

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE CONSTRUÇÃO CIVIL
CURSO DE ENGENHARIA CIVIL

FELIPE COELHO DE ANDRADE FAVA

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE
MÚLTIPLOS ESTÁGIOS OPERANDO COM CO₂ SUPERCRÍTICO**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

CURITIBA

2021

FELIPE COELHO DE ANDRADE FAVA

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE
MÚLTIPLOS ESTÁGIOS OPERANDO COM CO₂ SUPERCRÍTICO**

**Numerical study of the performance of a multistage centrifugal pump operating
with supercritical CO₂**

Trabalho de Conclusão de Curso do Curso de Engenharia Civil da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Campus Curitiba, Sede Ecoville, apresentado como requisito parcial à obtenção do título de bacharel em Engenharia Civil.

Orientador: Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales

Coorientador: Dr. Henrique Stel de Azevedo

CURITIBA

2021



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by-nc-nd/4.0/)

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es), sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

FELIPE COELHO DE ANDRADE FAVA

**ESTUDO NUMÉRICO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA DE
MÚLTIPLOS ESTÁGIOS OPERANDO COM CO₂ SUPERCRÍTICO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Civil da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 09/dezembro/2021

Prof. Orientador - Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales, Dr.
UTFPR

Prof. Paulo Henrique Dias Santos, Dr.
UTFPR

Prof. Roberto Carlos Moro Filho, Dr.
UTFPR

Dedico este trabalho à
minha família, pelos
momentos de apoio

AGRADECIMENTOS

Finalizada essa etapa de graduação, não poderia deixar de dedicar este trabalho especialmente aos meus pais, que sempre estiveram ao meu lado durante toda a minha vida, aos meus amigos que permaneceram comigo ao longo da graduação, e ao Núcleo de Escoamento Multifásico (NUEM) da UTFPR, sem o qual a realização deste estudo não seria possível.

RESUMO

O presente trabalho tem como objetivo realizar o estudo numérico do escoamento em uma bomba centrífuga de múltiplos estágios operando com CO₂ em condições supercríticas. É desenvolvida uma metodologia numérica, no programa de dinâmica dos fluidos computacional ANSYS CFX®, para a simulação do escoamento no interior da bomba de múltiplos estágios. As propriedades termo-físicas são obtidas por meio de uma tabela termodinâmica (RGP), com dados extraídos do programa NIST®-REFPROP. Os dados coletados servirão para o levantamento de curvas de desempenho da bomba, bem como para análise dos campos de escoamento e ganho de temperatura através dos estágios da bomba. Os resultados contribuem para a análise da viabilidade do uso das bombas centrífugas de múltiplos estágios para o bombeamento de CO₂ supercrítico na faixa de pressão de 75 a 95 bar, com temperaturas entre 35°C e 45°C e vazões que variam entre 30% e 150% do ponto de máxima eficiência indicado em catálogo, sendo assim um tema de interesse na produção de petróleo em águas profundas.

Palavras chave: bomba centrífuga; CO₂ supercrítico; modelo numérico; estudo numérico; análise de desempenho.

ABSTRACT

The present study aims to carry out the numerical study of the flow in a multistage centrifugal pump operating with CO₂ under supercritical conditions. A numerical methodology is developed in the ANSYS CFX® computational fluid dynamics program to simulate the flow inside the multistage pump. The thermophysical properties are obtained through a thermodynamic table (RGP), with data extracted from the NIST®-REFPROP program. The collected data will be used to survey the pump performance curves, as well as to analyze the flow fields and temperature gain across the pump stages. The results contribute to the analysis of the feasibility of using multistage centrifugal pumps for pumping supercritical CO₂ in the pressure range from 75 to 95 bar, with temperatures between 35°C and 45°C and flow rates ranging between 30% and 150% of the best efficiency point indicated in the catalogue, thus being a topic of interest in deepwater oil production.

Keywords: centrifugal pump; supercritical CO₂; numerical model; numerical study; performance analysis.

LISTA DE SÍMBOLOS

CO_2	Dióxido de Carbono
H_2O	Água
Q	Vazão volumétrica
ω	Velocidade angular
D	Diâmetro
V	Volume
$\dot{W}$	Potência
$\dot{m}$	Vazão mássica
g	Gravidade
H	Altura de elevação
ρ	Massa específica
p	Pressão
h	Entalpia
T	Temperatura
rpm	Rotações por minuto
Φ	Coefficiente adimensional de fluxo
Ψ	Coefficiente adimensional de carga
Π	Coefficiente adimensional de potência

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Esquema da aplicação da tecnologia para captura e sequestro de CO ₂ (Carbon Dioxide Capture and Storage - CCS)	17
Figura 2 - Profundidades estimadas da Bacia de Santos do Pré-Sal	19
Figura 3 - Principais componentes de uma bomba centrífuga (a) e um compressor centrífugo (b)	21
Figura 4 - Diagrama de fases do CO ₂	24
Figura 5 - Pontos críticos de diferentes substâncias utilizadas como fluido de trabalho	26
Figura 6 - Variação das principais propriedades do CO ₂ em função da temperatura e para diferentes pressões	27
Figura 7- Curvas adimensionais do catálogo da KSB® indicando o desempenho de uma bomba centrífuga de estágio único operando em três cenários diferentes, a uma rotação de 3000rpm e uma pressão de sucção constante de 85 bar	32
Figura 8 - À esquerda, esquema tridimensional da bancada. À direita, foto da bancada utilizada para os testes experimentais.	33
Figura 9 - Curvas de desempenho obtidas numericamente e experimentalmente para os dois diferentes casos testados	34
Figura 10 - Comparação de curvas de eficiência da água e dos casos de CO ₂ supercrítico.....	35
Figura 11 - Exemplo de uma tabela RGP operando numa região mxn de pressão e temperatura supercríticas.....	39

Figura 12 – Imagens, respectivamente, do rotor e do difusor cortados para escaneamento.....	44
Figura 13 - Malha numérica utilizada	45
Figura 14 - Curvas comparativas de coeficiente adimensional de carga para diferentes modelos de turbulência	48
Figura 15 - Curvas comparativas de eficiência politrópica para diferentes modelos de turbulência.....	49
Figura 16 - Curvas comparativas de ganho de temperatura para diferentes modelos de turbulência.....	49
Figura 17 - Curvas comparativas da altura de elevação média por estágio nas geometrias de três e cinco estágios	51
Figura 18 - Curvas comparativas da eficiência politrópica nas geometrias de três e cinco estágios	51
Figura 19 - Curvas comparativas do incremento de temperatura médio por estágio nas geometrias de três e cinco estágios	52
Figura 20 - Curvas comparativas do coeficiente adimensional de carga para os diferentes casos simulados	59
Figura 21 - Curvas comparativas do coeficiente adimensional de potência para os diferentes casos simulados	59
Figura 22 - Curvas comparativas da eficiência politrópica para os diferentes casos simulados	60
Figura 23 - Curvas comparativas do cálculo de temperatura entre o CFD e os modelos politrópico e isentrópico para o caso de 95 bar, 35°C e 4500 rpm	63

Figura 24 - Curvas comparativas do cálculo de temperatura entre o CFD e os modelos politrópico e isentrópico para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm	63
Figura 25 - Curvas comparativas do ganho de temperatura para os diferentes casos simulados	64
Figura 26 – Campo de massa específica para o caso de 75 bar, 35°C e 3480 rpm no BEP	66
Figura 27 - Campo de massa específica para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP	67
Figura 28 - Campo de massa específica para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP	67
Figura 29 - Campo de massa específica para o caso de 95 bar, 35°C e 4500 rpm no BEP	68
Figura 30 - Campo de temperatura para o caso de 75 bar, 35°C e 3480 rpm no BEP ..	69
Figura 31 - Campo de temperatura para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP ..	69
Figura 32 - Campo de temperatura para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP ..	70
Figura 33 - Campo de temperatura para o caso de 95 bar, 35°C e 4500 rpm no BEP ..	70
Figura 34 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP	72
Figura 35 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm em 0,5 BEP ...	72
Figura 36 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP	73
Figura 37 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm em 0,5 BEP ...	73
Figura 38 - Linhas de corrente para o caso de água em condições ambientes no BEP	74
Figura 39 - Linhas de corrente para o caso de água em condições ambientes em 0,5 BEP	74

Figura 40 – Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP	76
Figura 41 - Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm em 0,5 BEP	76
Figura 42 - Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP	77
Figura 43 - Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm em 0,5 BEP	77
Figura 44 - Campos de velocidade no rotor para o caso de água em condições ambientes no BEP.....	78
Figura 45 - Campos de velocidade no rotor para o caso de água em condições ambientes em 0,5 BEP.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Comparação de propriedades calculadas no programa ANSYS® CFX® a partir de tabelas RGP 200x200 com valores do NIST®-REFPROP para o CO ₂ puro 20bar @ 35°C.....	41
Tabela 2 - Comparação de propriedades calculadas no programa ANSYS® CFX® a partir de tabelas RGP 200x200 com valores do NIST®-REFPROP para o CO ₂ puro 150bar @ 35°C.....	42
Tabela 3 - Grade de Testes.....	43
Tabela 4 - Dados comparativos entre simulações transientes e Frozen Rotor	54
Tabela 5 - Comparações do teste de malha para os parâmetros de Head e ΔT	55
Tabela 6 - Comparações do teste de malha para os parâmetros de eficiência politrópica e ΔP estático	55

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	16
1.1 OBJETIVOS	18
1.2 JUSTIFICATIVA	18
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	20
2.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS E COEFICIENTES ADIMENSIONAIS	20
2.2 FLUIDOS SUPERCRÍTICOS	23
2.3 CO ₂ SUPERCRÍTICO	25
2.4 TRABALHOS RELACIONADOS	28
2.5 FECHAMENTO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
3. METODOLOGIA	37
3.1 MODELAGEM DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS VIA TABELAS PARAMETRIZADAS	37
3.2 MODELAGEM DA MALHA NUMÉRICA E EQUAÇÕES GOVERNANTES	43
3.3 TESTES DE MODELO DE TURBULÊNCIA	47
3.4 TESTE DE NÚMERO DE ESTÁGIOS	50
3.5 TESTES DE MODELO TRANSIENTE E MODELO <i>FROZEN ROTOR</i>	53
3.6 TESTES DE REFINO DE MALHA	54
3.7 RESULTADOS NUMÉRICOS ANALISADOS A PARTIR DO MODELO	56
4. RESULTADOS E DISCUSSÕES	58

4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS DO ESCOAMENTO NA BOMBA CENTRÍFUGA DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS.....	58
4.1.1 ANÁLISE DO INCREMENTO DE TEMPERATURA.....	61
4.2 CAMPOS DE ESCOAMENTO E CAMPOS DE VELOCIDADE	65
4.2.1 CAMPOS DE MASSA ESPECÍFICA.....	65
4.2.2 CAMPOS DE TEMPERATURA.....	68
4.2.3 LINHAS DE CORRENTE	71
4.2.4 CAMPOS DE VELOCIDADE NO ROTOR	75
5. CONCLUSÕES	80
5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	82
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	83

1. INTRODUÇÃO

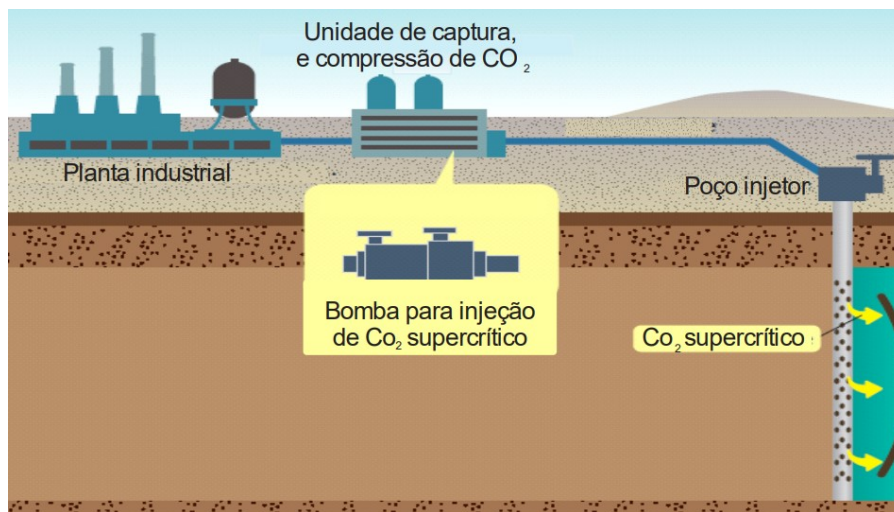
Bombas centrífugas são equipamentos amplamente utilizados no bombeamento de líquidos. Sua utilidade variada vai desde o uso no ambiente doméstico, com as bombas de água residenciais de baixa pressão, até o ambiente industrial, que necessita de operações sob condições extremas de pressão e temperatura. O bombeamento de gases sob altas pressões, por sua vez, é normalmente realizado por meio de compressores centrífugos, equipamentos recomendados para esse tipo de atividade.

Os cenários de operação com gases densos em condições próximas ao envelope supercrítico têm crescido ao longo dos anos, tendo como principais interessados nesse tema as indústrias química e petrolífera. O potencial solvente do CO₂ supercrítico, o preço baixo e sua baixa carga poluente quando comparado a outros fluidos, vem atraindo cada vez mais o seguimento da indústria química. Por sua vez, a indústria petrolífera tem de lidar com altas concentrações de CO₂ extraídas junto ao óleo dos reservatórios, sendo esse o foco do presente estudo.

Nesse contexto, as reservas do pré-sal têm como importante característica a presença de altas concentrações de CO₂. Após a separação das fases líquida e gasosa da mistura, os gases são bombeados e comprimidos até condições supercríticas e reinjetados no reservatório. O objetivo da separação é manter a pressão do reservatório alta e prolongar a característica surgente do poço, além de reduzir os custos de exploração de poços não surgentes.

Figura 1 indica um esquema simplificado dos processos envolvidos na reinjeção do CO₂ nos poços de petróleo, onde é feita, após a separação da fase gasosa, a compressão e a reinjeção do CO₂ supercrítico por bombas centrífugas. Segundo Fujieda e colaboradores (Fujieda e Iwamoto, 2016) as bombas centrífugas são um dos equipamentos mais importantes neste processo.

Figura 1 - Esquema da aplicação da tecnologia para captura e sequestro de CO₂ (Carbon Dioxide Capture and Storage - CCS)



Fonte: adaptado de Fujieda e Iwamoto (2016)

O uso de bombas centrífugas para o bombeamento desses gases é de interesse da indústria petrolífera, visto que são equipamentos mais simples e baratos quando comparados aos compressores. A falta de estudos nessa direção, no entanto, dificulta a aplicação em campo das bombas centrífugas. Existe uma grande carência a respeito da compreensão dos fenômenos no interior das bombas centrífugas operantes sob essas condições de pressão e temperatura.

Tendo em vista as questões acima expostas, o presente estudo pretende contribuir com os estudos na área, auxiliando na análise das curvas de desempenho e na compreensão dos fenômenos que ocorrem no interior das bombas centrífugas de múltiplos estágios quando operantes com CO₂ supercrítico através dos campos de escoamento.

1.1 OBJETIVOS

O objetivo do presente trabalho é levantar as curvas de desempenho de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios operando com CO₂ supercrítico em diferentes condições de pressão e temperatura. O estudo conduzido numericamente, tem caráter exploratório e visa realizar análises de desempenho global, bem como visualizar os campos de escoamento no interior da bomba.

Para tanto, os objetivos específicos do trabalho são descritos como:

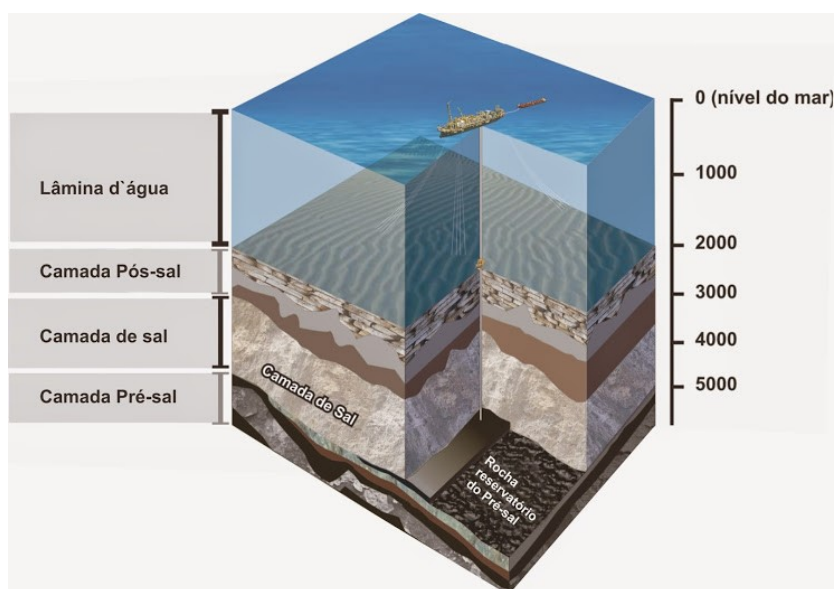
- Propor um modelo numérico consistente para a realização de simulações computacionais;
- Levantar as curvas de desempenho da bomba centrífuga de múltiplos estágios operando com CO₂ supercrítico;
- Analisar numericamente os campos de escoamento no interior da bomba centrífuga;
- Avaliar o ganho de temperatura através dos estágios da bomba, e compará-lo com expressões teóricas utilizadas para sua estimativa.

1.2 JUSTIFICATIVA

A necessidade do uso de bombas centrífugas para o bombeamento de CO₂ supercrítico vem crescendo nos últimos anos dentro da indústria e, apesar dessa importância, trata-se de um tema pouco explorado pela literatura. Estudos numéricos nesse sentido são ainda mais escassos, com pouco ou nenhum material voltado para a análise de curvas de desempenho e a caracterização dos fenômenos que ocorrem no interior das bombas durante o processo de bombeamento.

A presença de altas concentrações de CO_2 nas reservas petrolíferas nacionais, a exemplo de importantes bacias como a Bacia de Santos (com suas camadas e profundidades aproximadas indicadas na Figura 2), a Bacia de Campos e o Campo de Júpiter, em conjunto com a preocupação com o destino dado à substância vem causando uma crescente demanda por trabalhos de pesquisa nessa área, sendo este o foco do presente estudo.

Figura 2 - Profundidades estimadas da Bacia de Santos do Pré-Sal



Fonte: Petrobrás (2021)

Portanto, o desenvolvimento do presente trabalho busca fornecer compreensão de fenômenos ainda pouco compreendidos pela literatura, mas que são de grande interesse da indústria petrolífera. O reaproveitamento do CO_2 enquanto gás de efeito estufa consiste um tema de relevância nesse setor, e o uso de bombas centrífugas para seu bombeamento tem potencial de impactar positivamente o tratamento deste material em campos de petróleo, gerando benefícios econômicos e ambientais.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A presente seção apresenta a revisão bibliográfica relacionada ao desenvolvimento do presente trabalho. Na seção 2.1 serão abordados alguns conceitos a respeito dos fluidos supercríticos, a conceitualização do estudo e os trabalhos relacionados com o uso de bombas centrífugas para o bombeamento de gases em condições supercríticas.

Em seguida, na seção 2.2, serão apresentadas as principais propriedades dos fluidos supercríticos, bem como o envelope de fases que caracteriza a condição de entrada nesse estágio.

Finalmente, a seção 2.3 apresenta a revisão dos estudos numéricos e experimentais envolvendo turbomáquinas para o bombeamento de CO₂ supercrítico, além de dados de catálogo de bombas centrífugas utilizadas para essa finalidade.

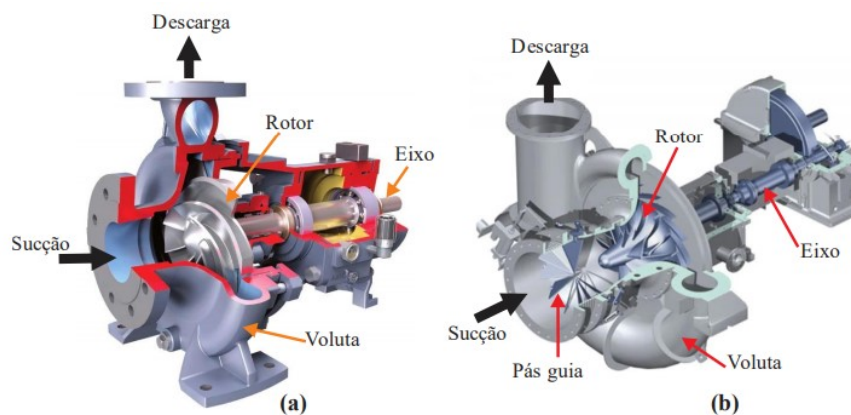
2.1 BOMBAS CENTRÍFUGAS E COEFICIENTES ADIMENSIONAIS

Bombas centrífugas fazem parte da categoria das turbomáquinas que são, por definição, dispositivos fluidomecânicos que direcionam o fluxo com lâminas ou pás fixadas em um elemento rotativo (Fox *et al.* 2010). Elas têm como principal função a transferência de energia a um determinado fluido, elevando sua pressão e/ou a entalpia. Algumas bombas centrífugas possuem também um elemento estático (difusor), responsável por reorganizar o escoamento após a saída do elemento rotativo (rotor), e fornecer um acréscimo de pressão ao fluido.

As bombas centrífugas são utilizadas, em geral, para o bombeamento de líquidos incompressíveis, sendo o mais comum a água. Bons exemplos de uso de bombas centrífugas estão nos sistemas de bombeamento utilizadas em sistemas hidráulicos urbanos comuns, responsáveis por levar abastecimento hídrico para partes mais altas das cidades, ou até mesmo para os andares superiores em condomínios de apartamentos.

Diferentemente das bombas centrífugas, os compressores centrífugos costumam ser utilizados para o bombeamento de gases, ou seja, fluidos compressíveis. Os compressores centrífugos são utilizados na indústria com aplicações variadas, como na agricultura, na indústria de geração de energia e na indústria petroquímica.

Figura 3 - Principais componentes de uma bomba centrífuga (a) e um compressor centrífugo (b)



Fonte: adaptado de *ABS technology* e *P.I. process instrumentation*

O desempenho das turbomáquinas é avaliado através de curvas características, que permitem estimar como a turbomáquina se comporta em diferentes vazões de operação, tanto abaixo quanto acima do ponto de máxima eficiência, conhecido como BEP, do inglês *best efficiency point*. Tais curvas podem ainda ser adimensionalizadas, isto é, generalizadas para diferentes condições operacionais, servindo de referência para outros cenários incluindo fluidos distintos.

Apesar de existirem diversas formas de adimensionalização dos parâmetros, havendo na literatura diferentes definições sobre esses números, certo grau de rigor deve ser adotado. De acordo com autores como Potter e Wiggert (2010) e Fox *et al.* (2010), algumas de suas definições podem ser expressas da seguinte forma:

Coeficiente de Fluxo:

$$\Phi = \frac{Q_0}{\omega D_2^3} \quad (1)$$

Coeficiente de Carga:

$$\Psi = \frac{g H_t}{\omega^2 D_2^2} \quad (2)$$

Coeficiente de Potência:

$$\Pi = \frac{\dot{W}}{\rho Q_0 \omega^2 D_2^2} \quad (3)$$

Nas definições acima, Q_0 é a vazão volumétrica na entrada do rotor, ω é a velocidade angular, D_2 é o diâmetro na saída do rotor, $\dot{W}$ é a potência consumida, g é a aceleração da gravidade, ρ é a massa específica do fluido e H_t é a altura total de elevação (*head*). O *head* é definido por:

$$H_t = \left(\frac{p_d}{\rho_d g} + \frac{V_d^2}{2g} \right) - \left(\frac{p_i}{\rho_i g} + \frac{V_i^2}{2g} \right) \quad (4)$$

onde p são as pressões, e V são as velocidades calculadas sobre as áreas de descarga (d) e entrada (i).

Como é possível perceber, a análise adimensional do desempenho das bombas centrífugas é bem estabelecida na literatura. Essa análise visa a generalização das curvas de desempenho de turbomáquinas, permitindo a extrapolação de curvas características obtidas para uma determinada condição de referência para outras condições operacionais para as quais elas eventualmente a turbomáquina não tenha sido testada.

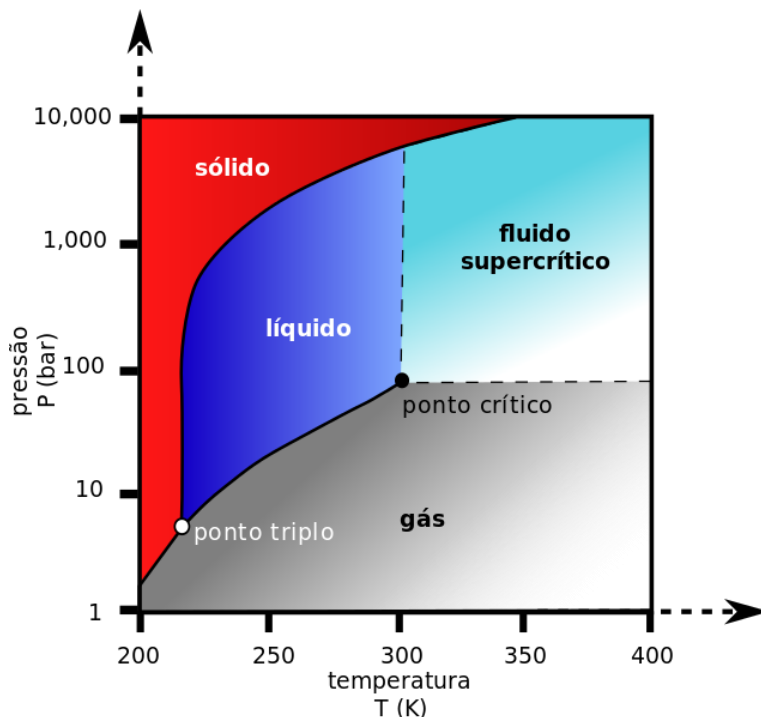
2.2 FLUIDOS SUPERCRÍTICOS

Um fluido supercrítico pode ser definido como o estado de uma substância qualquer quando se encontra em condições de temperatura (T_c) e pressão (P_c) superiores ao seu ponto crítico. O envelope supercrítico é caracterizado pela ausência das fases líquida e gasosa, resultando num fluido monofásico de alta massa específica e baixa viscosidade. Já o ponto crítico pode ser definido como a situação de mais alta pressão e temperatura sob as quais uma substância mantém o equilíbrio entre as fases líquida e gasosa (Rayner *et al.* 2005).

A Figura 4 ilustra um diagrama de fases do CO_2 , sendo ilustradas as fases em que a substância se encontra em função da temperatura e pressão. As linhas que separam os diferentes estados físicos representam as condições exatas onde a substância pode coexistir em dois estados simultaneamente (líquido-gás e sólido-líquido, por exemplo), enquanto o ponto triplo representa as condições onde as fases líquida, gasosa e sólida de uma substância coexistem em equilíbrio. De acordo com William e Klifford (2000), o ponto crítico representa o ponto onde a massa específica da fase gasosa e da fase líquida se tornam idênticas.

Um fluido supercrítico possui características únicas, podendo expandir-se em um recipiente fechado da mesma forma que um gás, porém com uma massa específica semelhante à de um líquido (Cabeza *et al.* 2017). Pequenas variações de pressão também podem, devido à alta compressibilidade desses fluidos, resultar em variações expressivas na massa e volume específico (Cunico e Turner, 2017).

Figura 4 - Diagrama de fases do CO₂



Fonte: Retirado de Wikimedia Commons, autor desconhecido

Na Figura 4 é possível observar que a fase supercrítica de um fluido encontra-se na fronteira da fase líquida (à esquerda), da fase gasosa (abaixo) e da fase sólida (acima), não tendo limitação quanto às fronteiras da direita do gráfico, correspondentes à variações positivas apenas na temperatura do fluido supercrítico.

Devido ao caráter híbrido das propriedades líquidas e gasosas, o envelope supercrítico apresenta características singulares. A alta compressibilidade e densidade combinadas com baixas tensões superficiais e viscosidades geram um alto poder solvente nessas substâncias. Essas características tornam seu uso essencial na indústria, principalmente em sistemas de refrigeração, na geração de biodiesel e até como solventes de alta eficiência. A utilização das substâncias supercríticas vem crescendo ao longo dos anos, acompanhada pela compreensão cada vez melhor dos fenômenos existentes sob o envelope de fases supercrítico.

2.3 CO₂ SUPERCRÍTICO

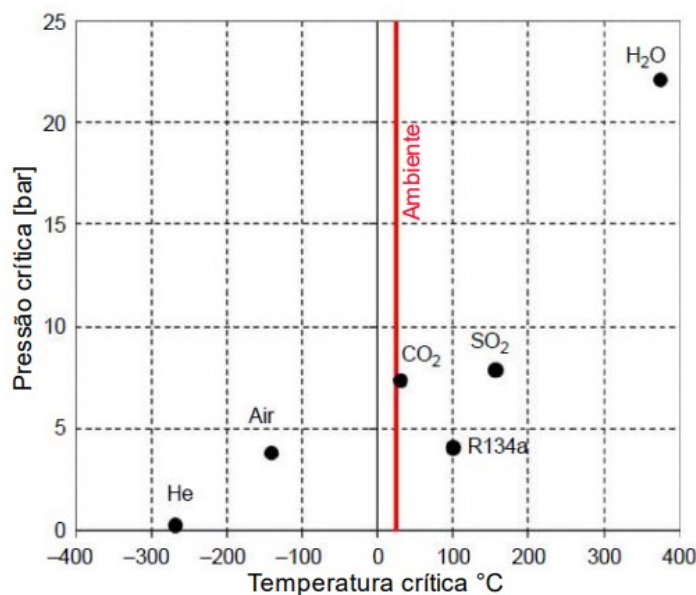
Apesar da variada gama de fluidos supercríticos utilizados na indústria, o CO₂ possui interesse especial por conter características vantajosas, tais como:

- Abundância na natureza, podendo ser encontrado tanto como subprodutos de atividades industriais, como em formações geológicas e reservas naturais;
- Substância inerte e não inflamável;
- Substância não radioativa;
- Preservação ambiental, visto que o CO₂ é um gás de efeito estufa, e seu reaproveitamento é interessante;
- Menor carga poluente quando comparado a outros fluidos utilizados na indústria
- Temperatura crítica (T_c) próxima à temperatura ambiente;
- Característica solvente;
- Baixo custo

De acordo com Span e Wagner (1996), não existe um consenso em relação à localização exata do ponto crítico do CO₂ na literatura, podendo haver pequenas variações de um estudo para outro. É aceito, no entanto, que temperaturas acima de 31,1°C e pressões acima de 73,9 bar já se localizam acima do ponto crítico do CO₂ puro.

A Figura 5, retirada e adaptada de Brun et al. (2017) ilustra a localização do ponto crítico do CO₂ em comparação com outros materiais geramente de grande interesse da indústria. Como é possível perceber, a temperatura crítica é muito próxima à temperatura ambiente, fato este que facilita a obtenção e manuseio do fluido neste estado.

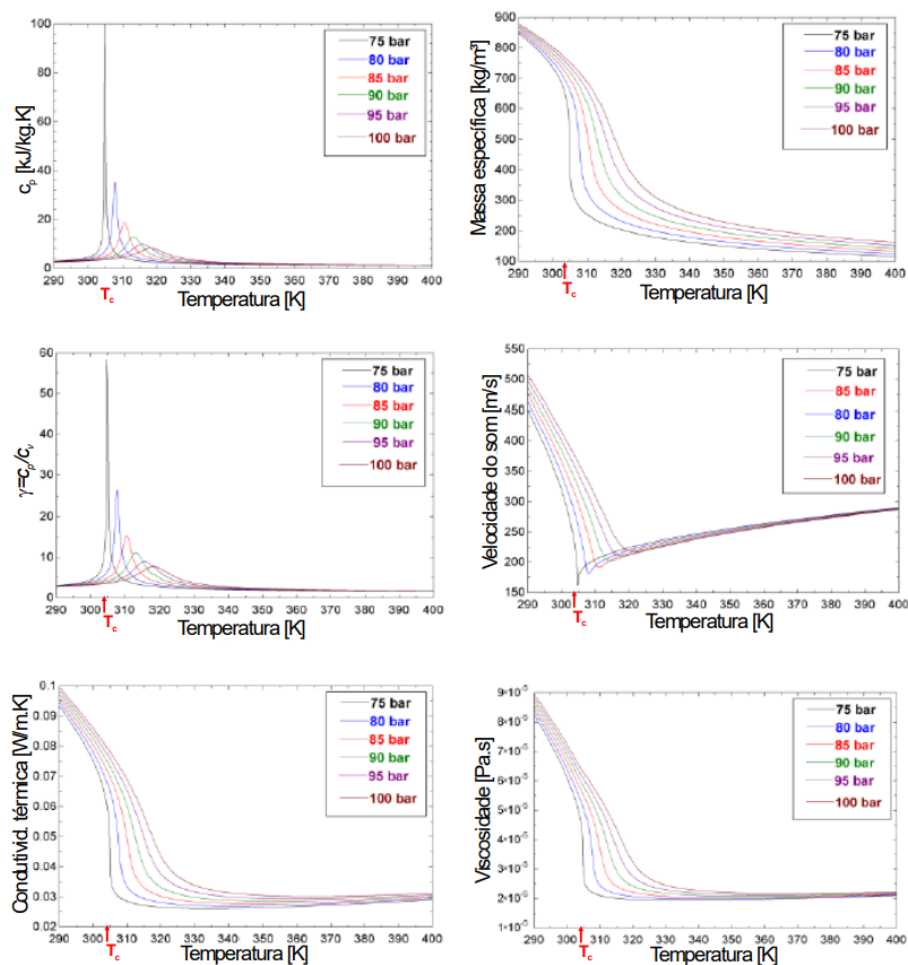
Figura 5 - Pontos críticos de diferentes substâncias utilizadas como fluido de trabalho



Fonte: adaptado de Brun et al. (2017)

À medida que as condições de pressão e temperatura se aproximam do ponto crítico do CO₂, pequenas variações de temperatura e pressão podem ter impacto notável em suas propriedades. A Figura 6 indica a variação abrupta de algumas das principais propriedades quando as condições se aproximam do ponto crítico. Quanto mais perto do ponto crítico, mais altos são os picos de variação das propriedades, principalmente dos calores específicos, picos estes que são suavizados à medida que a pressão e a temperatura aumentam.

Figura 6 - Variação das principais propriedades do CO₂ em função da temperatura e para diferentes pressões



Fonte: adaptado de Monge (2014)

Como citado anteriormente, o baixo custo, a abundância e suas vantagens sobre outros fluidos mais poluentes fazem com que o CO₂ supercrítico seja um fluido de trabalho promissor para substituir outros materiais convencionais. De acordo com Song (2006), apesar da carga poluente do CO₂ ser parte responsável do efeito estufa, ele é mais benigno do que outros solventes tradicionalmente utilizados na indústria. Ehsan et al. (2018) relatam que o clorofluorcarbono (CFC) e o hidroclorofluorcarbono (HCFC) apresentam riscos ambientais mais elevados, e estão sendo gradativamente substituídos

por solventes menos danosos ao meio ambiente. Os autores ainda afirmam que o CO₂ supercrítico é um forte candidato a ser utilizado nessas aplicações.

O uso de CO₂ supercrítico vem também crescendo nos ciclos de potência de Rankine e Brayton, para a geração de energia elétrica. Sua maior eficiência em relação aos ciclos tradicionais de água e ar (Brun *et al.*, 2017; Cabeza *et al.*, 2017) e a possibilidade do uso de turbomáquinas para o bombeamento do CO₂ supercrítico (Fuller *et al.*, 2012; Ahn *et al.*, 2015) vem tornando cada vez mais atraente sua aplicação para essa finalidade.

No setor petrolífero existe uma grande preocupação em relação ao CO₂, gerado como subproduto da exploração de campos de petróleo, principalmente nos reservatórios do pré-sal. O despejo de toneladas de CO₂ na atmosfera acarretam um impacto ambiental indesejado, fazendo com que novas soluções estejam sendo colocadas em prática. A captura do gás e a reinjeção nos reservatórios é vista como alternativa interessante para redução dos danos ambientais, seja ela realizada como forma de sequestro CCS (*Carbon Dioxide Capture and Storage*) ou como método de recuperação avançada de petróleo EOR (*Enhanced Oil Recovery*).

2.4 TRABALHOS RELACIONADOS

Os estudos numéricos que envolvem a operação de turbomáquinas com fluidos supercríticos, e em especial com o CO₂, são relativamente escassos na literatura. A grande maioria do material se encontra em caráter inicial de exploração do tema, sempre esbarrando em desafios como a complexidade das malhas geométricas utilizadas em CFD, a caracterização das propriedades dos fluidos, inconsistências das equações de estado (EdE) tanto na transição como dentro do envelope supercrítico e até dificuldades

na compreensão dos fenômenos termodinâmicos que envolvem esse tipo de escoamento.

Na busca por resolver estes problemas, alguns autores propuseram o uso de tabelas contendo propriedades termodinâmicas previamente calculadas por equações de estado externas ao *software* CFD, ou utilizando bases de dados reconhecidas pela comunidade acadêmica, como o NIST®-REFPROP. Tais tabelas permitem ao *software* CFD interpolar diferentes pontos de pressão e temperatura, buscando assim as propriedades termodinâmicas já calculadas no interior da tabela. Esse processo, além de resolver problemas de convergência e estabilidade das EdE, reduz significativamente o tempo computacional utilizado nas simulações, tornando possível o levantamento de curvas de desempenho de maneira mais eficiente.

A metodologia acima foi utilizada por Pecnick *et al.* (2012) para desenvolver um modelo tridimensional de um compressor centrífugo de rotor radial operando com CO₂ em condições supercríticas. Os autores utilizaram tabelas paramétricas que foram carregadas com dados de uma EdE multiparâmetros especificamente para o CO₂ por Span e Wagner (2003). Posteriormente, é feita a validação dos resultados com dados experimentais e é constatado que as curvas de coeficiente de carga e eficiência foram superestimadas nas simulações CFD.

Outro estudo similar foi realizado por Rinaldi *et al.* (2015), que apresentaram um método numérico para calcular o desempenho de um compressor centrífugo operando com CO₂ supercrítico submetido a diferentes velocidades de rotação. O modelo de turbulência utilizado foi o $k-\omega$, enfatizando-se, no entanto, que não existe boa compreensão de qual modelo de turbulência deve ser utilizado nesses casos. As curvas de desempenho foram levantadas utilizando parâmetros de eficiência isentrópica e variação da entalpia estática. O trabalho é concluído pelos autores com a afirmativa de que a divergência entre os resultados de CFD e os resultados numéricos é aceitável, e atribuem a diferença dos resultados às limitações do *software* e incertezas experimentais.

Baltadjiev *et al.* (2015) apresentaram também um estudo numérico envolvendo o escoamento de CO₂ supercrítico no interior de um compressor centrífugo utilizado para a captura e injeção do fluido, buscando compreender melhor os fenômenos que ocorrem

quando as condições do meio se aproximam do envelope supercrítico. Assim como os autores citados anteriormente, foram utilizadas tabelas paramétricas, construídas a partir da base de dados do NIST®-REFPROP. Foi constatado que a compressibilidade do fluido próximo ao ponto crítico interfere significativamente o desempenho de compressores centrífugos, além de ressaltar que o comportamento dinâmico do CO₂ supercrítico nos canais do rotor é muito diferente do comportamento dinâmico de gases ideais submetidos aos testes na mesma geometria.

Os autores que realizaram testes numéricos relatam que a variação nas propriedades do fluido, mesmo que mínimas, quando ocorrem perto do ponto crítico tendem a afetar significativamente os resultados das curvas de desempenho dos compressores centrífugos. Essa interferência tende a gerar instabilidade nas simulações numéricas, dificuldades de convergência e problemas de *overflow*. O uso de tabelas paramétricas com alto grau de refino tende a aumentar a instabilidade numérica das simulações, enquanto tabelas grosseiras tendem a apresentar resultados numéricos com maiores divergências em relação aos testes experimentais.

Em relação aos trabalhos envolvendo especificamente o bombeamento de CO₂ supercrítico, Bergamini *et al.* (2011) fizeram testes numa bomba centrífuga de múltiplos estágios operando com CO₂ a altas pressões, utilizada para estocagem e recuperação aprimorada de óleo. Os autores destacam que devido à baixa massa específica do CO₂, as bombas centrífugas devem operar acima das rotações convencionais utilizadas para bombeamento de água e de hidrocarbonetos. Outra observação importante feita pelos autores é a respeito da compressibilidade, onde é recomendado o uso do *head* politrópico para as análises de desempenho ao invés da variação de *head* entra a entrada e a saída da bomba.

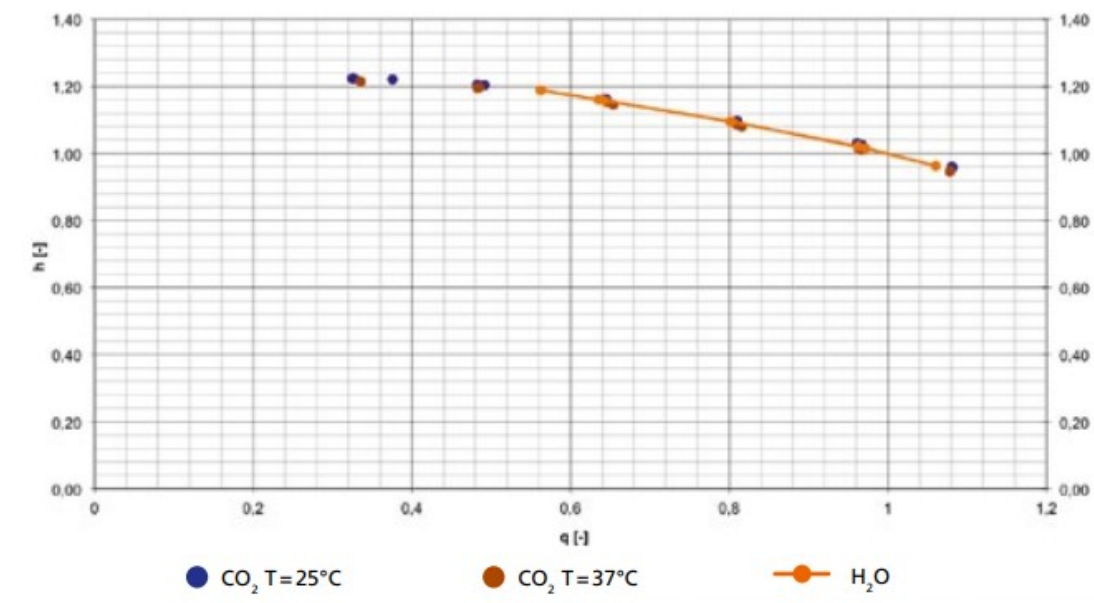
Os autores realizaram simulações numéricas com velocidade de rotação de 7600rpm, em casos de CO₂ puro e misturas de CO₂+N₂. A pressão na entrada utilizada foi de 10 MPa, e a temperatura na entrada variou entre 15°C e 40°C. De modo geral constatou-se que o aumento da temperatura causa prejuízos na eficiência da bomba, acarretados principalmente pela queda da massa específica em condições de maior

temperatura. Os autores concluem o trabalho confirmado a viabilidade do uso de bombas centrífugas para a injeção de CO₂.

Apesar da necessidade da validação experimental dos estudos numéricos em CFD com bombas centrífugas operando com CO₂ em condições supercríticas, os estudos experimentais encontrados são, em sua grande maioria, catálogos de empresas que produzem esses equipamentos. A KSB® possui em um catálogo de 2013, sistemas de bombeamento para injeção de CO₂ em estado supercrítico. A empresa oferece bombas centrífugas ao invés de compressores, afirmando ser vantajoso o uso das bombas centrífugas, tanto pela economia de potência requerida, que resulta em economias de até 23% na energia, quanto pela redução de perdas térmicas geradas pelos equipamentos.

O mesmo catálogo também informa que a empresa possui uma bancada de testes responsável por levantar as curvas de desempenho, com uma ampla faixa de condições testadas, sendo a pressão máxima de 100bar. A Figura 7 indica alguns dos resultados para uma rotação de 3000rpm e pressão de entrada 85bar para casos de H₂O, CO₂ líquido e CO₂ supercrítico.

Figura 7- Curvas adimensionais do catálogo da KSB® indicando o desempenho de uma bomba centrífuga de estágio único operando em três cenários diferentes, a uma rotação de 3000rpm e uma pressão de sucção constante de 85 bar



Fonte: Catálogo KSB® (2013)

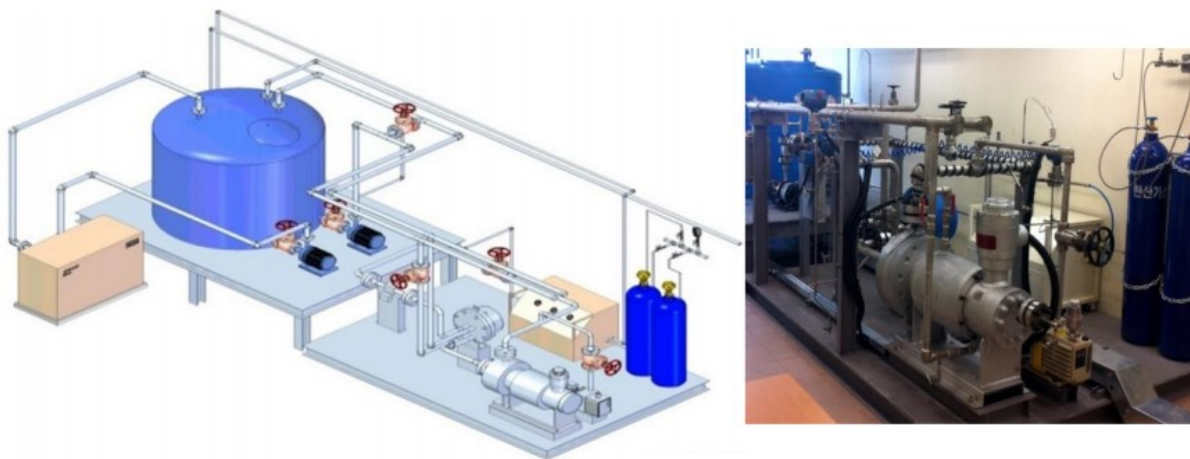
As curvas de catálogo, apesar de não possuírem maiores detalhes sobre a análise de desempenho, fornecem uma base sólida para assumir a viabilidade do uso das bombas centrífugas para o bombeamento de CO₂ supercrítico, indicando um ganho de *head* adimensionalizado muito similar ao da mesma bomba operando com H₂O em altas pressões, o que vai de encontro aos outros estudos numéricos encontrados.

Outro estudo experimental e numérico realizado por Kim *et al.* (2014) buscou obter dados para otimização de compressores centrífugos operando em condições próximas ao ponto crítico através de simulações tridimensionais de CFD. Os autores utilizaram tabelas paramétricas para a obtenção das propriedades termodinâmicas do CO₂, que foram construídas com um refino de 2000x2000. As tabelas posteriormente foram implementadas no programa em formato de tabelas *Real Gas Properties* (RGP).

Os testes experimentais foram feitos respeitando uma rotação de 4620rpm, sendo testadas duas condições de entrada, um primeiro caso com temperatura de 40°C e

pressão 8,3 MPa, e um segundo caso com temperatura 32,5°C e pressão 7,45 MPa. O esquema tridimensional e a foto da bancada encontram-se ilustrados na Figura 8.

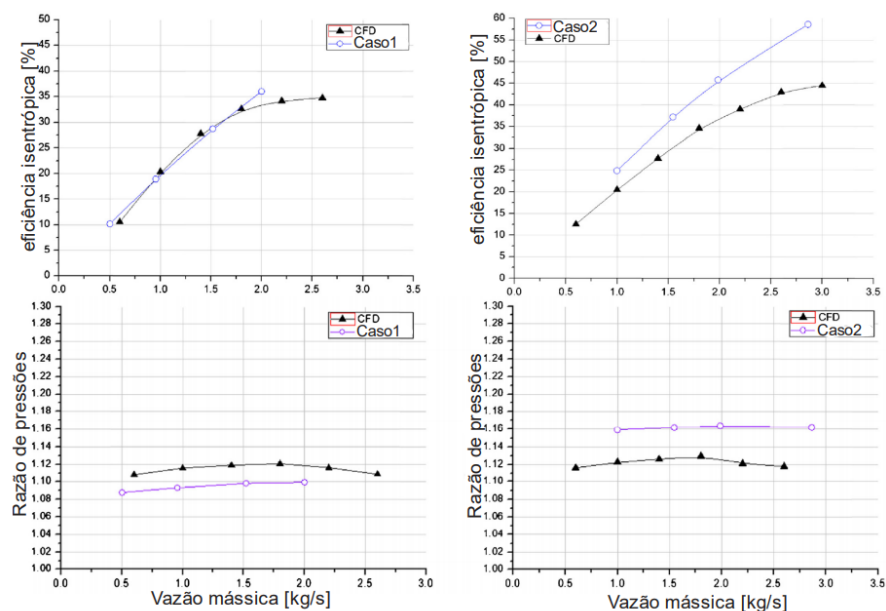
Figura 8 - À esquerda, esquema tridimensional da bancada. À direita, foto da bancada utilizada para os testes experimentais.



Fonte: Kim et al. (2014)

Os resultados mostrados na Figura 9 indicam semelhança entre os casos experimentais e numéricos, principalmente para o caso de menor pressão (primeiro caso). Em valores mais próximos ao ponto crítico (segundo caso), a divergência dos resultados é maior, chegando a pouco mais de 20% para a eficiência isentrópica. Os autores atribuem esse comportamento, à prováveis perdas termodinâmicas e a possíveis mudanças de fase no interior do rotor.

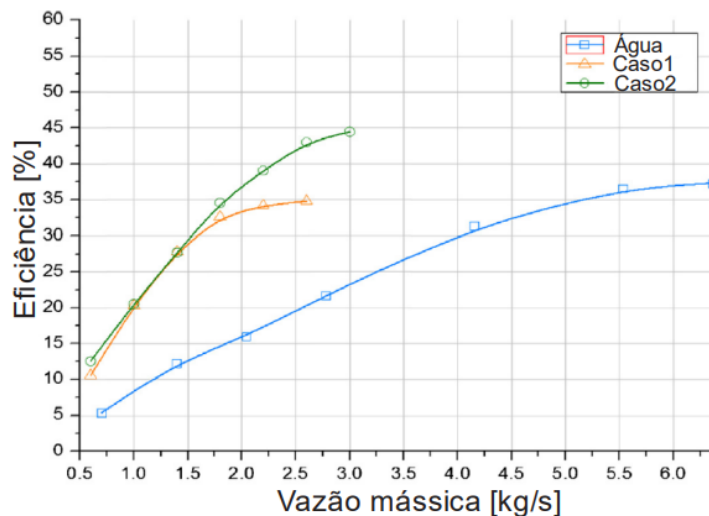
Figura 9 - Curvas de desempenho obtidas numericamente e experimentalmente para os dois diferentes casos testados



Fonte: adaptado de Kim *et al.* (2014)

Também é possível observar nos resultados uma maior eficiência no segundo caso, ilustrado na Figura 9 primeiro gráfico à direita, fato esse explicado pelos autores como sendo fruto de uma menor compressibilidade à medida que o fluido se aproxima do ponto crítico, além do incremento de entalpia necessário para gerar pressão ser menor. Já em relação aos resultados de comparação com H₂O (Figura 10), observa-se um aumento considerável da eficiência da bomba em operação com CO₂ supercrítico puro, fato este justificado pelos autores como sendo resultado da redução de até 74 vezes na viscosidade do fluido quando comparado com a viscosidade da água.

Figura 10 - Comparação de curvas de eficiência da água e dos casos de CO₂ supercrítico.



Fonte: adaptado de Kim *et al.* (2014)

Tendo em vista os resultados apresentados no estudo, os autores concluem o trabalho reafirmando a viabilidade do uso de bombas centrífugas e turbomáquinas de rotor fechado para o bombeamento de CO₂ supercrítico.

2.5 FECHAMENTO DA REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Como visto, os trabalhos encontrados possuem grande relevância neste campo de estudo, indicando passos iniciais de como realizar a modelagem numérica do CO₂ supercrítico, a implementação de tabelas paramétricas em *softwares* de CFD, algumas curvas de desempenho comparativas, e a possível viabilidade do uso de bombas centrífugas para o bombeamento do CO₂, realizado hoje por compressores centrífugos.

Tendo em vista a sinalização dos materiais encontrados que, mesmo ainda em estágios iniciais de exploração sobre o tema, apontam para a possibilidade do uso das bombas centrífugas para o bombeamento do CO₂ supercrítico, o presente trabalho é realizado como uma importante contribuição na parte de análise numérica do escoamento do CO₂ supercríticos em bombas centrífugas, fornecendo curvas de desempenho e estudos sobre a variação de temperatura sofrida no processo.

3. METODOLOGIA

No presente capítulo realiza-se uma discussão a respeito da metodologia numérica utilizada no trabalho para a solução do escoamento em diferentes condições de pressão e temperatura em bombas centrífugas de múltiplo estágio operando com CO₂ supercrítico.

Na primeira seção é mostrada a modelagem das propriedades termodinâmicas, realizadas com o auxílio de tabelas parametrizadas. Na segunda seção é explicada a modelagem da malha numérica e as equações governantes do problema, bem como detalhes a respeito do modelo adotado. Em seguida na terceira, quarta e quinta seções são tratados, respectivamente dos testes de modelo de turbulência, testes de número de estágios e testes a respeito do modelo *Frozen Rotor* para a solução do problema. Na sexta seção são apresentados os testes de refino de malha. Por fim, na sétima seção são indicados os resultados numéricos que serão analisados a partir do modelo proposto.

3.1 MODELAGEM DE PROPRIEDADES TERMODINÂMICAS VIA TABELAS PARAMETRIZADAS

Uma boa caracterização do escoamento dos fluidos supercríticos, como já dito anteriormente, depende de uma análise consistente das propriedades termo-físicas desses fluidos. O *software* utilizado neste trabalho para a realização das simulações numéricas, o ANSYS ® CFX ®, normalmente adota equações de estado (EdEs) para modelagem termodinâmica dos fluidos de trabalho. Algumas dessas equações são de uso específico para o CO₂, como a proposta por Span e Wagner (1996), e outras são de

aplicação geral, sendo as EdEs mais utilizadas as de Redlich-Kwong (Redlich e Kwong, 1949), Peng-Robinson (Peng e Robinson, 1976) e Soave-Redlich-Kwong (Soave, 1972).

As equações de Peng-Robinson e Soave-Redlich-Kwong tendem a apresentar resultados consistentes na análise das propriedades tanto do CO₂ puro quanto de misturas, quando comparadas com as demais equações cúbicas existentes (Brun *et al.*, 2017).

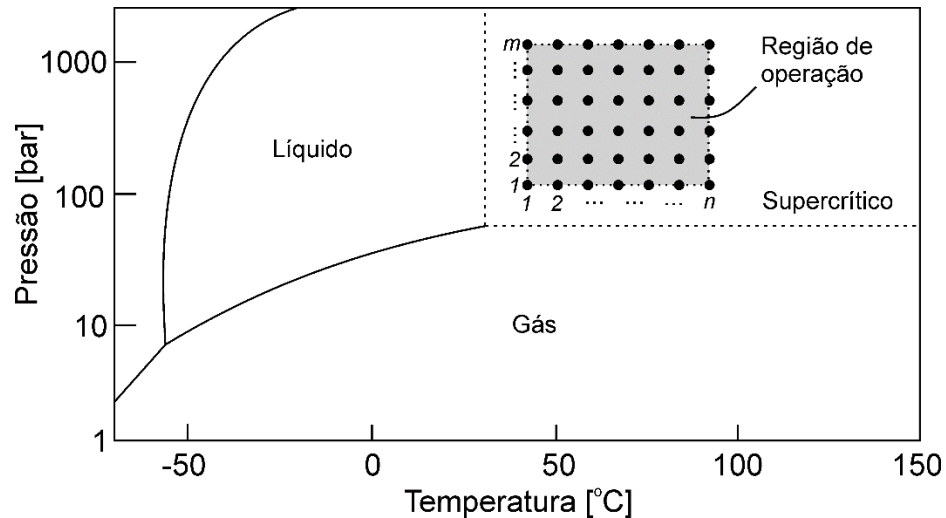
Apesar de fornecerem boa precisão no cálculo das propriedades do CO₂, essas equações de estado cúbicas tendem a apresentar dificuldades e inconsistências quando as condições de temperatura e pressão do fluido aproximam-se do ponto crítico. Além disso, essas inconsistências podem resultar em instabilidades nas simulações numéricas, afetando a convergência e até mesmo impossibilitando a resolução de alguns casos.

Em razão dessas desvantagens das EdEs tradicionais, o ANSYS® CFX® fornece a possibilidade da implementação de equações personalizadas e tabelas termodinâmicas com dados externos, que são computacionalmente mais leves para a resolução dos problemas, apresentam maior estabilidade e uma maior facilidade de convergência das simulações numéricas.

Nesse sentido, a alternativa utilizada no trabalho para a estabilização e para ganho de tempo computacional foi a adoção de tabelas paramétricas RGP (*Real Gas Property*), que podem ser carregadas dentro do *software* ANSYS® CFX®.

As tabelas RGP trabalham numa região limitada de temperatura e pressão definidas, e consistem na construção de uma grade de pontos que contêm os valores de nove propriedades termo-físicas para cada par de temperatura e pressão, fornecidos pelo usuário a partir de um banco de dados externo ou por outro programa. Para valores intermediários, o *software* faz a interpolação dos valores das propriedades dos pares de temperatura e pressão mais próximos que constam na tabela fornecida, o que faz com que tabelas RGP mais refinadas forneçam resultados mais precisos das propriedades termo-físicas. A Figura 11 ilustra um exemplo de uma tabela RGP de $m \times n$ pontos de interesse.

Figura 11 - Exemplo de uma tabela RGP operando numa região $m \times n$ de pressão e temperatura supercríticas



As nove propriedades fornecidas pelas tabelas RGP são:

1. $h(P,T)$: entalpia estática
2. $c(P,T)$: velocidade do som
3. $v(P,T)$: volume específico
4. $c_v(P,T)$: calor específico a volume constante
5. $c_p(P,T)$: calor específico a pressão constante
6. $(\partial P / \partial v)_T (P,T)$: derivada parcial da pressão com respeito ao volume específico à temperatura constante
7. $s(P,T)$: entropia específica
8. $\mu(P,T)$: viscosidade dinâmica
9. $k(P,T)$: condutividade térmica

São necessários também os valores de saturação do CO_2 na fase líquida saturada e na fase de vapor saturado também para nove propriedades:

1. $h(P,T)$: entalpia específica
2. $c_p(P,T)$: calor específico a pressão constante
3. $\rho(P,T)$: massa específica
4. $(\partial\rho/\partial P)_T(P,T)$: derivada parcial da massa específica com respeito à pressão, à temperatura constante
5. $s(P,T)$: entropia específica
6. $c_v(P,T)$: calor específico a volume constante
7. $c(P,T)$: velocidade do som
8. $\mu(P,T)$: viscosidade dinâmica
9. $k(P,T)$: condutividade térmica

Além disso, para que o programa ANSYS ® CFX ® consiga ler as tabelas RGP fornecidas, elas devem seguir rigorosamente uma sintaxe adequada, composta pelos elementos:

1. Cabeçalho: contém o nome do fluido a ser indicado no programa;
2. Definição dos parâmetros: onde são definidas as unidades, o modelo de interpolação, a região delimitada pelos valores de pressão e temperatura mínimos e máximos, os valores de pressão e temperatura nos pontos crítico e triplo, e a constante do gás;
3. Resolução da tabela: onde é definido o grau de refinamento desejado da tabela;
4. Número de parâmetros da tabela de saturação: os nove parâmetros citados acima;
5. Tabelas das propriedades: onde são montadas as tabelas com as nove propriedades citadas acima;
6. Tabela de saturação: onde é montada a tabela de saturação com os valores das propriedades. A primeira parte da tabela contém os valores de vapor saturado e a segunda parte da tabela contém os valores de líquido saturado.

A resolução adotada para as tabelas foi de 200x200, com dados de entrada retirados do NIST®-REFPROP, valor suficientemente razoável para obter precisão mínima de 1% em todos os parâmetros. As comparações foram feitas em um modelo já foi adotado e validado por Stel *et al.* (2015). Os testes realizados envolvem duas comparações em diferentes casos de operação com CO₂ em altas pressões para o escoamento em uma bomba de múltiplo estágio Reda™ Schlumberger® GN7000, e a precisão do cálculo dos parâmetros pelo ANSYS® CFX® em relação aos parâmetros retirados diretamente pelo NIST®-REFPROP é indicada nas Tabela 1 e Tabela 2. A validade da base de dados NIST®-REFPROP já foi comprovada na literatura, sendo inclusive utilizada para a verificação de modelos termodinâmicos por diversos autores como Villiers *et al.* (2013) e Maghari *et al.* (2008).

Tabela 1 - Comparação de propriedades calculadas no programa ANSYS® CFX® a partir de tabelas RGP 200x200 com valores do NIST®-REFPROP para o CO₂ puro 20bar @ 35°C

Propriedades termodinâmicas	CO2 puro 20bar @ 35°C		
	CFX®	Tabela RGP NIST®-REFPROP	Erro [%]
ρ [kg/m ³]	37,936	37,957	0,055326
c_v [kJ/kg-K]	0,71262	0,71267	0,007016
c_p [kJ/kg-K]	1,0081	1,0082	0,009919
μ [cP]	0,015663	0,015666	0,01915
Entalpia total [kJ/kg]	496,62	496,92	0,060372
Entropia [kJ/kg-k]	2,1603	2,1604	0,004629

Fonte: O autor, 2021

Tabela 2 - Comparação de propriedades calculadas no programa ANSYS® CFX® a partir de tabelas RGP 200x200 com valores do NIST®-REFPROP para o CO₂ puro 150bar @ 35°C

Propriedades termodinâmicas	CO2 puro 150bar @ 35°C		
	CFX ®	Tabela RGP NIST®-REFPROP	Erro [%]
ρ [kg/m ³]	814,91	815,06	0,018404
c_v [kJ/kg-K]	0,92911	0,92901	-0,01076
c_p [kJ/kg-K]	2,5365	2,5341	-0,09471
μ [cP]	0,073549	0,073577	0,038055
Entalpia total [kJ/kg]	272,47	272,47	0
Entropia [kJ/kg-k]	1,2042	1,2042	0

Fonte: O autor, 2021

É importante ressaltar a necessidade da adoção de certa margem de segurança para a confecção das tabelas. Por exemplo, um caso de CO₂ a 95 bar e 45°C, com variações esperadas de 15bar de pressão e 10°C de temperatura ao longo do escoamento no interior da bomba, pode ser bem coberto por uma tabela com uma região de operação de 75 a 115 bar para a pressão e 30 a 50°C para a temperatura.

É preciso fornecer também, dentro do *software*, os valores de vazão, massa específica, pressão e temperatura de entrada no domínio. Os valores de vazão foram definidos de acordo com o ponto de máxima eficiência (BEP) da bomba centrífuga, com o intuito de levantar curvas de desempenho, foram escolhidos 10 pontos de vazão diferentes em função do BEP: 30%, 50%, 60%, 80%, 90%, 100%, 115%, 125%, 135% e 150%. Os valores da massa específica, massa molar, expansividade volumétrica e capacidade calorífica foram retirados do banco de dados do NIST®-REFPROP, e os valores de pressão, temperatura e rotação testados são especificados na grade de testes apresentada na Tabela 3.

Tabela 3 - Grade de Testes

PROPRIEDADES TERMO-FÍSICAS	75bar @ 35°C 3480RPM	85bar @ 45°C 3480RPM	85bar @ 45°C 6000RPM	95bar @ 35°C 4500RPM	UND
MASSA MOLAR (M)	44.01	44.01	44.01	44.01	[kg/kmol]
MASSA ESPECÍFICA (ρ)	272.97	281.81	281.81	691.5	[kg/m ³]
CONDUTIV. TÉRMICA (k)	44.24	41.14	41.14	76.18	[mW/m-K]
CAPAC.CALORÍFICA (C_p)	6.0703	4.2199	4.2199	4.5737	[kJ/kg-K]
EXPANSIV. VOLUM. (β)	0.047938	0.030847	0.030847	0.023769	[1/K]

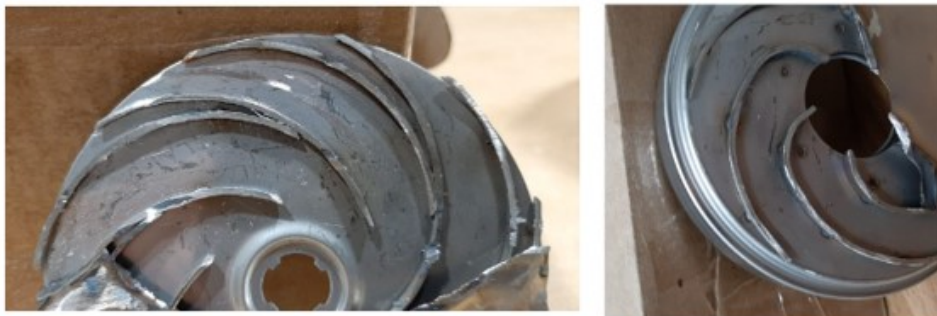
Fonte: O autor, 2021

Além dos casos de CO₂ puro, também foi levantado um caso referência de água líquida em condições de pressão e temperatura ambiente, para que fosse possível uma análise mais consistente dos resultados.

3.2 MODELAGEM DA MALHA NUMÉRICA E EQUAÇÕES GOVERNANTES

Para realizar as simulações numéricas foi escolhida a geometria de uma bomba Grundfos® projetada para o bombeamento de água, e composta inicialmente por 9 estágios. Um estágio físico da bomba, indicado na Figura 12, foi enviado à uma empresa contratada que realizou cortes para realizar o escaneamento da peça, gerando assim uma nuvem de pontos tridimensional utilizada para se criar um arquivo CAD, posteriormente exportado para os programas ANSYS® ICEM CFD™ e ANSYS® TurboGrid®, a partir dos quais foi possível desenvolver a malha numérica a ser utilizada nas simulações.

Figura 12 – Imagens, respectivamente, do rotor e do difusor cortados para escaneamento



Fonte: O autor, 2021

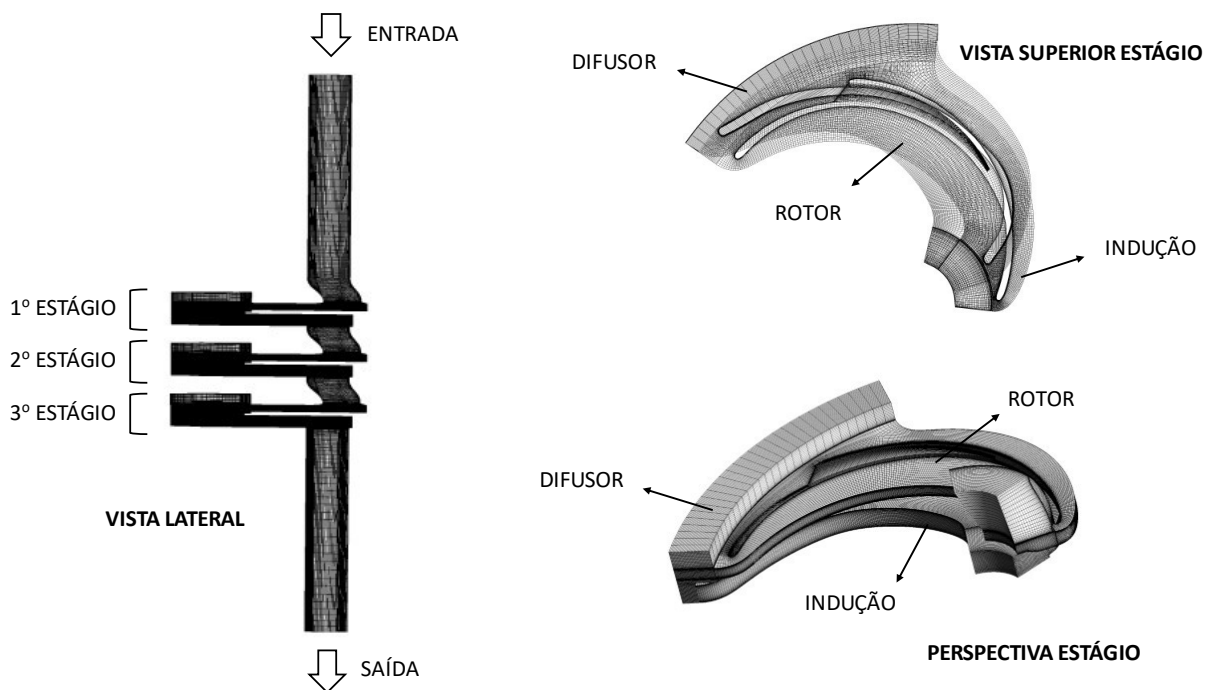
A malha numérica utilizada para a realização das simulações é composta por três estágios, com número aproximado de 3.700.000 elementos hexaédricos com maior refino próximo às paredes. A malha, ilustrada e esquematizada na Figura 13, possui seis canais por estágio, isto é, seis pás por rotor e seis pás por difusor, adquirindo assim periodicidade azimutal a cada 60° . Dessa forma, é possível resolver o problema considerando apenas $1/6$ do domínio.

As condições de contorno adotadas na lateral do domínio são de periodicidade rotacional. A modelagem do domínio rotativo é realizada com modelo *Frozen Rotor*, indicado nos testes de transiência. Já a conexão dos domínios nas interfaces foi feita utilizando o modelo de interpolação *General Grid Interface* (GGI), e as paredes adquirem características não deslizantes (*Non Slip Wall*).

A pressão é definida como absoluta em todos os domínios, a temperatura é indicada na entrada e a vazão é indicada na saída.

A respeito da solução numérica iterativa, o ANSYS® CFX emprega um sistema acoplado de resolução e uma estratégia de *pseudo-timesteps* para obtenção da convergência, com critério de minimização dos resíduos RMS (*Root Mean Square*).

Figura 13 - Malha numérica utilizada



Fonte: O autor, 2021

Os tubos de entrada e saída foram adotados com intuito de afastar as superfícies de entrada e saída (e suas condições de contorno respectivas), que poderiam afetar o escoamento na região de interesse.

Para modelar o escoamento do CO₂ supercrítico, considera-se o fluido com comportamento newtoniano, com escoamento turbulento e, devido à velocidade com que o fluido atravessa a bomba, um processo adiabático.

Considerando o método dos volumes finitos com esquema de alta resolução para os termos advectivos, o conceito de médias de Reynolds com a hipótese de Boussinesq para a modelagem da turbulência (Wilcox, 1998), e a interpolação de Rhie-Chow (Rhie e Show, 1983) para o acoplamento pressão-velocidade. O sistema resultante das equações governantes do problema pelo *software* é representado pelas equações de continuidade (conservação da massa), da quantidade de movimento e da energia. Para

um sistema rotativo e não-inercial essas equações podem ser descritas, respectivamente, como:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz}) = 0 \quad (5)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}_{xyz}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} \vec{V}_{xyz}) = -\nabla p + \nabla \cdot (\boldsymbol{\tau}_{eff}) - 2\rho \cdot (\vec{\Omega} \times \vec{V}_{xyz}) - \rho \cdot \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (6)$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial p}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} h_{tot}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{V}_{xyz} \cdot \boldsymbol{\tau}_{eff}) + S_E \quad (7)$$

onde ρ é a massa específica, t é o tempo, p é a pressão, $\vec{V}_{xyz}$ é o vetor velocidade no sistema de coordenadas rotativo (não inercial), $\vec{\Omega}$ é o vetor de velocidade angular, $\vec{r}$ é o vetor posição de uma partícula fluida, $\boldsymbol{\tau}_{eff}$ é o tensor efetivo, h_{tot} é a entalpia total, k é a condutividade térmica, T é a temperatura e S_E é um termo fonte que contempla a geração interna de calor e de outras fontes de energia.

Na equação (6), os dois últimos termos correspondem, respectivamente, aos efeitos *Coriolis* e centrífugo, e se devem ao uso de um sistema não-inercial no balanço da quantidade de movimento.

Já o tensor efetivo $\boldsymbol{\tau}_{eff}$ abrange os efeitos turbulento e laminar, e é definido por:

$$\boldsymbol{\tau}_{eff} = \mu_{eff} \nabla \vec{V}_{xyz} \quad (8)$$

em que μ_{eff} é a viscosidade efetiva, ou seja, a soma das viscosidades molecular e turbulenta. Já a entalpia total h_{tot} é definida como:

$$h_{tot} = h + \frac{V_{xyz}^2}{2} \quad (9)$$

em que h é a entalpia estática do fluido e V_{xyz} é a magnitude do vetor velocidade.

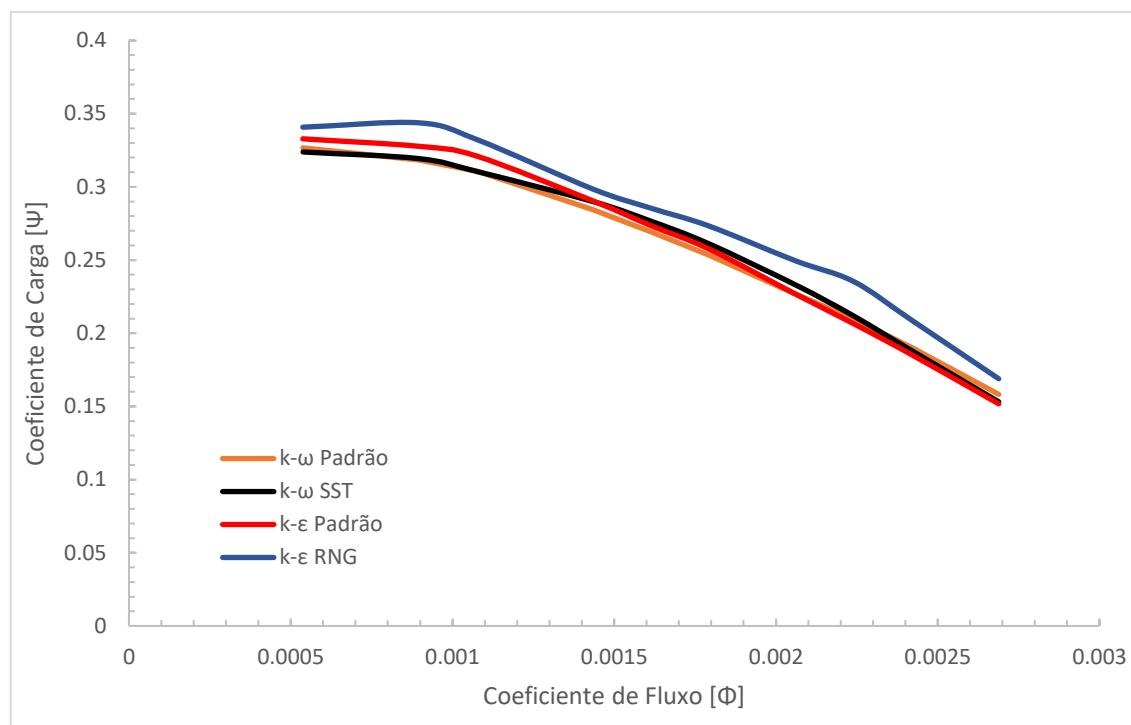
3.3 TESTES DE MODELO DE TURBULÊNCIA

O *software* ANSYS® CFX® fornece uma gama de modelos de turbulência como possibilidades de uso em simulações numéricas de escoamento. A literatura indica alguns modelos para o caso de fluidos compressíveis em bombas centrífugas, sendo provavelmente o modelo *Shear Stress Transport* (SST) o mais utilizado (Penick *et al.* 2012, Kim *et al.* 2014).

No entanto, em face do baixo número de testes de turbulência encontrados, e da variação da influência desses modelos em diferentes geometrias, é desejável que se realize um teste nesse sentido.

Para a definição do modelo de turbulência a ser utilizado, foram escolhidos quatro modelos para serem testados, a fim de verificar o mais adequado para o presente trabalho. Os modelos de turbulência testados foram o k- ω padrão, k- ω *Shear Stress Transport* (SST), k- ϵ padrão e k- ϵ RNG. Para estes modelos, foram levantadas curvas de desempenho dos respectivos coeficientes adimensionais de carga (Ψ), da eficiência politrópica e do ganho de temperatura (ΔT em K) em razão do coeficiente adimensional de fluxo (Φ). Os resultados do teste encontram-se ilustrados nas Figuras 14 a 16, e representam a condição de 95 bar, 35°C e 4500rpm.

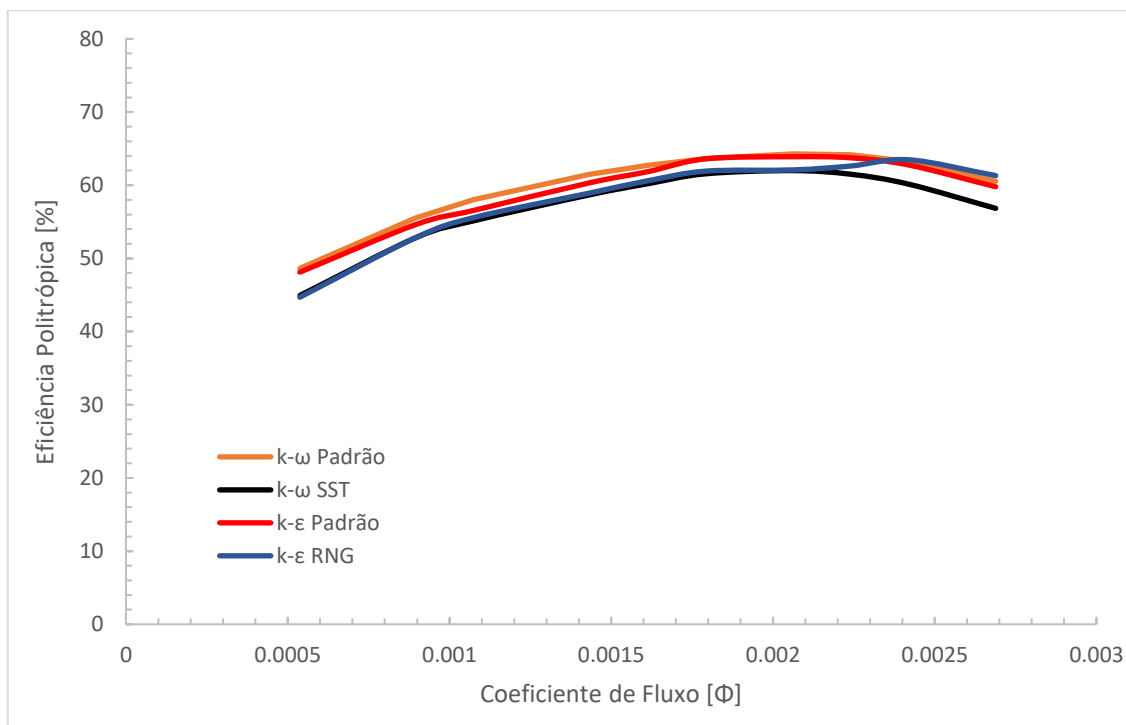
Figura 14 - Curvas comparativas de coeficiente adimensional de carga para diferentes modelos de turbulência



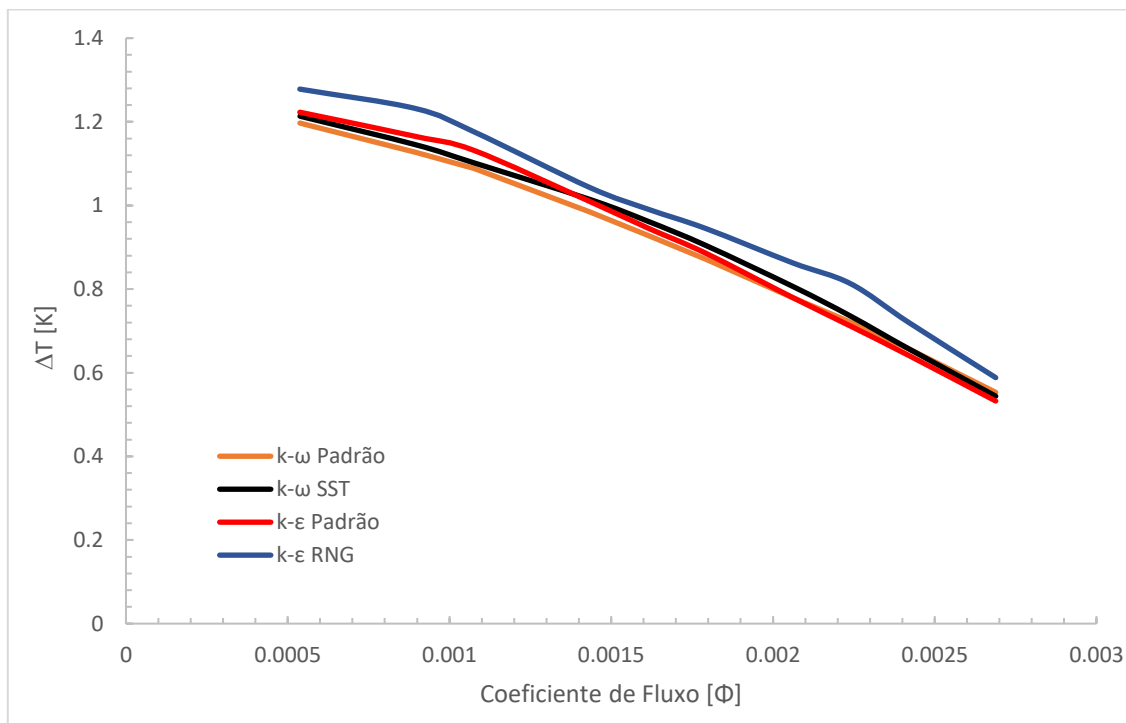
Fonte: O autor, 2021

É possível notar a semelhança entre os modelos testados, que apresentam resultados muito próximos. O modelo de turbulência k-ε RNG apresenta leve desvio em relação aos outros modelos, tendo um pequeno incremento em seu coeficiente adimensional de carga e na variação da temperatura.

Entretanto, não fica claro entre os outros modelos, qual deles possui vantagem em relação aos demais, tendo todos eles obtendo resultados similares para todos os parâmetros analisados. Em razão dessa proximidade, e de que o modelo SST já foi utilizado nos outros estudos encontrados na literatura, optou-se pelo uso deste modelo para a modelagem numérica do escoamento do presente estudo.

Figura 15 - Curvas comparativas de eficiência politrópica para diferentes modelos de turbulência

Fonte: O autor, 2021

Figura 16 - Curvas comparativas de ganho de temperatura para diferentes modelos de turbulência

Fonte: O autor, 2021

3.4 TESTE DE NÚMERO DE ESTÁGIOS

O teste de número de estágios tem a finalidade de identificar a quantidade adequada de estágios que irão compor a geometria final das simulações, a partir da qual é possível se obter dados médios razoáveis para a determinação dos fenômenos e das curvas de desempenho da bomba.

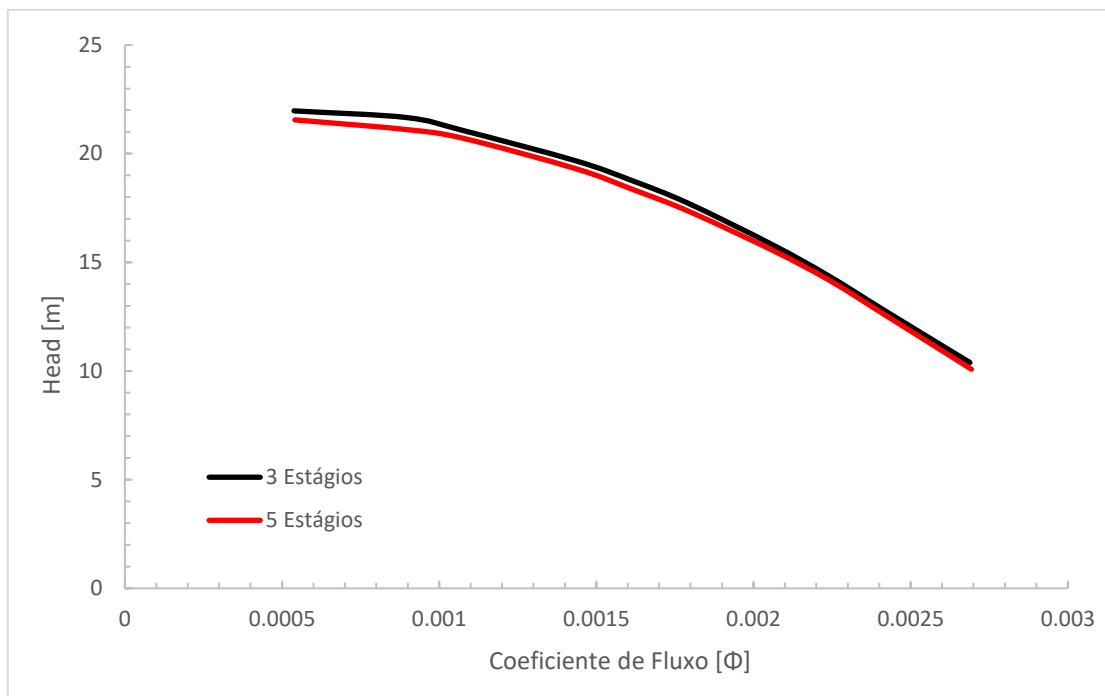
O primeiro estágio normalmente apresenta um padrão de escoamento diferente dos estágios subsequentes, pelo fato de receber o fluido de forma ordenada, isto é, sem pré-rotação. A adição de muitos estágios, no entanto, acarreta num aumento considerável de tempo computacional nas simulações, além de requerer maiores recursos computacionais para a solução (como memórias RAM e espaço de disco). Se faz necessária, portanto, a realização deste teste para encontrar o número ideal de estágios na geometria utilizada.

O teste consiste na análise das curvas de desempenho de uma geometria de uma bomba de três e uma de cinco estágios, operando nas condições de 95 bar, 35°C e 4500 RPM. As curvas analisadas foram as de altura de elevação (*Head*), eficiência politrópica e do incremento de temperatura médios de cada estágio.

Baseado em Stel *et al.* (2015), utilizou-se um mínimo de três estágios, que segundo os autores é o número mínimo para a obtenção de parâmetros médios consistentes com os obtidos para um modelo com maior número de estágios. Neste caso, portanto, testou-se se, para a presente bomba analisada, um número maior é necessário, ou se três estágios são suficientes para a análise.

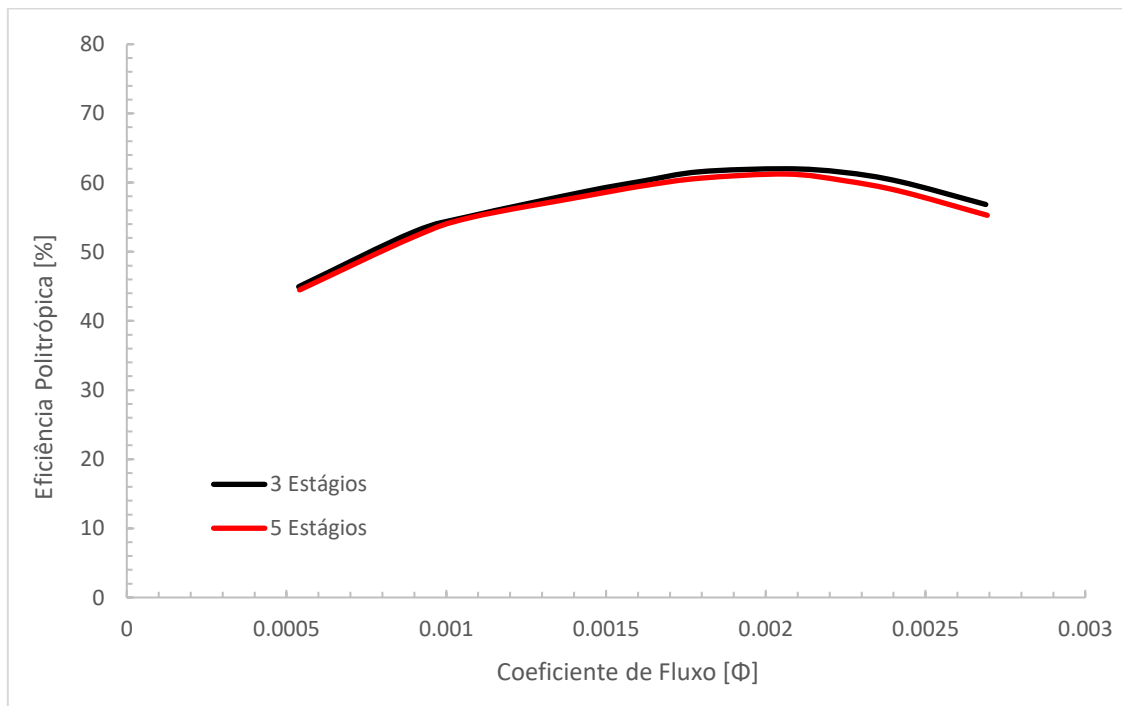
Para isso, um modelo de três e outro de cinco estágios foram avaliados. Os resultados encontram-se expressos nas curvas comparativas de desempenho indicadas nas Figuras 17 a 19.

Figura 17 - Curvas comparativas da altura de elevação média por estágio nas geometrias de três e cinco estágios



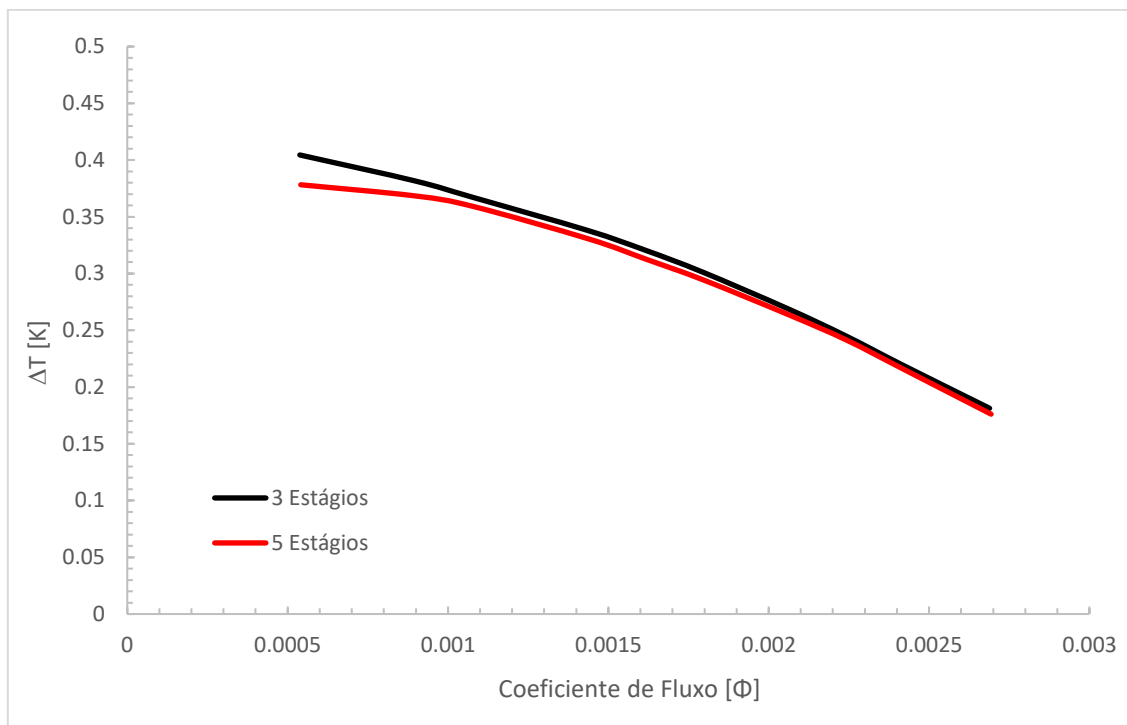
Fonte: O autor, 2021

Figura 18 - Curvas comparativas da eficiência politrópica nas geometrias de três e cinco estágios



Fonte: O autor, 2021

Figura 19 - Curvas comparativas do incremento de temperatura médio por estágio nas geometrias de três e cinco estágios



Fonte: O autor, 2021

A partir dos resultados obtidos é possível notar que nos dois cenários testados o desempenho da bomba é semelhante, possuindo curvas de desempenho convergentes para todos os parâmetros, não sendo notada interferência relevante no número de estágios adotado.

Portanto, o número de estágios escolhido para a realização do estudo foi de três. Com isso espera-se obter considerável ganho de tempo computacional sem comprometer a precisão dos resultados.

3.5 TESTES DE MODELO TRANSIENTE E MODELO *FROZEN ROTOR*

Os testes comparativos do modelo transiente e do modelo de *Frozen Rotor* (interface congelada em regime permanente) foram realizados com intuito de se verificar o uso do modelo de regime permanente neste estudo. Soluções numéricas transientes possuem maior precisão nos resultados, mas utilizam tempo computacional consideravelmente superior para serem obtidos quando comparados ao modelo de *Frozen Rotor*.

Para realizar esse teste comparativo, foram levantados pontos de solução transiente para 1, 3, 6, 9 e 15 passos de tempo (*time steps*) por passagem do rotor, ou seja, a quantidade de passos de tempo para que o rotor complete uma extensão azimutal de 60°, e foram conduzidas por um tempo total equivalente a 10 voltas completas do rotor utilizando a solução *Frozen Rotor* como condição de partida. Esses dados foram comparados com a solução de *Frozen Rotor* para um mesmo ponto de vazão 0,5 BEP das condições 95 bar, 35°C e 4500rpm.

Os resultados obtidos encontram-se na Tabela 4. A partir dela, pode-se notar que a precisão dos resultados não sofre grande influência entre diferentes *time steps* das soluções transientes, e estes por sua vez também são muito similares aos resultados de *Frozen Rotor*, sendo observadas diferenças inferiores a 1% quando comparados com este último. Apesar disso, os modelos transientes tendem a apresentar tempo computacional mais elevado, principalmente casos com 6 ou mais passos de tempo, chegando a necessitarem de dias para sua resolução, enquanto que o *Frozen Rotor* consegue resolver o mesmo caso em poucas horas.

Tabela 4 - Dados comparativos entre simulações transientes e *Frozen Rotor*

Passos de Tempo	1 STEP	3 STEPS	6 STEPS	9 STEPS	12 STEPS	15 STEPS	FR
Tempo de Simulação	6h	17h	2d 1h	2d 23h	3d 9h	5d+	10h
Coef. Adimens. de Carga	9.724E-05	9.686E-05	9.673E-05	9.657E-05	9.645E-05	9.626E-05	9.726E-05
Coef. Adimens. de Potência	0.00018746	0.000186866	0.000186212	0.000186702	0.00018668	0.000185513	0.00018729
Eficiência de Bomba [%]	52.06	52.06	52.16	51.97	51.89	52.13	52.12
Eficiência Politrópica [%]	52.74	52.65	52.65	52.56	52.54	52.52	52.83
ΔT CFD [°C]	1.145	1.133	1.140	1.138	1.137	1.135	1.145
ΔT NUEM [°C]	1.153	1.148	1.146	1.146	1.145	1.142	1.153
Head [m]	64.97	64.71	64.71	64.52	64.44	64.31	64.98

Fonte: O autor, 2021

Dessa forma optou-se pelo uso do modelo *Frozen Rotor* para a realização do estudo, uma vez que a simplificação do modelo não deve afetar significativamente os resultados finais.

3.6 TESTES DE REFINO DE MALHA

Os testes de refino de malha foram realizados com intuito de aferir a quantidade ideal de elementos necessários para a realização das simulações numéricas. Esse teste se faz necessário pois uma malha pouco refinada tende a não representar bem a solução dos casos, obtendo desvios e imprecisões, ao passo que uma malha muito refinada requer um custo significativamente maior de tempo computacional e capacidade de armazenamento para os resultados.

Foram então analisados três refinamentos diferentes de malha, sendo a malha 1 a mais grosseira com 1.563.943 elementos, a malha 2 com refinamento mediano, de 3.681.968 elementos, e a malha 3 a mais refinada, com 7.437.624 elementos. Dessa forma, as malhas 1 e 2 foram comparadas à malha 3, tendo os parâmetros de *head*, variação de temperatura (ΔT), eficiência politrópica e variação de pressão estática (ΔP) analisados. O caso simulado para esse teste foi o de 95 bar, 35°C e 4500 rpm, e os resultados, bem como seus respectivos desvios em relação à malha 3, encontram-se ilustrados nas

Tabela 5 - Comparações do teste de malha para os parâmetros de Head e ΔT

	Head [m]	Desvio [%]	ΔT [K]	Desvio [%]
Malha 1	65.7216743	0.771331797	1.144476854	-0.395383754
Malha 2	65.36234056	0.220363807	1.15127862	0.196578606
Malha 3	65.21862233		1.149019892	

Fonte: O autor, 2021

Tabela 6 - Comparações do teste de malha para os parâmetros de eficiência politrópica e ΔP estático

	Eficiência Politrópica [%]	Desvio [%]	ΔP (estático) [Pa]	Desvio [%]
Malha 1	55.32962786	4.709180019	443795.407	0.809930022
Malha 2	52.89072329	0.093647485	441817.3718	0.360611288
Malha 3	52.8412388		440229.8533	

Fonte: O autor, 2021

Como é possível notar a partir dos resultados, o refinamento das malhas 1 e 2 tende a não apresentar desvios significativos em relação ao refinamento da malha 3, com exceção do desvio observado na eficiência politrópica na malha 1, que obteve desvios acima de 4,7%. Os outros parâmetros apresentaram desvios de ordem inferior a 1% para ambas as malhas.

Em razão do desvio significativo observado na eficiência politrópica, o uso da malha 1 foi descartado para a realização das simulações da grade de testes. A malha escolhida então foi a malha 2, por apresentar baixos desvios em relação a malha 1, ao

passo que apresenta economia de 50% do tempo computacional para obtenção das soluções, além de gerar arquivos menores, necessitando assim menos espaço de armazenamento.

3.7 RESULTADOS NUMÉRICOS ANALISADOS A PARTIR DO MODELO

Para realizar o monitoramento dos parâmetros da simulação numérica, e consequentemente o levantamento das curvas de desempenho, faz-se necessário a implementação de algumas equações dentro do *software* ANSYS ® CFX ®. Alguns destes parâmetros podem ser obtidos diretamente do *software*, não sendo necessária a manipulação numérica para sua obtenção. Para calculá-los, foram monitoradas as variações em diferentes interfaces dos domínios. São estes parâmetros:

1. Temperatura
2. Pressão
3. Massa específica
4. Entalpia total
5. Entropia

Outros parâmetros, no entanto, necessitam de expressões mais elaboradas para serem monitorados. As curvas dos coeficientes adimensionais e de eficiência foram obtidas a partir das seguintes equações (1), (2), (3) e (4). Como dito anteriormente, a adoção de parâmetros adimensionais para este tipo de análise faz-se necessária devido às diferenças significativas de propriedades físicas dos casos testados. Portanto, a

adimensionalização dos parâmetros tem intuito de generalizar as curvas de desempenho, facilitando a comparação de casos com diferentes massas específicas, por exemplo.

A partir do levantamento dos parâmetros para cada um dos dez pontos de vazão, é possível levantar as curvas de eficiência a serem plotadas graficamente. Repetindo-se o processo para todos os casos pode-se traçar gráficos comparativos das diferentes condições testadas.

Foi realizado também um estudo dos campos de escoamento com a finalidade de verificar a similaridade entre os casos, além de garantir uma melhor análise dos resultados obtidos com os parâmetros de desempenho, além de comprovar o gradiente de temperatura ao longo do domínio da bomba.

Os campos de escoamento escolhidos para a realização deste estudo foram os campos de massa específica, temperatura, linhas de corrente ao longo da bomba, e campos de velocidade no interior do rotor. Os campos de massa específica e de temperatura foram analisados na vazão do BEP, enquanto as linhas de corrente e os campos de velocidade foram analisados tanto na vazão do BEP quanto em 50% do BEP, a fim de verificar os pontos de eventuais recirculações em níveis inferiores de vazão.

Todos os campos de escoamento foram obtidos a partir do ANSYS® CFD-POST, através de superfícies inseridas no interior dos domínios da bomba centrífuga, ao longo das quais é possível analisar o comportamento das diferentes propriedades desejadas.

O estudo dos campos de escoamento é fundamental para reconhecer padrões do escoamento, possíveis pontos de recirculação e auxiliar na explicação dos resultados numéricos das curvas de desempenho obtidas, além de indicar em quais locais da bomba o fluido apresenta eventuais ganhos e/ou perdas em suas propriedades.

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

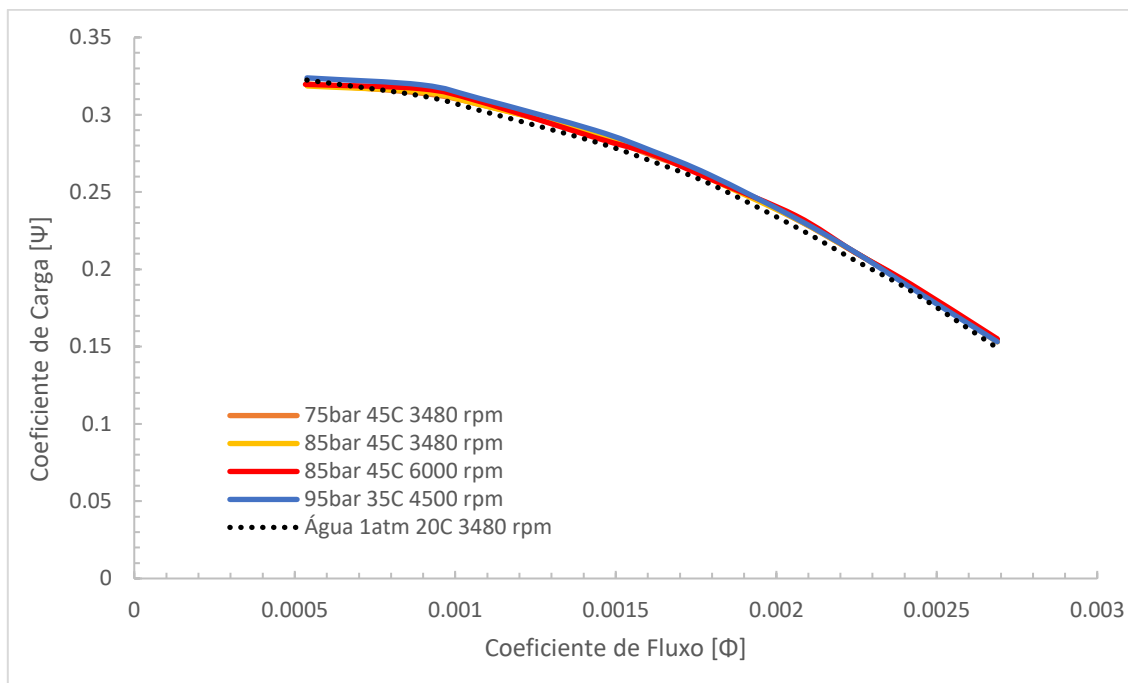
Este capítulo apresenta os resultados obtidos no presente trabalho. Durante a primeira seção são mostrados os resultados das simulações numéricas, indicando os gráficos das curvas de desempenho propostas, bem como a análise dos respectivos dados numéricos apresentados. Na subseção 4.1.1 são indicados os resultados para o cálculo de temperatura, assim como a comparação dos resultados numéricos com modelos algébricos comuns encontrados na literatura.

Na segunda seção são apresentados os campos de escoamento e os campos de velocidade obtidos nas simulações numéricas, extraídos a partir do programa de pós-processamento ANSYS® CFD-POST® para diferentes vazões simuladas.

4.1 RESULTADOS NUMÉRICOS DO ESCOAMENTO NA BOMBA CENTRÍFUGA DE MÚLTIPLOS ESTÁGIOS

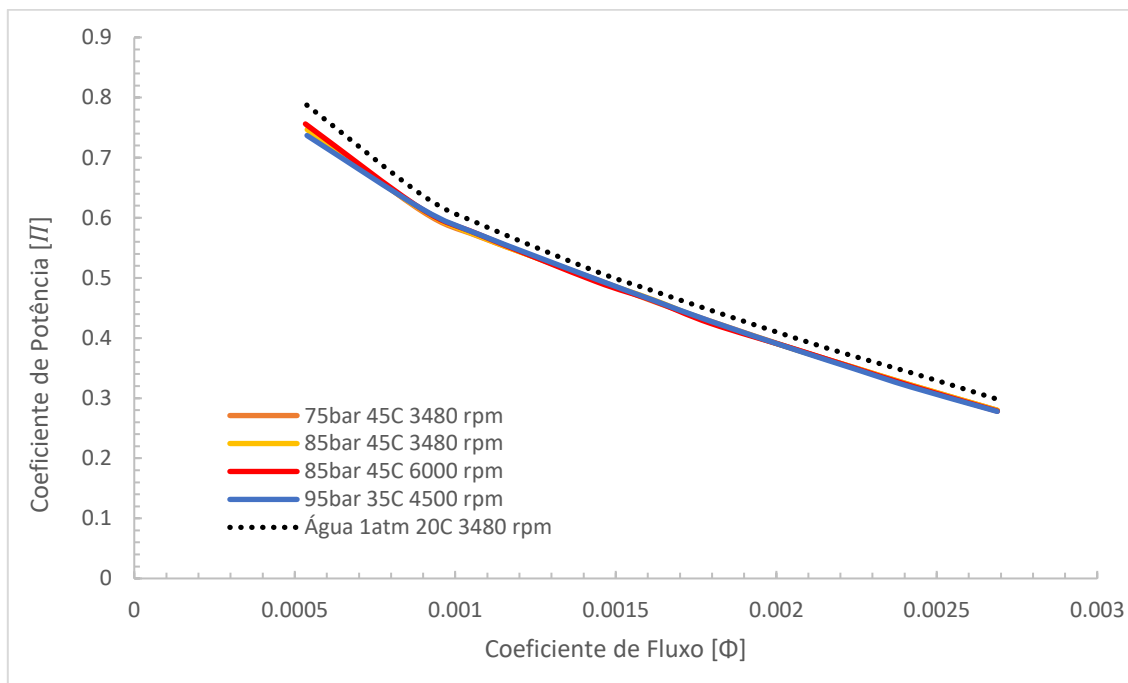
A partir do modelo numérico proposto, os dados das simulações realizadas foram obtidos através do programa ANSYS CFX® SOLVER-MANAGER®. Foram levantadas as curvas de desempenho da bomba centrífuga operando com CO₂ puro para as diferentes condições de pressão e temperatura são indicadas. As propriedades do fluido, bem como os casos escolhidos para a análise, já foram apresentadas na grade de testes.

Figura 20 - Curvas comparativas do coeficiente adimensional de carga para os diferentes casos simulados



Fonte: O autor, 2021

Figura 21 - Curvas comparativas do coeficiente adimensional de potência para os diferentes casos simulados



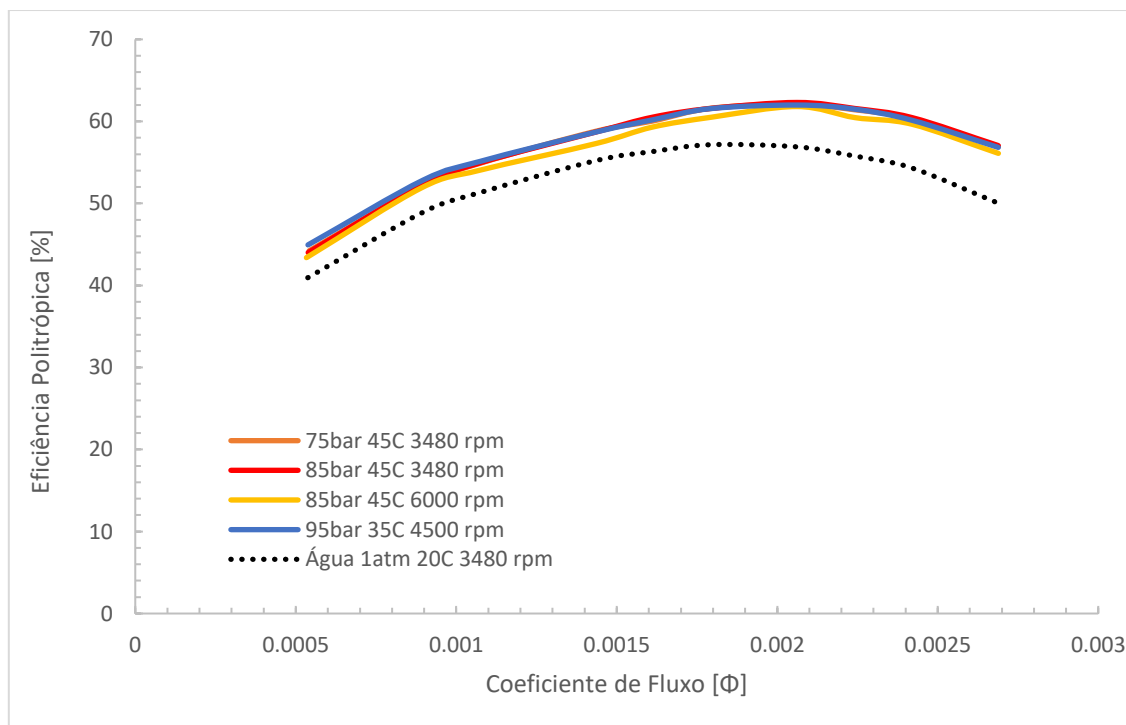
Fonte: O autor, 2021

O primeiro passo foi o levantamento das curvas de desempenho dos coeficientes adimensionais de carga e potência. Para fins comparativos, as curvas foram plotadas juntamente com a curva de desempenho da bomba operando com água líquida em condições de pressão e temperatura ambiente. Os resultados são indicados nas Figura 20 e 21.

As curvas de desempenho mostram que em ambas análises de coeficientes adimensionais de carga e potência, os resultados são similares, apresentando inclusive a convergência com a curva da água em algumas vazões testadas. O pequeno deslocamento das curvas de CO₂ em relação à curva da água no gráfico do coeficiente adimensional de potência provavelmente se deve às menores massa específica e viscosidade do CO₂.

Na sequência foram levantadas as curvas de eficiência politrópica, calculadas pela equação (13), que são mostradas na Figura 22.

Figura 22 - Curvas comparativas da eficiência politrópica para os diferentes casos simulados



Fonte: O autor, 2021

As curvas de eficiência politrópica indicam, assim como os coeficientes adimensionais, a similaridade entre os casos de CO₂ simulados, sendo todos eles levemente deslocados acima da curva de eficiência da bomba operando com água.

Novamente, uma possível explicação para esse fenômeno é a baixa massa específica e da viscosidade do CO₂ supercrítico quando comparados a água.

4.1.1 ANÁLISE DO INCREMENTO DE TEMPERATURA

Para realizar a análise das curvas do incremento de temperatura, primeiramente foram realizadas comparações do ΔT obtido pelo modelo numérico em CFD com o cálculo dos processos politrópico e isentrópico para dois casos escolhidos, de 95 bar, 35°C e 4500 rpm e 85 bar, 45°C e 6000rpm. O intuito dessa comparação é verificar a concordância dos resultados obtidos numericamente com resultados de métodos algébricos encontrados na literatura, em geral utilizados para obtenção do ΔT em turbomáquinas.

De forma geral, o cálculo da temperatura na descarga é feita pela mesma fórmula, indicada na equação abaixo:

$$T_{td} / T_{ti} = (P_{ti} / P_{td})^{\frac{1-k}{k}} \quad (10)$$

na qual T_t é a temperatura total na entrada ou na saída, P_t é a pressão total na saída ou na entrada e $\frac{1-k}{k}$ é o expoente, que pode ser politrópico ou isentrópico.

Para o caso de um processo isentrópico de um gás real, isto é, um processo realizado a entropia constante, o expoente é calculado como $k = \gamma$, em que (Nederstigt, 2017):

$$\gamma = \frac{1}{1 - \frac{P\beta v}{c_p}} \quad (11)$$

onde β é o coeficiente de expansão térmica, v é o volume específico e c_p é a capacidade calorífica.

Já para o caso de um processo politrópico, $k = n$, em que n é calculado por:

$$\frac{n-1}{n} = \frac{\gamma-1}{\gamma} \cdot \frac{1}{\eta_p} \quad (12)$$

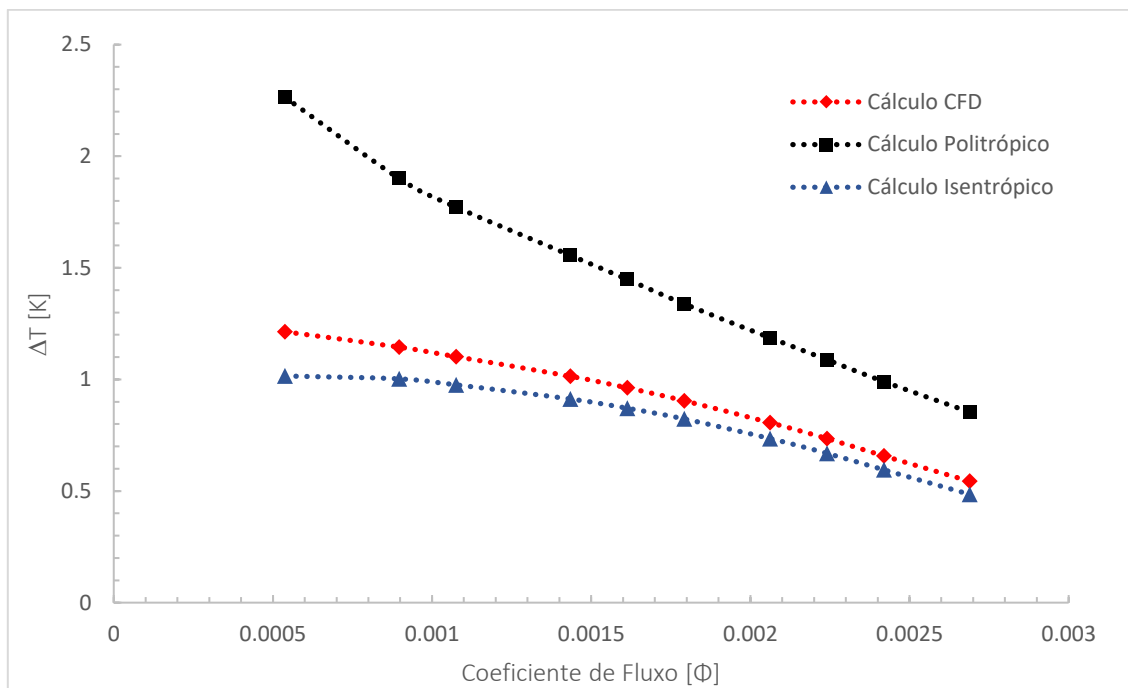
onde η_p é a eficiência politrópica. A eficiência politrópica, por sua vez é dada por:

$$\eta_p = \frac{H_p}{T_q \cdot \omega / \dot{m}} \quad (13)$$

onde H_p é o head politrópico, T_q é o torque, ω é a velocidade angular e $\dot{m}$ é a vazão mássica.

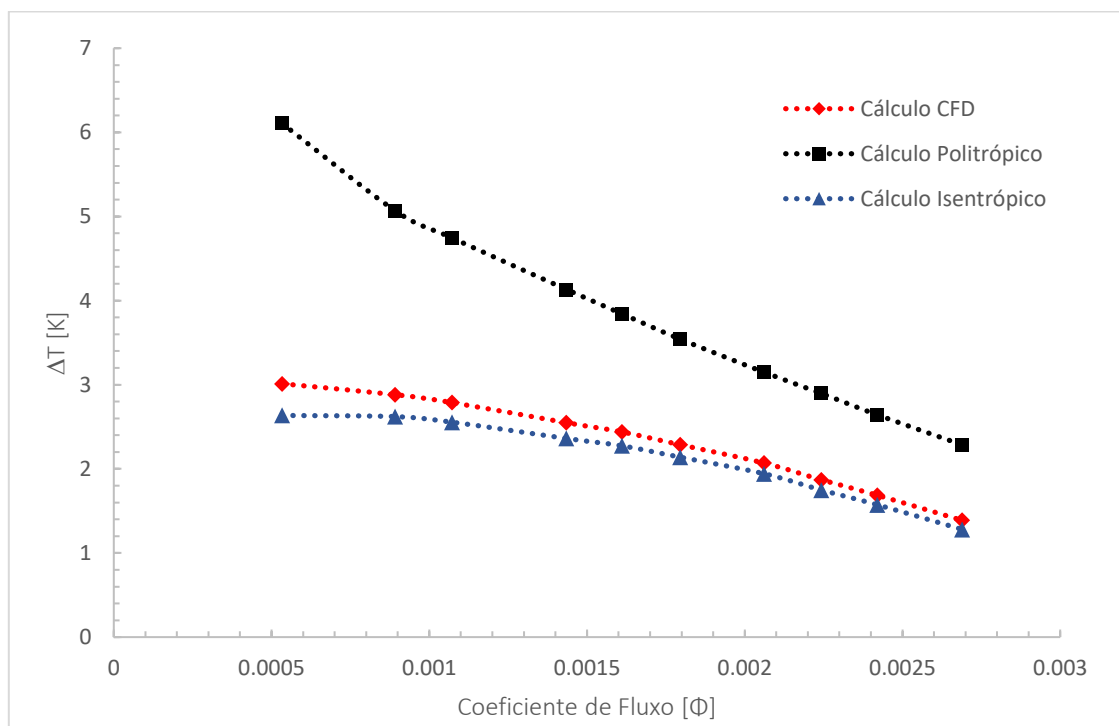
Os resultados das comparações entre o cálculo da temperatura pelos modelos numérico e algébricos são indicados em função do coeficiente de fluxo nas Figura 23 e 24.

Figura 23 - Curvas comparativas do cálculo de temperatura entre o CFD e os modelos politrópico e isentrópico para o caso de 95 bar, 35°C e 4500 rpm



Fonte: O autor, 2021

Figura 24 - Curvas comparativas do cálculo de temperatura entre o CFD e os modelos politrópico e isentrópico para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm

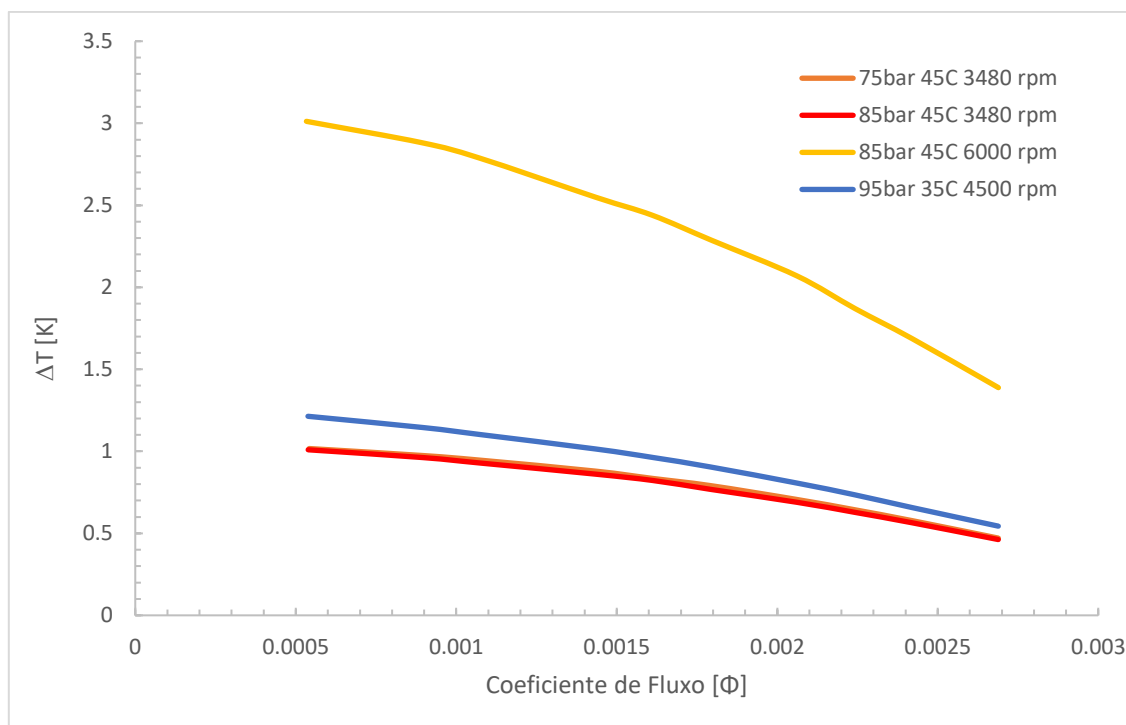


Fonte: O autor, 2021

Como é possível observar, a variação de temperatura ao longo do domínio da bomba calculado numericamente se posiciona entre os cálculos algébricos politrópico e isentrópico. O modelo politrópico tende a superestimar o ganho de temperatura nos casos testados, enquanto o modelo isentrópico, por sua vez, tende a subestimar os valores de ganho de temperatura em relação ao CFD devido às simplificações do modelo.

Em seguida, foram analisadas as curvas comparativas do ganho de temperatura de todos os casos propostos, calculadas diretamente pelo CFD, e comparadas em função do coeficiente de fluxo na Figura 25.

Figura 25 - Curvas comparativas do ganho de temperatura para os diferentes casos simulados



Fonte: O autor, 2021

No caso das curvas da variação de temperatura é possível notar a influência significativa da rotação no ganho de temperatura do fluido, sendo este o maior componente responsável por seu incremento. Os casos de 3480 rpm tiveram seus valores praticamente sobrepostos, enquanto os casos de 4500 e 6000 rpm apresentam

um incremento de temperatura significativamente maiores, quando comparados com os casos de 3480 rpm.

4.2 CAMPOS DE ESCOAMENTO E CAMPOS DE VELOCIDADE

Essa seção trata sobre a análise dos campos de escoamento obtidos durante o estudo a partir do *software* ANSYS® CFD-POST®. Essa análise possui a finalidade de verificar a similaridade obtida a partir das curvas de desempenho, através de um estudo do escoamento no interior da bomba em diferentes condições. Nas subseções a seguir são indicados, respectivamente, os campos de massa específica, temperatura, linhas de corrente ao longo da bomba e campos de velocidade no interior do rotor.

Para realizar a obtenção dos campos, foi traçada uma superfície media em todos os domínios da bomba no pós-processamento das simulações. Sob essa superfície, é plotado um gradiente da propriedade desejada na forma de um mapa de contornos, sendo possível assim identificar suas variações.

4.2.1 CAMPOS DE MASSA ESPECÍFICA

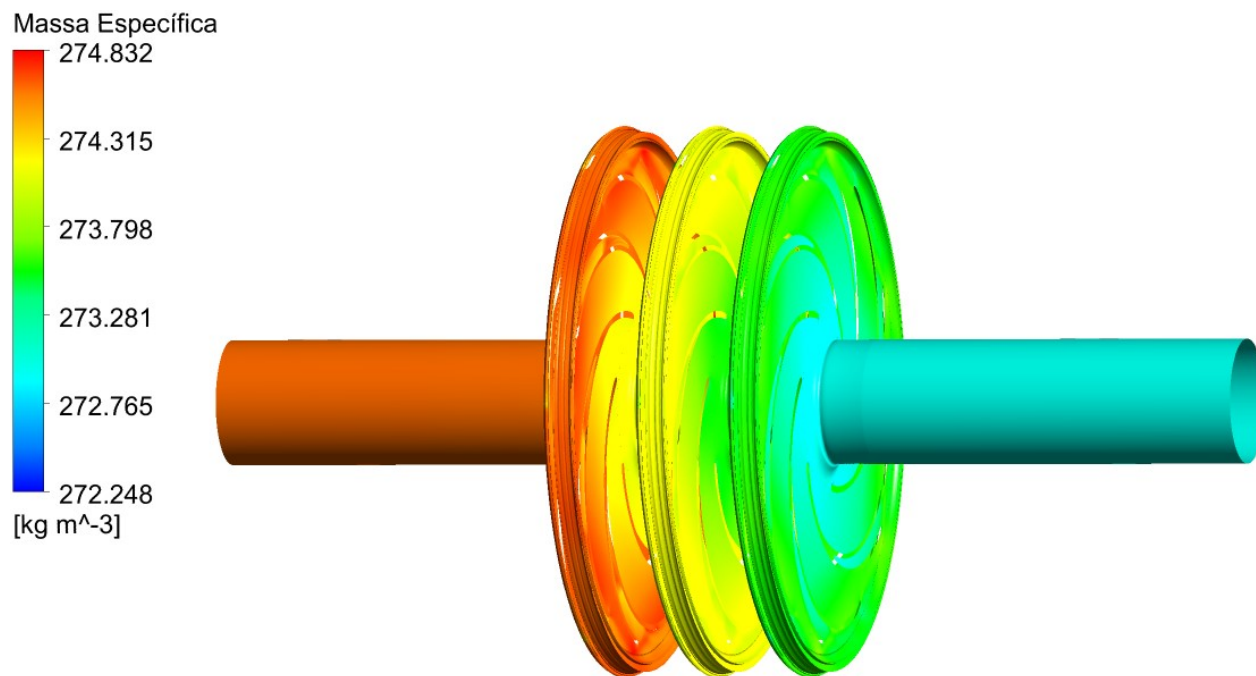
Os campos de massa específica obtidos são mostrados nas Figuras 26 a 29. Todos os campos foram retirados de soluções dos casos de vazão de máxima eficiência (BEP). O escoamento no domínio ocorre da direita para a esquerda.

Como é possível notar, o aumento da massa específica ocorre de forma gradativa ao longo dos estágios da bomba, sendo acentuado na parte externa dos rotores como

esperado. O comportamento de todos os casos é semelhante, observando a compressão do CO₂ à medida que se fornece energia ao fluido através dos rotores, responsáveis pela maior parte do incremento de pressão. A água não foi incluída nos testes de massa específica por ser um líquido incompressível, tendo, portanto, essa propriedade constante nos casos simulados.

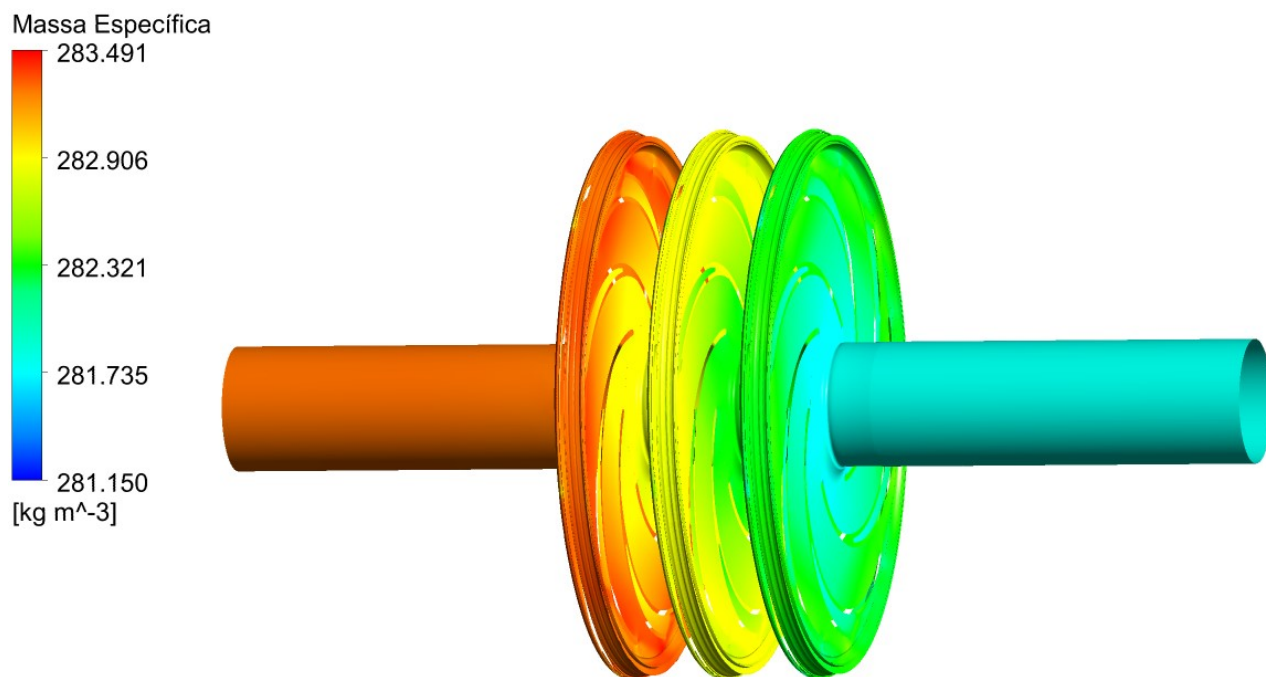
Percebe-se também a influência da rotação no incremento de massa específica para os casos de 85 bar de 3480 e 6000 rpm, tal que o caso com a maior rotação possui um aumento de massa específica significativamente superior. Esse é um resultado esperado pelo fato de que, em geral, maiores velocidades de rotação estão associadas a maiores ganhos de pressão através da bomba, o que consequentemente aumentará de forma mais significativa a massa específica do fluido ao longo do escoamento.

Figura 26 – Campo de massa específica para o caso de 75 bar, 35°C e 3480 rpm no BEP



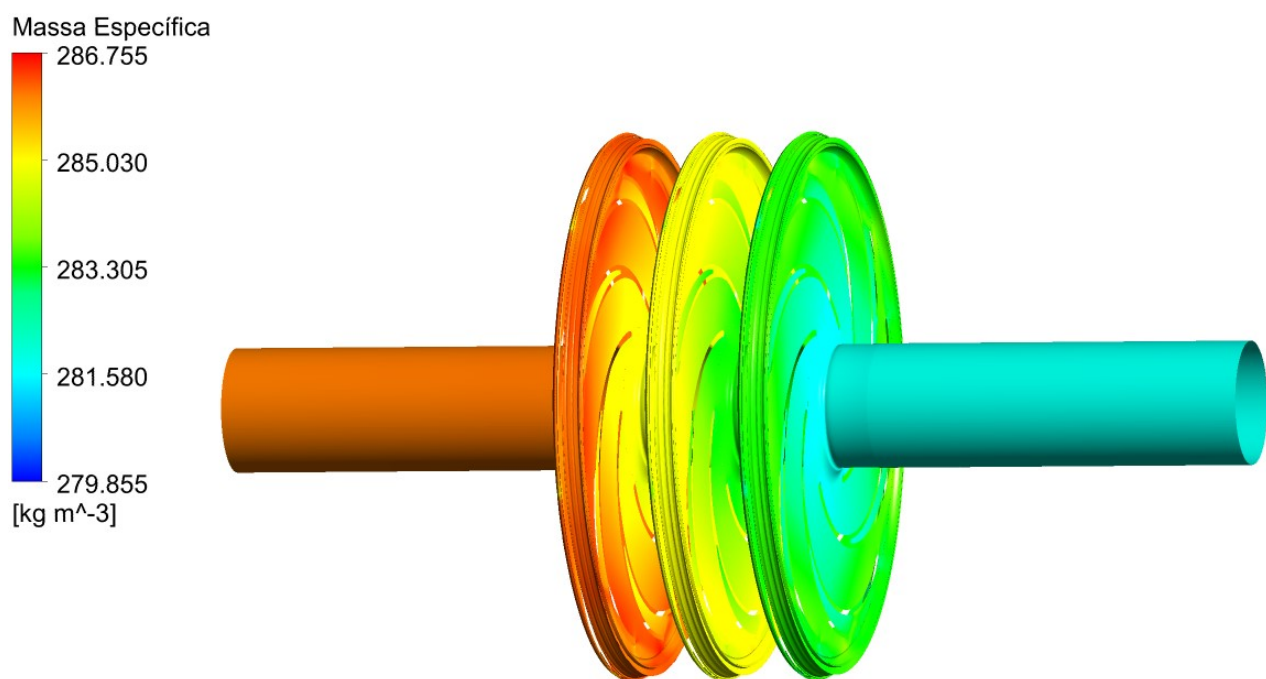
Fonte: O autor, 2021

Figura 27 - Campo de massa específica para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP



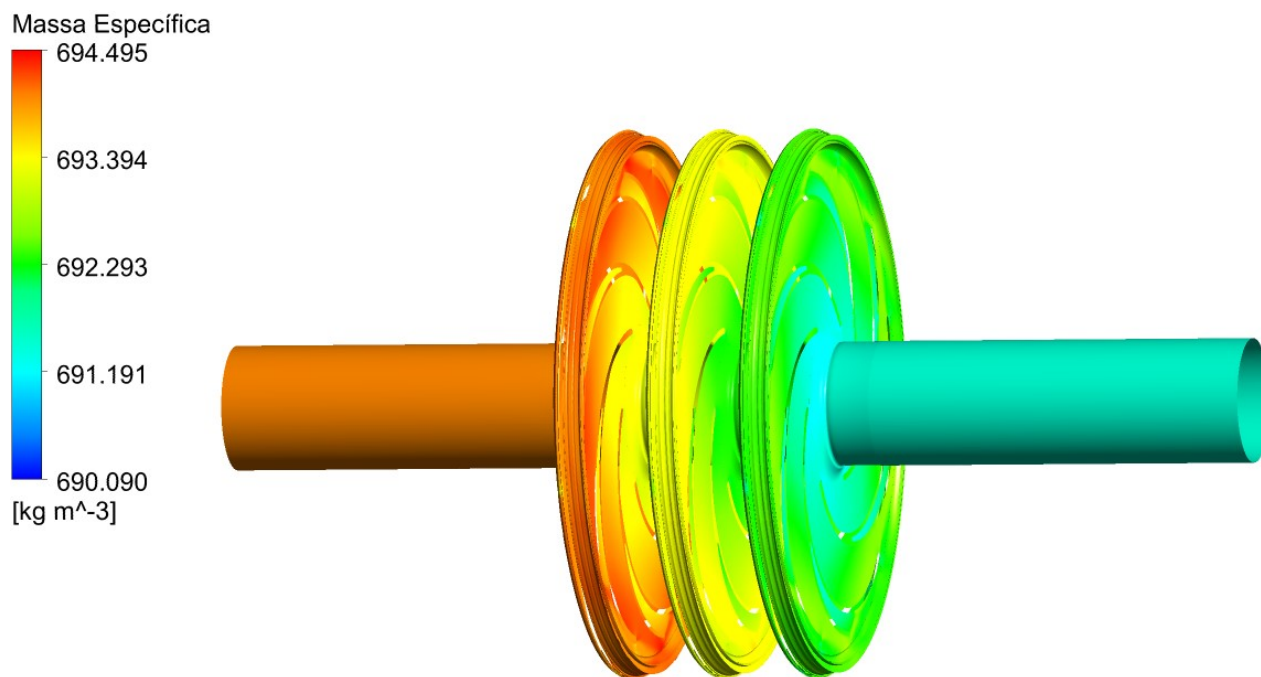
Fonte: O autor, 2021

Figura 28 - Campo de massa específica para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP



Fonte: O autor, 2021

Figura 29 - Campo de massa específica para o caso de 95 bar, 35°C e 4500 rpm no BEP

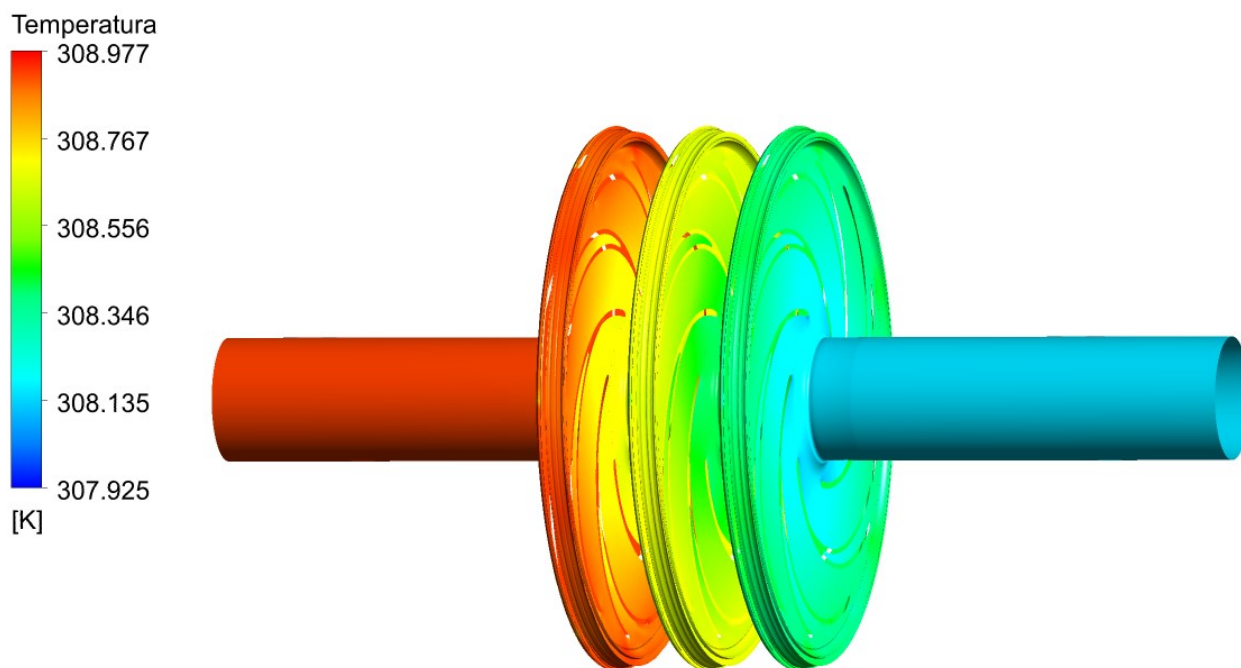


Fonte: O autor, 2021

4.2.2 CAMPOS DE TEMPERATURA

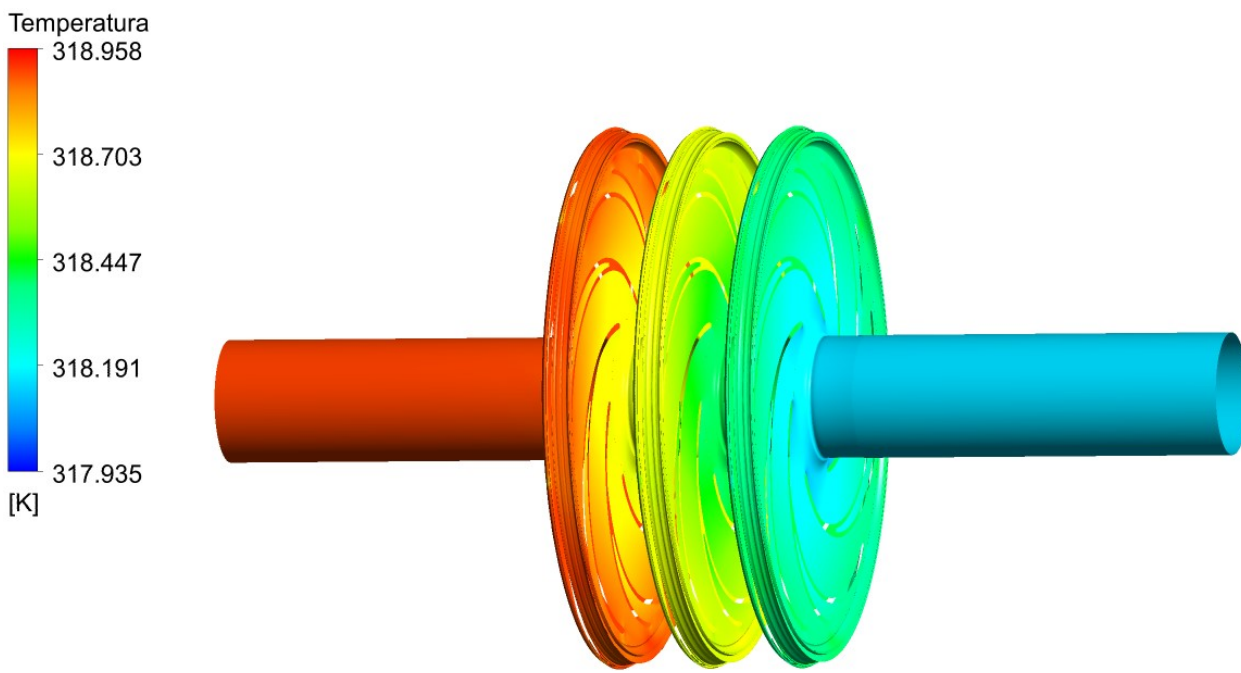
Os campos de temperatura obtidos são ilustrados nas Figuras 30 a 33. Aqui, eles também foram retirados dos casos de BEP nas diferentes condições operacionais propostas, com o escoamento seguindo da direita para a esquerda. Assim como nas análises dos campos de massa específica, a água não está sujeita, enquanto em estado líquido, a variações de temperatura sensíveis através da bomba.

Figura 30 - Campo de temperatura para o caso de 75 bar, 35°C e 3480 rpm no BEP



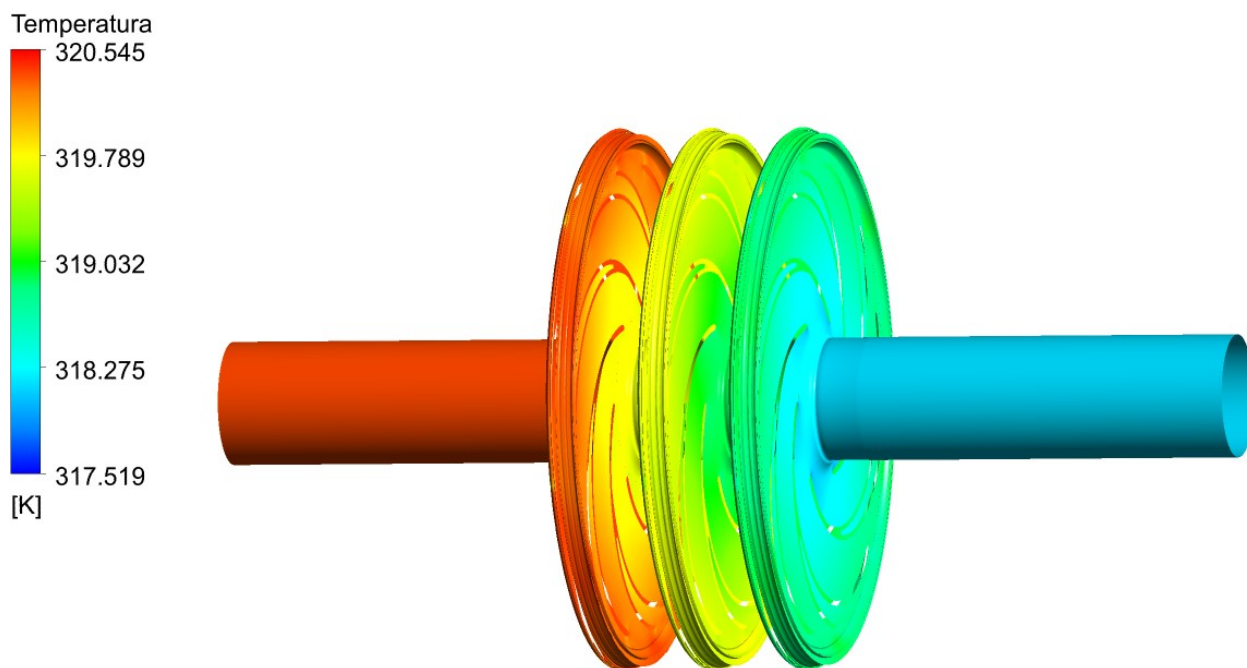
Fonte: O autor, 2021

Figura 31 - Campo de temperatura para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP



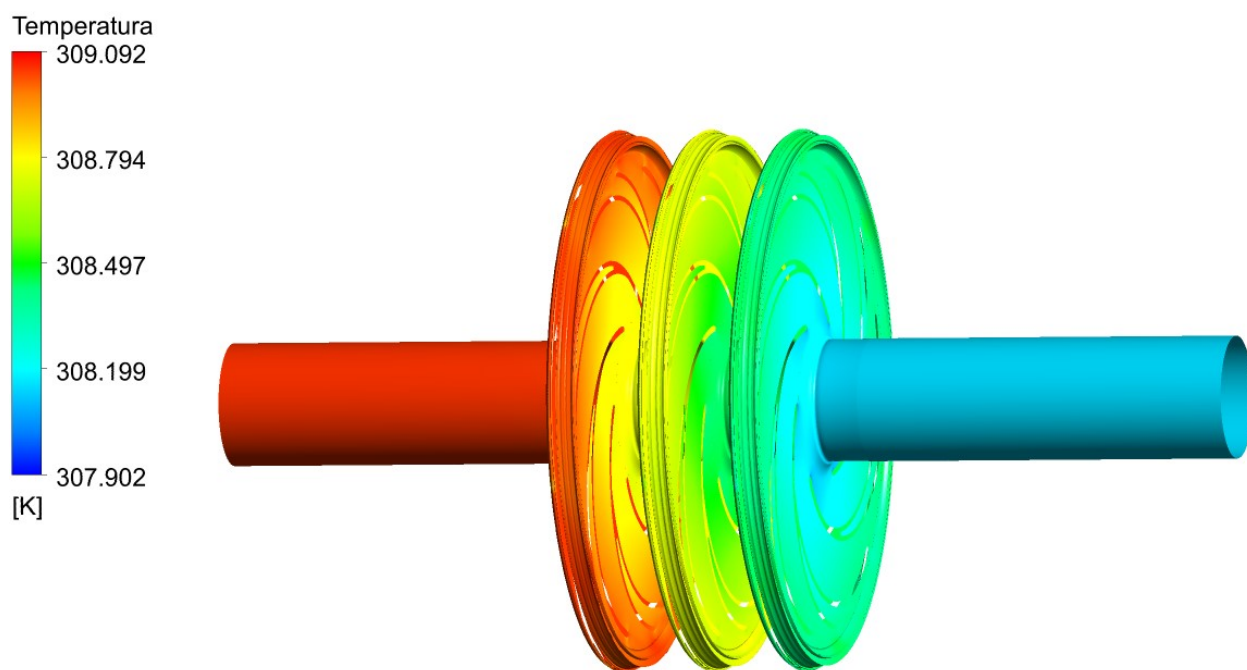
Fonte: O autor, 2021

Figura 32 - Campo de temperatura para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP



Fonte: O autor, 2021

Figura 33 - Campo de temperatura para o caso de 95 bar, 35°C e 4500 rpm no BEP



Fonte: O autor, 2021

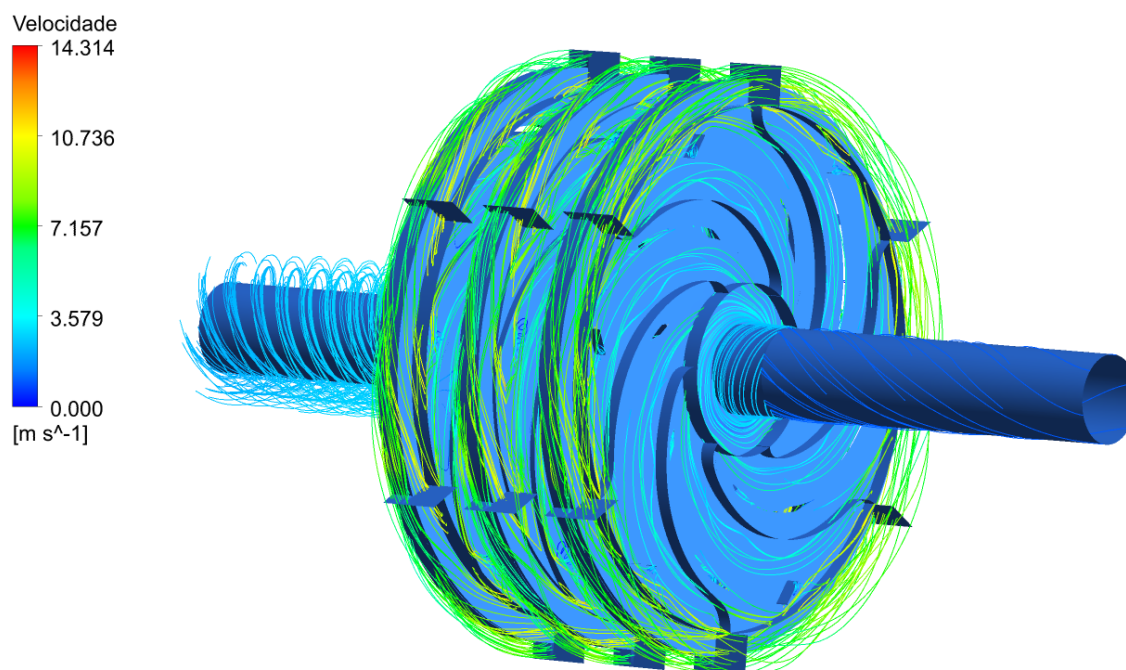
Os resultados dos campos de temperatura são muito similares aos dos campos de massa específica, observando-se um comportamento similar de crescimento ao longo do domínio à medida que se fornece energia ao fluido. Esses resultados comprovam o que já havia sido notado nas curvas de desempenho, em que a rotação tem a maior parcela de influência no incremento de temperatura principalmente nos elementos rotativos. A comparação entre os casos de 85 bar, em particular, nos permite visualizar melhor essa tendência.

4.2.3 LINHAS DE CORRENTE

As linhas de corrente nos permitem compreender a orientação geral do escoamento através dos canais hidráulicos da bomba, além de ser possível identificar possíveis pontos de recirculação para vazões mais baixas (vazão parcial ou *part-load*) que constituem causa principal da perda de eficiência em pontos de menor vazão deslocados à esquerda da curva de eficiência.

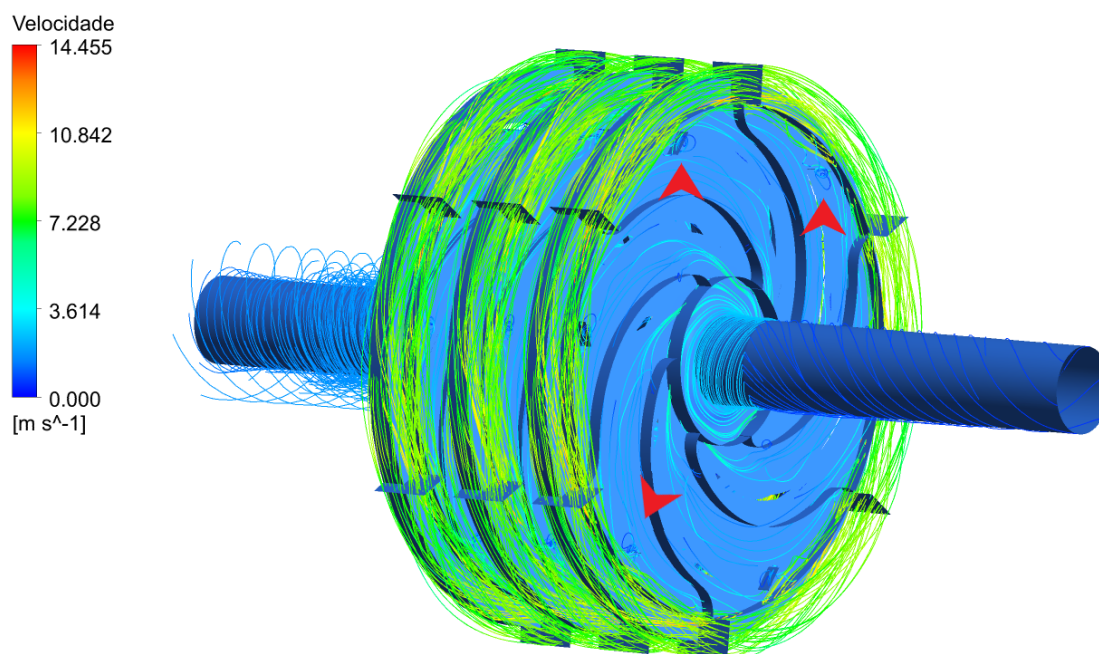
Para essa análise, foram escolhidos apenas dois dos quatro casos de CO₂ simulados, e acrescido o caso da água líquida para fins comparativos. Os casos indicados nas Figuras 34 a 39 mostram as linhas de corrente para as simulações numéricas de 85 bar 45°C e 3480 rpm, 85 bar 45°C e 6000 rpm e água líquida, todos ilustrados em vazões de BEP e 0,5 BEP.

Figura 34 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP



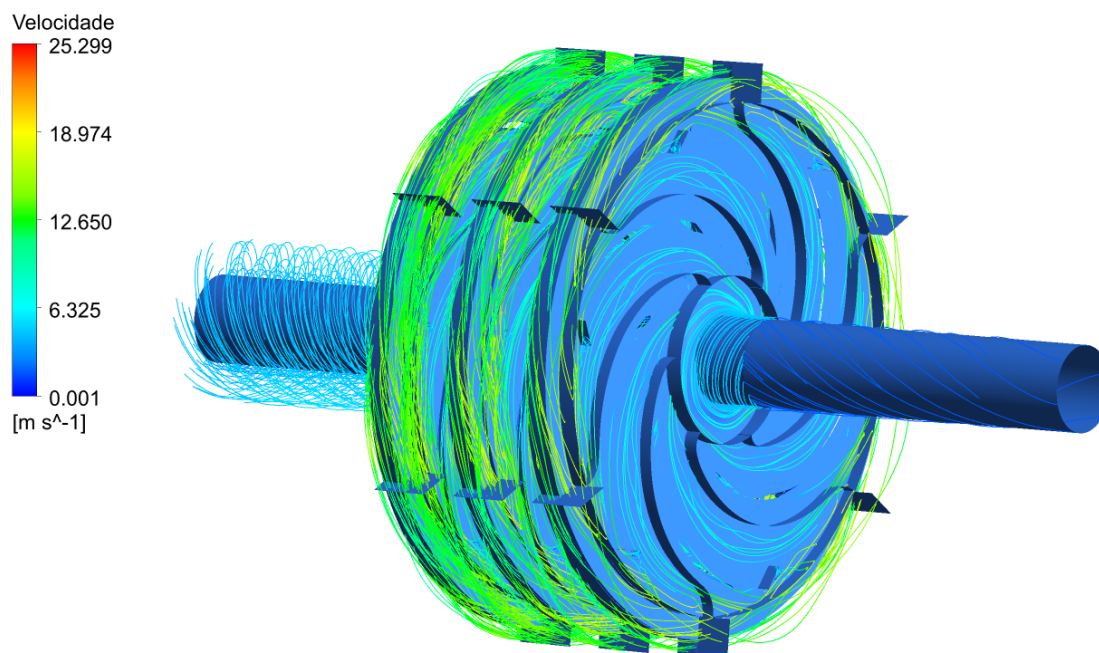
Fonte: O autor, 2021

Figura 35 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm em 0,5 BEP



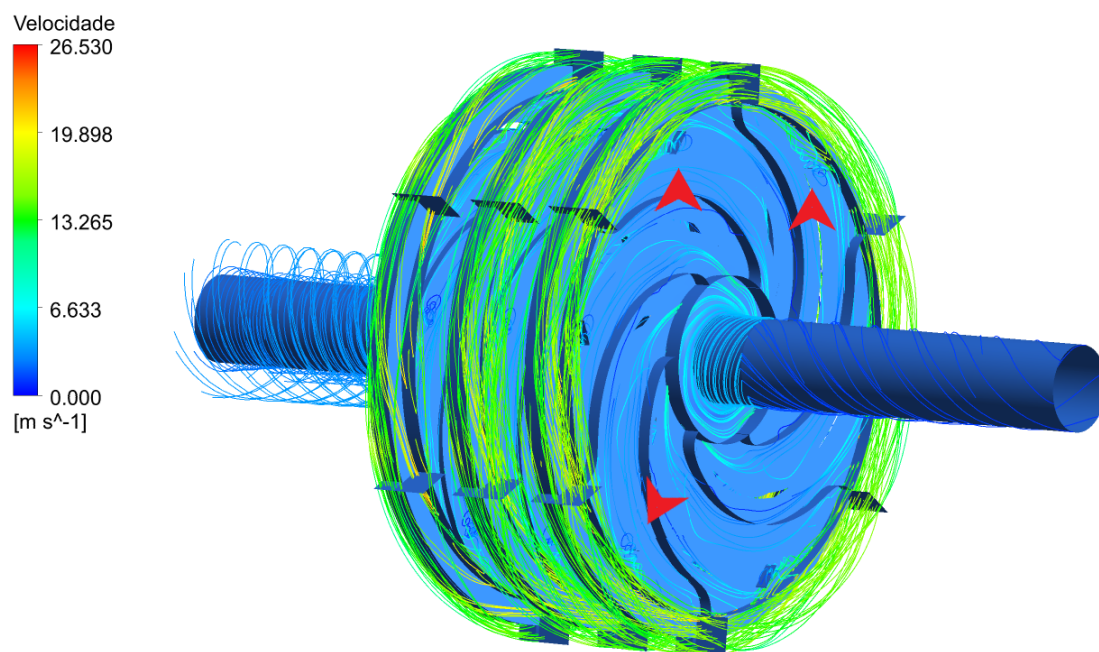
Fonte: O autor, 2021

Figura 36 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP



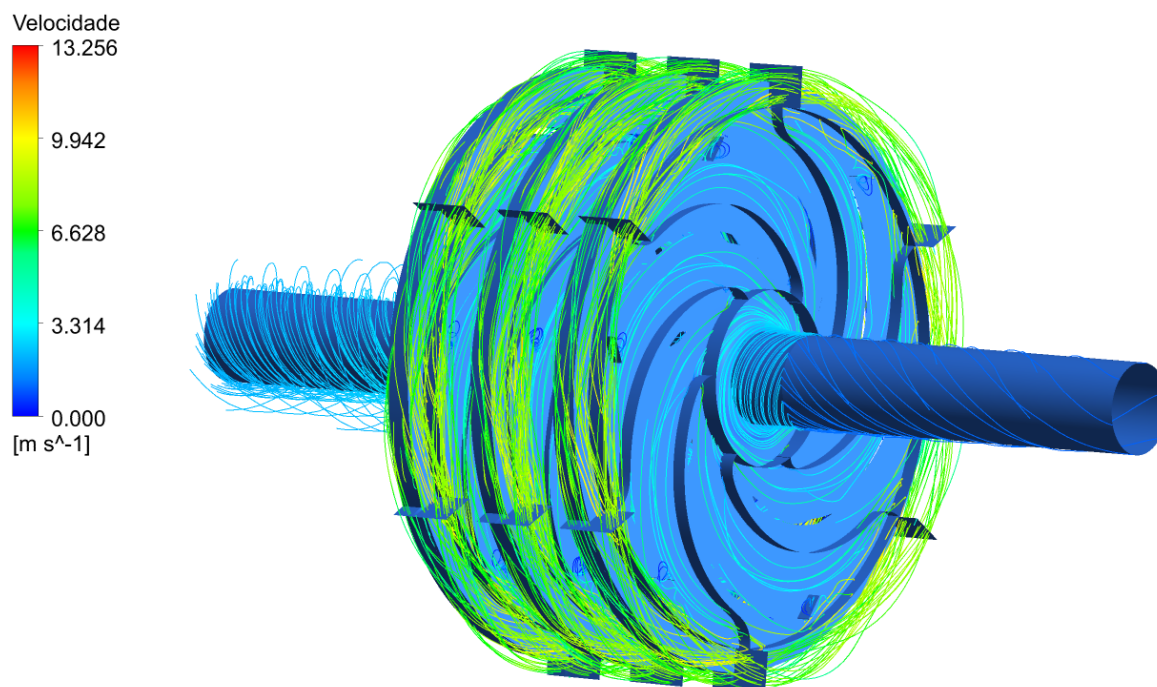
Fonte: O autor, 2021

Figura 37 - Linhas de corrente para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm em 0,5 BEP



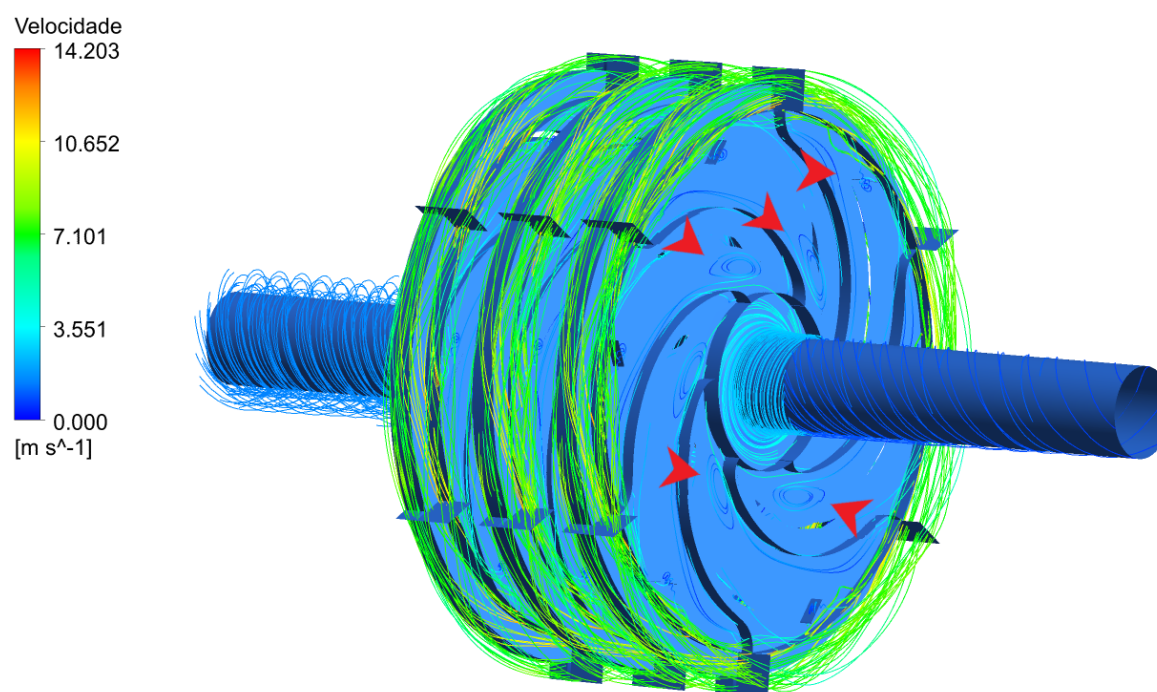
Fonte: O autor, 2021

Figura 38 - Linhas de corrente para o caso de água em condições ambientes no BEP



Fonte: O autor, 2021

Figura 39 - Linhas de corrente para o caso de água em condições ambientes em 0,5 BEP



Fonte: O autor, 2021

A partir dessa análise é possível identificar os pontos de recirculação, indicados pelas setas vermelhas para todos os casos operando na vazão de 0,5 BEP, enquanto a vazão de BEP apresenta um escoamento sem recirculações e melhor ordenado, explicação principal para que sua eficiência seja maior.

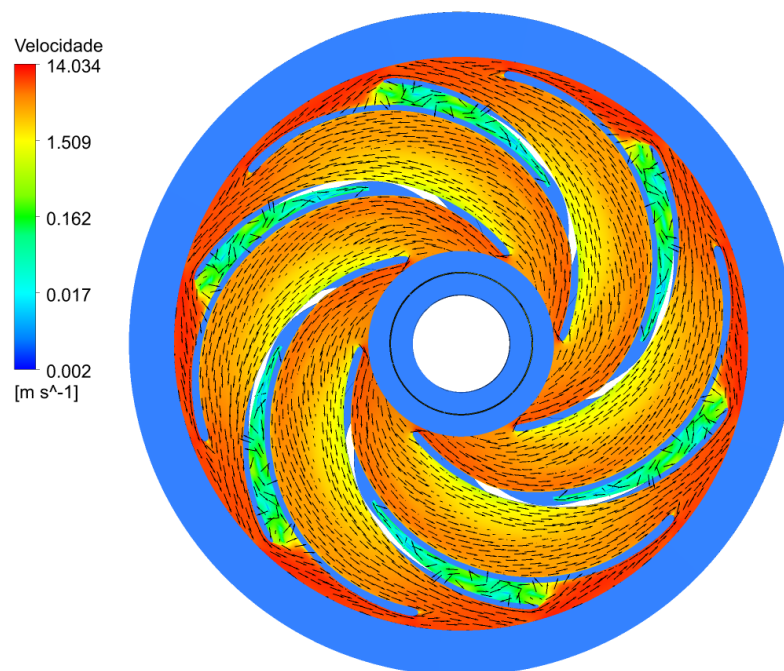
Pode-se visualizar também a ordenação do escoamento nos tubos de sucção e descarga da bomba, onde o tubo de sucção possui um escoamento muito mais ordenado, enquanto que o tubo de descarga entrega o fluido com um efeito de “*swirl*”, afetado pela rotação dos elementos da bomba.

4.2.4 CAMPOS DE VELOCIDADE NO ROTOR

A partir da análise das linhas de corrente em 3D, podemos notar zonas de recirculação no interior dos rotores, principalmente para casos de menor vazão, o que torna interessante uma análise mais detalhada desse fenômeno com a visualização dos campos de velocidade exclusivamente de um dos rotores, com uma vista mais adequada.

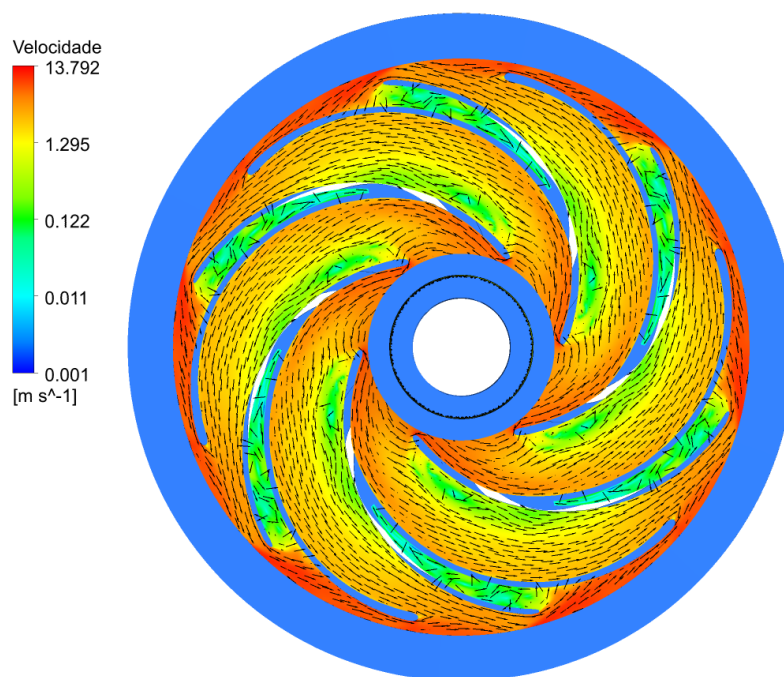
Para isso, foram projetados vetores de velocidade num plano bidimensional (2D) em vista superior do rotor a fim de proporcionar uma melhor caracterização do fenômeno observado no subcapítulo anterior. Os resultados desse procedimento são mostrados nas figuras 40 a 45.

Figura 40 – Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm no BEP



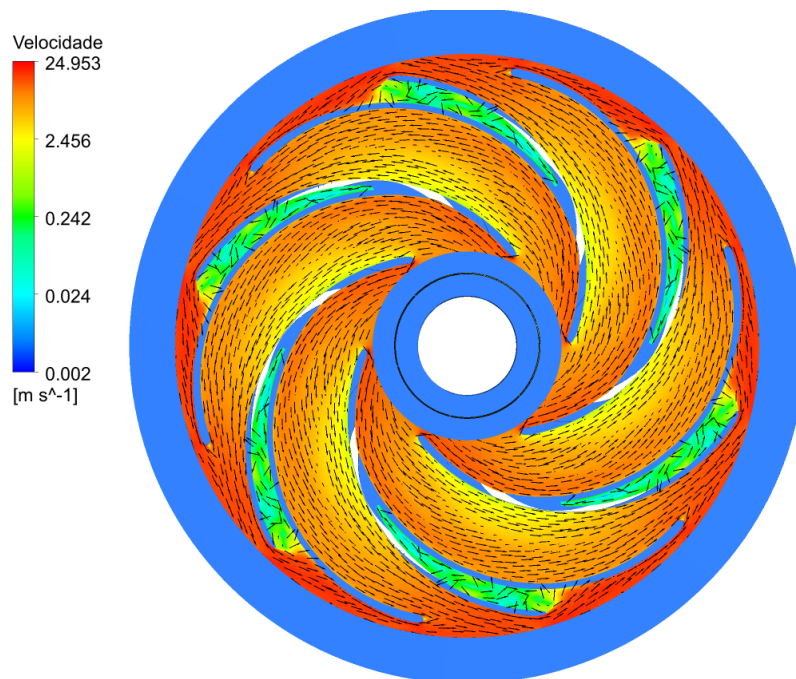
Fonte: O autor, 2021

Figura 41 - Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 3480 rpm em 0,5 BEP



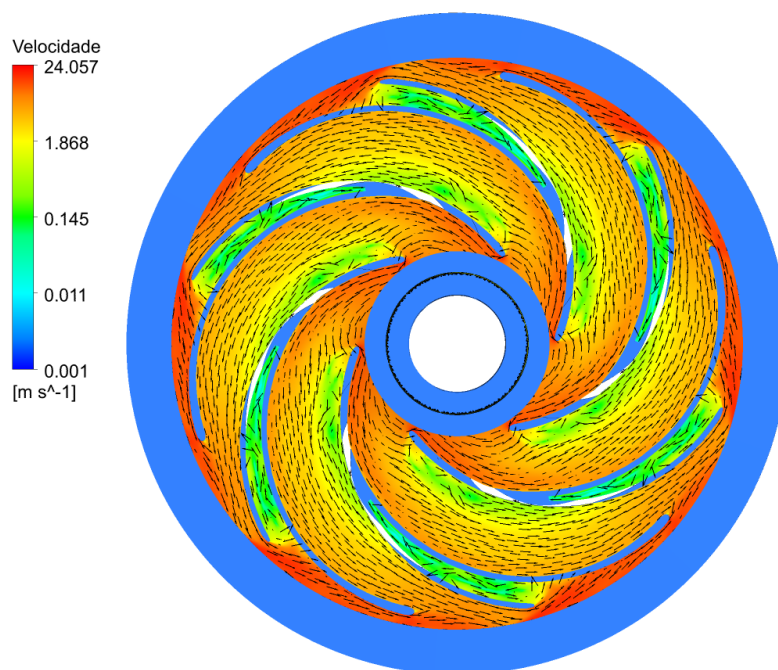
Fonte: O autor, 2021

Figura 42 - Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm no BEP



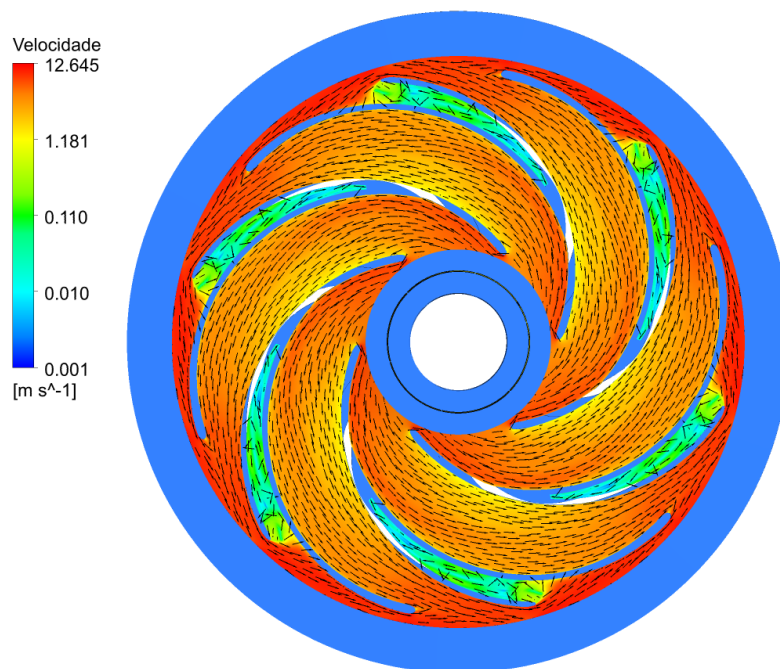
Fonte: O autor, 2021

Figura 43 - Campos de velocidade no rotor para o caso de 85 bar, 45°C e 6000 rpm em 0,5 BEP



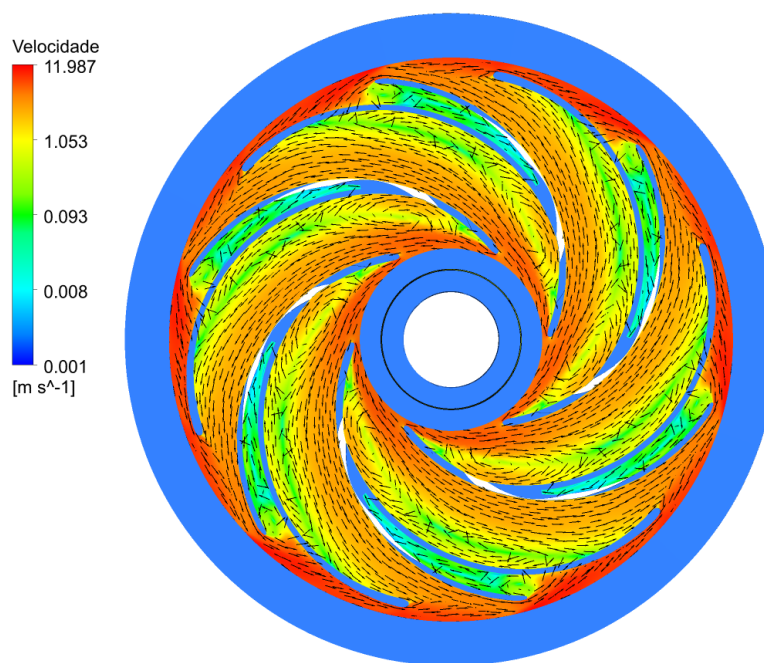
Fonte: O autor, 2021

Figura 44 - Campos de velocidade no rotor para o caso de água em condições ambientes no BEP



Fonte: O autor, 2021

Figura 45 - Campos de velocidade no rotor para o caso de água em condições ambientes em 0,5 BEP



Fonte: O autor, 202

Ao observar os campos de velocidade do rotor para os diferentes casos, percebemos que os casos de 0,5 BEP possuem grandes zonas de recirculação na parte traseira das pás do rotor, caracterizadas também por uma queda na velocidade. Em contrapartida, os casos de BEP não possuem zonas de recirculação, exceto em pequenos espaços existentes nas pás do rotor (característica própria da geometria da bomba), que pouco interferem no desempenho geral.

No caso da bomba operando com água, nota-se zonas ainda maiores de recirculação na vazão reduzida, fato que pode ajudar a explicar o deslocamento da curva de eficiência da água em relação às curvas de CO₂ puro.

Em geral, os campos, apesar de possuírem valores absolutos de velocidades diferentes, tem aspecto qualitativo similar entre todos os casos analisados. Como já dito anteriormente, a análise adimensional do desempenho pressupõe que a similaridade seja válida em todas as condições de operação. Em outras palavras, isso requer que os campos de escoamento sejam similares do ponto de vista cinemático para que curvas semelhantes sejam explicadas.

Tendo isso em vista, conclui-se que o escoamento dentro da bomba centrífuga analisada é similar para a água líquida e o CO₂ supercrítico, e que os parâmetros adimensionais também são válidos para ambas aplicações, se mostrando, ao menos do ponto de vista numérico, consistentes com os resultados obtidos.

5. CONCLUSÕES

O presente trabalho descreve um estudo a respeito do bombeamento centrífugo do CO₂ em condições supercríticas sob uma perspectiva numérica computacional, levantando e analisando curvas de desempenho e campos de escoamento no interior de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios.

Na revisão bibliográfica foram identificados trabalhos sobre a caracterização do CO₂ supercrítico, assim como pesquisas, tanto numéricas quanto experimentais, a respeito do desempenho de compressores e bombas centrífugas operando com CO₂ a altas pressões. Os estudos encontrados mostram definições sobre o ponto crítico do CO₂, implementações de tabelas RGP para caracterizar numericamente o CO₂ supercrítico, principalmente para casos de operação com compressores centrífugos. Foram encontrados também métodos de adimensionalizar os parâmetros de desempenho a fim de normalizar as curvas para diferentes condições de operação. Os estudos encontrados, no entanto, não mostram grandes avanços na análise da operação de bombas centrífugas operando com CO₂ supercrítico, e os modelos numéricos e experimentais encontrados foram escassos.

A metodologia do trabalho mostrou detalhes relevantes para a modelagem do problema, incluindo a modelagem termodinâmica através das tabelas RGP, a malha computacional utilizada nas simulações bem como as condições de contorno, a modelagem numérica a ela associada e suas respectivas equações governantes, a realização necessária dos testes de modelos de turbulência, do número de estágios a serem utilizados e da viabilidade do modelo *Frozen Rotor*. Além disso, foram apresentados os parâmetros a serem levantados para a análise de desempenho e a grade de testes utilizada para a realização do estudo.

Como resultados foram levantadas as curvas de desempenho de coeficientes adimensionais, curvas de eficiência e curvas de ganho de temperatura com uma bomba centrífuga operando com CO₂ em condições supercríticas. Além disso, foram analisados

os campos de escoamento de diferentes propriedades a fim de auxiliar na explicação dos fenômenos ainda pouco compreendidos no interior das bombas centrífugas de múltiplos estágios.

No campo dos resultados, comprovou-se a similaridade do modelo proposto para diversas condições de operação em diferentes casos de pressão, temperatura e rotação, obtendo curvas de parâmetros adimensionais e de eficiência similares às curvas da mesma geometria operando com água líquida em condições de pressão e temperatura ambientes. O ganho de temperatura por sua vez, apresentou relação direta com o aumento da rotação, tendo os casos com rotações elevadas um incremento consideravelmente superior aos casos com rotações inferiores. Foram realizadas também comparações entre os modelos algébricos e o modelo numérico de cálculo da temperatura, o que mostrou relativa concordância entre ambos.

Os campos de escoamento possibilitaram a realização importantes análises a respeito de zonas de recirculação no interior do elemento rotativo, e ajudaram a explicar fenômenos observados nas curvas de desempenho, como o desvio das curvas de eficiência politrópica da bomba operando com CO₂ supercrítico acima da curva da água, as variações de temperatura observados e a sobreposição das curvas dos parâmetros adimensionais.

Conclui-se, portanto, que o estudo alcançou os objetivos inicialmente traçados, na comprovação da similaridade entre diferentes condições de operação, no desenvolvimento de um modelo numérico consistente para a análise do escoamento de CO₂ supercrítico numa bomba centrífuga de múltiplos estágios, no levantamento de campos de escoamento que ajudam a explicar os fenômenos no interior da bomba e no fornecimento de importantes contribuições para a literatura nesse campo de estudo.

5.1 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Validação dos resultados com dados experimentais;
- Novos testes numéricos com misturas supercríticas e CO₂ supercrítico com envelope de água;
- Modelagem numérica outras geometrias de bombas centrífugas operando com CO₂ supercrítico, verificando a similaridade de diferentes modelos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ABS TECHNOLOGY. Chemical Process Pump. Disponível em: <http://m.absfluidsolution.com/index.php?ws=showproducts&products_id=405913>. Acesso em 16 de agosto de 2021.

AHN, Y.; BAE, S. J.; KIM, M.; CHO, S. K.; BAIK, S.; LEE, J. I.; CHA, J. E. Review of Supercritical CO₂ Power Cycle Technology and Current Status of Research and Development. **Nuclear engineering and Technology**, v, 47, p. 647-661, 2015.

BALTADJIEV, N. D.; LETTIERI, C.; SPAKOVSKY, Z. S. An Investigation of Real Gas Effects in Supercritical CO₂ Centrifugal Compressors. **ASME Journal of Turbomachinery**, v. 137, p. 091003, 2015.

BERGAMINI, L.; VESCOVO, C. D.; MILONE, E F. Centrifugal Pumps for CO₂ Applications. Proceedings of the Twenty-Seventh International Pump User Symposium, 2011.

BRUN, K.; FRIEDMAN, P.; DENNIS, R. **Fundamentals and Applications of Supercritical Carbon Dioxide (sCO₂) Based Power Cycles**. United Kingdom: Elsevier Ltd., 2017.

CABEZA, L. F.; DE GRACIA, A.; FERNANDEZ, A. I.; FARID, M. M. Supercritical CO₂ as heat transfer fluid: A review. *Applied Thermal Engineering*, v. 125, p. 799-810, 2017.

CUBAS J. M. C. Estudo do Escoamento de Misturas Ricas em CO₂ Supercrítico em uma Bomba Centrífuga. 2021. Projeto de tese. UTFPR - Curitiba 2021.

CUNICO, L. P.; TURNER, C. Supercritical Fluids and Gas-Expanded Liquids. In: *The Application of Green Solvents in Separation Processes*, p. 155–214, 2017.

EHSAN, M. M.; GUAN, Z.; KLIMENKO, Y. A. A comprehensive review on heat transfer and pressure drop characteristics and correlations with supercritical CO₂ under heating and cooling applications. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 92, p. 658-675, 2018.

FOX, Robert W.; MCDONALD, T. Alan; PRITCHARD, J. Philip; LEYLEGIAN, John C. *Introdução à Mecânica dos Fluidos*, 8ª Edição, p.604, 2010.

FUJIEDA, H.; IWAMOTO, E. M. High-Pressure Pump - CO₂ Injection Pump. *Ebara Engineering Review* No. 252, 2016.

FULLER, R.; NOALL, J.; PREUSS, J. Turbomachinery for Supercritical CO₂ Power Cycles. *Proceedings of ASME Turbo Expo*, n° GT2012, p. 68735, 2012.

KIM, S. G.; LEE, J.; AHN, Y.; LEE, J. I.; ADDAD Y.; KO, E. B. CFD Investigation of a centrifugal compressor derived from pump technology for supercritical carbon dioxide as a working fluid. *The Journal of Supercritical Fluids*, v. 86, p. 160-171, 2014.

KSB AKTIENGESSELLSCHAFT. *Pumps and valves for CO₂ applications*. Catálogo, 2013.

MAGHARI, A., SAFAEI, Z., SARHANGIAN, S., Predictions of the Joule–Thomson inversion curves for polar and non-polar fluids from the SAFT-CP equation of state. *Cryogenics*. 2008. 48-55.

MONGE, B. **Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors**. 169 f. Tese (doutorado), Grupo de máquinas e motores térmicos de Sevilla, Espanha, 2014.

NEDERSTIGT, Pim, Real Gas Thermodynamics: and the isentropic behavior of substances, 2017.

PECNIK, R.; RINALDI, E.; COLONNA, P. Computational fluid dynamics of a radial compressor operating with supercritical CO₂. *Proceedings of ASME Turbo Expo 2012*. Copenhagen, Denmark, 2012.

PENG, D. Y.; ROBINSON, D. B. A New Two-Constant Equation of State. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, v.15, 59-64, 1976.

PETROBRAS. Pré-Sal. Disponível em:
<<https://comunicabaciadesantos.petrobras.com.br/conteudo/pré-sal-bacia-de-santos.html>>. Acesso em 18 de Agosto de 2021.

Potter, M. C., & Wiggert, D. C. 2010. *Mecânica dos Fluidos*. 1a ed. São Paulo: Cengage Learning.

RAYNER, C. M.; OAKES, R. S.; SAKAKURA, T.; YASUDA, H. Supercritical Carbon Dioxide. In: *Green Reaction Media in Organic Synthesis*, p. 125-1822, 2005.

REDLICH, O.; KWONG, J. N. S. On thermodynamics of solution. V: An equation of state. Fugacities of gaseous solutions. *Chemical Reviews*, v.44, p.233, 1949.

RINALDI, E.; PECNIK, R.; COLONNA, P. Computational Fluid Dynamic Simulation of a Supercritical CO₂ Compressor Performance Map. *Journal of Engineering for Gas Turbines and Power*, v. 137, p. 1-7, 2015.

RHIE, C. M., & CHOW, W. L. Numerical study of the turbulent flow past an airfoil with trailing edge separation. *AIAA Journal*, 1983.

SONG, C. Global challenges and strategies for control, conversion and utilization of CO₂ for sustainable development involving energy, catalysis, adsorption and chemical processing. **Catalysis Today**, v. 115, p. 2-32, 2006.

SPAN, R.; WAGNER, W. A New Equation of State for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-Point Temperature to 1100 K at Pressures up to 800 MPa. **Journal of Physical and Chemical Reference Data** **25**, v. 25, n.6, p.1509- 1596, 1996.

SPAN, R.; WAGNER, W. Equations of state for technical applications. I. Simultaneously Optimized functional forms for nonpolar and polar fluids. **International Journal of Thermophysics**, v. 24, p. 1-109, 2003.

STEL, H.; SIRINO, T.; PONCE, F. J.; CHIVA, S; MORALES, R. E. M. Numerical Investigation of the Flow in a Multistage Electric Submersible Pump. **Journal of Petroleum Science and Engineering**, v. 136, 41-54, 2015.

VILLIERS, A. J., SCHWARZ, C. E., BURGER, A. J., KONTOGEORGIS, G. M., Evaluation of the PC-SAFT, SAFT and CPA equations of state in predicting derivative properties of selected non-polar and hydrogen-bonding compounds. *Fluid Phase Equilibria*. 2013. 1-15.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 2^a Ed. La Canad , CA, USA: DCW Industries, 1998.

WILLIAM J.R.; CLIFORD A. A. **Supercritical Fluid Methods and Protocols**. Totowa, New Jersey: Humana Press, 2000