

Ayslan Diego da Silva Borges

APLICAÇÃO DE CFD PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE TURBOCOMPRESSOR VEICULAR

Ilha Solteira, São Paulo

2026

Ayslan Diego da Silva Borges

APLICAÇÃO DE CFD PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE TURBOCOMPRESSOR VEICULAR

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado
à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira,
Universidade Estadual Paulista "Júlio de Mes-
quita Filho" - como parte dos requisitos ne-
cessários para obtenção do título de Bacharel
em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Elóy Esteves Gasparin

Ilha Solteira, São Paulo
2026

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

B732a Borges, Ayslan Diego da Silva.
Aplicação de CFD para análise de desempenho de turbocompressor veicular
/ Ayslan Diego da Silva Borges. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2026
62 f. : il.

Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) -
Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira,
2026

Orientador: Elóy Esteves Gasparin

Inclui bibliografia

1. Turbina radial. 2. Turbocompressor. 3. Dinâmica dos fluidos
computacional (CFD). 4. Mapas de desempenho. 5. K- ω SST (Shear Stress
Transport). 6. Índice de convergência de malha (GCI).

ANEXO 02
MODELO DE ATA DE DEFESA

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA "JÚLIO DE MESQUITA FILHO"
FACULDADE DE ENGENHARIA – CÂMPUS DE ILHA SOLTEIRA

CURSO DE GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ATA DA DEFESA – TRABALHO DE GRADUAÇÃO

TÍTULO: APLICAÇÃO DE CFD PARA ANÁLISE DE DESEMPENHO DE
TURBOCOMPRESSOR VEICULAR

ALUNO: Ayslan Diego Da Silva Borges RA: 191052371

Orientador: Prof. Dr. Elóy Esteves Gasparin

Aprovado (X) – Reprovado () pela Comissão Examinadora

Nota obtida: 9.5

Comissão Examinadora:

Documento assinado digitalmente
 **ELOY ESTEVES GASPARIN**
Data: 06/07/2026 13:57:05-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. _____
Presidente (Orientador)

Documento assinado digitalmente
 **MASOUD GHANBARI KASHANI**
Data: 06/07/2026 11:33:48-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. _____

Documento assinado digitalmente
 **GABRIEL FAVARO PEREIRA**
Data: 06/07/2026 13:37:41-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Prof. _____
Eng. Gabriel Fávaro Pereira

Documento assinado digitalmente
 **AYSLAN DIEGO DA SILVA BORGES**
Data: 06/07/2026 13:45:14-0300
Verifique em <https://validar.iti.gov.br>

Assinatura do Aluno

Ilha Solteira (SP) 06 de julho de 2026.

Agradecimentos

À minha família, que, mesmo à sua maneira, sempre incentivou meu crescimento e me acompanhou ao longo desta jornada, oferecendo apoio e suporte nos momentos de desafio. Obrigado pela compreensão durante toda esta caminhada. Esta conquista também pertence a vocês.

À robótica e aos meus mentores, que contribuíram profundamente para minha formação pessoal e profissional ao despertar meu interesse pela engenharia e me proporcionar experiências que ampliaram minha visão de mundo. Obrigado pelos ensinamentos, pela confiança e pelos valores transmitidos ao longo dessa jornada.

Aos Professores Dr. Vicente Afonso Ventrella e Dr. Elóy Esteves Gasparin, pelas oportunidades, pelos ensinamentos e pelos conhecimentos compartilhados ao longo da graduação e na elaboração deste trabalho. Suas experiências e perspectivas contribuíram significativamente para minha formação acadêmica.

À UNESP, em especial ao Câmpus de Ilha Solteira, pela oportunidade de vivenciar uma educação pública de qualidade. Os conhecimentos adquiridos, as experiências vividas e as pessoas que encontrei ao longo do caminho contribuíram significativamente para a pessoa que me tornei.

Aos amigos de Votuporanga, Ilha Solteira e Jundiaí, por compartilharem comigo os desafios, as conquistas, os aprendizados e as vivências que marcaram esta etapa da minha vida. Entre alegrias e incertezas, risadas e dificuldades, ficaram lembranças, ensinamentos e amizades que levarei comigo por toda a vida.

Por fim, à Ilha Solteira. A cidade que me recebeu ainda jovem e que, entre o sol generoso que acompanha seus dias, suas paisagens e os encontros que proporcionou, ampliou meus horizontes e transformou minha forma de enxergar o mundo. Foi nesta ilha que vivi desafios e experiências que marcaram profundamente minha trajetória. Talvez Saramago tivesse razão ao dizer que é preciso sair de si para descobrir quem se é. Se encontrei parte dessa resposta, foi nesta ilha. E, por isso, levarei um pedaço dela comigo para onde quer que eu vá.

"O real não está na saída nem na chegada: ele se dispõe para a gente é no meio da travessia."

Guimarães Rosa (*Grande Sertão: Veredas*, 1956)

Resumo

A crescente demanda por eficiência energética e redução de emissões poluentes impulsiona o aprimoramento contínuo dos motores de combustão interna, sendo a turboalimentação uma das estratégias mais eficazes para aumentar o desempenho específico e viabilizar o *downsizing*. Nesse contexto, o presente trabalho tem como objetivo desenvolver e validar um modelo numérico tridimensional, baseado na Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics – CFD*), para análise aerodinâmica de uma turbina radial de turbocompressor veicular. A investigação concentra-se no rotor de uma turbina radial instalada em um motor John Deere 6068 PowerTech, com dados operacionais e geométricos obtidos a partir de ensaios experimentais conduzidos no Instituto de Pesquisa em Bioenergia (IPBEN) associado à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (FEIS/UNESP). A metodologia abrange a construção da geometria do rotor no *software* ANSYS BladeGen®, a geração de malhas estruturadas hexaédricas no ANSYS TurboGrid® com diferentes níveis de refinamento e a realização de simulações numéricas no ANSYS CFX®. As análises foram conduzidas em um domínio periódico representativo do rotor, considerando apenas sua região rotacional. Adotou-se o modelo de turbulência $k-\omega$ SST para representar o escoamento turbulento, compressível e em regime permanente. A independência da malha foi verificada por meio do método do Índice de Convergência de Malha (*Grid Convergence Index – GCI*), que indicou baixas incertezas numéricas para parâmetros como eficiência isentrópica (0,01%), razão de expansão (1,11%) e torque (5,03%), atestando a confiabilidade da malha refinada selecionada. Os resultados foram validados por meio da comparação da razão de expansão calculada numericamente com valores experimentais obtidos a partir das pressões de entrada e saída da turbina, apresentando erro relativo de 5,10%. A análise fenomenológica do escoamento revelou a presença de zonas de recirculação no bordo de ataque, gradientes adversos de pressão na face de sucção e perdas por vazamento na folga entre a ponta da pá e o *shroud*, indicando oportunidades para otimizações geométricas, como o ajuste do ângulo de ataque e a redução da folga radial. Conclui-se que o modelo CFD desenvolvido é capaz de representar com precisão o comportamento aerodinâmico da turbina radial, fornecendo subsídios para futuros estudos de otimização do sistema de turboalimentação e geração de mapas de desempenho.

Palavras-chave: Turbina Radial, Turbocompressor, Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD), $k - \omega$ SST, Índice de Convergência de Malha (GCI), Escoamento turbulento, mapas de desempenho.

Abstract

The growing demand for energy efficiency and reduced pollutant emissions has driven the continuous improvement of internal combustion engines, with turbocharging being one of the most effective strategies for increasing specific performance and enabling engine downsizing. In this context, the present work aims to develop and validate a three-dimensional numerical model based on Computational Fluid Dynamics (CFD) for the aerodynamic analysis of a vehicular turbocharger radial turbine. The investigation focuses on the rotor of a radial turbine installed on a John Deere 6068 PowerTech engine, using operational and geometric data obtained from experimental tests conducted at the Bioenergy Research Institute (IPBEN), associated with the School of Engineering of Ilha Solteira (FEIS/UNESP). The methodology comprises rotor geometry construction using ANSYS BladeGen[®], generation of structured hexahedral meshes with different refinement levels in ANSYS TurboGrid[®], and numerical simulations performed in ANSYS CFX[®]. The analyses were carried out in a periodic domain representative of the rotor, considering only its rotational region. The $k-\omega$ SST turbulence model was adopted to represent the turbulent, compressible, and steady-state flow. Mesh independence was assessed through the Grid Convergence Index (GCI) method, which indicated low numerical uncertainties for parameters such as isentropic efficiency (0.01%), expansion ratio (1.11%), and torque (5.03%), confirming the reliability of the selected refined mesh. The results were validated by comparing the numerically calculated expansion ratio with experimental values obtained from turbine inlet and outlet pressures, resulting in a relative error of 5.10%. The flow phenomenology analysis revealed the presence of recirculation zones at the leading edge, adverse pressure gradients on the suction side, and leakage losses through the blade tip clearance between the blade tip and the shroud, indicating opportunities for geometric optimization, such as adjusting the blade inlet angle and reducing the radial clearance. It can be concluded that the developed CFD model is capable of accurately representing the aerodynamic behavior of the radial turbine, providing a reliable basis for future studies on turbocharging system optimization and performance map generation.

Keywords: Radial Turbine, Turbocharger, Computational Fluid Dynamics (CFD), $k - \omega$ SST, Grid Convergence Index (GCI), Turbulent Flow, Performance Maps.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Visão geral do Turbocompressor.	17
Figura 2 – Componentes da Turbina Radial.	18
Figura 3 – Parâmetros geométricos da Turbina Radial.	19
Figura 4 – Metodologia empregada.	26
Figura 5 – Motor John Deere, Turbocompressor e rotor da Turbina.	32
Figura 6 – Vista tridimensional do rotor da turbina radial obtida via <i>ANSYS</i> <i>BladeGen</i> [®]	34
Figura 7 – Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento.	35
Figura 8 – Detalhes da malha gerada no ANSYS TurboGrid [®]	38
Figura 9 – Forma tridimensional do rotor da turbina radial + domínio computaci- onal periódico.	41
Figura 10 – Superfícies do domínio computacional (a) e condições de contorno aplicadas (b).	42
Figura 11 – Convergência dos resíduos - Malha refinada.	51
Figura 12 – Linhas de corrente de velocidade em vista 3D do rotor.	53
Figura 13 – Visualização em escala da velocidade e vetores.	54
Figura 14 – Visualização em escala do número de Mach.	54
Figura 15 – Visualização em escala da Pressão.	55
Figura 16 – Análise local do escoamento na região do bordo de ataque (face de pres- são): (a) visualização do escoamento no canal, (b) campo de velocidade, (c) número de Mach e (d) pressão estática.	56
Figura 17 – Análise local do escoamento na face de sucção na região de separação: (a) visualização do escoamento, (b) campo de velocidade, (c) número de Mach e (d) pressão estática.	57
Figura 18 – Linhas de corrente no vazamento da folga.	58

Lista de tabelas

Tabela 1 – Dados gerais do motor John Deere PowerTech™Plus 6.8L.	32
Tabela 2 – Dados operacionais do Motor e Turbina - IPBEN.	33
Tabela 3 – Dados geométricos do rotor.	33
Tabela 4 – Configurações da malha no Turbogrid.	37
Tabela 5 – Condições de contorno no domínio computacional.	40
Tabela 6 – Detalhes do solver.	42
Tabela 7 – Características das malhas numéricas geradas.	46
Tabela 8 – Tempo de simulação para malhas geradas.	46
Tabela 9 – Dados experimentais de pressão utilizados para validação do modelo. .	47
Tabela 10 – Resultados Método GCI.	49
Tabela 11 – Resultados de regime assintótico - GCI.	50
Tabela 12 – Resultados obtidos - Malha refinada.	50
Tabela 13 – Resultados de qualidade de malha - Malha refinada.	51
Tabela 14 – Resultados de validação numérica.	52

Lista de Abreviações

1D	Unidimensional
3D	Tridimensional
CFD	Computational Fluid Dynamics (Dinâmica dos Fluidos Computacional)
DEM	Departamento de Engenharia Mecânica
FEIS	Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira
GCI	Grid Convergence Index (Índice de Convergência de Malha)
GSF	Global Size Factor (Fator de Escala Global)
IPBEN	Instituto de Pesquisa em Bioenergia
LDV	Laser Doppler Velocimetry (Velocimetria por Laser Doppler)
RANS	Reynolds-Averaged Navier-Stokes
RMS	Root Mean Square (Média Quadrática)
SST	Shear Stress Transport (Modelo de turbulência)
UNESP	Universidade Estadual Paulista “Júlio de Mesquita Filho”
URANS	Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes
VGT	Variable Geometry Turbocharger (Turbocompressor de Geometria Variável)

Lista de Símbolos

$CD_{k\omega}$	Termo de difusão cruzada do modelo SST
h	Tamanho representativo da célula (GCI)
h_{stat}	Entalpia estática
I	Entalpia total
k	Energia cinética turbulenta
$\dot{m}$	Vazão mássica
N	Número total de elementos da malha
N_m	Rotação do motor
N_t	Rotação da turbina
p	Ordem aparente de convergência (GCI)
P_k	Termo de produção de energia cinética turbulenta
$q(p)$	Função de correção para ordem de convergência
r	Fator de refinamento da malha
r_A	Regime assintótico (GCI)
r_e	Razão de expansão da turbina
r_p	Vetor posição da partícula fluida
s	Fator de sinal (GCI)
S_E	Termo fonte de energia
S_M	Termo fonte de quantidade de movimento
T	Temperatura
$\mathbf{U}$	Vetor velocidade (absoluta ou relativa)
u_τ	Velocidade de atrito
y^+	Distância adimensional da parede
α	Ângulo de ataque
α_3	Constante do modelo de turbulência k- ω SST
β^*	Constante do modelo de turbulência k- ω
β_3	Constante do modelo de turbulência k- ω SST
γ	Intensidade dos vórtices (método dos painéis)
ε	Diferença entre soluções de malhas (GCI)
η_s	Eficiência isentrópica
θ	Ângulo entre vetores ou ângulo de pá
μ	Viscosidade dinâmica
ν	Viscosidade cinemática
ρ	Massa específica (densidade)
τ	Tensor de tensões viscosas
τ_w	Tensão de cisalhamento na parede
ϕ	Soluções da variável
ϕ_{ext}	Valor extrapolado da variável (Richardson)
ω	Taxa de dissipação específica (turbulência)
Ma	Número de Mach
Re	Número de Reynolds

Sumário

1	INTRODUÇÃO	14
1.1	Justificativa	15
1.1.1	Objetivo geral	15
1.1.2	Objetivos específicos	15
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	16
2.1	Fundamentos de Turbocompressores Automotivos	16
2.1.1	Características de turbinas radiais	18
2.2	Perdas em Turbinas Radiais	20
2.3	Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) Aplicada a Turbinas Radiais	21
2.3.1	Trabalhos numéricos com CFD em Turbinas Radiais	22
2.3.2	Parametrização de Turbinas Radiais via CFD	23
2.3.3	Trabalhos numéricos CFD com ênfase na verificação de malha utilizando GCI	24
2.4	Avaliação Preliminar	24
3	METODOLOGIA	26
3.1	Dinâmica dos Fluidos Computacional	27
3.1.1	Escoamento Turbulento	27
3.1.2	Modelos Físicos	28
3.1.2.1	Equação da Conservação de Massa	28
3.1.2.2	Equação da Conservação da Quantidade de Movimento	28
3.1.2.3	Equação da Conservação da Energia	29
3.1.2.4	Modelo de Turbulência $k - \omega$ SST	30
3.2	Análise Geométrica do Rotor	32
3.3	Geração de Malha e Domínio Computacional	34
3.3.1	Influência de y^+ no modelo de turbulência $k - \omega$ SST e Setup Ansys	34
3.3.2	Geração de Malhas	37
3.4	Configuração da Simulação Numérica	39
3.4.1	Modelo Físico e Parâmetros da Simulação	39
3.4.2	Domínio Computacional e Condições de Contorno	40
3.4.3	Configurações do Solver	41
3.5	Configuração de Hardware	43
3.6	Grid Convergence Index (GCI)	43
3.7	Validação Experimental	47

4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	48
4.1	Estudo de Independência de Malha (GCI)	49
4.2	Qualidade de Malha	50
4.3	Validação do Modelo Numérico	52
4.4	Avaliação do escoamento em 3D	53
4.4.1	Características gerais do escoamento	53
4.4.2	Escoamento na face de pressão	55
4.4.3	Escoamento na face de sucção	57
4.4.4	Efeito da folga (<i>Tip Leakage</i>)	58
4.5	Considerações Finais	59
5	CONCLUSÃO	60
	REFERÊNCIAS	61

1 Introdução

Os motores a combustão interna continuam sendo fundamentais para a mobilidade global, para a geração de energia e para aplicações industriais e agrícolas, devido à sua robustez, alta densidade energética e maturidade tecnológica, especialmente em contextos nos quais a eletrificação ainda enfrenta barreiras técnicas e econômicas (HEYWOOD, 2018). No entanto, considerando a crescente preocupação com os impactos ambientais e a necessidade de promover maior eficiência energética, torna-se essencial o aprimoramento contínuo desses sistemas (SILVA et al., 2023).

Frente a essa demanda, a turboalimentação surge como uma das soluções mais eficazes para aumentar o desempenho dos motores sem comprometer sua eficiência. Ao permitir que uma maior massa de ar seja admitida na câmara de combustão, os turbocompressores possibilitam a queima de maior quantidade de combustível de forma controlada, resultando em aumento de potência específica. Essa característica viabiliza o uso de motores menores, estratégia conhecida como *downsizing*, que consomem menos combustível e emitem menos poluentes, mantendo ou até superando o desempenho de motores maiores naturalmente aspirados (FENELEY; PESIRIDIS; ANDWARI, 2017).

Apesar de seus benefícios, a implementação da turboalimentação impõe desafios significativos. O projeto e a operação eficiente de turbocompressores exigem um equilíbrio entre desempenho, durabilidade e controle térmico. Além disso, o comportamento do escoamento nos componentes internos, como o rotor da turbina, influencia diretamente a eficiência do sistema e, consequentemente, o consumo de combustível e a emissão de gases como o dióxido de carbono. A análise dos fenômenos associados ao escoamento tridimensional em turbomáquinas ainda representa um desafio relevante, principalmente no que se refere à compreensão e à redução das perdas aerodinâmicas (DIXON; HALL, 2014).

Ao longo deste trabalho, são abordados os fundamentos teóricos das turbinas radiais, os princípios da Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics - CFD*) e os modelos de turbulência aplicáveis à simulação de escoamentos em turbomáquinas, culminando na implementação de uma análise numérica de uma turbina radial simplificada. A proposta busca representar o comportamento do escoamento em uma geometria reduzida, mantendo os principais elementos do rotor e adotando simplificações geométricas e físicas compatíveis com os objetivos do estudo.

1.1 Justificativa

O tema proposto para o Trabalho de Graduação integra um projeto em desenvolvimento pelo laboratório associado do Instituto de Pesquisa de Bioenergia da UNESP (IPBEN), focado na análise de ciclos termodinâmicos e sua aplicação no funcionamento de motores de combustão interna. Nesse contexto, a modelagem CFD da turbina do turbocompressor é essencial para a geração de mapas de desempenho precisos, os quais fornecem dados críticos para a otimização do funcionamento do motor. A construção e validação de um modelo robusto permitem prever e mitigar condições operacionais críticas, assegurando eficiência e estabilidade ao motor. Adicionalmente, esses resultados contribuem significativamente para o aprimoramento do desempenho global do sistema.

1.1.1 Objetivo geral

O presente trabalho tem como objetivo desenvolver e validar um modelo numérico tridimensional baseado em CFD para a análise aerodinâmica de uma turbina radial de turbocompressor veicular, com foco no escoamento turbulento e compressível no rotor.

1.1.2 Objetivos específicos

Para atingir o objetivo geral proposto, foram definidos os seguintes objetivos específicos:

- Modelar tridimensionalmente o rotor da turbina radial com base em dados geométricos e operacionais obtidos experimentalmente;
- Gerar e avaliar a qualidade de malhas computacionais, bem como analisar a influência do refinamento da malha sobre parâmetros de desempenho da turbina por meio do método de independência de malhas;
- Estabelecer e validar as considerações físico-numéricas para a simulação do escoamento;
- Avaliar parâmetros globais de desempenho da turbina, como eficiência isentrópica, razão de expansão e torque;
- Analisar o comportamento tridimensional do escoamento, identificando fenômenos como recirculação, separação da camada limite e vazamento pela folga da ponta da pá.

2 Revisão Bibliográfica

2.1 Fundamentos de Turbocompressores Automotivos

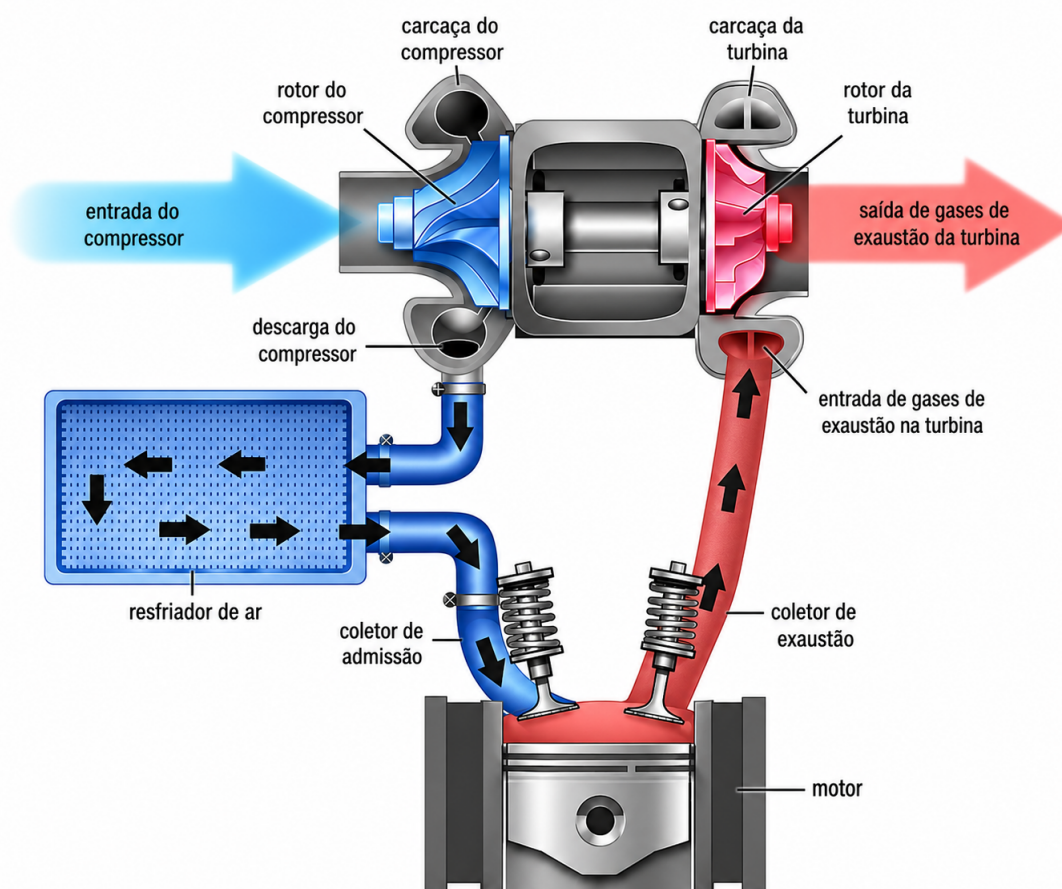
Segundo Miller (2008), turbocompressores são dispositivos destinados a aumentar a massa de ar admitida nos cilindros de motores de combustão interna. Sua importância está relacionada à limitação do processo de admissão em motores naturalmente aspirados, nos quais o preenchimento volumétrico dos cilindros depende essencialmente do escoamento induzido pelo movimento do pistão, resultando em pressões próximas à atmosférica.

Como a eficiência da combustão está diretamente associada à quantidade de ar disponível para mistura com o combustível, essa limitação restringe o desempenho do motor. A utilização do turbocompressor permite elevar a pressão de admissão acima da condição atmosférica, aumentando a densidade do ar admitido. Dessa forma, torna-se possível introduzir uma maior quantidade de combustível no processo de combustão e, conseqüentemente, obter maior geração de potência.

Ainda segundo Miller (2008), o ciclo motor equipado com turbocompressor pode ser dividido em fases, as quais são apresentadas na sequência e ilustradas na Figura 1.

1. O ar admitido é direcionado para a entrada do compressor após passar previamente por um filtro.
2. O ar é comprimido, elevando sua densidade, e em seguida é direcionado ao sistema de sobrealimentação.
3. Após a compressão, é comum a utilização de um pós-resfriador para remover o excesso de calor do ar admitido. A redução da temperatura aumenta a densidade do ar, permitindo a admissão de uma maior quantidade de oxigênio nos cilindros. Como resultado, há melhora na eficiência da combustão, com aumento de potência e redução do risco de detonação no motor.
4. Por meio de um duto de sobrealimentação, o ar resfriado deixa a saída do resfriador e é conduzido ao coletor de admissão, de onde é distribuído às válvulas de admissão e direcionado aos cilindros do motor.

Figura 1 – Visão geral do Turbocompressor.



Fonte: Adaptado de UnderhoodService - Standard (2023)

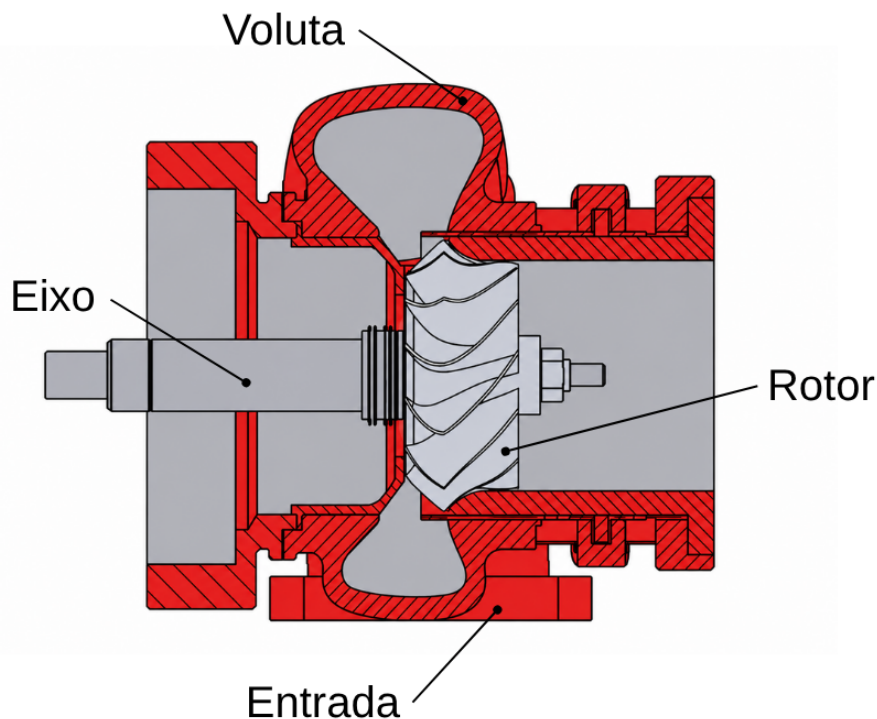
5. Com a admissão de ar mais denso e a injeção de uma maior quantidade de combustível, ocorre o processo de combustão no interior do cilindro. Em seguida, os gases resultantes são expelidos e direcionados ao coletor de escape.
6. Os gases de escape, ainda contendo elevada energia térmica e pressão, são conduzidos pelo coletor de escape até o turbocompressor.
7. Ao ingressarem na turbina, os gases de escape encontram restrições ao escoamento, gerando contrapressão que, associada à elevada temperatura, promove a sua expansão ao longo das pás do rotor. Esse processo transfere energia para o rotor da turbina, fazendo com que este e seu eixo girem em alta velocidade. Como o eixo da turbina está acoplado ao compressor, esse movimento também aciona o rotor do compressor. Após a expansão, os gases perdem parte de sua energia e deixam a turbina, sendo então conduzidos ao restante do sistema de escape do motor.

2.1.1 Características de turbinas radiais

As turbinas radiais são a configuração mais utilizada em sistemas de turboalimentação automotivos, sendo aplicadas tanto em motores de ignição por compressão quanto, cada vez mais, em motores de ignição por centelha, impulsionadas pela estratégia de *down-sizing* (FENELEY; PESIRIDIS; ANDWARI, 2017; SILVA et al., 2023). Essa ampla adoção está relacionada a características que as tornam adequadas às exigências da indústria automotiva. Entre elas, destaca-se sua construção compacta, que facilita a instalação em espaços reduzidos nos compartimentos do motor. Ademais, apresentam elevada eficiência em altas rotações e capacidade de operar com altas razões de expansão em um único estágio. Outro aspecto relevante é a sua favorável relação potência-peso (AL-HIRAKY; BASNET, 2025).

A Figura 2 ilustra os principais componentes da turbina. A turbina radial é composta por uma voluta em formato espiral, responsável por direcionar os gases de escape do motor até o rotor, e por um rotor com pás radiais, que converte a energia dos gases em potência no eixo para acionar o compressor. Nesse tipo de turbina, o fluido de trabalho escoia radialmente na entrada do rotor e é descarregado na direção axial em direção ao sistema de escape (DIXON; HALL, 2014).

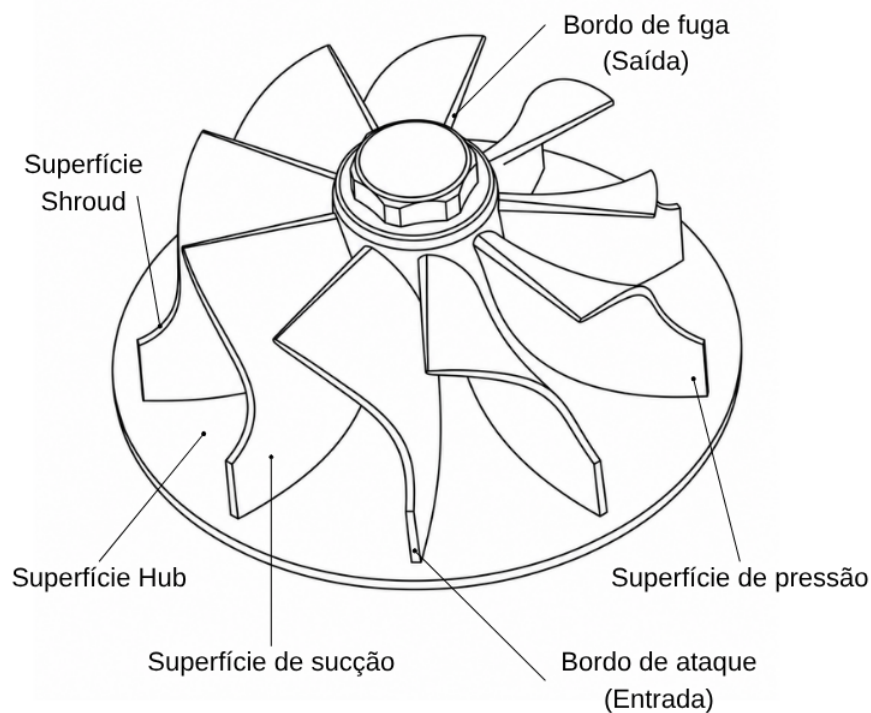
Figura 2 – Componentes da Turbina Radial.



Fonte: Adaptado de Pesiridis e Martinez-Botas (2006)

O projeto do rotor de uma turbina radial é baseado em parâmetros geométricos que influenciam diretamente sua eficiência aerodinâmica e a capacidade de extração de trabalho dos gases de escape. As pás do rotor apresentam superfícies fundamentais, como as faces de pressão e de sucção, responsáveis pela definição do canal de escoamento. Além disso, destacam-se elementos geométricos como o bordo de ataque, o bordo de fuga, o cubo (*hub*) e a carcaça (*shroud*) (BAINES, 2005). O *hub* e o *shroud* delimitam a altura das pás e o caminho meridional do escoamento, conforme ilustrado na Figura 3.

Figura 3 – Parâmetros geométricos da Turbina Radial.



Fonte: Adaptado de Bharathan et al. (2023)

A otimização desses parâmetros tem sido amplamente estudada com o objetivo de melhorar o desempenho e reduzir perdas. Variáveis como o número de pás, os ângulos de incidência e saída, a folga radial na ponta (*tip leakage*) e a distribuição de espessura influenciam diretamente a eficiência aerodinâmica da turbina. A seguir, são apresentadas em detalhes a classificação das principais perdas em turbinas radiais, bem como os avanços na otimização geométrica.

2.2 Perdas em Turbinas Radiais

A literatura especializada classifica de forma sistemática as perdas aerodinâmicas em turbinas radiais de turbocompressores. De acordo com Japikse (2009), essas perdas podem ser divididas em seis categorias principais. São elas:

- **Perda por perfil:** associada ao atrito viscoso nas superfícies das pás e ao desenvolvimento da camada limite ao longo do canal de escoamento. Sua magnitude é influenciada por parâmetros como número de Reynolds, rugosidade superficial e gradientes de pressão.
- **Perda por escoamento secundário:** causada pela formação de vórtices próximas ao *hub* e ao *shroud*, induzidas pelos gradientes de pressão presentes no rotor. Essas estruturas não contribuem para a produção de trabalho e tendem a ser mais significativas em rotores com pás curtas.
- **Perda por folga de ponta (*tip leakage*):** resulta do escoamento através da folga entre a ponta da pá e a carcaça. A interação desse fluxo com o escoamento principal promove mistura e geração adicional de vórtices. Segundo Ketata, Driss e Abid (2020), a contribuição dessa perda aumenta com o número de pás, podendo variar de aproximadamente 15% a 35%.
- **Perda por incidência:** ocorre quando há desalinhamento entre a direção do escoamento de entrada e o ângulo de entrada da pá, favorecendo a separação do escoamento na região do bordo de ataque. Esse mecanismo torna-se mais relevante em condições fora do ponto de projeto.
- **Perda por mistura na saída:** associada à homogenização do perfil não uniforme de velocidades na descarga do rotor, decorrente da presença de esteiras e escoamentos secundários. Esse processo aumenta a geração de entropia e reduz a pressão total disponível a jusante.
- **Perda por atrito de disco:** relacionada ao atrito viscoso entre o fluido e a face traseira do rotor em rotação. Embora geralmente apresente menor contribuição para as perdas totais, pode se tornar relevante em rotores de maior diâmetro.

Além dessas categorias, Rao, Raviteja e Kumar (2016) investigaram condições de operação fora do ponto de projeto, como regimes pulsantes e de baixa vazão, observando que a intensificação das perdas está associada ao aumento da não uniformidade do escoamento. Os autores destacam ainda a análise de geração de entropia como uma ferramenta eficaz para identificar e quantificar regiões de elevada dissipação de energia no interior do rotor. Essas constatações motivam a busca por soluções de otimização geométrica capazes de

reduzir as perdas e melhorar o desempenho aerodinâmico das turbinas radiais, conforme discutido a seguir.

2.3 Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD) Aplicada a Turbinas Radiais

Apesar dos avanços proporcionados pela otimização geométrica de modo a diminuir as perdas, as turbinas radiais ainda enfrentam desafios significativos associados à complexidade do escoamento tridimensional em seu interior. A presença de gradientes adversos de pressão, especialmente na face de sucção das pás do rotor, pode levar à separação da camada limite, reduzindo a eficiência e aumentando as perdas aerodinâmicas (KETATA; DRISS; ABID, 2020).

Esses fenômenos tornam o estudo detalhado do escoamento interno essencial para o projeto e a otimização desses componentes. Desta forma, a análise da interação entre o escoamento e a estrutura torna-se uma ferramenta importante, pois permite avaliar não apenas o desempenho aerodinâmico, mas também a integridade mecânica das pás sob condições operacionais severas, como altas rotações e temperaturas elevadas (LI et al., 2022). A quantificação e localização dessas perdas têm sido objeto de diversos estudos numéricos, os quais empregam ferramentas computacionais avançadas para investigar o comportamento do escoamento e avaliar o efeito de modificações geométricas sobre o desempenho da turbina.

Neste cenário, a Dinâmica dos Fluidos Computacional (*Computational Fluid Dynamics* – CFD) destaca-se como uma ferramenta essencial de análise, permitindo investigações detalhadas do escoamento e a identificação de regiões de perda. Estudos recentes indicam que a utilização de abordagens baseadas em CFD pode resultar em ganhos de eficiência da ordem de 2% (FAWAZ et al., 2026; ZHANG; ZANGENEH, 2020; LIU; COPELAND, 2020). Essas metodologias são aplicadas tanto em turbinas de geometria fixa quanto em turbinas de geometria variável (VGT), nas quais o ajuste do ângulo das pás do estator permite otimizar a incidência do escoamento em diferentes condições de operação (VOGT et al., 2023).

A compreensão dessas interações, aliada à modelagem CFD de alta fidelidade e à realização de estudos paramétricos, é fundamental para o desenvolvimento de rotores de turbinas radiais que conciliem alta eficiência aerodinâmica e durabilidade estrutural, especialmente em aplicações automotivas sujeitas a escoamentos pulsantes e regimes transientes.

2.3.1 Trabalhos numéricos com CFD em Turbinas Radiais

Diversos trabalhos têm empregado CFD para investigar o escoamento em turbinas radiais, com ênfase em diferentes aspectos, como validação experimental, análise de fenômenos transientes e metodologias de verificação numérica. A seguir, são apresentados estudos que contribuem para a compreensão do comportamento aerodinâmico e dos mecanismos de perda nessas turbomáquinas.

Carvalho e Tomita (2013) simularam o escoamento tridimensional em uma turbina radial completa (voluta e rotor) no ponto de projeto, utilizando o ANSYS CFX com modelo de turbulência SST $k - \omega$. A malha tetraédrica totalizou cerca de 4,7 milhões de elementos após estudo de independência. A comparação com dados experimentais mostrou desvio de 3,4% na eficiência total-estática, validando a metodologia e destacando a importância da criação de uma biblioteca de fluido personalizada para representar os gases de exaustão.

Rao, Raviteja e Kumar (2016) investigaram o escoamento não estacionário em uma turbina de turbocompressor, utilizando condições de contorno pulsantes obtidas de uma simulação 1D do motor (*AVL Boost*) como entrada para a simulação CFD 3D no ANSYS CFX. Os resultados revelaram a presença de um ciclo de histerese na curva vazão versus razão de pressão, característica de escoamento pulsante. A análise da geração de entropia identificou perdas significativas devido ao efeito de “*wind milling*” e à formação de vórtices secundários.

Roclawski, Gugau e Böhle (2016) desenvolveram um método de simulação CFD acoplado para analisar o desempenho transiente de uma turbina durante um “*load step*” (aumento abrupto de carga). Utilizando o ANSYS CFX com modelos User-Fortran para calcular o balanço de potência entre turbina e compressor, os autores mostraram que o rotor apresenta comportamento quase-estacionário para capacidade de vazão, mas o torque depende das condições de entrada, com a direção do esforço axial podendo se inverter durante o transitório.

Ketata, Driss e Abid (2020) investigaram o impacto do número de pás (variando de 3 a 15) no desempenho de uma turbina de fluxo misto utilizando o ANSYS CFX com modelo SST $k - \omega$. Os resultados mostraram que o aumento do número de pás melhora a eficiência total-estática e a capacidade de vazão, mas intensifica as perdas por folga de ponta. Os autores recomendaram uma configuração com 13 pás como a solução mais equilibrada entre desempenho e perdas aerodinâmicas.

Tamaki, Ouchida e Unno (2021) destacaram a natureza complementar entre CFD e validação experimental. Medições com *Laser Doppler Velocimetry* (LDV) a jusante do rotor identificaram uma região de baixa velocidade que não era reproduzida pelo modelo CFD inicial. A inclusão da cavidade traseira do rotor e do “scallop” permitiu melhorar a concordância entre simulação e experimento, evidenciando a influência dessas regiões no escoamento interno.

Mosca e Mihaescu (2022) investigaram sistematicamente o efeito da amplitude e da frequência de pulsação no desempenho de uma turbina radial por meio de simulações URANS (*Unsteady Reynolds-Averaged Navier-Stokes*) validadas. Os resultados demonstraram que a amplitude do pulso influencia diretamente a razão de expansão e a eficiência isentrópica, enquanto a frequência altera a intensidade dessas variações, evidenciando a importância dos efeitos transientes na operação de turbocompressores.

Também em estudos sobre condições não estacionárias, Mosca e Mihaescu (2022) propuseram um modelo baseado em aprendizado de máquina para prever o desempenho de turbinas radiais submetidas a escoamentos pulsantes. Treinado a partir de dados de simulações URANS, o modelo apresentou elevada precisão nas previsões de torque e demais parâmetros de desempenho, demonstrando o potencial da integração entre CFD e técnicas de inteligência artificial.

2.3.2 Parametrização de Turbinas Radiais via CFD

Yang et al. (2020) descreveram o projeto de uma turbina radial para um motor diesel *off-road* Tier-IV, utilizando um processo integrado que combina simulação de motor (1D), CFD e análise estrutural. Simulações CFD no *software* FINE/Turbo com malha hexaédrica estruturada (2,73 milhões de células) e modelo SST foram empregadas para otimizar a forma da pá na região da carcaça (*shroud*). A análise mostrou que a otimização reduziu a área de geração de entropia na superfície de sucção, resultando em um ganho de 2% na eficiência, confirmado por testes em bancada e no motor.

O estudo de Luczynski et al. (2020) propôs uma metodologia virtual que integra simulações CFD, modelos de linha média e simulação de motor 1D para o desenvolvimento de turbinas otimizadas. Foram geradas geometrias parametrizadas e avaliados seus impactos no desempenho do motor. Os resultados evidenciaram uma fronteira de Pareto, indicando o compromisso entre economia de combustível e resposta dinâmica. O trabalho fornece uma abordagem prática para otimizar o equilíbrio entre eficiência e desempenho.

Heidary, Nejat e Alaviyoun (2023) investigaram numericamente os efeitos de alterações geométricas no *bypass* e na *wastegate* de uma turbina radial automotiva sobre o escoamento e a eficiência. Os resultados indicaram que o alinhamento adequado entre o escoamento desviado e o principal é fundamental para a eficiência, enquanto paredes curvas na região de saída do rotor são desfavoráveis. Como contribuição prática, o estudo propôs um novo projeto que resultou em ganhos de 19,9% na eficiência e 6,7% na potência útil.

Fawaz et al. (2026) propuseram um *framework* de otimização integrado que combina modelagem unidimensional (1D) com simulações CFD automatizadas para o projeto de rotores de turbinas radiais. Aplicado à turbina Borg-Warner K03/05, o processo iniciou com um modelo 1D para definir as dimensões fundamentais, seguido pela geração automatizada

da geometria 3D, malha (ANSYS Turbogrid e ICEM CFD) e simulação CFD no ANSYS CFX. Após a avaliação de mais de 100 geometrias e redução do espaço de projeto para 30 variáveis, o rotor otimizado apresentou um ganho de 2% na eficiência total-estática.

2.3.3 Trabalhos numéricos CFD com ênfase na verificação de malha utilizando GCI

Os trabalhos apresentados anteriormente demonstram o amplo emprego do CFD para a análise do escoamento em turbinas radiais em diferentes regimes de operação. Contudo, a precisão das grandezas calculadas, como torque, vazão e eficiência, está intrinsecamente ligada à discretização espacial adotada, uma vez que o refinamento da malha pode alterar significativamente os resultados numéricos. Para quantificar essa incerteza de forma sistemática e padronizada, o método de Índice de Convergência de Malha (*Grid Convergence Index* - GCI) tem sido amplamente utilizado, conforme descrito nos trabalhos a seguir.

Yershov e Yakovlev (2021) investigaram a convergência de malha em simulações CFD tridimensionais de turbinas e compressores utilizando o método GCI. Os resultados indicaram que valores de GCI inferiores a 1% são adequados para estudos científicos, enquanto valores inferiores a 5% podem ser aceitáveis para aplicações de engenharia. Os autores observaram ainda que baixos valores de GCI para parâmetros globais nem sempre garantem a correta resolução de fenômenos locais do escoamento, como ondas de choque, separações e esteiras.

Adanta et al. (2022) aplicaram o método GCI para quantificar a incerteza de discretização em simulações CFD de uma turbina propulsora. A avaliação de três níveis de refinamento resultou em valores de GCI de 2,67%, 0,7% e 0,1%, indicando que a malha intermediária já apresentava erro inferior a 1% e era adequada para as análises numéricas. Os autores destacam o GCI como uma ferramenta eficiente para verificar a independência de malha e estimar a incerteza associada aos resultados computacionais.

2.4 Avaliação Preliminar

De modo geral, a literatura revisada demonstra que a análise do escoamento em turbinas radiais exige uma abordagem integrada, capaz de representar adequadamente os fenômenos turbulentos e os mecanismos de perdas aerodinâmicas responsáveis pela degradação do desempenho. Nesse contexto, o emprego do CFD tem se consolidado como uma ferramenta essencial para a investigação do comportamento do escoamento e para a compreensão dos fenômenos que governam a conversão de energia nessas turbomáquinas.

Dentre os principais aspectos observados nos trabalhos analisados, destacam-se:

- a modelagem tridimensional do escoamento como ferramenta para avaliação do desempenho aerodinâmico de turbinas radiais;
- Utilização do modelo de turbulência $k - \omega$ SST para representação de escoamentos sujeitos a gradientes adversos de pressão e possíveis separações da camada limite;
- Investigação de mecanismos de perdas aerodinâmicas associados a escoamentos secundários, recirculações, separação da camada limite, formação de vórtices e vazamentos pela folga da ponta da pá;
- Análise da influência de parâmetros geométricos sobre a eficiência, a razão de expansão e o desempenho global da turbina;
- Realização de estudos de qualidade e independência de malha como etapa fundamental para garantir a confiabilidade dos resultados numéricos;
- Utilização de dados experimentais para validação e avaliação da capacidade preditiva dos modelos CFD.

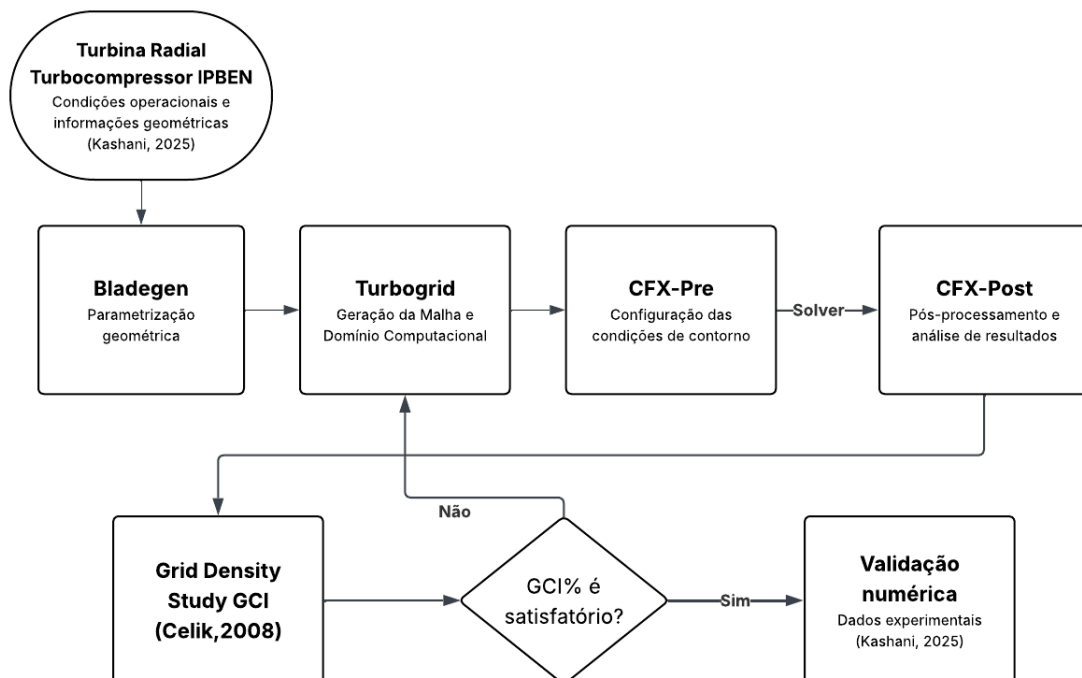
Entre os estudos analisados, destacam-se os trabalhos de Heidary, Nejat e Alaviyoun (2023) e Tamaki, Ouchida e Unno (2021), que apresentam maior convergência com a proposta desta pesquisa. Heidary, Nejat e Alaviyoun (2023) utilizaram CFD para investigar o campo de escoamento e os mecanismos de perdas em uma turbina radial automotiva, enquanto Tamaki, Ouchida e Unno (2021) empregaram técnicas experimentais para validar e aprimorar modelos numéricos de turbinas radiais, demonstrando a importância da complementaridade entre simulação e experimento para a obtenção de resultados fidedignos. Em ambos os casos, observa-se a preocupação com a obtenção de modelos capazes de representar adequadamente o comportamento físico do escoamento antes de sua aplicação em análises mais aprofundadas.

Embora a literatura apresente avanços significativos na aplicação do CFD para turbinas radiais, poucos estudos se dedicam à análise metodicamente verificada do rotor isolado com foco na quantificação local das perdas aerodinâmicas, especialmente no contexto de projetos de bioenergia. Diante disso, o presente trabalho visa preencher essa lacuna ao propor um modelo CFD para o rotor de uma turbina radial simplificada, com modelagem física adequada ao escoamento compressível e turbulento, verificação de malha via GCI e análise detalhada dos mecanismos de perda, gerando dados que subsidiem a otimização do desempenho do motor no IPBEN.

3 Metodologia

A metodologia deste estudo segue um procedimento sistematizado. Inicialmente, são apresentados os fundamentos da modelagem CFD adotada, implementada no *software* ANSYS-CFX 19[®], incluindo as equações governantes, o modelo de turbulência e as condições de contorno do escoamento. Em seguida, são descritos os dados geométricos e operacionais do rotor, o processo de construção do modelo tridimensional, a definição do domínio computacional e a geração das malhas para aplicação do método GCI (CELIK et al., 2008). As malhas são avaliadas quanto à qualidade e ao refinamento, visando garantir a confiabilidade dos resultados. Posteriormente, são definidas as configurações adequadas do *solver* para assegurar a convergência da solução nas simulações numéricas. Por fim, realiza-se o pós-processamento e a análise dos resultados, os quais são comparados com dados experimentais para validação do modelo. O fluxograma apresentado na Figura 4 ilustra a sequência e a interdependência das etapas metodológicas.

Figura 4 – Metodologia empregada.



Fonte: Autor

3.1 Dinâmica dos Fluidos Computacional

3.1.1 Escoamento Turbulento

O escoamento em rotores de turbinas radiais ocorre, na maioria das situações, em regime turbulento, sendo caracterizado por flutuações irregulares e tridimensionais das variáveis do fluido, como velocidade e pressão (ALIABADI, 2022; HANJALIĆ; LAUNDER, 2022). Esse comportamento está associado à predominância das forças inerciais sobre as viscosas, condição típica de elevados números de Reynolds. Nessas circunstâncias, o escoamento apresenta estruturas vorticosas em diferentes escalas que interagem continuamente, promovendo intensa mistura e aumento do transporte de quantidade de movimento, calor e massa (SCHOBELI, 2012).

A turbulência exerce influência significativa sobre o desempenho aerodinâmico do rotor, uma vez que está diretamente relacionada à formação de esteiras, à separação da camada limite e ao desenvolvimento de escoamentos secundários (SCHOBELI, 2012; YANG; NEWTON; MARTINEZ-BOTAS, 2020). Em regiões com gradientes adversos de pressão, como na face de sucção das pás, pode ocorrer o descolamento da camada limite, o que contribui para o aumento das perdas. Ainda, a interação entre o escoamento principal e escoamentos secundários, como aqueles gerados na região da folga da ponta da pá (*tip clearance*), intensifica a dissipação de energia por meio da formação de vórtices e do aumento da turbulência local (YANG; NEWTON; MARTINEZ-BOTAS, 2020).

Do ponto de vista físico, a turbulência pode ser entendida como um mecanismo adicional de transporte no escoamento. As flutuações de velocidade geram tensões aparentes que atuam redistribuindo a quantidade de movimento no fluido (HANJALIĆ; LAUNDER, 2022). Devido à complexidade e ao caráter desordenado dessas flutuações, a descrição direta do fenômeno não é viável na maioria dos casos, sendo necessário recorrer a modelos que representem seus efeitos no escoamento médio (HANJALIĆ; LAUNDER, 2022; JENA, 2025).

A representação dos efeitos da turbulência por meio de modelos apropriados integra o processo de solução das equações governantes do escoamento. Para sua resolução numérica, torna-se necessária a discretização do domínio computacional em uma representação adequada da geometria analisada. Desse modo, o método dos volumes finitos é amplamente utilizado por sua coerência com os princípios de conservação (MALISKA, 2022). O domínio é dividido em volumes de controle, nos quais as equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia são aplicadas, enquanto os fluxos entre esses volumes são avaliados em suas faces (MALISKA, 2022). Esse procedimento converte as equações diferenciais em um sistema algébrico que descreve o comportamento médio do escoamento no domínio discretizado, mantendo o balanço local das grandezas físicas (XU; CHANG; BAI, 2026).

Dessa forma, a compreensão dos fenômenos turbulentos aliada a uma modelagem

numérica adequada é essencial para identificar as principais fontes de perdas aerodinâmicas e contribuir para a melhoria do desempenho do rotor, especialmente em aplicações automotivas, nas quais esses fenômenos exercem influência direta sobre a eficiência e as perdas aerodinâmicas da turbina (JENA, 2025; MOSCA; MIHAESCU, 2022; XU; CHANG; BAI, 2026).

3.1.2 Modelos Físicos

O escoamento de fluidos viscosos, contínuos, tridimensionais e compressíveis é descrito pelas equações de Navier–Stokes dependentes do tempo, que representam as leis de conservação aplicadas ao escoamento. As equações de conservação da massa, da quantidade de movimento e da energia, juntamente com a equação de estado, são geralmente expressas na forma média de Reynolds, resultando em um conjunto de equações diferenciais que governam o escoamento. As equações e relações apresentadas nas seções seguintes foram formuladas com base nas abordagens clássicas descritas em Ferziger e Perić (2002), Versteeg e Malalasekera (2007), Dixon e Hall (2014), Kundu, Cohen e Dowling (2016). Além da formulação matemática, são descritas as considerações adotadas para sua aplicação na análise do desempenho aerodinâmico do rotor estudado.

3.1.2.1 Equação da Conservação de Massa

Pela Lei de Conservação da Massa aplicada a um volume finito, a taxa de variação de massa interna é igual à taxa de variação de massa através das fronteiras. Realizando a derivação dos termos da equação para um volume finito, tem-se que a equação geral da conservação de massa tridimensional para escoamentos compressíveis é:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U}) = 0 \quad (3.1)$$

Onde: ρ , massa específica; t , tempo; $\mathbf{U}$, vetor velocidade.

3.1.2.2 Equação da Conservação da Quantidade de Movimento

A variação da quantidade de movimento depende da magnitude da difusão, da convecção e das forças externas aplicadas ao fluido, no interior do volume de controle e através de suas fronteiras. Logo, a equação da conservação da quantidade de movimento pode ser escrita como:

$$\frac{\partial(\rho \mathbf{U})}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \mathbf{U} \mathbf{U}) = -\nabla p + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} + \mathbf{S}_M \quad (3.2)$$

em que ρ , é a massa específica; t , tempo; $\mathbf{U}$, vetor velocidade; p , pressão; $\boldsymbol{\tau}$, tensor de tensão e $\mathbf{S}_M$ é o termo de fonte adicional.

O tensor tensão $\boldsymbol{\tau}$ é associado à taxa de deformação na forma:

$$\boldsymbol{\tau} = \mu \left(\nabla U + (\nabla U)^T - \frac{2}{3} \delta \nabla \cdot U \right) \quad (3.3)$$

onde μ , é a viscosidade dinâmica; T , temperatura.

Em escoamentos em referenciais não inerciais, como em rotores de turbomáquinas, o termo fonte $\boldsymbol{S}_M$ das equações de conservação deve incluir as forças decorrentes das acelerações de *Coriolis* e *Centrípeta* (ou normal), que surgem na passagem do referencial absoluto para o relativo. Logo, para escoamentos em um referencial que gira com velocidade angular ω , o termo fonte é:

$$\vec{S} = \rho (2\omega \times U) + \rho [\omega \times (\omega \times r_p)] \quad (3.4)$$

onde o primeiro termo à direita da igualdade se refere à inclusão das forças de *Coriolis*, e o segundo se refere às forças *Normais* (centrípeta). U é a velocidade relativa do referencial, e r_p é o vetor posição de uma partícula do fluido no escoamento em um volume de controle não-inercial. Ao aplicar o termo $\boldsymbol{S}_M$ na equação de conservação (3.2), os termos convectivo e difusivo estarão associados ao campo de velocidades relativas, que, por sua vez, se acopla ao termo fonte das forças aparentes.

3.1.2.3 Equação da Conservação da Energia

A conservação da energia estabelece que a taxa de variação da energia total em um volume de controle é igual ao balanço entre os fluxos de energia que atravessam suas fronteiras e os termos de geração ou dissipação presentes no escoamento. Para um escoamento compressível em um referencial rotativo, a equação da conservação da energia pode ser escrita como:

$$\frac{\partial (\rho I)}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho U I) = \nabla \cdot (\lambda \nabla T) + \nabla \cdot (U \cdot \boldsymbol{\tau}) + U \cdot \boldsymbol{S}_m + S_E \quad (3.5)$$

onde ρ é a massa específica do fluido, I é a entalpia total, U é o vetor velocidade, λ é a condutividade térmica, T é a temperatura e S_E representa eventuais termos fonte de energia.

A grandeza I , que corresponde à entalpia total do escoamento, é definida por:

$$I = h_{stat} + \frac{1}{2} U^2 - \frac{1}{2} \omega^2 R^2$$

em que h_{stat} é a entalpia estática, U é a magnitude da velocidade relativa, ω é a velocidade angular do referencial rotativo e R é a distância radial ao eixo de rotação.

Na Equação 3.5, o primeiro termo representa a variação temporal da energia no volume de controle. O termo $\nabla \cdot (\rho \mathbf{U} I)$ descreve o transporte convectivo de energia, $\nabla \cdot (\lambda \nabla T)$ a transferência de calor por condução e $\nabla \cdot (\mathbf{U} \cdot \boldsymbol{\tau})$ o trabalho realizado pelas tensões viscosas. Já $\mathbf{U} \cdot \mathbf{S}_m$ e S_E representam, respectivamente, o trabalho associado a forças externas e termos adicionais de geração ou dissipação de energia.

A aplicação direta das equações de Navier–Stokes em escoamentos turbulentos é limitada pela complexidade das flutuações presentes em múltiplas escalas espaciais e temporais, cuja resolução demandaria elevado custo computacional. Como alternativa, utiliza-se a média de Reynolds, dando origem às equações RANS (*Reynolds-Averaged Navier–Stokes*), que introduzem termos adicionais conhecidos como tensões de Reynolds, responsáveis por representar os efeitos da turbulência sobre o escoamento médio. A presença desses termos torna o sistema matematicamente não fechado, caracterizando o denominado problema de fechamento. Dessa forma, torna-se necessária a adoção de modelos de turbulência para aproximar esses efeitos e viabilizar a solução das equações governantes (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007; ANSYS Inc., 2024). Neste trabalho, emprega-se o modelo de viscosidade turbulenta $k - \omega$ SST.

3.1.2.4 Modelo de Turbulência $k - \omega$ SST

Para escoamentos complexos, como os encontrados em turbocompressores, a escolha do modelo de turbulência é determinante para a acurácia dos resultados. Dentre os modelos mais utilizados, o modelo chamado de *Shear Stress Transport* (SST $k - \omega$), proposto por Menter (1994), destaca-se por prever com maior precisão escoamentos submetidos a gradientes adversos de pressão ($dp/dx > 0$), condição crítica em turbomáquinas, onde, na face de sucção de uma pá, pode ocorrer separação da camada limite, superando as principais limitações de seus antecessores, os modelos $k - \epsilon$ e $k - \omega$ padrão. Para esta situação, o modelo $k - \epsilon$ padrão, proposto por Launder e Spalding (1972), tende a superestimar a tensão de cisalhamento turbulenta, enquanto o modelo $k - \omega$ padrão, proposto por Wilcox (1988), é sensível às propriedades de turbulência da corrente livre. O modelo SST combina as vantagens de ambos os modelos em uma formulação híbrida, uma vez que emprega o modelo $k - \omega$ na região próxima à parede, onde é mais preciso, e transiciona para o modelo $k - \epsilon$ nas regiões mais afastadas.

Esta formulação confere ao SST notável capacidade de capturar a separação da camada limite e escoamentos com gradientes adversos, sem a necessidade de funções de amortecimento complexas. Estudos de validação como os de Bardina, Huang e Coakley (1997) e Galindo et al. (2021) atestam o desempenho superior do modelo SST $k - \omega$ em turbomáquinas, sobretudo em cenários com gradientes adversos de pressão e separação da camada limite. Galindo et al. (2021), ao simular uma turbina radial de dupla entrada com o modelo SST $k - \omega$ em regime transitório (URANS), obtiveram discrepâncias inferiores a 3% na vazão mássica reduzida e inferiores a 1,5 K na temperatura de saída, quando comparados

a dados experimentais, confirmando a confiabilidade e a acurácia do modelo para aplicações em turbocompressores. Em razão disso, o modelo é amplamente recomendado e adotado em simulações de turbomáquinas, conforme evidenciado nos trabalhos de Galindo et al. (2021) e Ketata, Driss e Abid (2020).

As equações de transporte para a energia cinética turbulenta k e para a taxa de dissipação específica ω são apresentadas a seguir.

A equação k no modelo padrão $k - \omega$, com o termo de flutuabilidade desconsiderado, é:

$$\frac{\partial(\rho k)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{k3}} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \beta^* \rho k \omega \quad (3.6)$$

onde o termo de produção é definido como:

$$P_k = \left(2\nu_t s_{ij} s_{ij} - \frac{2}{3} k \frac{\partial v_i}{\partial x_j} \delta_{ij} \right) \quad (3.7)$$

A equação de transporte para a taxa de dissipação específica ω é dada por:

$$\frac{\partial(\rho \omega)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho U_j \omega) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_{\omega 3}} \right) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right] + (1 - F_1) 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} + \alpha_3 \frac{\omega}{k} P_k - \beta_3 \rho \omega^2 \quad (3.8)$$

onde a função de mistura é definida como:

$$F_1 = \tanh(\xi^4) \quad (3.9)$$

com

$$\xi = \min \left[\max \left\{ \frac{\sqrt{k}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right\} \frac{4\rho k}{CD_{k\omega} \sigma_{\omega 2} y^2} \right] \quad (3.10)$$

e

$$CD_{k\omega} = \max \left\{ 2\rho \frac{1}{\sigma_{\omega 2} \omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j}, 1 \cdot 10^{-10} \right\} \quad (3.11)$$

A viscosidade turbulenta é definida como:

$$\nu_t = \frac{a_1 k}{\max(a_1 \omega, SF_2)} \quad (3.12)$$

e

$$F_2 = \tanh(\eta^2) \quad (3.13)$$

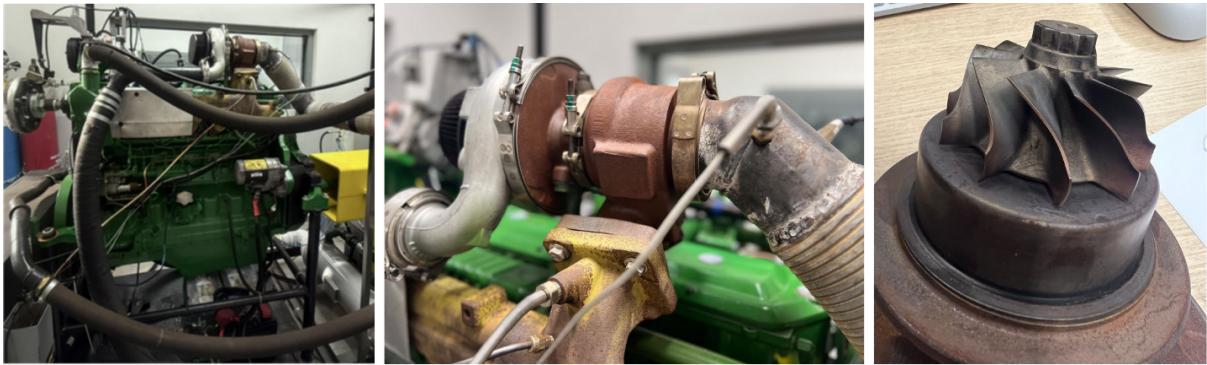
com

$$\eta = \max \left\{ \frac{2k^{1/2}}{\beta^* \omega y}, \frac{500\nu}{y^2 \omega} \right\} \quad (3.14)$$

3.2 Análise Geométrica do Rotor

O presente trabalho tem como base a análise do desempenho aerodinâmico do rotor da turbina radial empregada no turbocompressor de um motor de ignição por compressão John Deere 6068 PowerTech (JOHN DEERE, 2026), conforme ilustrado na Figura 5. O motor está instalado nas dependências do Instituto de Pesquisa em Bioenergia (IPBEN), vinculado à Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (UNESP – Campus Ilha Solteira), e foi ensaiado em bancada por KASHANI, M. G. (2025) em uma faixa de rotações sob carga máxima, permitindo a avaliação das condições operacionais de pressão e temperatura da turbomáquina em estudo. Os dados gerais do motor são apresentados a seguir, na Tabela 1. Dentre os regimes de rotação do motor analisados, esta pesquisa tem como foco a condição operacional de 1800 rpm, cujos parâmetros experimentais para análise da turbina são apresentados na Tabela 2.

Figura 5 – Motor John Deere, Turbocompressor e rotor da Turbina.



Fonte: Kashani (2025)

Tabela 1 – Dados gerais do motor John Deere PowerTech™Plus 6.8L.

Parâmetro	Valor
Fabricante / Modelo	John Deere / PowerTech™Plus 6.8L
Tipo de motor	Diesel, 6 cilindros em linha, 24 válvulas
Cilindrada	6,8 L (415 in ³)
Razão de compressão	17,0:1
Aspiração	Turboalimentado com resfriador ar-ar (<i>Air-to-Air Aftercooler</i>)

Fonte: Kashani (2025)

Tabela 2 – Dados operacionais do Motor e Turbina - IPBEN.

Equipamento	Grandeza	Valor
Motor	Rotação do motor [N_m]	1800 [rpm]
	Rotação [N_t]	120 [krpm]
Turbina	Pressão de entrada [P_e]	330 [kPa]
	Pressão de saída [P_s]	97 [kPa]
	Temperatura de entrada [T_e]	790 [K]
	Vazão mássica na saída [$\dot{m}_s$]	0.8 [kg/s]

Fonte: Kashani (2025)

A investigação tem como foco a modelagem fidedigna da geometria do rotor do turbocompressor. As tubulações a montante e a jusante da turbina, assim como a voluta, não foram consideradas na análise. As principais dimensões do rotor são apresentadas na Tabela 3.

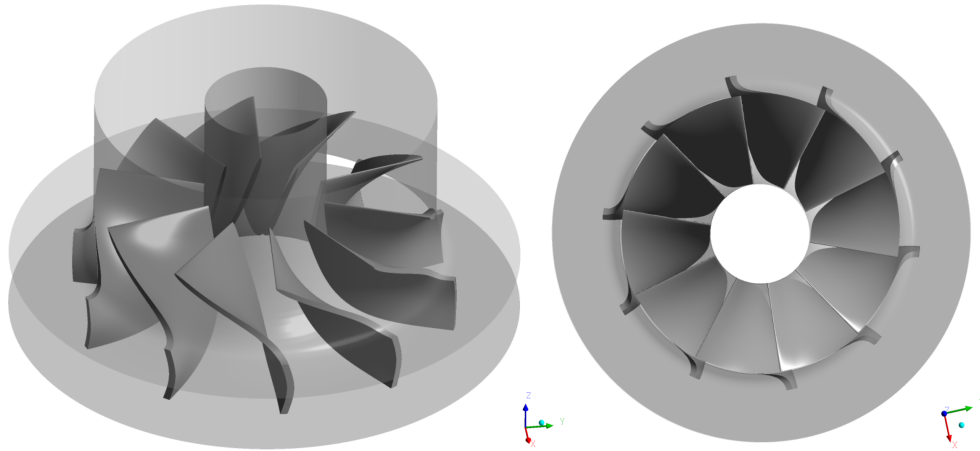
Tabela 3 – Dados geométricos do rotor.

Grandeza	Valor	Unidade
Largura de entrada da pá	10	mm
Largura da saída da pá	18	mm
Diâmetro da entrada da pá	32	mm
Diâmetro da saída da pá	22	mm
Espessura do bordo de ataque (<i>Leading edge</i>)	1.2	mm
Espessura do bordo de fuga (<i>Trailing edge</i>)	0.9	mm
Ângulo de entrada	42	°
Número de pás	10	-

Fonte: Kashani (2025)

Com base nas dimensões apresentadas, a construção da geometria tridimensional do rotor foi realizada no módulo ANSYS BladeGen®, que permite a modelagem por meio da inserção de parâmetros como raios de entrada e saída, comprimento axial, larguras de entrada e saída, espessura e número de pás. Adicionalmente, foi utilizado o módulo *Geometry* para a realização de ajustes na geometria e sua integração ao domínio computacional. A Figura 6 ilustra a geometria gerada, a qual representa as características físicas do rotor analisado.

Figura 6 – Vista tridimensional do rotor da turbina radial obtida via *ANSYS BladeGen*®.



Fonte: Autor

3.3 Geração de Malha e Domínio Computacional

3.3.1 Influência de y^+ no modelo de turbulência $k - \omega$ SST e Setup Ansys

A geração da malha computacional é uma etapa fundamental em simulações de CFD, influenciando diretamente a qualidade dos resultados. Em escoamentos turbulentos, a presença de paredes exige atenção especial, uma vez que as regiões viscosas apresentam elevados gradientes das variáveis de interesse (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Nessa abordagem, destaca-se o parâmetro adimensional y^+ , que define a distância do primeiro nó à parede e constitui um critério fundamental para a qualidade da malha na camada limite, sendo calculado conforme a Equação 3.15.

$$y^+ = \frac{\rho y u_\tau}{\mu} \quad (3.15)$$

sendo y^+ a menor distância normal adimensional da parede até o primeiro nó sobre ela, u_τ a velocidade de atrito e μ a viscosidade dinâmica do fluido.

Ainda, a velocidade de atrito é calculada segundo a equação Equação 3.16.

$$u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (3.16)$$

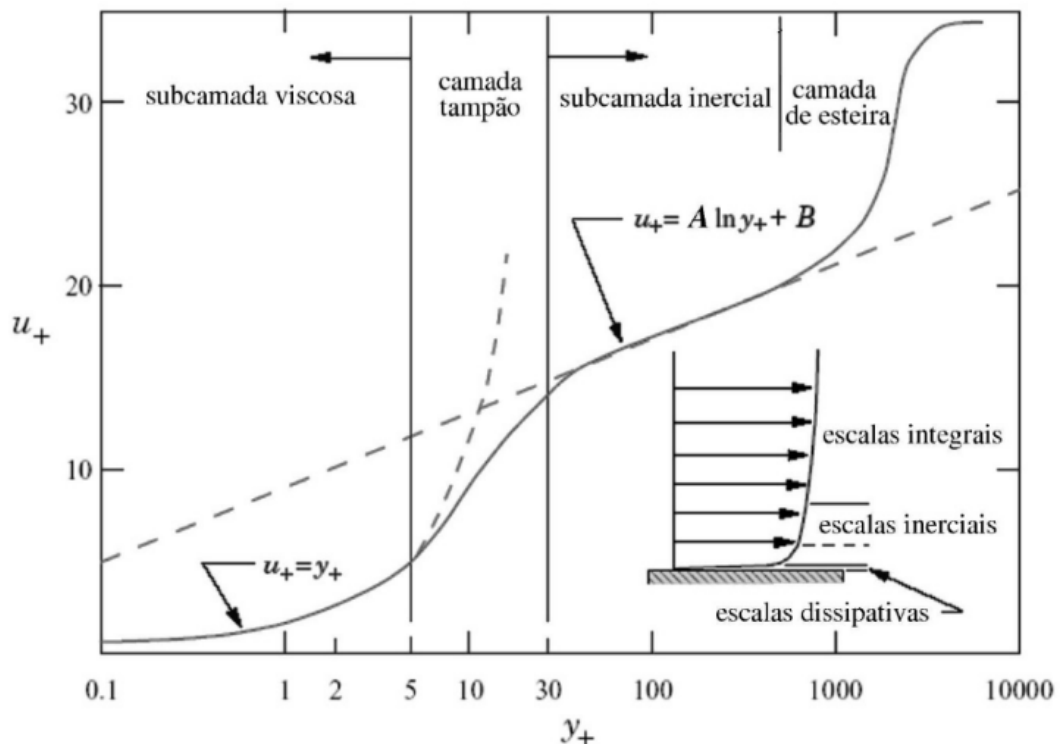
onde τ_w é a tensão cisalhante na parede e ρ a massa específica do fluido.

De modo geral, a grandeza adimensional y^+ permite descrever o perfil de velocidade na região próxima à parede, a qual pode ser dividida em diferentes camadas, conforme

evidenciado por resultados experimentais, como ilustrado na Figura 7. Na figura, a camada interna é dividida em três regiões, sendo elas a subcamada viscosa, na qual o escoamento é dominado pela viscosidade, com influência significativa na equação de quantidade de movimento e comportamento aproximadamente linear, a região de transição, onde os efeitos viscosos e turbulentos se combinam com contribuições equivalentes, e a região logarítmica, caracterizada pelo predomínio da turbulência.

A escolha da faixa operacional de y^+ , que determina em qual região da camada limite o primeiro nó da malha está posicionado, para simulações CFD depende do modelo de turbulência e do tratamento de parede adotado. Versteeg e Malalasekera (2007) explicam que no modelo de transporte de tensão cisalhante (SST) o escoamento pode ser resolvido da camada limite até a parede ou pelo emprego de funções de parede. No primeiro caso, a malha deve ser refinada de modo que o primeiro centroide se localize na subcamada viscosa (com $y^+ \approx 1$). No segundo, quando a malha não é suficientemente refinada para capturar diretamente os fenômenos físicos na região, são aplicadas funções de parede para estimar o comportamento do escoamento na subcamada viscosa e na região de transição.

Figura 7 – Divisões da camada-limite em um escoamento turbulento.



Fonte: (Ansys, Inc., 2025)

Ainda de acordo com Versteeg e Malalasekera (2007), na abordagem de funções de parede, o tratamento numérico da região próxima à parede é governado pela avaliação local baseada no valor de y^+ . Se $y^+ \leq 11,63$, considera-se que o nó está localizado dentro

da subcamada viscosa, onde o perfil de velocidade é linear ($u^+ = y^+$) e a tensão de cisalhamento é calculada diretamente a partir da relação viscosa $\tau_w = \mu u_p / y_p$, em que μ é a viscosidade dinâmica, u_p a velocidade no primeiro ponto da malha e y_p a distância deste ponto à parede. Para valor de $y^+ > 11,63$, o nó da malha está fora da subcamada viscosa, na região logarítmica, e as funções de parede são válidas, utilizando a lei logarítmica para calcular a tensão de cisalhamento. Esse critério numérico posiciona e marca a mudança de regime exatamente no ponto de interseção entre a lei linear e a lei logarítmica da camada limite turbulenta. O valor limite $y^+ = 11,63$ é obtido resolvendo-se a igualdade entre os dois perfis, dado pela Equação 3.17.

$$y^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (3.17)$$

onde κ é constante de *Karman* (0,4187) e E é constante de integração que dependem da rugosidade da parede. Para paredes lisas com esforço constante, $E = 9,793$. (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

O uso de funções de parede padrão apresenta, contudo, limitações associadas à dependência da posição do primeiro ponto da malha e à sensibilidade ao seu refinamento, uma vez que o refinamento nem sempre resulta em maior precisão e pode gerar inconsistências em malhas mais refinadas. Diante dessas limitações, em simulações CFD realizadas com pacotes comerciais, como o ANSYS CFX, foi desenvolvida a formulação conhecida como *Scalable Wall Function*. Essa abordagem impõe um limitador inferior ao parâmetro y^+ , definido por $\tilde{y}^+ = \max(y^+, 11,06)$, sendo 11,06 o valor correspondente à transição entre os perfis linear e logarítmico. Com esse procedimento, evita-se que o valor de y^+ seja inferior a esse limite, garantindo a aplicação consistente da lei logarítmica e posicionando os pontos da malha fora da subcamada viscosa, na região de transição. Dessa forma, são reduzidas as inconsistências associadas ao refinamento excessivo e permite-se o refinamento da malha de forma mais robusta, com menor sensibilidade às condições de escoamento, como o número de Reynolds.

No modelo $k-\omega$ SST, adotado como modelo de turbulência neste trabalho, a metodologia descrita apresenta elevada relevância, uma vez que o modelo combina o comportamento do escoamento nas regiões próximas à parede e na região externa. O modelo é capaz de resolver a subcamada viscosa sem a utilização de funções de parede quando a malha é suficientemente refinada ($y^+ \approx 1$). Por outro lado, para malhas menos refinadas ($y^+ > 11,63$), incorpora automaticamente o tratamento de parede, permitindo sua aplicação em diferentes regiões do escoamento sem prejuízo da consistência dos resultados (MENTER, 1994; ANSYS Inc., 2024; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

3.3.2 Geração de Malhas

A geometria parametrizada é importada para o módulo ANSYS TurboGrid®, dedicado à geração de malhas de alta fidelidade para turbomáquinas e à discretização de domínios periódicos.

Para a análise do escoamento no rotor, o modelo de turbulência $k-\omega$ SST foi adotado e o valor de $y^+ = 10$ foi definido como critério de geração da malha, posicionando os pontos na região de transição entre a subcamada viscosa e a região logarítmica, onde o modelo aplica o tratamento automático de parede.

Adicionalmente, foi considerado um número de Reynolds de $2,5 \times 10^6$ para determinar o espaçamento da primeira célula adjacente à parede, condição que caracteriza um regime plenamente turbulento. Os parâmetros adotados são apresentados na Tabela 4.

Tabela 4 – Configurações da malha no Turbogrid.

Parâmetro	Valor escolhido
<i>Global Size Factor</i>	*1
<i>Boundary Layer Method</i>	<i>First Element Offset</i>
<i>Offset y^+</i>	10
Aplicar a todas as camadas limite	Sim
<i>Cutoff Edge Split Factor (Trailing)</i>	1,0
Razão Máxima de Expansão	1,3
<i>Near Wall Element Size Method</i>	y^+
Reynolds	2.5×10^6
Redução de malha nos vértices das bordas	Ativada em <i>Inlet</i> e <i>Outlet</i>

*valor varia conforme malha no estudo GCI - Seção 3.6.

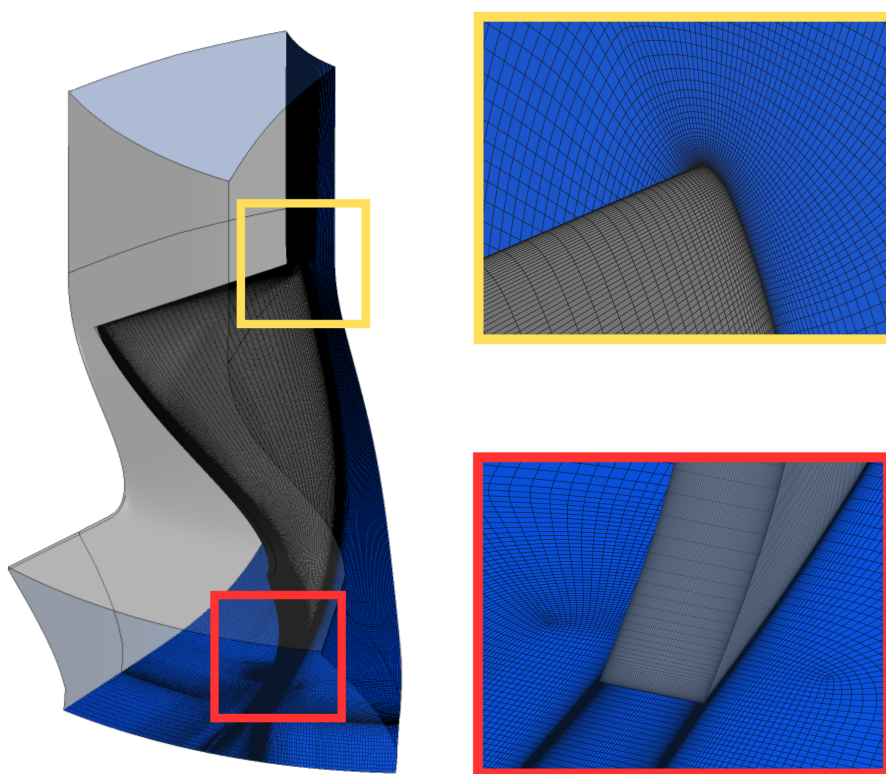
Fonte: Autor

O parâmetro *Global Size Factor* (GSF) define o tamanho global dos elementos da malha. Para a aplicação do estudo de independência de malha neste trabalho, o GSF foi utilizado como parâmetro representativo do tamanho das células. Os dados utilizados e a metodologia adotada são apresentados na Seção 3.6.

As malhas podem ser classificadas como estruturadas ou não estruturadas. No presente trabalho, optou-se pela utilização de malhas estruturadas hexaédricas geradas no ANSYS TurboGrid®, empregando topologia do tipo H-grid nas regiões de entrada e saída do domínio computacional. Essa escolha está associada às características geométricas periódicas do rotor e às recomendações para simulações de turbomáquinas, nas quais malhas estruturadas permitem maior alinhamento dos elementos com a direção predominante do escoamento, reduzindo erros numéricos de discretização e difusão (DENTON, 1993; VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007).

Adicionalmente, malhas hexaédricas estruturadas apresentam maior controle do refinamento próximo às paredes e da resolução da camada limite, aspecto particularmente importante para a adequada aplicação do modelo de turbulência $k-\omega$ SST e para a previsão de fenômenos como separação do escoamento e gradientes adversos de pressão (MENTER, 1994; ANSYS Inc., 2024). Em comparação com malhas não estruturadas tetraédricas, essa abordagem normalmente possibilita maior precisão para uma mesma quantidade de elementos e melhor convergência numérica, embora apresente maior complexidade de geração e menor flexibilidade para geometrias muito complexas (VERSTEEG; MALALASEKERA, 2007; BLAZEK, 2015). A Figura 8 ilustra a malha intermediária adotada nas simulações do presente trabalho.

Figura 8 – Detalhes da malha gerada no ANSYS TurboGrid®.



Fonte: Autor

Ainda, para garantir a estabilidade e a precisão da solução numérica, é necessária a avaliação de parâmetros qualitativos da malha. Conforme indicado por Ansys, Inc. (2025), os principais parâmetros empregados nessa análise são o ângulo de ortogonalidade, o fator de expansão e a razão de aspecto.

O ângulo de ortogonalidade está associado ao alinhamento entre elementos, influenciando os erros de discretização. O fator de expansão avalia a variação de volume entre células consecutivas, afetando a convergência do *solver*. Já a razão de aspecto indica o alongamento dos elementos, sendo que valores elevados podem gerar instabilidades numé-

cas. Os valores recomendados pela literatura e os obtidos neste trabalho são apresentados e comparados na Seção 4.2.

3.4 Configuração da Simulação Numérica

A análise concentrou-se no rotor da turbina, visto que neste componente ocorrem os principais processos de conversão de energia e as perdas aerodinâmicas mais significativas para a eficiência do sistema, sendo sua resposta ao escoamento determinante para o desempenho global da turbina (RAMESH; PRASAD; SRIDHARA, 2018). Com base nessa definição, foi realizada a modelagem numérica do escoamento no domínio rotacional do rotor. As condições de contorno foram impostas no módulo ANSYS CFX-Pre®, responsável pela definição do modelo físico e pela configuração dos parâmetros necessários à resolução das equações governantes no domínio discretizado.

Nos tópicos seguintes, são apresentados as condições de escoamento adotadas, o domínio computacional considerado, as condições de contorno, os esquemas numéricos empregados e as hipóteses simplificadoras utilizadas na modelagem do escoamento turbulento.

3.4.1 Modelo Físico e Parâmetros da Simulação

As principais definições iniciais adotadas para o modelo numérico são apresentadas a seguir:

- **Condição operacional:** rotação do rotor de 120 krpm, correspondente à condição experimental selecionada para validação do modelo numérico;
- **Tipo de escoamento:** tridimensional, uma vez que a geometria do rotor e os fenômenos aerodinâmicos analisados apresentam variações nas três direções espaciais;
- **Compressibilidade:** os efeitos de compressibilidade foram considerados devido às elevadas velocidades do escoamento e às variações de pressão ao longo do rotor, que podem provocar variações na densidade do fluido;
- **Regime de escoamento:** turbulento, conforme indicado pelo número de Reynolds calculado, da ordem de $2,5 \times 10^6$;
- **Regime temporal:** permanente, assumindo que as propriedades médias do escoamento não variam com o tempo para a condição operacional analisada;
- **Fluido de trabalho:** ar, com propriedades avaliadas inicialmente a 790 K;
- **Pressão de referência:** 0 Pa;

- **Modelo de energia:** Energia Total, responsável pela representação do transporte de entalpia, incluindo os efeitos da energia cinética;
- **Modelo de turbulência:** $k-\omega$ SST, selecionado por sua capacidade de representar adequadamente escoamentos com elevados gradientes de velocidade, gradientes adversos de pressão e ocorrência de separação do fluxo.

3.4.2 Domínio Computacional e Condições de Contorno

No domínio de entrada, foram prescritas a pressão total (P_e) e a temperatura total (T_e), considerando o escoamento orientado perpendicularmente à superfície de entrada. Na saída, foi especificada a vazão mássica ($\dot{m}_s$).

Além disso, as paredes sólidas do domínio foram tratadas com a condição de não deslizamento, assumindo superfícies lisas e adiabáticas. A Tabela 5 apresenta os valores adotados e as respectivas condições de contorno aplicadas às diferentes superfícies do domínio computacional.

Tabela 5 – Condições de contorno no domínio computacional.

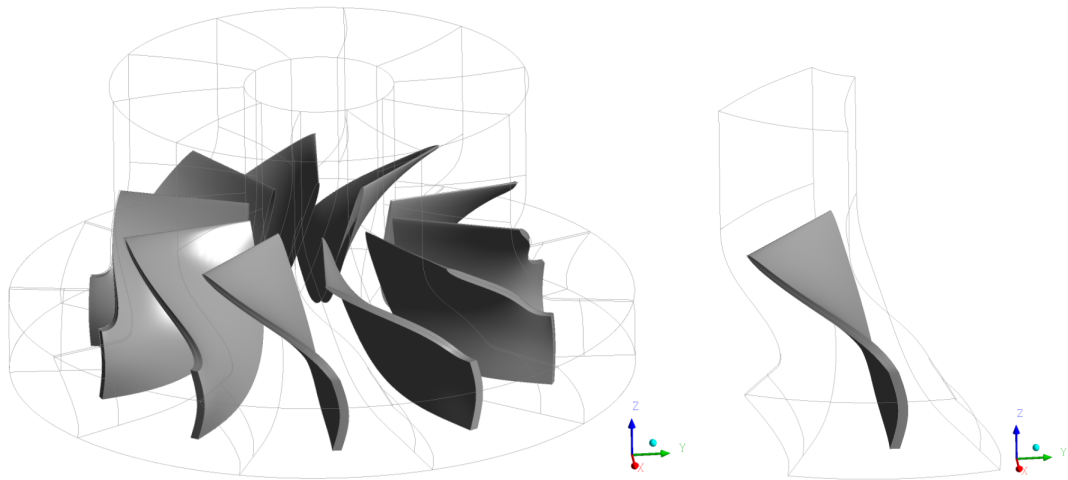
Domínio	Tipo	Configuração
R1 Inlet	Entrada	Temperature Total = 790 [K] Pressão Total = 330 [kPa] Movimento do domínio = Estacionário
R1 Outlet	Saída	Vazão Mássica = 0.8 [$kg.s^{-1}$] (Valor total para o rotor) Movimento do domínio = Estacionário
R1 Blade	Paredes	Influência no escoamento
R1 Hub		= condição de não deslizamento/parede lisa
R1 Shroud		Transferência de Calor = Adiabáticas
-	Periódico	Fluxo Conservativo.

Fonte: Autor

É válido destacar ainda que, devido à característica periódica e à simetria geométrica do rotor, os cálculos foram realizados para apenas uma seção do domínio. Essa estratégia utiliza a extrapolação da solução obtida para essa única seção às demais regiões simétricas do domínio periódico, permitindo reduzir o tempo de simulação e o custo computacional, sem comprometer a precisão dos resultados.

A Figura 9 ilustra a geometria da turbina, com destaque para o domínio computacional periódico adotado. O domínio foi considerado em um referencial rotacional, no qual as propriedades do escoamento foram calculadas pelo *solver* considerando o movimento do rotor (ANSYS Inc., 2024).

Figura 9 – Forma tridimensional do rotor da turbina radial + domínio computacional periódico.



Fonte: Autor

3.4.3 Configurações do Solver

Adotou-se o esquema de advecção Upwind de primeira ordem para a discretização dos termos convectivos nas equações de momento (Navier-Stokes) e de turbulência ($k-\omega$ SST). A adoção desse esquema decorre de sua estabilidade numérica, especialmente em escoamentos com fortes gradientes, como aqueles encontrados em turbomáquinas. Estudos como o de Silva (2012) demonstram que, embora esquemas de ordem superior ofereçam maior precisão, o esquema de primeira ordem é amplamente empregado para garantir a convergência inicial da solução, sendo comum sua substituição posterior por métodos de maior ordem.

Após a definição das condições de contorno, foram estabelecidos os critérios de convergência da simulação de modo a garantir a estabilidade e a precisão dos resultados. Para o presente estudo, foi definido um número máximo de 1000 iterações, configurando o encerramento da simulação ao atingir esse limite, mesmo que os critérios de convergência estabelecidos não fossem completamente satisfeitos.

Adicionalmente, foi adotado um critério de convergência de 10^{-4} para o erro residual (RMS – *Root Mean Square*), valor amplamente utilizado em aplicações de engenharia e estudos acadêmicos (ANSYS Inc., 2024). Esse critério foi considerado adequado para caracterizar a convergência da solução. Os dados correspondentes são apresentados na Tabela 6.

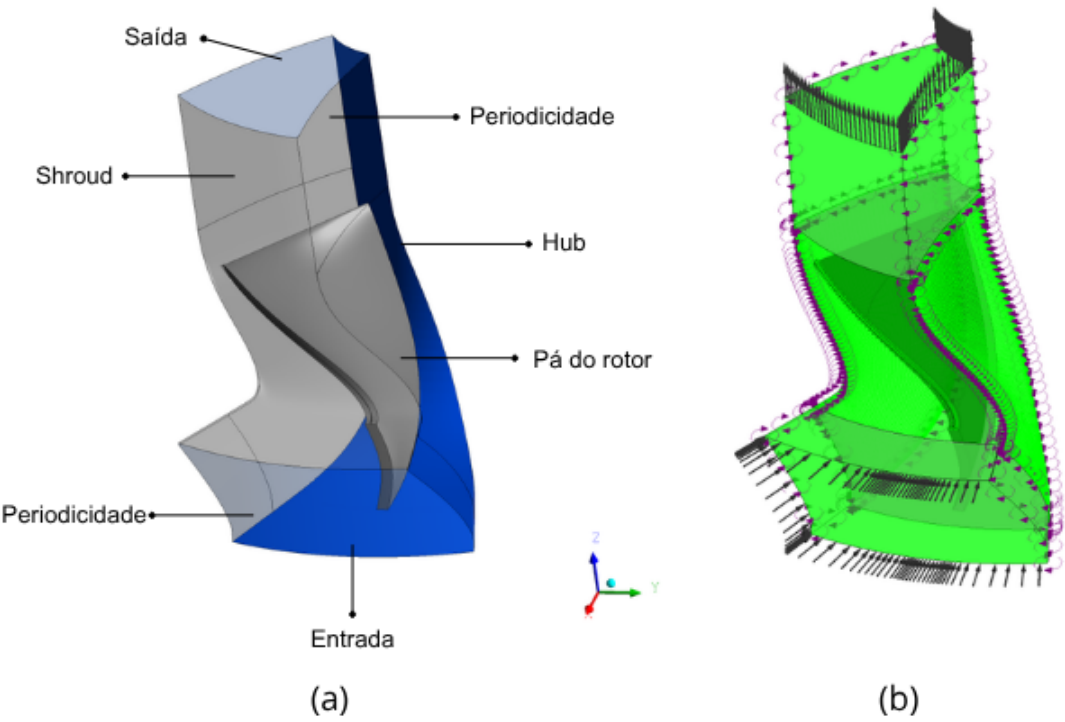
Tabela 6 – Detalhes do solver.

Parâmetro	Configuração
Esquema de advecção	<i>Upwind (First Order)</i>
Critério de convergência	RMS, 10^{-4}
Escala de tempo física	0,00005 s
Número de iterações	mín.: 1, máx.: 1000

Fonte: Autor

Após o ajuste dos parâmetros, é possível obter uma representação preliminar do domínio e das condições de contorno aplicadas. A Figura 10 ilustra as superfícies do domínio periódico (a), bem como as condições de contorno aplicadas (b).

Figura 10 – Superfícies do domínio computacional (a) e condições de contorno aplicadas (b).



Fonte: Autor

3.5 Configuração de Hardware

As simulações foram executadas em um computador com as seguintes especificações:

- **Sistema Operacional:** Windows 11 Pro 64-bit;
- **Memória RAM:** 128 GB, 3200 MT/s;
- **Processador:** Intel Core i9-14900F (32 núcleos lógicos, 2,0 GHz);
- **Placa de vídeo:** NVIDIA GeForce RTX 4060 (8 GB);
- **Armazenamento:** HDD 3,64 TB + SSD 931 GB.

3.6 Grid Convergence Index (GCI)

O estudo de independência de malha é fundamental para avaliar a confiabilidade da modelagem numérica, visando garantir a precisão dos resultados obtidos. Para esse propósito, a metodologia do *Grid Convergence Index* (GCI), proposta por Celik et al. (2008), é amplamente utilizada. Essa abordagem consiste na geração de três malhas com níveis progressivos de refinamento, seguida da análise da variação dos parâmetros de interesse entre essas configurações. Por meio desse procedimento, busca-se quantificar a incerteza numérica associada aos parâmetros avaliados em função do refinamento da malha. O cálculo do índice é realizado conforme os procedimentos descritos a seguir, considerando uma modelagem tridimensional.

Inicialmente é definido o tamanho representativo da célula (h), como apresentado na Equação 3.18 para cálculos tridimensionais.

$$h = \left[\frac{1}{N} \left(\sum_{i=1}^N \Delta V_i \right) \right]^{1/3} \quad (3.18)$$

onde N é o número total de elementos na malha e ΔV_i é o volume o i -ésimo elemento do volume.

É selecionado um conjunto de três malhas com diferentes níveis de discretização, de modo que o fator de refinamento (r), definido na equação Equação 3.19, atenda ao critério $r > 1.3$, conforme recomendado por Celik et al. (2008). Esse limite foi estabelecido com base em estudos empíricos e na prática industrial.

$$r = \frac{h_{\text{grosseira}}}{h_{\text{refinada}}} > 1,3 \quad (3.19)$$

As simulações são executadas com as três malhas de modo a determinar os valores de variáveis chave (ϕ) para o estudo. Neste trabalho, são analisados os dados obtidos de eficiência isentrópica, razão de expansão e torque.

Como forma de convenção para identificação das malhas, adota-se: 1 – malha refinada; 2 – malha intermediária; e 3 – malha grosseira. O fator de refinamento (r) entre a malha grosseira e a intermediária é definido pela Equação 3.20, enquanto o fator entre a malha intermediária e a refinada é determinado pela Equação 3.21.

$$r_{\text{grosseira,intermediária}} = \frac{h_{\text{grosseira}}}{h_{\text{intermediária}}} \rightarrow r_{32} = \frac{h_3}{h_2} \quad (3.20)$$

$$r_{\text{intermediária,refinada}} = \frac{h_{\text{intermediária}}}{h_{\text{refinada}}} \rightarrow r_{21} = \frac{h_2}{h_1} \quad (3.21)$$

Após a obtenção dos dados, calcula-se a ordem aparente de convergência (p). Inicialmente é levado em consideração o fator de sinal (s), conforme Equação 3.22.

$$s = \text{sgn} \left(\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} \right) \quad (3.22)$$

onde $\varepsilon_{32} = \phi_3 - \phi_2$ e $\varepsilon_{21} = \phi_2 - \phi_1$ são as diferenças das soluções entre as malhas e ϕ_k indica a solução da variável de interesse para k – ésima malha.

É possível notar que a função $\text{sgn}(x)$ retorna -1 para $\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} < 0$, 1 para $\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} > 0$ e 0 para $\frac{\varepsilon_{32}}{\varepsilon_{21}} = 0$. Este último representa um caso raro, geralmente indicativo de inconsistências na simulação. O parâmetro s assume apenas os valores -1 ou $+1$, sendo utilizado para indicar o comportamento da sequência de simulações: convergência monotônica ($s = +1$) ou oscilatória ($s = -1$).

Com o valor de s definido, calcula-se então o termo $q(p)$, segundo a Equação 3.23, responsável por corrigir o cálculo da ordem p quando as razões de refino não são constantes ($r_{21} \neq r_{32}$).

$$q(p) = \ln \left(\frac{r_{21}^p - s}{r_{32}^p - s} \right) \quad (3.23)$$

Note que, caso as malhas sejam refinadas com a mesma razão ($r_{21} = r_{32}$), logo $q(p) = \ln(1) = 0$. Caso contrário, $q(p)$ depende do sinal de p e de s .

Por fim, com o valor de $q(p)$, calcula-se a ordem aparente (p) conforme apresentado na Equação 3.24

$$p = \frac{1}{\ln(r_{21})} |\ln(e_{32}/e_{21})| + q(p) \quad (3.24)$$

O primeiro termo corresponde a uma estimativa inicial da ordem. Em seguida, é adicionada a correção q_p , que também depende de p , caracterizando uma equação de

ponto fixo e indicando a necessidade de resolução por meio de um processo iterativo. O procedimento iterativo consiste em adotar inicialmente uma estimativa para p , por exemplo, $p = 1$ ou $p = 2$, e, em seguida, atualizar esse valor sucessivamente até que a diferença entre duas iterações consecutivas seja suficientemente pequena, indicando a convergência do processo.

Posteriormente são definidos os valores extrapolados (ϕ_{ext}^{21} e ϕ_{ext}^{32}) para as malhas adotadas, por meio das equações 3.25 e 3.26.

$$\phi_{ext}^{21} = \frac{(r_{21}^p \phi_1 - \phi_2)}{(r_{21}^p - 1)} \quad (3.25)$$

$$\phi_{ext}^{32} = \frac{(r_{32}^p \phi_1 - \phi_2)}{(r_{32}^p - 1)} \quad (3.26)$$

A extrapolação, também denominada extrapolação de Richardson (RICHARDSON, 1910), tem como objetivo estimar o valor assintótico da grandeza de interesse ϕ em uma malha hipotética com incerteza de discretização nula, ou seja, correspondente a um número infinito de pontos ou a um tamanho de célula tendendo a zero, sem a necessidade de refinamento indefinido da malha.

São definidos os erros relativos aproximados (e_a) e os erros relativos extrapolados (e_{ext}), respectivamente, conforme as equações 3.27, 3.28, 3.29 e 3.30.

$$e_a^{21} = \left| \frac{\phi_1 - \phi_2}{\phi_1} \right| \quad (3.27)$$

$$e_a^{32} = \left| \frac{\phi_2 - \phi_3}{\phi_2} \right| \quad (3.28)$$

$$e_{ext}^{21} = \left| \frac{\phi_{ext}^{21} - \phi_1}{\phi_{ext}^{12}} \right| \quad (3.29)$$

$$e_{ext}^{32} = \left| \frac{\phi_{ext}^{32} - \phi_2}{\phi_{ext}^{32}} \right| \quad (3.30)$$

É possível, então, calcular o Índice de Convergência de Malha (GCI) para as configurações analisadas, de modo a expressar a incerteza numérica associada à discretização, conforme apresentado nas equações 3.31a e 3.31b.

$$GCI_{I_{21}} = \frac{1,25e_a^{21}}{r_{21}^p - 1} \quad (3.31a)$$

$$GCI_{I_{32}} = \frac{1,25e_a^{32}}{r_{32}^p - 1} \quad (3.31b)$$

Quando o GCI entre as malhas refinada e média apresenta valores no intervalo de 5% a 10%, a malha média é considerada suficientemente precisa para estudos paramétricos, evitando custos computacionais desnecessários. Entretanto, caso os resultados obtidos com

o par de malhas mais refinado não sejam satisfatórios, torna-se necessário gerar novas malhas com maior nível de refinamento e repetir os cálculos descritos anteriormente.

Por fim, é realizado o cálculo do regime assintótico (r_A), que indica a qualidade da estimativa de incerteza obtida pelo método GCI e avalia o benefício do refinamento em termos de custo computacional. Seu valor é determinado conforme a Equação 3.32.

$$r_A = r^p \cdot \frac{GCI_{21}}{GCI_{32}} \quad (3.32)$$

onde r é o fator de refinamento da malha e p é a ordem aparente de convergência.

Valores de r_A próximos de 1 indicam que o refinamento adicional da malha não trará ganhos significativos de precisão, apenas aumentará o custo computacional. Por outro lado, um r_A distante de 1 sugere que as malhas utilizadas ainda não estão na região assintótica, sendo recomendado refinar as três malhas e recalcular o GCI até que $r_A \approx 1$, garantindo assim uma incerteza numérica confiável.

Para a aplicação do método GCI no presente trabalho, foram geradas três malhas computacionais para a geometria do rotor, mantendo constantes as condições de contorno e os parâmetros de simulação. O parâmetro GSF foi o único parâmetro alterado entre as malhas, sendo utilizado como medida representativa do tamanho característico dos elementos e, conseqüentemente, do nível de refinamento da malha. As principais características dessas malhas são apresentadas na Tabela 7.

Tabela 7 – Características das malhas numéricas geradas.

Malha	Elementos	Fator de refinamento	Volume [$\times 10^{-5} m^3$]	GSF
Grosseira [3]	$1,595 \times 10^6$	-	1,08236	1,8
Média [2]	$3,582 \times 10^6$	1,31	1,08247	2,6
Refinada [1]	$8,389 \times 10^6$	1,33	1,08251	3,6

Fonte: Autor

Adicionalmente, a Tabela 8 apresenta os tempos de convergência registrados para cada malha nas simulações conduzidas com as configurações do modelo numérico adotado.

Tabela 8 – Tempo de simulação para malhas geradas.

Malha	Tempo de convergência
Grosseira	15 min
Intermediária	34 min
Refinada	1h 30min

Fonte: Autor

Pela análise dos tempos de convergência, nota-se que o incremento na densidade da malha eleva diretamente o esforço computacional, refletindo-se no crescimento dos tempos de processamento. A configuração empregada mostrou-se adequada para viabilizar todas as simulações, sem comprometer a qualidade da discretização adotada.

3.7 Validação Experimental

Para a validação do modelo numérico, a razão de expansão da turbina foi calculada a partir dos valores de pressão obtidos na simulação e comparada com a razão de expansão determinada a partir de medições experimentais de bancada realizadas no IPBEN e disponibilizadas por KASHANI, M. G. (2025).

Os valores de pressão experimentais utilizados e a respectiva razão de expansão são apresentados na Tabela 9, enquanto os resultados da comparação com o modelo numérico são discutidos na Seção 4.3.

Tabela 9 – Dados experimentais de pressão utilizados para validação do modelo.

Parâmetro	Valor
Pressão Entrada (P_e)	330 [kPa]
Pressão Saída (P_s)	97 [kPa]
Razão de Expansão	3,40

Fonte: Adaptado de Kashani (2025)

4 Resultados e Discussão

Nesta seção, são apresentados e discutidos os resultados das simulações numéricas. Inicialmente, é realizada a análise da independência de malha por meio da aplicação do método GCI. Para essa avaliação, foram utilizadas três malhas com aproximadamente $1,595 \times 10^6$, $3,582 \times 10^6$ e $8,389 \times 10^6$ elementos, denominadas grosseira, intermediária e refinada, às quais foram atribuídos, por convenção, os índices 3, 2 e 1, respectivamente. Esta etapa tem como objetivo avaliar a influência do refinamento da malha sobre a eficiência isentrópica, a razão de expansão e o torque da turbina

Após a definição da malha mais adequada para a simulação, são avaliados os principais indicadores de qualidade. Em seguida, os resultados numéricos são validados por meio da comparação da razão de expansão, determinada a partir das pressões de entrada e saída da turbina, com os dados experimentais obtidos em bancada de testes do IPBEN. Por fim, é realizada a análise fenomenológica do escoamento com base nos campos de velocidade, pressão e número de Mach. Nessa etapa, são discutidos os efeitos da geometria do rotor sobre as características do escoamento, buscando identificar possíveis oportunidades de otimização do componente analisado.

4.1 Estudo de Independência de Malha (GCI)

Após a realização das simulações numéricas com as três malhas avaliadas, foram obtidos os valores de eficiência isentrópica, razão de expansão e torque, bem como os índices de convergência de malha, apresentados na Tabela 10. A Tabela 11 apresenta os resultados da verificação do regime assintótico do método GCI.

Tabela 10 – Resultados Método GCI.

Malha	Número de elementos	Fator de refinamento	Eficiência Isentrópica [%]	Razão de Expansão	Torque [N.m]
Grosseira [3]	$1,595 \times 10^6$	-	67,73	3,47	1,27
Intermediária [2]	$3,582 \times 10^6$	1,31	67,42	3,29	0,88
Refinada [1]	$8,389 \times 10^6$	1,33	67,38	3,23	0,78
GCI_{32} [%]	-	-	0,08	3,46	19,3
GCI_{21} [%]	-	-	0,01	1,11	5,03

Fonte: Autor

A análise dos resultados obtidos indica que a eficiência isentrópica apresenta incerteza numérica praticamente nula (0,01%) entre as malhas intermediária e refinada, valor significativamente inferior ao limite de 1% recomendado para estudos detalhados. Entre as malhas grosseira e intermediária, a incerteza é de 0,08%, permanecendo igualmente dentro de uma faixa considerada aceitável.

Para a razão de expansão, observa-se uma incerteza de 1,11% entre as malhas intermediária e refinada, valor inserido na faixa de 1–5%, usualmente considerada adequada para aplicações de engenharia. Entre as malhas grosseira e intermediária, a incerteza é superior, atingindo 3,46%, mas permanecendo dentro desse mesmo intervalo.

No caso do torque, a incerteza entre as malhas intermediária e refinada é de 5,03%, valor ligeiramente superior ao limite de 5% usualmente adotado para estudos detalhados, mas ainda compatível com a faixa recomendada para estudos de caráter paramétrico (5–10%). Em contrapartida, a incerteza entre as malhas grosseira e intermediária atinge 19,3%, indicando elevada sensibilidade desse parâmetro ao refinamento da malha e, consequentemente, menor consistência dos resultados obtidos nessa faixa de discretização.

Dessa forma, a comparação entre as malhas média e refinada demonstra que todos os parâmetros avaliados apresentam baixos níveis de incerteza numérica, em conformidade com as recomendações da literatura. Esses resultados atestam a confiabilidade da malha refinada para a representação do escoamento no objeto de estudo.

Tabela 11 – Resultados de regime assintótico - GCI.

Parâmetro	Regime assintótico	Razão de convergência	Condição de convergência
Eficiência Isentrópica	0,999	0,13	Monotônica
Razão de Expansão	0,981	0,34	Monotônica
Torque	0,883	0,26	Monotônica

Fonte: Autor

Também, foram obtidos valores próximos da unidade para o parâmetro de verificação do regime assintótico, o que indica que a solução numérica se encontra na região assintótica de convergência para os parâmetros de interesse. Esse resultado reforça a adequação da aplicação do método GCI e sugere que refinamentos adicionais de malha tenderiam a resultar em ganhos de precisão pouco significativos frente ao aumento do custo computacional.

A condição de convergência monotônica, observada para todos os parâmetros avaliados, indica que os valores das grandezas variam de forma consistente com o refinamento da malha, sem a ocorrência de oscilações. Essa condição é desejável, pois assegura um comportamento previsível do erro de discretização e aumenta a confiabilidade das estimativas de incerteza fornecidas pelo método GCI.

Desse modo, conclui-se que a malha refinada, com $8,389 \times 10^6$ elementos, é adequada para a obtenção de resultados independentes da malha para as grandezas de interesse deste trabalho, fornecendo uma representação confiável do escoamento no rotor do turbocompressor nas condições simuladas. Os resultados obtidos para essa malha são apresentados na Tabela 12.

Tabela 12 – Resultados obtidos - Malha refinada.

Parâmetro	Valor
Elementos	$8,389 \times 10^6$
η [%]	67,38
Razão de Expansão	3,23
Torque [N · m]	0,78

Fonte: Autor

4.2 Qualidade de Malha

Após a definição da malha refinada a ser utilizada nas análises subsequentes, foram avaliados os principais parâmetros qualitativos de malha, incluindo o ângulo de ortogonalidade, o fator de expansão e a razão de aspecto. Os valores de referência da literatura e os resultados obtidos são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 – Resultados de qualidade de malha - Malha refinada.

Domínio	Âng. Orto.	Fator Exp.			Razão Asp.		
	Mínimo [grau]	Máximo			Máximo		
R1	31,6	6			205		
	%! %ok %OK	%! %ok %OK			%! %ok %OK		
R1 (% células)	0 2 98	0 <1 100			0 0 100		
Valor de Referência	>20	<20			<100 ^a		

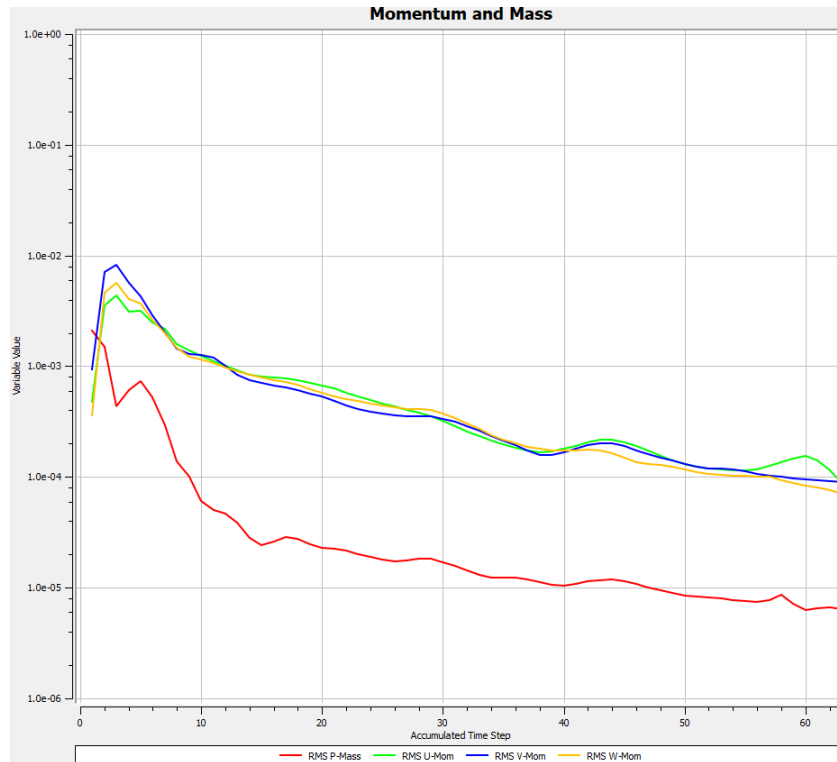
^a A faixa aceitável para medição é inferior a 1000 se a medição for realizada com dupla precisão.

Fonte: Autor

A partir dos dados fornecidos pelo *solver* do *software* utilizado, verificou-se que a malha atende aos critérios de qualidade estabelecidos. O menor ângulo de ortogonalidade encontrado foi de 31,6°, com 98% dos elementos classificados como excelentes e 2% como aceitáveis. O fator de expansão máximo foi de 6, com 100% dos elementos classificados como excelentes. Já a razão de aspecto máxima observada foi de 205, valor aceitável para precisão dupla, também com 100% dos elementos classificados como excelentes.

Portanto, conclui-se que a malha é adequada para a simulação, não apresentando elementos que comprometam a precisão numérica da solução. A Figura 11 ilustra o comportamento de convergência da solução para a malha analisada, por meio dos resíduos associados às equações de conservação de massa e quantidade de movimento.

Figura 11 – Convergência dos resíduos - Malha refinada.



Fonte: Autor

Pela análise do comportamento dos resíduos, observa-se que a convergência foi alcançada conforme o critério adotado, indicando a estabilidade da solução numérica e a adequada conservação das equações de massa e movimento. Esse resultado reforça a consistência da configuração numérica adotada.

4.3 Validação do Modelo Numérico

Para a validação do modelo numérico desenvolvido neste trabalho, foram utilizados como referência os valores de pressão de entrada e saída medidos experimentalmente por KASHANI, M. G. (2025) para a condição de operação do rotor da turbina a 120 krpm. A partir desses dados, foi calculada a razão de expansão experimental, utilizada como base para comparação com o valor obtido na simulação realizada com a malha refinada. A Tabela 14 apresenta os valores das pressões de entrada e saída, as razões de expansão experimental e numérica, bem como o erro relativo entre elas. Por convenção, os valores experimentais são indicados com o símbolo de asterisco (*).

Tabela 14 – Resultados de validação numérica.

Condição	Parâmetro	Valor
Experimental	Entrada (P_e)	330 [kPa]
	Saída (P_s)	97 [kPa]
	Razão (P_e/P_s)	3,40
Numérica	Entrada (P_e^*)	330 [kPa]
	Saída (P_s^*)	102 [kPa]
	Razão (P_e^*/P_s^*)	3,23
-	Erro entre razões [%]	5,10

Fonte: Autor

Observa-se uma boa aproximação entre o valor da simulação e o experimental, com erro relativo de 5,10% para a razão de expansão. Esse nível de concordância indica que a discretização empregada na malha refinada e as condições de contorno adotadas foram capazes de representar adequadamente o comportamento do escoamento no rotor para a condição analisada. As diferenças observadas podem ser atribuídas a incertezas experimentais e às simplificações geométricas empregadas no modelo..

Diante da complexidade do problema e da concordância satisfatória entre os resultados numérico e experimental, o modelo pode ser considerado validado para a condição analisada e adequado para sua aplicação em estudos futuros.

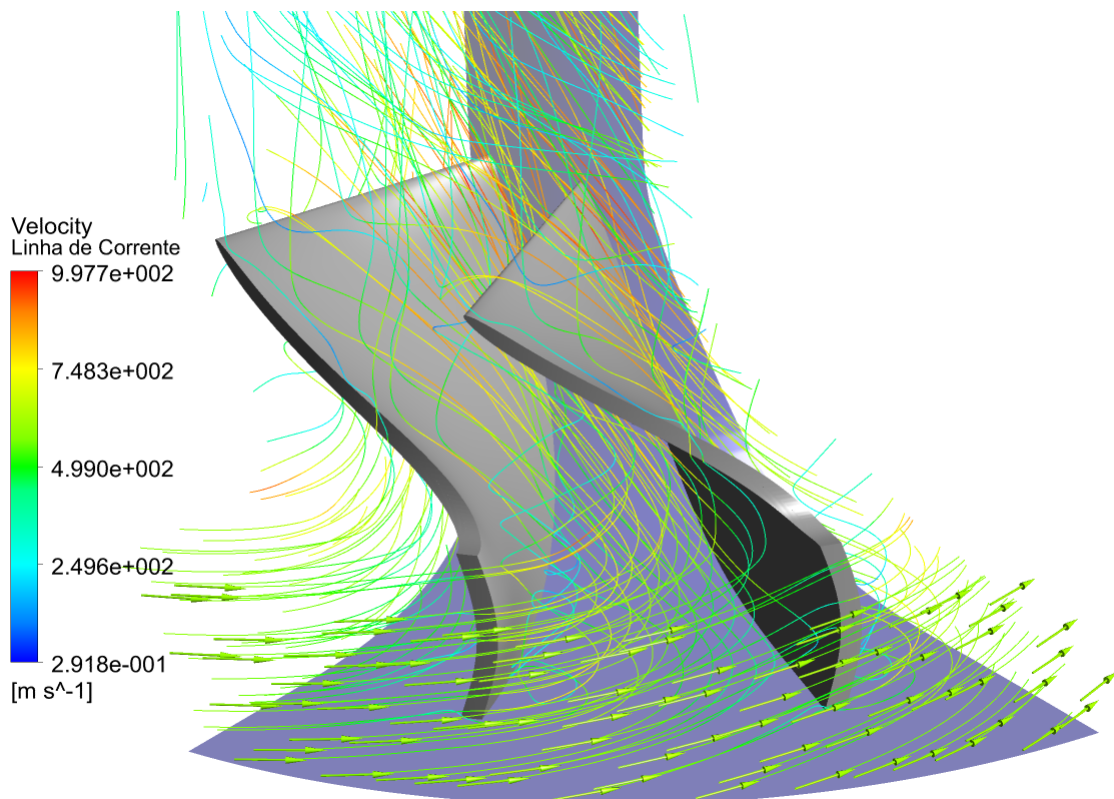
4.4 Avaliação do escoamento em 3D

4.4.1 Características gerais do escoamento

A análise tridimensional do escoamento no rotor permite visualizar o desenvolvimento do fluxo e sua interação com as superfícies das pás. Inicialmente, são apresentadas as linhas de corrente (Figura 12), por meio das quais é possível compreender a trajetória do fluido ao longo do canal entre as pás. Em seguida, são apresentados os campos de velocidade (Figura 13), número de Mach (Figura 14) e pressão (Figura 15), com o objetivo de fornecer uma visão geral do comportamento do escoamento no domínio.

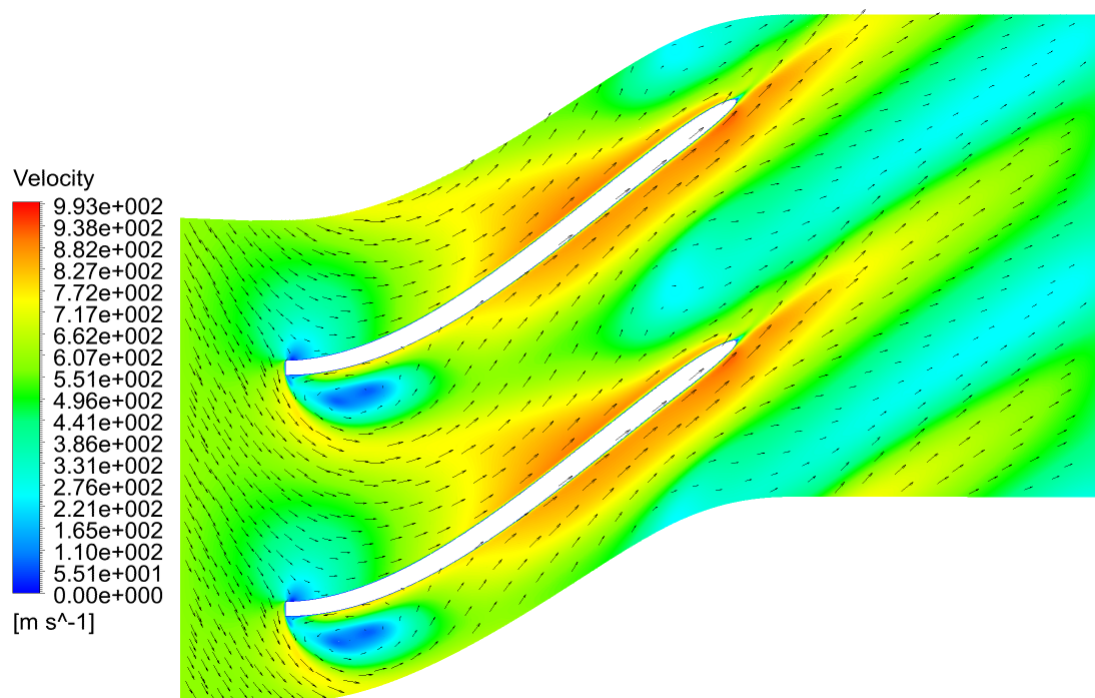
De forma global, observa-se a distribuição das regiões de aceleração e variação de pressão ao longo do canal, evidenciando a influência da geometria do rotor sobre o escoamento. Nas subseções seguintes, são analisados e discutidos de forma detalhada os efeitos específicos observados nas principais regiões do rotor, incluindo a face de pressão, a face de sucção e a região da folga na ponta da pá (*tip leakage*). Essa análise permite identificar os principais mecanismos responsáveis pelo comportamento do escoamento e seus impactos no desempenho aerodinâmico da turbina.

Figura 12 – Linhas de corrente de velocidade em vista 3D do rotor.



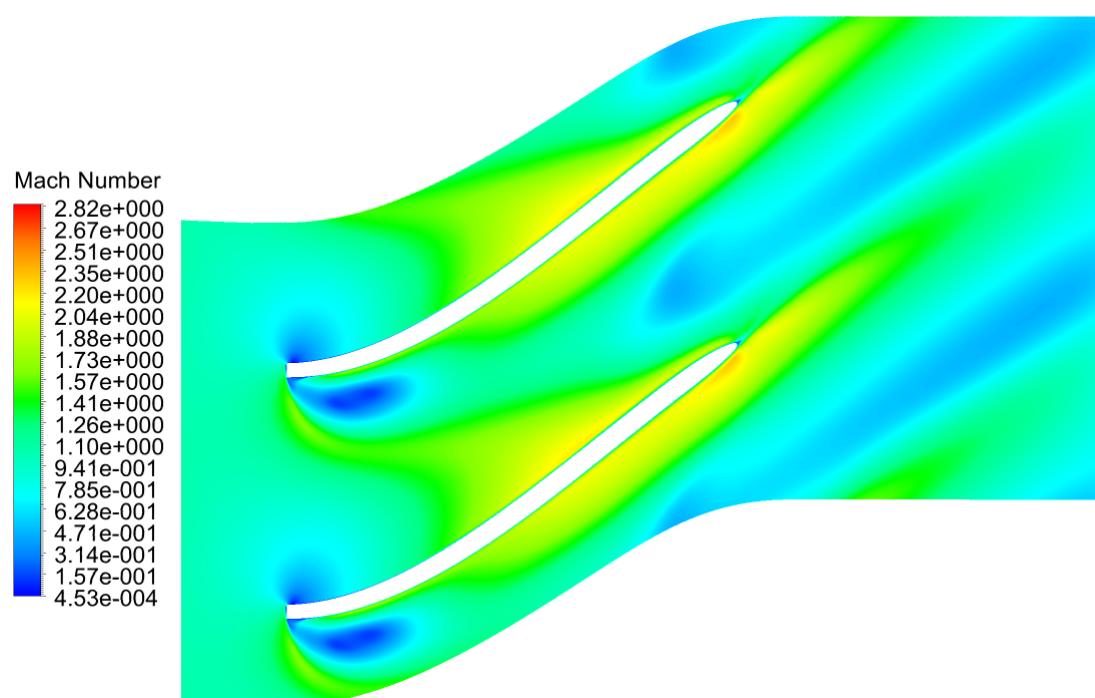
Fonte: Autor

Figura 13 – Visualização em escala da velocidade e vetores.



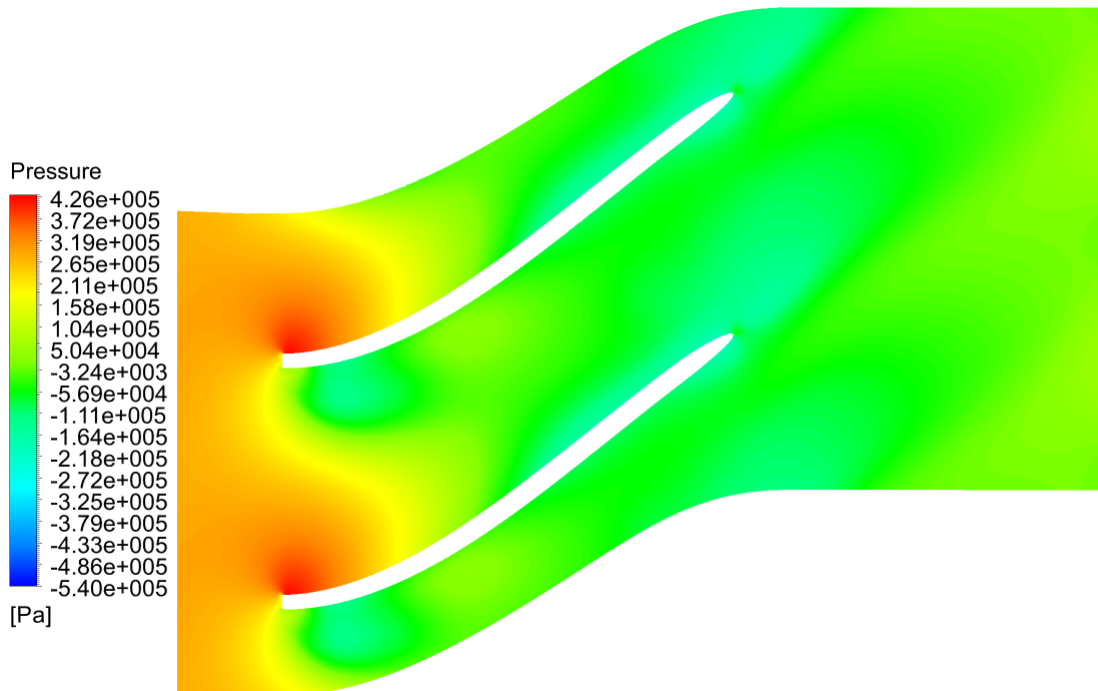
Fonte: Autor

Figura 14 – Visualização em escala do número de Mach.



Fonte: Autor

Figura 15 – Visualização em escala da Pressão.



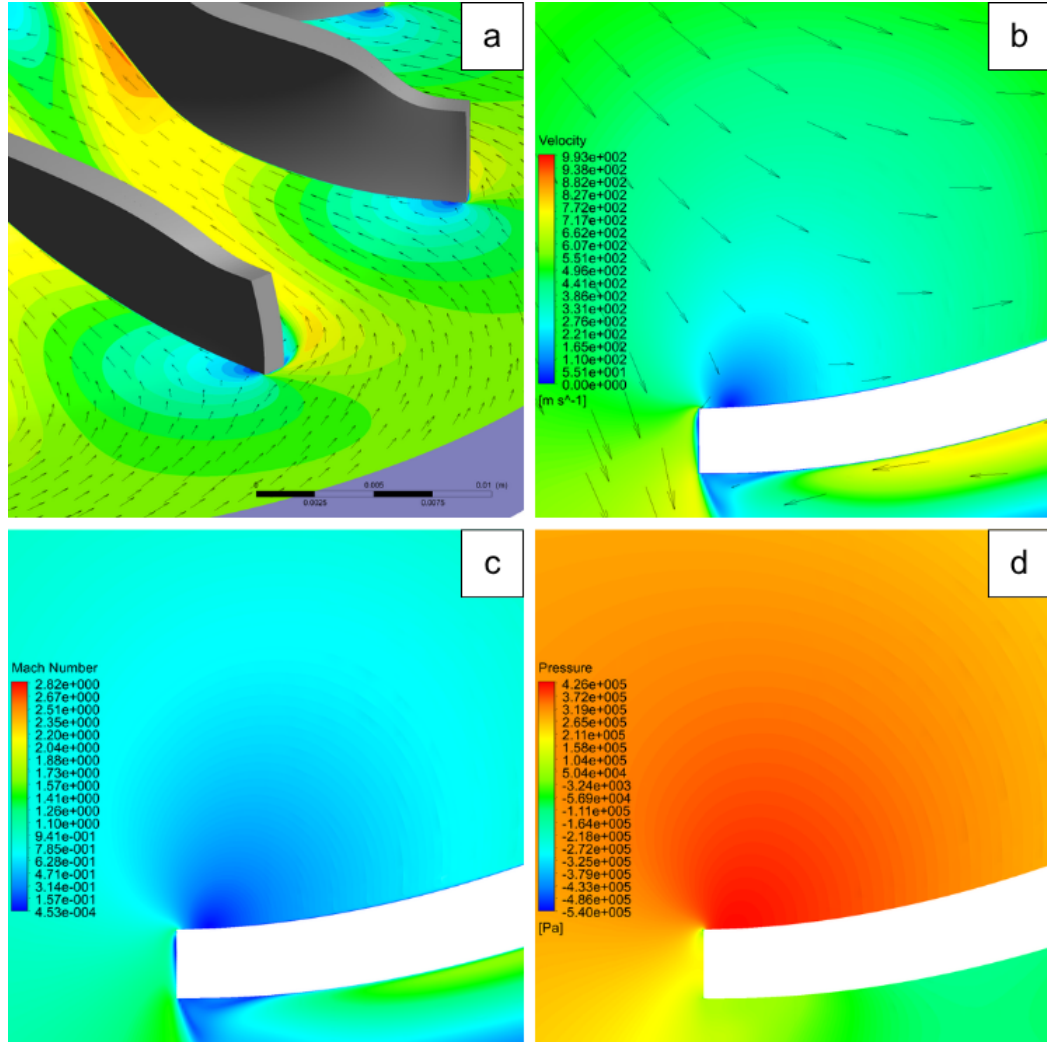
Fonte: Autor

4.4.2 Escoamento na face de pressão

A análise local do escoamento na face de pressão é realizada a partir de um recorte ampliado dos campos previamente apresentados, permitindo uma avaliação mais detalhada dos fenômenos observados no domínio global. Conforme ilustrado na Figura 16, nota-se que, na região do bordo de ataque, o escoamento incide diretamente sobre a face de pressão da pá, resultando em uma desaceleração abrupta do fluido, acompanhada por um aumento significativo da pressão estática.

Esse comportamento caracteriza a formação de uma região de estagnação, evidenciada pelos baixos valores de velocidade e elevados níveis de pressão observados nos campos apresentados. Adicionalmente, é verificada a presença de uma pequena zona de recirculação nas proximidades dessa região, associada ao desalinhamento entre o escoamento incidente e o ângulo geométrico da pá.

Figura 16 – Análise local do escoamento na região do bordo de ataque (face de pressão): (a) visualização do escoamento no canal, (b) campo de velocidade, (c) número de Mach e (d) pressão estática.



Fonte: Autor

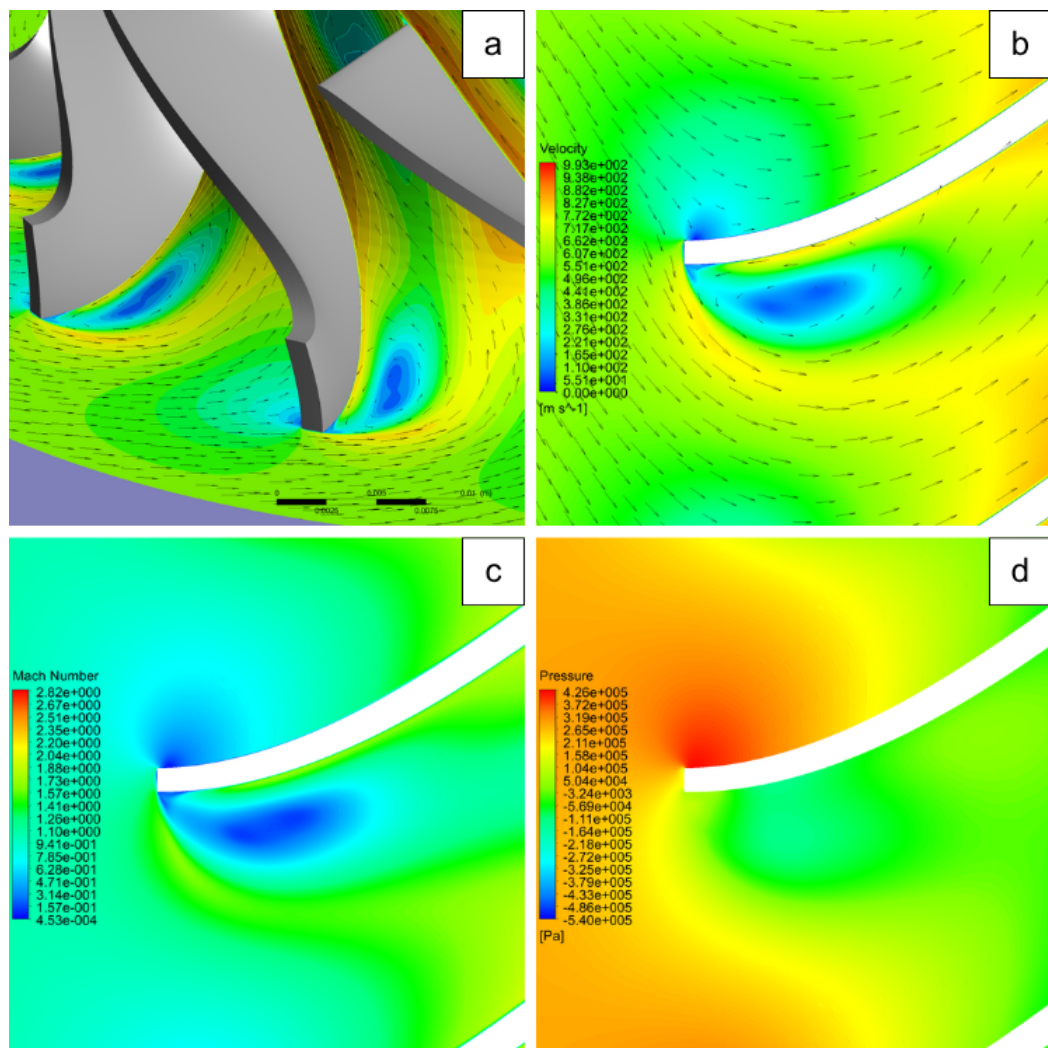
Apesar do efeito inicial, o formato côncavo da face de pressão atua como um guia do escoamento, promovendo sua estabilização e redirecionamento ao longo do canal entre as pás. Como consequência, o fluxo volta a se desenvolver de forma aderida após a região de impacto.

Na porção superior da face de pressão próxima ao *shroud*, é observada uma aceleração do escoamento induzida pela combinação entre a geometria do canal e a velocidade tangencial do rotor. Esse efeito resulta em um aumento local da magnitude da velocidade e do número de Mach, evidenciando a intensificação do escoamento na região e seu redirecionamento em direção à face de sucção da pá adjacente.

4.4.3 Escoamento na face de sucção

Por outro lado, na porção inferior da face de sucção, adjacente ao *hub*, o escoamento interage de forma crítica com a curvatura local do perfil da pá, conforme ilustrado na Figura 17a. Observa-se, no início dessa região, uma área de menor pressão estática, resultante da aceleração do fluido ao contornar a curvatura do bordo de ataque.

Figura 17 – Análise local do escoamento na face de sucção na região de separação: (a) visualização do escoamento, (b) campo de velocidade, (c) número de Mach e (d) pressão estática.



Fonte: Autor

Após a aceleração, o fluido torna-se incapaz de continuar acompanhando o contorno da pá devido à mudança de direção imposta pela geometria local. Como consequência da inércia do escoamento, a camada limite sofre um descolamento prematuro após a região de maior curvatura, gerando uma esteira de baixa velocidade e induzindo a formação de uma segunda zona de recirculação, conforme ilustrado na Figura 17b.

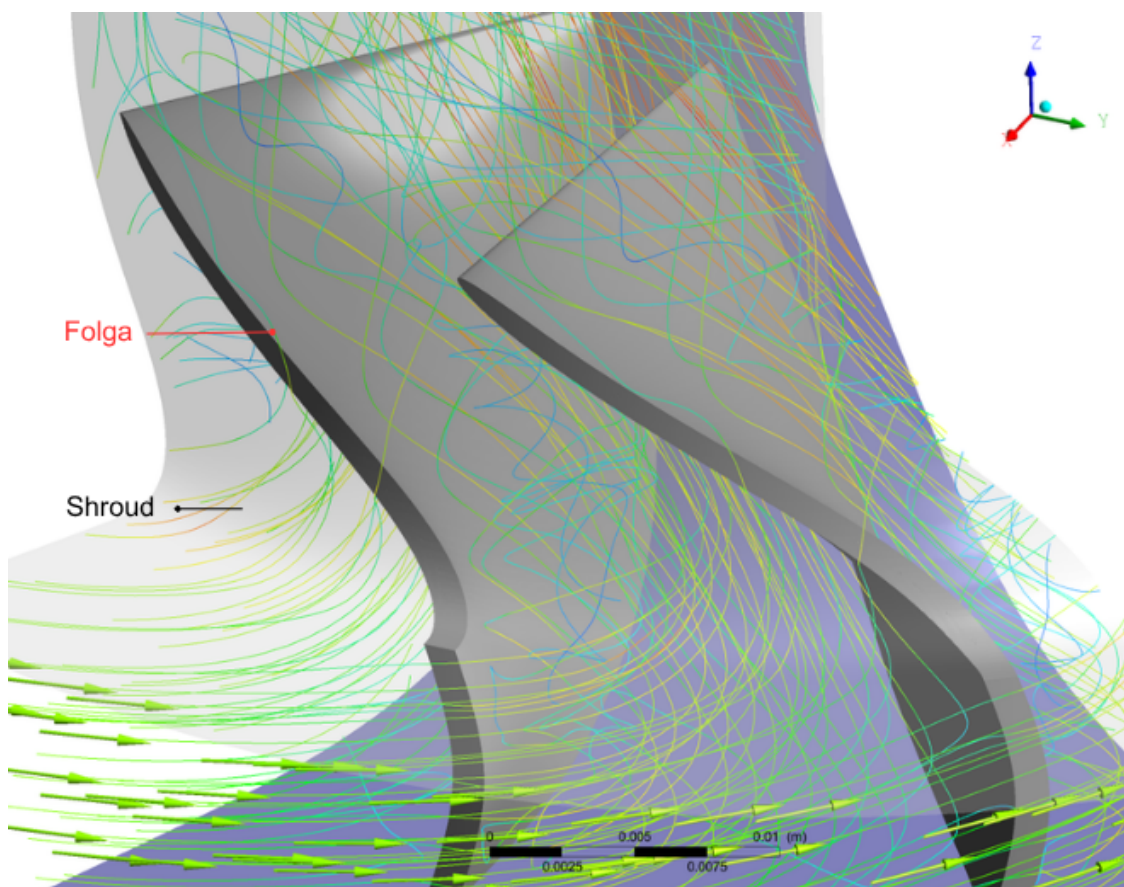
Ao transpor a região de separação, o fluido passa a interagir com regiões adjacentes de maior pressão, influenciadas pelo escoamento proveniente da face de sucção da pá vizinha. Esse efeito promove uma expansão local do escoamento, associada a um gradiente favorável de pressão, contribuindo para a reestabilização do fluxo. A jusante, observa-se uma aceleração do fluido, evidenciada pelo aumento da velocidade e do número de Mach nessa região.

Em todo o canal, em direção ao bordo de fuga, a pressão estática decresce, caracterizando o processo global de expansão do escoamento e a conversão de entalpia em trabalho mecânico no eixo.

4.4.4 Efeito da folga (*Tip Leakage*)

Adicionalmente, foi observado que o gradiente de pressão entre as faces de pressão e sucção da pá dá origem a um fluxo de vazamento na ponta (*tip leakage*), provocado pela folga radial existente entre a pá e o *shroud*. Esse escoamento secundário é evidenciado pelas linhas de corrente na região próxima à extremidade da pá, conforme ilustrado na Figura 18.

Figura 18 – Linhas de corrente no vazamento da folga.



Fonte: Autor

Nesse processo, a diferença de pressão impulsiona uma parcela do fluido através da folga, do lado de alta pressão (face de pressão) para o lado de baixa pressão (face de sucção), sem que essa parcela contribua efetivamente para a realização de trabalho útil no rotor.

Ao emergir na face de sucção, o fluxo de vazamento interage com o escoamento principal, promovendo a formação de vórtices que intensificam a turbulência local e aumentam a dissipação de energia. Como consequência, ocorre uma redução da eficiência aerodinâmica do rotor. Sua mitigação representa, portanto, uma oportunidade para o aumento da eficiência do componente.

4.5 Considerações Finais

Em contraste com os resultados obtidos pelo método GCI, a análise fenomenológica do escoamento tridimensional permite compreender as razões para a maior incerteza numérica associada ao torque ($GCI_{21} = 5,03\%$), quando comparado à eficiência isentrópica ($0,01\%$) e à razão de expansão ($1,11\%$). Enquanto essas últimas são grandezas escalares obtidas a partir de médias globais de pressão e temperatura nas fronteiras do domínio, o torque é uma grandeza integral calculada pela soma das forças de pressão e de cisalhamento viscoso sobre toda a superfície tridimensional das pás do rotor. Consequentemente, é diretamente afetado por efeitos locais de pequena escala, como a separação da camada limite na face de sucção, os gradientes adversos de pressão e vórtices associados ao escoamento na região da folga radial.

A elevada incerteza de $19,30\%$ entre as malhas grosseira e intermediária, que cai para $5,03\%$ entre a intermediária e a refinada, evidencia que a malha grosseira era insuficiente para resolver adequadamente a subcamada viscosa e a região da folga, áreas caracterizadas por elevados gradientes de velocidade e pressão que influenciam diretamente a geração de torque. Por outro lado, a malha intermediária já captura adequadamente os principais mecanismos do escoamento, conforme indicado pelo regime assintótico ($r_c = 0,883$), enquanto a malha refinada foi empregada para aumentar a robustez e a confiabilidade da solução numérica, garantindo que os fenômenos de pequena escala fossem devidamente resolvidos para a predição do torque.

De forma geral, os resultados obtidos demonstram que o modelo numérico desenvolvido foi capaz de representar adequadamente os principais mecanismos aerodinâmicos presentes no rotor da turbina radial, fornecendo uma interpretação consistente não apenas dos parâmetros globais de desempenho, mas também dos fenômenos locais responsáveis pelas perdas observadas no escoamento.

5 Conclusão

O presente trabalho desenvolveu e validou um modelo numérico tridimensional baseado em CFD para a análise aerodinâmica do rotor da turbina radial do turbocompressor utilizado no motor John Deere 6068 PowerTech, utilizando dados experimentais do IPBEN/UNESP como referência. A metodologia empregada incluiu a modelagem geométrica do rotor no ANSYS BladeGen®, a geração de malhas estruturadas hexaédricas no módulo ANSYS TurboGrid® com refino da camada limite, a adoção do modelo de turbulência $k-\omega$ SST e a aplicação do método GCI para verificação de independência de malha, métodos que demonstraram adequação e robustez para representar o escoamento turbulento, compressível e em regime permanente na turbina. Como contribuição principal, o trabalho estabelece uma base metodológica validada que pode servir como fundamento para a geração de mapas de desempenho específicos da turbina.

Os resultados obtidos demonstram que a malha refinada, com $8,389 \times 10^6$ elementos, é suficiente para garantir a confiabilidade numérica. As incertezas GCI foram inferiores ou próximas de 5% para a eficiência isentrópica (0,01%), razão de expansão (1,11%) e torque (5,03%), confirmando a convergência assintótica dos parâmetros de interesse. A validação com dados de razão de expansão revelou erro relativo de apenas 5,10%, atestando a capacidade preditiva do modelo para a condição operacional de 120 krpm.

A análise fenomenológica do escoamento tridimensional permitiu identificar mecanismos de perda típicos em turbinas radiais. Entre os principais fenômenos observados destacam-se a recirculação na região do bordo de ataque, associada ao desalinhamento do ângulo de incidência, os gradientes adversos de pressão na face de sucção, que favorecem o descolamento da camada limite, e as perdas por vazamento na folga entre a ponta da pá e o *shroud*. Esses efeitos indicam que o controle geométrico das pás e o gerenciamento da folga radial são fatores cruciais para a melhoria da eficiência.

Entre as limitações do estudo, destacam-se a simplificação da geometria (ausência da voluta e das tubulações de admissão e escape), a consideração de regime permanente e a adoção de paredes lisas e adiabáticas, que podem subestimar perdas reais. Além disso, a análise considerou apenas um único ponto operacional (120 krpm), não abrangendo toda a faixa de operação do turbocompressor.

Para trabalhos futuros, é recomendada a expansão da faixa operacional, simulando múltiplas rotações e razões de expansão para construir mapas de desempenho completos. Adicionalmente, a otimização paramétrica pode ser empregada para ajustar o ângulo de ataque, a curvatura do extradorso e a folga radial, visando maximizar a eficiência. A inclusão da voluta e de análises em regime transiente também é recomendada para melhor representar o escoamento real. Por fim, uma análise detalhada das perdas pode ser realizada para quantificar e localizar fontes de irreversibilidade.

Referências

- ADANTA, D. et al. Application of the grid convergency index method and courant number analysis for propeller turbine simulation. **Journal of Advanced Research in Fluid Mechanics and Thermal Sciences**, v. 96, n. 2, p. 33–41, 2022. Citado na página 24.
- AL-HIRAKY, M.; BASNET, S. Axial vs. radial: A comparative review of automotive turbochargers. In: **2025 57th North American Power Symposium (NAPS)**. [S.l.: s.n.], 2025. p. 1–5. Citado na página 18.
- ALIABADI, A. A. **Turbulence: A Fundamental Approach for Scientists and Engineers**. Cham, Switzerland: Springer, 2022. ISBN 978-3-030-95411-6. Citado na página 27.
- ANSYS Inc. **ANSYS CFX-Solver Theory Guide**. 2024 r2. ed. [S.l.], 2024. Capítulo sobre *Automatic Near-Wall Treatment for Omega-Based Models*. Citado 5 vezes nas páginas 30, 36, 38, 40 e 42.
- Ansys, Inc. **Ansys CFX-Solver Modeling Guide**. Canonsburg, PA, 2025. Release 2025 R1. Disponível em: <<https://ansyshelp.ansys.com/>>. Citado 2 vezes nas páginas 35 e 38.
- BAINES, N. C. **Fundamentals of Turbocharging**. [S.l.]: Concepts NREC, 2005. ISBN 0-933283-14-8. Citado na página 19.
- BARDINA, J. E.; HUANG, P. G.; COAKLEY, T. J. **Turbulence modeling validation, testing, and development**. Moffett Field, CA, USA, 1997. Citado na página 30.
- BHARATHAN, R. D. et al. Effect of hub clearance on performance of radial turbine. In: SIVARAMAKRISHNA, G.; KUMAR, S. K.; RAGHUNANDAN, B. N. (Ed.). **Proceedings of the National Aerospace Propulsion Conference**. Singapore: Springer, 2023. (Lecture Notes in Mechanical Engineering). ISBN 978-981-19-2377-7. Citado na página 19.
- BLAZEK, J. **Computational Fluid Dynamics: Principles and Applications**. 3. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2015. Citado na página 38.
- CARVALHO, D. S. d.; TOMITA, J. T. 3d turbulent flow analysis in a turbocharger radial turbine operating at design-point. In: ABCM. **Proceedings of the 22nd International Congress of Mechanical Engineering (COBEM 2013)**. Ribeirão Preto, SP, Brazil, 2013. Citado na página 22.
- CELIK, I. B. et al. Procedure for estimation and reporting of uncertainty due to discretization in CFD applications. **Journal of Fluids Engineering**, ASME, v. 130, n. 7, p. 078001, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.2960953>>. Citado 2 vezes nas páginas 26 e 43.
- DENTON, J. D. Loss mechanisms in turbomachines. **Journal of Turbomachinery**, v. 115, n. 4, p. 621–656, 1993. Citado na página 37.

DIXON, S. L.; HALL, C. A. **Fluid Mechanics and Thermodynamics of Turbomachinery**. 7. ed. [S.l.]: Butterworth-Heinemann, 2014. ISBN 978-0-12-415954-9. Citado 3 vezes nas páginas 14, 18 e 28.

FAWAZ, M. A. et al. Simulation based design tool for radial turbine rotors. **Journal of Engineering and Applied Science**, v. 73, n. 52, feb 2026. Disponível em: <<https://doi.org/10.1186/s44147-026-00908-9>>. Citado 2 vezes nas páginas 21 e 23.

FENELEY, A.; PESIRIDIS, A.; ANDWARI, A. M. Variable geometry turbocharger technologies for exhaust energy recovery and boosting – a review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 71, p. 959–975, 2017. Citado 2 vezes nas páginas 14 e 18.

FERZIGER, J. H.; PERIĆ, M. **Computational Methods for Fluid Dynamics**. 3. ed. [S.l.]: Springer, 2002. ISBN 978-3-540-42074-3. Citado na página 28.

GALINDO, J. et al. Using a CFD analysis of the flow capacity in a twin-entry turbine to develop a simplified physics-based model. **Aerospace Science and Technology**, Elsevier Masson SAS, v. 112, p. 106623, 2021. ISSN 1270-9638. Citado 2 vezes nas páginas 30 e 31.

HANJALIĆ, K.; LAUNDER, B. **Modelling Turbulence in Engineering and the Environment: Rational Alternative Routes to Closure**. 2nd. ed. [S.l.]: Cambridge University Press, 2022. ISBN 978-1-108-83506-0. Citado na página 27.

HEIDARY, A. R.; NEJAT, A.; ALAVIYOUN, S. Cfd study of the impacts of a turbocharger's various wastegate and bypass configurations on the efficiency and the flow field of its radial turbine. **Journal of Applied Fluid Mechanics**, v. 16, n. 6, p. 1145–1159, 2023. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 25.

HEYWOOD, J. B. **Internal Combustion Engine Fundamentals**. 2. ed. [S.l.]: McGraw-Hill, 2018. Citado na página 14.

JAPIKSE, D. **Turbomachinery Performance Modeling**. [S.l.], 2009. Citado na página 20.

JENA, S. K. **Turbulence and Transport Phenomena: Modelling Techniques in Computational Fluid Dynamics**. [S.l.]: Wiley, 2025. ISBN 978-1-394-36123-6. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 28.

JOHN DEERE. **6068HF485 | 6.8L Industrial Diesel Engine | John Deere US**. 2026. John Deere. Disponível em: <<https://www.deere.com/en/industrial-engines/tier-3-stage-iii-a/powertech-plus-6-8l/>>. Citado na página 32.

KASHANI, M. G. **SISTEMA DE INJEÇÃO INDEPENDENTE DE ETANOL EM MOTORES DE IGNIÇÃO POR COMPRESSÃO: AVALIAÇÃO DE DESEMPENHO E DE EMISSÕES**. [Ilha Solteira]: [s.n.], 2025. Relatório de Exame de Qualificação de Doutorado. Orientador: Prof. Dr. Leandro Oliveira Salviano. Citado 3 vezes nas páginas 32, 47 e 52.

KETATA, A.; DRISS, Z.; ABID, M. S. Impact of the blade number on performance, loss and flow characteristics of one mixed flow turbine. **Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering**, 2020. Citado 4 vezes nas páginas 20, 21, 22 e 31.

- KUNDU, P. K.; COHEN, I. M.; DOWLING, D. R. **Fluid Mechanics**. 6. ed. [S.l.]: Academic Press, 2016. ISBN 978-0-12-405935-1. Citado na página 28.
- LI, M. et al. An optimization of a turbocharger blade based on fluid–structure interaction. **Processes**, v. 10, n. 8, p. 1569, 2022. Citado na página 21.
- LIU, Z.; COPELAND, C. Optimization of a radial turbine for pulsating flows. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 142, n. 5, 2020. Citado na página 21.
- LUCZYNSKI, P. et al. Integrated design optimisation and engine matching of a turbocharger radial turbine. In: **Proceedings of the ASME Turbo Expo**. London, UK: [s.n.], 2020. Paper accepted for presentation. Citado na página 23.
- MALISKA, C. R. **Fundamentals of Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Cham, Switzerland: Springer, 2022. v. 135. (Fluid Mechanics and its Applications, v. 135). ISBN 978-3-030-98239-3. Citado na página 27.
- MENTER, F. R. Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 8, p. 1598–1605, 1994. Citado 2 vezes nas páginas 36 e 38.
- MILLER, J. **Turbo: Real World High-Performance Turbocharger Systems**. CarTech, 2008. (S-A design). ISBN 9781932494297. Disponível em: <<https://books.google.com.br/books?id=hhiVyuHS76UC>>. Citado na página 16.
- MOSCA, R.; MIHAESCU, M. Assessment of the unsteady performance of a turbocharger radial turbine under pulsating flow conditions: Parametric study and modeling. **Energy Conversion and Management: X**, 2022. Citado 2 vezes nas páginas 23 e 28.
- PESIRIDIS, A.; MARTINEZ-BOTAS, R. Active control turbocharger for automotive application: An experimental evaluation. In: **Proceedings of the 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging**. London, UK: [s.n.], 2006. p. 1–10. Paper presented at the 8th International Conference on Turbochargers and Turbocharging. Citado na página 18.
- RAMESH, K.; PRASAD, B.; SRIDHARA, K. A comparative study of the performance of the mixed flow and radial flow variable geometry turbines for an automotive turbocharger. **Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part C: Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 0, n. 0, p. 1–17, 2018. Citado na página 39.
- RAO, H. S.; RAVITEJA, S.; KUMAR, G. Computational analysis of unsteady flow in turbine part of turbocharger. In: **Anais do evento (não especificado no arquivo)**. [S.l.: s.n.], 2016. Citado 2 vezes nas páginas 20 e 22.
- RICHARDSON, L. F. The approximate arithmetical solution by finite differences of physical problems involving differential equations, with an application to the stresses in a masonry dam. **Philosophical Transactions of the Royal Society of London. Series A, Containing Papers of a Mathematical or Physical Character**, The Royal Society London, v. 210, p. 307–357, 1910. Citado na página 45.
- ROCLAWSKI, H.; GUGAU, M.; BÖHLE, M. Cfd analysis of a radial turbine during load step operation of an automotive turbocharger. In: **Proceedings of the 16th**

International Symposium on Transport Phenomena and Dynamics of Rotating Machinery (ISROMAC 2016). Honolulu, Hawaii, USA: [s.n.], 2016. Disponível em HAL: hal-01884258. Citado na página 22.

SCHOBEIRI, M. T. **Turbomachinery Flow Physics and Dynamic Performance**. 2nd. ed. Berlin, Heidelberg: Springer, 2012. ISBN 978-3-642-24674-6. Citado na página 27.

SILVA, D. T. d. **Comparação de Métodos de Discretização Espacial Utilizados no Cálculo de Escoamento em Turbomáquinas com Diferentes Modelos de Turbulência**. Dissertação (Dissertação (Mestrado em Engenharia Aeronáutica e Mecânica)) — Instituto Tecnológico de Aeronáutica, São José dos Campos, 2012. Citado na página 41.

SILVA, L. S. et al. Numerical analysis of effects of engine downsizing and turbocharging on the parameters of performance and emissions of internal combustion engine. **Arabian Journal for Science and Engineering**, Springer, v. 48, n. 3, p. 2795–2805, 2023. Citado 2 vezes nas páginas 14 e 18.

TAMAKI, H.; OUCHIDA, S.; UNNO, M. Experimental fluid dynamics applications in radial turbomachines: Inlet recirculation in centrifugal compressor, rotating stall and flow in vaneless diffuser, and improvement in accuracy of cfd for predicting flow fields in a radial turbine rotor. **Journal of Physics: Conference Series**, v. 1909, p. 012089, 2021. Citado 2 vezes nas páginas 22 e 25.

UnderhoodService - Standard. **A Closer Look: Turbocharger Operation and Installation**. 2023. UnderhoodService - Standard. Acesso em: 18 de julho de 2025. Disponível em: <<https://www.underhoodservice.com/a-closer-look-turbocharger-operation-and-installation/>>. Citado na página 17.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. 2. ed. [S.l.]: Pearson Education, 2007. ISBN 978-0-13-127498-3. Citado 7 vezes nas páginas 28, 30, 34, 35, 36, 37 e 38.

VOGT, C. F. et al. Multi-objective numerical optimization of radial turbines. **Journal of Turbomachinery**, 2023. Citado na página 21.

XU, J.; CHANG, M.; BAI, J. **CFD-Compatible RANS/LES Modeling of Transitional and Separated Flows**. Singapore: Springer, 2026. ISBN 978-981-96-6885-4. Citado 2 vezes nas páginas 27 e 28.

YANG, B.; NEWTON, P.; MARTINEZ-BOTAS, R. Understanding of secondary flows and losses in radial and mixed flow turbines. **Journal of Turbomachinery**, v. 142, n. 8, p. 081006, 2020. Citado na página 27.

YANG, H. et al. Design of a radial turbine for wastegated turbocharger. **International Journal of Fluid Mechanics & Thermal Sciences**, v. 6, n. 1, p. 19–26, 2020. Special Issue: Fluid Mechanics & Thermal Sciences in Turbomachines. Citado na página 23.

YERSHOV, S. V.; YAKOVLEV, V. A. The influence of mesh resolution on 3d rans flow simulations in turbomachinery flow parts. **Journal of Mechanical Engineering**, v. 24, n. 1, p. 13–27, 2021. Citado na página 24.

ZHANG, J.; ZANGENEH, M. Multidisciplinary and multi-point optimisation of radial and mixed-inflow turbines for turbochargers using 3d inverse design method. In: **14th International Conference on Turbochargers and Turbocharging**. [S.l.]: CRC Press, 2020. p. 263–277. Citado na página 21.