gráfico aqui tratado, y corresponde ao C_p e x , à θ . Logo os limites de integração são adotados de acordo com os limites de uma revolução, ou seja, de $0^\circ \leq \theta \leq 360^\circ$.

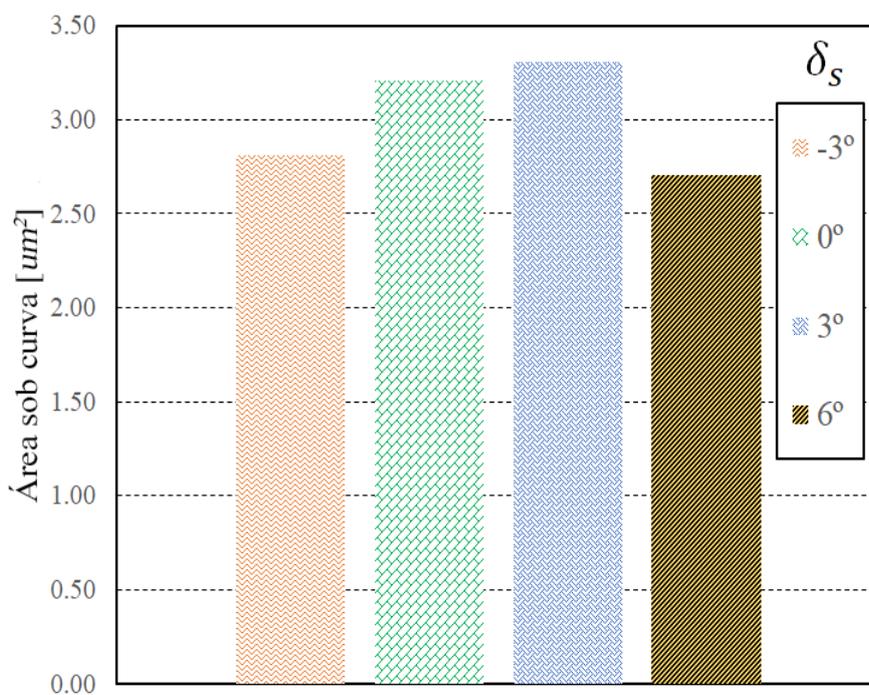
$$A = \int_{x_{min}}^{x_{max}} \frac{y_2 - y_1}{2}(x_2 - x_1) + y_1(x_2 - x_1)dx = \int_{x_{min}}^{x_{max}} \frac{y_2 + y_1}{2}(x_2 - x_1)dx \quad (4.1)$$

Os resultados obtidos pela integração numérica confirmaram que $\delta_s = 3^\circ$ é de fato o ângulo ótimo para estes suportes, como mostra a Figura 78. Neste gráfico, seja "um²" uma unidade de medida de área genérica, então, a ilustração mostra as áreas obtidas a partir das oscilações produzidas para os casos onde δ_s é igual a -3° , 0° , 3° e 6° .

Figura 77 – Integração via regra dos trapézios



Fonte: Autor, 2019

Figura 78 – Áreas abaixo das curvas produzidas pelas oscilações de C_p para cada δ_s 

Fonte: Autor, 2019

Outras modificações poderiam ser efetuadas, contudo à medida são feitas mais alterações numa geometria computacional e mesmo que o modelo primitivo tenha sido previamente validado, incertezas surgem acerca da veracidade dos resultados obtidos, exigindo dados de validação do novo modelo. Ainda, o poder computacional torna-se um fator de maior peso à medida que a complexidade da geometria aumenta. Portanto, este trabalho se atém as análises aqui realizadas.

5 Conclusões

Após o processo de validação e o comparativo entre as turbinas de suportes inclinados, alguns fatos podem ser destacados:

- Este trabalho tem por finalidade otimizar um modelo específico de turbina através das alterações geométricas de um determinado componente e ao final, realizar um estudo comparativo. Existiu compromisso de que o processo fosse desenvolvido com a maior qualidade e menor quantidade de elementos de malha (hexagonal estruturada) possíveis. Para isso, foi realizado um estudo bidimensional que teve como objetivo avaliar o modelo de turbulência e validade das condições de contorno e extensão ideal do domínio. Ainda para as simulações bidimensionais, foi validada uma metodologia de avaliação individual de cada subdomínio, levando em consideração grandezas locais que comprovem que sua variação é aceitável naquele subdomínio quando a malha é substituída por uma mais densa. Neste estudo, perfis de velocidades foram avaliados em regiões estratégicas para averiguação de independência espacial de cada subdomínio. A partir desta metodologia uma malha 2D foi tomada como padrão, e esta, serviu de base para os modelos tridimensionais.
- Aspectos como taxa de crescimento de elementos a partir das regiões mais refinadas, refinamento próximo às paredes e tamanho de domínio foram todos trazidos do estudo bidimensional. O estudo de malha 3D realizado nos dois casos, de validação e de turbina com suportes inclinados, reforçou a confiabilidade do processo de discretização espacial. Ao final, a validação se mostrou condizente com a realidade e com uma quantidade de elementos baixa (623226 elementos), se comparado à vários outros processos de validação realizados por outros autores. Com isso, o modelo de turbulência $k - \omega$ SST e as equações URANS utilizadas se mostraram adequadas ao problema. Lembrando que este processo utilizou apenas metade da geometria completa, que devido à sua simetria em relação ao plano normal ao eixo Z, permitiu isso.
- As mesmas características do processo de validação foram trazidas para a análise comparativa de turbinas com suportes inclinados. No entanto, para preservar a alta qualidade de malha no critério de qualidade ortogonal ($\geq 0,4$) o subdomínio rotativo foi dividido para que tal premissa fosse atendida. Por meio de análise de campos transpassantes pelas interfaces foi mostrado que isso pode ser feito tranquilamente, desde que não haja grande discrepância entre a densidade de elementos de um lado e do outro das interfaces extras geradas. Inevitavelmente devido ao complexamento da

geometria, a quantidade de elementos foi alterada. Então um novo estudo de malha foi realizado.

- O revestimentos geométrico de um perfilado NACA 0021, mesmo perfil das pás, foi feito nos suportes retangulares. Esta alteração poderia trazer resultados negativos, já que a área sólida da turbina acabara por aumentar (o perfil aerodinâmico é consideravelmente maior em todas as direções do que o retangular) e podendo assim aumentar o bloqueio do escoamento e reduzindo o desempenho da máquina. No entanto o resultado foi positivo, confirmando que apesar da área superficial dos suportes aerodinâmicos ser maior, o seu formato coopera pra ganho de torque, se comparado aos suportes retangulares padrões.
- Ao comparar os dois modelos, a turbina com perfil aerodinâmico se mostrou superior em todos os pontos. Alguns gráficos relacionados ao incremento de desempenho foram feitos para ilustrar os resultados do comparativo, mostrando que, para os λ 's testados, o aumento percentual de C_p é quase parabólico e simétrico com concavidade para baixo, sendo o aumento percentual altíssimo das pontas em relação ao centro da parábola e, o incremento numérico absoluto tem comportamento logarítmico, aumentando com menos intensidade a medida que a rotação cresce, para um U_∞ fixo. Um aumento percentual de aproximadamente 241,11% do C_p foi obtido para $\lambda = 1,4439$, correspondendo à um salto de $C_p \approx -0,0058$ para $C_p \approx 0,0082$. Na região de pico ($\lambda = 2,6386$), o aumento de C_p foi de aproximadamente 32,23% o que equivale a um ganho de $\Delta C_p \approx 0,05$.
- Como para o gráfico $C_p \times \lambda$ os valores de desempenho são médios, fez-se uma pequena análise de desempenho instantâneo para a região de interesse, próxima á zona de auto partida ($\lambda = 1,4439$). Um gráfico polar de C_p foi traçado para cada posição azimutal do rotor e concluiu-se que não só o C_p médio do período por revolução é maior para os suportes aerodinâmicos, como também o C_p instantâneo é superior, em cada posição azimutal.
- Ainda analisando $\lambda = 1,4439$ foi feita uma verificação gráfica e de campos, de forma a identificar fatores associados a baixo e alto desempenho. Uma projeção da linha de tendência foi feita para a turbina com suportes NACA 0021 e foi constatado que a região de auto partida foi adiantada de $\lambda = 1,5799$ para 1,3571, reduzindo assim o valor de 263,656 RPM para 226,413 RPM para que a turbina passe a gerar torque, isso para $U_\infty = 9$ m/s. Para a análise de campos, foram avaliados vorticidade, pressões dinâmica e estática nas posições de mínima e máxima performance do modelo mais eficiente. As diferenças nos campos entre as duas posições azimutais ($\theta = 4^\circ$ e $\theta = 60^\circ$) foram discutidas e justificadas, isso tomando como referência os conjuntos de pás e suportes. Viu-se que a grande discrepância dos valores de

potência gerada entre os dois θ 's é pode ser avaliada pela taxa de vorticidade, que é bem maior no caso de mínimo C_p . Observou-se também que um grande indicativo de situações de baixo desempenho da turbina é o amortecimento de fluxo. Em $\theta = 4^\circ$ as posições de A e B propiciam uma queda de velocidade do escoamento, o que pode ser refletido nos valores de torque na Figura 72, enquanto que em $\theta = 60^\circ$ o escoamento é menos amortecido em *upwind* e as taxas de torque são maiores.

- Para complementar e encerrar o estudo, o C_p conforme o *pitch* de suportes foi avaliado. Os suportes foram inclinados em -3° , 3° e 6° e, cada uma dessas inclinações rendeu um desempenho médio diferente. Com a análise gráfica pode-se estimar que $\delta \approx 2,2824^\circ$ retorna um aumento no coeficiente de potência de aproximadamente 4,7%. Ainda entre os δ_s testados foi discutido o porque de certo *pitch* apresentar desempenho superior em relação à outros, através da integração da curva de cada oscilação de C_p . A partir disto, viu-se que entre os disponíveis, $\delta_s = 3^\circ$ é melhor devido ao seu C_p médio ser superior aos outros ângulos.

5.1 Trabalhos futuros

Algumas análises podem ser feitas dando continuação á este trabalho, apenas tendo como base outros trabalhos neste referenciados. Alguns caminhos a seguir podem ser discutidos:

- Testar o dimensionamento da corda dos suportes e, caso se deseje, das pás também, isolada ou simultaneamente. Com isso a influência da solidez da turbina é avaliada.
- Existem vários perfis aerodinâmicos com desempenho superior ao NACA 0021, utilizado neste trabalho. Entre os candidatos ao teste o DU06W200 que é assimétrico, o simétrico NACA 0015 e o NACA 0012 (ver [Sheldahl e Klimas \(1981\)](#)), que também apresentam sustentação superior ao NACA 0021 podem ser considerados, com a premissa especulativa de que, por esse motivo, estes possam melhorar o desempenho geral da TEEV, já que a turbina *Darrieus* é uma máquina de sustentação.
- Neste trabalho foi realizada uma avaliação de características geométricas. Para complementar, uma análise inercial deve ser feita, pois só assim é que se pode de fato estimar se a turbina é capaz de se auto acionar em determinada condição. Com isso, ainda pode ser levado em consideração massas adicionais, como um conversor de energia eletromagnético e ainda mecanismos de perda de energia, como os mancais.
- Para fins de projeto, análise de tensões também são de extrema importância. por mais bem balanceada que a turbina esteja, ela é sujeita à diferentes taxas de força normal ao círculo de rotação, logo as forças que influenciam na vibração da máquina devem ser avaliadas.

-
- Nesta dissertação os suportes se encontram a 45° em relação ao plano de simetria da turbina. Outros ângulos podem ser avaliados com a finalidade de encontrar um aumento de desempenho.

Referências

- AJAYI, O. A. **Application of automotive alternators in small wind turbines**. Tese (Master Thesis) — Delf University of Technology, 2012.
- ANSYS. **ANSYS ICEM CFD User's Manual**. Canonsburg: Ansys Inc., 2016. 76 p.
- ANSYS. **ANSYS Fluent Getting Started Guide**. Canonsburg: Ansys Inc., 2018.
- ANSYS. **ANSYS FLUENT User's Guide**. Canonsburg: Ansys Inc., 2018. Disponível em: <<http://www.ansys.com>>.
- BATTISTI, L. et al. Experimental benchmark data for H-shaped and troposkien VAWT architectures. **Renewable Energy**, v. 121, n. 1-4, p. 143–156, 2018. ISSN 18790682.
- BIANCHINI, A. et al. Effectiveness of two-dimensional CFD simulations for Darrieus VAWTs: a combined numerical and experimental assessment. **Energy Conversion and Management**, Elsevier Ltd, v. 136, p. 318–328, 2017. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.01.026>>.
- CASTELLI, M. R. et al. Modeling Strategy and Numerical Validation. **Proceedings of the ASME 2010 International Mechanical Engineering Congress & Exposition**, p. 1–10, 2010.
- De Marco, A. et al. A numerical study on a vertical-axis wind turbine with inclined arms. **International Journal of Aerospace Engineering**, v. 2014, n. June, 2014. ISSN 16875974.
- DENOON, R. et al. Harvesting Wind Power from Tall Buildings. **CTBUH 8th World Congress, Tall & Green: Typology for a Sustainable Urban Future**, n. January, p. 12, 2008.
- DOUAK, M. et al. Wind energy systems: Analysis of the self-starting physics of vertical axis wind turbine. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, Elsevier Ltd, v. 81, n. May, p. 1602–1610, 2017. ISSN 18790690. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.rser.2017.05.238>>.
- DYACHUK, E. et al. Measurements of the aerodynamic normal forces on a 12-kW straight-bladed vertical axis wind turbine. **Energies**, v. 8, n. 8, p. 8482–8496, 2015. ISSN 19961073.
- GHASEMIAN, M.; ASHRAFI, Z. N.; SEDAGHAT, A. A review on computational fluid dynamic simulation techniques for Darrieus vertical axis wind turbines. **Energy Conversion and Management**, v. 149, p. 87–100, 2017. ISSN 01968904. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.enconman.2017.07.016>>.
- GUHA, T. K.; OATES, W. S.; KUMAR, R. Characterization of piezoelectric macrofiber composite actuated winglets. **Smart Materials and Structures**, v. 24, p. 10, 2015.

- HAU, E.; RENOARD, H. von. **Wind Turbines: Fundamentals, Technologies, Application, Economics**. 3. ed. [s.n.], 2006. ISBN 978-3-540-24240-6. Disponível em: <<http://link.springer.com/10.1007/3-540-29284-5>>.
- HI-VAWT. **DS-700 Wind Turbine Photo Gallery**. 2012. Disponível em: <http://www.hi-vawt.com.tw/en/ds700w{_}PhotoGallery.h>.
- HILL, N. et al. Darrieus turbines: The physics of self-starting. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy**, v. 223, n. 1, p. 21–29, 2009. ISSN 09576509.
- HOWELL, R. et al. Wind tunnel and numerical study of a small vertical axis wind turbine. **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 35, n. 2, p. 412–422, 2010. ISSN 09601481. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2009.07.025>>.
- LANZAFAME, R.; MAURO, S.; MESSINA, M. 2D CFD Modeling of H-Darrieus Wind Turbines using a Transition Turbulence Model. **Energy Procedia**, Elsevier B.V., v. 45, p. 131–140, 2014. ISSN 1876-6102. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.egypro.2014.01.015>>.
- LAUNDER, B. E.; SPALDING, D. B. The numerical computation of turbulent flows. **North-Holland publishing company**, v. 3, p. 269–289, 1974. ISSN 00457825.
- LEE, J. H.; LEE, Y. T.; LIM, H. C. Effect of twist angle on the performance of Savonius wind turbine. **Renewable Energy**, Elsevier Ltd, v. 89, p. 231–244, 2016. ISSN 18790682. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.renene.2015.12.012>>.
- MALISKA, C. R. **Transferência de calor e mecânica dos fluidos computacional**. Rio de Janeiro: LTC, 1995. 407 p.
- MANWELL, J. F.; MCGOWAN, J. **Wind Energy Explained**. 2. ed. West Sussex: Wiley, 2009. ISBN 9780470015001.
- MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994. ISSN 0001-1452. Disponível em: <<http://arc.aiaa.org/doi/10.2514/3.12149>>.
- MOLNÁR, B. **Comparison of structured and unstructured meshes for the computations of an H-type darrieus wind turbine**. 61–62 p. Tese (Doutorado) — University of Miskolc, 2014.
- MOUKALLED, F.; MANGANI, L.; DARWISH, M. **The Finite Volume Method in Computational Fluid Dynamics: An Advanced Introduction with OpenFOAM and Matlab**. [S.l.]: Springer, 2016. v. 113. E1 p. ISSN 09265112. ISBN 9783319168739.
- RICCI, R.; VITALI, D.; MONTELPARE, S. An innovative wind-solar hybrid street light: Development and early testing of a prototype. **International Journal of Low-Carbon Technologies**, v. 10, n. 4, p. 420–429, 2014. ISSN 17481325.
- SANTOS, A. A. dos et al. **Projeto de geração de energia eólica**. Tese (Doutorado) — Universidade Santa Cecília, 2006. Disponível em: <<http://cursos.unisanta.br/mecanica/polari/energiaeolica-tcc.pdf>>.

SARL, A. **Wind Energy Integration in the Urban Environment**. [S.l.], 2007. v. 33, n. April. Disponível em: <www.urbanwind.org>.

SHELDAHL, R. E.; KLIMAS, P. C. **Aerodynamic Characteristics of Seven Symmetrical Airfoil Sections Through 180-Degree Angle of Attack for Use in Aerodynamic Analysis of Vertical Axis Wind Turbines**. Albuquerque, 1981. 124 p.

SRINIVASAN, C. et al. Design of Combined Savonius-Darrieus Wind Turbine. **IOSR Journal of Mechanical and Civil Engineering**, v. 14, n. 02, p. 60–70, 2017. ISSN 2320334X. Disponível em: <<http://www.iosrjournals.org/iosr-jmce/papers/vol14-issue2/Version-5/H1402056070.pdf>>.

VERSTEEG, H.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics, The Finite Volume Method**. 2. ed. [S.l.]: Pearson, 2007. 16 p. ISSN 02104806. ISBN 0131274988.

WANG, W. C.; CHONG, W. T.; CHAO, T. H. Performance analysis of a cross-axis wind turbine from wind tunnel experiments. **Journal of Wind Engineering and Industrial Aerodynamics**, Elsevier Ltd, v. 174, n. May 2017, p. 312–329, 2018. ISSN 01676105. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jweia.2018.01.023>>.

WANG, Z.; ZHUANG, M. Leading edge serrations for performance improvement on a vertical-axis wind turbine at low tip-speed-ratios. **Applied Energy**, Elsevier, v. 208, n. September, p. 1184–1197, 2017. ISSN 03062619. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.apenergy.2017.09.034>>.

WHITE, F. M. **Mecânica dos Fluidos**. 6. ed. [S.l.]: Mc Graw Hill, 2011. 878 p. ISBN 9780072938449.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 3. ed. California: DCW Industries, 2006. 522 p. ISBN 978-1-928729-08-2.

ZAMANI, M. et al. Three dimensional simulation of J-shaped Darrieus vertical axis wind turbine. **Energy**, Elsevier Ltd, v. 116, n. December, p. 1243–1255, 2016. ISSN 03605442. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.energy.2016.10.031>>.

ZEMAMOU, M.; AGGOUR, M.; TOUMI, A. Review of savonius wind turbine design and performance. **Energy Procedia**, Elsevier B.V., v. 141, p. 383–388, 2017. ISSN 18766102. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.11.047>>.

Lista de símbolos

A	Área [m^2]
c	Corda de um perfil aerodinâmicos [m]
c_D	Coefficiente de arrasto [-]
C_f	Coefficiente de fricção ou atrito [-]
c_L	Coefficiente de sustentação [-]
C_m	Coefficiente de momento ou torque [-]
C_p	Coefficiente de potência ou de desempenho [-]
C_{paero}	Coefficiente de potência ou de desempenho de suportes aerodinâmicos [-]
C_{pret}	Coefficiente de potência ou de desempenho de suportes retangulares [-]
F_D	Força de arrasto [N]
F_L	Força de sustentação [N]
i	Subscrito que indica a mesma direção do vetor unitário \hat{i}
ij	Subscrito que indica uma grandeza tensorial
j	Subscrito que indica a mesma direção do vetor unitário \hat{j}
k	Energia cinética turbulenta $\left[\frac{J}{kg} \right]$
L	Comprimento [m]
q_n	Quantidade de nós no sentido radial de uma malha [-]
R	Raio da turbina [m]
Re	Número de Reynolds [-]
U	Velocidade arbitrária $\left[\frac{m}{s} \right]$
U_n	Velocidade normal $\left[\frac{m}{s} \right]$
U_{pa}	Velocidade relativa na pá da turbina $\left[\frac{m}{s} \right]$

U_t	Velocidade tangencial $\left[\frac{m}{s}\right]$
U_∞	Velocidade em livre escoamento $\left[\frac{m}{s}\right]$
u_τ	Velocidade de fricção ou atrito $\left[\frac{m}{s}\right]$
V	Velocidade local $\left[\frac{m}{s}\right]$
x, X	Cota no eixo x $[m]$
y, Y	Cota no eixo y $[m]$
y^+	Distância adimensional da parede $[-]$
z, Z	Cota no eixo z $[m]$
α	Ângulo de ataque $[^\circ]$
Δ	Varição de uma grandeza
δ	Ângulo de <i>pitch</i> $[^\circ]$
δ_s	Ângulo de <i>pitch</i> nos suportes inclinados $[^\circ]$
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta, k $\left[\frac{m^2}{s^3}\right]$
θ	Posição azimutal $[^\circ]$
λ	Taxa de velocidade na ponta da pá (<i>Tip Speed Ratio, TSR</i>) $[-]$
μ	Viscosidade dinâmica do fluido $\left[\frac{kg}{ms}\right]$
ν	Viscosidade cinemática do fluido $\left[\frac{m^2}{s}\right]$
ρ	Massa específica ou densidade do fluido $\left[\frac{kg}{m^3}\right]$
τ, τ_w	Tensão cisalhante, tensão cisalhante próxima a uma parede $\left[\frac{N}{m^2}\right]$
ϕ	Ângulo de inclinação em relação ao vento relativo $[^\circ]$
ω	Velocidade angular; taxa de dissipação específica de energia cinética turbulenta, k $\left[\frac{rad}{s}; \frac{1}{s}\right]$

Lista de abreviaturas e siglas

ABS	<i>Absolute</i> , valor absoluto ou módulo
CFD	<i>Computational Fluid Dynamics</i>
NACA	<i>National Advisory Committee for Aeronautics</i>
PISO	<i>Pressure-Implicit with Splitting of Operators</i>
RANS	<i>Reynolds Average Navier Stokes</i>
RNG	<i>Re-Normalisation Group</i>
SIMPLE	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations</i>
SIMPLEC	<i>Semi-Implicit Method for Pressure Linked Equations-Consistent</i>
SST	<i>Shear Stress Transport</i>
TEEH	Turbinas Eólicas de Eixo Horizontal
TEEV	Turbinas Eólicas de Eixo Vertical
URANS	<i>Unsteady Reynolds Average Navier Stokes</i>

Apêndices

APÊNDICE A – Outros modelos de turbulência

A.1 O modelo $k - \varepsilon$ padrão

O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ calcula a viscosidade rotacional das equações de Navier-Stokes com média de Reynolds (*Reynolds Average Navier-Stokes*, RANS) resolvendo duas equações adicionais, uma para a energia cinética turbulenta k e outra, para a dissipação turbulenta ε . Este modelo é numericamente estável e robusto no que diz respeito a descrição do modelo transiente de energia em zonas de livre escoamento, porém não é tão eficiente quando analisa-se regiões de altos gradientes adversos de pressão (LAUNDER; SPALDING, 1974). O termo k determina a energia de turbulência, e o termo ε , a escala de turbulência. Para casos onde são analisados vasos de pressão, onde os gradientes de pressão são elevados (como compressores), o modelo se torna inviável.

O modelo de turbulência $k - \varepsilon$ é um modelo semi-empírico e a derivação das equações do modelo depende de considerações fenomenológicas e empirismo. O modelo de $k - \varepsilon$ assume que o fluxo é totalmente turbulento e negligencia os efeitos da viscosidade (GHASEMIAN; ASHRAFI; SEDAGHAT, 2017). Logo, é bastante efetivo em estudos onde há pouco interesse no desenvolvimento do escoamento bem próximo à paredes.

De uma maneira simplificada, as duas equações adicionadas a modelagem no regime turbulento pelo modelo $k - \varepsilon$ são:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho k u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_\tau}{\sigma_k} \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + 2\mu_\tau E_{ij} E_{ij} - \rho\varepsilon \quad (\text{A.1})$$

$$\frac{\partial(\rho\varepsilon)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho\varepsilon u_i)}{\partial x_i} = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\frac{\mu_\tau}{\sigma_\varepsilon} \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \frac{C_{1\varepsilon}\varepsilon}{k} 2\mu_\tau E_{ij} E_{ij} - \frac{C_{2\varepsilon}\rho\varepsilon^2}{k} \quad (\text{A.2})$$

Onde a equação A.1 e A.2 se referem, respectivamente, à energia cinética turbulenta e à dissipação turbulenta. Nelas, u_i é a componente da velocidade na direção correspondente, E_{ij} é a componente da taxa de deformação, μ_τ é a viscosidade turbulenta $\left(\mu_\tau = \frac{\rho C_\mu k^2}{\varepsilon} \right)$ e as constantes $\sigma_k = 1,0$, $\sigma_\varepsilon = 1,3$, $C_\mu = 0,09$, $C_{1\varepsilon} = 1,44$ e $C_{2\varepsilon} = 1,92$ são constantes obtidas a partir de iterações de dados referentes ao ajuste de curvas do escoamento turbulento.

A.2 o modelo $k - \omega$ padrão

Assim como o $k - \varepsilon$, este modelo também é de duas equações complementares de turbulência para as equações RANS. A diferença mais significativa desta formulação em relação às outras são a adição de um termo de difusão cruzada, σ_d , e um termo embutido "limitador de tensão", que faz uso da viscosidade cinemática turbulenta, ν_T , função da energia cinética turbulenta e de sua dissipação. Mais informações sobre as formulações turbulentas podem ser consultadas no livro de Wilcox (2006). A viscosidade cinemática turbulenta é dada pela seguinte relação:

$$\nu_T = \frac{k}{\tilde{\omega}} \quad (\text{A.3})$$

onde $\tilde{\omega} = \max \left[\omega, C_{lim} \sqrt{\frac{2S_{ij}S_{ij}}{\beta^*}} \right]$ e $C_{lim} = 7/8$. A energia cinética turbulenta é

$$\frac{\partial k}{\partial t} + U_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta^* k \omega + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma^* \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right], \quad (\text{A.4})$$

e por último, a taxa de dissipação é

$$\frac{\partial \omega}{\partial t} + U_j \frac{\partial \omega}{\partial x_j} = \alpha \frac{\omega}{k} \tau_{ij} \frac{\partial U_i}{\partial x_j} - \beta \omega^2 + \frac{\sigma_d}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\nu + \sigma \frac{k}{\omega} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right]. \quad (\text{A.5})$$

Os coeficientes de fechamento das equações apresentadas são $\alpha = 13/25$, $\beta = \beta_o f_\beta$, $\beta^* = 9/100$, $\sigma = 1/2$, $\sigma^* = 3/5$, $\sigma_{do} = 1/8$, $\beta_o = 0,0708$, $f_\beta = \frac{1 + 85\chi_\omega}{1 + 100\chi_\omega}$ e $\chi_\omega \equiv \left| \frac{\Omega_{ij}\Omega_{jk}S_{ki}}{(\beta^*\omega)^3} \right|$. O termo de difusão cruzada possui a seguinte relação:

$$\sigma_d = \begin{cases} 0, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \leq 0 \\ \sigma_{do}, & \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} > 0 \end{cases} \quad (\text{A.6})$$

As variáveis Ω_{ij} e S_{ij} são tensores que indicam o rotacional médio e a taxa de deformação média. Tais tensores são definidos por

$$\Omega_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_{ij}}{\partial x_j} - \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right), \quad S_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial U_{ij}}{\partial x_j} + \frac{\partial U_j}{\partial x_i} \right) \quad (\text{A.7})$$

O modelo $k - \omega$ é mais preciso que o $k - \varepsilon$ no que diz respeito à predição de campos próximos à zonas de altos gradientes, por fazer uso de equações referentes à dissipação específica de energia turbulenta.