

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA - UNESP

Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira - FEIS

RONNY MARTINS DE BRITO

**Análise Paramétrica do Adimensional y^+ na Malha Computacional de Compressor
Centrífugo de CO_2**

Ilha Solteira

2025

Ronny Martins de Brito

**Análise Paramétrica do Adimensional y^+ na Malha Computacional de Compressor
Centrífugo de CO_2**

Trabalho de Conclusão de Curso, apresentada à
Universidade Estadual Paulista (UNESP), Facul-
dade de Engenharia de Ilha Solteira - FEIS , Ilha
Solteira, para obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Elóy Esteves Gasparin

Ilha Solteira
2025

FICHA CATALOGRÁFICA

Desenvolvido pelo Serviço Técnico de Biblioteca e Documentação

- B862a Brito, Ronny Martins de.
Análise paramétrica do adimensional Y+ na malha computacional de compressor centrífugo de CO₂ / Ronny Martins de Brito. -- Ilha Solteira: [s.n.], 2025
50 f. : il.
- Trabalho de conclusão de curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Universidade Estadual Paulista (UNESP), Faculdade de Engenharia, Ilha Solteira, 2025
- Orientador: Elóy Esteves Gasparin
- Inclui bibliografia
1. Escoamento turbulento. 2. Análise CFD. 3. Número Adimensional Y+. 4. Compressores centrífugos. 5. CO₂ supercrítico.

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: Análise Paramétrica do Adimensional y+ na Malha Computacional de
Compressor Centrífugo de CO2

ALUNO: RONNY MARTINS DE BRITO RA: 202052249

Orientador: Prof. Elóy Esteves Gasparin

Aprovado (X) – Reprovado () pela Comissão Examinadora

Nota obtida: 9.0

Comissão Examinadora:

Prof. _____
Presidente (Orientador)

Prof. _____
Daniel Marcos Museti
Daniel Marcos Museti

Prof. _____
Laís Stocco Bandini

Assinatura do Aluno

Ilha Solteira (SP) 01 de setembro de 2025.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, minha família, expresse minha mais profunda gratidão pelo suporte incondicional, incentivo e compreensão ao longo da minha trajetória acadêmica, fundamentais para a concretização desta etapa da minha formação.

Ao Prof. Dr. Elóy Esteves Gasparin, pela orientação dedicada, pelos ensinamentos técnicos e científicos transmitidos ao longo do desenvolvimento deste trabalho, e pelo constante apoio durante toda a realização da pesquisa.

À Faculdade de Engenharia de Ilha Solteira (FEIS), pela estrutura, recursos e ambiente acadêmico proporcionados, que foram essenciais para o desenvolvimento deste trabalho.

“Não basta saber, é preciso aplicar. Não é suficiente querer, é preciso agir.”
Johann Wolfgang von Goethe

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise numérica do escoamento em um compressor centrífugo operando com dióxido de carbono (CO_2) como fluido de trabalho, com o objetivo de avaliar a influência do número adimensional y^+ na qualidade da malha e nos resultados de simulações CFD. A metodologia envolve a definição da geometria e domínio computacional do rotor, a geração de malhas estruturadas com diferentes níveis de refinamento junto às paredes, e a execução de simulações transientes no software ANSYS CFX. Três configurações de malha foram analisadas, com y^+ médio aproximado de 100, 200 e 300. Para cada caso, foram avaliados parâmetros como eficiência isentrópica, trabalho transferido ao fluido, tempo de simulação e razão de compressão. Os resultados demonstraram que a variação do y^+ influenciou pouco os parâmetros globais do compressor, indicando que todas as malhas atenderam satisfatoriamente aos critérios de qualidade exigidos pelo modelo de turbulência utilizado. A eficiência isentrópica variou menos de 0,2% entre os casos, enquanto o tempo de simulação reduziu aproximadamente 18% ao se adotar uma malha mais grosseira. A análise do campo de y^+ evidenciou que, para valores médios elevados, a resolução da subcamada viscosa pode ser comprometida em algumas regiões. Conclui-se que a escolha do y^+ deve considerar o equilíbrio entre fidelidade numérica e custo computacional, sendo o valor intermediário uma opção robusta para aplicações práticas.

Palavras-Chave: Escoamento turbulento; análise CFD; número adimensional y^+ ; compressores centrífugos; CO_2 supercrítico.

ABSTRACT

This work presents a numerical analysis of the flow in a centrifugal compressor operating with carbon dioxide (CO₂) as the working fluid, aiming to assess the influence of the dimensionless parameter y^+ on mesh quality and CFD simulation results. The methodology involves defining the rotor geometry and computational domain, generating structured meshes with different levels of near-wall refinement, and running transient simulations in ANSYS CFX. Three mesh configurations were analyzed, with approximate $y_{average}^+$ values of 100, 200, and 300. For each case, parameters such as isentropic efficiency, work transferred to the fluid, simulation time, and pressure ratio were evaluated. The results showed that varying y^+ had little impact on the compressor's global parameters, indicating that all mesh configurations met the quality criteria required by the turbulence model. The isentropic efficiency varied less than 0.2% among the cases, while the simulation time decreased by approximately 18% when a coarser mesh was used. The y^+ field analysis revealed that higher average values may compromise the resolution of the viscous sublayer in certain regions. It is concluded that the choice of y^+ should consider the balance between numerical fidelity and computational cost, with the intermediate value proving to be a robust option for practical applications.

Keywords: turbulent flow; CFD analysis; dimensionless y^+ ; centrifugal compressors; supercritical CO₂.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1	Diagrama de fases do CO_2	13
Figura 2	Propriedades isobáricas do dióxido de carbono em função da temperatura: (a) calor específico à pressão constante. (b) condutividade térmica. (c) viscosidade. (d) densidade.	14
Figura 3	Processos de otimização de projeto de compressor centrífugo.	17
Figura 4	Medição típica da velocidade em um ponto de um escoamento turbulento.	19
Figura 5	Transição entre o escoamento laminar e turbulento na camada limite.	19
Figura 6	Subcamada viscosa da camada limite turbulenta.	20
Figura 7	Turbulência gerada em uma grade	20
Figura 8	u -velocidade célula próximo à parede.	24
Figura 9	Subdivisões da Região Próxima à Parede.	25
Figura 10	Fluxograma dos passos metodológicos para análise CFD.	29
Figura 11	Geometria tridimensional do rotor e do difusor de um compressor centrífugo de CO_2 (a) e o domínio computacional (b).	30
Figura 12	Condições de Contorno.	31
Figura 13	Malha gerada.	33
Figura 14	Comportamento dos resíduos na simulação	34
Figura 15	Distribuição do número adimensional y^+ ao longo da superfície lateral 1 (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)	36
Figura 16	Distribuição do número adimensional y^+ ao longo da superfície lateral 2 (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)	36
Figura 17	Distribuição do número adimensional y^+ ao longo do hub (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)	37
Figura 18	Distribuição do número adimensional y^+ ao longo do shroud (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)	37
Figura 19	Campos de Velocidade - Região 1	38
Figura 20	Campos de Velocidade - Região 2	39
Figura 21	Campos de Pressão	40

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Condições de Contorno do Compressor Centrífugo	31
Tabela 2 – Configurações de Malha no TurboGrid y^+ médio = 100	32
Tabela 3 – Configurações de Malha no TurboGrid y^+ médio = 200	32
Tabela 4 – Configurações de Malha no TurboGrid y^+ médio = 300	32
Tabela 5 – Razão de compressão e variação percentual para diferentes valores de y^+ médio.	41
Tabela 6 – Trabalho transferido ao fluido (<i>Stage 1 Power</i> (W)) para cada malha simulada	41
Tabela 7 – Eficiência isentrópica do compressor para diferentes valores de y^+ médio. .	42
Tabela 8 – Tempo total de simulação para diferentes valores de y^+ médio.	43

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
1.1	Revisão da Literatura	11
1.1.1	Compressores Centrífugos na Indústria	11
1.1.2	Relevância de Compressores em Processos da Indústria de Petróleo e Gás	12
1.1.3	Modelos CFD Aplicados em Compressores	15
1.1.4	Escoamento Turbulento	18
1.1.5	Modelos de Turbulência	21
1.1.5.1	Equações do modelo	22
1.1.6	Relevância do tamanho do y^+ nos modelos de turbulência ($k-\omega$ SST) . .	23
2	OBJETIVOS	28
3	MATERIAIS E MÉTODOS	29
3.1	Definição da Geometria:	29
3.2	Configuração do Modelo CFD	30
3.3	Geração de Malha (Turbogrid):	31
3.4	Execução das Simulações:	34
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	35
4.1	Distribuição do y^+ e Avaliação da Qualidade da Malha	35
4.2	Análise dos Campos de Velocidade	38
4.3	Análise dos Campos de Pressão	39
4.4	Comparação de Parâmetros Globais	40
4.4.1	Análise da Razão de Compressão	40
4.4.2	Análise do Trabalho Transferido ao Fluido	41
4.4.3	Eficiência Isentrópica do Compressor	42
4.4.4	Tempo de Simulação	42
5	CONCLUSÃO	44
	REFERÊNCIAS	46

1 INTRODUÇÃO

A crescente demanda por eficiência energética e confiabilidade em processos industriais tem impulsionado o desenvolvimento e a aplicação de turbomáquinas, entre as quais os compressores centrífugos ocupam papel de destaque. Esses equipamentos são amplamente empregados em setores estratégicos, como petróleo e gás, refrigeração industrial, geração de energia e manufatura, devido à sua capacidade de fornecer pressões elevadas de forma contínua e estável (Tog; Tousi; Soltani, 2007; Bruhn et al., 2012).

O consumo energético associado aos sistemas de ar comprimido representa a terceira maior fonte de gastos em instalações industriais, ficando atrás apenas dos processos de aquecimento e dos acionamentos principais (Gulec, 1999). Apesar de sua baixa eficiência de conversão e do elevado custo operacional, o ar comprimido continua sendo amplamente utilizado, especialmente pela segurança e confiabilidade em ambientes com risco de explosão, como na indústria petroquímica (Yang, 2009). Tal característica evidencia a necessidade de estudos que conciliem eficiência energética com a manutenção da confiabilidade desses sistemas.

Além disso, o dióxido de carbono em sua forma supercrítica ($s\text{-CO}_2$) tem se destacado como fluido de trabalho em aplicações industriais modernas, como ciclos de potência, processos de captura, utilização e armazenamento de carbono (CCUS) e recuperação avançada de petróleo (EOR). Isso se deve às suas propriedades únicas, como densidade próxima à de líquidos e viscosidade semelhante à de gases, que permitem combinações vantajosas de transporte e compressibilidade (Dutra; Ribeiro; Su, 2017; Gasparin et al., 2023b). Nesse contexto, a utilização de compressores centrífugos operando com CO_2 supercrítico se apresenta como uma alternativa tecnológica promissora.

No âmbito da modelagem numérica, as simulações computacionais fluidodinâmicas (CFD) são ferramentas essenciais para compreender o comportamento do escoamento em turbomáquinas. O modelo de turbulência $k\text{-}\omega$ SST, amplamente utilizado, combina robustez na predição da camada limite próxima às paredes com precisão em regiões de escoamento separado, características fundamentais para a análise de compressores centrífugos (Gasparin et al., 2023a). Entretanto, a qualidade da malha e o posicionamento dos primeiros nós junto à parede, representados pelo parâmetro adimensional y^+ , exercem influência direta na fidelidade dos resultados numéricos.

Diante desse cenário, este trabalho busca avaliar a influência do número adimensional y^+ sobre os resultados de desempenho de um compressor centrífugo, com foco no equilíbrio entre custo computacional e precisão da solução. Essa análise contribui para o avanço de metodologias numéricas aplicadas a turbomáquinas, fornecendo subsídios relevantes tanto para a prática industrial quanto para a pesquisa acadêmica.

1.1 REVISÃO DA LITERATURA

1.1.1 Compressores Centrífugos na Indústria

Os compressores centrífugos são máquinas de fluxo usadas para a compressão de gases, empregando o princípio dinâmico. A energia mecânica do eixo é transferida para o gás através de um rotor com lâminas, resultando no aumento da pressão, temperatura e velocidade do gás. Um difusor radial, a jusante do rotor, desacelera o gás, resultando em aumento da pressão e da temperatura (Lüdtke, 2004).

Os compressores centrífugos apresentam ampla aplicação em diversos setores industriais devido à sua capacidade de operar com alta eficiência e confiabilidade. Na indústria de petróleo e gás, são empregados para aumentar a pressão de gases em poços offshore, bem como em refinarias e plantas petroquímicas, onde atuam no processamento de gases ricos em hidrogênio e outros componentes críticos (Lüdtke, 2004; Gasparin et al., 2023a). No setor de refrigeração industrial, são utilizados para alcançar as temperaturas de evaporação requeridas em sistemas de grande porte, atendendo aos requisitos específicos de processos térmicos (Matos, 2010). Já em ambientes industriais e de manufatura, desempenham papel fundamental no fornecimento de ar comprimido para sistemas pneumáticos, acionamento de ferramentas, controle de processos, pintura, corte e transporte de materiais (Bruhn et al., 2012). O uso desses compressores também se estende ao setor naval, militar e aeroespacial, onde são aplicados em sistemas de ar de partida, supressão de incêndio e recarga de cilindros de ar respirável em submarinos, aeronaves e instalações estratégicas, exigindo alta confiabilidade e eficiência energética (Bruhn et al., 2012). Além disso, destacam-se em aplicações de geração de energia, como turbinas a gás e sistemas de pressurização de caldeiras, inclusive em usinas nucleares, onde sua operação contínua e a possibilidade de recuperação energética são essenciais para a estabilidade e segurança dos processos (Bruhn et al., 2012; Tog; Tousi; Soltani, 2007).

Quando analisado o consumo de energia elétrica por sistemas de ar comprimido, representa a terceira maior fonte de gasto energético nas instalações industriais, ficando atrás apenas de processos de aquecimento e acionamentos principais. Esse dado reforça a importância de se buscar estratégias de eficiência energética e otimização no uso do ar comprimido dentro do ambiente fabril (Gulec, 1999).

Embora (Gulec, 1999) indique que sistemas de ar comprimido representem a terceira maior fonte de gasto elétrico nas instalações industriais, atrás apenas de aquecimento e acionamentos principais, dentro do conjunto de utilidades pneumáticas o ar comprimido costuma ser a forma mais onerosa de consumo energético, devido à baixa eficiência de conversão e às perdas inerentes ao sistema (Yang, 2009). Portanto, mesmo não sendo o maior consumidor absoluto de energia na fábrica, entre as utilidades e usos de energia o ar comprimido destaca-se como o mais custoso, justificando a busca por estratégias de eficiência, controle e recuperação de energia. Conforme destacado por (Yang, 2009), esse fato justifica a atenção crescente a medidas de controle, monitoramento e melhoria no desempenho desses sistemas.

Os sistemas de ar comprimido geralmente são compostos por compressores, secadores, reservatórios de ar e filtros, sendo que a umidade presente no ar pode causar danos significativos a ferramentas, instrumentos e processos industriais. Por isso, é necessário remover essa umidade por meio de secadores antes de armazenar o ar no reservatório, que ajuda a estabilizar a pressão e garantir o funcionamento contínuo do sistema. Em instalações eficientes, esse calor pode ser recuperado e utilizado em outras aplicações, permitindo o reaproveitamento de até 90% da energia consumida no processo (Copco, 2010).

Em suma, os compressores centrífugos desempenham papel central em diversos setores industriais, desde petróleo e gás até geração de energia e aplicações críticas em ambientes de alto risco. Embora não representem o maior consumidor absoluto de energia elétrica ficando atrás apenas de aquecimento e grandes acionamentos, o ar comprimido é a utilidade pneumática mais onerosa dentro da fábrica, em razão da baixa eficiência de conversão e das perdas inerentes ao sistema. Adicionalmente, a composição dos sistemas de ar comprimido (compressores, secadores, reservatórios e filtros) e a necessidade de remoção de umidade reforçam a complexidade e o consumo energético elevado, ainda que haja potencial de recuperação de calor (até 90%). Essa análise reforça a importância de estudos que investiguem a influência do refinamento de malha (y^+) na predição de desempenho e perdas em turbomáquinas, visando uma melhora na precisão das simulações CFD sem onerar excessivamente os recursos computacionais.

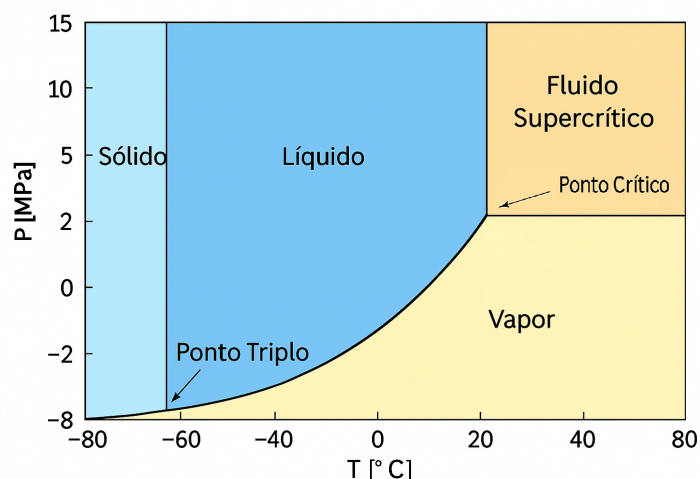
1.1.2 Relevância de Compressores em Processos da Indústria de Petróleo e Gás

Embora o processo de compressão de ar seja ineficiente e de alto custo, o ar comprimido continua sendo amplamente utilizado em aplicações da indústria petroquímica devido à sua alta confiabilidade em ambientes com risco de explosão. Sua natureza inerte, aliada à ausência de componentes elétricos nos pontos de uso, torna-o uma escolha segura e robusta para acionamentos, controles e instrumentação em áreas classificadas, mesmo com o impacto energético associado ao seu uso (Yang, 2009).

Define-se um fluido como supercrítico quando sua temperatura e pressão excedem simultaneamente os valores críticos específicos da substância (Dutra; Ribeiro; Su, 2017). No caso do dióxido de carbono, esse ponto crítico situa-se em aproximadamente 7,38MPa e 30,98°C (304,13K). Acima dessas condições, não há distinção nítida entre fases líquida e gasosa: o CO₂ em estado supercrítico exibe densidade comparável à de um líquido e viscosidade ou difusividade próximas às de um gás. Essas propriedades intermediárias tornam o CO₂ supercrítico especialmente atraente em aplicações como extração natural de compostos, refrigeração avançada, ciclos de potência (p.ex. orgânicos de Rankine) e processos de captura de carbono. Contudo, em simulações CFD, trabalhar próximo à região supercrítica exige modelagem cuidadosa (uso de equações de estado adequadas, sensibilidade a pequenas variações de temperatura e pressão), pois as propriedades termofísicas variam fortemente com pequenas mudanças nas condições de contorno (Dutra; Ribeiro; Su, 2017). Portanto, conhecer precisamente o ponto crítico e o comportamento termodinâmico do CO₂ é fundamental para garantir precisão e estabilidade em

estudos que envolvam escoamentos ou trocas térmicas em regime supercrítico. Na Figura 1 é apresentado o diagrama de fases do CO_2 .

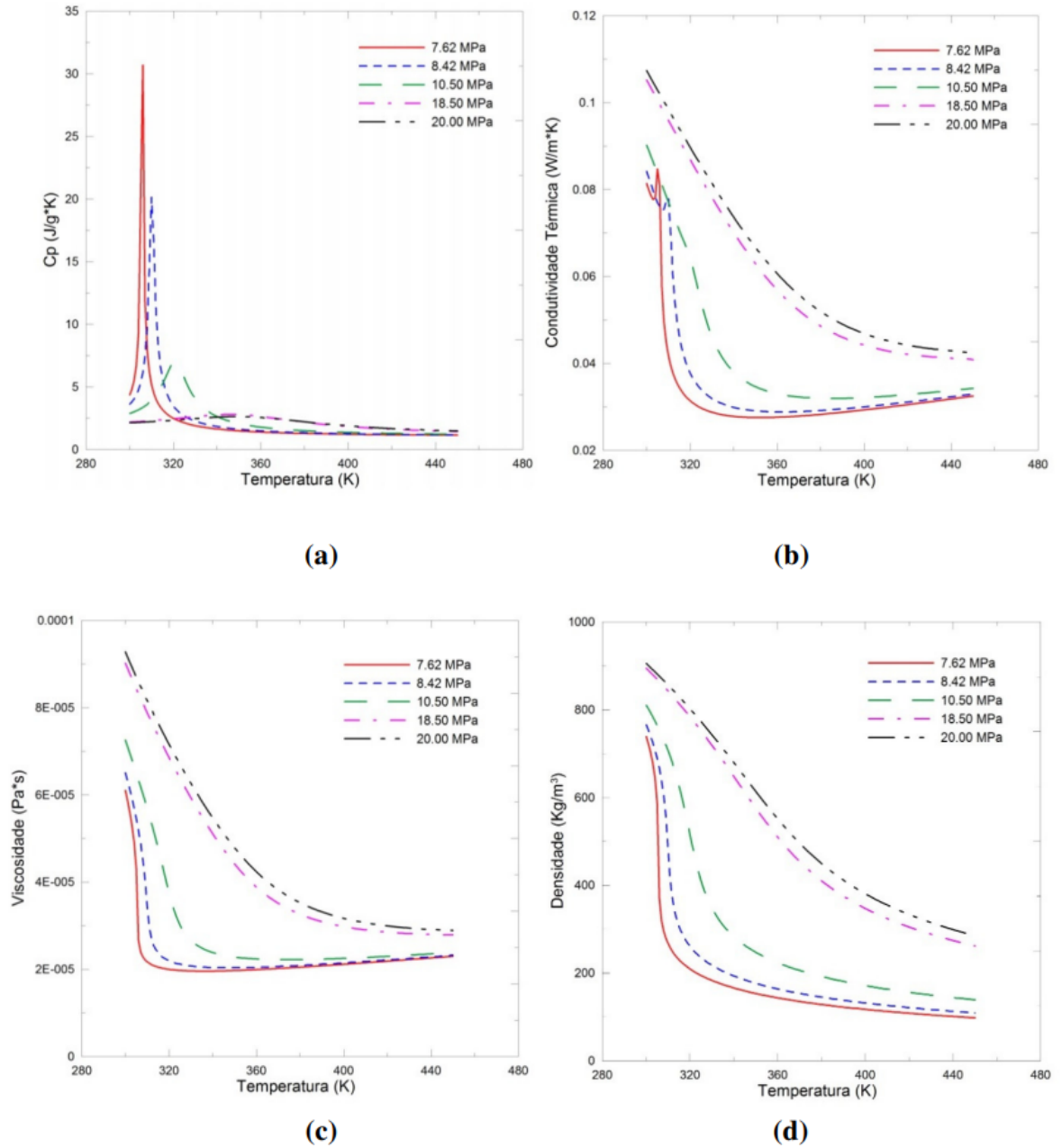
Figura 1 – Diagrama de fases do CO_2 .



Fonte: Adaptado de (Kim et al., 2014).

Com o objetivo de compreender o comportamento das propriedades termofísicas do CO_2 após a transição para a fase supercrítica, a Figura 2 apresenta as curvas de capacidade térmica, condutividade térmica, viscosidade e densidade em cinco diferentes pressões. Observa-se que, nas proximidades do ponto crítico, essas propriedades variam de forma acentuada e não linear, refletindo a sensibilidade do fluido às pequenas mudanças de temperatura e pressão. No entanto, à medida que a temperatura e a pressão se elevam, essas variações tornam-se mais suaves, e os valores das propriedades tendem a se estabilizar, indicando um comportamento mais previsível do fluido em regimes distantes do ponto crítico.

Figura 2 – Propriedades isobáricas do dióxido de carbono em função da temperatura: (a) calor específico à pressão constante. (b) condutividade térmica. (c) viscosidade. (d) densidade.



Fonte: (National Institute of Standards and Technology (NIST), 2017).

O CO_2 supercrítico ($s-CO_2$) apresenta uma relevância significativa em aplicações como Captação, Utilização e Armazenamento de Carbono (CCUS) e Recuperação Aprimorada de Petróleo (EOR) devido às suas propriedades únicas e vantagens em relação a outros fluidos (Gasparin et al., 2023b). A relevância do CO_2 supercrítico em tais aplicações está intrinsecamente ligada à capacidade de compressores centrífugos alcançarem altas pressões com eficiência. As propriedades únicas do $s-CO_2$ e as demandas específicas dessas aplicações exigem compressores de alto desempenho para garantir a viabilidade econômica e operacional dos processos (Gasparin et al., 2023a).

O gás extraído dos campos do pré-sal é uma mistura que contém tanto gás natural quanto dióxido de carbono (CO_2). A tecnologia CCUS é aplicada nesse contexto para separar essas duas substâncias. Após a separação, o CO_2 é reinjetado no próprio reservatório de onde foi retirado, permanecendo armazenado de forma segura e contribuindo para a redução de emissões de gases de efeito estufa na atmosfera (Petrobras, 2025).

Diante do exposto, fica evidente que o CO_2 supercrítico desempenha um papel estratégico em processos da indústria de petróleo e gás, como CCUS e EOR, tanto pela sua eficiência no transporte e armazenamento quanto pelas vantagens operacionais em ambientes de alta pressão. A utilização de compressores centrífugos para operar nesses regimes exige conhecimento preciso das propriedades termofísicas do fluido e das variações associadas à região próxima ao ponto crítico. Nesse contexto, o uso de simulações numéricas baseadas em CFD torna-se uma ferramenta essencial para prever o comportamento do escoamento, sendo fundamental que a malha utilizada seja capaz de capturar corretamente os gradientes junto à parede. Assim, a análise da influência do número adimensional y^+ na qualidade da simulação é relevante para garantir resultados mais precisos e úteis ao projeto e operação de turbomáquinas em aplicações com $s-CO_2$.

1.1.3 Modelos CFD Aplicados em Compressores

A Dinâmica dos Fluidos Computacional (CFD, do inglês *Computational Fluid Dynamics*) é uma técnica utilizada para analisar sistemas que envolvem escoamento de fluidos, transferência de calor e fenômenos associados, como reações químicas, por meio de simulações computacionais (Versteeg; Malalasekera, 1995). Trata-se de uma abordagem extremamente poderosa, com ampla aplicação tanto na indústria quanto em áreas não industriais. Na aerodinâmica, é utilizada para análise das forças de sustentação e arrasto em aeronaves e veículos; na hidrodinâmica, para o estudo do comportamento de embarcações em diferentes condições de operação. Em usinas de energia, aplica-se na simulação de processos de combustão em motores de combustão interna e turbinas a gás. No contexto das turbomáquinas, é amplamente utilizada para investigar o escoamento em passagens rotativas, difusores e outros componentes. Também encontra aplicação na engenharia elétrica e eletrônica, especialmente na refrigeração de equipamentos e microcircuitos, assim como na engenharia de processos químicos, onde contribui para o estudo de mistura, separação e moldagem de polímeros. A análise de ambientes internos e externos de edificações, incluindo a ação do vento, sistemas de aquecimento e ventilação, também se beneficia das ferramentas de simulação fluidodinâmica. Na engenharia naval, é empregada na avaliação de esforços em estruturas offshore; na engenharia ambiental, é utilizada na modelagem da dispersão de poluentes e no tratamento de efluentes. Além disso, a CFD tem papel relevante em hidrologia e oceanografia, na simulação de escoamentos em rios, estuários e oceanos, bem como em meteorologia, para previsão do tempo. Na área biomédica, sua aplicação se estende ao estudo do escoamento sanguíneo em artérias e veias, contribuindo para diagnósticos e projetos de dispositivos médicos (Versteeg; Malalasekera, 1995).

No contexto de turbomáquinas, o CFD tem sido amplamente empregado no projeto, otimiz-

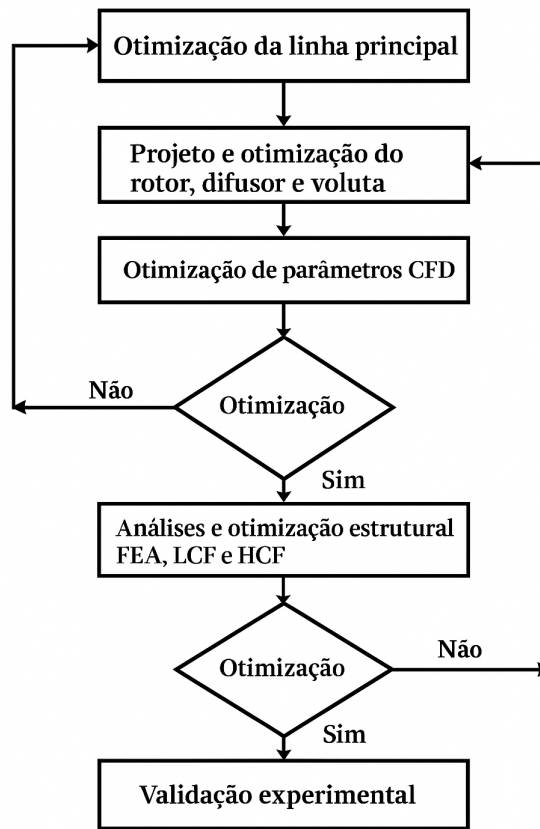
ção e análise de componentes como compressores centrífugos (Nguyen-Huynh, 2023). Contudo, esses compressores apresentam desafios consideráveis para os métodos de simulação devido à complexidade dos escoamentos envolvidos (Gooding; Meier; Key, 2021). Ainda assim, sua aplicação se destaca pela capacidade de investigar em detalhe os fenômenos fluidodinâmicos, promovendo avanços na eficiência, estabilidade e desempenho desses equipamentos (Gasparin et al., 2023b).

Nas últimas décadas, os compressores centrífugos passaram por inovações significativas, com tendências voltadas para rotores de maior diâmetro, aumento do coeficiente de vazão, ampliação da faixa de operação eficiente, elevação da razão de compressão por estágio, redução das perdas por vazamento, aprimoramento da eficiência aerodinâmica e maior uniformidade entre os componentes. Nesse cenário, as ferramentas de CFD tornaram-se essenciais para a otimização do projeto de elementos como rotor, difusor e voluta.

O uso de CFD é particularmente vantajoso na avaliação da eficiência e da capacidade operacional dos compressores, sobretudo em configurações multiestágios, nas quais é fundamental garantir o acoplamento adequado entre os fluxos dos diferentes estágios. Após a definição de parâmetros iniciais como os diâmetros de entrada e saída, o ângulo de saída das pás e a folga entre a ponta do rotor e a carcaça o CFD permite uma análise refinada do escoamento interno. Aspectos como distorções no fluxo de entrada e geometria do rotor exercem influência direta sobre o desempenho do sistema. Alterações no formato do rotor podem modificar as condições internas de escoamento, enquanto ajustes no ângulo de saída das pás permitem otimizações na curva de desempenho. Além disso, a folga de ponta do rotor afeta diretamente a eficiência e a estabilidade do compressor, com impactos variáveis conforme as condições de operação (Liang et al., 2020).

O processo de otimização de projeto de compressores centrífugos, segundo (Liang et al., 2020), pode ser dividido nas seguintes etapas, apresentadas na Figura 3:

Figura 3 – Processos de otimização de projeto de compressor centrífugo.



Fonte: Adaptado de (Liang et al., 2020).

O processo de desenvolvimento de compressores centrífugos geralmente segue uma sequência estruturada de etapas interdependentes. Inicialmente, realiza-se a otimização da linha principal (meanline optimization), com a definição dos parâmetros fundamentais, como o fluxo de massa, a razão de compressão e a velocidade de operação. Em seguida, parte-se para o projeto e otimização dos componentes principais: o rotor, difusor e voluta, ajustando suas geometrias para maximizar o desempenho aerodinâmico. A etapa subsequente envolve a aplicação de simulações CFD, que permitem a otimização dos parâmetros de escoamento interno, promovendo melhorias no desempenho global do equipamento. Após essa fase, os resultados obtidos são confrontados com critérios de otimização previamente definidos; caso não sejam satisfeitos, ajustes são realizados nas etapas anteriores. Cumpridos os critérios fluidodinâmicos, procede-se à análise estrutural, por meio do método de elementos finitos (FEA), bem como às análises de fadiga de baixo e alto ciclo (LCF/HCF), visando garantir a integridade mecânica do projeto. Se os requisitos estruturais também não forem atendidos, o ciclo retorna à etapa anterior de ajustes. Por fim, com todas as etapas validadas, realizam-se os testes experimentais, que têm por objetivo validar os resultados obtidos nas simulações e confirmar o desempenho do compressor em condições reais de operação.

O uso de modelos CFD tem se mostrado fundamental no desenvolvimento de compressores

centrífugos modernos. Sua aplicação permite compreender e otimizar o comportamento do escoamento interno, identificar perdas, e propor soluções que aumentem a eficiência e confiabilidade do equipamento. Além disso, o CFD possibilita simulações em diferentes condições operacionais, reduzindo custos com prototipagem e testes físicos, e acelerando o ciclo de desenvolvimento de novos produtos.

1.1.4 Escoamento Turbulento

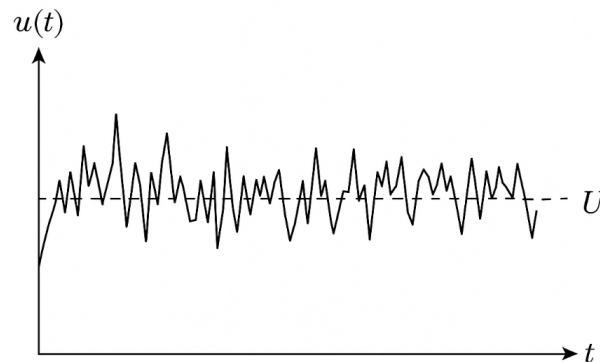
O número de Reynolds de um escoamento fornece uma medida relativa entre a importância das forças inerciais (associadas a efeitos convectivos) e as forças viscosas. Em experimentos com sistemas de escoamento, observa-se que quando o número de Reynolds está abaixo de um valor crítico — chamado de número de Reynolds crítico (Re_{crit}) o escoamento ocorre de forma ordenada e suave, com as camadas adjacentes do fluido deslizando umas sobre as outras sem perturbações significativas. Se as condições de contorno aplicadas não se alterarem com o tempo, o escoamento permanece estável. Esse tipo de escoamento é denominado escoamento laminar. Por outro lado, quando o número de Reynolds ultrapassa esse valor crítico, inicia-se uma série complexa de fenômenos que, gradualmente, modificam o comportamento do escoamento. No estado final, o escoamento se torna turbulento (Versteeg; Malalasekera, 1995).

A turbulência é caracterizada pela presença de flutuações instantâneas nas variáveis do escoamento, como velocidade, temperatura e outros escalares. Segundo o Glossary of Oceanographic Terms (Schwind, 1980), o escoamento turbulento é definido como um regime no qual as velocidades instantâneas variam de forma irregular e aparentemente aleatória, de modo que, na prática, apenas grandezas estatísticas podem ser identificadas e analisadas de forma confiável.

Essas oscilações tornam o escoamento altamente complexo, contribuindo de forma significativa para o transporte de quantidade de movimento, calor e massa no fluido. Em termos gerais, define-se turbulência como um regime de escoamento no qual as variáveis envolvidas apresentam variações irregulares e aparentemente aleatórias. A presença dessas flutuações torna o estudo da mecânica dos fluidos bastante desafiador. Assim, qualquer forma de simplificação que permita modelar os efeitos da turbulência de maneira mais prática é extremamente valiosa do ponto de vista físico, matemático e computacional. A busca por tais simplificações é um dos principais focos no desenvolvimento de modelos de turbulência (Souza et al., 2011).

Um exemplo típico da medição da velocidade em um ponto dentro de um escoamento turbulento pode ser observado na Figura 4, onde é evidente a presença de flutuações sobre um valor médio.

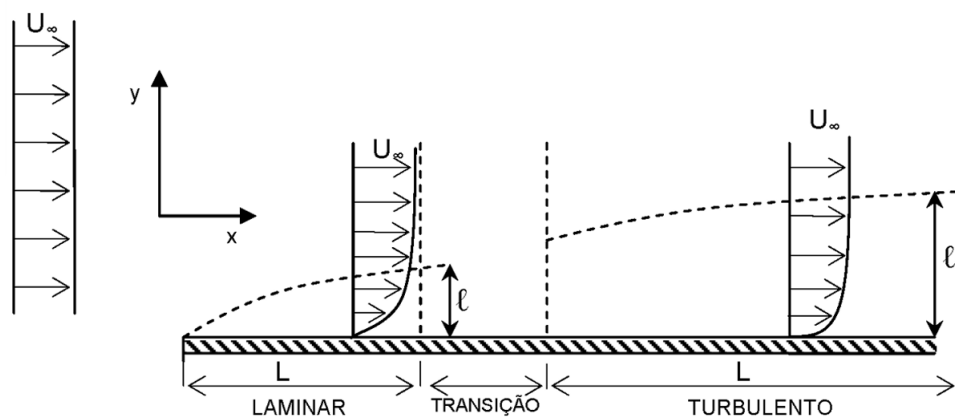
Figura 4 – Medição típica da velocidade em um ponto de um escoamento turbulento.



Fonte: Adaptado de (Versteeg; Malalasekera, 1995).

O escoamento dentro da camada limite pode apresentar comportamento tanto laminar quanto turbulento. Inicialmente, essa camada se desenvolve de forma laminar, mas, à medida que instabilidades surgem, ela tende a se tornar turbulenta. Como ilustrado na Figura 5, forma-se uma região laminar próxima ao bordo de ataque da placa, que aumenta em espessura até atingir uma zona de transição, onde o escoamento passa de laminar para turbulento (Shames, 1973).

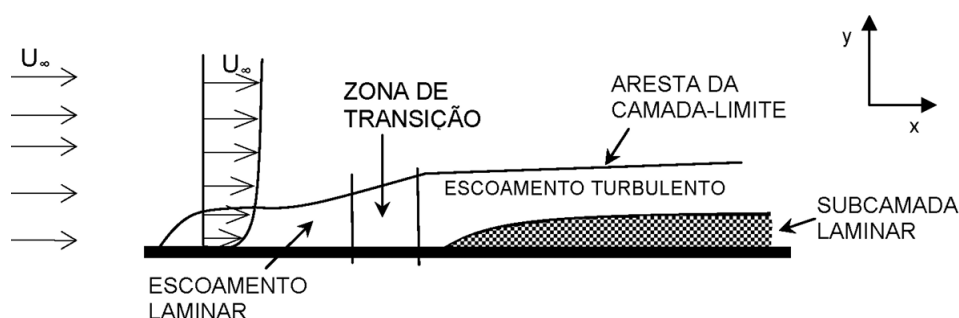
Figura 5 – Transição entre o escoamento laminar e turbulento na camada limite.



Fonte: (Shames, 1973)

Na camada limite turbulenta, as flutuações de velocidade na direção normal à superfície (direção y) tornam o perfil de velocidade mais uniforme ("achatado") em comparação com o perfil típico da camada limite laminar. À medida que se aproxima da parede, a intensidade da turbulência diminui, e os efeitos viscosos passam a predominar. Isso indica que, mesmo em escoamentos turbulentos, desenvolve-se uma fina subcamada junto à parede onde os efeitos de viscosidade molecular superam os efeitos inerciais, conforme ilustrado na Figura 6 (Shames, 1973).

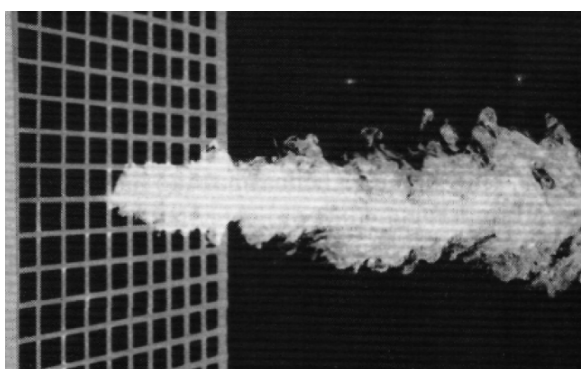
Figura 6 – Subcamada viscosa da camada limite turbulenta.



Fonte: (Shames, 1973)

Embora a turbulência homogênea e isotrópica represente uma idealização teórica, o escoamento gerado à jusante de uma "grade de turbulência" constitui uma aproximação experimental bastante válida desse tipo de regime. Isso permite a verificação prática de diversas previsões teóricas sobre o comportamento turbulento. A chamada "grade de turbulência" é formada por uma estrutura colocada transversalmente ao escoamento, geralmente instalada no interior de túneis de vento, como ilustrado na Figura 7. Esse arranjo experimental viabiliza o estudo da turbulência homogênea e isotrópica, permitindo a determinação de diversos parâmetros relacionados às taxas de transporte de quantidade de movimento, calor e outros escalares em escoamentos turbulentos (Lesieur, 1997).

Figura 7 – Turbulência gerada em uma grade



Fonte: (Lesieur, 1997)

O estudo do escoamento turbulento revela a complexidade inerente ao transporte de quantidade de movimento, calor e massa, o que torna seu entendimento fundamental para diversas aplicações de engenharia. A análise dos diferentes regimes dentro da camada limite e a obtenção de medidas experimentais, como as apresentadas na Figura 4, Figura 5, Figura 6 e Figura 7, são essenciais para a validação de modelos teóricos. Nesse contexto, o desenvolvimento de modelos de turbulência capazes de simplificar e reproduzir os efeitos desse regime é uma ferramenta indispensável para o avanço dos estudos. Esses modelos, ao possibilitarem uma previsão mais acurada do comportamento turbulento, contribuem para a otimização de projetos e o aprimora-

mento de sistemas em diversas áreas, desde a engenharia aeronáutica até processos industriais e ambientais.

1.1.5 Modelos de Turbulência

As equações governantes do movimento para um fluido viscoso contínuo tridimensional e compressível são as equações de Navier–Stokes dependentes do tempo. Essas equações representam as leis de conservação e as propriedades físicas do fluido. As leis de conservação da massa, quantidade de movimento e energia, bem como a equação de estado para um gás perfeito, são expressas em termos de médias de Reynolds (Bardina; Huang; Coakley, 1997; Freire; Ilha; Colaço, 2006). Utiliza-se notação de índice compacto para representar as equações:

- **Equação de conservação da massa:**

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j) = 0 \quad (1)$$

- **Equação de conservação da quantidade de movimento:**

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_i u_j + p \delta_{ij} - \tau_{ij}) = 0 \quad (2)$$

- **Equação de conservação de energia:**

$$\frac{\partial e}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} [u_j(e + p) - u_i \tau_{ij} - q_j] = 0 \quad (3)$$

- **Equação de estado para gás perfeito:**

$$p = \rho RT \quad (4)$$

Índices repetidos em qualquer termo indicam somatório sobre a faixa de índices espaciais $j = 1, 2, 3$ para escoamentos tridimensionais e $j = 1, 2$ para escoamentos bidimensionais.

A aplicação direta das equações de Navier–Stokes para descrever escoamentos turbulentos apresenta desafios significativos. Como mencionado anteriormente, a turbulência é caracterizada por flutuações intensas e comportamento caótico em múltiplas escalas. Resolver essas equações de forma totalmente detalhada, capturando todas as pequenas estruturas turbulentas, exigiria malhas computacionais extremamente refinadas e passos de tempo muito curtos.

Outro desafio importante está relacionado ao fechamento das equações médias. É comum aplicar a média de Reynolds às equações de Navier–Stokes, originando as chamadas equações RANS (Reynolds-Averaged Navier–Stokes). No entanto, esse processo gera termos adicionais conhecidos como tensões de Reynolds, que representam os efeitos das flutuações turbulentas

sobre o escoamento médio. Esses novos termos introduzem variáveis adicionais às equações, resultando em um sistema matematicamente indefinido, ou seja, com mais incógnitas do que equações. Esse problema é conhecido como a "questão do fechamento", e sua resolução exige o uso de **modelos de turbulência** que estimem os efeitos dessas flutuações de forma aproximada (Freire; Ilha; Colaço, 2006). Neste trabalho o foco foi o modelo de viscosidade turbulenta $k-\omega$ SST.

O modelo $k-\omega$ SST (Shear Stress Transport $k-\omega$) é um modelo de turbulência amplamente utilizado em CFD para simular escoamentos turbulentos. Ele combina as vantagens de dois modelos clássicos de turbulência, o $k-\omega$ e o $k-\epsilon$, através de uma função de transição que melhora a precisão em diferentes regiões do escoamento (Menter, 1993).

O modelo de transporte de tensões de cisalhamento $k-\omega$ SST combina características desejáveis de modelos de turbulência com duas equações, como os modelos $k-\omega$ e $k-\epsilon$. Os principais avanços desse modelo envolvem uma média ponderada das constantes do modelo e uma limitação no crescimento da viscosidade turbulenta em escoamentos rapidamente giratórios. A formulação utiliza o modelo $k-\omega$ próximo às paredes sólidas e o modelo padrão $k-\epsilon$ em regiões afastadas da parede e com forte cisalhamento livre. Essa transição é feita por meio de uma função de mistura baseada em coeficientes do modelo. O modelo também modifica a equação da viscosidade turbulenta, limitando o valor do cisalhamento turbulento por meio de uma constante vezes a energia cinética turbulenta, garantindo a realizabilidade do modelo. Isso melhora a previsão em escoamentos com fortes gradientes de pressão e separações (Menter, 1992; Menter, 1993; Menter; Rumsey, 1994; Menter, 1994).

O modelo SST também busca melhorar a previsão da separação de camada limite em escoamentos adversos. Os modelos de duas equações, tradicionalmente, subestimam essa separação, o que compromete a precisão das simulações aerodinâmicas. Isso ocorre porque tais modelos não representam adequadamente o transporte de tensões turbulentas. Estudos como o de (Johnson; King, 1985) mostram que melhorias podem ser obtidas usando modelos algébricos baseados na energia cinética turbulenta, o que também é abordado no modelo SST com uma modificação no cálculo da viscosidade turbulenta via uma segunda função de mistura F_2 .

No contexto do presente trabalho, a escolha do modelo $k-\omega$ SST se mostra apropriada devido à sua capacidade de equilibrar custo computacional e precisão, especialmente em simulações de escoamentos com superfícies sólidas e gradientes de pressão significativos. A compreensão e aplicação correta deste modelo são, portanto, essenciais para obter resultados confiáveis em análises de CFD.

1.1.5.1 Equações do modelo

A viscosidade turbulenta é definida pela função a seguir, em termos da energia cinética turbulenta k e da taxa de dissipação específica ω :

$$\mu_t = \frac{\rho k}{\max[1, \Omega F_2 / (a_1 \omega)]}, \quad a_1 = 0.31 \quad (5)$$

Nas camadas limite turbulentas, o valor máximo da viscosidade turbulenta é limitado ao forçar a tensão de cisalhamento a ser proporcional à energia cinética turbulenta, utilizando a função auxiliar F_2 e a vorticidade absoluta Ω . A função F_2 depende da distância até a parede y e é dada por:

$$F_2 = \tanh \left\{ \max \left[\frac{2\sqrt{k}}{0.09\omega y}, \frac{500\nu}{y^2\omega} \right]^2 \right\} \quad (6)$$

As equações de transporte para o modelo são combinadas com uma função de mistura F_1 entre os coeficientes dos modelos ω original e ε transformado. A equação de transporte da energia cinética turbulenta k é:

$$\frac{\partial \rho k}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j k - (\mu + \sigma_k \mu_t) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right) = \tau_{ij} S_{ij} - \beta^* \rho k \omega \quad (7)$$

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

$$\frac{\partial \rho \omega}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\rho u_j \omega - (\mu + \sigma_\omega \mu_t) \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \right) = P_\omega - \beta \rho \omega^2 + 2(1 - F_1) \frac{\rho \sigma_{\omega 2}}{\omega} \frac{\partial k}{\partial x_j} \frac{\partial \omega}{\partial x_j} \quad (8)$$

O último termo da equação 8 representa o termo de difusão cruzada, proveniente da transformação da equação ε para ω . A produção de ω pode ser aproximada em função da vorticidade absoluta:

$$P_\omega = \gamma \rho P_k \left(S_{ij} - \frac{2}{3} \omega_{nm} \delta_{ij} \right) S_{ij} \approx \gamma \rho \Omega^2 \quad (9)$$

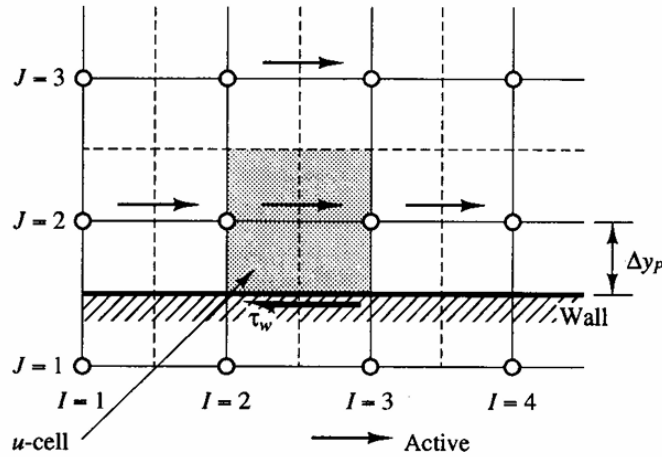
1.1.6 Relevância do tamanho do y^+ nos modelos de turbulência (k- ω SST)

A maior parte do tempo gasto em projetos que envolvem CFD está associada à geração de malha, buscando harmonia entre a precisão do modelo e o custo computacional da solução. Esse processo é frequentemente um gargalo nas análises (Jinyuan; Guan; Chaoqun, 2006). Para garantir que a solução numérica não seja influenciada pelo refinamento da malha, é necessário realizar simulações com diferentes tamanhos e configurações, analisando a convergência dos resultados. Esse procedimento é conhecido como teste de independência de malha (Ariff; Salim; Cheah, 2009). Já a comparação entre os resultados numéricos e dados experimentais faz parte da validação numérica, sendo um processo distinto.

Os escoamentos turbulentos são significativamente afetados pela presença de paredes, onde as regiões influenciadas pela viscosidade apresentam grandes gradientes nas variáveis da solução (Versteeg; Malalasekera, 1995). Por isso, a representação precisa dessas regiões é essencial

para a predição de escoamentos próximos às paredes (Gerasimov, 2006). A Figura 8 ilustra os detalhes de uma malha na região próxima à parede para componente u -velocidade (paralela à parede).

Figura 8 – u -velocidade célula próximo á parede.



Fonte: (Versteeg; Malalasekera, 1995)

O y^+ é um número adimensional que é amplamente utilizado em CFD para caracterizar a localização da primeira célula da malha próxima a parede em relação à subcamada viscosa (Versteeg; Malalasekera, 1995). Ele é definido como:

$$y^+ = \frac{\Delta y_p U_\tau}{\nu} \quad (10)$$

onde Δy_p é a distância da primeira célula da malha à parede, ν é viscosidade cinemática do fluido, e U_τ é a velocidade de fricção, definida como:

$$U_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad (11)$$

onde τ_w é a tensão de cisalhamento na parede e ρ é a densidade do fluido.

Segundo (Versteeg; Malalasekera, 1995) um escoamento na vizinhança da parede é considerado laminar se o valor de y^+ satisfaz a condição:

$$y^+ \leq 11.63$$

Nesse regime, a tensão de cisalhamento na parede é assumida como sendo totalmente de origem viscosa.

Caso contrário, se:

$$y^+ > 11.63$$

entende-se que o escoamento já está no regime turbulento e, portanto, é apropriado utilizar uma *função de parede* (wall function).

O valor crítico de $y^+ = 11.63$ marca a transição entre o perfil linear (região viscosa próxima à parede) e a lei logarítmica (região log-law) da camada limite turbulenta.

Esse valor é obtido pela solução da seguinte equação implícita:

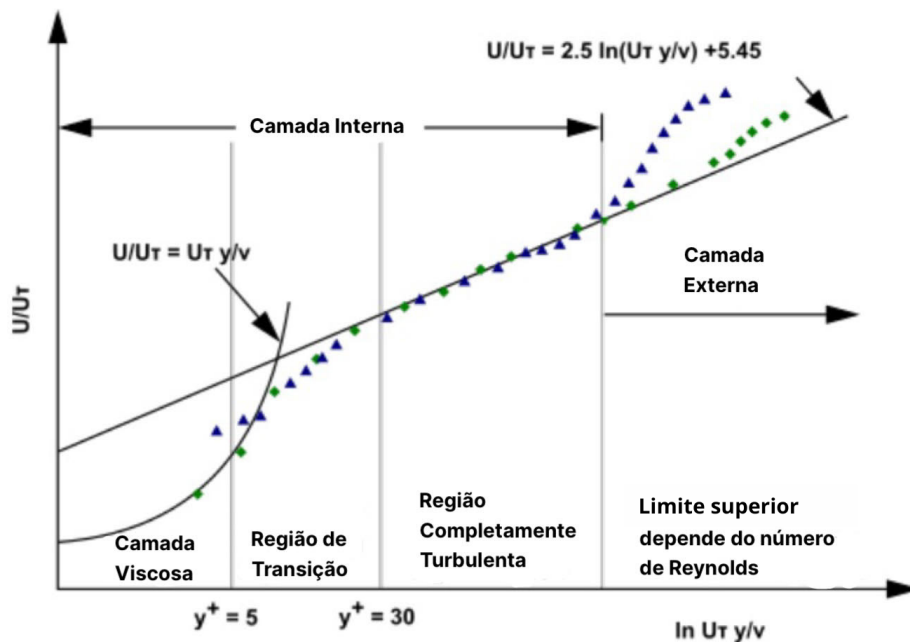
$$y^+ = \frac{1}{\kappa} \ln(Ey^+) \quad (12)$$

onde κ é a constante de von Kármán (0.4187), e E é uma constante de integração que depende da rugosidade da parede. Para superfícies lisas com esforço cortante constante, o valor típico é:

$$E = 9.793$$

Diversos estudos demonstraram que a região próxima à parede pode ser dividida em três camadas principais. A camada mais interna, conhecida como "subcamada viscosa", apresenta escoamento quase laminar, onde a viscosidade exerce influência predominante na transferência de momento, calor ou massa. Já na camada mais externa, chamada de "camada completamente turbulenta", a turbulência se torna o principal mecanismo de transferência. Entre essas duas regiões, há uma camada intermediária, na qual os efeitos da viscosidade molecular e da turbulência possuem contribuições equivalentes. A Figura 9 exemplifica essas subdivisões da região próxima à parede, utilizando coordenadas semi-logarítmicas (Versteeg; Malalasekera, 1995).

Figura 9 – Subdivisões da Região Próxima à Parede.



Fonte: Adaptado de (ANSYS, Inc., 2021).

Observa-se que o valor de y^+ direciona a análise da camada limite, sendo essencial uma escolha adequada desse parâmetro para garantir a precisão e a qualidade do modelo investigado.

A literatura recomenda valores de y^+ próximos a 1 ao utilizar modelos de turbulência como o $k-\omega$ SST, garantindo uma resolução adequada das regiões próximas à parede (Versteeg; Malalasekera, 1995). Contudo, em algumas situações, valores maiores também podem ser satisfatórios, desde que ajustes automáticos, como tratamentos de parede, sejam empregados corretamente. O comportamento do y^+ pode variar dependendo de fatores como geometria, condições de contorno e regime de escoamento (laminar, transição ou turbulento). Investigá-lo permite assegurar que a malha esteja bem adaptada a esses fatores (Salviano et al., 2021).

A forma mais precisa de resolver escoamentos turbulentos em códigos de CFD de uso geral é utilizando os bons ajustes empíricos fornecidos pela abordagem da função de parede. Para alcançar a mesma precisão com uma simulação que resolve diretamente a subcamada laminar, o espaçamento da malha precisaria ser tão pequeno que se tornaria computacionalmente inviável (Versteeg; Malalasekera, 1995). O critério de que $y^+ > 11,63$ estabelece um limite inferior para a distância Δy_P do primeiro ponto da malha em relação à parede. A principal estratégia para aumentar a precisão disponível é o refinamento da malha, porém, em simulações turbulentas, é essencial garantir que, mesmo com esse refinamento, o valor de y^+ permaneça acima de 11,63, sendo preferível que esteja entre 30 e 500.

Contudo, é frequentemente impossível assegurar que esse critério seja atendido em toda a simulação. Um exemplo recorrente é o escoamento com recirculação. Próximo ao ponto de reanexação do fluxo, a componente de velocidade paralela à parede se aproxima de zero e, por consequência, o y^+ tende a ser menor que 11,63, fazendo com que a simulação assuma erroneamente um comportamento laminar naquela região. Além disso, surgem dificuldades adicionais associadas ao modelo $k-\varepsilon$ nessas zonas, resultando em imprecisões ainda mais relevantes. Portanto, esse trecho ilustra claramente a dificuldade de manter o y^+ acima do seu limite inferior ao longo de toda a simulação (Versteeg; Malalasekera, 1995).

A análise do número adimensional y^+ mostrou-se essencial para garantir a correta representação dos efeitos de parede em simulações turbulentas com o modelo $k-\omega$ SST. Esse modelo, por sua formulação híbrida, permite resolver diretamente a subcamada viscosa quando $y^+ \approx 1$, ou utilizar funções de parede quando $y^+ > 11,63$, oferecendo flexibilidade na modelagem de diferentes regiões do escoamento. Entretanto, essa flexibilidade não elimina a responsabilidade do analista em garantir uma malha coerente com o regime de escoamento e a precisão esperada dos resultados (Versteeg; Malalasekera, 1995).

No contexto deste trabalho, que envolve a simulação de um compressor centrífugo, observou-se que os valores de y^+ médios ficaram acima de 11,63 em diversas regiões da malha. Isso indica que a simulação operou majoritariamente com o uso de funções de parede, estratégia válida e amplamente aceita para evitar custos computacionais elevados em geometrias complexas. No entanto, também reforça a importância de avaliar criticamente se as regiões próximas às paredes estão sendo bem resolvidas, especialmente em zonas com recirculação ou separação de fluxo, onde y^+ pode cair abaixo do limite crítico de 11,63, comprometendo a acurácia.

Portanto, a investigação e o controle do y^+ não são apenas boas práticas em CFD, mas etapas

fundamentais para garantir que o modelo $k-\omega$ SST forneça resultados confiáveis. Incorporar essa análise ao processo de validação e de independência de malha fortalece a robustez dos resultados e assegura que as simulações reflitam com maior fidelidade o comportamento físico do escoamento no equipamento estudado.

2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo investigar, por meio de simulações computacionais fluidodinâmicas (CFD) realizadas no software ANSYS CFX, a influência do número adimensional y^+ sobre a qualidade da solução numérica e os parâmetros globais de desempenho de um compressor centrífugo operando com dióxido de carbono (CO_2). Para isso, foram desenvolvidos três casos com diferentes configurações de malha, resultando em valores médios de y^+ iguais a 100, 200 e 300, possibilitando uma análise comparativa dos efeitos do refinamento na região próxima às paredes.

A motivação central desta pesquisa está associada à busca por simulações mais confiáveis e eficientes no contexto de turbomáquinas, com ênfase na modelagem do escoamento turbulento em geometrias rotacionais. Os resultados esperados podem contribuir para o aprimoramento das práticas de projeto e análise de desempenho em compressores, orientando a escolha adequada de malhas que conciliem precisão numérica e custo computacional viável.

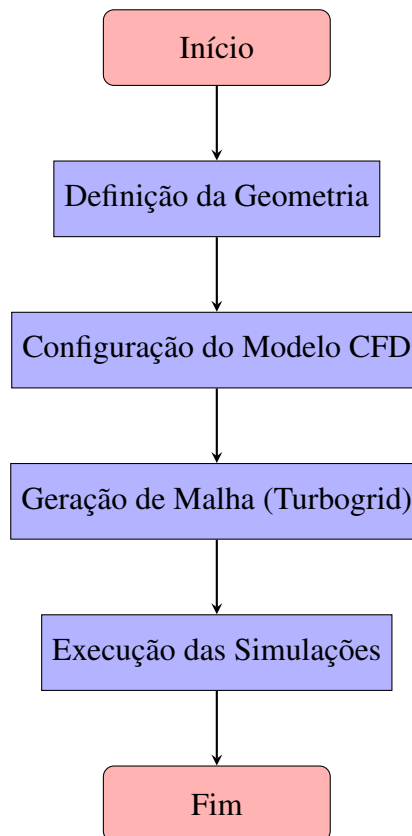
Entre as limitações do estudo, destacam-se a consideração de regime estacionário, a adoção de uma geometria simplificada com simetria rotacional e a utilização exclusiva do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, embora este seja amplamente reconhecido por sua robustez em escoamentos com separação e gradientes adversos de pressão. Apesar disso, a metodologia adotada permite avaliar com clareza o papel desempenhado pelo parâmetro y^+ na resolução da subcamada viscosa e na predição de variáveis relevantes, como eficiência isentrópica, trabalho transmitido e razão de compressão.

Dessa forma, a proposta do trabalho consiste em avaliar de forma sistemática os efeitos da variação controlada de y^+ sobre os resultados de escoamento interno em turbomáquinas, buscando identificar um intervalo de valores que maximize a acurácia dos resultados sem comprometer o desempenho computacional.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

A metodologia adotada neste estudo segue uma abordagem estruturada, iniciando com a definição da geometria do compressor e a configuração do modelo CFD. Nessa fase, foi estabelecido o modelo de turbulência e as condições de contorno que representam o comportamento do fluido. Em seguida, foi realizado a geração da malha computacional, seguida pela análise de refino de malha para avaliar a estabilidade dos resultados. Após validar a malha, as simulações são executadas, resolvendo iterativamente as equações diferenciais do escoamento por meio de um solver CFD. A última etapa envolve o pós-processamento e análise dos resultados, onde se avalia a eficiência do compressor e se comparam os dados com referências da literatura. O fluxograma apresentado na Figura 10 ilustra de maneira sistemática a sequência e a interdependência das etapas do processo metodológico.

Figura 10 – Fluxograma dos passos metodológicos para análise CFD.



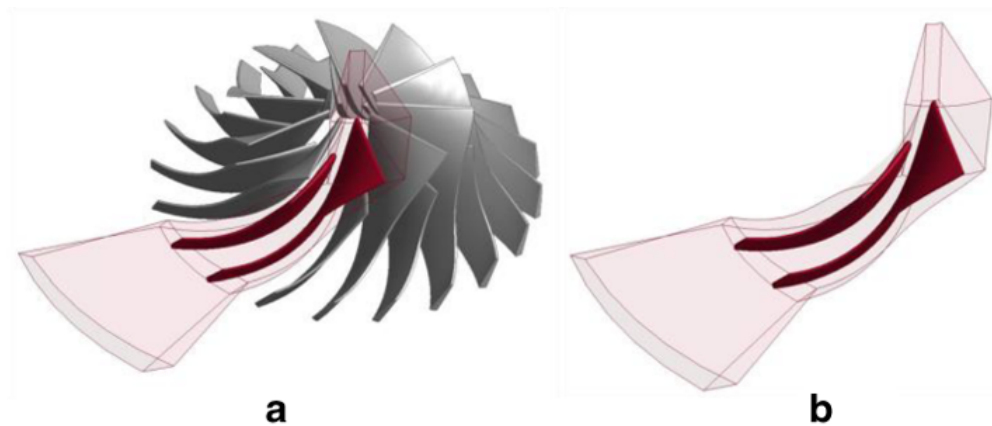
3.1 DEFINIÇÃO DA GEOMETRIA:

Nesta etapa, foi utilizada uma geometria previamente definida do rotor e do domínio fluido do compressor centrífugo, disponibilizada pelo orientador para fins acadêmicos. A geometria foi importada diretamente para o ambiente de pré-processamento, assegurando a correta repre-

sentação das pás e do canal de escoamento. Durante essa etapa, também foram estabelecidas as fronteiras que delimitam a entrada, saída e paredes sólidas do domínio fluido, fundamentais para a caracterização das condições de contorno da simulação. Com o objetivo de reduzir o custo computacional sem comprometer a fidelidade da análise, adotou-se uma simplificação geométrica baseada na simetria rotacional, modelando apenas o trecho correspondente a um setor representativo das pás do rotor.

A Figura 11 apresenta o domínio computacional adotado, destacando as regiões de interesse para a análise.

Figura 11 – Geometria tridimensional do rotor e do difusor de um compressor centrífugo de CO_2 (a) e o domínio computacional (b).



Fonte: (Salviano et al., 2021).

3.2 CONFIGURAÇÃO DO MODELO CFD

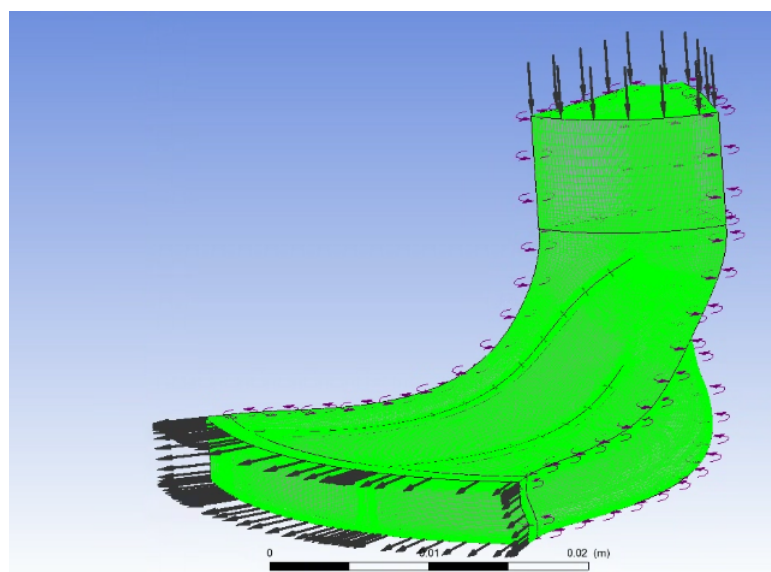
Foram estabelecidas as condições de contorno, que representam as interações do fluido com o domínio computacional. A vazão de entrada foi especificada para garantir a correta taxa de fluxo no compressor, enquanto a pressão de saída é definida para refletir as condições operacionais do equipamento. As paredes do domínio são tratadas com a condição de não escorregamento, assumindo superfícies lisas e adiabáticas, garantindo uma modelagem mais próxima da realidade física. A Tabela 1 resume as condições de contorno aplicadas, garantindo a correta representação física do problema.

Tabela 1 – Condições de Contorno do Compressor Centrífugo

Parâmetro	Valor
Velocidade de rotação	50000 rpm
Fluxo mássico	3,5 kg/s
Número de Mach	0,270
Pressão de entrada	7700 kPa
Razão de Compressão	1,59
Temperatura de entrada	313,15 K
Turbulência de entrada	5%
Folga	1 mm
Condição de parede	Condição de não escorregamento
Rugosidade	Lisa
Número de pás	12
Diâmetro de saída do rotor	57,3 mm

Fonte: Próprio autor

Figura 12 – Condições de Contorno.



Fonte: Próprio autor.

3.3 GERAÇÃO DE MALHA (TURBOGRID):

A malha computacional foi gerada utilizando o software Turbogrid dentro do Ansys, com o refinamento que atingisse o y^+ médio de 100, 200 e 300.

As Tabelas 2, 3 e 4 apresenta os parâmetros definidos na aba *Mesh Data* do ANSYS TurboGrid, utilizados para o controle da qualidade e resolução da malha, especialmente próximo às superfícies de parede. Esses parâmetros são cruciais para garantir a fidelidade na resolução da camada limite em escoamentos turbulentos.

Tabela 2 – Configurações de Malha no TurboGrid y^+ médio = 100

Parâmetro	Valor escolhido
<i>Global Size Factor</i>	1,85
<i>Boundary Layer Method</i>	<i>First Element Offset</i>
<i>Offset y^+</i>	5
Aplicar a todas as camadas limite	Sim
<i>Cutoff Edge Split Factor</i> (Trailing)	1,0
Razão Máxima de Expansão	Não especificada
<i>Near Wall Element Size Method</i>	y^+
Número de Reynolds	5×10^6
Redução de malha nos vértices das bordas	Ativada em <i>Inlet</i> e <i>Outlet</i>

Fonte: Próprio autor

Tabela 3 – Configurações de Malha no TurboGrid y^+ médio = 200

Parâmetro	Valor escolhido
<i>Global Size Factor</i>	1,85
<i>Boundary Layer Method</i>	<i>First Element Offset</i>
<i>Offset y^+</i>	38
Aplicar a todas as camadas limite	Sim
<i>Cutoff Edge Split Factor</i> (Trailing)	1,0
Razão Máxima de Expansão	Não especificada
<i>Near Wall Element Size Method</i>	y^+
Número de Reynolds	5×10^6
Redução de malha nos vértices das bordas	Ativada em <i>Inlet</i> e <i>Outlet</i>

Fonte: Próprio autor

Tabela 4 – Configurações de Malha no TurboGrid y^+ médio = 300

Parâmetro	Valor escolhido
<i>Global Size Factor</i>	1,85
<i>Boundary Layer Method</i>	<i>First Element Offset</i>
<i>Offset y^+</i>	66
Aplicar a todas as camadas limite	Sim
<i>Cutoff Edge Split Factor</i> (Trailing)	1,0
Razão Máxima de Expansão	Não especificada
<i>Near Wall Element Size Method</i>	y^+
Número de Reynolds	5×10^6
Redução de malha nos vértices das bordas	Ativada em <i>Inlet</i> e <i>Outlet</i>

Fonte: Próprio autor

O valor de *Global Size Factor* define o tamanho geral dos elementos da malha. Um valor de 1,85 corresponde a uma malha mais grossa, com menor densidade de nós, o que reduz o custo computacional e é adequado para estudos comparativos preliminares.

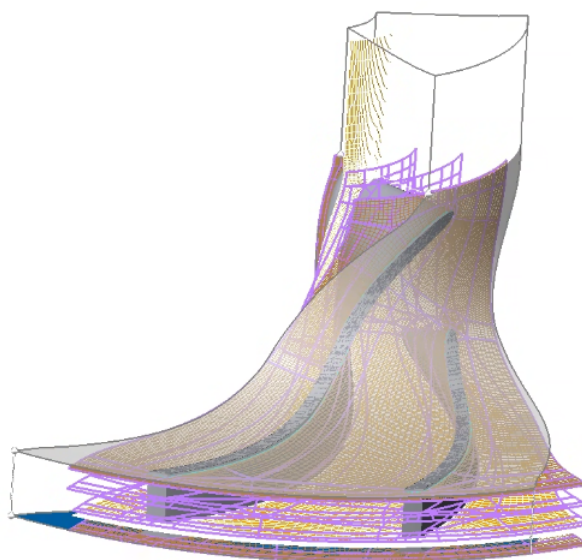
Para o controle da camada limite, utilizou-se a estratégia de deslocamento do primeiro elemento (*First Element Offset*), variando-o entre 5, 38 e 66 respectivamente. Esses valores resultaram, respectivamente, em malhas com y^+ médio em torno de 100, 200 e 300. A escolha se

baseou no fato de que os demais parâmetros da malha foram mantidos constantes, de modo que a variação do deslocamento inicial foi o principal fator responsável pela alteração no y^+ médio.

Assim, o caso com $offset = 5$ levou a uma malha mais refinada junto à parede, posicionando os primeiros nós na subcamada viscosa e resultando em y^+ médio = 100. Para $offset = 38$, os primeiros nós ficaram na região de transição entre a subcamada viscosa e a camada logarítmica, obtendo-se y^+ médio = 200, condição ideal para o modelo $k-\omega$ SST. Já o valor de $offset = 66$ posicionou os nós predominantemente na região logarítmica, gerando uma malha mais grosseira com y^+ médio = 300, permitindo avaliar o impacto de uma menor resolução da subcamada viscosa nos parâmetros globais.

O número de Reynolds global ($Re = 5 \times 10^6$) foi utilizado como referência no cálculo do espaçamento físico da primeira célula junto à parede para atingir os valores desejados de y^+ . Além disso, foi ativada a redução de malha nas regiões de entrada e saída, minimizando distorções nos elementos e assegurando a qualidade da discretização. A Figura 13 apresenta a malha gerada.

Figura 13 – Malha gerada.

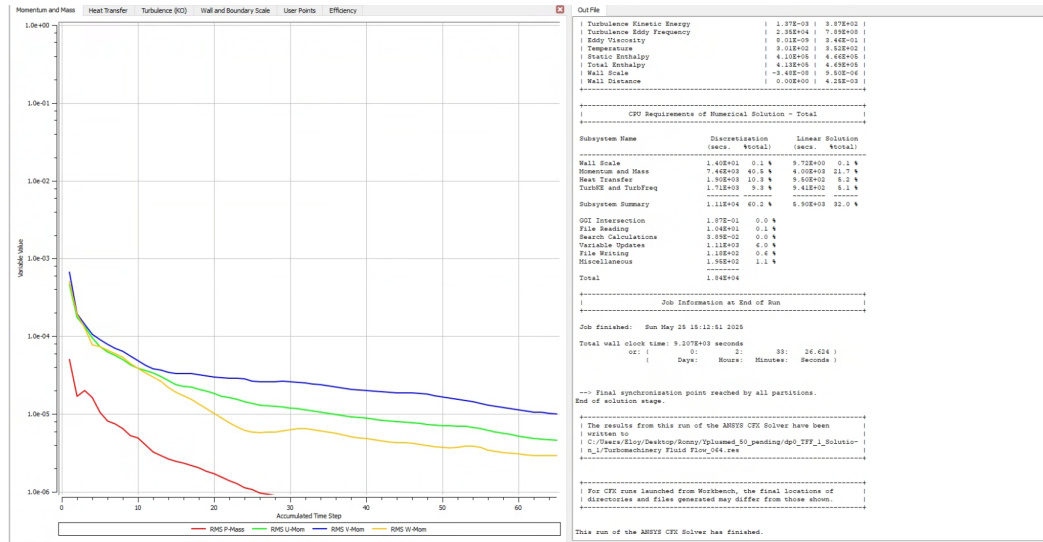


Fonte: Próprio autor.

3.4 EXECUÇÃO DAS SIMULAÇÕES:

Nessa etapa, foram coletados os resultados para análise posterior, (como eficiência isentrópica e razão de compressão no rotor) observando o comportamento dos resíduos, sendo o critério de convergência a média RMS dos resíduos da malha menor que 10^{-5} , para uma solução apropriada. A Figura 14 apresenta o gráfico dos resíduos.

Figura 14 – Comportamento dos resíduos na simulação



Fonte: Próprio Autor

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Neste capítulo são apresentados e analisados os resultados obtidos nas simulações numéricas realizadas para três configurações distintas de malha, variando-se o valor médio do número adimensional y^+ . Os casos considerados correspondem a malhas com y^+ médio aproximadamente iguais a 100, 200 e 300. O objetivo da comparação é avaliar a influência da resolução da malha junto à parede sobre o comportamento do escoamento, a eficiência isentrópica do compressor e a estabilidade numérica das simulações.

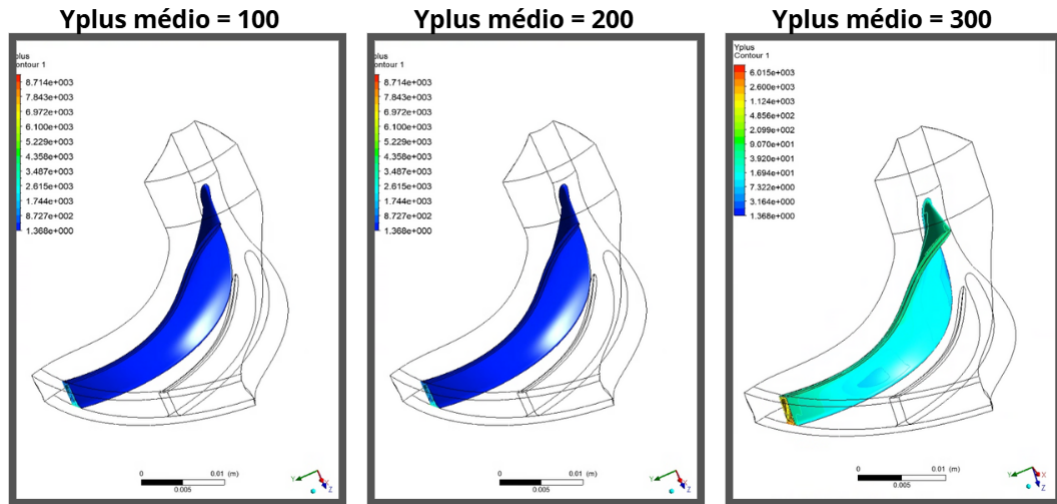
Inicialmente, são apresentados o refinamento de cada malha e os campos de velocidade obtidos, seguidos pela comparação de parâmetros globais, como o tempo de simulação e a eficiência calculada. Em seguida, discute-se a adequação dos valores de y^+ para a modelagem precisa da camada limite, especialmente considerando a utilização do modelo de turbulência SST. Por fim, são destacados os impactos do refinamento da malha na qualidade dos resultados e na confiabilidade das análises em projetos de turbomáquinas.

4.1 DISTRIBUIÇÃO DO y^+ E AVALIAÇÃO DA QUALIDADE DA MALHA

Nesta seção, são apresentados os contornos de y^+ ao longo do canal entre pás, com o objetivo de avaliar se os critérios desejáveis de resolução da malha foram atendidos. As distribuições obtidas permitem identificar regiões super ou sub-resolvidas, contribuindo para a validação da qualidade da malha empregada em cada simulação.

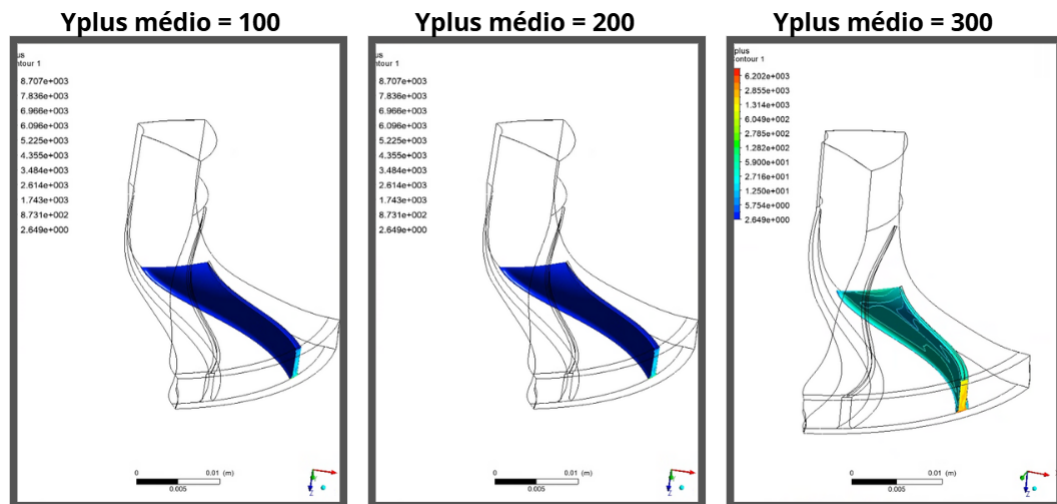
Nos casos de $y^+ = 100$ e 200 , observa-se um comportamento similar, com elevações de y^+ nas regiões próximas ao *hub* e ao *shroud* (*hub* = região central, junto ao eixo, onde as pás são fixadas; *shroud* = superfície externa, na ponta das pás, que limita o escoamento), conforme esperado devido à presença das camadas limite. A comparação entre os dois casos não revela diferenças significativas na distribuição do parâmetro, sugerindo que o aumento do y^+ médio de 100 para 200 não comprometeu de forma relevante a resolução da malha nas zonas mais críticas do escoamento. Para o caso com y^+ médio = 300, observa-se uma diferença notável na distribuição do parâmetro y^+ ao longo das superfícies sólidas. Os contornos revelam regiões extensas com valores significativamente mais altos, ultrapassando 6000 em determinados pontos, especialmente próximas às extremidades do canal entre pás. Esse comportamento indica um espessamento da primeira camada da malha nas proximidades da parede, o que pode comprometer a resolução da subcamada viscosa e afetar a precisão do modelo de turbulência empregado. Em comparação aos casos com y^+ médio igual a 100 e 200, a malha do caso 300 (escala local) apresenta uma degradação na fidelidade junto às paredes, podendo ser menos adequada para capturar os efeitos próximos à parede com exatidão. A Figura 15, Figura 16, Figura 17 e Figura 18 ilustram os campos de y^+ para os casos com y^+ médio igual a 100, 200 e 300.

Figura 15 – Distribuição do número adimensional y^+ ao longo da superfície lateral 1 (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)



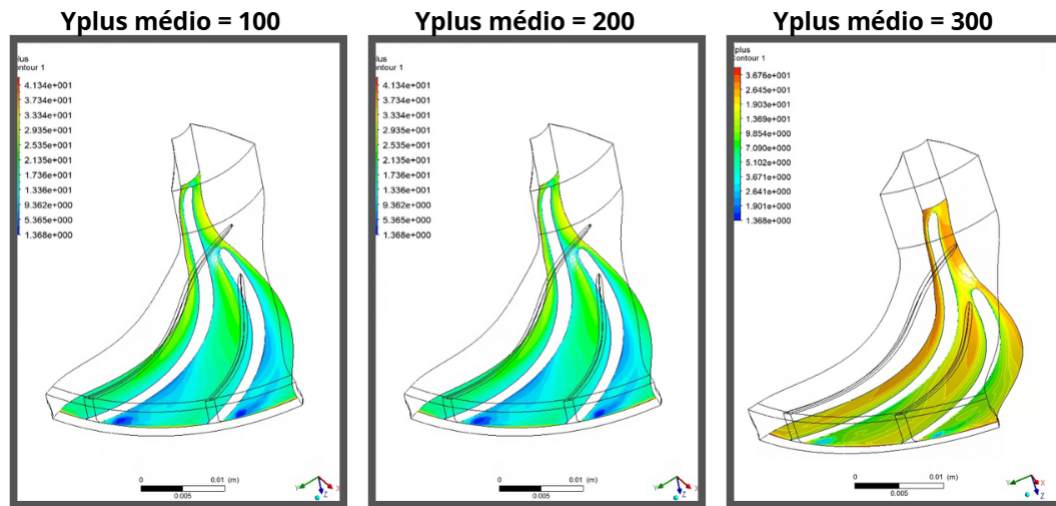
Fonte: Próprio Autor

Figura 16 – Distribuição do número adimensional y^+ ao longo da superfície lateral 2 (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)



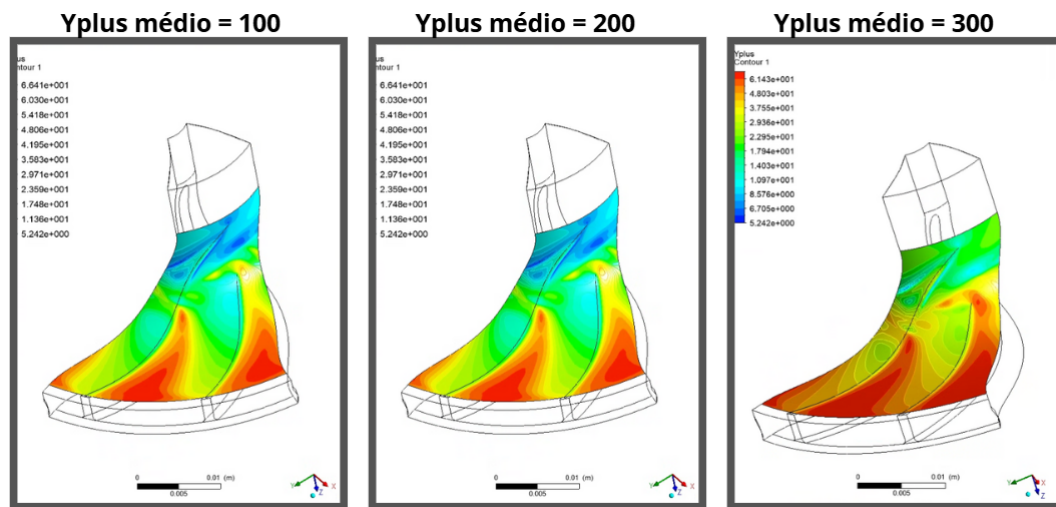
Fonte: Próprio Autor

Figura 17 – Distribuição do número adimensional y^+ ao longo do hub (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)



Fonte: Próprio Autor

Figura 18 – Distribuição do número adimensional y^+ ao longo do shroud (Casos y^+ médio = 100, 200 e 300)



Fonte: Próprio Autor

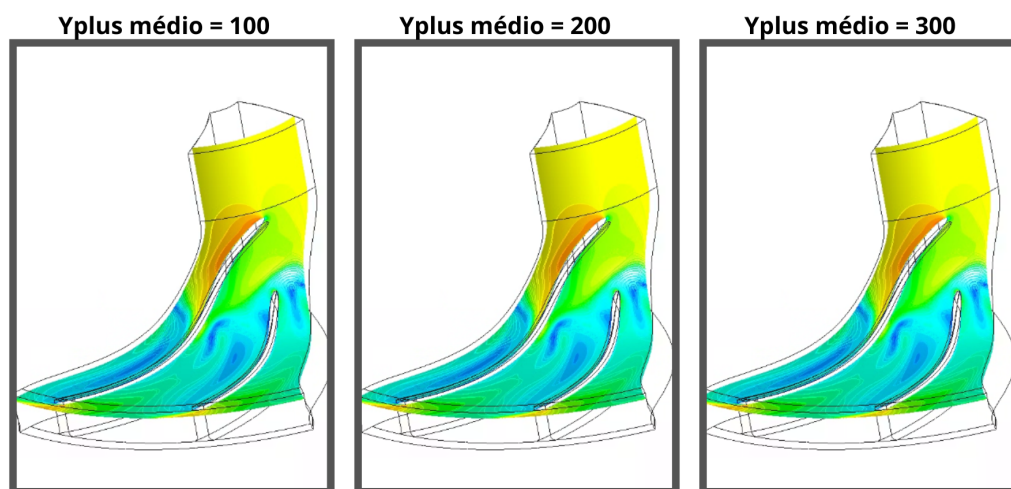
Com base na análise dos contornos de y^+ , é possível concluir que todos os casos apresentaram distribuições compatíveis com os critérios recomendados para simulações com o modelo de turbulência $k-\omega$ SST. De modo geral, os valores de y^+ permaneceram acima de 11,63, sendo preferencialmente mantidos na faixa entre **30 e 500**, conforme indicado por (Versteeg; Malalasekera, 1995), o que garante uma adequada resolução da subcamada viscosa e a correta representação dos fenômenos próximos às paredes.

4.2 ANÁLISE DOS CAMPOS DE VELOCIDADE

Nesta seção, são apresentados os campos de velocidade obtidos nas simulações para os diferentes casos de malha analisados. A visualização do escoamento permite identificar padrões importantes como acelerações, regiões de baixa velocidade, possíveis zonas de recirculação e separação do fluxo. Essa análise contribui para a compreensão do comportamento do fluido dentro do canal entre pás e para a avaliação do impacto da resolução da malha na previsão do campo de velocidades.

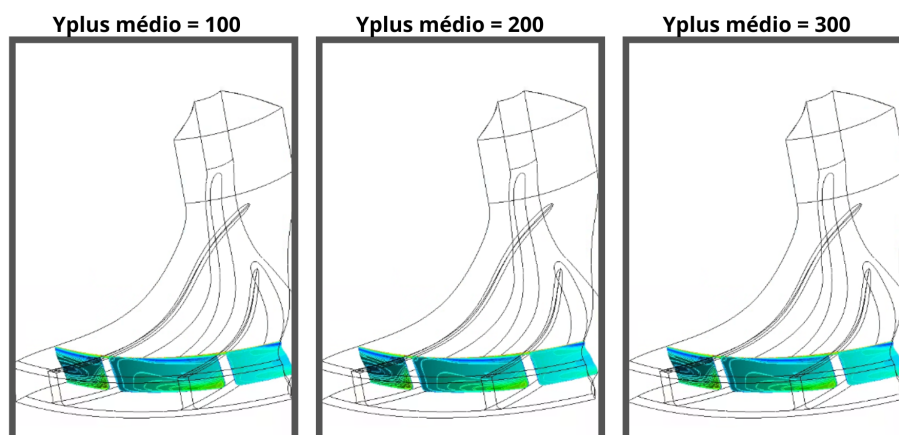
A análise dos campos de velocidade para os diferentes casos de malha com y^+ médio igual a 100, 200 e 300 revelou que não houve alterações visíveis significativas no comportamento do escoamento principal ao longo do canal entre pás. As distribuições de velocidade mantiveram padrões semelhantes em todas as simulações, com regiões de aceleração e desaceleração bem definidas, além de trajetórias de escoamento compatíveis com o esperado para esse tipo de turbomáquina. Os campos são apresentados nas Figura 19 e Figura 20.

Figura 19 – Campos de Velocidade - Região 1



Fonte: Próprio Autor

Figura 20 – Campos de Velocidade - Região 2



Fonte: Próprio Autor

Esse resultado sugere que, embora o refinamento da malha junto às paredes (via controle do y^+) influencie a modelagem da camada limite, ele não impactou de forma perceptível o campo de velocidade da região principal do escoamento, o que indica certa robustez da solução para variações moderadas no refinamento próximo às superfícies sólidas, o que indica que a utilização das funções de parede apresentou os mesmos resultados. Possivelmente, um estudo com valores de y^+ menores que 11,36 poderia demonstrar alterações mais visíveis nos campos de escoamento. Esse limite corresponde aproximadamente ao fim da subcamada viscosa, região em que o perfil de velocidades é governado principalmente pela viscosidade molecular e apresenta comportamento quase linear. Quando os primeiros nós da malha são posicionados dentro dessa faixa, o modelo numérico consegue capturar de forma mais detalhada os efeitos da camada limite muito próxima à parede, o que pode resultar em diferenças perceptíveis nos contornos de pressão e velocidade.

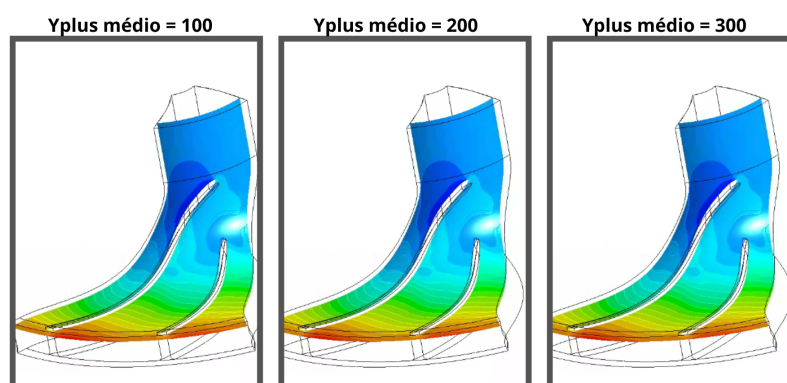
Embora nos casos analisados as variações de y^+ (100, 200 e 300) não tenham alterado significativamente os campos globais, valores menores que 11,36 poderiam evidenciar alterações importantes, especialmente no desenvolvimento da camada limite e em fenômenos localizados de recirculação ou separação do escoamento. Ainda assim, é possível que variações sutis já existam e se manifestem de maneira mais clara em parâmetros integrados e sensíveis, como a eficiência isentrópica ou a razão de compressão, que serão discutidos posteriormente neste trabalho.

4.3 ANÁLISE DOS CAMPOS DE PRESSÃO

A visualização do campo de pressão permite identificar zonas de alta e baixa pressão, gradientes que impulsionam a aceleração do escoamento, pontos de pico de carga aerodinâmica

sobre as pás, regiões de recirculação associadas a quedas locais de pressão e eventuais ondas de choque ou compressibilidade, se presentes. A análise conjunta com os campos de velocidade contribui para entender os mecanismos de conversão de energia mecânica em energia pressórica dentro do canal entre pás e para avaliar o impacto do refinamento da malha sobre a predição desses fenômenos. A Figura 21 apresenta o campo de pressão.

Figura 21 – Campos de Pressão



Fonte: Próprio Autor

A análise comparativa dos campos de pressão para os três casos indica que o padrão geral de distribuição manteve-se semelhante, independentemente do valor médio de y^+ . As regiões de alta e baixa pressão permaneceram nas mesmas localizações relativas. Essa consistência visual sugere que, assim como observado nos campos de velocidade, o refinamento da malha próximo à parede não provocou alterações significativas na previsão do campo de pressão na região principal do escoamento.

4.4 COMPARAÇÃO DE PARÂMETROS GLOBAIS

Nesta seção, realiza-se a comparação de parâmetros globais obtidos nas simulações, com foco principal na eficiência isentrópica, razão de compressão, trabalho realizado e o tempo total de simulação computacional. A análise desses indicadores permite avaliar não apenas o desempenho termodinâmico do escoamento simulado, mas também o impacto do refinamento da malha no custo computacional. Essa abordagem auxilia na identificação do melhor equilíbrio entre precisão numérica e viabilidade de tempo de processamento.

4.4.1 Análise da Razão de Compressão

A razão de compressão é um dos principais indicadores de desempenho em compressores centrífugos, representando a relação entre a pressão total na saída e na entrada do escoamento.

Valores mais elevados indicam maior capacidade de compressão do fluido, sendo diretamente influenciados pelas condições operacionais e pela qualidade da malha utilizada na simulação.

Os resultados obtidos para os diferentes casos de malha mostraram variações pequenas, mas perceptíveis. Para y^+ médio = 100, a razão de compressão foi de 1,59011; para y^+ médio = 200, o valor aumentou ligeiramente para 1,59505; enquanto no caso com y^+ médio = 300, o valor mais elevado foi registrado: 1,59669. Apesar de as diferenças estarem abaixo de 0,5%, elas evidenciam que alterações no refinamento da malha podem impactar os resultados globais, mesmo que de forma sutil.

Tabela 5 – Razão de compressão e variação percentual para diferentes valores de y^+ médio.

Caso	y^+ médio	Razão de Compressão	Variação % (ref. Caso 1)
Caso 1	100	1,59011	0%
Caso 2	200	1,59505	+0,31%
Caso 3	300	1,59669	+0,41%

Fonte: Próprio Autor

Observa-se que o caso com malha mais refinada ($y^+ \approx 100$) apresentou a menor razão de compressão entre os três, o que pode estar relacionado a uma maior captação das perdas viscosas no domínio de escoamento. Já os casos com malha mais grossa apresentaram valores ligeiramente maiores, possivelmente devido à subestimação dessas perdas junto às paredes. Esses resultados reforçam a importância de um refinamento adequado para garantir precisão na predição dos parâmetros termodinâmicos.

4.4.2 Análise do Trabalho Transferido ao Fluido

Nesta seção, é apresentada a análise comparativa do trabalho transferido ao fluido pela rotação do rotor, a partir da avaliação do parâmetro *Stage I Power*. Este parâmetro representa a potência específica associada à variação de entalpia entre a entrada e a saída do rotor, e, portanto, indica o trabalho efetivamente transmitido ao escoamento durante a compressão.

A Tabela 6 resume os valores obtidos para os três casos simulados.

Tabela 6 – Trabalho transferido ao fluido (*Stage I Power* (W)) para cada malha simulada

y^+ médio	Trabalho [Watts]	Variação % (ref. Caso 1)
100	60063,1	-
200	60442,6	+0,632 %
300	60537,7	+0,79 %

Fonte: Próprio Autor

Os valores obtidos demonstram uma tendência de leve aumento do trabalho transmitido ao fluido com o incremento do valor médio de y^+ . A diferença entre o caso com y^+ médio = 100 e o com y^+ médio = 300 é de aproximadamente 0,8%, o que sugere que variações na malha, ainda

que não significativamente grosseiras — podem afetar sutilmente os resultados de desempenho termodinâmico do compressor.

Essa variação pode estar associada a alterações na captura dos gradientes de velocidade e pressão próximos às paredes, o que influencia diretamente na estimativa da entalpia e, por consequência, na potência. Apesar disso, os valores obtidos mantêm-se relativamente consistentes, indicando que as malhas utilizadas estão dentro de uma faixa aceitável de resolução para fins de avaliação do trabalho fornecido ao escoamento.

4.4.3 Eficiência Isentrópica do Compressor

A eficiência isentrópica é um dos principais parâmetros de desempenho em compressores centrífugos, pois indica a razão entre o trabalho ideal (reversível e isentrópico) e o trabalho real aplicado ao fluido. Pequenas variações na eficiência podem refletir mudanças significativas no comportamento termodinâmico do sistema e na precisão do modelo numérico.

Na Tabela 7, são apresentados os valores obtidos de eficiência isentrópica para os três casos.

Tabela 7 – Eficiência isentrópica do compressor para diferentes valores de y^+ médio.

Caso	y^+ médio	Eficiência isentrópica [%]	Variação % (ref. Caso 1)
Caso 1	100	90,7602	-
Caso 2	200	90,8304	+0,0702
Caso 3	300	90,9072	+0,147

Fonte: Próprio Autor

Observa-se que a eficiência aumentou de forma leve e progressiva com o aumento do y^+ médio, indicando que o refinamento da malha próximo às paredes não provocou perdas de desempenho no modelo, mas sim uma estabilização dos resultados. A variação percentual entre os três casos é inferior a 0,2%, o que pode indicar que os modelos de turbulência e as condições de contorno adotadas são robustos mesmo com discretizações diferentes na subcamada viscosa.

Essa estabilidade nos resultados de eficiência reforça a confiabilidade das simulações realizadas, permitindo utilizar as diferentes configurações de malha sem comprometer significativamente a avaliação do desempenho termodinâmico do compressor.

4.4.4 Tempo de Simulação

O tempo de simulação é um fator importante a ser considerado na escolha da malha, especialmente quando se busca um equilíbrio entre precisão e custo computacional. Malhas mais refinadas, principalmente nas regiões próximas às paredes, tendem a exigir mais elementos e, consequentemente, maior esforço computacional.

A Tabela 8 apresenta os tempos de execução registrados para cada um dos três casos analisados.

Tabela 8 – Tempo total de simulação para diferentes valores de y^+ médio.

Caso	y^+ médio	Tempo de Simulação	Variação % (ref. Caso 1)
Caso 1	100	2h 33min	-
Caso 2	200	2h 11min	-14,8 %
Caso 3	300	2h 06min	-17,65 %

Fonte: Próprio Autor

Observa-se que há uma redução progressiva do tempo de simulação à medida que o valor de y^+ médio aumenta. Isso é esperado, pois malhas com y^+ mais elevado possuem menos elementos próximos às paredes, resultando em menor custo computacional. A diferença entre o caso mais refinado ($y^+ = 100$) e o mais grosseiro ($y^+ = 300$) é de aproximadamente 27 minutos, o que representa uma redução de cerca de 18% no tempo total de execução.

Essa análise reforça a importância de avaliar não apenas a precisão dos resultados, mas também o impacto computacional das diferentes configurações de malha, especialmente em estudos paramétricos ou otimizações envolvendo múltiplas simulações.

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho teve como objetivo investigar, por meio de simulação numérica via CFD, a influência do número adimensional y^+ na modelagem do escoamento em um compressor centrífugo operando com dióxido de carbono (CO_2) como fluido de trabalho. O foco da análise foi avaliar como diferentes níveis de resolução da malha na região próxima às paredes afetam os resultados globais do escoamento, como eficiência isentrópica, trabalho transferido ao fluido, razão de compressão e tempo computacional de simulação.

A abordagem adotada contemplou a definição de uma geometria realista de rotor e difusor, a geração de malhas estruturadas com diferentes valores médios de y^+ (100, 200 e 300), a configuração do modelo CFD com o uso do modelo de turbulência $k-\omega$ SST, e a análise detalhada dos resultados obtidos por meio de pós-processamento.

Os resultados demonstraram que, embora o refinamento da malha influencie a resolução da subcamada viscosa, especialmente em regiões próximas ao *hub* e ao *shroud*, os efeitos sobre os parâmetros globais foram modestos. A eficiência isentrópica apresentou variações inferiores a 0,2% entre os casos simulados, indicando que o modelo de turbulência e as condições de contorno adotadas foram suficientemente robustos para garantir a estabilidade dos resultados mesmo com variações no y^+ . O trabalho transferido ao fluido também se manteve em níveis consistentes, com um ligeiro aumento associado ao uso de malhas mais grosseiras.

Por outro lado, observou-se que o tempo de simulação foi significativamente afetado pelo valor de y^+ utilizado. A malha mais refinada (com y^+ médio = 100) exigiu aproximadamente 27 minutos a mais de tempo computacional em comparação à malha mais grosseira (y^+ médio = 300)), representando um aumento de cerca de 18%. Isso evidencia que, para determinadas aplicações, o uso de malhas menos refinadas pode ser vantajoso, desde que os resultados obtidos ainda estejam dentro de uma margem de erro aceitável.

A análise dos contornos de y^+ reforçou a importância de manter esse parâmetro dentro de uma faixa compatível com os requisitos do modelo de turbulência $k-\omega$ SST. Os valores permaneceram majoritariamente entre 30 e 500, conforme indicado pela literatura, o que assegura uma resolução adequada da camada limite para o tipo de escoamento analisado.

Como contribuição, este trabalho reforça a relevância da escolha criteriosa dos parâmetros de malha na modelagem CFD de turbomáquinas. Demonstra-se que é possível obter resultados confiáveis mesmo com malhas de y^+ intermediário, desde que as características do escoamento e os modelos adotados sejam compatíveis com tal abordagem. Essa conclusão é especialmente útil em contextos industriais e acadêmicos nos quais há necessidade de múltiplas simulações e limitação de recursos computacionais.

Sugere-se, como trabalhos futuros, o estudo de simulações com valores de y^+ fora do *range* recomendado pela literatura (majoritariamente entre 30 e 500) para avaliação do impacto nos resultados. Também recomenda-se a investigação de outros modelos de turbulência com

diferentes tratamentos da subcamada viscosa, a análise em geometrias tridimensionais completas com assimetrias e folgas variáveis, além da consideração de efeitos térmicos mais avançados relacionados à operação com CO₂ supercrítico, ampliando assim a aplicabilidade e robustez dos modelos utilizados.

REFERÊNCIAS

- ANSYS, Inc. **Ansyst CFX Theory Guide**. Canonsburg, PA, 2021. Release 2021 R2.
- ARIFF, M.; SALIM, S. M.; CHEAH, S. C. Wall y^+ approach for dealing with turbulent flow over a surface mounted cube: part 1—low reynolds number. In: **Seventh International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries**. Melbourne, Australia: CSIRO Publishing, 2009. p. 1–6.
- BARDINA, J. E.; HUANG, P. G.; COAKLEY, T. J. **Turbulence Modeling Validation, Testing, and Development**. [S.l.], 1997.
- BRUHN, G. et al. **High-pressure Industrial Compressors: A Practical Guideline on Selection, Operation and Maintenance**. Munich: Süddeutscher Verlag onpact GmbH, 2012. Produced with the technical collaboration of J.P. Sauer & Sohn Maschinenbau GmbH.
- COPCO, A. **Compressed Air Manual**. 6th. ed. Wilrijk: Atlas Copco Airpower NV, 2010. 145 p.
- DUTRA, C. S. B.; RIBEIRO, F. P.; SU, J. Análise do escoamento de CO₂ supercrítico no subcanal de um reator MMR usando técnicas de CFD. In: ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE ENERGIA NUCLEAR (ABEN). **Anais do 2017 International Nuclear Atlantic Conference (INAC 2017)**. Belo Horizonte, MG, Brazil, 2017.
- FREIRE, A. P. S.; ILHA, A.; COLAÇO, M. J. **Coleção Cadernos de Turbulência: Turbulência**. Rio de Janeiro: ABCM, 2006. v. 5. (Tomo 1, v. 5).
- GASPARIN, E. et al. Constrained optimization of s-co2 compression train system through 1d approach under a new gas-like behavior constraint. **The Journal of Supercritical Fluids**, Elsevier, v. 199, p. 105956, 2023. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.supflu.2023.105956>.
- GASPARIN, E. et al. High-dimensional cfd optimization of a low-flow coefficient s–co2 centrifugal compressor for enhanced oil recovery systems. **Geoenergy Science and Engineering**, v. 227, p. 211851, 2023. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.geoen.2023.211851>.
- GERASIMOV, A. **Modelling Turbulence Flows with Fluent**. [S.l.], 2006.
- GOODING, W. J.; MEIER, M. A.; KEY, N. L. The impact of various modeling decisions on flow field predictions in a centrifugal compressor. **ASME Journal of Turbomachinery**, v. 143, n. 10, p. 101006, October 2021. Disponível em: <https://doi.org/10.1115/1.4050674>.
- GULEC, M. Pnomatik sistemlerde tasarruf. In: **I. Ulusal Hidrolik Pnomatik Kongresi**. Izmir, Turkey: [s.n.], 1999.
- JINYUAN, T.; GUAN, H.; CHAOQUN, L. **Computational Fluid Dynamics: A Practical Approach**. USA: Butterworth-Heinemann, 2006.
- JOHNSON, D. A.; KING, L. S. A mathematically simple turbulence closure model for attached and separated turbulent boundary layers. **AIAA Journal**, v. 23, n. 11, p. 1684–1692, nov. 1985.
- KIM, S. G. et al. Numerical investigation of a centrifugal compressor for supercritical co₂ as a working fluid. In: **Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition**. Düsseldorf, Germany: ASME, 2014. p. 16–20.

LESIEUR, M. **Turbulence in Fluids**. 3. ed. Dordrecht: Kluwer Academic Publishers, 1997. 412 p.

LIANG, D. et al. The recent progresses in industrial centrifugal compressor designs. **International Journal of Fluid Mechanics Thermal Sciences**, v. 6, n. 2, p. 61–69, 2020. Disponível em: <https://doi.org/10.11648/j.ijfmts.20200602.13>.

LüDTKE, K. H. **Process Centrifugal Compressors: Basics, Function, Operation, Design, Application**. 1. ed. Springer-Verlag Berlin Heidelberg, 2004. XVIII, 315 p. ISBN 978-3-540-40427-9. Disponível em: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-09449-5>.

MATOS, R. S. **Refrigeração**. [S.l.], 2010. Disponível em: <ftp://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TMEC153/Apostila/Apostila%20Refrigera%C3%A7%C3%A3o.pdf>. Acesso em: [24/01/2025].

MENTER, F. R. Influence of freestream values on k-omega turbulence model predictions. **AIAA Journal**, v. 30, n. 6, p. 1657–1659, jun. 1992.

MENTER, F. R. Zonal two equation kappa-omega turbulence models for aerodynamic flows. In: **AIAA Fluid Dynamics Conference**. Orlando, FL: American Institute of Aeronautics and Astronautics (AIAA), 1993. AIAA Paper 93-2906, NAS 1.15:111629, NASA-TM-111629. Disponível em: <https://doi.org/10.2514/6.1993-2906>.

MENTER, F. R. Two-equation eddy viscosity turbulence models for engineering applications. **AIAA Journal**, v. 32, n. 11, p. 1299–1310, nov. 1994.

MENTER, F. R.; RUMSEY, C. L. Assessment of two-equation turbulence models for transonic flows. In: **25th AIAA Fluid Dynamics Conference**. Colorado Springs, CO: [s.n.], 1994.

National Institute of Standards and Technology (NIST). **Propriedades termofísicas de sistemas fluidos**. 2017. <http://webbook.nist.gov/chemistry/fluid>. Acesso em: 20 jun. 2025.

NGUYEN-HUYNH, T. **Centrifugal Compressor Design and Analysis Using Computational Fluid Dynamics (CFD)**. August 11 2023. Tese (Thesis/Dissertation) — The Ohio State University, August 11 2023. Work of the US Gov. Public Use Permitted. Disponível em: <https://ntrs.nasa.gov/citations/20230007315>.

PETROBRAS. **CCUS - Captura, Utilização e Armazenamento de Carbono**. 2025. Acesso em: 23 jan. 2025. Disponível em: <https://nossaenergia.petrobras.com.br/w/transicao-energetica/ccus>.

SALVIANO, L. O. et al. Sensitivity analysis and optimization of a CO₂ centrifugal compressor impeller with a vaneless diffuser. **Structural and Multidisciplinary Optimization**, 2021.

SCHWIND, J. J. **Geophysical Fluid Dynamics for Oceanographers**. [S.l.]: Prentice-Hall Inc., 1980. 307 p.

SHAMES, I. H. **Mecânica dos Fluidos – Análise de Escoamentos**. São Paulo: Edgard Blücher Ltda., 1973. 533 p.

SOUZA, J. F. A. de et al. Uma revisão sobre a turbulência e sua modelagem. **Revista Brasileira de Geofísica**, v. 29, n. 1, p. 21–41, 2011. Disponível em: <https://doi.org/10.1590/S0102-261X2011000100002>.

TOG, R. A.; TOUSI, A. M.; SOLTANI, M. Design and cfd analysis of centrifugal compressor for a microgasturbine. **Aircraft Engineering and Aerospace Technology: An International Journal**, Emerald Group Publishing Limited, v. 79, n. 2, p. 137–143, 2007. Disponível em: <https://www.emerald.com/insight/content/doi/10.1108/00022660710732680/full/html>.

VERSTEEG, H. K.; MALALASEKERA, W. **An Introduction to Computational Fluid Dynamics: The Finite Volume Method**. Essex, England: Longman Scientific and Technical, 1995. ISBN 0-582-21884-5.

YANG, M. Air compressor efficiency in a vietnamese enterprise. **Energy Policy**, v. 37, n. 6, p. 2327–2337, 2009.