

UNESP – UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
FEB – FACULDADE DE ENGENHARIA DE BAURU
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

GUILLERMO CAMPELLO FERNANDEZ O’KEEFFE

Parametrização de um ventilador axial usando mecânica dos fluidos
computacional para aplicação em dispositivos portáteis agrícolas

Bauru

2025

GUILLERMO CAMPELLO FERNANDEZ O'KEEFFE

Parametrização de um ventilador axial usando mecânica dos fluidos
computacional para aplicação em dispositivos portáteis agrícolas

Dissertação apresentada à Faculdade de Engenharia de Bauru,
programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica na Área
Térmica, como parte dos requisitos necessários à obtenção do
título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Vicente Luiz Scalon

Bauru

2025

O'Keeffe, Guillermo Campello Fernandez.

Parametrização de um ventilador axial usando
mecânica dos fluidos computacional para aplicação em
dispositivos portáteis agrícolas / Guillermo Campello
Fernandez O'Keeffe. - Bauru, 2025

88 p. : il.

Dissertação (Mestrado)- Universidade Estadual
Paulista (Unesp), Faculdade de Engenharia de Bauru,
Bauru

Orientador: Vicente Luiz Scalon

1. Fluido dinâmica computacional. 2. Ventilador
axial. 3. Máquinas agrícolas. I. Universidade Estadual
Paulista. Faculdade de Engenharia de Bauru. II.
Título.

ATA DA DEFESA PÚBLICA DA DISSERTAÇÃO DE MESTRADO DE GUILLERMO CAMPELLO FERNANDEZ O'KEEFFE, DISCENTE DO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, DA FACULDADE DE ENGENHARIA - CÂMPUS DE BAURU.

Aos 21 dias do mês de fevereiro do ano de 2025, às 14h, por meio de Videoconferência, realizou-se a defesa de DISSERTAÇÃO DE MESTRADO de GUILLERMO CAMPELLO FERNANDEZ O'KEEFFE, intitulada **Parametrização de um ventilador axial usando mecânica dos fluidos computacional para aplicação em dispositivos portáteis agrícolas**. A Comissão Examinadora foi constituída pelos seguintes membros: Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON (Orientador(a) - Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Faculdade de Engenharia de Bauru UNESP, Prof. Dr. ANDRÉ ISSAO SATO (Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade Federal do Oeste da Bahia, Prof. Dr. PAULO EDUARDO BATISTA DE MELLO (Participação Virtual) do(a) Departamento de Engenharia Mecânica / Universidade de São Paulo - USP. Após a exposição pelo mestrando e arguição pelos membros da Comissão Examinadora que participaram do ato, de forma presencial e/ou virtual, o discente recebeu o conceito final: APROVADO. Nada mais havendo, foi lavrada a presente ata, que após lida e aprovada, foi assinada pelo(a) Presidente(a) da Comissão Examinadora.

Prof. Dr. VICENTE LUIZ SCALON



AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a todos que estiveram diretamente e/ou indiretamente envolvidos no desenvolvimento deste trabalho.

À minha mãe, Thais Campello, que sempre demonstrou o amor incondicional por mim e minha irmã. Agradeço por tudo que fez por nós, por todo sacrifício que realizou para cuidar de duas crianças, e por toda a renúncia que fez a si para que pudéssemos realizar nossos sonhos.

À minha esposa, Elaine Cristina Obara Campello, pelo amor, carinho, companheirismo e incentivo em acreditar nos meus sonhos. Um exemplo de mulher forte, batalhadora e empreendedora.

À minha irmã, Belisa Campello, por ser minha maior companheira na infância, e ter me ensinado a ter responsabilidade desde cedo.

Ao meu orientador, Professor Doutor Vicente Luiz Scalon, pela orientação, suporte e confiança no desenvolvimento deste trabalho.

Aos meus avós Henésio e Helena Campello (in memoriam), que desde criança, ensinaram-me sobre a resiliência do ser humano.

À UNESP – Universidade Estadual Paulista por todo o conhecimento adquirido desde o período de graduação à pós-graduação.

À empresa Máquinas Agrícolas Jacto S.A. que permitiu o uso de informações e recursos para a realização deste trabalho.

Aos meus colegas de departamento de Engenharia de Produto, que sempre se dispuseram a me ajudar quando necessário, seja na execução dos experimentos em laboratório, confecção dos modelos aqui simulados, quanto na revisão deste texto.

Aos meus colegas de graduação, Gustavo Uessugui, João Matheus Braga, Murillo Polletto e Renan Fragelli, pela amizade de todos esses anos e por estarem sempre dispostos a ouvir e conversar.

RESUMO

O'KEEFFE, G. C. F. **PARAMETRIZAÇÃO DE UM VENTILADOR AXIAL USANDO MECÂNICA DOS FLUIDOS COMPUTACIONAL PARA APLICAÇÃO EM DISPOSITIVOS PORTÁTEIS AGRÍCOLAS**. Dissertação de Mestrado (Engenharia Mecânica) – Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista – UNESP, Bauru, 88p, 2024.

Este trabalho apresenta uma análise comparativa entre resultados experimentais e numéricos de um sistema composto de duto e ventilador axial com diâmetro de 77 mm trabalhando com rotação de 21705 rpm. O ventilador axial analisado pertence à um produto de pulverização portátil agrícola assistido à ar, onde o escoamento de ar auxilia no transporte das gotas de pulverização, como também na excitação das folhas para maior penetração das gotas. No experimento realizado em laboratório (ambiente controlado), ventilador, duto e motor elétrico foram montados em dispositivo prototipado para isolá-los do produto, removendo possível interferência da carenagem do produto na captura dos parâmetros a serem analisados. A velocidade do ar foi medida em três pontos distintos: no bocal de saída do duto, à 300 mm do bocal de saída e à 1000 mm do bocal de saída. A pressão absoluta foi coletada no interior do duto em que se encontra o ventilador, além da rotação do motor elétrico ter sido medida. O experimento foi idealizado para medir o parâmetro de entrada do modelo numérico (rotação), e posteriormente serviu como forma de validá-lo. O modelo numérico foi criado com o uso do software aberto openFOAM, que utilizando o modelo de turbulência κ - ω SST conseguiu replicar o experimento. Os erros obtidos nesta análise estão na faixa de -16 a 8%.

Palavras-chave: Fluidodinâmica computacional. Ventilador axial. Máquinas agrícolas.

ABSTRACT

O'KEEFFE, G. C. F. **AXIAL FAN PARAMETRIZATION USING COMPUTACIONAL FLUID DYNAMICS FOR AGRICULTURAL PORTABLE DEVICES APPLICATION.** Master of Science in Mechanical Engineering Thesis, Faculdade de Engenharia, Universidade Estadual Paulista – UNESP, Bauru, 88p, 2024.

This paper presents a comparative analysis between experimental and numerical results for a system composed of duct and 77 mm diameter axial fan. The rotational speed of the fan is 21705 rpm. The axial fan belongs to an assisted air portable agricultural product, which the air flow helps to transport droplets of spray and provides energy to shake the leaves for higher droplet penetration. According to the experimental procedure made in a control environment, fan, duct and electrical motor were assembled in a 3D printed prototype device to separate them from the product. By this separation, any influence of the bodywork of the product in the measuring parameters are set apart. The air flow velocity is measured in three different locations: on the duct exit, 300 mm ahead from the duct exit and 1000 mm ahead from the duct exit. The absolute pressure was measured in the duct's interior, just like the rotational speed of the electric motor. The experiment was performed to check the input parameter of the numerical model (rotational speed). After all the simulations were calculated, the experimental results were used to validate all the simulated data. The numerical model was developed in the opensource software openFOAM, where the turbulence model $\kappa\text{-}\omega$ SST was able to replicate the experimental procedure. The range of variation between the numerical and experimental results is -16 to 8%.

Keywords: Computational fluid dynamics. Axial fan. Agricultural machinery.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 - Esquema do conjunto ventilador, carcaça e defletor a ser analisado.....	16
Figura 2.1 - Web of Science, análise bibliométrica de distribuição de trabalho por países	19
Figura 2.2 - Web of Science, análise bibliométrica autores com critérios de publicações estabelecidos pelo autor.....	20
Figura 2.3 - Web of Science, análise bibliométrica de palavras-chaves	21
Figura 2.4 - Web of Science, análise bibliométrica de palavras-chaves para ducted fan22	
Figura 2.5 - Comparação entre escala e compressibilidade de experimentos para ventiladores canalizados	22
Figura 2.6 - Relação entre diâmetro do ventilador e eficiência.....	23
Figura 2.7 - Influência dos parâmetros na eficiência dos ventiladores canalizados.....	24
Figura 2.8 - Tipos de pulverizadores da esquerda para a direita: com assistência à ar, manual e elétrico.....	25
Figura 2.9 - Aplicação de disco rotativo para atomização das gotas em drone, com assistência das pás para transporte das gotas	27
Figura 3.1 - Pulverizador assistido a ar portátil.....	28
Figura 3.2 - Scanner tridimensional CMM Mistral localizada nas dependências da Jacto	29
Figura 3.3 - À esquerda, demarcação da malha no modelo físico. À direita, curvas do modelo numérico da pá gerado a partir das coordenadas medidas.....	30
Figura 3.4 - Modelo CAD de dispositivo para execução da etapa experimental	30
Figura 3.5 - Teste resistência de armadura do motor elétrico. À esquerda, instrumentos para realização do experimento. À direita, travamento do motor realizado por ferramenta.....	31
Figura 3.6 - À esquerda, posicionamento do tacômetro para medição da rotação. À direita, posição de colagem da fita refletiva	32
Figura 3.7 - Indicação de instrumentos parte 1	33
Figura 3.8 - Indicação de instrumentos parte 2	34
Figura 3.9 - Posições de medição com anemômetro de fio quente	35
Figura 4.1 - Sistema de coordenadas MRF.....	39
Figura 4.2 - Cascata de energia	40

Figura 4.3 - Flutuações da velocidade (a) regime permanente e (b) regime transiente..	41
Figura 4.4 - Métodos de abordagem da turbulência	42
Figura 4.5 - Malha criada pelo blockMesh.....	44
Figura 4.6 - Seção de corte malha das superfícies.....	45
Figura 4.7 - Esquema de aplicação das condições de contorno típicas	46
Figura 4.8 - Evolução da rotação do ventilador com relação ao tempo de simulação ...	47
Figura 4.9 - Malha final com refino na esteira do escoamento de ar na saída do duto ..	48
Figura 4.10 - Pontos dos sensores de velocidade (vermelho) e pressão (amarelo) na malha	49
Figura 4.11 - Indicação da superfície para medição da vazão.....	50
Figura 4.12 - Malhas elaboradas para verificação do processo de convergência.....	50
Figura 4.13 - Monitores de velocidade e pressão para as malhas propostas	52
Figura 4.14 - Campo de pressão [m^2/s^2] na região do ventilador	55
Figura 4.15 - Campo de velocidade [m/s] axial na região do ventilador.....	55
Figura 4.16 - Campo de pressão [m^2/s^2] e vetores de velocidade [m/s] em X para região do ventilador	56
Figura 5.1 - Campo de velocidades em X para todo o domínio no plano $Z = 0$ mm	59
Figura 5.2 - Campo de velocidades em X região do duto no plano $Z = 0$ mm.....	59
Figura 5.3 - Campo de pressão para todo o domínio no plano $Z = 0$ mm	60
Figura 5.4 - Campo de pressão na região do duto no plano $Z = 0$ mm	60
Figura 5.5 - Linhas de fluxo para todo o domínio	61
Figura 5.6 - Linhas de fluxo para região do duto	61
Figura 5.7 - Linhas de fluxo no interior do duto	62
Figura 5.8 - Vetores de velocidade em X na região do duto para o plano $Z = 0$ mm.....	62
Figura 5.9 - Velocidade na direção axial em função do alcance	64
Figura 5.10 - Perfil de pressão no interior do duto (direção Y).....	65
Figura 5.11 - Guia direcionadora com ângulo de 20°	67
Figura 5.12 - Regiões de análise verde (duto), vermelho (saída ventilador) e azul (entrada ventilador).....	68
Figura 5.13 - Vazão medida nas superfícies de monitoramento a partir do ângulo dos defletores	68
Figura 5.14 - Vazão de retorno para distintos ângulos de defletor.....	69
Figura 5.15 - Energia cinética de fluxo	70
Figura 5.16 - Energia cinética rotacional.....	71

Figura 5.17 - Percentual cinética rotacional da energia cinética total (rotacional + fluxo)	
.....	71
Figura 5.18 - Velocidade em X para cada condição de defletor.....	72

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 - Resultado base de dados Scopus, Science Direct e Web of Science.....	19
Tabela 2.2 - Comparativo da assistência à ar com outras tecnologias de aplicação.....	25
Tabela 2.3 - Eficiência de deposição das parcelas abaxial e adaxial do morango	26
Tabela 4.1 - Tipos de regime de escoamento no interior de dutos	41
Tabela 4.2 - Dimensões blockMeshDict.....	43
Tabela 4.3 - Condições de contorno	46
Tabela 4.4 - Resumo condições iniciais utilizadas	48
Tabela 4.5 - Posição dos monitores	49
Tabela 4.6 - Convergência de malha para velocidade	53
Tabela 4.7 - Convergência de malha para pressão e vazão	54
Tabela 5.1 - Resumo resultados experimental e numérico para velocidade na direção X	57
Tabela 5.2 - Resumo Y+ regiões de parede	66

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO	14
1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA	15
1.2. OBJETIVO	15
1.3. ORGANIZAÇÃO DOS CAPÍTULOS	16
CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	18
2.1. RELEVÂNCIA SOBRE O PROJETO DE TURBO-MÁQUINAS	18
2.2. VENTILADORES DE USO AGRÍCOLA.....	24
CAPÍTULO 3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	28
3.1. DESCRIÇÃO E DETALHAMENTO DO MÓDULO COMPLETO	28
3.2. CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO	31
3.3. CARACTERIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO VENTILADOR.....	33
CAPÍTULO 4 - FORMULAÇÃO NUMÉRICA	37
4.1. SOLVER E EQUAÇÕES GOVERNANTES	37
4.2. MODELAGEM DE DOMÍNIOS ROTATIVOS	38
4.3. MODELAGEM DA TURBULÊNCIA	39
4.4. DISCRETIZAÇÃO	43
4.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO.....	45
4.6. MONITORES E VARIÁVEIS DE CONTROLE	48
4.7. ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA	50
CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	57
5.1. ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS NUMÉRICOS	57
5.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS NUMÉRICOS COMPLEMENTARES....	58
5.3. ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO DIFUSOR NO COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO	66

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÃO	73
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	74
APÊNDICE A - MEDIDAS PRELIMINARES PARA ANÁLISE EXPERIMENTAL.....	76
APÊNDICE B – INCERTEZAS EXPERIMENTAIS.....	86
ANEXO A.....	88

CAPÍTULO 1 - INTRODUÇÃO

Recentemente, a agricultura tem desempenhado um papel relevante para o progresso econômico do país e, para isso, a utilização de pesticidas fornece proteção eficaz para garantir o rendimento das colheitas. No entanto, sua utilização excessiva e o desvio para fora do alvo (deriva) podem causar preocupações sobre a segurança alimentar e a poluição ambiental. Melhorar a segurança e reduzir os impactos ambientais da utilização de pesticidas é crucial para o desenvolvimento agrícola sustentável. Parte da redução do impacto ambiental é a seleção adequada de configurações para os parâmetros de pulverização que podem efetivamente reduzir a deposição fora do alvo e melhorar a eficácia (FOQUÉ; PIETERS; NUYTENS, 2012; ZHANG et al., 2022).

Uma das formas de se obter um processo de pulverização mais seguro e eficiente é por meio do uso de escoamento de ar assistido na pulverização. Este tipo de aplicação tem um grande impacto nos resultados do tratamento de pulverização no que diz respeito à penetração do produto na vegetação ou tratamento na parte inferior das folhas (PÉREZ-RUIZ et al., 2011).

Com a utilização de ventiladores para auxiliar a deposição da calda (solução composta por água e produtos químicos para pulverização), é possível atingir áreas de vegetação que sem a assistência do ar não seria possível. Por este motivo, este tipo de equipamento é utilizado em vegetações com morfologia de alta densidade.

Para pulverizadores portáteis, esse tipo de dispositivo não é comum, pois é possível pulverizar no interior da vegetação posicionando o bico hidráulico de pulverização dentre as folhas, o que ocasiona em aumento do tempo de pulverização, reduzindo assim a eficiência operacional da pulverização.

Outra solução é a pulverização com bicos de alta pressão, geralmente por meio do uso de pulverizadores movidos a motor à combustão. Estes dispositivos, entretanto, aumentam tanto a emissão de poluentes por conta da combustão, quanto o consumo dos defensivos agrícolas.

A utilização de um acessório de pulverização capaz de auxiliar no transporte de gotas por meio do escoamento de ar, melhoraria a deposição das gotas em áreas mais adensadas, pois possibilitaria o transporte de gotas de menor diâmetro volumétrico. O trabalho com esse tipo de gotas implicaria numa redução do consumo de defensivos por hectare.

A utilização de um motor elétrico para o acionamento do ventilador, implica também numa redução da emissão de poluentes, estando de acordo com as mais novas normativas de equipamentos agrícolas.

1.1. MOTIVAÇÃO E JUSTIFICATIVA

A principal motivação para a realização deste trabalho foi a elaboração de um modelo numérico representativo de ventilador axial com rotações de trabalho superiores a 20.000 rpm. A partir desse modelo, inúmeras soluções podem ser calculadas, com um pequeno custo humano e financeiro. Essa facilidade na obtenção de resultados permite uma ampla análise de possibilidades de geometrias e componentes que permitirão o projeto adequado de um produto portátil agrícola para o uso em pulverização.

Este conjunto de análises, possibilitada pelo uso de uma ferramenta de fluidodinâmica computacional (CFD), permite o desenvolvimento do projeto de um dispositivo com melhor eficiência, seja por redução de insumos agrícolas, como também menor consumo de energia elétrica.

1.2. OBJETIVO

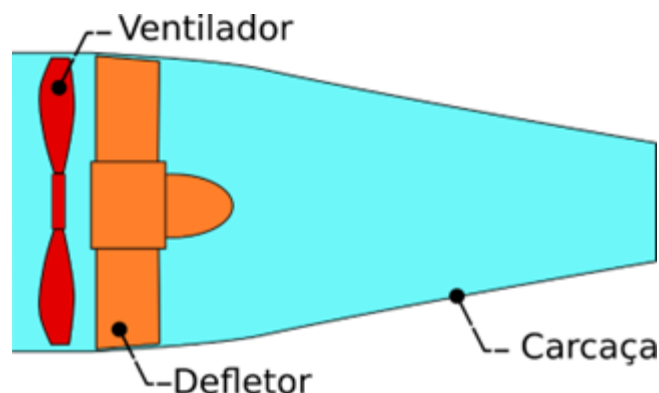
O principal objetivo é o desenvolvimento de um modelo numérico adequado para simular ventiladores em diversas condições de operação, juntamente com todos os componentes mecânicos que podem vir a compor um produto de pulverização com assistência a ar.

Os resultados obtidos das simulações serão comparados com experimentos realizados em laboratório possibilitando, assim, a validação dos modelos numéricos obtidos. O uso de simulações traz uma importante agilidade ao processo de tomada de decisão para futuros projetos de ventiladores em condições de trabalho desejadas. Essa condição, associada ao baixo custo das simulações numéricas, permitirá testar diversas geometrias com parâmetros distintos.

No caso específico deste trabalho, pretende-se estudar a influência do ângulo de entrada das pás do defletor, localizadas após a saída do ventilador como mostrado na figura 1.1, e a sua influência no comportamento do escoamento obtido. Serão estudados parâmetros do escoamento resultante como a energia cinética rotacional, a vazão, o

ângulo de saída do escoamento e outros parâmetros adicionais. Para este estudo será avaliada uma geometria composta por ventilador, difusor e carcaça externa, como esboçada na figura 1.1.

Figura 1.1 - Esquema do conjunto ventilador, carcaça e defletor a ser analisado



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

1.3. ORGANIZAÇÃO DOS CAPÍTULOS

Os capítulos apresentados neste trabalho seguirão a seguinte sequência:

O primeiro capítulo mostra a importância deste trabalho para a área de aplicação, assim como quais foram as motivações para executá-lo. Também apresenta os objetivos gerais e o detalhamento da estrutura do trabalho.

No segundo capítulo é apresentada uma Revisão Bibliográfica que descreve, em primeiro lugar, o procedimento de revisão bibliométrica, ferramenta utilizada para nortear os autores com maior influência sobre o tema. Este procedimento inicial forneceu os subsídios para seleção dos artigos a serem comentados, de forma mais detalhada, ao final do capítulo.

No terceiro capítulo são descritos alguns procedimentos da formulação numérica utilizada neste trabalho e as condições de contorno aplicadas à sua solução. Será descrito também o processo de geração de malha, discretização, condições de contorno e convergência de malha para o modelo proposto.

O quarto capítulo descreve os procedimentos materiais e métodos utilizados na análise experimental realizada em laboratório.

O quinto capítulo será o de Resultados e Discussões, onde são discutidos tanto os resultados do experimento realizado em laboratório, como também das simulações realizadas nesta dissertação.

Por fim, o sexto capítulo será a conclusão, sendo que serão apresentadas as conclusões obtidas por meio dos resultados experimentais e numéricos, além de propor sobre possíveis trabalhos futuros.

CAPÍTULO 2 - REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

O capítulo a seguir será subdividido entre dois temas: a primeira parte tratará da relevância do tema das turbomáquinas, realizando sua contextualização no meio acadêmico por meio de análises bibliométricas. Já na segunda parte será abordada a pulverização assistida a ar, onde ventiladores são utilizados para auxiliar na qualidade de aplicação de produtos agrícolas.

2.1. RELEVÂNCIA SOBRE O PROJETO DE TURBO-MÁQUINAS

A turbo-máquina é um tópico de abrangência em inúmeras áreas da engenharia mecânica. Este componente pode ser aplicado nas mais diversas indústrias, seja em equipamentos médicos, como visto bastante durante a pandemia de COVID-19 com o uso de ventiladores mecânicos para respiradores, seja no setor energético, onde as turbinas eólicas vêm desempenhando papel de energia sustentável, como até mesmo no setor agrícola, onde tanto bombas e ventiladores vêm sendo aplicados no auxílio do homem do campo para o aumento de sua eficiência operacional e diminuição do consumo de insumos agrícolas.

Por se tratar de um componente em uso nas mais diversas áreas da engenharia, inúmeros comparativos podem ser realizados para função, aplicação, consumo, eficiência, e tratando essas informações por meio de tabelas e esquemas que explicariam sua utilização em cada uma dessas áreas. Para uma representação visual do tema aqui abordado, será utilizado o recurso da revisão bibliométrica.

A revisão bibliométrica é uma ferramenta estatística para analisar e avaliar a literatura existente de uma determinada área do conhecimento, onde o intuito é indicar padrões, tendências, como também quantificar a produção acadêmica (VANTI, 2002). A revisão bibliométrica foi utilizada como ferramenta para verificar quais são os autores com maior número de publicações nessa área, como também verificar quais são os países que mais contribuem com o conhecimento sobre a ótica de turbomáquinas e fluidodinâmica computacional.

A pesquisa nos bancos de dados apresentados na Tabela 2.1, apresentou um elevado número de artigos vinculados às palavras-chave. A revisão bibliométrica auxilia

a parametrizar as respostas obtidas, a fim de apresentar a interação entre os termos pesquisados. Para isso foi realizada pesquisa com palavras-chaves: *fan*, *cf*, *simulation*.

Tabela 2.1 - Resultado base de dados Scopus, Science Direct e Web of Science

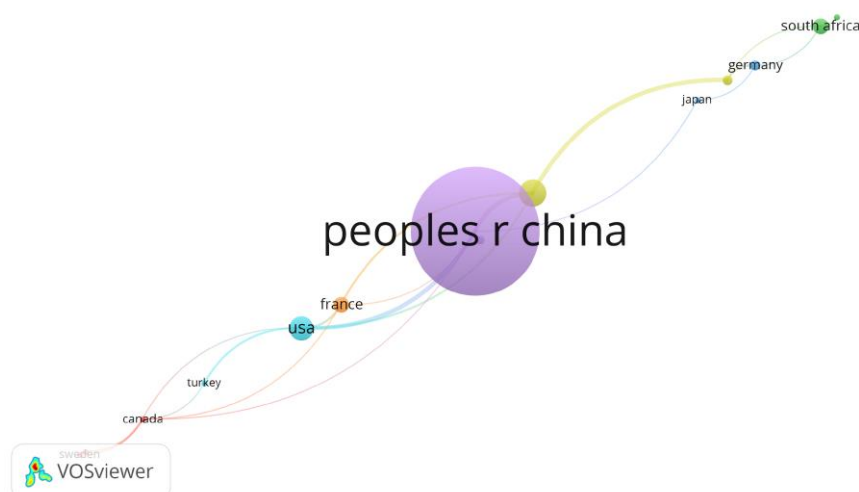
Base de dados	Quantidade de textos / artigos
Scopus	2.284
Science direct	17.322
Web of science	2.335

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Com o uso do software VOSviewer (<https://www.vosviewer.com/>), pode-se montar mapas que irão parametrizar os termos pesquisados acima, e mostrar quem são os autores mais significativos para as palavras-chaves, quais são palavras que estão relacionadas com as palavras-chaves mencionadas acima, e quão forte é sua conexão e quais países estão liderando as publicações em tais assuntos.

Iniciando pela indicação dos países, temos a Figura 2.1. Nela pode-se observar que o grande centro de publicação dos termos pesquisados, segundo a base de dados da “Web of Science” é a República Popular da China, seguida por Estados Unidos.

Figura 2.1 - Web of Science, análise bibliométrica de distribuição de trabalho por países



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

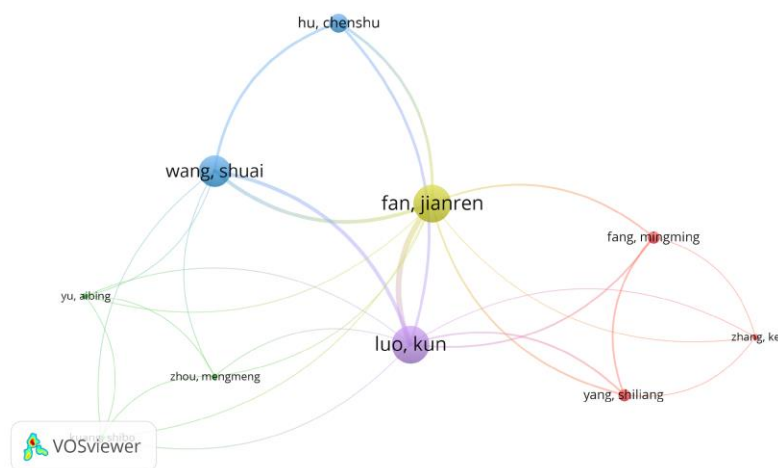
A informação descrita na Figura 2.1 corrobora com o mapa dos autores mais influentes segundo o mesmo banco de dados, “Web of Science”. A Figura 2.2 consta a lista dos autores.

Na realização do filtro utilizado para verificação dos autores mais influentes para as palavras-chaves pesquisadas, foi utilizado dois fatores:

- Número mínimo de publicações: 1;
- Número mínimo de citações: 120.

Seguindo os critérios mencionados, 10 autores se destacaram nesse meio, sendo que todos eles são de nacionalidade chinesa.

Figura 2.2 - Web of Science, análise bibliométrica autores com critérios de publicações estabelecidos pelo autor



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Com relação aos termos que mais se correlacionam com as palavras-chaves pesquisadas, a Figura 2.3 apresenta o mapa de palavras correlacionadas.

Na Figura 2.3, o tamanho das palavras indica a intensidade da correlação entre as palavras-chaves. Pode-se notar que há também grupos de palavras que apresentam a mesma coloração. Esses bancos são chamados de “clusters” e agrupam palavras cuja temática é similar, como por exemplo o grupo verde no canto direito da imagem, está ligado a trocadores de calor, parte térmica do processo que envolve a fluidodinâmica computacional.

A partir das informações presentes nas Figuras 2.1, 2.2 e 2.3, pode-se entender onde os parâmetros inicialmente pesquisados são relevantes. No entanto, não se observou pontos claros que indicavam o uso de ventiladores axiais canalizados (“ducted fans”) para o uso de aplicações agrícolas.

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

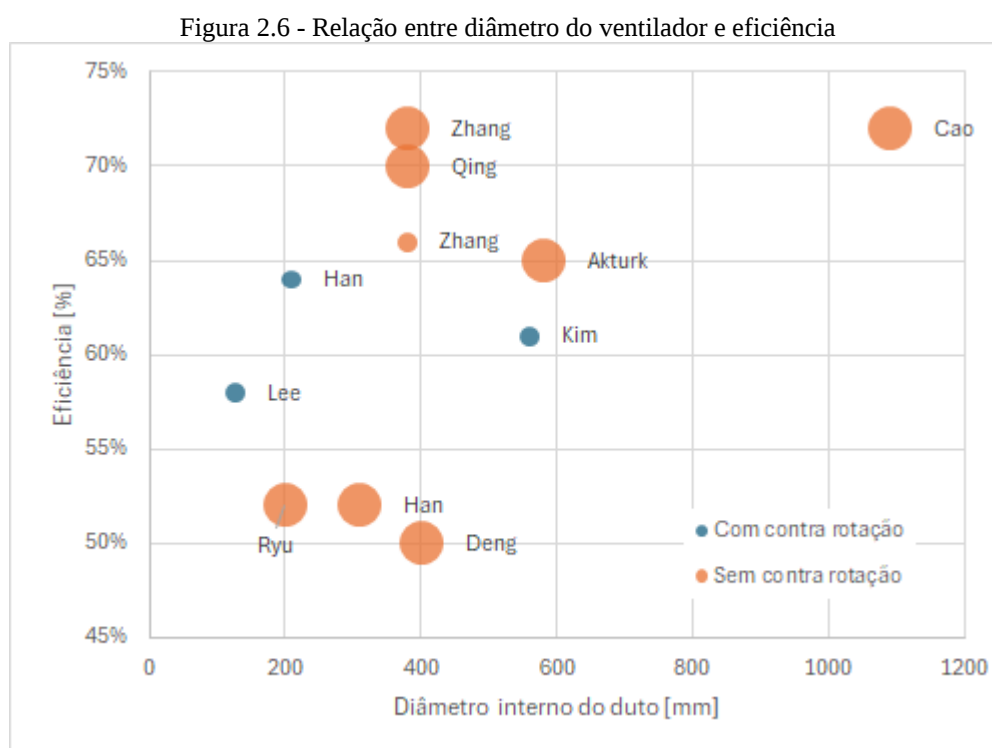
O índice de compressibilidade dos ventiladores e seu tamanho estão apresentados na Figura 2.5.

Fonte: Adaptado Zhang (2020)

Observa-se na Figura 2.5 que a compressibilidade gerada por um ventilador apresenta correlação com o seu diâmetro. A compressibilidade é normalmente indicada pela velocidade ou número de Mach (Ma) da ponta da pá do ventilador. O cálculo da velocidade na ponta da pá depende tanto da rotação do ventilador quanto do valor de seu raio. Diversos experimentos indicados na bibliografia comprovam a correlação física entre esses parâmetros.

Ventiladores canalizados também têm sido amplamente utilizados em aeronaves de decolagem vertical (VTOL), devido à sua alta eficiência de propulsão e segurança (QIAN et al., 2022). A eficiência e estabilidade dos ventiladores canalizados se deterioram em algumas condições de voo, como pairar sob ventos cruzados ou efeito solo.

As Figuras 2.6 e 2.7 apresentam dados que estão diretamente relacionados à eficiência de ventiladores. Na Figura 2.6, a forma que os dados foram obtidos, via simulação ou experimental, em relação à dimensão do ventilador e seu sentido de rotação.

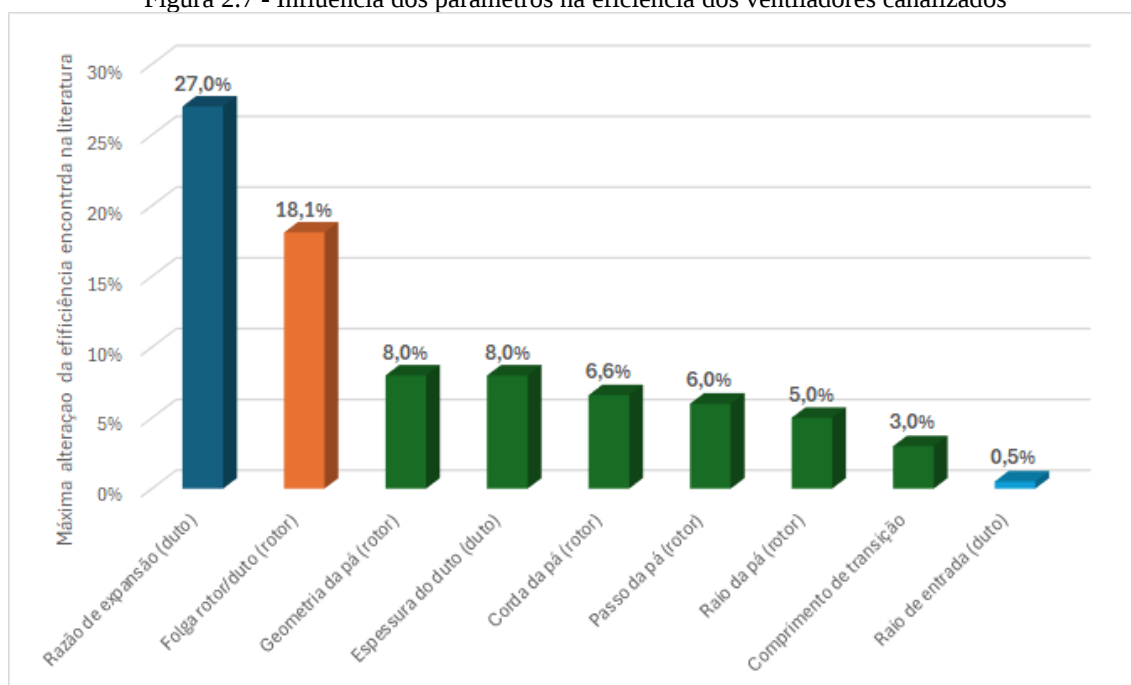


Fonte: Adaptado Qian et al. (2022)

Já na Figura 2.7 está apresentada de forma decrescente, quais os aspectos de projetos de turbo-máquinas que acabam interferindo na eficiência final do componente.

Observa-se que a expansão no duto tem um fator preponderante quando se trata da eficiência do ventilador canalizado. A geometria da pá, embora seja um dos temas mais abordados, apresenta uma representatividade de cerca de um terço do efeito obtido por redimensionar o duto no qual o ventilador está montado.

Figura 2.7 - Influência dos parâmetros na eficiência dos ventiladores canalizados



Fonte: Adaptado de Qian (2022)

2.2. VENTILADORES DE USO AGRÍCOLA

Considerando a aplicação objeto desta dissertação, o uso de ventiladores canalizados tem o intuito de auxiliar o transporte do agente químico da pulverização, a “calda” em formato de gotas em escala micrométrica, para a cultura em que se deseja realizar o trato. Para que ocorra o sucesso da pulverização, vários fatores podem ser considerados durante a operação.

O ângulo o qual o dispositivo de pulverização é posicionado, como também a velocidade do ar para transporte das partículas são fatores importantes que irão afetar a deposição de gotas na cultura, onde a pulverização é realizada a uma certa distância da cultura. Esses parâmetros são preponderantes para o sucesso ou não no tratamento das doenças e pragas. Esses fatores combinados com velocidades adequadas de deslocamento do operador e movimentação do dispositivo de pulverização pode homogeneizar a

aplicação da calda, atingindo valores de até 3% entre amostras próximas (LIN et al., 2024).

O dispositivo assistido a ar veio com o intuito de melhorar a aplicação da calda se comparada aos usos mais convencionais dos pulverizadores, o costal manual. A pulverização manual além de ter um elevado consumo, permite uma perda significativa do produto para o solo ou deriva (ambiente) (LI et al., 2018). O pulverizador assistido à ar utilizado nas culturas de tomate e pepino possibilitou uma melhora significativa na qualidade de aplicação conforme apresentado na Tabela 2.2:

Tabela 2.2 - Comparativo da assistência à ar com outras tecnologias de aplicação		
Assistência a ar comparado à:	Pulverizador Manual	Pulverizador Elétrico
Perda para o solo	37%	75%
Deposição de gotas	1,18x	1,24x

Fonte: Adaptado LI et al. (2018)

Esse trabalho ainda chama atenção que o uso da assistência a ar possibilita obter números vantajosos sobre outras tecnologias de aplicação, como por exemplo a perda para o solo, que com pulverizador manual foi 37% a mais que a obtida com a assistência de ar, e 75% a mais com o pulverizador elétrico. Esses valores são muito relevantes, pois possibilitam não só a economia da calda pulverizada (devido a diminuição das perdas e aumento das deposições) como também a manutenção da cultura sadia, mantendo baixos níveis de resíduos segundo as cartilhas governamentais utilizadas na China. A figura 2.8 apresenta os pulverizadores mais utilizados no comparativo da tabela 2.2.

Figura 2.8 - Tipos de pulverizadores da esquerda para a direita: com assistência à ar, manual e elétrico



Fonte: Adaptado de LI et al. (2018)

Observando a aplicação da assistência de ar em culturas com maior valor agregado, como o morango, também se observa que a assistência a ar obtém melhores condições de deposição das gotas se comparado com outras tecnologias de aplicação (XU et al., 2023). Em análise conduzida para pulverizador assistido a ar, pulverizador costal elétrico e um pulverizador de pistola estacionário, foram obtidos valores de eficiência de deposição nas parcelas superiores e inferiores do morango, considerando a relação entre a cobertura das superfícies inferiores (abaxial) e superiores (adaxial) das folhas em cada uma das parcelas, conforme consta na Tabela 2.3.

Tabela 2.3 - Eficiência de deposição das parcelas abaxial e adaxial do morango		
Tecnologia de aplicação	Eficiência de deposição	Eficiência de deposição
	parcela Superior [%]	parcela Inferior [%]
Pulverizador assistido à ar	42,8	29,7
Pulverizador elétrico	18,1	9,5
Pulverizador de pistola estacionário	35,5	8,7

Fonte: Adaptado XU et al. (2023)

Em concordância com os dados apresentados na Tabela 2.3, o consumo das tecnologias de aplicação também possui valores bem distintos. Enquanto a pulverização assistida a ar tem a melhor eficiência de deposição, também apresenta o menor consumo de calda de pulverização (225 l/ha). Enquanto o pulverizador costal vem com valor intermediário de consumo (540 l/ha) e o pulverizador de pistola estacionário com o maior consumo entre as tecnologias analisadas (1022 l/ha). Observa-se que a assistência a ar vem a culminar na redução do consumo de insumos agrícolas, uma vez que propicia uma melhor deposição se comparada à outras tecnologias de aplicação (QIU et al., 2016).

Embora até então tenha sido mencionados pulverizadores com assistência a ar utilizando somente bicos hidráulicos, há outras tecnologias de aplicação que podem ser incorporadas a este tipo de assistência: utilização de discos rotativos conforme consta na Figura 2.9 utilizada em drones, como também o uso de um acessório eletrostático.

Figura 2.9 - Aplicação de disco rotativo para atomização das gotas em drone, com assistência das pás para transporte das gotas



Fonte: DJI

Por sua vez, a aplicação de um acessório eletrostático auxilia de forma significativa a deposição de gotas em pulverizadores assistidos a ar. Com a polarização das gotas de pulverização através do acessório eletrostático, as gotas além de terem seu transporte facilitado, pela energia que o ventilador impõe ao escoamento de ar, a gota polarizada acaba sendo atraída para a planta, que está aterrada. Através do baixo consumo de calda (0,12 l/min), culturas que estavam cinco metros distantes do bocal de pulverização foram atingidas pelas gotas, além de que a deposição obtêm valores superiores à pulverização convencional, o qual o eletrostático atinge 350 gotas/cm², e a pulverização convencional com escala de 100 gotas/cm² (KHATAWKAR; DHARANEEDHARAN; SHAJI, 2024; XUE et al., 2023).

O uso de ventiladores canalizados na pulverização traz vantagens relacionadas a consumo, deposição e eficiência de aplicação se comparado aos métodos mais tradicionais utilizados com os pulverizadores costais manuais ou elétricos. Esse trabalho visa a aplicação de métodos de dinâmica dos fluidos computacional para prever o comportamento de ventiladores canalizados sem a necessidade de uma bancada de testes. Para tanto, um estudo de caso será realizado e validado com dados experimentais. A mudança do seu comportamento em função de alterações na geometria do difusor também será realizada.

CAPÍTULO 3 - ANÁLISE EXPERIMENTAL

Uma parte do desenvolvimento proposto envolve a montagem e execução de um experimento usando o ventilador analisado e a medida de determinados parâmetros para validação dos resultados. Por conta disso, neste capítulo são apresentadas as etapas do desenvolvimento do experimento realizado em laboratório e a caracterização do sistema composto por motor elétrico e ventilador axial aplicado a um produto de uso agrícola. Todos os componentes utilizados compõem o produto da Figura 3.1.

3.1. DESCRIÇÃO E DETALHAMENTO DO MÓDULO COMPLETO

O objeto utilizado como referência para o procedimento experimental e a simulação numérica deste trabalho é um pulverizador portátil utilizado em jardinagem, composto por motor elétrico, ventilador axial e dutos para condução do ar. O ventilador cria o escoamento de ar, que tem por função não só o auxílio de quebra das gotas, como também o transporte das gotas até seu alvo. O pulverizador portátil avaliado está apresentado na Figura 3.1, e o esquema representativo de seus componentes está apresentado na Figura 1.1.

Figura 3.1 - Pulverizador assistido a ar portátil



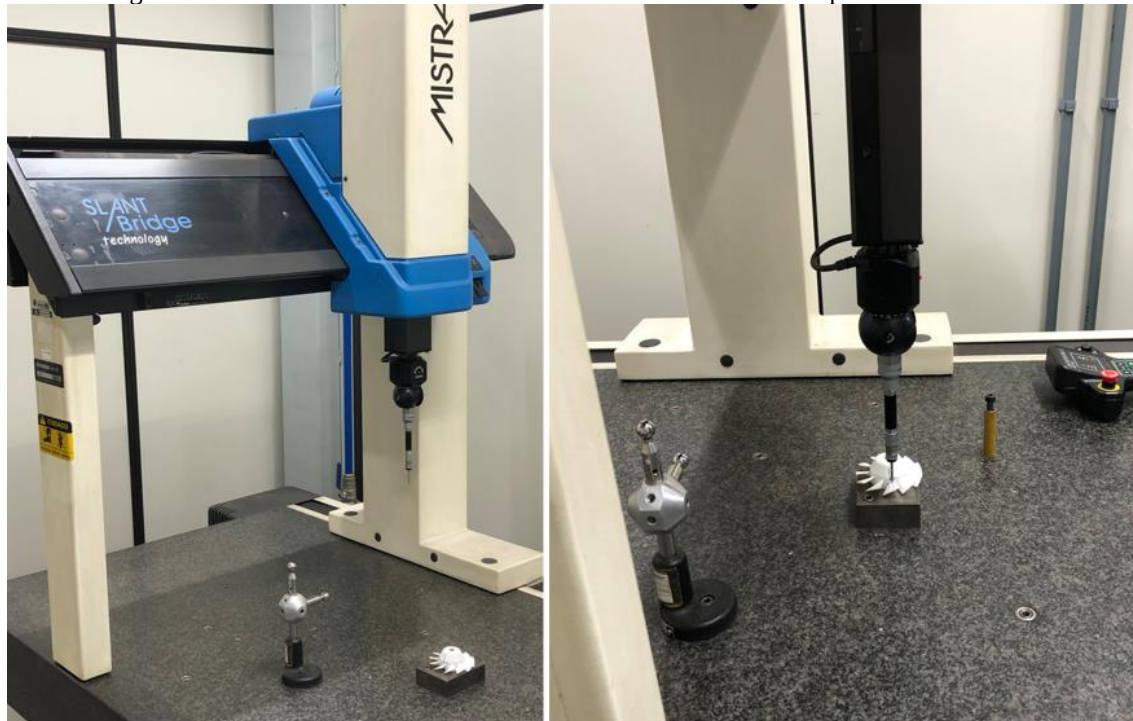
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Os componentes que compõem o sistema de transporte de ar foram desmontados do produto e medidos com auxílio de paquímetro, para os componentes mais simples (dutos), e com a utilização de um scanner tridimensional CMM Mistral, conforme consta na Figura 3.2, para o caso do ventilador, devido sua geometria ser mais complexa que os

duto, é necessário replicação fiel de sua geometria para capturar o mesmo comportamento do ar realizado na parte experimental.

Para a medição do ventilador no scanner tridimensional, foi proposta uma malha de 48 pontos (quatro linhas e seis colunas em cada uma das faces da pá do ventilador) para coleta das coordenadas. As coordenadas capturadas pelo scanner foram transferidas para software de desenho, e então cada um dos componentes foram criados.

Figura 3.2 - Scanner tridimensional CMM Mistral localizada nas dependências da Jacto

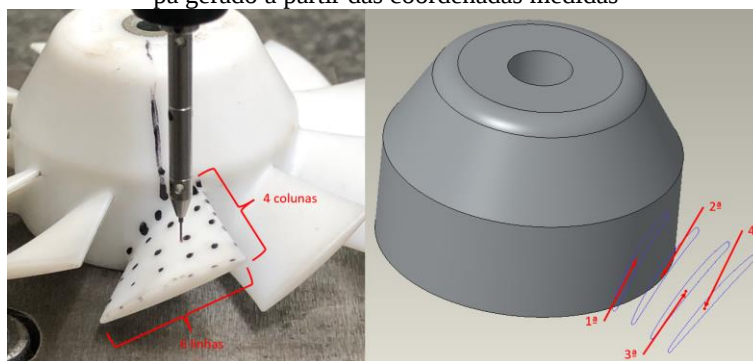


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Conforme consta na Figura 3.3, à esquerda consta a proposta de malha de pontos a ser medida com a scanner tridimensional. A coordenada dos 48 pontos foi coletada e inserida em programa de desenho assistido por computador (CAD) para formulação da geometria do ventilador. Ainda na Figura 3.3, à direita, a coordenada dos pontos capturados foi possível montar as quatro curvas indicadas.

Pode-se descobrir que os ângulos de ataque das pás são variáveis, partindo de 25° na ponta da pá, e chegando em 49° na raiz da pá (intersecção com o cubo do ventilador). A pá sofre uma torção de 24° entre cubo e ponta. Além disso, pode-se medir a corda (comprimento da seção transversal da pá). A corda na ponta da pá tem 42,3 mm de comprimento, enquanto na raiz mede 34,2 mm de comprimento.

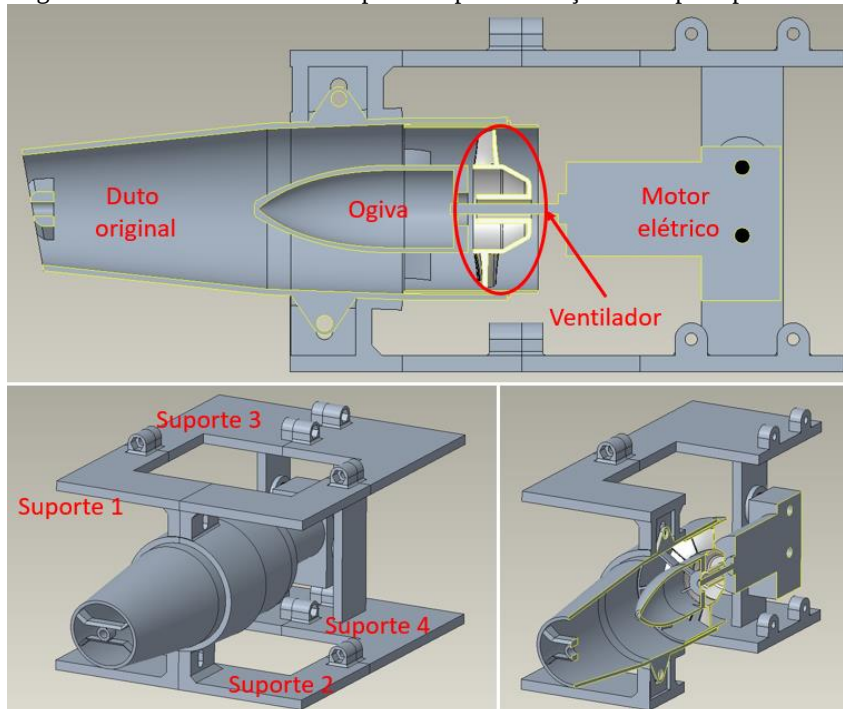
Figura 3.3 - À esquerda, demarcação da malha no modelo físico. À direita, curvas do modelo numérico da pá gerado a partir das coordenadas medidas



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Com a medição de todos os componentes necessários para a modelagem do modelo virtual, foi proposto um dispositivo que possibilitasse a montagem dos componentes em análise fora do produto, isolando motor elétrico, ventilador, duto e ogiva. O dispositivo proposto está apresentado na Figura 3.4. A partir de sua prototipagem através de manufatura aditiva (impressão 3D), foi possível montar o dispositivo e executar as medições experimentais que serão apresentadas neste capítulo.

Figura 3.4 - Modelo CAD de dispositivo para execução da etapa experimental



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

3.2. CARACTERIZAÇÃO DO MOTOR ELÉTRICO

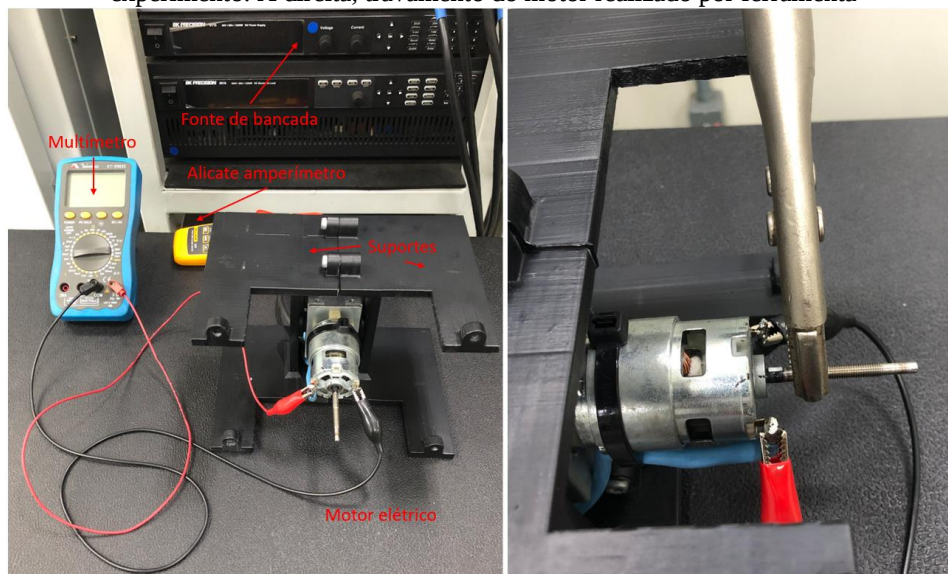
Uma etapa importante na análise experimental é a caracterização do motor elétrico utilizado no produto. Para que o acesso aos componentes internos do produto fosse facilitado, e que os componentes estruturais (reservatório e carcaças) do produto não interferissem nos experimentos, quatro suportes foram projetados e impressos em impressora 3D para fixar o motor elétrico e o “duto” de pulverização. Inicialmente foi realizado o teste para medição da resistência de armadura do motor. Os instrumentos utilizados para esta primeira etapa foram:

- Fonte de bancada *BK PRECISION 9115 (80 V / 60 A / 1200 W)*;
- Multímetro *Minipa ET-2082C*;
- Alicates Amperímetro *Fluke 325*;
- Alicates de pressão *GEDORE*.

São impostas tensões distintas na entrada do motor, e com seu rotor travado, são medidas a tensão entre seus terminais (U_t) e a corrente de armadura (I_{arm}) do motor. Os instrumentos e a montagem experimental podem ser vistos na Figura 3.5. As resistências de armadura para distintos pontos de tensão são calculadas através da equação:

$$R_a = \frac{U_t}{I_{arm}} \quad (3.1)$$

Figura 3.5 - Teste resistência de armadura do motor elétrico. À esquerda, instrumentos para realização do experimento. À direita, travamento do motor realizado por ferramenta



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Após as medições da resistência de armadura, foi realizado o teste para o cálculo da potência do rotor do motor elétrico a vazio (P_{rot}). Este cálculo utiliza como variável a resistência de armadura medida anteriormente. São medidas as tensões nos terminais (U_t), a corrente de alimentação (I_a) e a rotação do motor (ω) para ser calculada a tensão a vazio do motor (U_a). Este conjunto de parâmetros pode ser avaliado através das equações:

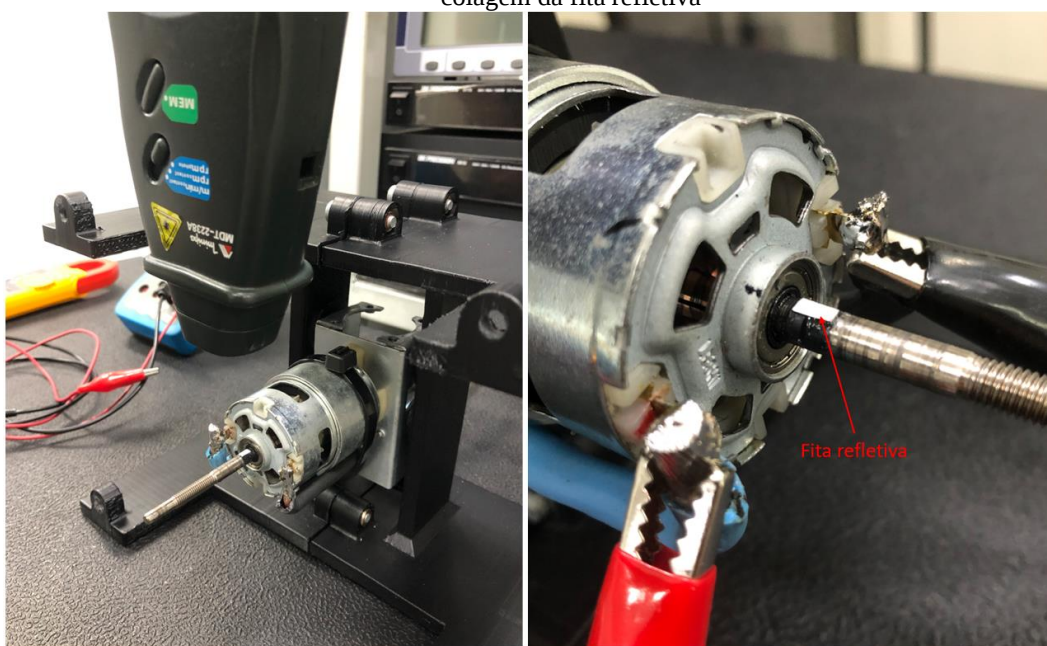
$$U_a = U_t - R_a \times I_a \quad (3.2)$$

$$P_{rot} = U_a \times I_a \quad (3.3)$$

Para a realização desta parte do experimento, como mostrado na figura 3.6, foram utilizados os seguintes materiais:

- Tacômetro *Minipa MDT-2283A*;
- Fita refletiva para tacômetro.

Figura 3.6 - À esquerda, posicionamento do tacômetro para medição da rotação. À direita, posição de colagem da fita refletiva



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

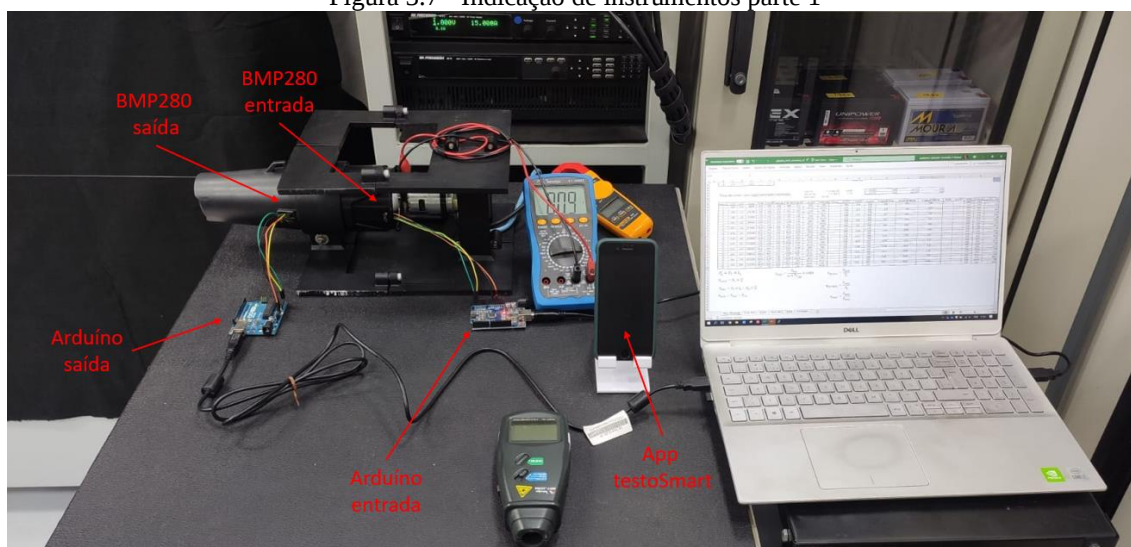
3.3. CARACTERIZAÇÃO DAS CONDIÇÕES DE OPERAÇÃO DO VENTILADOR

Uma etapa relevante para a caracterização da operação do ventilador, tanto para a determinação de potência como para a simulação numérica é a determinação da rotação em condições normais de operação.

A velocidade e a pressão em condições de operação também são medidas em pontos determinados do teste. Estes resultados, não só permitem uma caracterização das condições de operação do ventilador, como uma comparação com os resultados obtidos do modelo numérico. Um detalhamento de como foi montado o procedimento experimental para as tomadas de medida podem ser vistos nas Figuras 3.7 e 3.8. Para a execução do experimento foram utilizados os seguintes equipamentos:

- Instrumentos previamente utilizados;
- Anemômetro de fio quente *Testo 450i*;
- Aplicativo *testoSmart* (para leitura dos dados do anemômetro);
- 2 sensores de pressão *BMP280*;
- 2 plataformas microcontroladoras *Arduino*®;
- Notebook *Dell Precision* (leitura dos dados das placas *Arduino*);
- 1,5 metros de fio de náilon.

Figura 3.7 - Indicação de instrumentos parte 1

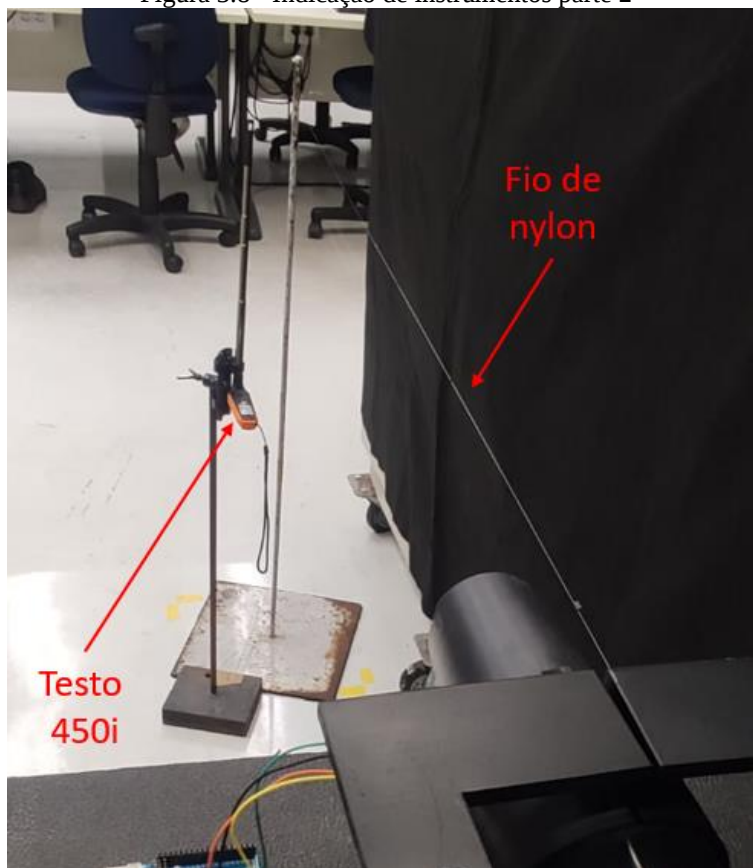


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Na Figura 3.8 é possível observar a orientação dada pelo fio de náilon. Ele está montado próximo ao dispositivo, de forma a não vir a interferir no escoamento de ar

gerado pelo ventilador. Ele está posicionado paralelo ao eixo de rotação do ventilador, com o intuito de auxiliar as medições que são realizadas com o anemômetro de fio quente, indicando as posições para medição da velocidade do ar na direção de saída do bocal.

Figura 3.8 - Indicação de instrumentos parte 2



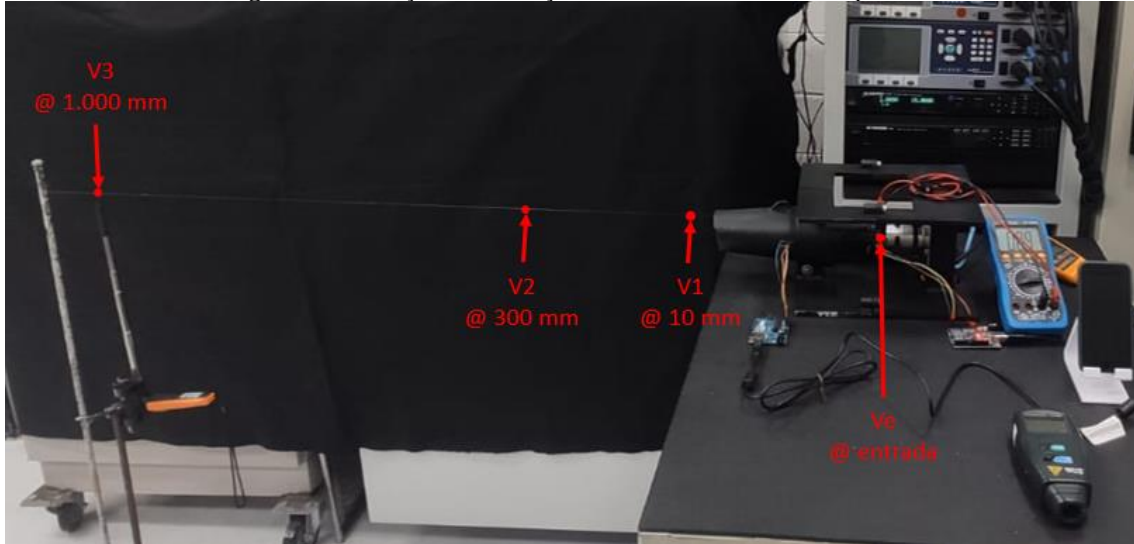
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

As medidas de pressão foram obtidas a partir de sensores de baixo custo do tipo BMP280 com a leitura das medidas realizada por uma placa Arduino acoplada ao notebook. Os sensores de pressão BMP280 foram posicionados a montante e a jusante do ventilador, respectivamente P_e e P_s , com o intuito de realizar a medição da diferença de pressão no sistema. A tabela com a especificação técnica do sensor BMP280 se encontra no Anexo 1.

O anemômetro, por sua vez, foi utilizado para medir do componente de velocidade na direção axial do ventilador em quatro posições distintas ao longo do experimento. O fio de nylon é utilizado para orientar o posicionamento do anemômetro, servindo para identificar o eixo de rotação do ventilador. Os pontos onde foram realizadas as medições podem ser vistos na Figura 3.9 e estão localizados nas posições:

- À montante do ventilador, a fim se medir a velocidade na entrada no duto;
- 10 mm à jusante do bocal (ponto de maior instabilidade devido à alta turbulência na saída do bocal);
- 300 mm à jusante do bocal;
- 1.000 mm à jusante do bocal.

Figura 3.9 - Posições de medição com anemômetro de fio quente



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Com o experimento montado, e realizando a leitura dos instrumentos citados acima, será possível a avaliação dos seguintes parâmetros: potência elétrica (Pot_e), potência relativa ao efeito Joule (Pot_{joule}), potência mecânica (Pot_{mec}), potência no eixo (Pot_{eixo}), torque no eixo (τ_{eixo}), e as eficiências do motor (η_{motor}), global (η_{global}) e do ventilador ($\eta_{ventilador}$). O conjunto de equações que permitem estes cálculos é dado por:

$$Pot_e = U_t \times I_a \quad (3.4)$$

$$Pot_{joule} = R_a \times (I_a)^2 \quad (3.5)$$

$$Pot_{mec} = Pot_e - Pot_{joule} = U_t \times I_a - R_a \times (I_a)^2 \quad (3.6)$$

$$Pot_{eixo} = Pot_{mec} - Pot_{rot} \quad (3.7)$$

$$\tau_{eixo} = \frac{Pot_{eixo}}{\omega \times \frac{\pi}{30}} \times 1000 \quad (3.8)$$

$$\eta_{motor} = \frac{Pot_{eixo}}{Pot_e} \quad (3.9)$$

$$\eta_{global} = \frac{Pot_{vent}}{Pot_e} \quad (3.10)$$

$$\eta_{vent} = \frac{Pot_{vent}}{Pot_{eixo}} \quad (3.11)$$

Por fim, a realização dos experimentos ocorreu com diferentes níveis de tensão na fonte, as medições iniciaram com a configuração da fonte em um volt (1V) e foram realizados 12 incrementos de dois Volts (2V) até a tensão máxima de 23 Volts (23V).

CAPÍTULO 4 - FORMULAÇÃO NUMÉRICA

Neste capítulo, será apresentada a elaboração do modelo numérico montado para avaliar os parâmetros experimentais de teste e, posteriormente, avaliar a influência de seus componentes no seu efetivo funcionamento.

4.1. SOLVER E EQUAÇÕES GOVERNANTES

A solução da modelagem em Fluidodinâmica Computacional (CFD) é a etapa que trata as informações fornecidas pelo pré-processamento, integrando as equações governantes do escoamento do fluido. O simpleFoam é um dos *solvers* disponíveis do OpenFOAM, o qual é utilizado para cálculo de modelos que compreendem as seguintes características:

- Regime: permanente
- Fluido: incompressível e newtoniano
- Escoamento: turbulento, monofásico e isotérmico

A Fluidodinâmica computacional utiliza como base a equação de Navier-Stokes para cálculo dos parâmetros do fluido:

$$\begin{array}{ll} \text{Conservação de} & \frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla(\rho \vec{u}) = 0 \\ \text{massa} & \end{array} \quad (4.1)$$

$$\begin{array}{ll} \text{Conservação do} & \frac{\partial(\rho u_x)}{\partial t} + \nabla(\rho u_x \vec{u}) = \frac{-\partial P}{\partial x} + \nabla(\mu \text{grad} u_x) + S_x \\ \text{momento em X} & \end{array} \quad (4.2)$$

$$\begin{array}{ll} \text{Conservação do} & \frac{\partial(\rho u_y)}{\partial t} + \nabla(\rho u_y \vec{u}) = \frac{-\partial P}{\partial x} + \nabla(\mu \text{grad} u_y) + S_y \\ \text{momento em y} & \end{array} \quad (4.3)$$

$$\begin{array}{ll} \text{Conservação do} & \frac{\partial(\rho u_z)}{\partial t} + \nabla(\rho u_z \vec{u}) = \frac{-\partial P}{\partial x} + \nabla(\mu \text{grad} u_z) + S_z \\ \text{momento em z} & \end{array} \quad (4.4)$$

$$\begin{array}{ll} \text{Conservação da} & \frac{\partial(\rho i)}{\partial t} + \nabla(\rho i \vec{u}) = -P \nabla(\vec{u}) + \nabla(k \text{grad} T) + \emptyset + S_z \\ \text{energia} & \end{array} \quad (4.5)$$

No caso do problema estudado, por se tratar de um modelo que será calculado em regime permanente, o termo relacionado ao tempo nas equações 4.1 a 4.5 terá apenas uma contribuição no processo de convergência do modelo. além disso, por ser um modelo isotérmico, a equação da energia (eq. 4.5) não será resolvida.

4.2. MODELAGEM DE DOMÍNIOS ROTATIVOS

A modelagem dos domínios rotativos em mecânica dos fluidos computacional pode ser feita de diferentes formas de acordo com a necessidade: usando malhas deslizantes (AMI) ou a aplicação de uma zona em rotação definida MRF (Multiple Reference Frame). No caso deste trabalho, optou-se pela utilização do domínio giratório MRF, que delimita uma região e o separa do domínio estacionário. O domínio rotativo engloba todas as paredes do ventilador (MEHDIPOUR, 2014).

Para esta abordagem, quando não há estatores e defletores, a simulação pode ser realizada em um domínio que se move em conjunto com as peças rotativas. Desta forma, o escoamento é considerado em regime estacionário, já que o movimento rotativo é previamente definido e torna a abordagem do problema mais simples. Se apenas o domínio giratório for simulado, a solução se torna simples sendo denominada por SRF (Single Reference Frame). Por outro lado, quando estatores e defletores são adicionados, a solução é mais complexa e a interação entre rotor e estator será importante.

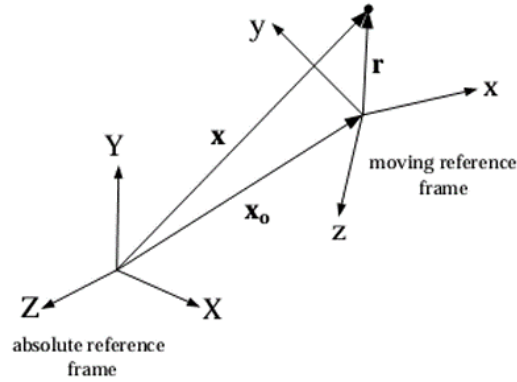
Como já foi anteriormente comentado, o MRF assume um fluxo de massa em regime permanente, onde células se movem em diferentes velocidades de rotação e/ou translação associadas a um movimento de rotação puro. Por conta disso, as células no domínio rotativo estão estáticas e suas posições não necessitam ser recalculadas a cada iteração. Este tipo de solução, embora simples, consegue fornecer soluções adequadas para uma boa parcela dos problemas de engenharia. Por conta de suas características, esta abordagem é apropriada quando o escoamento na fronteira entre as regiões de análise é considerado aproximadamente uniforme. Em algumas situações, a solução baseada em MRF pode ser utilizada na inicialização de problemas transientes.

Para implementação numérica do MRF, o domínio computacional é dividido em dois subdomínios que podem ser tratados como rotativos ou de translação segundo o tempo inicial. As equações governantes em cada subdomínio são obtidas nos referenciais de cada subdomínio. Quando a velocidade relativa é utilizada, o vetor posição relativo à origem da zona do eixo de rotação é definido por:

$$\vec{r} = \vec{x} + \vec{x}_0 \quad (4.6)$$

sendo $\vec{x}$ e $\vec{x}_0$ as posições no sistema de coordenadas cartesianas absolutas e a origem da zona do eixo de rotação respectivamente.

Figura 4.1 - Sistema de coordenadas MRF



Fonte: Mehdipour (2014)

Para a obtenção da velocidade absoluta, a velocidade relativa no referencial em movimento pode ser complementada pela velocidade na zona rotativa utilizando a seguinte equação:

$$\vec{v} = \vec{v}_r + (\vec{\omega} \times \vec{r}) + \vec{v}_t \quad (4.7)$$

onde $\vec{v}$ é a velocidade no referencial inercial absoluto, $\vec{v}_r$ é definido como a velocidade no referencial relativo e $\vec{v}_t$ é a velocidade de translação no referencial não-inercial. Utilizando essas definições nas equações de Navier-Stokes é possível obter as equações governantes para o referencial inercial:

$$\nabla \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (4.8)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v} \vec{v}) = -\nabla p + \mu \nabla \cdot \nabla (\vec{v}) \quad (4.9)$$

Calculando as equações governantes para o referencial rotativo resulta nas seguintes correções:

$$\nabla \cdot \rho \vec{v} = 0 \quad (4.10)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}) + \rho (\vec{\omega} \times \vec{r}) = -\nabla p + \mu \nabla \cdot \nabla (\vec{v}) \quad (4.11)$$

Utilizando a formulação relativa para o referencial rotativo deriva a seguinte equação governante:

$$\nabla \cdot \rho \vec{v}_r = 0 \quad (4.12)$$

$$\nabla \cdot (\rho \vec{v}_r \vec{v}_r) + \rho (2\vec{\omega} \times \vec{v}_r) + \vec{\omega} \times \vec{\omega} \times \vec{r} = -\nabla p + \mu \nabla \cdot \nabla (\vec{v}_r) \quad (4.13)$$

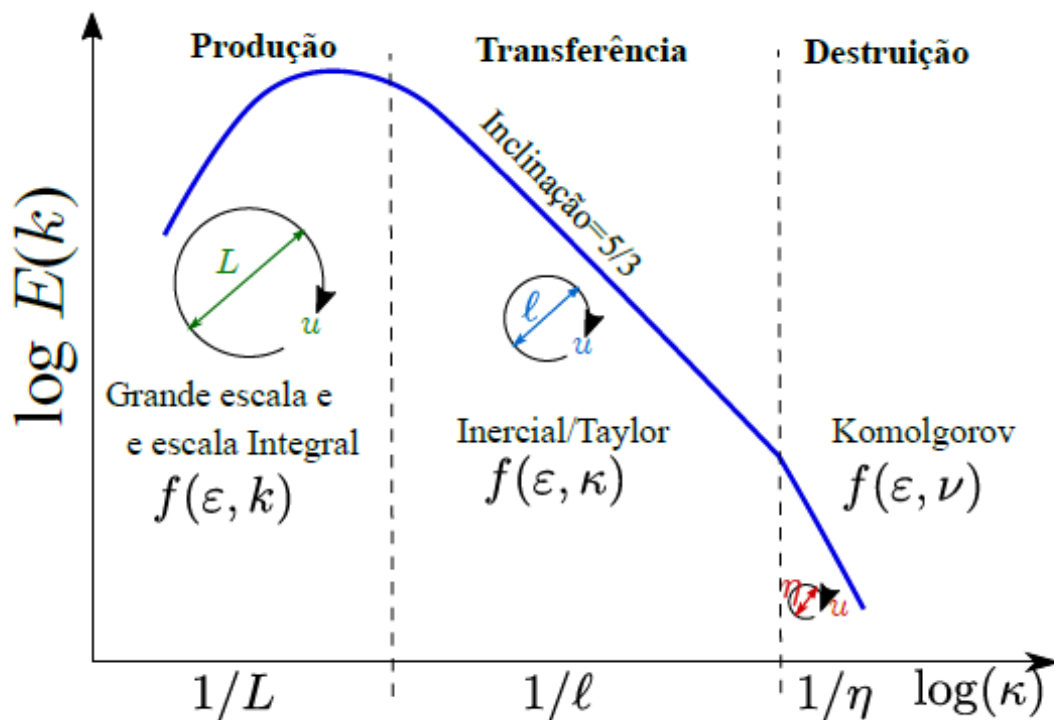
4.3. MODELAGEM DA TURBULÊNCIA

Os escoamentos podem ser classificados principalmente por duas formas distintas: laminar ou turbulento. Enquanto no escoamento laminar, as linhas de fluxo apresentam não só um comportamento ordenado, como também paralelo entre si, o

escoamento turbulento apresenta um comportamento caótico e randômico, com o surgimento de vórtices (pequenas e grandes escalas).

Escoamentos turbulentos são frequentemente observados nas mais diversas aplicações industriais, como também em fenômenos naturais. A estrutura da turbulência realiza transporte de energia, onde vórtices maiores transferem energia cinética para vórtices menores, e assim sucessivamente até que a viscosidade do fluido tenha capacidade de dissipar toda a energia cinética. Este fenômeno foi denominado de cascata de energia. A Figura 4.2 apresenta a energia é dissipada pelos vórtices, gerando o fenômeno da cascata de energia, teoria criada por Kolmogorov. Observa-se que a energia dissipada em cada uma das etapas da cascata de energia depende de parâmetros turbulentos.

Figura 4.2 - Cascata de energia



Fonte: Scalon (2021)

A turbulência é observada quando as forças inerciais são bem superiores às forças viscosas do fluido. Com isso, Reynolds propôs o seguinte em sua equação:

$$Re = \frac{\rho u d}{\mu} = \frac{u d}{\nu} \quad (4.14)$$

onde as variáveis são:

- ρ é a densidade do fluido;
- u é a velocidade do escoamento;

- d é o comprimento característico (também utilizado o diâmetro hidráulico);
- μ é a viscosidade dinâmica;
- ν é a viscosidade cinemática.

Entre as convenções utilizadas para a classificação de escoamentos a partir de Reynolds, a Tabela 4.1 é um exemplo de como é feita essa caracterização no escoamento em dutos.

Tabela 4.1 - Tipos de regime de escoamento no interior de dutos

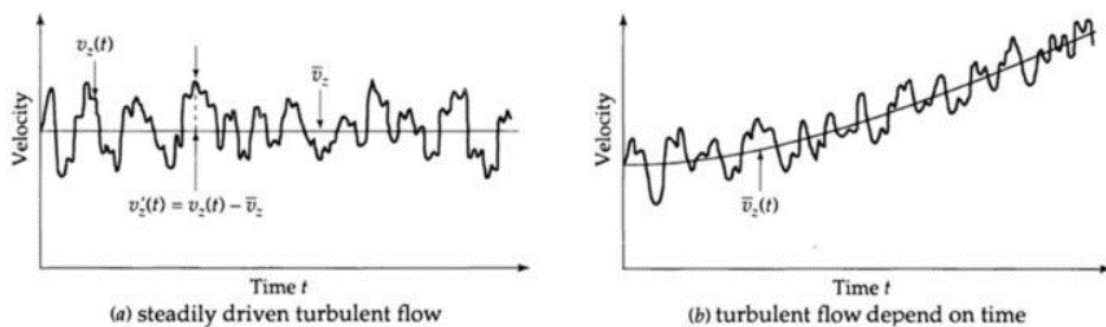
Tipo de Escoamento	Tipo de Regime	Número de Reynolds
Interno	Regime Laminar	$Re < 2.300$
	Regime em Transição	$2.300 < Re < 4.000$
	Regime Turbulento	$Re > 4.000$
Externo	Regime Laminar para Turbulento	$Re > 3e5$

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Se as forças inerciais — que resistem a uma mudança na velocidade de um objeto e causam o movimento do fluido — forem dominantes, o escoamento é turbulento. Ao contrário, se as forças viscosas, definidas como a resistência ao escoamento, forem dominantes, o escoamento é laminar.

A captura da turbulência abrange vários obstáculos e, portanto, requer esforço rigoroso durante práticas experimentais e numéricas. A turbulência é um tipo de escoamento de fluido que é instável, enormemente irregular no espaço e no tempo, tridimensional, rotacional, dissipativo (em termos de energia) e difusivo (fenômeno de transporte) em altos números de Reynolds. Devido a essas divergências no escoamento turbulento, flutuações de escala extremamente pequena surgem em velocidade, pressão e temperatura.

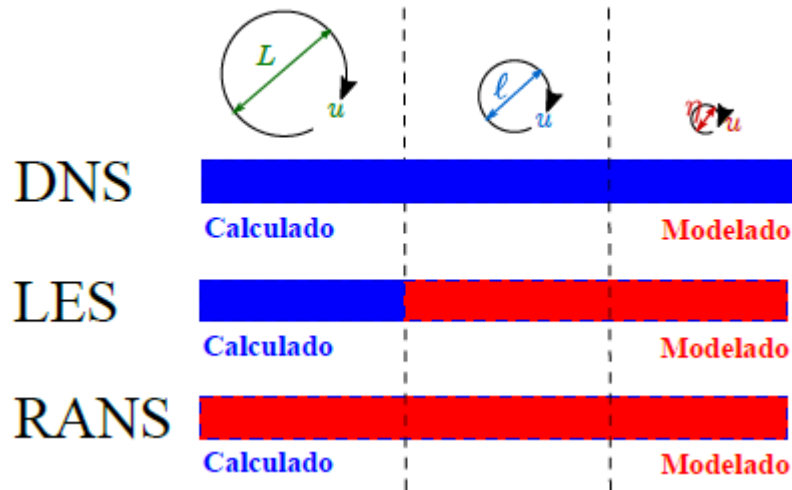
Figura 4.3 - Flutuações da velocidade (a) regime permanente e (b) regime transiente



Fonte: Produção simScale (2024)

Apesar do fato de que há a implementação direta de valores flutuantes na equação de Navier-Stokes, conhecido por Direct Numerical Simulation (DNS), essa não se torna viável (dependendo do caso que se deseja obter com análise) pois requer uma quantidade extrema de recursos em termos de hardware e software. Outros métodos foram desenvolvidos para o cálculo da viscosidade turbulenta: Reynolds Average Navier-Stokes (RANS) e Large Eddy Simulation (LES). O que distingue cada um dos modelos é sua capacidade de calcular e/ou modelar a turbulência, conforme visto na Figura 4.4.

Figura 4.4 - Métodos de abordagem da turbulência



Fonte: Scalon (2021)

Neste trabalho, utiliza-se do método RANS para o tratamento da turbulência. Os parâmetros para essa abordagem dependem de algumas informações do escoamento, como a velocidade de referência na entrada do sistema de análise (u_{ref}), intensidade de turbulência (T_i) e comprimento característico do sistema em análise (L). Esse conjunto de informações é utilizada para calcular a energia cinética turbulenta (k) e a dissipação turbulenta (ε) e, a partir dos quais, pode-se obter a viscosidade turbulenta (ν_t) e a taxa específica de dissipação (ω). Algumas expressões relevantes utilizadas na abordagem são:

$$k = \frac{3}{2} \times (u_{ref} \times T_i)^2 \quad (4.15)$$

$$l = 0,07 \times L \quad (4.16)$$

$$\varepsilon = 0,09^{\frac{3}{4}} \times \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (4.17)$$

$$\nu_t = 0,09 \times \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.18)$$

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (4.19)$$

A partir do observado na literatura científica (XUE et al., 2021), o modelo de turbulência $k - \omega SST$ consegue replicar de forma correta o escoamento gerado por turbomáquinas. Esta modelagem permite obter uma boa relação do fluido nas proximidades das paredes do ventilador, utilizando o modelo $k\omega$, e nas periferias longe das paredes, utilizando as características associadas a aplicação do modelo $k - \varepsilon$. Justamente a junção dos dois modelos é a proposta da aplicação do modelo $k - \omega SST$.

4.4. DISCRETIZAÇÃO

Para este estudo, será utilizado o código aberto para simulação de dinâmica dos fluidos computacional OpenFOAM. Detalhes da sua utilização possam ser encontrados em <https://www.openfoam.com/documentation/user-guide>.

Para a modelagem do domínio será considerada as dimensões que se encontram na Tabela 4.2. O centro das coordenadas se encontra no centro do ventilador a ser analisado. Os elementos aqui gerados serão de segunda ordem para a caracterização do domínio.

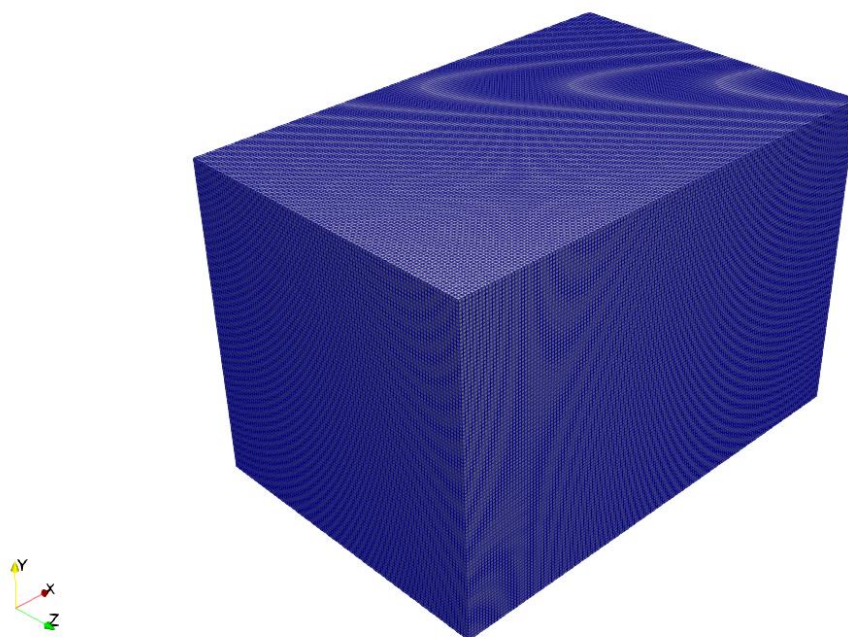
Tabela 4.2 - Dimensões blockMeshDict

	Em X	Em Y	Em Z
Dimensão Positiva [m]	0,5	1,0	1,0
Dimensão Negativa [m]	2,5	1,0	1,0
Total	3,0	2,0	2,0

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

As dimensões do domínio são inseridas no arquivo blockMesh do OpenFOAM, onde o nível mais grosseiro da malha continha dimensão de 1 cm. A Figura 4.5 apresenta a malha estruturada hexaédrica com o uso do blockMesh.

Figura 4.5 - Malha criada pelo blockMesh



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

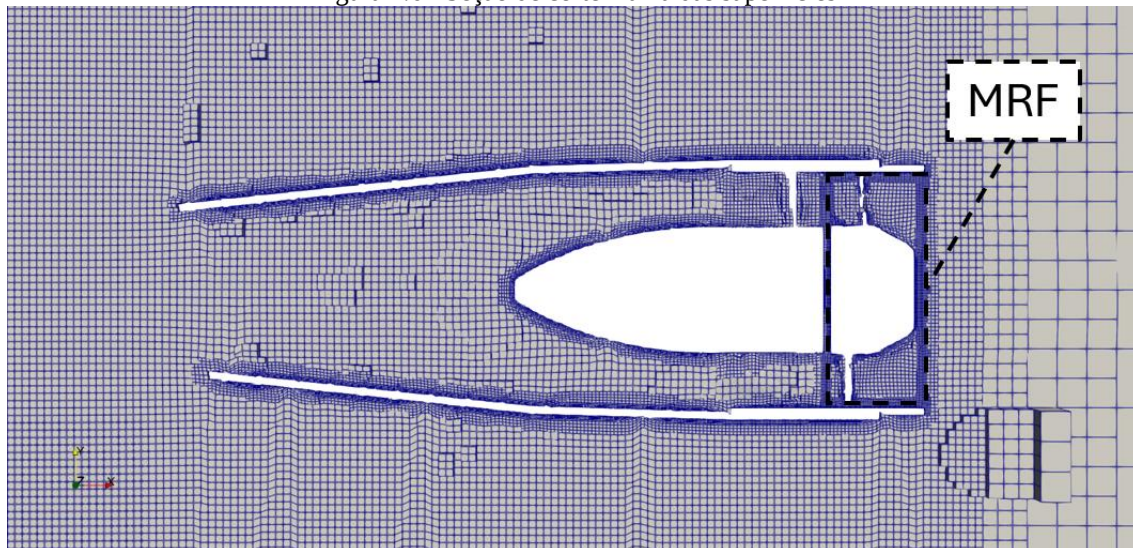
As faces que compõem o domínio foram denominadas para a mesma condição de contorno (opening), exceto pela face encontrada no plano XZ, inferior ao domínio. Esta face é utilizada com uma condição de contorno de parede, para representar o solo durante a simulação.

Para a geração da malha no entorno do ventilador, foram utilizados arquivos do tipo STL dos seus componentes com diversos parâmetros de configuração definidos no arquivo snappyHexMeshDict. Nesse mesmo arquivo são estabelecidos os refinamentos de malha necessários nas superfícies que compõem o objeto em análise com decorrências nas outras regiões da malha dentro do domínio. Todas as superfícies estacionárias serão estabelecidas na mesma condição de contorno (denominadas ventilador), exceto as pás do ventilador necessárias para o cálculo do torque (denominada hélice).

Nessa etapa é também necessário a definição da região que compõe o MRF (Multiple Reference Frame) que determinará a região rotativa da malha. Pode-se observar na Figura 4.6, duas regiões de refinamento de malha no domínio, uma que envolve todas as superfícies em análise (hélice de ventilador) e outra que está somente em torno da hélice. Esta última será a região do MRF, e onde será imposta uma condição de rotação para a realização da simulação. Uma última etapa a ser realizada nessa configuração do

snappyHexMesh na discretização da malha é a definição do número de camadas prismáticas sobre as superfícies adicionadas. Essa ferramenta é bastante útil na solução, ao criar sobre a superfície uma sequência de malhas paralelas à superfície e auxiliam na discretização da camada limite formada nessa região.

Figura 4.6 - Seção de corte malha das superfícies

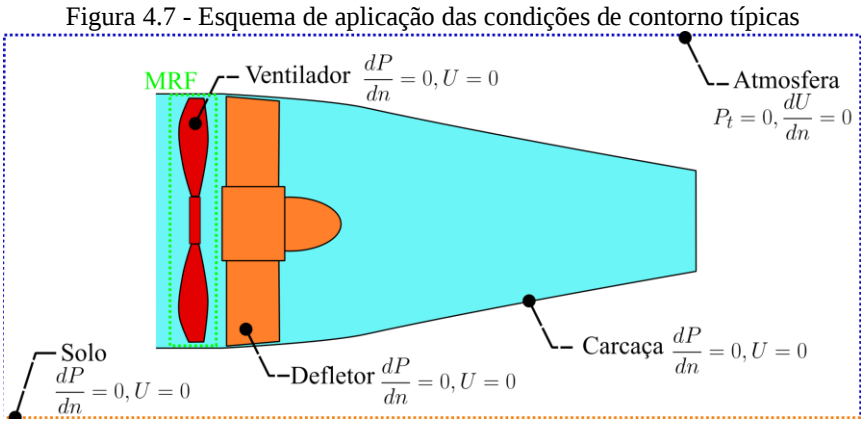


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

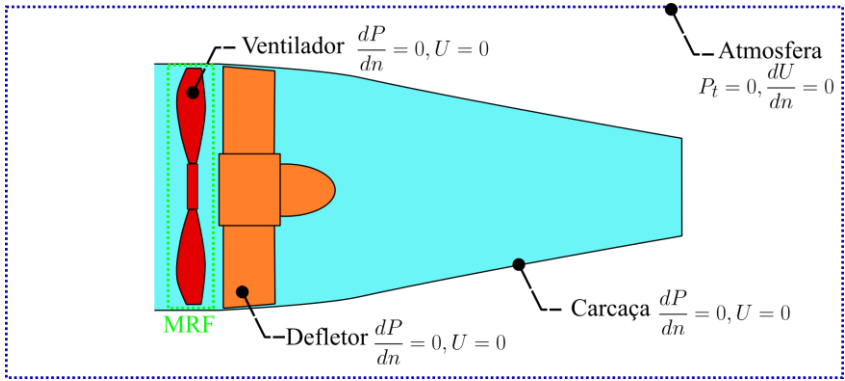
4.5. CONDIÇÕES DE CONTORNO

Para finalizar a etapa de elaboração do modelo numérico, devem ser aplicadas as condições de contorno adequadas. Considerando a modelagem do problema é possível estabelecer as condições de contorno que, matematicamente, melhor representam as condições físicas do problema, como mostrado na Figura 4.7, que podem ser definidas de forma:

- paredes: condição de não deslizamento ($U=0$, $dP/dn=0$);
- superfícies abertas para a atmosfera ($dU/dn=0$, $P_t=0$);
- critérios de convergência:
 - Velocidade (U): 10^{-2} (sub-relaxação: 0,7);
 - Pressão (p): 10^{-7} (sub-relaxação: 0,3);
 - Turbulência (k, ω, ϵ): 10^{-3} (sub-relaxação: 0,7).



(a) Esquema das condições de contorno com solo



(b) Esquema das condições de contorno e com as faces

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Além disso, como mencionado anteriormente, todas as condições de contorno são inseridas no modelo numérico do simpleFoam com as devidas condições na pasta zero. Algumas condições de contorno são adaptadas para condições típicas do openFOAM que representam esses efeitos, mas com variações e/ou correções posteriores adequadas ao modelo. Na Tabela 4.3 estão apresentadas as condições de contorno efetivamente aplicadas no modelo.

Tabela 4.3 - Condições de contorno

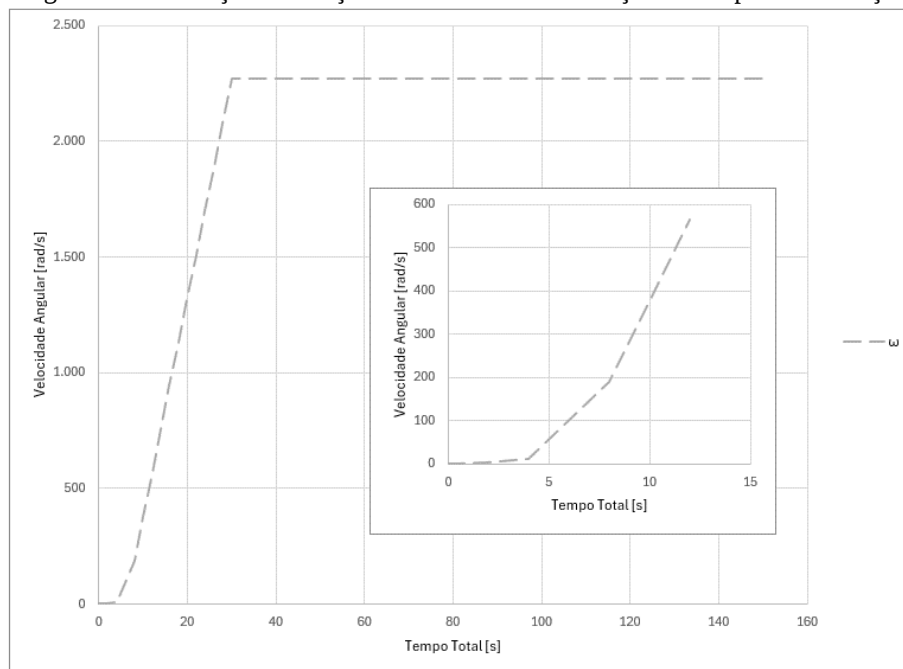
Fronteira	Tipo	Valor
opening ventilador e solo helice	Pressão estática relativa	0
	Velocidade	0
	Rotação	Figura 4.8

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Para a especificação da característica do movimento devem ser informados a origem, a velocidade angular e a direção do eixo de rotação. Embora a rotação possa ser

inserida na forma de um valor constante, neste trabalho optou-se por incluí-la no formato de tabela, permitindo a sua intensificação com o tempo da simulação. A abordagem para evolução da rotação pode ser vista na Figura 4.8.

Figura 4.8 - Evolução da rotação do ventilador com relação ao tempo de simulação



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Por meio da Figura 4.8, nota-se que a velocidade angular cresce com uma taxa mais lenta nos primeiros segundos da simulação, e que depois que se atinge 200 rad/s a aceleração já é elevada até se atingir a velocidade de regime permanente em 2117 rad/s.

A baixa velocidade nos primeiros segundos de simulação se deve a necessidade de evitar um número elevado nos resíduos da simulação, optando por uma estratégia mais conservadora, e adotando uma aceleração mais baixa no início da simulação facilitando a convergência da condição de regime estacionário.

Ao atingir essa velocidade, o modelo ainda é deixado estabilizar por mais 120 segundos, para garantir que o campo de velocidade e pressão atingiram estabilidade em todo o domínio do modelo.

A Tabela 4.4 apresenta as condições de contorno que serão aplicadas nas paredes, considerando o modelo de turbulência empregado, como também os valores para cada um dos parâmetros necessários para a realização da simulação.

Tabela 4.4 - Resumo condições iniciais utilizadas

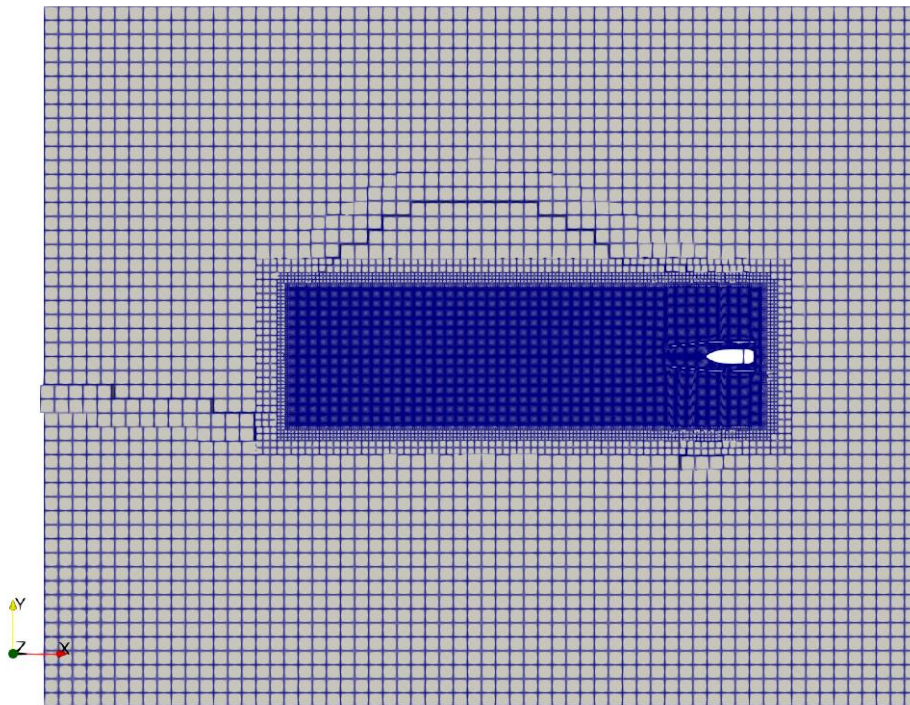
Parâmetro	Pressão (p)	Velocidade (u)	k	ν_t	ω
Valor	0	0	0,1	0,00001	0,1

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

4.6. MONITORES E VARIÁVEIS DE CONTROLE

Para a comparação com os resultados experimentais foi utilizada uma malha que considerava um domínio maior até o solo como apresentado na figura 4.7 item a. Para uma melhor comparação foi criada uma região de refino de malha ultrapassando o último ponto de interesse de medição da velocidade (à 1000 mm da saída do bocal). Com esse refino pretende-se realizar melhor uma convergência dos valores de velocidade medidos nos monitores. A malha proposta pode ser observada na Figura 4.9.

Figura 4.9 - Malha final com refino na esteira do escoamento de ar na saída do duto



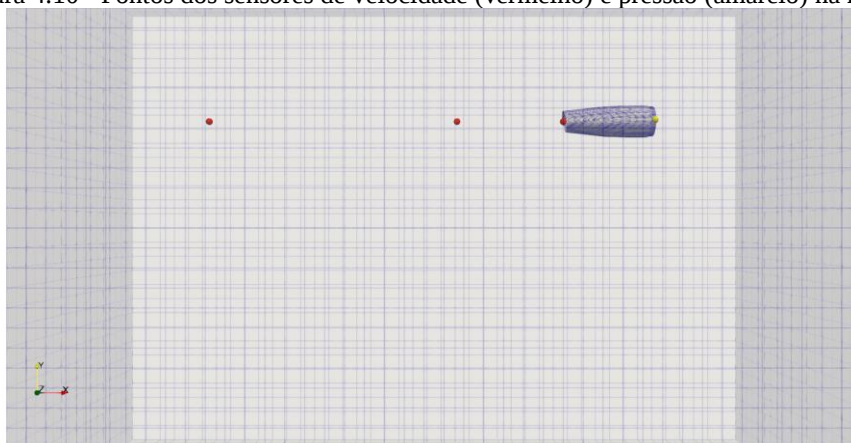
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Outra alteração que ocorreu no modelo foi a inclusão de mais pontos de monitoramento de velocidade na direção do eixo X. Ao todo, foram posicionados 11 monitores equidistantes de velocidade, de 0 mm da saída do bocal, até 1000 mm da saída

do bocal. Esses monitores foram inseridos com o intuito de facilitar a análise comparativa entre os modelos experimental, numérico e analítico.

Para acompanhamento da solução e do processo de convergência, foram avaliados valores em determinados pontos da malha de maneira a permitir avaliar a convergência dos resultados. Como o modelo numérico é associado a um experimento anterior, os pontos de instrumentação das medidas no experimento serão os mesmos utilizados para verificar a estabilidade e convergência de tais parâmetros. Com isso, serão criados monitores de pressão e velocidade conforme constam na Figura 4.10 e Tabela 4.5.

Figura 4.10 - Pontos dos sensores de velocidade (vermelho) e pressão (amarelo) na malha



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Tabela 4.5 - Posição dos monitores

Monitores	Coordenada X	Coordenada Y	Coordenada Z
MPe - Pressão entrada	0,029	0	0,039
MV1 - Velocidade à 0 m (bocal)	-0,22	0	0
MV2 - Velocidade à 0,3 m (bocal)	-0,52	0	0
MV3 - Velocidade à 1,0 m (bocal)	-1,22	0	0

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Além dos monitores descritos na Tabela 4.5, foi criada uma variável de controle que foi a vazão na saída do ventilador. Uma superfície foi criada transversalmente ao escoamento de ar que passa dentro do duto, e então através da integral da velocidade que atravessa essa superfície, calcular a vazão mássica de ar induzida pelo ventilador.

Figura 4.11 - Indicação da superfície para medição da vazão



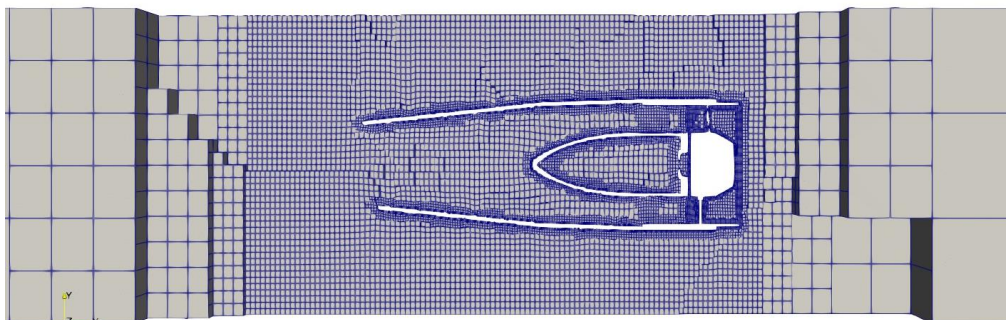
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Os valores obtidos para cada um dos monitores e variáveis permitirão, posteriormente, avaliar a convergência da solução para o modelo calculado.

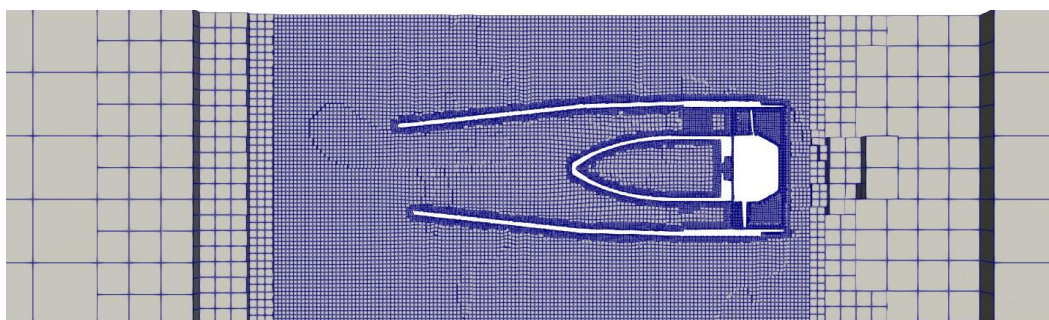
4.7. ANÁLISE DE CONVERGÊNCIA DE MALHA

A maneira de garantir que o tamanho da malha seja adequado para a simulação proposta, é comum recorrer a índices de avaliação de convergência de malha. Dessa forma, é possível avaliar se a malha proposta é suficientemente refinada para garantir que os resultados estejam adequados ao seu comportamento físico.

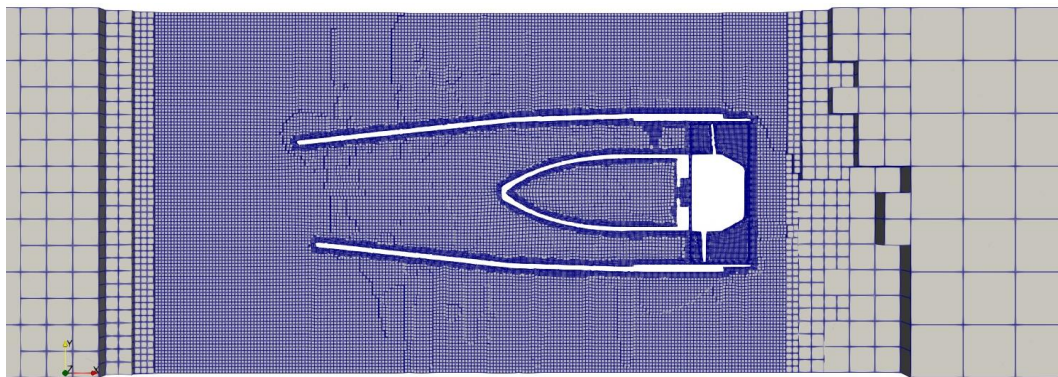
Figura 4.12 - Malhas elaboradas para verificação do processo de convergência



(a) Malha Grosseira



(b) Malha intermediária.



(c) Malha refinada.

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Para avaliar a convergência de malha, é sugerido a utilização de três malhas de refinamento distinto e sucessivo. Embora não seja proibitivo, é recomendável uma taxa de refinamento superior a 30% em cada direção resolvida, como descrito por EÇA; HOEKSTRA (2014).

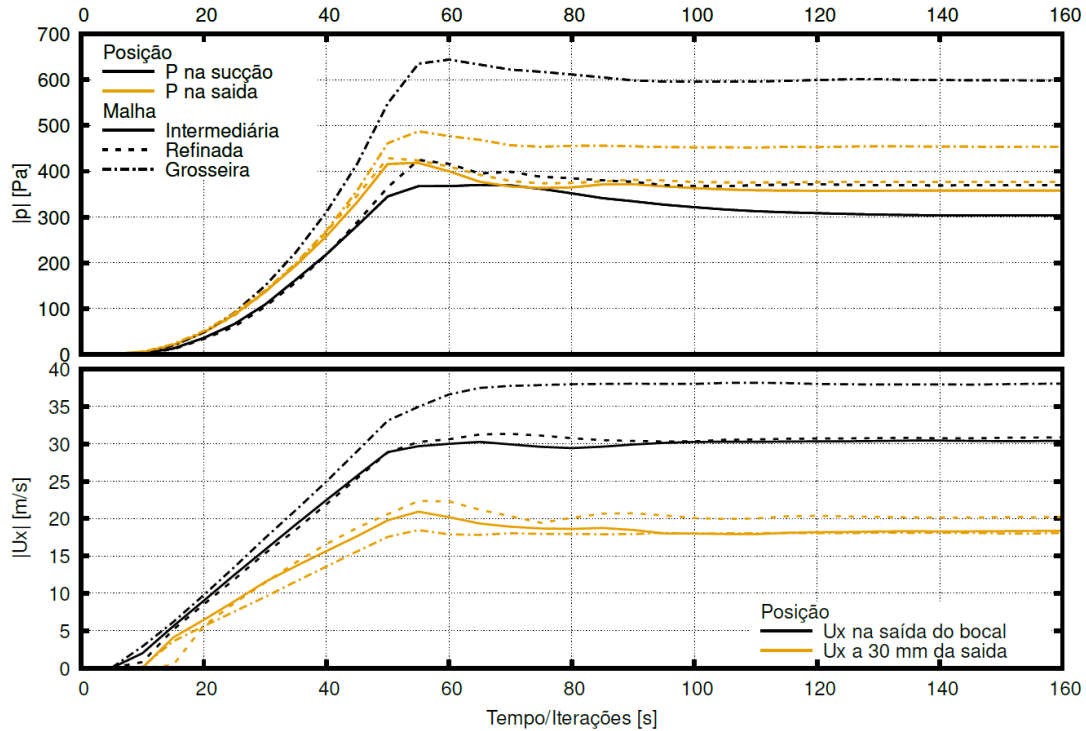
Para a realização da análise de convergência de malha, foram definidas condições distintas de subdividir o domínio, a fim de se analisar o melhor possível cenário para a realização da simulação. O refinamento era modificado através da variação do tamanho da malha padrão no blockMesh. Uma visualização da região próxima ao ventilador das malhas montadas através desse procedimento pode ser vista na Figura 4.12.

Além disso, em todos os casos foram utilizadas subcamadas sobre as paredes para o refinamento da malha nesta região. Esse parâmetro, também configurado através do snappyHexMesh, define a quantidade de camadas prismáticas a ser considerada sobre as paredes. Foi considerado que as três propostas de malha irão apresentar a mesma quantidade de camadas prismáticas. Todos os modelos possuem três camadas prismáticas de mesmo tamanho, a fim de se manter a taxa de crescimento de malha entre as propostas.

Com relação ao procedimento geral, a convergência da solução poderia ser verificada pela tendência de solução dos pontos que serão utilizados nos estudos de malha. Deve-se lembrar que, para melhorar a convergência, é montado um método de aumento de rotação do ventilador com o tempo. A rotação final é elevada em função do tempo até 50 s, quando atinge a rotação de operação. Isto pode ser observado pelos parâmetros apresentados na Figura 4.13. Nesse caso foram apresentados, as velocidades e pressões nos monitores anteriormente estabelecidos. Apesar da convergência dos resultados já próximos do tempo de finalização da rotação, os seus valores ainda

apresentavam pequenas flutuações em torno de um valor médio com uma tendência de convergência bem definida ao final do tempo.

Figura 4.13 - Monitores de velocidade e pressão para as malhas propostas



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Após mostrada a convergência das diferentes malhas, os monitores estabelecidos serão avaliados seguindo a metodologia do estudo de convergência de malha proposto por EÇA; HOEKSTRA (2014). Baseado nesta metodologia, três malhas com números distintos de elementos foram analisadas. Para uma melhor efetividade do estudo, como comentado anteriormente, a taxa de variação da malha deve ter um decréscimo mínimo de 30% com o comprimento da aresta de cada célula. Assim, o comprimento da aresta pode ser verificado através da seguinte equação para malhas volumétricas:

$$h = \left[\frac{1}{N} \sum_{i=1}^N (\Delta V_i) \right]^{\frac{1}{3}} \quad (4.20)$$

onde ΔV_i é o volume do elemento, e N é o número total de elementos da malha.

Os estudos realizados nesse caso para as informações de velocidade na saída e 30 cm afastada desse ponto podem ser vistos Tabela 4.6. Este estudo, permite que se realize uma extrapolação da malha atingindo um valor teórico de convergência, também apresentado na tabela. No caso deste trabalho, pretende-se utilizar a malha intermediária para as simulações e, por conta disso, o desvio dos valores dessa malha em relação ao extrapolado são avaliados.

Tabela 4.6 - Convergência de malha para velocidade

Malha	Número de células	Velocidade na saída do bocal [m/s]	Velocidade a 30 cm da saída [m/s]
Malha refinada t = 20.129 s	4.046.768	31,0	20,2
Malha intermediária t = 18.957 s	1.710.888	30,6	18,4
Malha grosseira t = 8.531 s	540.025	38,1	18,0
Valor extrapolado (CGI)		31,0	21,2
Desvio observado*		1,44%	13,30%
Desvio estimado (CGI)*		1,72%	9,25%

* considerando a escolha da malha intermediária

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Cabe destacar ainda, que estes valores dos erros estimados para a malha também são estimados pelo procedimento de estudo de convergência. Assim sendo, no procedimento CGI é possível calcular o erro estimado pelo uso dessa malha tanto pelo procedimento de refinamento a partir da malha grosseira, como pelo procedimento de redução de células em relação à malha refinada. A média desses dois valores também é apresentada na tabela como sendo o desvio estimado.

Considerando os valores de velocidades apresentados na Tabela 4.6, verifica-se que a malha intermediária é adequada para o estudo proposto. Os valores em ambos os pontos já se aproximam dos valores extrapolados, sendo que o ponto na saída do ventilador apresenta um desvio muito pequeno. Tanto o desvio calculado como o estimado tem valores baixos.

A Tabela 4.7, por sua vez, apresenta os resultados do estudo de convergência da malha para o valor absoluto da pressão no ponto sensor localizado na entrada do ventilador e a vazão calculada na superfície proposta anteriormente, representando a vazão induzida pelo ventilador no interior do duto.

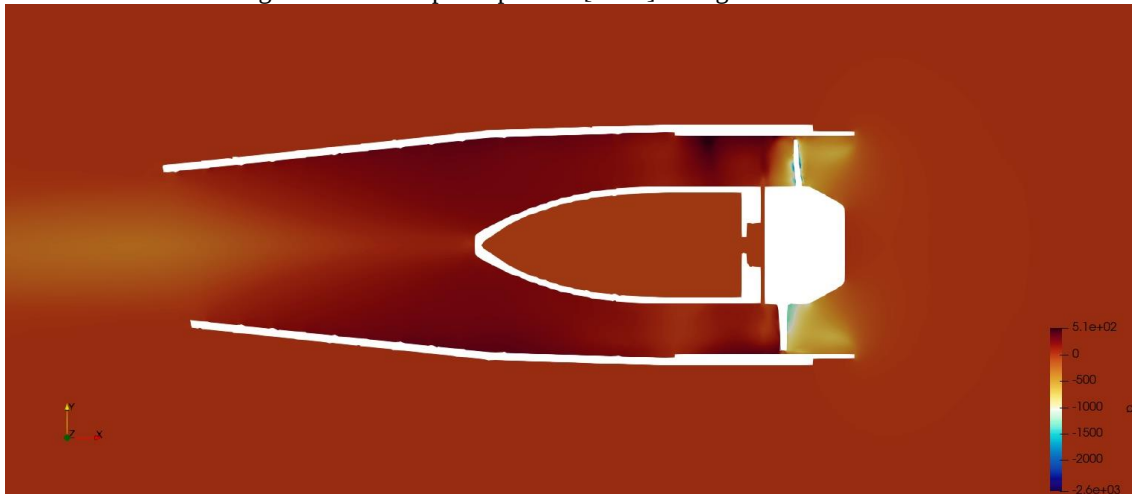
Tabela 4.7 - Convergência de malha para pressão e vazão

Malha	Número de células	Pressão na entrada [m ² /s ²]	Vazão [l/s]
Malha refinada	4.046.768	367	77,4
Malha intermediária	1.710.888	314	74,2
Malha grosseira	540.025	595	86,1
Valor extrapolado (CGI)		387	79,1
Desvio observado*		18,80%	6,25%
Desvio estimado (CGI)*		24,20%	7,30%

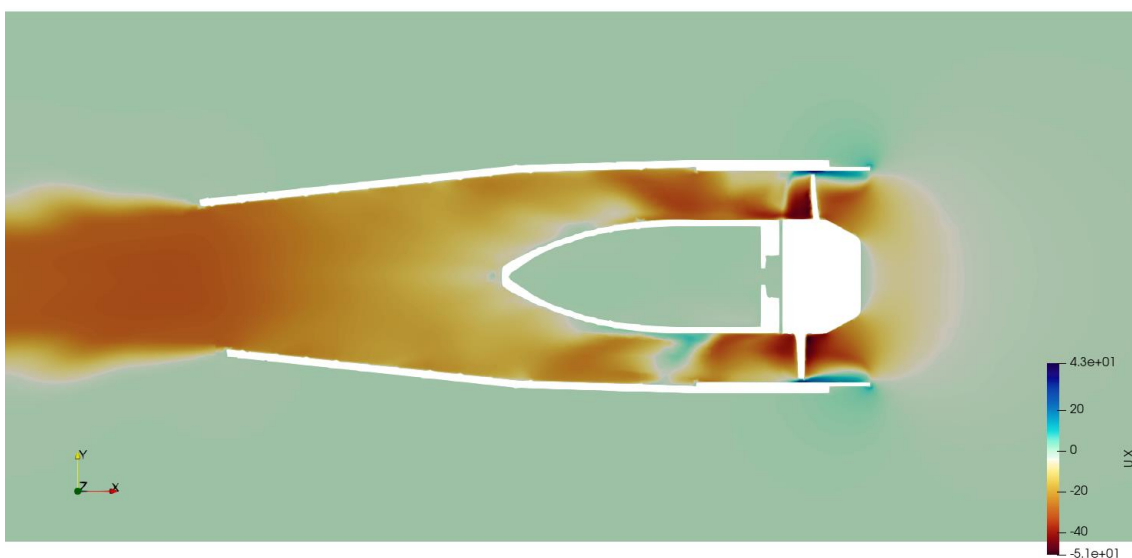
* considerando a escolha da malha intermediária

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

No caso, o desvio apresentado pela vazão na Tabela 4.7 é, inclusive, menor que o da velocidade afastada apresentada na tabela anterior. Entretanto, a variável que apresentou maior desvio entre todas as avaliadas é a pressão. Nesse caso, cabe destacar que o ponto se encontra em uma região onde os gradientes são muito acentuados e, pequenas variações de posicionamento e, mesmo, interpolação entre as células podem levar a desvios relativamente altos nesta região. Para ilustrar esse fato é apresentado na Figura 4.14 o comportamento do campo de pressões na região do ventilador. Através dessa figura, é possível avaliar o gradiente intenso na região próxima das pás. É justamente nessa região que se encontra o ponto sensor onde é avaliada a pressão.

Figura 4.14 - Campo de pressão [m^2/s^2] na região do ventilador

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

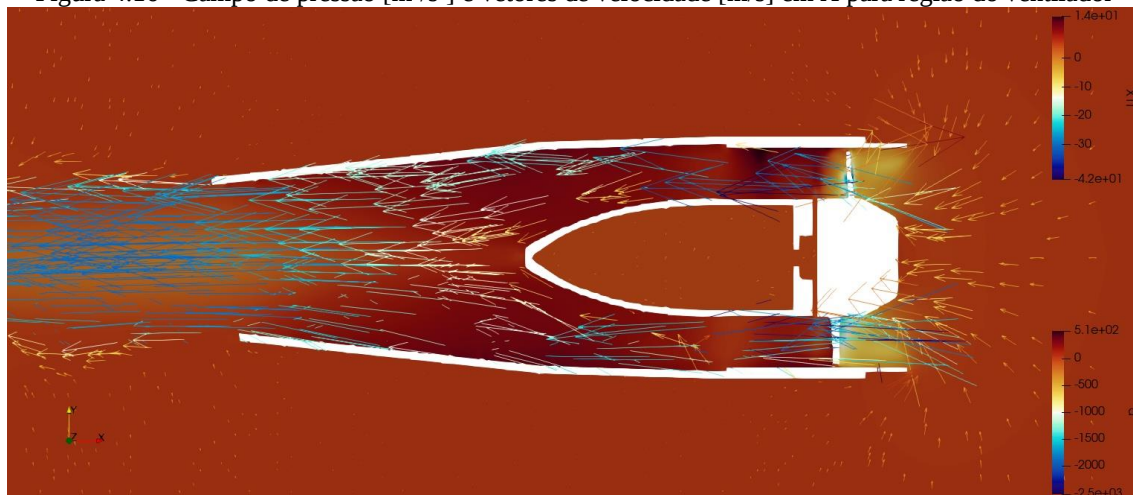
Figura 4.15 - Campo de velocidade [m/s] axial na região do ventilador

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Da mesma forma, o comportamento dos perfis de velocidade na direção axial ao ventilador é apresentado na Figura 4.15. Nesse caso, nota-se a aceleração produzida pelo efeito de convergência do duto devido à redução de velocidade com a expansão dessa região após a saída.

Por fim, na Figura 4.16 são apresentados os vetores de velocidade para o plano central dessa mesma região do entorno do ventilador. Por este gráfico é possível acompanhar um efeito de mudanças de direção do escoamento.

Figura 4.16 - Campo de pressão [m^2/s^2] e vetores de velocidade [m/s] em X para região do ventilador



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Considerando todo o exposto, entende-se que o tamanho de malha intermediário proposto atende às necessidades desse trabalho. Sendo assim, esse tamanho de malha será utilizado nas simulações realizadas para a avaliação paramétrica do ventilador, apresentados posteriormente na seção de resultados.

CAPÍTULO 5 - RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo serão apresentados todos os resultados obtidos nos experimentos pontuados no capítulo quatro, como também os resultados obtidos para o modelo numérico proposto no capítulo três. Na sequência serão realizadas análises comparativas entre os modelos.

5.1. ANÁLISE COMPARATIVA DOS RESULTADOS EXPERIMENTAIS NUMÉRICOS

Como primeira etapa do trabalho pode-se verificar como os resultados numéricos coincidem com os resultados obtidos na etapa experimental do trabalho. Para esta etapa usou-se uma modelagem numérica em um domínio estendido, que inclui o solo nas condições de contorno. Este domínio ampliado pode ser visto com maior detalhe no item (a) na Figura 4.7.

Uma análise do comportamento do escoamento de ar, tanto pelos resultados numéricos como experimentais, mostra uma queda menos intensa na região de saída do bocal e que vai se intensificando nas regiões mais afastadas. Como comentado anteriormente, na etapa experimental foi realizada a coleta de velocidade em apenas três pontos distintos do espaço, que serão utilizados na comparação de resultados e são na saída do bocal (tomada como referência com $x=0$ mm), à 300 mm e à 1000 mm desse ponto de referência. Os dados de velocidades experimental e numérica podem ser encontrados na Tabela 5.1, assim como os valores dos desvios entre eles. As incertezas do experimento estão calculadas no Apêndice B.

Tabela 5.1 - Resumo resultados experimental e numérico para velocidade na direção X			
Parâmetro	0 mm	300 mm	1000 mm
Velocidade X (experimental) [m/s]	$29,57 \pm 0,05$	$25,2 \pm 0,05$	$9,44 \pm 0,005$
Velocidade X (numérico) [m/s]	31,85	23,83	7,88
Desvio padrão (numérico) [m/s]	0,23	0,52	0,10
Desvio numérico / experimental [%]	7,7	-5,8	-16,5

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Cabe ressaltar que apesar das preocupações com os valores obtidos para o parâmetro Y^+ , encontrados na simulação, os resultados obtidos apresentaram boa concordância entre si. Destaque-se ainda que os valores de y^+ obtidos estão dentro do que o modelo de turbulência utilizado permite, mas foi importante confirmar a existência de uma boa correlação com os dados de velocidade obtidos na etapa experimental para validar o modelo.

O Apêndice A apresenta ainda uma série de medições realizadas no ventilador e usadas na obtenção de parâmetros adicionais do ventilador. Embora algumas medidas de pressão também tenham sido realizadas, estas não foram utilizadas na comparação por se tratar de uma região com gradientes de pressão muito elevadas e onde, pequenas variações de posicionamento, implicam em grandes variações de pressão.

5.2. ANÁLISE DOS RESULTADOS NUMÉRICOS COMPLEMENTARES

Mostrada a boa concordância entre os resultados numéricos e experimentais, serão avaliados alguns outros resultados detalhados da geometria original, que permitam fazer algumas considerações sobre o comportamento físico do problema na geometria estudada. As Figuras 5.1 à 5.8 irão apresentar alguns resultados como os campos de pressão, velocidade e as linhas de fluxo para o modelo numérico proposto com ventilador axial operando à 21705 rpm. Estes resultados foram obtidos a partir da modelagem incluindo o solo, usada na comparação com os resultados experimentais anteriormente apresentados.

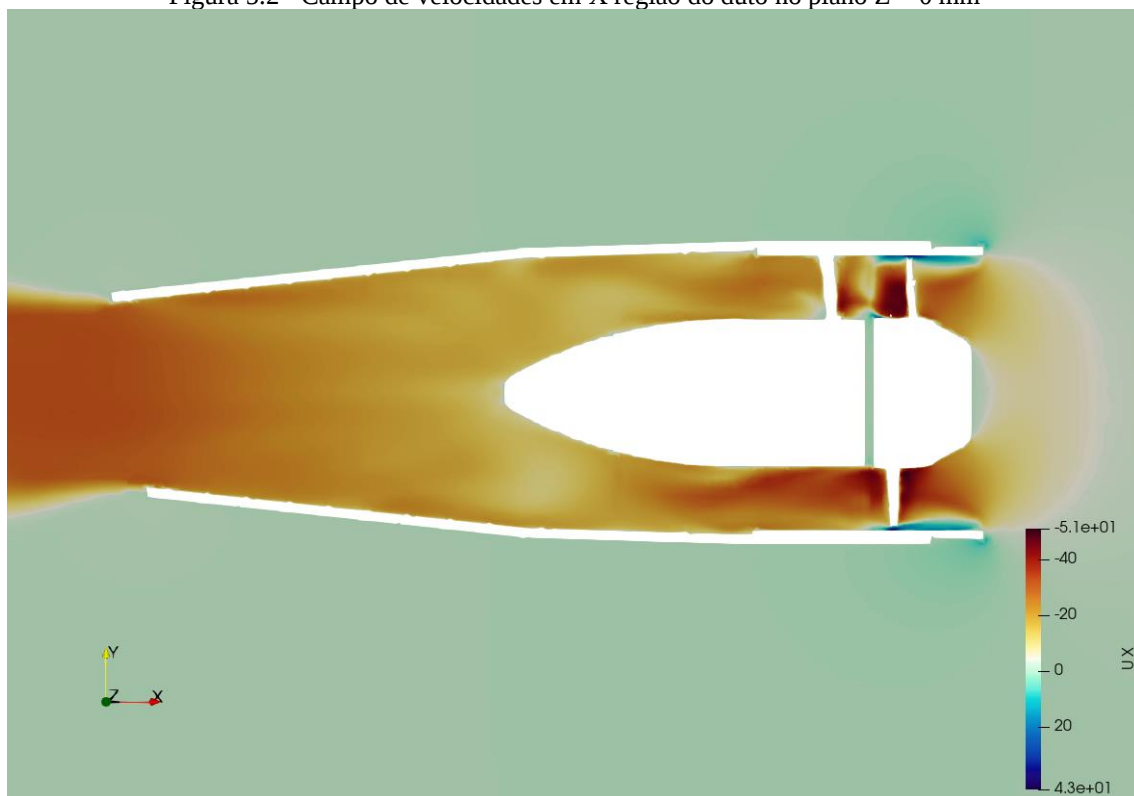
Nas Figuras 5.1 e 5.2, o campo de velocidades apresenta-se consistente com as expectativas da física do problema, principalmente no que se refere à velocidade axial. O efeito de rotação do volume MRF faz com que o ar, ao passar pelo ventilador, apresente uma aceleração. Na região de entrada do duto, a rotação das pás gera uma zona de baixa pressão (que fica evidenciada nas Figuras 5.3 e 5.4) que por consequência realiza a admissão do ar para dentro do duto. Após o ventilador, é gerada uma zona de alta pressão, também conforme apresentado na Figura 5.4, que combinado com a redução da seção transversal do duto, o acelera em direção a saída. Já fora do duto, o ar sofre desaceleração em decorrência da queda de pressão do duto para a atmosfera.

Figura 5.1 - Campo de velocidades em X para todo o domínio no plano $Z = 0$ mm



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.2 - Campo de velocidades em X região do duto no plano $Z = 0$ mm



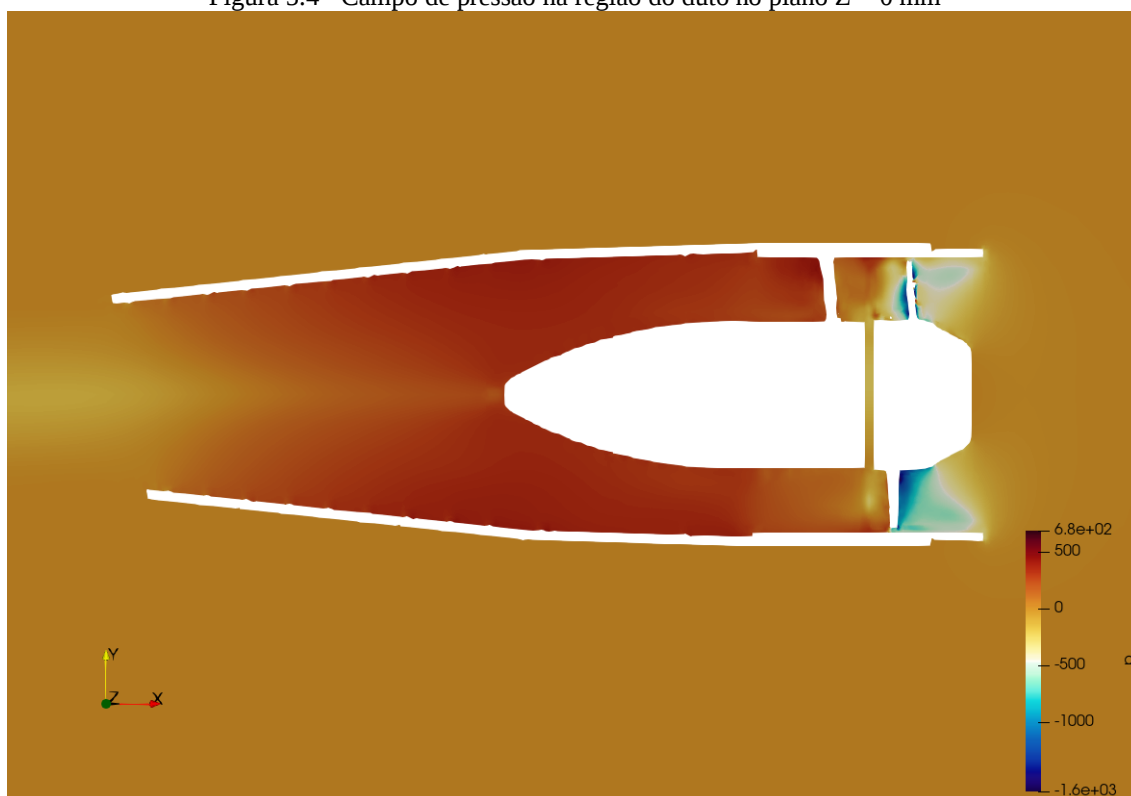
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.3 - Campo de pressão para todo o domínio no plano $Z = 0$ mm



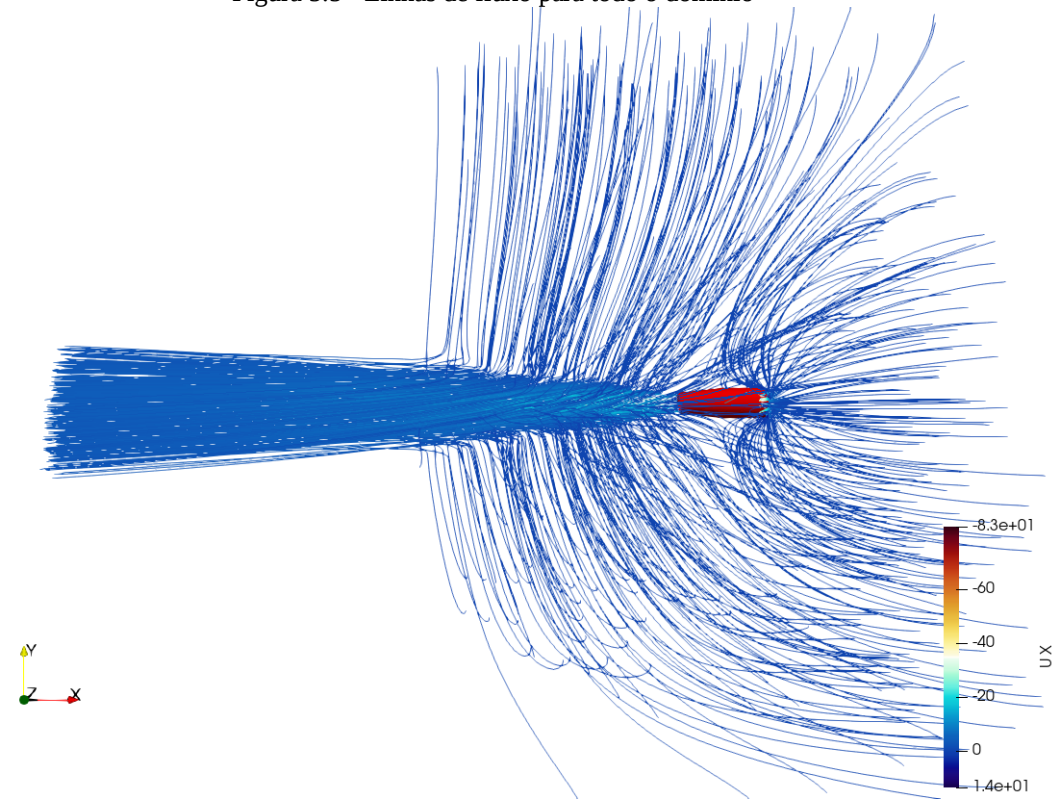
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.4 - Campo de pressão na região do duto no plano $Z = 0$ mm



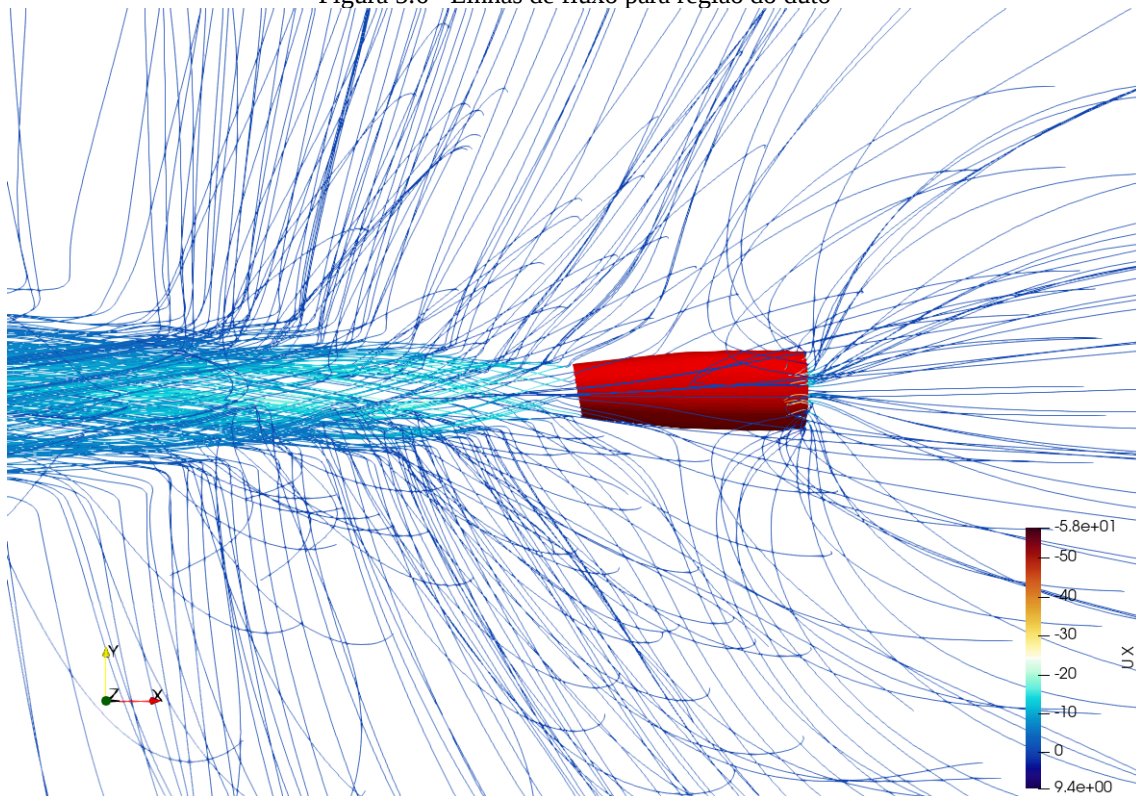
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.5 - Linhas de fluxo para todo o domínio



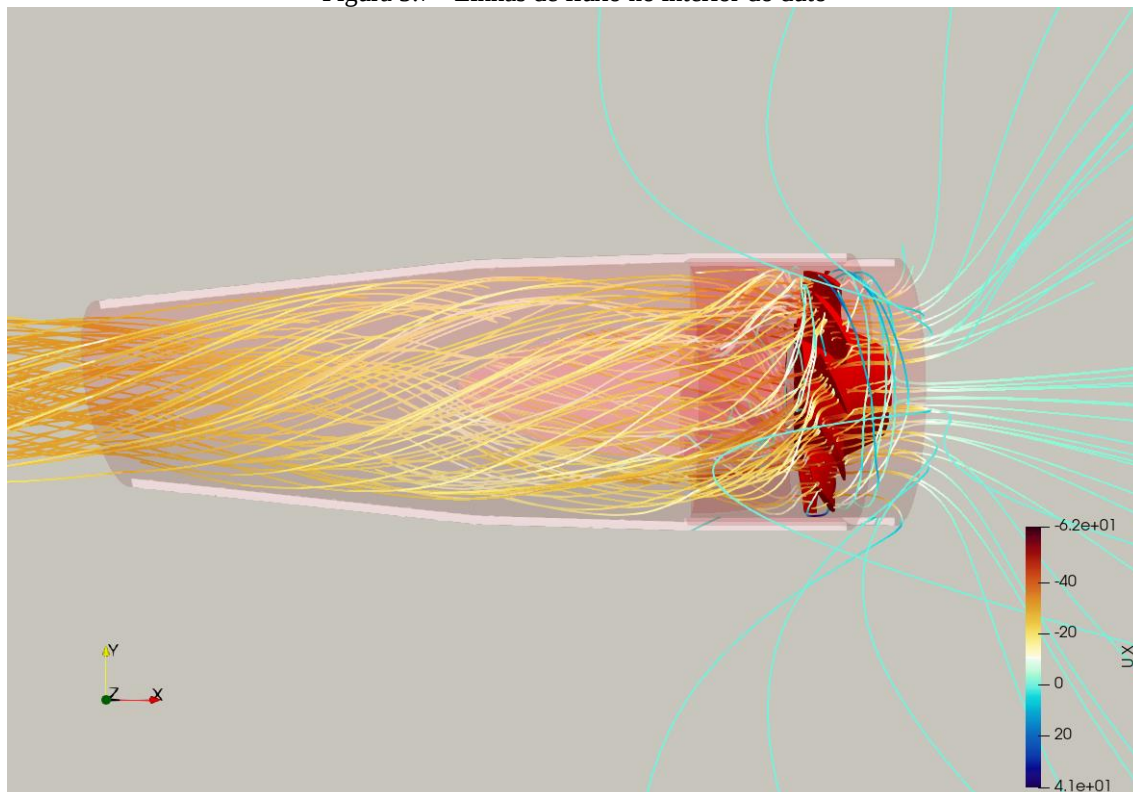
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.6 - Linhas de fluxo para região do duto



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.7 - Linhas de fluxo no interior do duto



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.8 - Vetores de velocidade em X na região do duto para o plano Z = 0mm



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

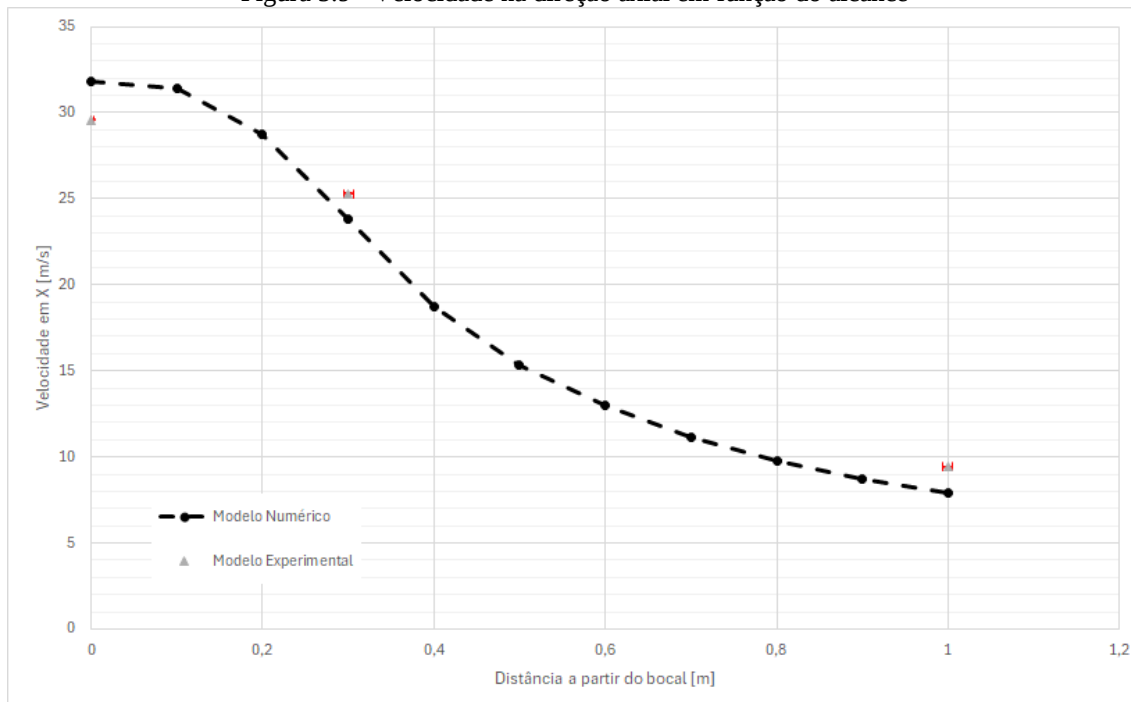
As Figuras 5.5 e 5.6, por sua vez, mostram as linhas de fluxo do escoamento de ar ao longo do domínio. É importante verificar que o ar no entorno do duto é utilizado na admissão do escoamento no duto, tornando eventuais obstruções nesta região prejudiciais ao desenvolvimento de um escoamento mais intenso. A aceleração na saída do duto também pode ser verificada pela aproximação das linhas de corrente e coincidem com uma zona de baixa pressão criada no centro da saída do duto (Figura 5.6). A análise do domínio completo ainda mostra que a condição de contorno proposta para a periferia do domínio está coerente, uma vez que não se percebe distorções nas linhas de fluxo a medida que se aproximam dessa região.

A Figura 5.7 apresenta um maior detalhamento das linhas de fluxo no interior da carcaça do ventilador. Nota-se que quando o ar passa pelas pás do ventilador, o movimento rotativo do ar torna-se relevante em relação ao deslocamento axial mesmo com a presença de guias direcionadoras na saída do ventilador. Portanto, a geometria da guia direcionadora tem papel relevante no direcionamento do escoamento de ar e na forma como a energia cinética é aproveitada para o deslocamento axial. Por conta dessa característica, posteriormente neste capítulo, serão apresentados estudos para a influência da presença das guias direcionadoras no escoamento e ainda, como a sua geometria influencia o escoamento resultante.

Neste aspecto, a Figura 5.8 vem complementar as informações apresentadas anteriormente, onde os vetores de velocidade indicam a direção e o sentido do escoamento nos diferentes pontos do interior da carcaça. Esse resultado mostra que a região de entrada é suscetível a formação de recirculação de ar, devido à falta de uma superfície curva para orientação do ar na admissão ao duto. Já na saída, pode-se observar que a geometria da contração do duto gera uma reorientação dos vetores, concentrando o fluxo.

Uma análise da velocidade ao longo do eixo X fora da carcaça do ventilador mostra a expansão em formato cônico do fluxo de velocidades, como pode ser visto na Figura 5.1. Esta expansão, associada à necessidade da conservação da quantidade de movimento, implica em uma queda da velocidade à medida que há o afastamento da saída da carcaça do ventilador. Desta forma, considerando as variações da velocidade após a convergência da solução numérica, pode-se plotar o gráfico da Figura 5.9 mostrando a velocidade axial em função da distância da saída do bocal.

Figura 5.9 - Velocidade na direção axial em função do alcance

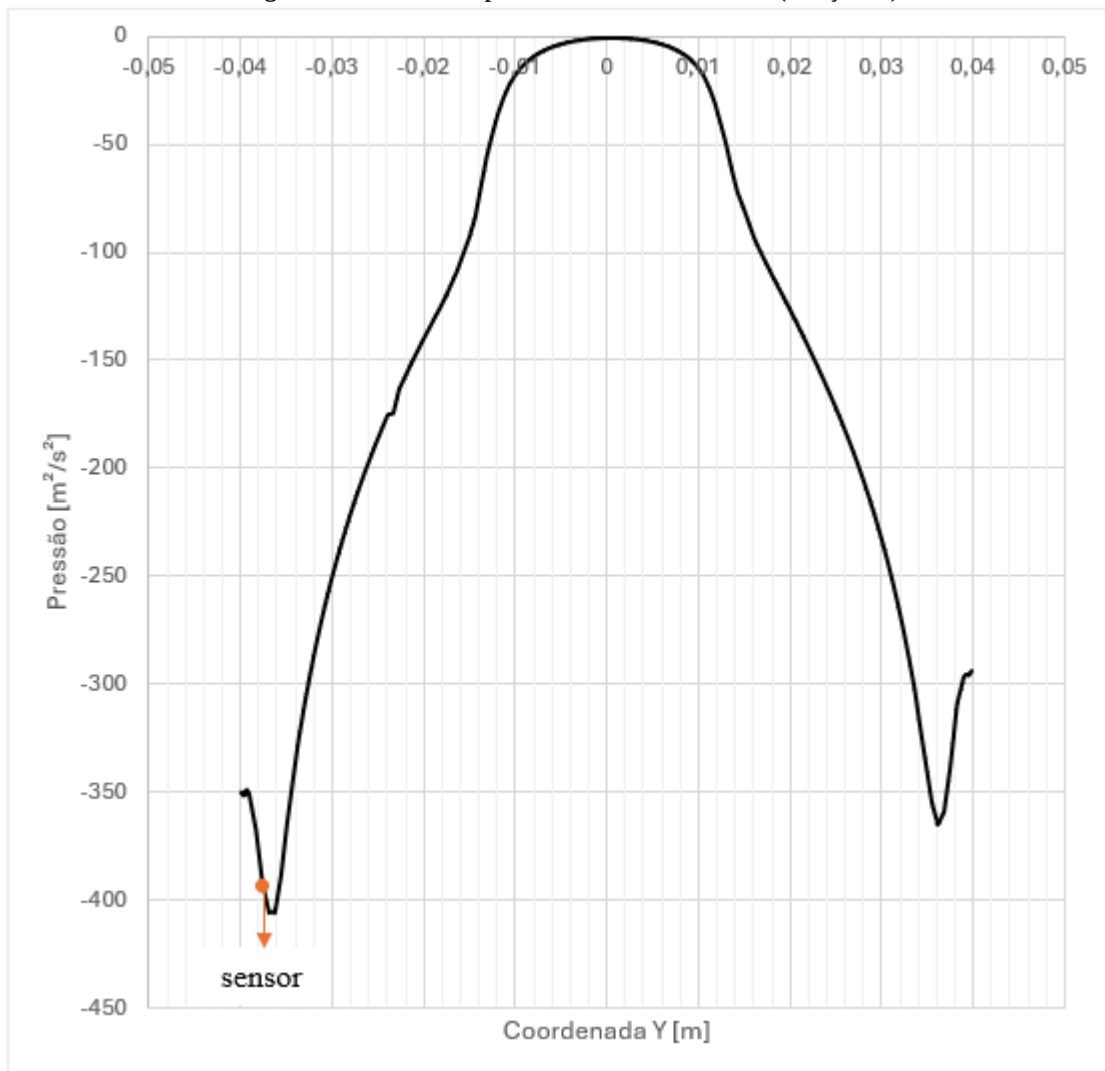


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Uma análise da Figura 5.9 mostra que, próximo da região do bocal, a velocidade decai de forma lenta (até aproximadamente 200 mm da saída do bocal). Entre 200 e 500 mm, a velocidade apresenta uma queda mais acentuada, reduzindo de aproximadamente 29 m/s para cerca de 15 m/s. Já de 500 mm em diante, continua havendo a redução de velocidade, porém menos acentuada que nas regiões anteriores, atingindo num ponto a 1000 mm da saída do bocal a velocidade de 8 m/s.

Outro aspecto a ser estudado é o comportamento da pressão na seção de entrada do ventilador. Nessa região foi colocado um sensor realizando medição da pressão absoluta na parede do duto, próxima a região de entrada, mas a análise numérica mostra que trata-se de uma região de variações de pressão muito significativas. A Figura 5.10 apresenta o perfil de pressão no interior do duto. Considerando as unidades de trabalho no OpenFOAM, a unidade apresentada no gráfico é m^2/s^2 , pois a pressão é representada pela variação da relação P/ρ .

Figura 5.10 - Perfil de pressão no interior do duto (direção Y)



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Considerando a Figura 5.10, percebe-se o elevado gradiente de pressão na proximidade da parede, o que dificulta a medição precisa da pressão e comparação do resultado nas proximidades da parede. Além disso, a própria presença do sensor, provoca perturbações nesse comportamento físico que tornam muito imprecisa essa comparação.

Considerando as características da montagem do escoamento, a distância da parede do duto até o sensor de pressão é de 3,25 mm. Como a Figura 5.10 mostra o comportamento a pressão em uma seção transversal do duto, pode-se analisar o impacto de pequenas variações de posicionamento na leitura do sensor. Ilustrando esse fato, é possível ver que uma variação de posição de cerca de 0,002 m implicaria em uma variação de cerca de 50 m^2/s^2 na pressão (que considerando a massa específica do ar, seria equivalente a 60,5 Pa). Sendo assim, qualquer mínima diferença na medição da altura do

sensor irá causar uma diferença na leitura da pressão. Por conta dessas características de posicionamento e perturbação do sensor no comportamento de pressão, a medida tomada no sensor BMP280 não foi utilizada para a validação dos resultados.

Por fim, considerando a modelagem de turbulência utilizada, foram avaliados os valores de Y^+ obtidos para o modelo. A Tabela 5.2 apresenta os valores obtidos para cada parede presente no modelo.

Tabela 5.2 - Resumo Y^+ regiões de parede

Região	Valor Médio Y^+	Valor Máximo Y^+
Hélice	19,8	134,7
Duto	11,1	140,9
Solo	1,98	4,8

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Considerando os valores máximos apresentados na Tabela 5.2, verifica-se que estão abaixo do limite considerado adequado para aplicação do modelo de turbulência $\kappa\omega$ -SST ($Y^+ < 300$).

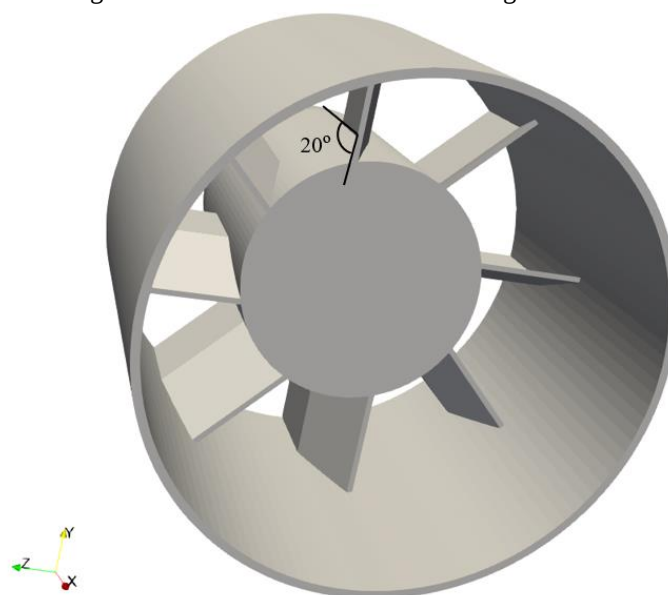
5.3. ESTUDO DA INFLUÊNCIA DO DIFUSOR NO COMPORTAMENTO DO ESCOAMENTO

Para sequência nas análises de resultados será utilizado o modelo sem o solo apresentado no item (b) Figura 4.7, com variações no formato do difusor. Sendo assim, cinco modelos de guias direcionadoras diferentes, além da original, foram propostas para análise de sua influência no desempenho final do conjunto ventilador e duto. Para a criação das propostas, foi considerado a mesma quantidade de guias direcionadoras do modelo real, no entanto o ângulo de curvatura delas foi alterado conforme indicado a seguir:

- 0° - guia plana;
- 5° - guia apresenta ângulo de 95° com relação a saída do ventilador;
- 10° - guia apresenta ângulo de 100° com relação a saída do ventilador;
- 15° - guia apresenta ângulo de 105° com relação a saída do ventilador;
- 20° - guia apresenta ângulo de 110° com relação a saída do ventilador.

Os modelos acima descritos foram calculados com tamanho de malha similar a descrita no cálculo de convergência, pois o intuito não é a análise do escoamento de ar para a atmosfera, mas sim dentro do duto. Para ilustrar o modelo das guias direcionadoras utilizadas, a Figura 5.11 exemplifica a geometria utilizada para a guia direcionadora com ângulo de 20° . Foram realizadas avaliações para todos os ângulos anteriormente descritos e ainda comparados com o caso do difusor original (identificado como orig) e, ainda, o caso sem guias direcionadoras (identificados como sd).

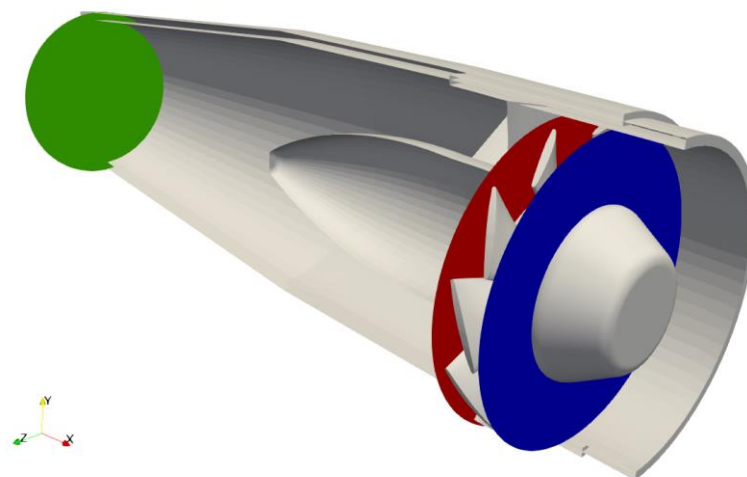
Figura 5.11 - Guia direcionadora com ângulo de 20°



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Para todos os modelos, três seções foram criadas a fim de mensurar os seguintes parâmetros: pressão média, vazão, a energia cinética rotacional, velocidade média na direção axial, energia cinética rotacional, energia cinética do fluxo e fração da energia cinética comparada com a total. Estas seções encontram-se dentro da carcaça principal do ventilador e podem ser identificadas pelas regiões indicadas na Figura 5.12. Estas seções permitirão a avaliação localizada do vetor velocidade, o sentido da vazão, se de acordo ou em contrafluxo e demais parâmetros anteriormente determinados.

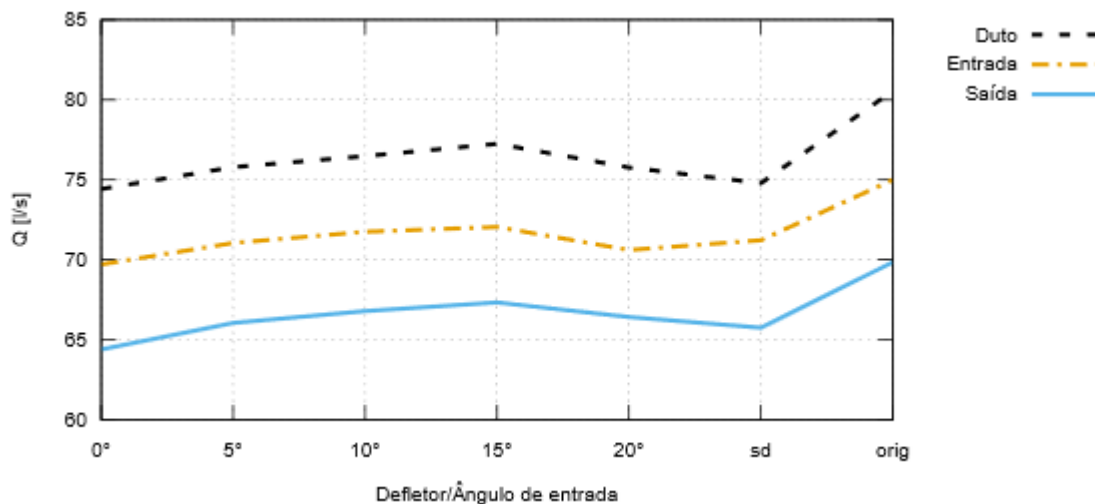
Figura 5.12 - Regiões de análise verde (duto), vermelho (saída ventilador) e azul (entrada ventilador)



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Considerando os resultados obtidos para as diferentes geometrias de guias, pode-se observar na Figura 5.13 que o comportamento da vazão apresenta variação dependendo do ângulo de posição das guias direcionadoras de fluxo. Analisando-se os resultados, percebe-se que a diferença entre os modelos analisados chegou a variar 6%, considerando-se a vazão no duto, entre o modelo à 0° para o modelo original. Embora o gráfico apresente diferentes vazões entre as diferentes regiões no interior da carcaça, é importante destacar que isso se deve a imprecisões na avaliação da vazão nas geometrias avaliadas. Essa diferença de valores permite ter uma ideia da ordem de grandeza da imprecisão da avaliação usando a técnica proposta. Independente da incerteza, percebe-se que o comportamento da variação segue a mesma tendência nas diferentes regiões.

Figura 5.13 - Vazão medida nas superfícies de monitoramento a partir do ângulo dos defletores

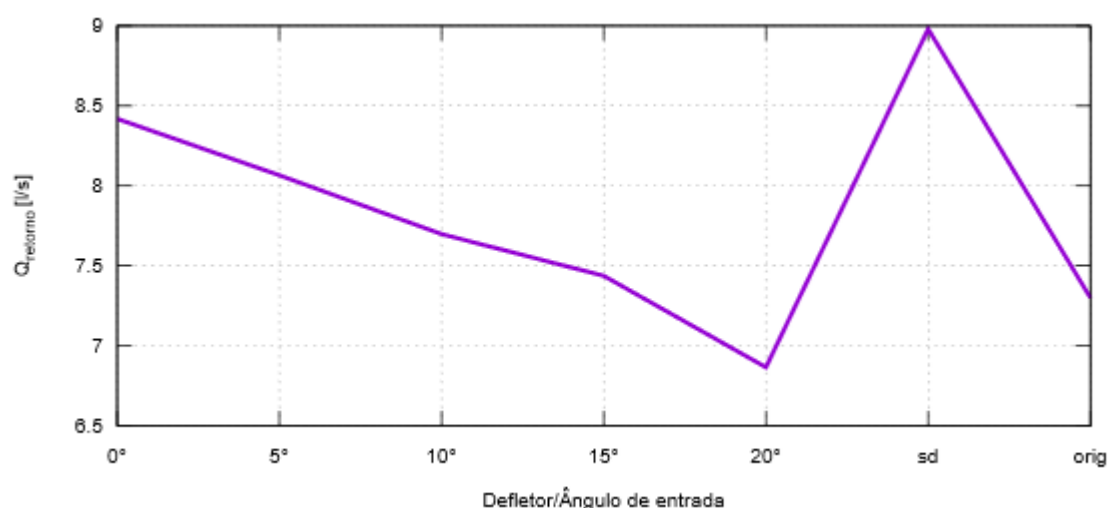


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Os motivos para a variação da vazão na Figura 5.13 nas diferentes posições, duto, entrada e saída, podem ser fruto de diversas situações. Alternativas que podem perturbar o resultado são a questão de retorno da vazão (backflow), como também o fato da construção das superfícies de monitoramento estarem coletando informação do escoamento que passa por fora do duto, e com isso realizar uma perturbação na leitura final. Não foi possível identificar claramente a justificativa para este fato, mas cabe destacar que o impacto da mudança na geometria das guias difusoras sobre o escoamento era claro, pois ocorria de forma equivalente em todas as posições.

A Figura 5.14 apresenta a vazão de retorno ou reversa para cada uma das condições dos ângulos do defletor. Esta vazão é significativa apenas na região de controle da entrada do ventilador, tendendo a ser nula nas demais regiões. Este fluxo reverso ocorre na região da ponta do ventilador e no espaço entre esse e a carcaça. Ele é basicamente representado por velocidades axiais negativas. Os resultados da Figura 5.14 mostram que o ângulo do defletor tem uma função importante nesse aspecto. Uma análise do resultado mostra que os ângulos menores tendem a provocar maior vazão reversa. Um fato que pode explicar esse efeito é que um maior bloqueio na região da saída do ventilador gera um maior salto de pressão e este, por sua vez aumenta a intensidade do fluxo reverso.

Figura 5.14 - Vazão de retorno para distintos ângulos de defletor



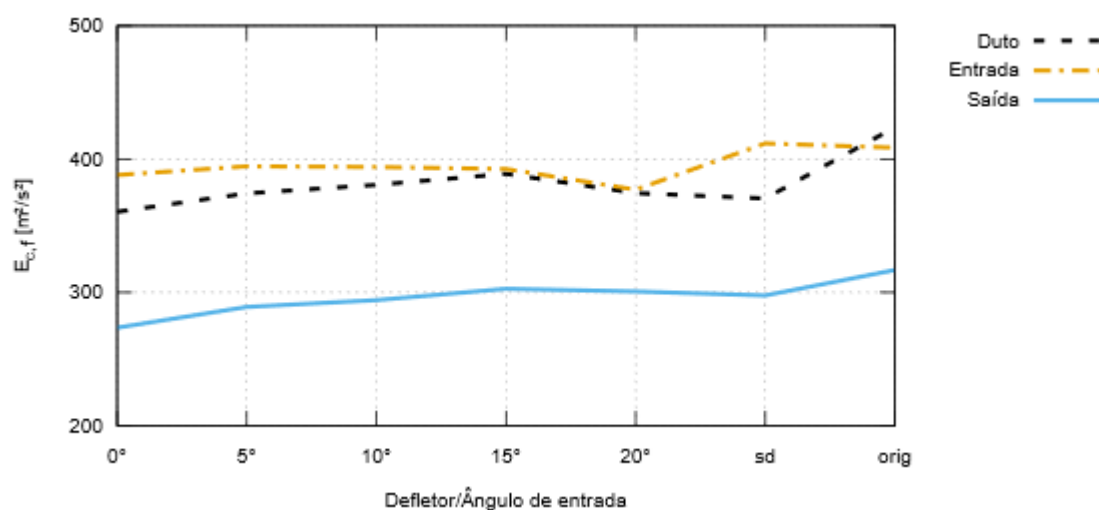
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Um dos principais motivadores para o estudo da geometria das guias direcionadoras dos ventiladores foi, justamente, a verificação do efeito rotacional presente na saída do ventilador na Figura 5.7. Para considerar esse efeito, a ideia foi

implementar o levantamento da energia cinética rotacional do fluido ($E_{c,r}$) nas regiões de controle do problema. Quando o modelo não apresenta nenhum direcionador de fluxo, o escoamento dentro do duto não é orientado para a saída, e assim espera-se o máximo valor da energia cinética rotacional na saída do duto. Outro aspecto que é importante nesse estudo seria o impacto desse mesmo direcionador na energia cinética frontal ou axial ($E_{c,f}$), que normalmente seria a mais interessante do caso, pois é a energia associada à velocidade axial do fluido. O impacto do uso dos diferentes direcionadores de fluxo nas energias cinéticas frontal/axial e de rotação podem ser vistos para as diferentes regiões nas Figuras 5.15 e 5.16, respectivamente.

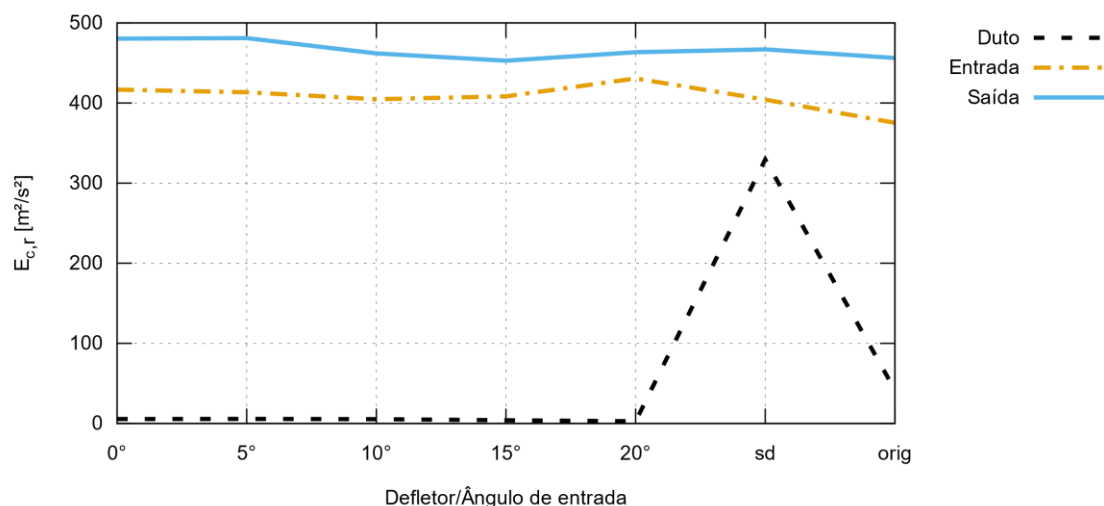
A avaliação da energia cinética na direção axial ao escoamento, apresentada na Figura 5.15 mostra uma intensidade mais alta nas regiões de entrada e saída do ventilador. No caso da análise da tubulação ou duto, verifica-se que não existe uma variação tão acentuada, mas merecem destaque o direcionador com ângulo de 15° , que apresentou um máximo relativo, mas a maior intensidade da $E_{c,f}$ ocorre justamente com o difusor original do modelo.

Figura 5.15 - Energia cinética de fluxo



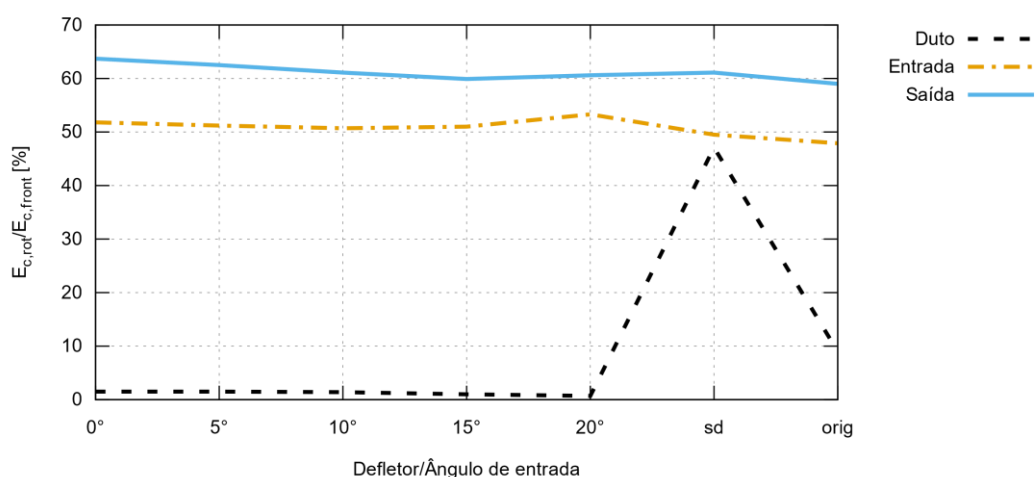
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.16 - Energia cinética rotacional



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Figura 5.17 - Percentual cinética rotacional da energia cinética total (rotacional + fluxo)

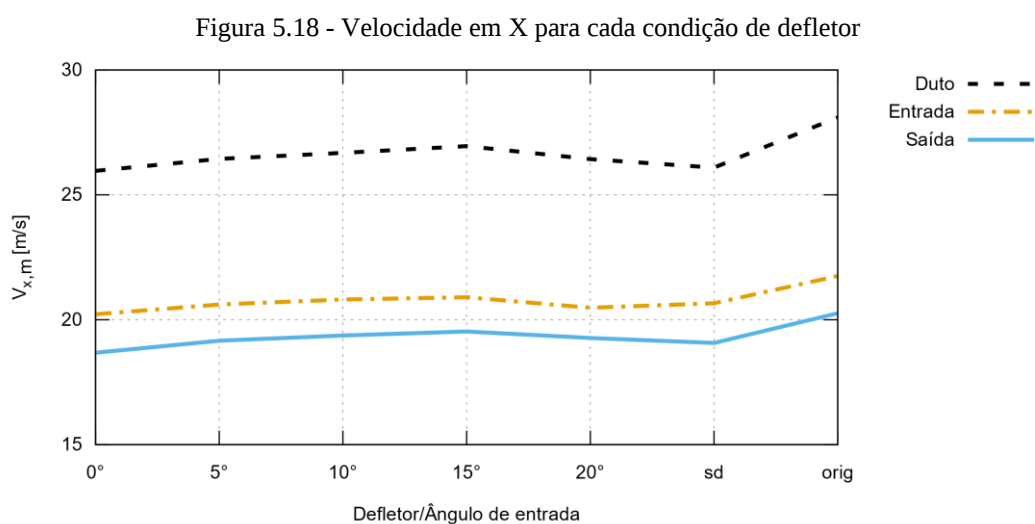


Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Por outro lado, considerando a avaliação da energia cinética rotacional, tanto a partir da análise das Figuras 5.16 como 5.17, que apresenta a relação entre as energias na direção rotacional e axial, verifica-se que a região antes das guias direcionadoras (entrada e saída do ventilador) não são afetadas de forma significativa. No entanto, ao se analisar a região do duto, o ângulo do defletor passa a realizar um efeito bem relevante no escoamento de ar. Nota-se que na condição sem defletores, como mencionado anteriormente, há uma grande parcela da energia cinética total que ainda está na forma rotacional (49,5%). Nos casos das guias planas, verificam-se os menores valores da energia rotacional na saída do duto (inferiores à 2%). Isto pode ser explicado pela característica de todas as guias encontrarem-se alinhadas ao eixo, na sua saída. A guia

original pode apresentar algum ângulo de saída diferente de 0° , o que justificaria a existência de uma energia rotacional no seu caso.

Por fim, é apresentada na Figura 5.18 a intensidade da velocidade média do escoamento em relação às posições avaliadas. Este gráfico é apenas ilustrativo, pois o comportamento esperado é o mesmo esperado para a vazão. Cabe ressaltar apenas que, nesse caso, a velocidade média poderia variar entre as diferentes regiões devido a variações de área.



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

CAPÍTULO 6 - CONCLUSÃO

Após a finalização das análises dos resultados experimentais e numéricos pode-se concluir que o modelo numérico proposto apresentou resultados bastante satisfatórios e atingiu uma correlação muito próxima dos valores medidos experimentalmente. O erro máximo associado entre o modelo experimental e numérico está entre -8 e 16% (dependendo da região de análise). Os valores obtidos para a variável Y^+ corroboram com essa boa concordância e indicam que a discretização proposta para o modelo está em acordo com valores máximos permitidos para o modelo de turbulência empregado.

Comprovada a questão de o modelo numérico ter alcançado o objetivo desta dissertação, sendo obtido um modelo confiável e replicável para diversas condições de operação de ventiladores, averiguou-se a influência do ângulo do defletor na perturbação do escoamento. Nessa análise o melhor resultado obtido, no que tange a vazão de saída do duto, foi o modelo original do ventilador. O parâmetro de rotação do escoamento, por outro lado, mostrou que os valores de energia cinética rotacional do modelo original foi superior às propostas de defletores planos simulados. Essa análise abre espaço para uma discussão sobre a possibilidade de otimização do modelo original, dependendo da aplicação à qual se propõe.

Os modelos planos de guia direcionadoras, mostraram a importância do alinhamento do ângulo de entrada da guia ao escoamento como forma de otimizar a vazão de saída do dispositivo, que no caso era próxima dos 15° . Entretanto, cabe destacar que esse valor é específico para a geometria do ventilador utilizado. Mudanças do ângulo de entrada e saída das pás do ventilador, implicariam em mudanças desse ângulo ótimo da guia direcionadora. Com base no apresentado, é possível verificar que vários outros trabalhos futuros poderiam ser realizados com estudos similares avaliando apenas as possibilidades de variação da rotação do ventilador e da sua geometria de pás.

Além disso, conforme apresentado durante a revisão bibliográfica, a pulverização assistida a ar é a que apresenta melhor deposição e eficiência de aplicação, se comparada com as demais tecnologias. Propostas futuras de trabalho poderiam também abordar esta parcela que é a deposição de gotas à objetos que estão distantes do duto. Seria necessário o uso de um solver multifásico capaz de capturar as duas fases dos fluidos em análise, líquido da gota de pulverização, e gasoso para capturar o perfil do escoamento de ar.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

EÇA, L.; HOEKSTRA, M. A procedure for the estimation of the numerical uncertainty of CFD calculations based on grid refinement studies. **Journal of Computational Physics**, v. 262, p. 104–130, 1 abr. 2014.

FOQUÉ, D.; PIETERS, J. G.; NUYTENS, D. Spray deposition and distribution in a bay laurel crop as affected by nozzle type, air assistance and spray direction when using vertical spray booms. **Crop Protection**, v. 41, p. 77–87, 1 nov. 2012.

KHATAWKAR, D. S.; DHARANEEDHARAN, D.; SHAJI, P. **Knapsack air assisted electrostatic sprayer for agricultural formulations**. 2024. Disponível em: <<https://www.semanticscholar.org/paper/Knapsack-air-assisted-electrostatic-sprayer-for-Khatawkar-Dharaneedharan/0cf8c8fc00cdeb2384e1c3a7c03769115b7f8d64>>. Acesso em: 15 dez. 2024

LI, Y. et al. Comparison of a new air-assisted sprayer and two conventional sprayers in terms of deposition, loss to the soil and residue of azoxystrobin and tebuconazole applied to sunlit greenhouse tomato and field cucumber. **Pest Management Science**, v. 74, n. 2, p. 448–455, fev. 2018.

LIN, J. et al. An angle correction method based on the influence of angle and travel speed on deposition in the air-assisted spray. **Crop Protection**, v. 175, p. 106444, 1 jan. 2024.

MEHDIPOUR, R. **Simulating propeller and Propeller-Hull Interaction in OpenFOAM**. [s.l: s.n.].

PÉREZ-RUIZ, M. et al. Optimization of agrochemical application in olive groves based on positioning sensor. **Precision Agriculture**, v. 12, n. 4, p. 564–575, ago. 2011.

QIAN, Y. et al. Improving the performance of ducted fans for VTOL applications: A review. **Science China Technological Sciences**, v. 65, n. 11, p. 2521–2541, 1 nov. 2022.

QIU, W. et al. Effect of Air-assisted Spray Application Rate on Spray Droplet Deposition Distribution on Fruit Tree Canopies. 2016.

VANTI, N. A. P. Da bibliometria à webometria: uma exploração conceitual dos mecanismos utilizados para medir o registro da informação e a difusão do conhecimento. **Ciência da Informação**, v. 31, p. 369–379, ago. 2002.

XU, S. et al. Evaluation of the Wind Field and Deposition Effect of a Novel Air-Assisted Strawberry Sprayer. **Agriculture**, v. 13, n. 2, p. 230, fev. 2023.

XUE, X. et al. Parameters Optimization and Performance Evaluation Model of Air-Assisted Electrostatic Sprayer for Citrus Orchards. **Agriculture**, v. 13, n. 8, p. 1498, ago. 2023.

XUE, Y. et al. Numerical study of modeling methods and evaluation indexes for jet fans. **Building and Environment**, v. 206, p. 108284, 1 dez. 2021.

ZHANG, C. et al. Wind tunnel study of the changes in drag and morphology of three fruit tree species during air-assisted spraying. **Biosystems Engineering**, v. 218, p. 153–162, 1 jun. 2022.

ZHANG, T.; BARAKOS, G. N. Review on ducted fans for compound rotorcraft. **Aeronautical Journal**, v. 124, n. 1277, p. 941–974, jul. 2020.

APÊNDICE A - MEDIDAS PRELIMINARES PARA ANÁLISE EXPERIMENTAL

A primeira parte de caracterização do sistema envolve o teste do motor elétrico bloqueado. Seguindo os parâmetros estabelecidos no capítulo três, a tensão de alimentação do motor elétrico foi ajustada na fonte para os valores de um a seis Volts.

A partir dos valores de tensão inseridos, pode-se obter as informações presentes na tabela A.1 sobre o motor elétrico.

Tabela A.1 - Resultados do teste do motor elétrico bloqueado

Ponto	U_{fonte} [V]	U_t [V]	I_{arm} [A]	R_a [Ω]
1	1	0,94	6,17	0,15
2	2	1,90	12,26	0,15
3	3	2,54	19,51	0,13
4	4	3,80	26,99	0,14
5	5	4,75	33,90	0,14
6	6	5,56	46,20	0,12

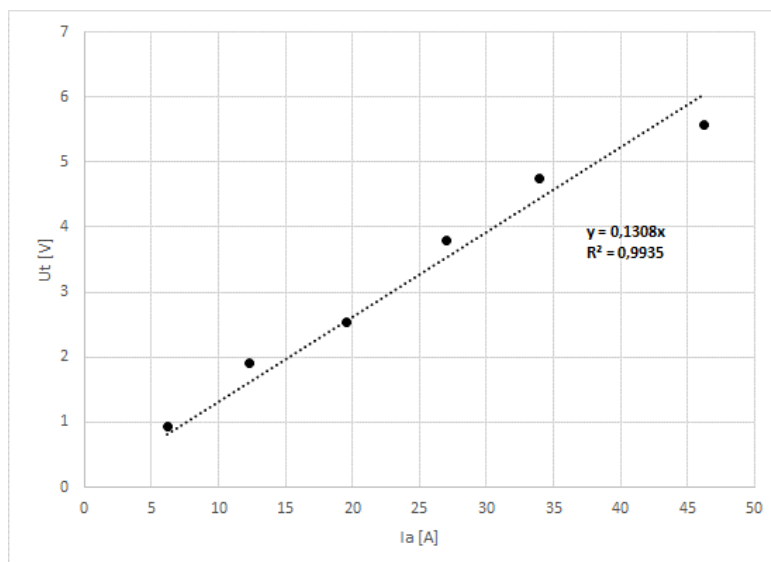
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Com os dados de corrente e tensão da Tabela A.1 é possível formar o Gráfico 5.1. Nele se observa uma das características do motor elétrico, a resistência de armadura. A resistência de armadura pode ser encontrada através do coeficiente angular da equação de primeiro grau formada no Gráfico A.1.

$$U_t = 0,1308 \times I_{arm} \quad (5.1)$$

$$R_a \cong 0,13\Omega \quad (5.2)$$

Gráfico A.1 - Teste motor elétrico bloqueado



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Na sequência, foi executado o teste para cálculo da potência do rotor em função de sua rotação. Os dados estão expressos na Tabela A.2 e A.3:

Tabela A.2 - Resultados do teste do motor elétrico potência do rotor (parte 1)

Ponto	U_{fonte} [V]	U_t [V]	I_a [A]	ω [rpm]	U_a [V]	P_{rot} [W]
1	1	0,97	0,55	860	0,90	0,49
2	2	1,97	0,66	1858	1,88	1,24
3	3	2,96	0,77	2841	2,86	2,20
4	4	3,96	0,88	3866	3,84	3,38
5	5	4,95	0,96	4876	4,82	4,63
6	6	5,94	1,05	5880	5,80	6,09
7	7	6,94	1,11	6875	6,79	7,54
8	8	7,93	1,18	7928	7,78	9,18
9	9	8,92	1,26	9010	8,76	11,03
10	10	9,92	1,31	10043	9,75	12,77
11	11	10,91	1,34	11130	10,73	14,38
12	12	11,90	1,41	12220	11,72	16,52
13	13	12,90	1,43	13280	12,71	18,18
14	14	13,89	1,47	14400	13,70	20,14

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

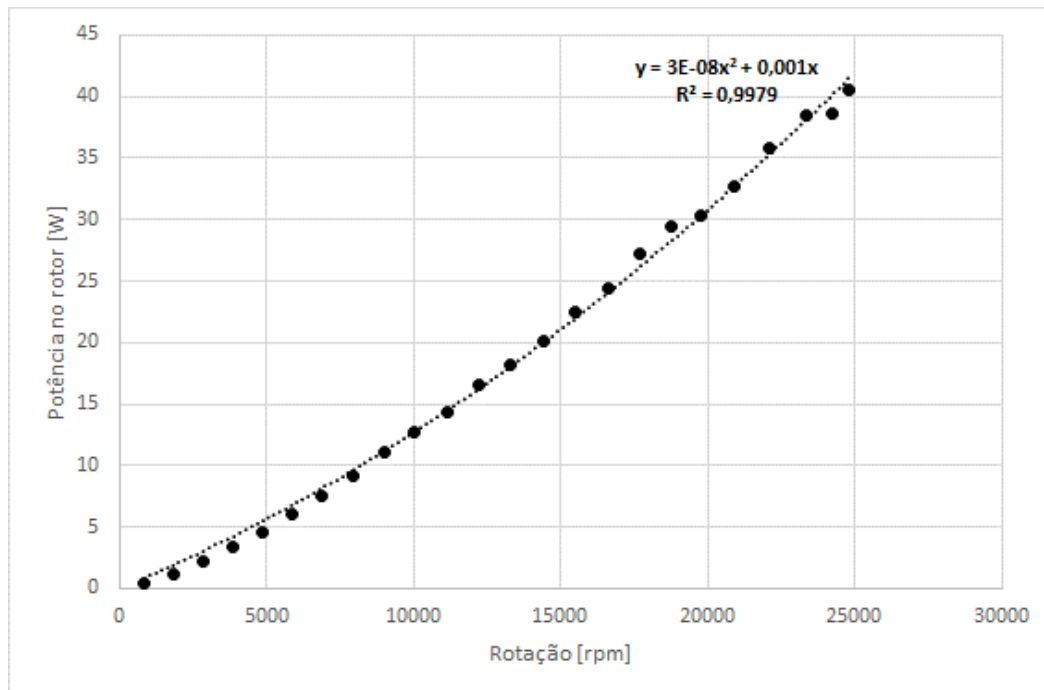
Tabela A.3 - Resultados do teste do motor elétrico potência do rotor (parte2)

Ponto	U_{fonte} [V]	U_t [V]	I_a [A]	ω [rpm]	U_a [V]	P_{rot} [W]
15	15	14,88	1,53	15466	14,68	22,46
16	16	15,88	1,56	16610	15,68	24,45
17	17	16,87	1,63	17676	16,66	27,15
18	18	17,86	1,67	18780	17,64	29,46
19	19	18,85	1,63	19770	18,64	30,38
20	20	19,84	1,67	20911	19,62	32,77
21	21	20,80	1,74	22130	20,57	35,80
22	22	21,70	1,79	23350	21,47	38,42
23	23	22,70	1,72	24212	22,48	38,66
24	24	23,70	1,73	24800	23,47	40,61

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

E da mesma forma como descrito anteriormente para a resistência de armadura, pode-se estabelecer uma relação entre rotação e potência no rotor, conforme consta no Gráfico A.2.

Gráfico A.2 - Potência no rotor



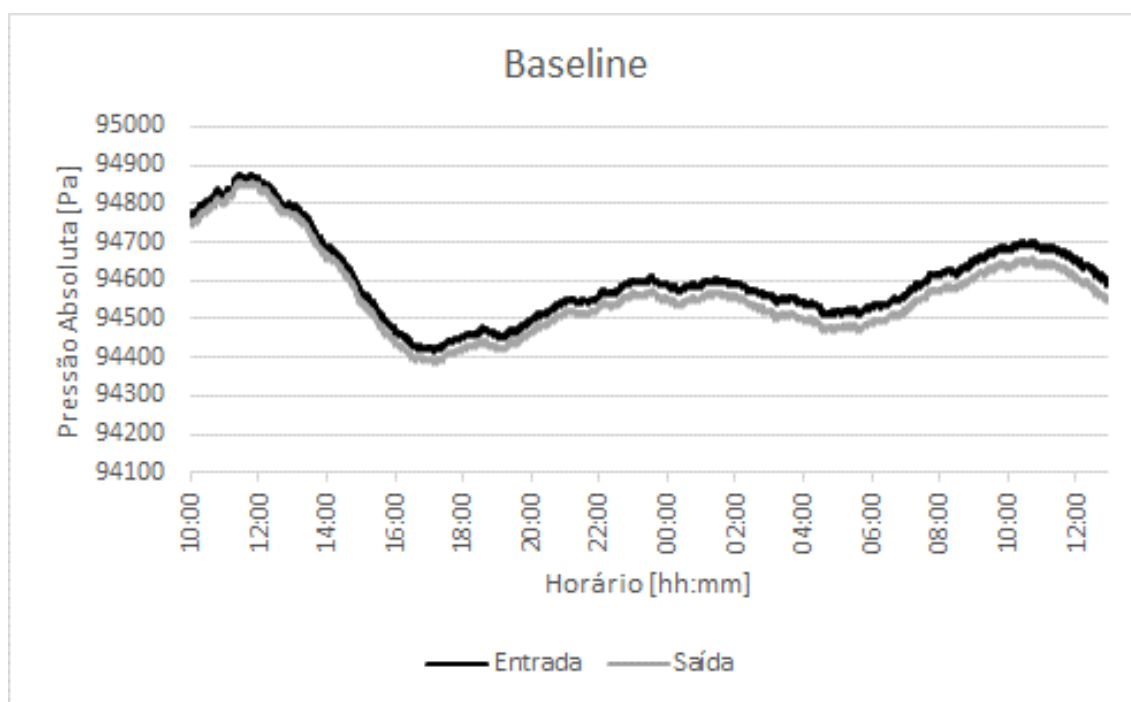
Fonte: Produção do próprio autor (2025)

A equação presente no Gráfico A.2 será utilizada para o cálculo da potência no rotor nas condições de rotação que forem impostas ao motor elétrico. Uma vez que já se tem a relação entre rotação e potência do rotor, a próxima etapa antes de se iniciar as medições com o ventilador em rotação de trabalho será a diferenciação entre os sensores.

Os sensores foram montados na entrada e saída do duto, regiões de interesse para o cálculo de potência gerada pelo ventilador.

A pressão absoluta capturada por cada um dos sensores foi coletada durante um intervalo de 26 horas, com uma frequência de aquisição de dois Hertz. A variação da leitura de cada um dos sensores pode ser observada no Gráfico A.3.

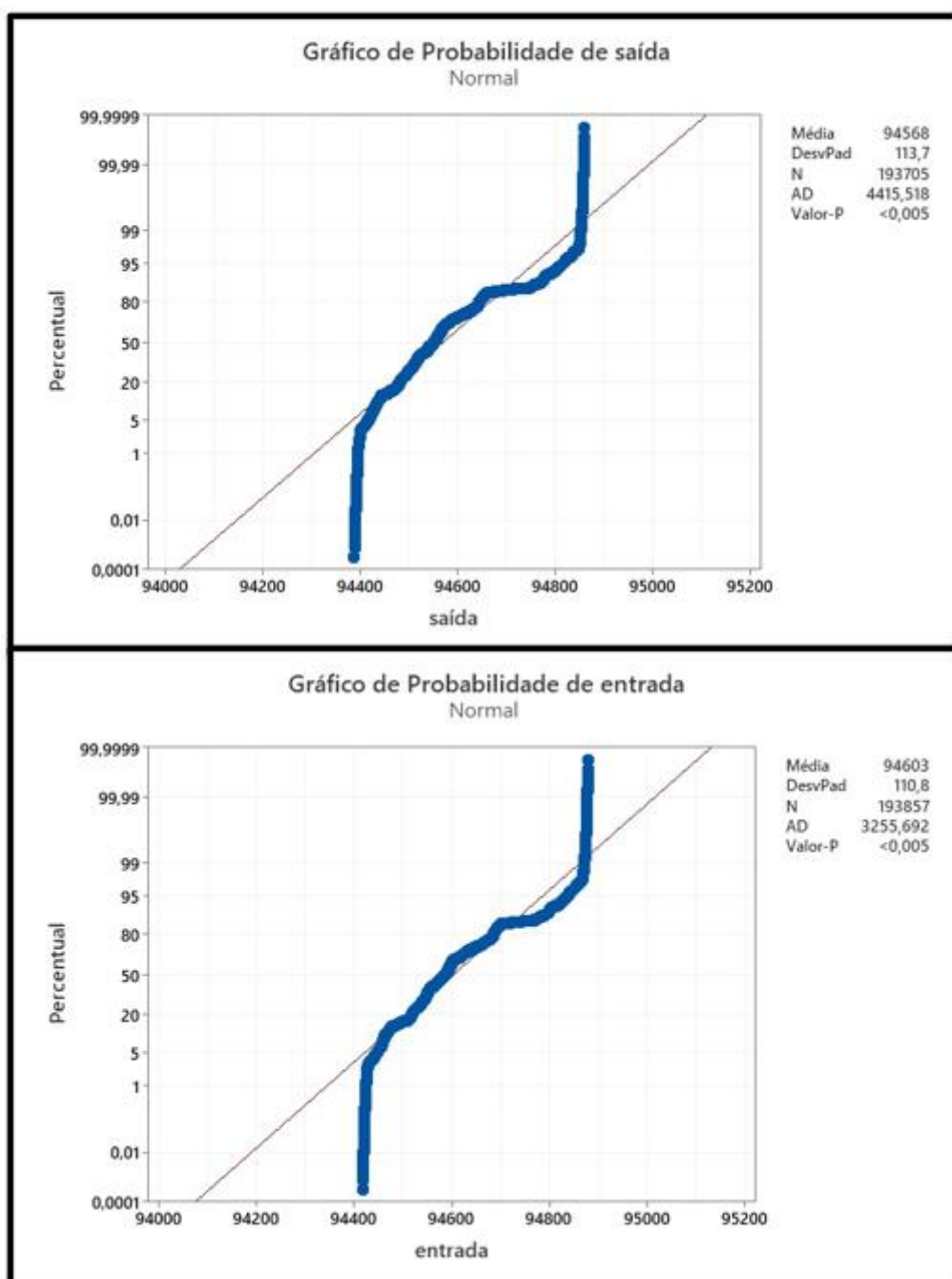
Gráfico A.3 - Medições atmosféricas sensores BMP-280



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Percebe-se que os sensores apresentaram a mesma tendência de comportamento durante o período de medição, e que se pode realizar uma correlação entre eles. Para isso, o software Minitab foi utilizado para correlacionar os sensores.

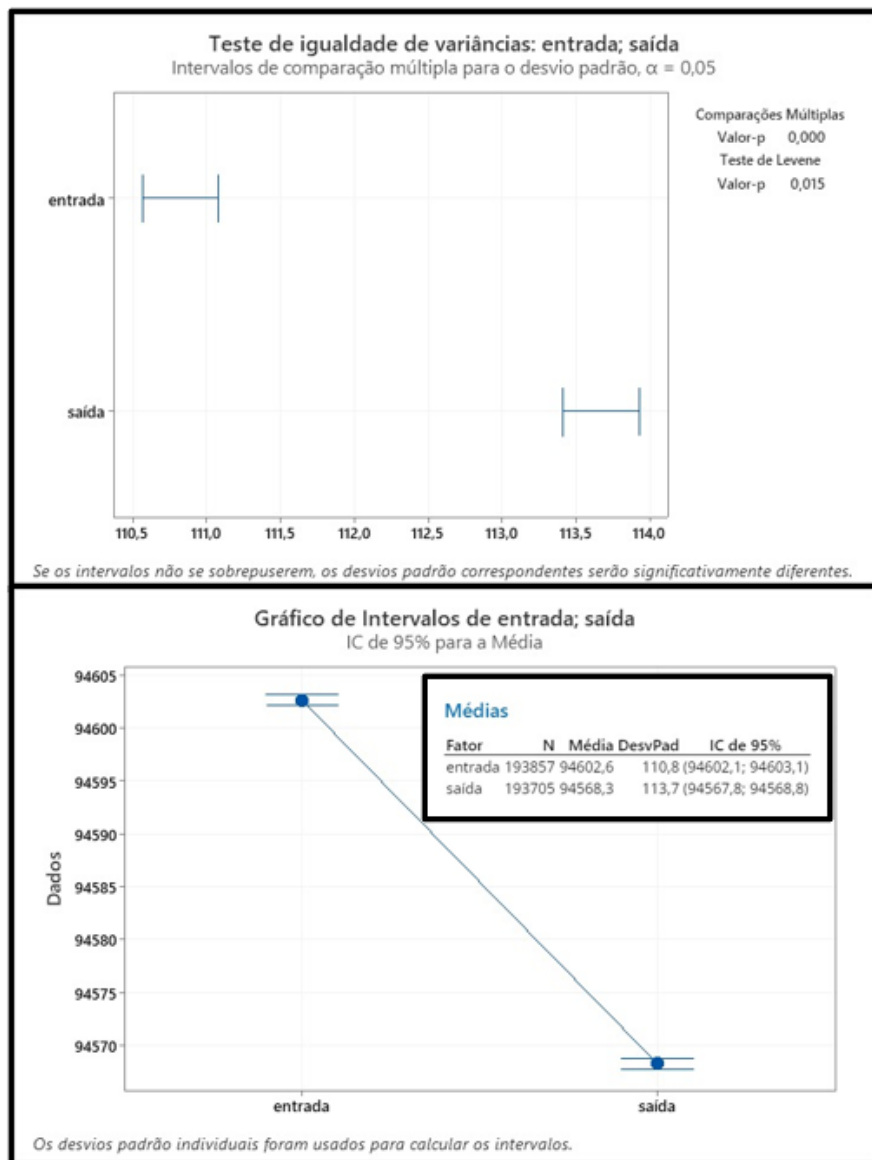
Figura A.1 - Teste de normalidade para sensor de entrada e saída



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

De início é averiguado se os dados apresentados por cada um dos sensores se comportam como uma distribuição normal. Conforme observado na Figura A.1, o Valor-p de cada um dos sensores indica que nenhuma das duas distribuições seria considerada normal, para isso o Valor-p deveria ser superior ou igual à 0.05. Por se tratar de distribuições não-normais, o teste de igualdade de variâncias, que será apresentado na Figura A.2 deverá levar em consideração o teste de Levene.

Figura 5.2 - Análise de variância e ANOVA de um fator para os sensores de entrada e saída



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

A Figura A.2 apresenta tanto a igualdade de variância (quadro superior), quanto a análise das médias para os dois sensores. Como o teste de Levene apresentou valor inferior à 0.05, conclui-se que as variâncias entre os sensores são distintas, fato que é confirmado pelo intervalo compreendido entre as barras dos sensores não estarem sobrepostos. Isso também é observado para a média (quadro inferior). Como o intervalo compreendido entre as barras não estarem sobrepostos, os sensores apresentam médias diferentes. Portanto a diferença entre os sensores deverá ser contabilizada para futuros cálculos.

Através dados parâmetros medidos nos sensores BMP-280, pode-se montar a Tabela A.4:

Tabela A.4 - Resumo medições pressão atmosférica sensor BMP-280

	Sensor BMP-280	Sensor BMP-280
	Entrada	Saída
Média	94.602,6	94.568,3
Valor máximo	94.878,0	94.859,1
Valor mínimo	94.418,6	94.386,8
Diferença Máximo -Mínimo	459,4	472,3
Diferença média saída - entrada	-34,3	

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Verifica-se que o a diferença entre os sensores é de 34,3 pascal. Para os demais experimentos, deve ser considerado o acréscimo deste valor para que a diferença de pressão entre os sensores seja calculada de forma correta.

Com os sensores de pressão medidos, iniciou-se o experimento realizando as medições informadas para o experimento, conforme consta na Tabela A.5.

Tabela A.5 - Medições realizadas

U_{fonte} [V]	U_t [V]	I_a [A]	ω [rpm]	V_e [m/s]	V_1 [m/s]	V_2 [m/s]	V_3 [m/s]	P_e [Pa]	P_s [Pa]
1	0,98	0,78	786	0,43	0,48	0,43	0,06	94603	94603
3	2,98	1,17	2737	1,58	2,41	2,16	0,75	94724	94723
5	4,98	1,56	4720	2,81	4,71	4,13	1,58	94726	94733
7	6,97	2,01	6680	4,11	6,99	6,22	2,33	94685	94777
9	8,97	2,58	8770	5,48	9,63	8,55	3,06	94645	94813
11	10,96	3,24	10710	6,87	12,43	10,69	3,90	94596	94853
13	12,96	4,02	12790	8,23	15,51	13,02	4,81	94525	94905
15	14,95	4,81	14710	9,61	18,65	15,34	5,67	94443	94963
17	16,95	5,70	16620	11,10	21,68	18,09	6,55	94360	95031
19	18,93	6,62	18380	12,37	24,51	20,48	7,49	94268	95102
21	20,80	7,76	20220	13,85	27,39	23,18	8,40	94155	95185
23	22,80	8,88	21705	15,20	29,57	25,29	9,44	94041	95272

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Utilizando as equações 3.4 à 3.8, calcula-se os seguintes parâmetros do sistema:

Tabela A.6 - Cálculo de potências

U_{fonte} [V]	Pot_e [W]	Pot_{joule} [W]	Pot_{mec} [W]	P_{rot} [W]	Pot_{eixo} [W]	τ_{eixo} [Nm]
1	0,76	0,08	0,68	0,80	-0,12	-1,45
3	3,49	0,18	3,31	2,96	0,35	1,21
5	7,77	0,32	7,45	5,39	2,06	4,17
7	14,01	0,53	13,48	8,02	5,46	7,81
9	23,14	0,87	22,27	11,08	11,19	12,19
11	35,51	1,37	34,14	14,15	19,99	17,82
13	52,10	2,11	49,99	17,70	32,29	24,11
15	71,91	3,03	68,88	21,20	47,68	30,95
17	96,62	4,25	92,37	24,91	67,46	38,76
19	125,32	5,73	119,58	28,51	91,07	47,32
21	161,41	7,88	153,53	32,49	121,05	57,17
23	202,46	10,31	192,15	35,84	156,31	68,77

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

A forma de se calcular a potência transmitida do ventilador ao fluido é a seguinte:

$$P_{vent} = Q \times \Delta P \quad (A.3)$$

$$\Delta P = P_{ts} - P_{te} \quad (A.4)$$

$$P_{ti} = P_i + P_{din_i} \quad (A.5)$$

$$P_{din_i} = \frac{\rho \times V_i^2}{2} \quad (A.6)$$

Através das equações mencionadas acima, juntamente com as equações (3.9) à (3.11), pode-se calcular os parâmetros presentes na Tabela A.6.

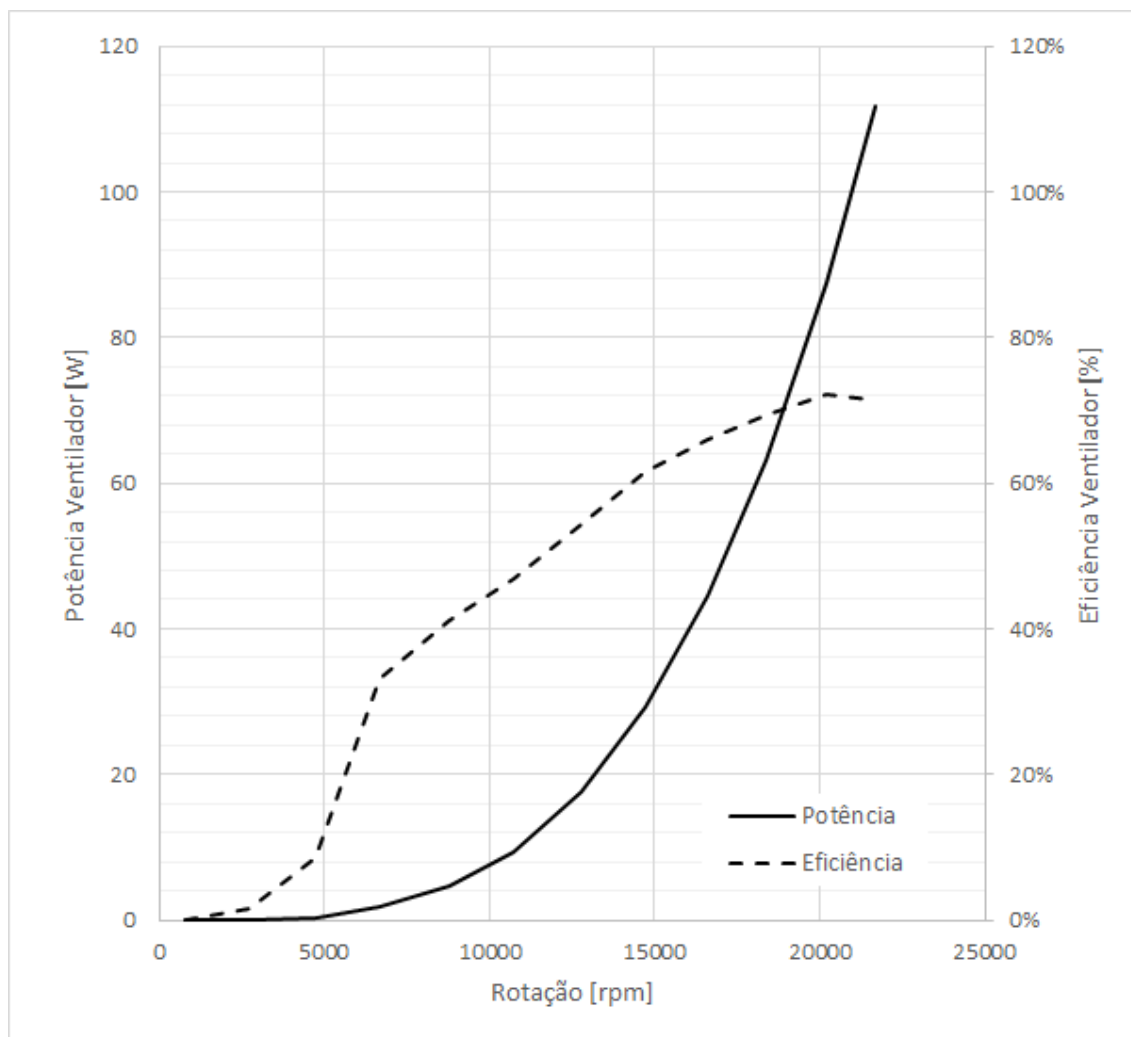
Tabela A.7 - Potência do ventilador e eficiências

U_{fonte} [V]	P_{din_e} [Pa]	P_{din_s} [Pa]	P_{t_e} [Pa]	P_{t_s} [Pa]	P_{vent} [W]	η_{motor} [%]	η_{vent} [%]	η_{global} [%]
1	0,11	0,14	94603	94603	0,00	-16%	0%	0%
3	1,49	3,47	94725	94726	0,01	10%	2%	0%
5	4,71	13,24	94731	94746	0,17	27%	8%	2%
7	10,08	29,16	94695	94806	1,82	39%	33%	13%
9	17,93	55,36	94663	94868	4,62	48%	41%	20%
11	28,17	92,23	94624	94946	9,34	56%	47%	26%
13	40,43	143,59	94566	95048	17,52	62%	54%	34%
15	55,13	207,62	94498	95171	29,35	66%	62%	41%
17	73,54	280,56	94434	95312	44,55	70%	66%	46%
19	91,34	358,59	94359	95460	63,12	73%	69%	50%
21	114,50	447,81	94270	95633	87,35	75%	72%	54%
23	137,91	521,93	94178	95794	111,75	77%	71%	55%

Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Através dos dados apresentados na Tabela A.7, pode-se gerar o Gráfico A.4.

Gráfico A.4 - potência e eficiência do ventilador em função da rotação



Fonte: Produção do próprio autor (2025)

Através do Gráfico A.4 pode-se observar que a potência do ventilador apresenta comportamento crescente em toda o intervalo de análise, já a eficiência do ventilador atinge um pico por volta de 20000 rpm (72,2%).

APÊNDICE B – INCERTEZAS EXPERIMENTAIS

Como forma de mensurar as incertezas das características medidas nos experimentos realizados, os instrumentos tiveram seus certificados de calibração analisados. Segue abaixo os dados obtidos para cada um dos instrumentos realizados, e suas incertezas:

- Fonte BK Precision 9115:
 - Fator de abrangência (k): 2
 - Incerteza até 2 V: 0,00072 V
 - Incerteza-padrão até 2 V: 0,0036 V
 - Incerteza até 20 V: 0,0083 V
 - Incerteza-padrão até 20 V: 0,00415 V
 - Incerteza até 190 V: 0,089 V
 - Incerteza-padrão até 190 V: 0,0445 V
- Alicata Amperímetro Fluke 325:
 - Fator de abrangência (k): 2
 - Incerteza até 40 A: 0,057 A
 - Incerteza-padrão: 0,0285 A
- Tacômetro Minipa MDT-2283A:
 - Fator de abrangência (k): 2
 - Incerteza até 600 rpm: 0,065 rpm
 - Incerteza-padrão até 600 rpm: 0,0325 rpm
 - Incerteza até 6.000 rpm: 0,58 rpm
 - Incerteza-padrão até 6.000 rpm: 0,29 rpm
 - Incerteza até 15.000 rpm: 0,58 rpm
 - Incerteza-padrão até 15.000 rpm: 0,29 rpm
 - Incerteza até 30.000 rpm: 0,58 rpm
 - Incerteza-padrão até 30.000 rpm: 0,29 rpm
- Anemômetro Testo 450i:
 - Fator de abrangência (k): 2
 - Incerteza até 10 m/s: 0,01 m/s
 - Incerteza-padrão até 10 m/s: 0,005 m/s
 - Incerteza até 20 m/s: 0,05 m/s

- Incerteza-padrão até 20 m/s: 0,025 m/s
- Incerteza até 30 m/s: 0,1 m/s
 - Incerteza-padrão até 30 m/s: 0,05 m/s

ANEXO A

Especificação técnica sensor BMP-280

BMP280 (preliminary) Technical data	
Package dimensions	8-pin LGA with metal 2.0 x 2.5 x 0.95 mm ³
Operation range (full accuracy)	Pressure: 300 ... 1100 hPa
	Temperature: 0 ... +65 °C
Supply voltage V_{DDIO}	1.2 ... 3.6 V
Supply voltage V_{DD}	1.71 ... 3.6 V
Interface	I ² C and SPI
Average current consumption (typ.) (1 Hz data refresh)	2.74 µA (ultra-low power mode)
Average current consumption in sleep mode	0.1 µA
Average measurement time	5.5 msec (ultra-low power preset)
Resolution of data	Pressure: 0.18 hPa (equiv. to <10 cm)
	Temperature: 0.01 K
Absolute accuracy P = 950 ... 1100 hPa (T = 0 ... +65 °C)	±1 hPa
Relative accuracy pressure (typ.) P = 950 ... 1050 hPa (+25 °C)	±0.12 hPa (equiv. to ±1 m)
Temperature coefficient offset (+25° ... +40 °C @ 900 hPa)	1.5 Pa/K (equiv. to 12.6 cm/K)