

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

JHOAN MIGUEL CUBAS CUBAS

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA OPERANDO
COM FLUIDOS SUPERCRÍTICOS**

CURITIBA

2024

JHOAN MIGUEL CUBAS CUBAS

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA OPERANDO
COM FLUIDOS SUPERCRÍTICOS**

**Performance Evaluation of a Centrifugal Pump Operating with Supercritical
Fluids**

Trabalho de pesquisa de doutorado apresentado como requisito para obtenção do título de Doutor Em Engenharia da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR). Área de concentração: Engenharia Térmica.

Orientador(a): Prof. Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales.

CURITIBA

2024



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

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.



JHOAN MIGUEL CUBAS CUBAS

**AVALIAÇÃO DO DESEMPENHO DE UMA BOMBA CENTRÍFUGA OPERANDO COM FLUIDOS
SUPERCRÍTICOS**

Trabalho de pesquisa de doutorado apresentado como
requisito para obtenção do título de Doutor Em Engenharia
da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).
Área de concentração: Engenharia Térmica.

Data de aprovação: 20 de Dezembro de 2024

Dr. Rigoberto Eleazar Melgarejo Morales, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Dr. Fabio Alencar Schneider, Doutorado - Faculdades Integradas do Brasil (Unibrasil)

Dr. Gherhardt Ribatski, Doutorado - Universidade de São Paulo (Usp)

Dr. Jose Antonio Andres Velasquez Alegre, Doutorado - Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Dr. Luis Mauro Moura, Doutorado - Pontifícia Universidade Católica do Paraná (Pucpr)

Documento gerado pelo Sistema Acadêmico da UTFPR a partir dos dados da Ata de Defesa em 20/12/2024.

Dedico este trabalho à minha família, em
especial à minha esposa e aos meus
filhos, Hector e Maya.

AGRADECIMENTOS

Agradeço, primeiramente, a Deus pelas oportunidades concedidas ao longo da minha vida e por me permitir chegar aqui.

Aos meus pais, aos meus tios e, especialmente, à minha esposa Karla, por sua paciência, compreensão e apoio incondicional ao longo do doutorado. Aos meus filhos, Hector e Maya, por serem meu maior incentivo e a força que me impulsiona a seguir sempre em frente.

Ao meu orientador, Prof. Rigoberto, pela oportunidade, pelo suporte e pela confiança depositada em mim para o desenvolvimento deste trabalho. Aos meus coorientadores, Prof. Moisés Marcelino Neto e Prof. Henrique Stel, pelos conselhos, pelas discussões técnicas e pelas valiosas contribuições que enriqueceram o desenvolvimento deste estudo.

Ao Prof. Fábio Schneider, ao Gabriel Torelli, ao Luís Botton e à equipe da Oficina, Rodrigo e Elton, pela constante disposição e pelo suporte indispensável no projeto, na montagem do circuito experimental e na superação dos desafios relacionados ao seu funcionamento.

Aos colegas e amigos, dentro e fora do NUEM, que fizeram parte dessa importante fase de minha vida, especialmente àqueles cuja contribuição foi fundamental para a realização deste estudo.

Por fim, ao NUEM, à UTFPR e à PETROBRAS (TC. 5900.0110262.19.9), pelo suporte financeiro e pela infraestrutura fornecida, que foram essenciais para o desenvolvimento deste estudo.

“Never confuse education with intelligence, you
can have a PhD and still be an idiot.
(RICHARD FEYNMAN).

RESUMO

Apesar do transporte e reinjeção de CO₂ supercrítico não serem temas novos, os estudos na literatura aberta sobre bombas centrífugas operando com fluidos supercrítico são raros, com informações limitadas e que, principalmente, não oferecem metodologias para avaliar o desempenho dessas bombas. Nesse contexto, este trabalho apresenta um estudo numérico e experimental para avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga de nove estágios operando com fluidos supercríticos. Propõe-se uma metodologia para estimar os principais parâmetros de desempenho e a temperatura no bombeamento desses fluidos, usando informações de desempenho para água como ponto de partida. Como parte da metodologia proposta, foi desenvolvido um modelo algébrico para calcular o ganho de temperatura do fluido. A modelagem numérica é baseada na metodologia implementada no programa de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) ANSYS® CFX®. A variação das propriedades termo-físicas do fluido nas simulações numéricas foi calculada por meio de interpolações sobre uma tabela termodinâmica obtida a partir do programa REFPROP® e acoplada ao modelo numérico. Para o estudo experimental, foram utilizadas duas bancadas que permitiram coletar dados de torque, velocidade de rotação, aumento de pressão e temperatura da bomba teste operando com água e com CO₂ supercrítico. Este estudo forneceu uma importante fonte de dados experimentais para a validação dos resultados do modelo numérico e da metodologia proposta. Os resultados numéricos se mostraram coerentes com os resultados experimentais. Com o modelo numérico validado, foram explorados outros cenários de fluidos supercríticos e condições operacionais difíceis de serem avaliados experimentalmente. A análise de resultados numéricos e experimentais evidenciou que as leis de afinidade para líquidos podem ser estendidas para fluidos supercríticos. Os resultados também demonstraram que a metodologia proposta estima adequadamente a potência, o aumento de pressão e o aumento de temperatura de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos. Por fim, do ponto de vista de desempenho, confirmou-se que bombas centrífugas são capazes de bombear fluidos supercríticos de forma satisfatória. Entretanto, ao contrário do bombeamento de líquidos, o bombeamento de fluidos supercrítico produz aumentos consideráveis de temperaturas, que devem ser levados em conta. Espera-se que as abordagens consideradas e os resultados discutidos neste estudo contribuam para a escassa literatura sobre o assunto.

Palavras-chave: Fluido supercrítico; Bomba centrífuga; Desempenho; Modelagem; Experimental.

ABSTRACT

Although the transportation and reinjection of supercritical CO₂ are not new topics, studies in the open literature on centrifugal pumps operating with supercritical fluids are rare, with limited information and, above all, do not offer methodologies to evaluate the performance of these pumps. In this context, this work presents a numerical and experimental study to evaluate the performance of a nine-stage centrifugal pump operating with supercritical fluids. A methodology is proposed to estimating the main performance parameters and the temperature when pumping these fluids, using performance information for water as a starting point. As a part of the proposed methodology, an algebraic model was developed to calculate the fluid's temperature gain. The numerical modeling is based on the methodology implemented in the computational fluid dynamics (CFD) program ANSYS® CFX®. The variation in the thermo-physical properties of the fluid in the numerical simulations was calculated using interpolations on a thermodynamic table obtained from the REFPROP® program and coupled to the numerical model. For the experimental study, two experimental loops were used to collect torque, rotation speed, pressure rise and temperature data from the test pump operating with water and supercritical CO₂. This study provided an important source of experimental data for validating the results of the numerical model and the proposed methodology. The numerical results proved to be consistent with the experimental results. With the numerical model validated, other supercritical fluid scenarios that were difficult to evaluate experimentally were explored. The analysis of numerical and experimental results showed that the affinity laws for liquids can be extended to supercritical fluids. The results also showed that the proposed methodology adequately estimates the power, pressure and temperature increase of centrifugal pumps operating with supercritical fluids. Finally, from a performance point of view, it was confirmed that centrifugal pumps are capable of pumping supercritical fluids satisfactorily. However, unlike pumping liquids, pumping supercritical fluids produces considerable temperature increases, which must be taken into account. It is expected that the approaches considered and the results discussed in this study will contribute to the scarce literature on the subject.

Keywords: Supercritical fluid; Centrifugal pump; Performance; Modeling, Experimental.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Principais componentes de uma bomba centrífuga.....	13
Figura 2 – Curvas características típicas de uma bomba centrífuga operando a uma velocidade de rotação constante (3500 rpm)	14
Figura 3 – Degradação do desempenho de uma bomba centrífuga, (a) sob escoamento viscoso e (b) sob escoamento bifásico líquido – gás.	14
Figura 4 – Esquema da aplicação da tecnologia de captura e sequestro de CO ₂ (CCS)	15
Figura 5 – Região do pré-sal com indicação das profundidades típicas de seus reservatórios.....	16
Figura 6 – Vista superior de uma unidade de produção <i>offshore</i> com indicação das áreas ocupadas para o processamento é injeção de CO ₂ supercrítico.	17
Figura 7 – Diagrama de fases de uma substância pura e visualização de sua transição para seu estado supercrítico.....	22
Figura 8 – Esquemático do comportamento híbrido das propriedades termo-físicas de um fluido supercrítico.	24
Figura 9 – Variação das principais propriedades do CO ₂ em função da variação de temperatura e pressão.....	25
Figura 10 – Pontos críticos de diferentes substâncias usadas com fluido de trabalho	26
Figura 11 – Diagrama do comportamento dos fatores de compressibilidade do CO ₂ (curvas azuis), do ar (linha pontilhada preta), da água (linha pontilhada marrom), e da massa específica do CO ₂ (curvas verdes). Todos eles plotados em função da pressão e temperatura.....	27
Figura 12 – Curvas de desempenho da nova bomba centrífuga operando com CO ₂ supercrítico, a 7600 rpm, com uma pressão de sucção de 10 MPa e duas temperaturas de sucção: (a) 15 °C e (b) 40 °C.	36
Figura 13 – Curvas adimensionais de <i>head</i> de uma bomba centrífuga de estágio único operando com água e CO ₂ , sob uma rotação de 3000 rpm e pressão de sucção de 85 bar.	37
Figura 14 – Curvas de desempenho experimentais e numéricas de uma bomba operando com CO ₂ , considerando dois casos de teste: Caso 1 (8,3 MPa e 40°C) e Caso 2 (7,45 MPa e 32,5°C).	39
Figura 15 – Curvas de eficiência obtidas com a bomba operando com água e dois casos de CO ₂ supercrítico.....	39
Figura 16 – Esquema do circuito experimental usado para os testes com água.	44
Figura 17 – Imagem do circuito experimental usado para os testes com água.....	44
Figura 18 – Esquema do circuito experimental usado para testes com fluidos supercríticos.....	46
Figura 19 – Imagens do circuito experimental usado para testes com fluidos supercríticos: (a) projeto de montagem; e (b) circuito montado.	46
Figura 20 – Diagramas pressão – entalpia para o CO ₂ com indicação de: (a) a região de teste da bomba centrífuga; e (b) um esquema do caminho termodinâmico seguido pelo circuito experimental durante o seu funcionamento.....	48
Figura 21 – Principais características operacionais e de desempenho da bomba teste.....	50

Figura 22 – (a) Bomba centrífuga original; (b) desmontagem da bomba centrífuga para remoção do motor; (c) bomba sem motor e com seu eixo usinado para acoplamento com o sensor de torque; (d) montagem do conjunto de bombeamento usado nos testes experimentais.	51
Figura 23 – (a) Ilustração da instalação do conjunto de bombeamento dentro do vaso de pressão; (b) projeto de construção do vaso de pressão com indicação de suas dimensões e principais componentes.....	52
Figura 24 – Imagens da instrumentação de vaso de pressão e do processo da instalação do conjunto de bombeamento no seu interior.	53
Figura 25 – Instrumentação da seção de teste	55
Figura 26 – (a) Sistema de regulação de vazão; (b) sistema de medição de vazão e massa específica.	56
Figura 27 – Sistema de controle de temperatura.....	57
Figura 28 – Esquema da sequência seguida durante o levantamento experimental das curvas de desempenho. Exemplo de uma curva de incremento de pressão em função da vazão.	57
Figura 29 – Sistemas de referência inercial ou estático (XYZ) e não inercial ou rotativo (xyz) para um elemento rotativo (rotor).....	61
Figura 30 – Resultados numéricos de pressão, temperatura e torque obtidos usando os modelos <i>Frozen-Rotor</i> e <i>Transient Rotor-Stator</i> para três vazões correspondentes a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $0,1 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$ da bomba operando com CO ₂ a 78 bar, 45 °C e 4500 rpm.	65
Figura 31 – (a) Imagem da geometria da bomba teste com indicação dos principais componentes de um estágio; (b) representação do caminho seguido pelo escoamento nas simulações; (c) esquema do domínio numérico usado nas simulações.....	66
Figura 32 – Malha numérica de um estágio da bomba: (a) rotor; (b) indutor; (c) vista lateral de 60° de um estágio.	67
Figura 33 – Desvios no <i>head</i> e torque de cada malha em relação à malha mais refinada (M8), considerando-se um estágio da bomba operando com água a 3480 rpm, nas vazões correspondentes a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $1,0 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$	69
Figura 34 – Ilustração da resolução de uma tabela RGP (<i>m</i> $\times$ <i>n</i>) abrangendo totalmente a região de operação de uma bomba operando na região supercrítica.	70
Figura 35 – Desvios na massa específica, na viscosidade e no calor específico de cada tabela RGP (com diferentes resoluções) em relação ao REFPROP, para a bomba operando com CO ₂ , a 4500 rpm, 95 bar e 35°C na sucção.....	71
Figura 36 – Curvas dos coeficientes de <i>head</i> (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função de coeficiente de vazão para a bomba centrífuga operando sob diferentes condições de fluidos supercríticos e água, obtidas a partir das simulações numéricas.....	75
Figura 37 – (a) Razão entre as massas específicas de cada um dos estágio e a de sucção da bomba ao longo de seus nove estágios, para as vazões correspondentes a $0,3 \cdot Q_{BEP}$, $0,6 \cdot Q_{BEP}$, $1,0 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$ do caos_2; (b) Curvas do coeficiente de <i>Head</i> (ψ) e potência (Π), em função do coeficiente de vazão, da bomba operando com três fluidos diferentes, água, CO ₂ a 85 bar e 35°C, e um CO ₂ supercrítico artificial (com viscosidade cinemática equivalente à da água).....	77
Figura 38 – Comportamento da razão entre o ganho de entalpia total do fluido e a potência específica de eixo da bomba (esquerda) e do aumento de entropia	

do fluido (direita), em função do coeficiente de vazão, calculados a partir dos dados numéricos dos diferentes casos indicados na Tabela 4.	79
Figura 39 – Diagrama entalpia – entropia com indicação do processo de bombeamento de um fluido supercrítico, a partir de um estado termodinâmico “1” até um estado termodinâmico “2”.	80
Figura 40 – Caminhos termodinâmicos avaliados para estimar a variação de entalpia, dh , no processo de bombeamento [1-2]: (a) seguindo a isoterma da temperatura de entrada e a isobárica da pressão de descarga – [1-1*-2]; e (b) seguindo a isobárica da pressão de entrada e a isoterma da temperatura de descarga – [1-2*-2].	82
Figura 41 – Comportamento do coeficiente de Joule – Thomson, como função da temperatura e da pressão, para o CO ₂ puro.	85
Figura 42 – Comparação entre curvas de aumento de temperatura numéricas e aquelas obtidas com o modelo proposto considerando: (i) um estágio da bomba; e (ii) todos os nove estágios da bomba (abordagem <i>black-box</i>), operando em diferentes cenários de CO ₂ supercrítico.	87
Figura 43 – Contribuições de temperatura atribuídas ao primeiro e segundo termo do modelo de temperatura proposto no aumento total de temperatura do fluido, para a bomba centrífuga operando em quatro condições selecionadas da Tabela 4.	89
Figura 44 – Comportamento da contribuição de cada um dos termos do modelo de temperatura proposto em função da pressão, para a bomba centrífuga operando com CO ₂ puro, na vazão de melhor eficiência: (a) temperatura de sucção fixa em 32 °C, com a indicação do fator de compressibilidade “Z”; e (b) comparação das curvas obtidas para as temperaturas de sucção fixas de 32 °C e 65 °C.	91
Figura 45 – Fluxograma da metodologia proposta para estimar o desempenho de bombas operando com fluidos supercríticos.	93
Figura 46 – Comparação entre curvas de catálogo e experimental de incremento de pressão, potência e eficiência em função da vazão, para a bomba teste operando com água a 3480 rpm.	95
Figura 47 – Curvas de aumento de pressão (esquerda) e potência (direita) em função da vazão obtidas em três dias diferentes, para a bomba teste operando com água em condições ambiente e em quatro velocidades de rotação, 1500, 2500, 3480 e 4500 rpm.	96
Figura 48 – Curvas de coeficiente de <i>head</i> (eixo principal) e de potência (eixo secundário) em função do coeficiente de vazão para a bomba teste operando com água, nas velocidades de rotação de 1500, 2500, 3480 e 4500 rpm.	97
Figura 49 – (a) Curvas de incremento de pressão em função da vazão; e (b) curvas de ganho de temperatura em função do coeficiente de vazão, obtidas em diferentes dias para a bomba teste operando com CO ₂ supercrítico sob diferentes condições operacionais.	98
Figura 50 – Curvas de coeficiente de <i>head</i> em função do coeficiente de vazão para a bomba teste operando com CO ₂ supercrítico sob diferentes condições operacionais.	99
Figura 51 – (a) Curvas de aumento de pressão em função da vazão; (b) Curvas de ganho de temperatura em função do coeficiente de vazão, para a bomba teste operando a uma rotação fixa de 3604 rpm e com CO ₂ supercrítico com diferentes massas específicas.	100

Figura 52 – Comparação entre dados numéricos (CFD) e experimentais de aumento de pressão, potência e eficiência em função da vazão, para a bomba teste operando com água considerando: (a) a velocidade de rotação nominal de 3480 rpm e (b) diferentes velocidades de rotação.	102
Figura 53 – Comparação entre dados numéricos (CFD) e experimentais: (a) curvas de pressão de descarga e (b) curvas de temperatura de descarga, em função do coeficiente de vazão, para a bomba de teste operando com CO ₂ supercrítico sob diferentes condições termodinâmicas de sucção e velocidades de rotação.....	103
Figura 54 – Coeficiente de <i>head</i> (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função do coeficiente de vazão, obtidos usando dados de simulações numéricas (CFD) da bomba teste operando com CO ₂ supercrítico sob diferentes condições de operação.	104
Figura 55 – Curvas numéricas de aumento de pressão, ΔP , e de temperatura, ΔT , em função do coeficiente de vazão para a bomba operando nas condições indicadas na Tabela 4.	105
Figura 56 – Comportamento do calor específico isobárico, c_p e do coeficiente de Joule – Thomson, μ_{JT} , em função do coeficiente de vazão para a bomba operando nas condições indicadas na Tabela 4.	105
Figura 57 – Curvas numéricas de ganho de temperatura em função do aumento de pressão para a bomba operando com água e nas condições dos casos de CO ₂ supercrítico da Tabela 4.	107
Figura 58 – Curvas numéricas de aumento de pressão (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função da vazão, para cada um dos nove estágios da bomba operando em condições selecionadas da Tabela 4.	109
Figura 59 – Curvas numéricas de ganho de temperatura em função da vazão, para cada um dos nove estágios da bomba operando em condições selecionadas da Tabela 4.	110
Figura 60 – Comparação entre os resultados do modelo de temperatura proposto e os resultados experimentalmente, em termos do ganho de temperatura (à esquerda) e a temperatura de descarga (à direita), para a bomba operando com CO ₂ supercrítico em diferentes condições operacionais.....	112
Figura 61 – Comparação entre os resultados do modelo de temperatura proposto e os resultados de simulações numéricas, considerando: (a) os cenários de fluidos supercríticos da Tabela 2 e (b) as condições operacionais dos sete casos especificados na Tabela 4.....	113
Figura 62 – Comparação entre as temperaturas de descarga calculadas com o modelo de temperatura proposto e aquelas obtidas de diferentes estudos disponíveis na literatura, às quais foram usadas como referência.	115
Figura 63 – Curvas de aumento de temperatura em função do coeficiente de vazão, obtidas através do modelo algébrico proposto (Eq. 13), da metodologia da primeira lei (Eq. 8), o modelo tradicional politrópico (Eq. 14) e numericamente (<i>baseline</i>), para a bomba operando em diferentes cenários selecionados da Tabela 4.	116
Figura 64 – (a) Curvas de pressão de descarga e (b) curvas de temperatura de descarga em função do coeficiente de vazão, obtidas experimentalmente e por meio da metodologia de desempenho proposta (conforme a Figura 45) para a bomba operando com CO ₂ supercrítico.....	117
Figura 65 – (a) Curvas de aumento de pressão e (b) curvas ganho de temperatura, obtidas por meio da metodologia proposta (conforme Figura 45) e	

por meio de simulações numéricas da bomba operando nos cenários especificados na Tabela 4.	118
Figura 66 – Comparação entre as curvas de aumento de pressão e de potência, em função do coeficiente de vazão, obtidas por meio da metodologia proposta (conforme Figura 45) e simulações numéricas (CFD), para a bomba operando em 4 cenários específicos da Tabela 4.	120

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre as abordagens utilizadas em cada um dos estudos apresentados da revisão bibliográfica.	42
Tabela 2 – Grade de testes experimentais para a bomba centrífuga.....	59
Tabela 3 – Número de elementos das malhas usadas na análise de sensibilidade de malha.	68
Tabela 4 – Novos cenários considerados nas simulações numéricas, a fim de complementar os cenários testados experimentalmente.....	72
Tabela 5 – Composição molar da mistura usada nas simulações numéricas. ..	73

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ANP	Agência Nacional do petróleo, Gás natural e Biocombustíveis do Brasil
ASME	Sociedade Norte-Americana de engenheiros Mecânicos (<i>American Society of Mechanical Engineers</i>)
BEP	Ponto de melhor eficiência (<i>Best Efficiency Point</i>)
CCS	Captura e sequestro de carbono (<i>Carbon Capture and Storage</i>)
CFD	Dinâmica dos Fluidos Computacional (<i>Computational Fluid Dynamic</i>)
CO ₂	Dióxido de carbono
EdE	Equação de estado
EOR	Recuperação melhorada de petróleo (<i>Enhanced oil Recovery</i>)
HISEP	Separado de alta pressão (<i>High-pressure subsea separator</i>)
MRF	Múltiplos sistema de referência (<i>Multiple Reference Frame</i>)
NIST	Instituto Nacional de Padrões e Tecnologia (<i>National Institute of Standards and Technology</i>)
P.C	Ponto crítico de uma substância
REFPROP	Propriedades de fluidos de Referencia (<i>Reference fluid Properties</i>)
RGP	Propriedades de gases reais (<i>Real Gás Properties</i>)
SNL	Laboratórios nacionais da Sandia (<i>Sandia National Laboratories</i>)
SST	Modelo de transporte de tensões de cisalhamento (<i>Shear Stress Transport model</i>)
VSD	Inversor de frequência, variador de velocidade (<i>Variable speed drive</i>)

LISTA DE SÍMBOLOS

	Descrição	Unidade
c_p	Calor específico isobárico	[kJ/kg-K]
c_{p1^*}	Calor específico isobárico em função de $T_{\text{sucção}}$ e P_{descarga}	[kJ/kg-K]
D_2	Diâmetro externo do rotor	[m]
Eu	Número de Euler	[-]
h	Entalpia estática	[kJ/kg]
h_T	Entalpia total	[kJ/kg]
H	<i>Head</i> ou altura de elevação	[m.c.a]
H_{BEP}	<i>Head</i> correspondente ao ponto de melhora eficiência	[m.c.a]
k	<i>Condutividade térmica</i>	[W/m-K]
m	Expoente politrópico de temperatura	[-]
$\dot{m}$	Vazão mássica	[kg/h]
P	Pressão	[bar]
P_c	Pressão do ponto crítico	[bar]
Q	Vazão volumétrica	[m³/h]
Q_{BEP}	Vazão do ponto de melhor eficiência	[m³/h]
$\vec{r}$	Vetor posição	[m]
s	Entropia	[kJ/kg-K]
S_E	Termo fonte da equação de energia	[W/m³]
t	tempo	[s]
T	Temperatura	[°C]
T_c	Temperatura do ponto crítico	[°C]
T_q	Torque de eixo	[N.m]
U	Velocidade tangencial do rotor	[m/s]
v	Volume específico	[m³/kg]
$\vec{V}$	Vetor velocidade	[m/s]
$\dot{W}$	Potência de eixo	[kW]
Y^+	Distancia adimensional do primeiro ponto de cálculo à parede	[-]
Z	Fator de compressibilidade	[-]
ΔP	Ganho de pressão da bomba	[bar]
Δs	Variação da entropia	[kJ/kg-K]
ΔT	Ganho de temperatura do fluido de trabalho	[°C]
β	Coeficiente de expansão volumétrica	[1/°C]
δ_{exp}	Incerteza de medição experimental expandida	[-]
δ_{med}	Incerteza de medição própria do sensor	[-]
ε	Taxa de dissipação de energia cinética turbulenta	[m²/s³]
η	Eficiência	[-]

κ	Energia cinética turbulenta	[m ² /s ²]
μ	Viscosidade dinâmica molecular	[Pa-s]
μ_{eff}	Viscosidade dinâmica efetiva	[Pa-s]
μ_T	Viscosidade dinâmica turbulenta	[Pa-s]
μ_{JT}	Coeficiente de Joule-Thomson	[°C/bar]
μ_{JT1}	Coeficiente de Joule-Thomson baseado nas cond. de sucção	[°C/bar]
$\bar{\mu}_{JT}$	Coeficiente de Joule-Thomson médio	[°C/bar]
Π	Coeficiente de potência	[-]
ρ	Massa específica	[kg/m ³]
σ_{exp}	Desvio padrão da série de medidas experimentais	[-]
τ_{eff}	Tensor efetivo	[Pa]
ϕ	Coeficiente de vazão ou de fluxo	[-]
ψ	Coeficiente de head ou de carga	[-]
ω	Taxa de dissipação específica de turbulência	[1/s]
Ω	Velocidade angular do rotor	[1/s]

Subscritos

<i>1, s, suc</i>	Condições na sucção da bomba centrífuga
<i>2, d</i>	Condições na descarga da bomba centrífuga
<i>BEP</i>	Condição de melhor eficiência (<i>Best efficiency point</i>)
<i>c, cr</i>	Condições pertencente ao ponto crítico
<i>CFD</i>	Dado numérico
<i>exp</i>	Dado experimental
<i>is</i>	Processo isentrópico
<i>mod</i>	Dado de modelo
<i>p</i>	Processo politrópico
<i>ps-cr</i>	Condições pertencente a um ponto pseudocrítico
<i>sc</i>	Indica que a variável pertence a um fluido supercrítico
<i>sh</i>	Eixo (<i>shaft</i>)
<i>T, tot</i>	Variável ou propriedade total
<i>w</i>	Condições operacionais para água

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Contexto	15
1.2	Definição do Problema.....	17
1.3	Objetivo	18
1.4	Justificativa.....	19
1.5	Conteúdo do trabalho	20
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	21
2.1	Fluidos supercríticos e seus efeitos na avaliação tradicional de bombas centrífugas	21
2.1.1	Fluidos supercríticos.....	22
2.2	Estudos de turbomáquinas operando com CO₂ supercrítico.....	28
2.2.1	Compressores centrífugos operando com CO ₂ supercrítico	29
<u>2.2.1.1</u>	<u>Estudos baseados em modelos analíticos unidimensionais.....</u>	<u>29</u>
<u>2.2.1.2</u>	<u>Estudos baseados em simulações numéricas.....</u>	<u>31</u>
2.2.2	Bombas centrífugas operando com CO ₂ supercrítico.....	34
2.3	Fechamento da revisão bibliográfica	40
3	METODOLOGIA EXPERIMENTAL	43
3.1	Circuitos experimentais	43
3.1.1	Circuito experimental para testes com água	43
3.1.2	Circuito experimental para testes com CO ₂ supercrítico	45
3.2	Bomba teste e conjunto de bombeamento	49
3.3	Vaso de pressão	51
3.4	Instrumentação do circuito experimental	54
3.5	Procedimento das medições experimentais	57
3.6	Grade de testes.....	59
4	METODOLOGIA MATEMÁTICA E NUMÉRICA.....	61
4.1	Equações governantes do problema.....	61
4.1.1	Modelagem da turbulência	62
4.2	Solução numérica.....	63
4.2.1	Domínio numérico e condições de contorno	65
4.2.2	Malha numérica	67

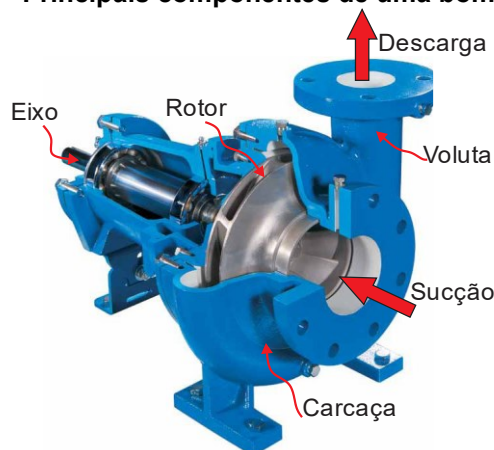
4.3	Avaliação das propriedades termo-físicas dos fluidos supercríticos	69
4.4	Grade de teste para as simulações.....	72
5	METODOLOGIA PARA ESTIMAR O DESEMPENHO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS OPERANDO COM FLUIDOS SUPERCRÍTICOS	74
5.1	Aplicação das leis de afinidade de bombas para operações com fluidos supercríticos	74
5.2	Modelo algébrico para estimativa do aumento de temperatura do fluido de trabalho bombeado	78
5.2.1	Análise física do modelo de temperatura proposto.....	88
5.3	Procedimento de aplicação da metodologia de desempenho proposta	92
6	RESULTADOS E DISCUSÕES	95
6.1	Resultados experimentais	95
6.1.1	Testes com água em condições ambiente	95
6.1.2	Testes com CO ₂ supercrítico.....	98
6.2	Resultados numéricos	101
6.2.1	Comparação e validação com resultados experimentais	101
6.2.2	Análise de desempenho	104
6.3	Resultados da metodologia de desempenho proposta	111
6.3.1	Validação do modelo algébrico de temperatura	112
6.3.2	Validação da metodologia de desempenho proposta.....	117
7	CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	122
	REFERÊNCIAS.....	125

1 INTRODUÇÃO

Bombas centrífugas são turbomáquinas amplamente utilizadas em diversos setores, desde instalações urbanas comuns até em plantas industriais de grande porte. Elas são usadas para transferir energia ao fluido de trabalho, incrementando sua pressão, através de um elemento rotativo com pás chamado de rotor.

Na Figura 1, indicam-se os principais componentes de uma bomba centrífuga. Em geral, elas são compostas por, (i) o flange de sucção, por onde o fluido é admitido; (ii) o rotor, o qual é acionado por um motor através de um eixo, que é onde ocorre a transformação de energia mecânica de eixo em energia de fluido; (iii) a carcaça, que aloja e protege os componentes internos da bomba; (iv) o difusor e/ou a voluta, que direcionam e adicionam uma parcela de energia ao fluido; e (v) o flange de descarga, por onde o fluido é liberado.

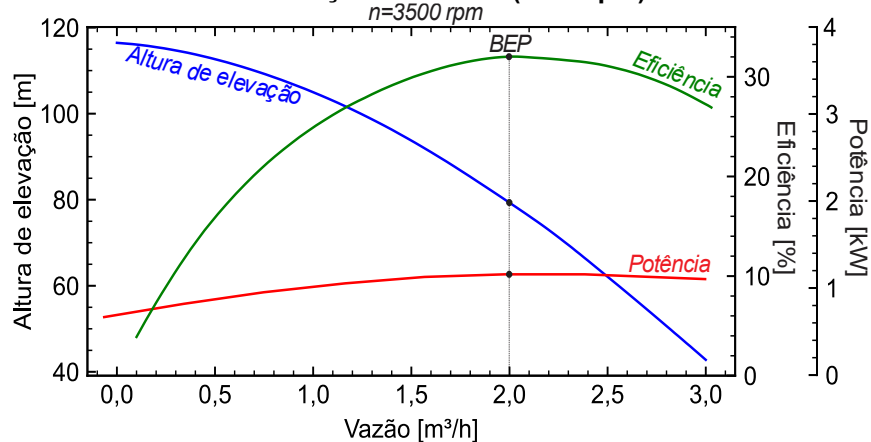
Figura 1 – Principais componentes de uma bomba centrífuga.



Fonte: adaptado de Aurora® (série 3800)

Bombas centrífugas são normalmente projetadas para lidar com água ou fluidos semelhantes com viscosidades relativamente baixas. O seu desempenho é geralmente representado por um conjunto de curvas características, como se ilustra na Figura 2, onde são mostradas, para uma rotação nominal constante de 3500 rpm: a altura de elevação (ou *head*), por vezes expressa na forma de ganho de pressão, ΔP , a potência consumida e a eficiência, todas as três curvas em função da vazão de operação. O comportamento dessas curvas permite avaliar o desempenho da bomba em condições diferentes daquela para a qual foi projetada (ponto de melhor eficiência ou *BEP, the best efficiency point*), permitindo identificar faixas de operação mais eficientes da bomba.

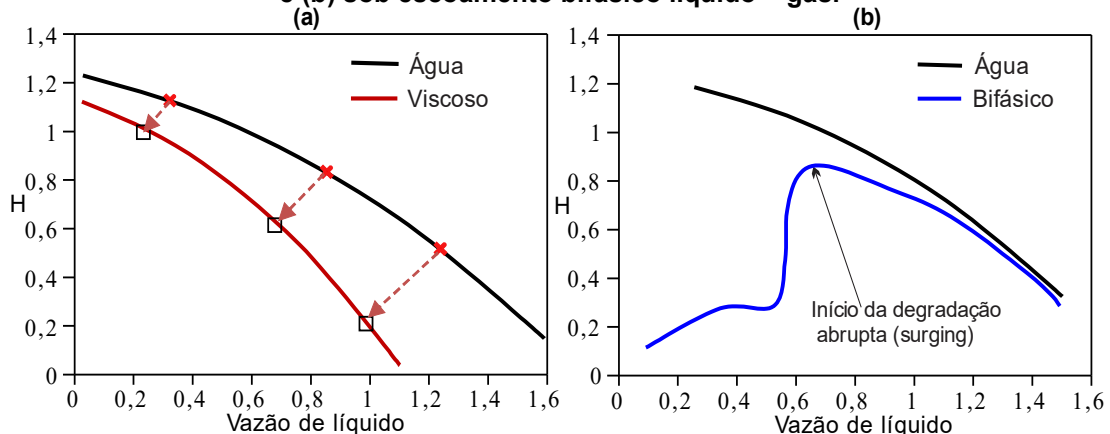
Figura 2 – Curvas características típicas de uma bomba centrífuga operando a uma velocidade de rotação constante (3500 rpm)



Fonte: autoria própria (2024)

Contudo, existem certos cenários onde as bombas centrífugas têm que operar fora da sua condição de projeto. Exemplos de alguns desses cenários são indicados na Figura 3, onde se mostram curvas de *head* em função da vazão para uma bomba centrífuga operando com um líquido de alta viscosidade (a) e escoamento bifásico líquido-gás (b). Observa-se que, em ambos os casos, ocorre uma degradação de desempenho quando comparado ao desempenho com água.

Figura 3 – Degradação do desempenho de uma bomba centrífuga, (a) sob escoamento viscoso e (b) sob escoamento bifásico líquido – gás.



Fonte: autoria própria (2024)

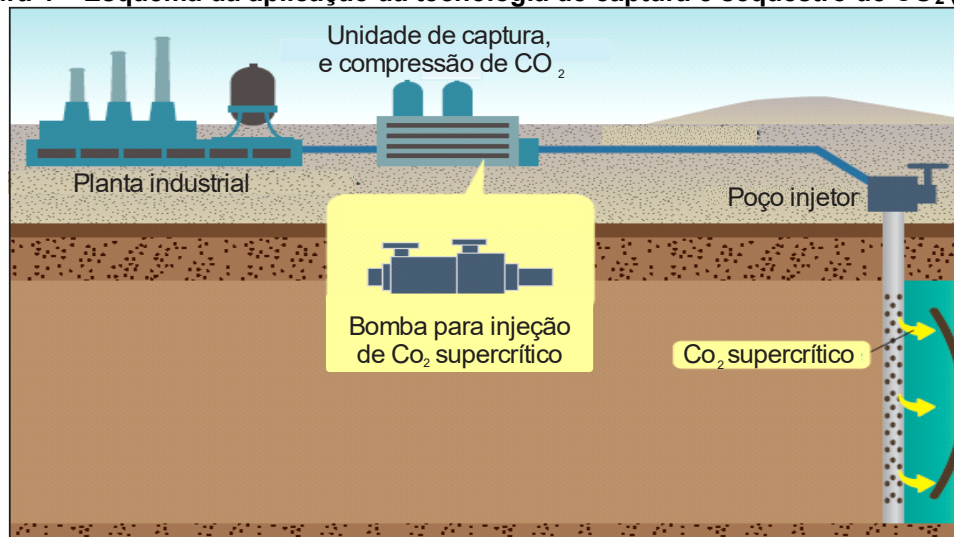
Outro cenário, pouco difundido na literatura aberta, onde as bombas centrífugas podem, ou não, operar fora de seu projeto é o bombeamento de fluidos supercríticos ou gases densos. Apesar de ser um assunto pouco abordado, ele é de grande relevância para algumas tecnologias e setores industriais, como será discutido com maior detalhe na sequência.

1.1 Contexto

O interesse por mitigar as emissões de grandes quantidades de CO₂ na atmosfera levou ao desenvolvimento de diversas propostas tecnológicas, sendo uma das mais utilizadas a tecnologia para a captura e sequestro de CO₂ em formações geológicas, mais conhecida por suas siglas em inglês como CCS (*Carbon dioxide capture and Storage*).

A Figura 4 mostra um esquema simplificado dessa tecnologia, a qual consiste basicamente em: (i) coletar misturas gasosas ricas em CO₂, produto de algum processo industrial; (ii) separar o CO₂ dos outros gases e comprimi-lo até uma condição supercrítica ou densa; e (iii) injetar o CO₂ supercrítico em alguma formação geológica para seu sequestro. A respeito, Fujieda e Iwamoto (2016) comentam que, efetivamente, as bombas centrífugas são um dos componentes mais importantes desse processo. Contudo, considerações adicionais em relação a operações com água devem ser feitas para avaliar o desempenho dessas bombas operando com CO₂ supercrítico.

Figura 4 – Esquema da aplicação da tecnologia de captura e sequestro de CO₂ (CCS)

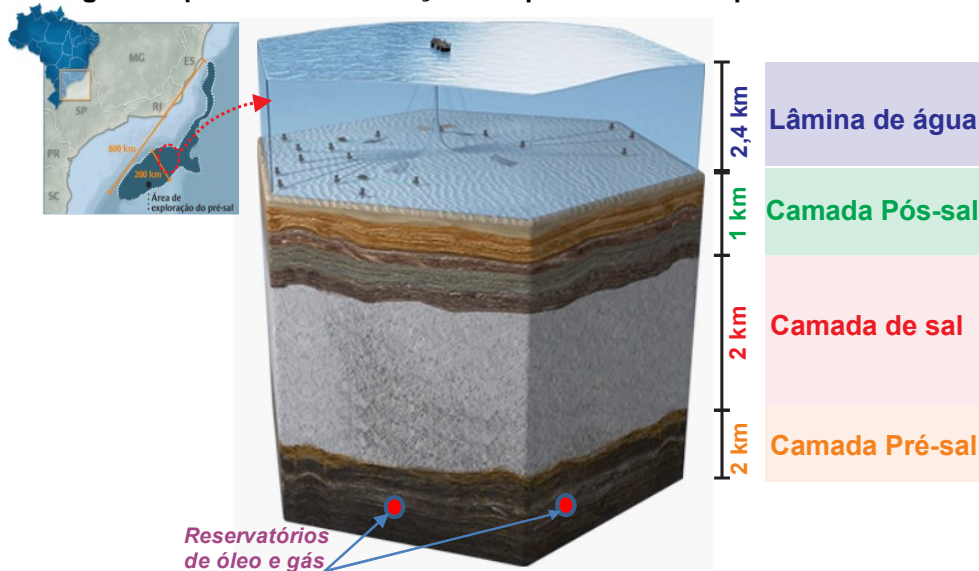


Fonte: adaptado de Fujieda e Iwamoto (2016)

Além da produção usual de CO₂, existem cenários como os campos de petróleo e gás do pré-sal Brasileiro (foco deste estudo), onde o CO₂ é produzido de forma natural e em grandes quantidades, motivo pelo qual seu destino final e a adaptação de tecnologia existente para seu manuseio são de grande preocupação durante a exploração e produção desses campos. Além disso, os reservatórios de

óleo e gás desses campos estão localizados a profundidades que variam entre 5 e 7 km, em média, a partir do nível do mar e sob uma extensa camada de sal de 2 km, como se indica na Figura 5, a qual mostra uma ilustração da região do pré-sal, com indicação das profundidades típicas desses reservatórios.

Figura 5 – Região do pré-sal com indicação das profundidades típicas de seus reservatórios.



Fonte: adaptado de (PETROBRAS/Pré-sal, 2021)

Em alguns campos do pré-sal o conteúdo de CO_2 pode atingir concentrações molares de até 79% na fração gasosa (ALMEIDA, 2016), impactando diretamente na viabilidade e despesas de produção desses campos, uma vez que elevadas concentrações de CO_2 geram maiores custos na adaptação e aplicação de tecnologias convencionais (similar as usadas em CCS) para sua separação, compressão e reinjeção, principalmente em condições *offshore*.

Para que a injeção ou reinjeção seja mais eficiente, o CO_2 ou misturas ricas nessa substância tem que estar numa condição supercrítica ou fase densa. Sendo assim, requerem-se estratégias e equipamentos que lidem com o CO_2 nessas condições, como o uso de bombas centrífugas. Nesse sentido, explorar e entender o comportamento de bombas centrífugas operando com fluido supercrítico se torna importante, especialmente para aplicações em cenários de águas ultra profundas e afastadas da costa, como no caso dos campos do pré-sal.

1.2 Definição do Problema

Além das implicações ambientais, o alto teor de CO_2 nos campos do pré-sal representa um fator negativo para a garantia do escoamento e outros aspectos técnico-econômicos relacionados à produção desses campos. Ainda, o CO_2 em altas concentrações molares (acima de 3% - segundo a ANP) é considerado um contaminante que reduz o poder calorífico do gás natural, impedindo sua comercialização.

Outro desafio na produção desses campos é a implementação de tecnologias para a separação, compressão e reinjeção de CO_2 em condições *offshore*, uma vez que essas tecnologias são caras, consomem muita energia e ocupam uma área significativa das unidades de produção. Em alguns casos, a ocupação de área nas unidades de produção pode chegar até 60% (PASSARELLI *et al.*, 2019), como ilustrado na Figura 6, onde são indicadas as áreas de uma unidade de produção usadas para o processamento de CO_2 . Assim, quanto maior o grau de contaminação, uma maior capacidade de separação de CO_2 é requerida nas plataformas *offshore* (ALMEIDA *et al.*, 2017).

Figura 6 – Vista superior de uma unidade de produção *offshore* com indicação das áreas ocupadas para o processamento e injeção de CO_2 supercrítico.



Fonte: adaptado de PETROBRAS (2020)

Para contornar esses desafios, novas tecnologias estão sendo exploradas. Um exemplo de tecnologia inovadora é o separador submarino de fases densas de alta pressão (HISEP®) patenteado pela Petrobrás e apresentado por Passarelli *et al.* (2019). Essa tecnologia permite a separação submarina de pelo menos duas fases: uma fase líquida rica em hidrocarbonetos e outra densa (supercrítica) rica em CO_2 .

Uma vez que a separação é feita, a fase com valor comercial (rica em hidrocarbonetos) é enviada para a unidade produção, enquanto que a fase densa supercrítica rica em CO₂ pode ser reinjetada nos reservatórios através de uma bomba centrífuga, ainda no leito marinho. Contudo, além de diversos aspectos mecânicos, não está claro se uma bomba centrífuga típica, projetada para operar com líquidos, pode manusear fluidos supercríticos com desempenho similar à quando opera com água. Essa é a principal questão a ser explorada no presente estudo.

Embora a captura, transporte, injeção ou reinjeção de CO₂ supercrítico não sejam tópicos novos, as informações a respeito de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos ou similares são bem escassas na literatura aberta. Existe pouca divulgação de dados experimentais, com informações precárias, que dificultam a validação de estudos numéricos. Em particular, estudos numéricos de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos são ainda mais escassos e a maioria se limita a bombas de estágio único. Além disso, não foi encontrada uma metodologia formal que permita avaliar e estimar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos. Todas essas questões tornam o problema um tema aberto com muitas lacunas a ser preenchidas.

Nesse sentido, visando contribuir com a literatura na área, que ainda está em um estágio de desenvolvimento, todas as questões indicadas são levadas em conta no presente estudo, a fim de fornecer dados de desempenho e uma metodologia para a seleção e estimativa do desempenho de bomba centrífugas operando com fluidos supercríticos ou similares.

1.3 Objetivo

O presente estudo tem como objetivo principal avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios operando com fluidos supercríticos, através de uma abordagem numérica e experimental. Com os resultados, vislumbra-se explorar o problema através de uma análise detalhada dos principais fatores que influenciam no desempenho supercrítico da bomba, assim como também propor uma metodologia para estimar os parâmetros de desempenho mais relevantes no bombeamento de fluidos supercríticos, partindo de informações para água fornecidas no catálogo do fabricante de bombas.

Para atingir o objetivo principal, alguns objetivos específicos devem ser realizados:

- Levantar curvas numéricas e experimentais do desempenho da bomba centrífuga operando com água e diferentes cenários de fluidos supercríticos.
- Validar o modelo numérico com dados de desempenho obtidos experimentalmente.
- Analisar a influência das propriedades termo-físicas dos fluidos supercríticos e as condições operacionais no desempenho da bomba centrífuga.
- Propor uma metodologia para estimar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos ou similares, a qual inclui o desenvolvimento de um modelo algébrico para estimativa do ganho de temperatura do fluido ao longo da bomba.
- Validar os resultados da metodologia de desempenho proposta e os do modelo algébrico de temperatura com dados de simulações em CFD e de testes experimentais (próprios e da literatura).

1.4 Justificativa

Atualmente o bombeamento de fluidos supercríticos é um tema pouco explorado na literatura aberta, principalmente a respeito de bombas centrífugas usadas para esse fim. Estudos experimentais e de simulação numérica são os mais escassos, e a vasta maioria se limita a compressores centrífugos de estágio único. Desse modo, dados de desempenho experimentais e/ou numéricos, representativos do problema, são pouco divulgados ou compartilhados na literatura. Ainda, metodologias práticas e claras para estimativas do desempenho de bombas manuseando fluidos supercríticos não foram encontradas.

Assim, todas essas questões são consideradas como a principal motivação para o desenvolvimento do presente estudo, com o qual se pretende avaliar numérica e experimentalmente o desempenho de uma bomba centrífuga operando com fluidos supercríticos, especialmente com CO₂. Os dados experimentais serão usados para validar o modelo numérico do CFD, enquanto o modelo numérico será usado para explorar condições operacionais e detalhes de escoamento difíceis de se avaliar experimentalmente. Por fim, uma metodologia para estimar os principais parâmetros

de desempenho de bombas operando com fluidos supercríticos, o que inclui o ganho de temperatura, é proposta.

1.5 Conteúdo do trabalho

O presente documento está organizado em sete capítulos. No primeiro, apresenta-se a introdução, contextualização e definição do problema, seguido dos objetivos do estudo e de sua justificativa. No segundo capítulo, é apresentada uma revisão geral sobre fluidos supercríticos, com ênfase no CO₂, bem como a revisão bibliográfica a respeito de turbomáquinas operando com fluidos supercríticos. Finalmente, é apresentado um fechamento do capítulo de revisão, onde se indica como o presente estudo pode contribuir nesse contexto.

No terceiro capítulo, apresenta-se a abordagem experimental utilizada no desenvolvimento do presente estudo, sendo detalhados o circuito experimental e seu funcionamento, a bomba teste, a estratégia adotada para que a bomba teste consiga operar em alta pressões, e a proposta de procedimento para realização dos testes. No quarto capítulo, descreve-se a metodologia matemática e numérica adotada no trabalho. São detalhadas as equações governantes do problema, o procedimento numérico para a solução das equações governantes e a metodologia usada para avaliar as propriedades termo-físicas do fluido de trabalho nas simulações.

No quinto capítulo, apresenta-se o desenvolvimento da metodologia proposta para estimar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos, a qual também inclui a proposta de um modelo algébrico para calcular o ganho de temperatura do fluido ao longo da bomba.

Por sua vez, no sexto capítulo são apresentados os resultados do estudo. Inicialmente, são discutidos os resultados experimentais. Na sequência, os resultados numéricos são comparados com os resultados experimentais, para depois ser usados em uma análise de desempenho mais abrangente. Por fim, os resultados da metodologia proposta são comparados e validados com dados experimentais e numéricos.

O sétimo capítulo apresenta as conclusões da Tese e sugestões para trabalhos futuros. Por último, são listadas as referências usadas no desenvolvimento do presente estudo.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir, apresenta-se a revisão bibliográfica relacionada com o desenvolvimento do presente estudo. Na seção 2.1, explora-se o tema de fluidos supercríticos, com ênfase no CO₂, e a sua influência na análise tradicional de bombas centrífugas. Na sequência, na seção 2.2, são apresentados os principais trabalhos revisados sobre compressores e bombas centrífugas operando com CO₂ supercrítico. Finalmente, na seção 2.3, é realizado um fechamento do capítulo, explicando-se como o presente estudo contribui com a literatura atual.

2.1 Fluidos supercríticos e seus efeitos na avaliação tradicional de bombas centrífugas

De modo geral, o fluido de trabalho pode ser considerado como o parâmetro mais importante na hora de projetar, selecionar e avaliar o desempenho de uma turbomáquina. Dependendo das propriedades e características do fluido, a turbomáquina selecionada pode ser uma bomba (para líquidos) ou um compressor (para gases). Em ambos os casos, o desenvolvimento tecnológico e as diretrizes para avaliar o seu desempenho têm atingido uma grande maturidade.

Existem diversas abordagens e ferramentas na literatura para projetar ou avaliar o desempenho de turbomáquinas. Contudo, quando o fluido de trabalho apresenta características diferentes das dos fluidos tradicionais (água, ar, etc.), as abordagens existentes podem não ser mais compatíveis ou suficientes para avaliar o desempenho das turbomáquinas operando em tais cenários.

Um cenário específico e caso de estudo do presente trabalho é o bombeamento de fluidos supercríticos, onde as bombas centrífugas tem que lidar com um fluido de trabalho que não é um líquido nem um gás. Por conseguinte, tratar esse problema apenas por uma abordagem tradicional de bombas centrífugas, pode não ser suficiente para avaliar, caracterizar e obter as informações mais relevantes do problema a ser estudado.

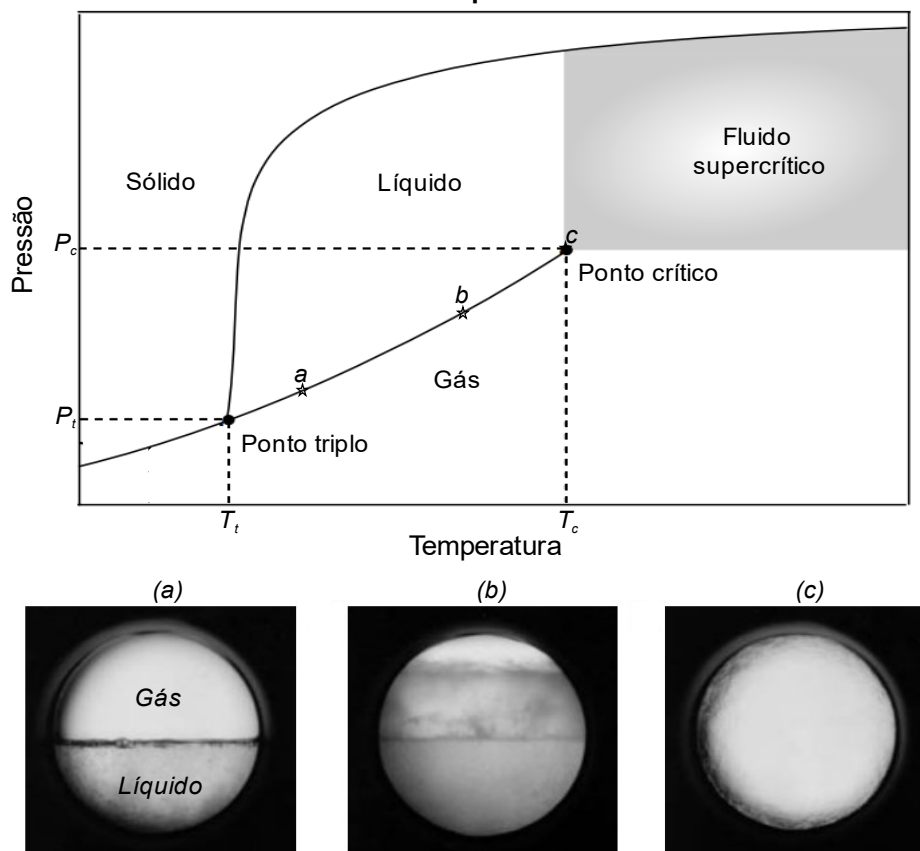
Nesse sentido, antes de tentar abordar o problema como um todo, é importante, em princípio, entender o comportamento das propriedades termo-físicas dos fluidos supercríticos, a fim de se ter uma ideia mais clara de como abordar esse problema e quais ferramentas utilizar nesse processo. Na sequência são discutidas as principais características dos fluidos supercríticos.

2.1.1 Fluidos supercríticos

Na literatura, um fluido supercrítico é definido como o estado de qualquer substância acima de seu ponto crítico, onde a distinção entre as fases líquida e gasosa de uma substância desaparece, resultando em um fluido homogêneo de fase única. Por sua vez, o ponto crítico é representado pela temperatura, T_c , e pressão, P_c , mais altas nas quais a substância pode existir na forma de vapor e líquido em equilíbrio (RAYNER *et al.*, 2005).

A Figura 7 mostra o diagrama de fases (P - T) de uma substância pura e a visualização do arranjo das suas fases durante sua transição para seu estado supercrítico (região sombreada). Além disso, são indicadas as regiões de fase (sólido, líquido, gás) separadas por suas respectivas curvas de equilíbrio (fronteiras), na qual duas fases podem coexistir em equilíbrio, e o ponto triplo, que representa a condição onde as três fases coexistem em equilíbrio.

Figura 7 – Diagrama de fases de uma substância pura e visualização de sua transição para seu estado supercrítico.



Fonte: adaptado de Rayner *et al.* (2005)

Da visualização, observa-se que no ponto de equilíbrio representado por (a), o mais afastado do ponto crítico, as fases líquida e gasosa podem ser claramente distinguidas e estão separadas por uma interface bem definida. Entretanto, conforme a pressão e a temperatura aumentam simultaneamente, a interface entre o líquido e o gás se torna menos definida e clara, ponto (b), até chegar ao ponto crítico, (c), onde nenhuma interface está presente e a distinção entre líquido e gás desaparece, tornando-se uma única fase homogênea. No ponto crítico, Williams e Clifford (2000) comentam que as massas específicas das duas fases convergem e se tornam idênticas, e que a partir desse ponto a substância é descrita como um fluido supercrítico.

É importante destacar que, na prática, não existem limites definidos de fase entre a região supercrítica e as fases líquida (esquerda) e gás (embaixo), motivo pelo qual, ao atravessar por qualquer um desses limites, o comportamento da substância não mudará drasticamente. Por exemplo, a parcela de líquido à esquerda da região supercrítica apresenta muitas das características dos fluidos supercríticos e é explorada de maneira semelhante. Igualmente, os gases cujos estados se situam um pouco abaixo da pressão crítica são, por vezes, incluídos nas discussões como fluidos supercríticos (WILLIAMS E CLIFFORD, 2000).

Em relação às propriedades dos fluidos supercríticos, essas são consideradas como intermediárias ou híbridas entre as de um líquido e as de um gás. Cabeza *et al.* (2017) comentam que um fluido supercrítico pode se expandir para preencher seu recipiente, como ocorre para gases, mas apresentando uma massa específica similar à de um líquido. Por sua vez, Cunico e Turner (2017) indicam que a compressibilidade de um fluido supercrítico é muito maior do que a de um líquido e, portanto, uma mudança relativamente pequena na pressão leva a uma mudança grande no volume e na massa específica.

Na Figura 8 mostra-se um esquemático geral do comportamento híbrido das propriedades termo-físicas de um fluido supercrítico. Observa-se que eles são capazes de apresentar altas massas específicas (como a de um líquido) e ao mesmo tempo baixas viscosidades (como a de um gás). Entretanto, dependendo das condições de pressão e temperatura, o comportamento desses fluidos pode ficar mais próximos ao de um gás ou de um líquido.

Figura 8 – Esquemático do comportamento híbrido das propriedades termo-físicas de um fluido supercrítico.

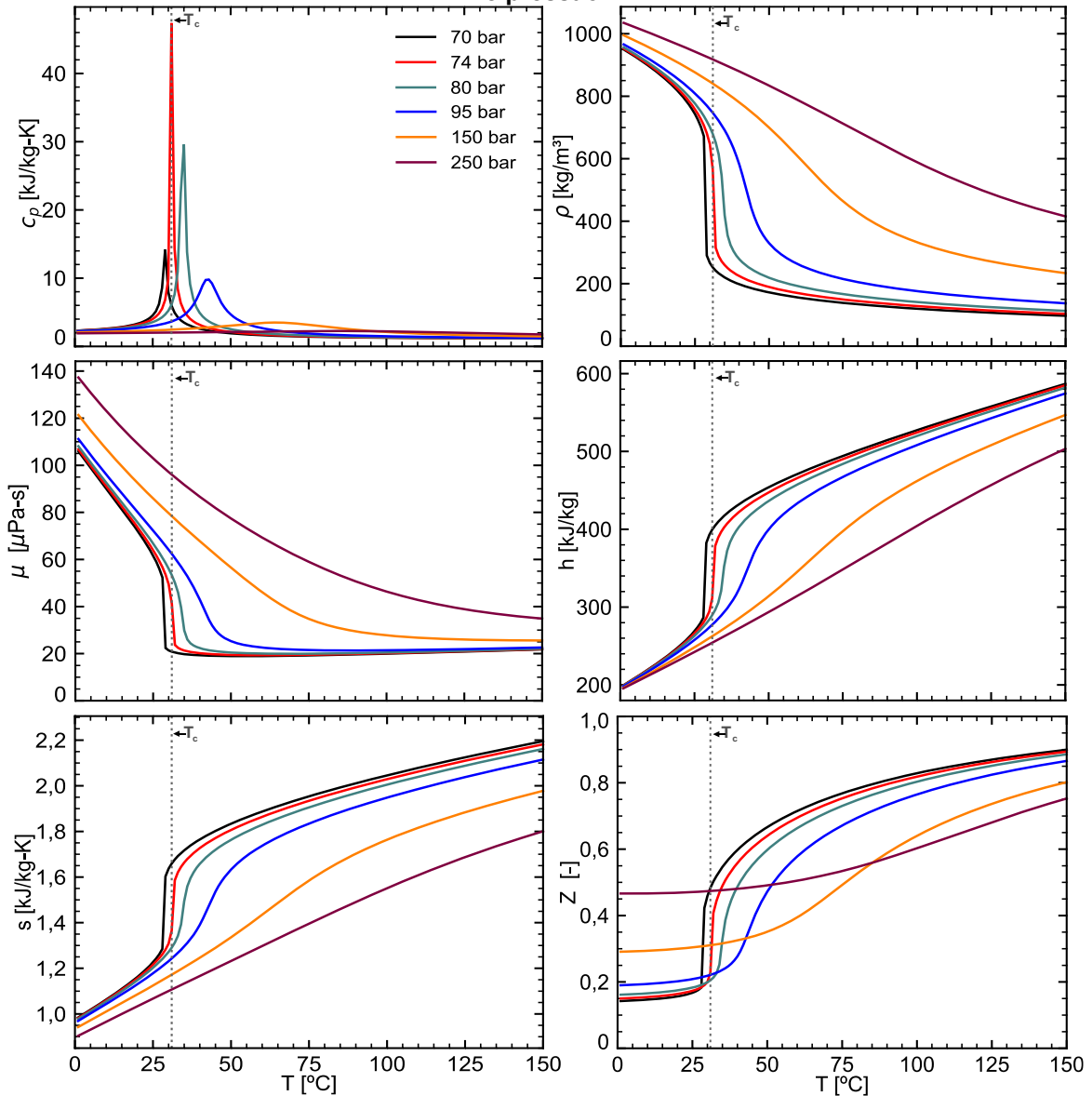


Fonte: Adaptado de <https://www.extratex-sfi.com/en/supercritical> (2024).

Além disso, as propriedades termo-físicas de uma substância no estado supercrítico são bem sensíveis a pequenas variações de temperatura e/ou pressão, principalmente nas proximidades do seu ponto crítico. Essas tendências são ilustradas na Figura 9, que mostra o comportamento de algumas das propriedades do CO₂ em função da temperatura e da pressão. Em geral, observa-se que as variações e descontinuidades em todas as propriedades se tornam mais abruptas na medida que a condição se aproxima do ponto crítico (T_c), principalmente no caso dos calores específicos, onde as descontinuidades (picos) são mais acentuadas. Porém, na medida que a temperatura e a pressão aumentam, as variações em todas as propriedades tendem a ser mais leves e gradativas.

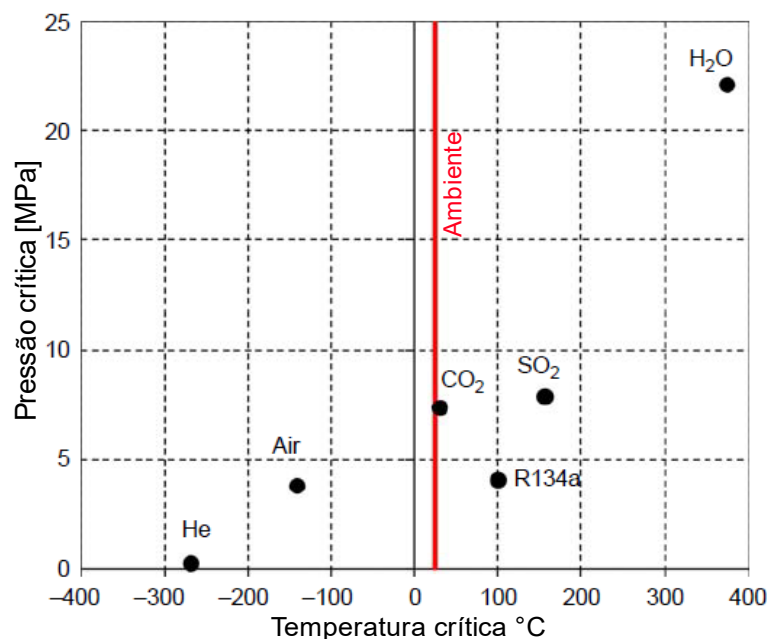
Devido a esse comportamento particular, os fluidos supercríticos têm se tornado um substituto atrativo de certos fluidos de trabalho convencionais. Dentre vários candidatos, o CO₂ supercrítico tem ganhado maior destaque. Ele é considerado o melhor substituto de vários solventes e refrigerantes convencionais (hidroclorofluorcarbonetos), pois exibe um potencial zero de destruição da camada de ozônio (SONG, 2006; EHSAN *et al.*, 2018). No setor de geração de energia elétrica por meio de ciclos de potência (Brayton e Rankine), os ciclos de CO₂ supercrítico são considerados mais eficientes do que os ciclos convencionais de água, ar e outros fluidos supercríticos (GUPTA, 2014; AHN *et al.*, 2015; BRUN *et al.*, 2017; CABEZA *et al.*, 2017), e permitem o uso de turbomáquinas mais compactas e de alta potência (DOSTAL *et al.*, 2004; FULLER *et al.*, 2012; AHN *et al.*, 2015).

Figura 9 – Variação das principais propriedades do CO₂ em função da variação de temperatura e pressão.



Além de suas implicações ambientais (contribuição no efeito estufa) e abundante disponibilidade, um dos principais motivos para a escolha do CO₂ como fluido de trabalho alternativo é a sua temperatura crítica, a qual é convenientemente próxima da temperatura ambiente. Isso é indicado na Figura 10, que mostra uma comparação entre os pontos críticos de alguns dos fluidos mais usados na indústria. Essa vantagem na temperatura crítica do CO₂ permite usar tecnologias prontamente disponíveis no mercado, reduzindo custos de fabricação e tornando-o uma alternativa atrativa frente a outras substâncias de maior disponibilidade, como o ar e a água.

Figura 10 – Pontos críticos de diferentes substâncias usadas com fluido de trabalho



Fonte: Adaptado de Brun *et al.* (2017)

No que se refere aos valores da temperatura e pressão crítica do CO₂, assim como de outras substâncias, pequenas diferenças são observadas entre diferentes autores, não existindo um consenso entre os estudos encontrados na literatura. Por conseguinte, os valores da temperatura e pressão do ponto crítico (P.C) adotado para o CO₂ no presente trabalho são assumidos como 30,978 °C (304,128 K) e 73,77 bar (7,38 MPa), respectivamente, os quais tomam por base dados do programa NIST-REFPROP®.

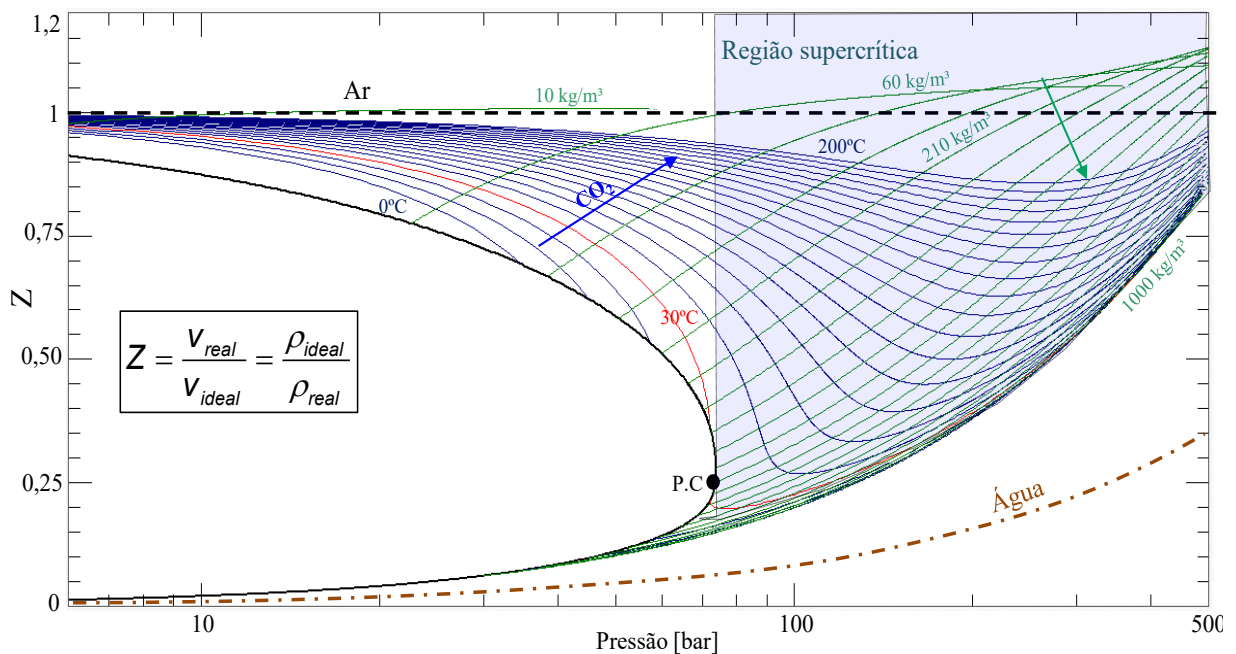
Levando-se em conta o comportamento híbrido das propriedades dos fluidos supercríticos, põe-se em questão se a tecnologia e as abordagens teóricas existentes para bombas centrífugas são adequadas e suficientes para atender o bombeamento de fluidos supercríticos, ou se é necessário complementar a abordagem existente de bombas com conceitos complementares, como aqueles importantes em compressores centrífugos.

Quando se trata de projetar ou avaliar o desempenho de uma turbomáquina em função do fluido de trabalho, Monge (2014) comenta que o parâmetro comumente usados para esse fim é o fator de compressibilidade ($Z = Pv/RT$), o qual é definido como a razão entre o volume específico real de um fluido e o volume que ele teria comportando-se como um gás ideal. Em outras palavras, esse fator descreve o quanto um fluido se desvia do comportamento de um gás ideal. Assim, se o 'Z' é próximo da unidade, o fluido é considerado como um gás ideal. Porém, conforme o valor de 'Z'

diminui, os efeitos reais do fluido vão se tornando cada vez mais importantes. Quando ‘Z’ tende a zero, o fluido é considerado incompressível (AHN *et al.*, 2015).

Nesse sentido, a fim de encontrar a maneira mais adequada de abordar o presente problema, uma análise comparativa entre o comportamento do fator de compressibilidade de um fluido supercrítico e aqueles usados com frequência em turbomáquinas foi feita. Para isso, na Figura 11, é mostrado o comportamento do fator de compressibilidade do CO₂ (curvas azuis), do ar (linha tracejada preta) e da água (curva tracejada marrom), junto com o comportamento da massa específica do CO₂ (curvas verdes). Todas as propriedades estão plotadas em função da pressão (5 bar – 500 bar) e da temperatura (0 °C – 200 °C), usando-se o programa REFPROP®.

Figura 11 – Diagrama do comportamento dos fatores de compressibilidade do CO₂ (curvas azuis), do ar (linha pontilhada preta), da água (linha pontilhada marrom), e da massa específica do CO₂ (curvas verdes). Todos eles plotados em função da pressão e temperatura.



Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que, diferentemente do ar, que possui um fator de compressibilidade tendendo à unidade, e da água, que apresenta pouca variação no seu fator de compressibilidade (principalmente abaixo de 100 bar), o fator de compressibilidade do CO₂ na região supercrítica não é constante e varia significativamente, principalmente na vizinhança do ponto crítico (P.C.). Em temperaturas e pressões muito altas, o valor de ‘Z’ do CO₂ se aproxima do comportamento de gás ideal, enquanto que, perto do ponto crítico, esse fator tende ao dos líquidos (perto de 0,2) e se mostra mais suscetível a grandes mudanças. Além

disso, como visto na Figura 9, ao contrário da massa específica dos líquidos (considerada constante), a massa específica do CO₂ supercrítico varia bastante (similar à de um gás), principalmente em condições próximas ao ponto crítico, onde as mudanças são mais abruptas, atingindo massas específicas próxima à dos líquidos.

As variações no fator de compressibilidade e na massa específica indicam que o bombeamento de um fluido supercrítico não pode ser tratado apenas com abordagens de gás ideal ou de escoamentos incompressíveis. Embora a massa específica dos fluidos supercríticos seja próxima a dos líquidos, eles também são compressíveis. Por isso, durante o processo de bombeamento desses fluidos, o trabalho de compressão, a variação da temperatura e a massa específica, desprezíveis para os líquidos, têm que ser estimados e modelados adequadamente. Sendo assim, faz-se necessário utilizar alguma equação de estado (EdE) e complementar a teoria tradicional de bombas centrífugas com alguns conceitos da teoria de compressores centrífugos.

A fim de consolidar o entendimento a respeito das relações básicas e aspectos importantes ligados à operação de turbomáquinas operando com fluidos supercríticos, apresenta-se, a seguir, a revisão realizada de alguns dos estudos encontrado na literatura que tratam da operação de turbomáquinas manuseando fluidos supercríticos, com ênfase no CO₂. A revisão tem como foco essa substância por ser a mais comumente encontrada na literatura aberta associada ao presente contexto, e, ademais, porque o CO₂ será o fluido de trabalho principal deste estudo.

2.2 Estudos de turbomáquinas operando com CO₂ supercrítico

Grande parte dos estudos de turbomáquinas operando com CO₂ supercrítico se concentra na área de geração de energia elétrica através de ciclos de potência, com uma ampla gama de aplicações (incluindo recuperação de calor residual, concentração de energia solar, nuclear, etc.). Outra parte, mais restrita, foca em tecnologias para a captura e injeção de CO₂, seja para fins ambientais (CCS) ou como técnica avançada para a recuperação de petróleo.

Dentre os estudos abordados na literatura de turbomáquinas operando com CO₂ supercrítico, a maioria deles se refere ao projeto e avaliação do desempenho de compressores centrífugos, uma vez que o compressor centrífugo é considerado um dos principais componentes dos ciclos de potência de CO₂ (UTAMURA *et al.*, 2012,

AHN *et al.*, 2015, SHAO *et al.*, 2020 e PARK *et al.*, 2022) e que o comportamento de seu desempenho pode afetar adversamente o funcionamento geral do ciclo (TANG *et al.*, 2020).

Nesse contexto, a seguir são apresentados alguns dos principais estudos revisados sobre compressores centrífugos operando com CO₂ supercrítico, visando uma análise detalhada dos principais critérios e metodologias que auxiliem no desenvolvimento do presente estudo. Além disso, na sequência, também serão discutidos trabalhos específicos encontrados na literatura a respeito de bombas centrífugas operando com CO₂ supercrítico, escopo deste estudo.

2.2.1 Compressores centrífugos operando com CO₂ supercrítico

Em geral, esses estudos exploram assuntos relacionados ao desenvolvimento e propostas de novas metodologias para projetar e caracterizar o desempenho de compressores centrífugos operando com CO₂ supercrítico. Uma quantidade substancial é baseada em métodos analíticos unidimensionais de linha de corrente média, os quais buscam incluir os efeitos reais do gás, através da correção de modelos empíricos convencionais (para ar, vapor, etc.) usando uma determinada equação de estado (EdE). Em paralelo, um número mais restrito dos estudos busca entender e caracterizar os fenômenos relacionados ao desempenho do compressor de CO₂ supercrítico usando ferramentas numéricas como programas comerciais de CFD.

Com o propósito de deixar esta parte da revisão melhor organizada e mais fácil de entender, ela foi dividida em duas subseções: a primeira aborda estudos que se baseiam na proposta de modelos analíticos unidimensionais de linha de corrente média, e a outra considera trabalhos onde simulações numéricas são utilizadas.

2.2.1.1 Estudos baseados em modelos analíticos unidimensionais

Utilizando o método 1-D de linha de corrente média, autores como Utamura *et al.* (2012), Lee *et al.* (2012), Lee *et al.* (2014), Monge (2014), Blanchette *et al.* (2016), Shao *et al.* (2021), entre outros, propuseram novas metodologias para o projeto e a predição do desempenho de compressores utilizados em ciclos de potência de CO₂ supercrítico, através da análise e adequação de modelos de perdas existentes para compressores convencionais. Para avaliar a variação real das propriedades do

fluido durante a compressão, os autores utilizaram o banco de dados do programa NIST REFPROP®, exceto Utamura *et al.* (2012) que usaram o programa PROPATH.

Cho *et al.* (2015) propuseram uma metodologia para o *design* de um compressor centrífugo operando com CO₂ supercrítico. Para isso, eles construíram um mapa de desempenho, incluindo condições fora de projeto. A comparação entre resultados experimentais e os do modelo unidimensional mostraram algumas discrepâncias, principalmente na avaliação da eficiência. Os autores comentam que isso é consequência da caracterização das perdas considerando um comportamento de gás ideal. Ademais, recomendam modificar as perdas de disco e recirculação em função de dados experimentais para CO₂ supercrítico, a fim de melhorar a análise.

Por sua vez, Cho *et al.* (2016) realizaram um estudo experimental preliminar para o desenvolvimento de um ciclo de potência Brayton de CO₂ supercrítico, que foi implementado nas instalações da *Korea Institute of Energy Research* (KIER). O projeto aerodinâmico do compressor foi baseado na análise unidimensional de linha de corrente média. O comportamento real do fluido foi modelado através da EdE de Aungier–Redlich–Kwong. Diferentemente de outros estudos, os autores fabricaram um rotor do tipo fechado. As razões, segundo os autores, foram: (i) evitar as perdas de folga e (ii) diminuir e ter um melhor controle da força axial causada pela alta pressão do fluido. Ainda, são dadas algumas recomendações em relação ao projeto mecânico do compressor.

Liu *et al.* (2018) propuseram uma metodologia para a previsão do desempenho de compressores axiais e centrífugos de CO₂ supercrítico. Também avaliaram se os modelos de perdas para o ar eram aplicáveis para o CO₂ supercrítico. Os autores apontam que, em condições similares de operação, os compressores axiais requerem mais estágios do que os do tipo radial, introduzindo, assim, uma maior complexidade para a análise. Ainda, eles consideram que os modelos de perda existentes para o ar são inadequados para o CO₂, particularmente para vazões baixas e condições com alta razão de pressão, o que gerou uma superestimação da pressão e eficiência isentrópica calculadas com a sua metodologia. Ademais, é comentado que, pela falta de dados experimentais confiáveis, todos os resultados de seu estudo foram verificados com simulações numéricas em CFD.

Tang *et al.* (2020) propuseram uma teoria de otimização para melhorar o desempenho de um compressor centrífugo de CO₂ supercrítico operando em diferentes condições operacionais. Para isso, o projeto e a precisão dos modelos de

previsão de desempenho foram verificados com dados experimentais da SNL (*Sandia National Laboratory*). O modelo de previsão foi baseado na análise de linha de corrente média e em modelos empíricos de perdas de entalpia. Os parâmetros termodinâmicos do fluido foram calculados através da base de dados do NIST REFPROP®. Além disso, os autores analisaram os efeitos do número de pás e dos seus ângulos de entrada e saída sobre a eficiência. Eles sugerem que, para melhorar a eficiência do compressor, o número de pás e o ângulo de entrada devem ser reduzidos, enquanto o ângulo de saída pode ser incrementado.

Combinando os modelos unidimensionais de perdas baseados em entalpias (para elementos rotativos) e em pressões (para elementos estáticos), Shao *et al.* (2021) desenvolveram um método para prever o desempenho de compressores centrífugos de CO₂ supercrítico. Os resultados do método foram validados com dados experimentais do compressor de estágio único da SNL, e com dados numéricos de simulações de um compressor de dois estágios. Os autores apontam que seu método conseguiu estimar satisfatoriamente a razão de pressão. Entretanto, no caso da eficiência, seus resultados se desviaram consideravelmente dos dados de referência. Os motivos desses desvios são analisados em detalhe no trabalho dos autores.

Cho *et al.* (2021) testaram a eficácia de alguns dos modelos de perda convencionais existentes. Para isso, eles compararam três combinações diferentes de modelos de perdas baseadas no método de linha de corrente média contra dados experimentais disponíveis, a fim de encontrar a combinação de modelos de perda mais adequada para o projeto e análise de compressores de CO₂ supercrítico.

Por sua vez, Xu *et al.* (2022) apresentam um conjunto de novas diretrizes de projeto de compressores de CO₂, a partir de aplicação de conceitos de similitude, e complementando o método unidimensional com resultados de simulações. Por outro lado, Cetin e Zhu (2023) propõem uma nova ferramenta para a otimização do projeto de turbomáquinas usadas em sistemas de CO₂ supercrítico, sendo a ferramenta validada com dados experimentais da SNL.

2.2.1.2 Estudos baseados em simulações numéricas

Pecnik *et al.* (2012) realizaram um estudo numérico em CFD para a verificação do projeto e desempenho de compressores centrífugos operando com CO₂ supercrítico. A geometria simulada se baseia no protótipo de rotor radial testado nos laboratórios da SNL. No estudo, foram usadas malhas não estruturadas e o modelo

de turbulência $\kappa-\omega$ SST (MENTER, 1994). As propriedades termodinâmicas do CO₂ foram calculadas através de tabelas paramétricas (Look-up table), as quais foram construídas através da equação de estado de Span e Wagner (2003). Os autores comentam que, devido à geometria simplificada das simulações, os resultados numéricos de *head* e eficiência foram maiores do que os experimentais.

Usando uma metodologia similar, Rinaldi *et al.* (2015) levantaram o mapa de desempenho de um compressor radial de CO₂ supercrítico através de simulações em CFD. A geometria usada também foi baseada no protótipo do compressor da SNL. A turbulência é modelada através do modelo $\kappa - \omega$ SST, o que segundo os autores é uma escolha padrão para cálculos em turbomáquinas. Contudo, eles comentam que ainda não existem modelos confiáveis para caracterizar com precisão os efeitos turbulentos nessas condições. A comparação entre os resultados numéricos e experimentais foi feita em termos da eficiência isentrópica e o aumento da entalpia estática. Os autores comentam que seus resultados estão dentro de uma faixa aceitável em relação aos experimentais, e que as diferenças existentes foram causadas por limitações do CFD e de incertezas experimentais.

Para entender a dinâmica do escoamento de um fluido supercrítico dentro de um compressor, Baltadjiev *et al.* (2015) avaliaram numericamente em CFD o impacto do comportamento real do fluido de trabalho sobre o escoamento interno de um compressor centrífugo utilizado para capturar e injetar CO₂. Eles analisaram os mecanismos ligados aos problemas de desempenho e operabilidade do compressor em condições próximas ao ponto crítico. A turbulência foi modelada usando o modelo $\kappa - \omega$ SST, enquanto que as propriedades do CO₂ foram avaliadas usando tabelas paramétricas (*Look-up table*), construídas a partir de dados do REFPROP®. Os autores relatam que na vizinhança do ponto crítico as variações na compressibilidade e no expoente isentrópico afetam de forma significativa o desempenho dos compressores. Por fim, é indicado que o escoamento do CO₂ supercrítico nos canais do rotor tem tendências muito diferente da dos gases ideais.

Por sua vez, Ameli *et al.* (2018) avaliaram os efeitos da resolução das tabelas paramétricas sobre o campo de escoamento e do desempenho de um compressor centrífugo de CO₂ através de simulações numéricas em CFD. A geometria usada é baseada no protótipo de SNL. Eles mencionam que variações na resolução das tabelas podem causar um impacto significativo nas simulações, principalmente na

vizinhança do ponto crítico, gerando dificuldades para a convergência dos resultados. Ademais, observaram que, quanto maior a resolução, maior foi a concordância entre alguns resultados numéricos e experimentais. Entretanto, isso levou a um aumento das instabilidades numéricas e do tempo computacional. Em função disso, os autores recomendam usar tabelas com resolução de 500x500 (pressão x temperatura).

Seguindo o mesmo intuito, Shao *et al.* (2021) também investigaram a precisão do uso de tabelas paramétricas e seus efeitos sobre as instabilidades numéricas de simulações em CFD. A geometria usada nas simulações também pertence ao protótipo de compressor usada da SNL. Baseados em suas descobertas, os autores propõem um novo método para a geração de tabelas paramétricas, as quais, ao invés de serem geradas a partir da combinação da pressão x temperatura, são geradas combinando a energia interna x massa específica. Com isso, os autores tentaram melhorar a estabilidade numérica das simulações, sem incrementos consideráveis de custo computacional.

Por outro lado, Romei *et al.* (2022), analisaram numericamente a influência do posicionamento das pás guias de sucção e os efeitos da pre-rotação (*preswirl*) do escoamento no projeto e desempenho de um compressor centrífugo operando com CO₂ supercrítico. As simulações numéricas foram realizadas no programa ANSYS® FLUENT®, usando o modelo $\kappa - \omega$ SST para modelar a turbulência e considerando a geometria de um compressor representativo de estágio único, de rotor aberto e difusor com pás. As propriedades do CO₂ foram calculadas usando tabelas paramétricas (*look-up table*), construídas a partir da biblioteca termodinâmica *CoolProp*, onde a pressão e a entalpia foram consideradas como as variáveis de estado independentes.

Buscando melhorar o desempenho aerodinâmico e evitar problemas de condensação em compressores de CO₂ supercrítico, Cao *et al.* (2023) propõem uma nova estratégia de projeto, a qual consiste em avaliar numericamente, através do programa NUMECA, como as condições de entrada afetam o desempenho e o comportamento do escoamento interno dos compressores. Para isso, ao invés de especificar a pressão e temperatura na entrada do compressor, eles especificaram o fator de compressibilidade e a massa específica. Com isso, eles observaram que o incremento da massa específica e diminuição do fator de compressibilidade gerou uma melhora no desempenho do compressor. Os resultados das simulações numéricas foram validados com dados experimentais da SNL.

Por fim, Yu *et al.* (2024) propõem uma nova estrutura de compressor centrífugo para operações mais eficientes com CO₂ supercrítico e com menos problemas de condensação. Essa nova proposta consiste em um compressor de estágio único, o qual possui um rotor parcialmente coberto. O escoamento interno e o desempenho desse compressor foram avaliados através de simulações numéricas em CFD e usando o modelo $\kappa - \omega$ SST para modelar a turbulência. Os resultados numéricos obtidos foram comparados com os de outras simulações baseadas em um compressor de rotor semiaberto (baseado no da SNL). Os autores comentam que o novo compressor apresenta uma operação mais estável e eficiente em relação ao do rotor semiaberto.

A respeito de estudos experimentais, vários circuitos de testes para compressores de CO₂ supercrítico foram construídos. Contudo, o acesso a informações desses circuitos é restrito. Logo, vários dos trabalhos citados carecem de validação experimental ou são limitados a dados experimentais divulgados pela *Sandia National Laboratories* (SNL) ou pela *Korea Atomic Energy Research Institute* (CHO *et al.*, 2021; ROMEI *et al.*, 2022). Em outros casos, os modelos são apenas validados com dados de simulações numéricas. Além disso, a maioria das turbomáquinas testadas até o momento é baseada em protótipos, que não são representativos para aplicações em escala industrial (WHITE *et al.*, 2021; ROMEI *et al.*, 2022). Informações de projeto e operação em loops de teste existentes podem ser encontradas nos trabalhos de Cha *et al.* (2021) e White *et al.* (2021).

2.2.2 Bombas centrífugas operando com CO₂ supercrítico

Neste cenário, os estudos são mais escassos e pouco difundidos na literatura aberta. Muitos deles são baseados em relatórios comerciais que abordam o problema com pouco detalhe. Por outro lado, as opções comercialmente disponíveis para bombear CO₂ supercrítico são bombas de êmbolo alternativo. Contudo, informações sobre seu projeto de fabricação permanece proprietária para proteger a vantagem competitiva dos fabricantes e usuários (AAKRE *et al.*, 2021). Levando-se em conta essas questões, a seguir são apresentados alguns dos principais estudos encontrados na literatura aberta.

Baseando-se na tecnologia existente de bombas centrífugas que operam com gases liquefeitos, Bergamini *et al.* (2011) desenvolveram uma nova bomba centrífuga

de múltiplos estágios para a injeção de CO₂ a altas pressões, projetada para ser usada em cenários de estocagem de CO₂ (CCS) e recuperação aprimorada de óleo (EOR). No seu trabalho, os autores discutem várias diferenças entre a bomba centrífuga adequada para CO₂ supercrítico e aquelas usadas no bombeamento de água e hidrocarbonetos líquidos, das quais se destacam:

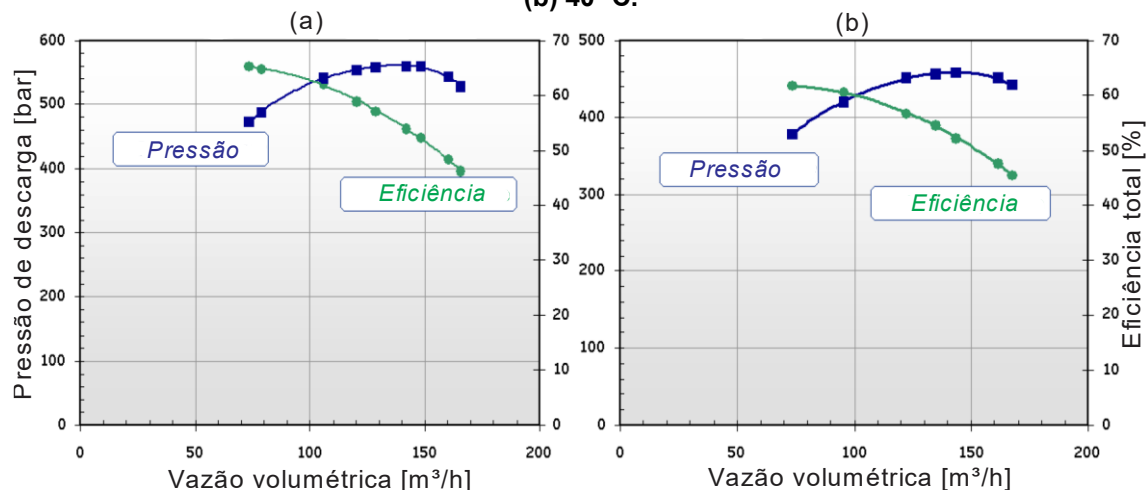
- Devido à massa específica relativamente baixa do CO₂, a bomba deve operar a altas rotações para atingir eficiências e pressões de descarga consideráveis.
- A compressibilidade do CO₂ supercrítico deve ser considerada durante a seleção da bomba. Portanto, o *head* politrópico deve ser levado em conta em vez da diferença de *heads* entre a descarga e sucção da bomba.
- Pelo fato de o CO₂ não estar exatamente puro em diversas aplicações, as equações de estado utilizadas na modelagem da bomba devem ser capazes de avaliar corretamente as propriedades encontradas na mistura gasosa.
- Devido às altas pressões de sucção e descarga existentes em cenários de recuperação aprimorada de óleo (EOR), o projeto estrutural da bomba foi baseado na experiência de compressores operando com CO₂ supercrítico.

Também é indicado que foram realizadas algumas modificações na geometria dos rotores da bomba, com o objetivo de evitar o fenômeno de *surge*, condição comum na operação de compressores. Porém, informações a respeito dessas modificações geométricas não foram discutidas no estudo.

Além disso, são fornecidas algumas curvas de desempenho, as quais foram obtidas através de testes experimentalmente da bomba operando com CO₂ supercrítico, a uma pressão de sucção de 10 MPa, duas temperaturas de sucção (15°C e 40°C) e uma velocidade de rotação de 7600 rpm. A Figura 12 mostra curvas de pressão de descarga e eficiência, em função da vazão volumétrica na sucção, obtidas experimentalmente pelos autores sob as condições indicadas. De modo geral, observa-se que o incremento da temperatura de sucção leva a uma diminuição progressiva do incremento de pressão e da eficiência. Uma das razões para isso é a diminuição da massa específica com o aumento na temperatura. Detalhes adicionais referentes à metodologia e o circuito experimental não são relatadas. Finalmente, os

autores comentam que, para aplicações de injeção de CO₂, o uso de bombas centrífugas é a solução mais favorável.

Figura 12 – Curvas de desempenho da nova bomba centrífuga operando com CO₂ supercrítico, a 7600 rpm, com uma pressão de sucção de 10 MPa e duas temperaturas de sucção: (a) 15 °C e (b) 40 °C.



Fonte: Adaptado de Bergamini *et al.* (2011)

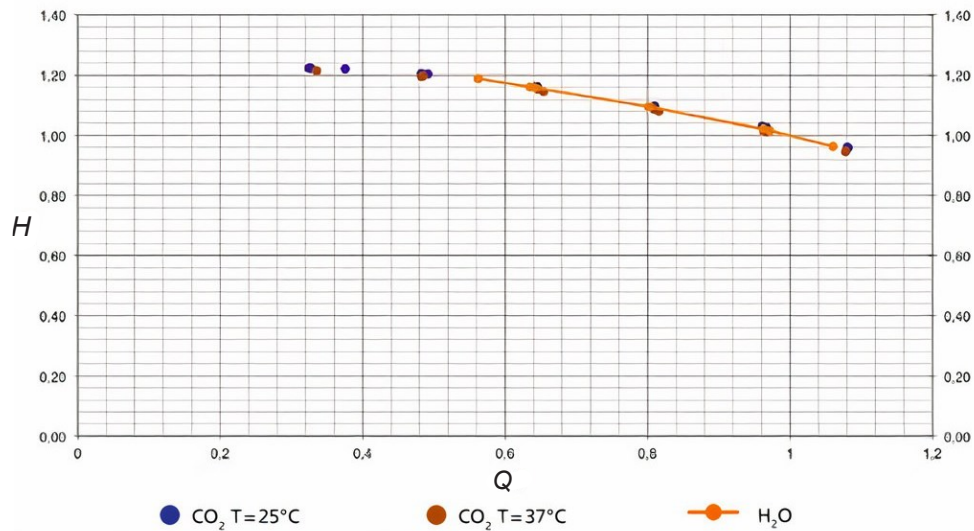
Em um de seus catálogos de 2013, o fabricante de bombas KSB® também afirma que usar bombas centrífugas em vez de compressores para transportar e injetar CO₂ supercrítico é vantajoso porque gera uma economia no consumo de potência de até 23%. Também é apontado que o processo de bombeamento ocorre a temperaturas menores que no de compressão, o que implica em uma menor perda de calor e na geração de menores tensões de origem térmica nos equipamentos.

A Figura 13 mostra curvas de *head* em função da vazão volumétrica encontradas no catálogo. Essas curvas foram obtidas experimentalmente utilizando uma bomba centrífuga de estágio único operando com água e com CO₂ (tanto no estado líquido, 25 °C, quanto no supercrítico, 37 °C) a 3000 rpm e 85 bar na sucção. Observa-se que o comportamento do *head*, para os três casos, sugere que a aplicação de bombas centrífugas para o bombeamento de CO₂ supercrítico ou em altas pressões, dentro das condições mostradas, é uma alternativa viável. Porém, como no caso anterior, não são fornecidos mais detalhes a respeito da metodologia de teste e de como o *head* foi avaliado.

A fim de obter um banco de dados experimentais e validar sua metodologia de projeto de turbomáquinas para ciclos de potência de CO₂ supercrítico, Lee *et al.* (2013) construíram uma bancada experimental para avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga que simula um compressor operando com CO₂ supercrítico. A

bancada foi projetada para operar em pressões de até 15 MPa. A bomba centrífuga usada como teste foi do tipo *canned motor pump* de estágio único e com rotor do tipo fechado. A velocidade nominal foi de 4428 rpm e a potência do motor de 26 kW. Em geral, os autores apresentam medições preliminares e comentam alguns desafios encontrados na construção e operação da bancada. Eles apontam que devido à sensibilidade das propriedades termodinâmicas, principalmente próximo ao ponto crítico, atingir uma operação em regime estável ou permanente é razoavelmente complexo.

Figura 13 – Curvas adimensionais de *head* de uma bomba centrífuga de estágio único operando com água e CO₂, sob uma rotação de 3000 rpm e pressão de sucção de 85 bar.



Fonte: Adaptado do catálogo KSB (2013)

Embora os resultados apresentados por Lee *et al.* (2013), sejam preliminares, portanto, inconclusivos, eles conseguiram identificar alguns fatores importantes que podem influenciar no tipo de resultado experimental obtido. Por exemplo, é comentado que qualquer pequena perturbação no escoamento principal, normalmente negligenciada para ar ou água, pode induzir a erros significativos nas medições, principalmente, em condições próximas ao ponto crítico, onde essas medições devem ser realizadas com maior cuidado e precisão, a fim de evitar uma avaliação errada dos parâmetros de desempenho.

Kim *et al.* (2014) realizaram um estudo experimental e numérico visando obter dados fundamentais para a otimização de projetos e aprimoramento do desempenho de compressores centrífugos operando com CO₂ supercrítico. A análise do escoamento do fluido dentro da bomba foi feita através de simulações de CFD. Como

em estudos anteriores, o cálculo da variação das propriedades termodinâmicas do CO₂ foi feito adotando-se o uso de tabelas paramétricas (*Look-up table*), construídas a partir de dados do programa REFPROP®. A tabela utilizada foi construída com uma resolução de 2000x2000 e foi acoplada ao CFD no formato RGP (*Real Gas Property*). A turbulência do escoamento foi modelada usando o modelo $\kappa - \omega$ SST (*Shear Strees transport*).

Os dados experimentais foram obtidos através de uma versão aprimorada do circuito experimental construído por Lee *et al.* (2013). Esses testes foram realizados com a bomba operando a 4620 rpm e considerando dois casos específicos de operação com CO₂ supercrítico; Caso 1: pressão e temperatura na sucção de 8,3 MPa e 40°C; Caso 2: pressão e temperatura na sucção de 7,45 MPa e 32,5°C. A Figura 14 mostra os resultados de desempenho obtidos experimental e numericamente para os casos indicados. Observa-se que existe uma tendência similar entre ambos os resultados, sendo notada uma melhor correspondência de resultados para o Caso 1.

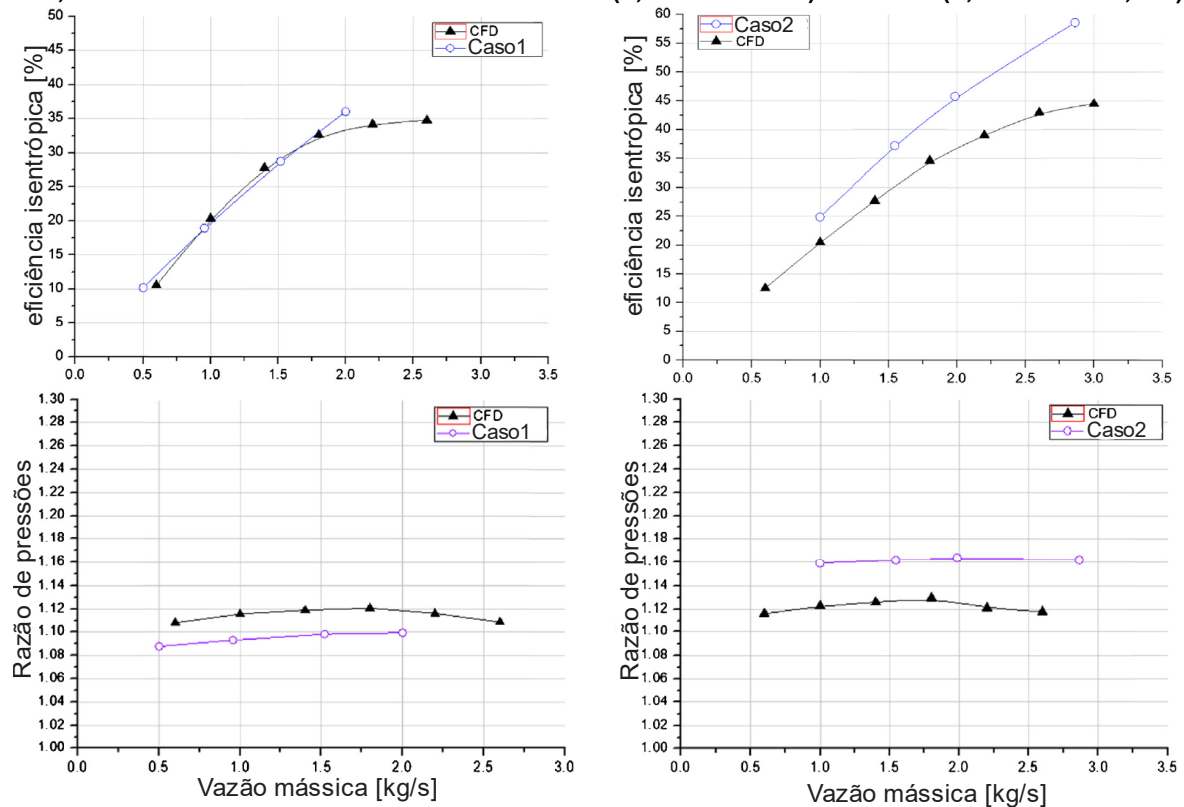
Já no Caso 2, condição próxima ao ponto crítico, os resultados obtidos apresentaram maiores erros, de até 21% para a eficiência, e um comportamento diferente ao do Caso 1. A fonte desse erro e comportamento não foi totalmente esclarecida pelos autores. Contudo, eles acreditam que parte desse problema pode ser causado por um erro propagado no cálculo das propriedades termodinâmicas do fluido e por uma possível mudança de fases no interior do rotor da bomba.

Os autores também compararam as curvas de eficiência obtidas com água e com os dois casos indicados de CO₂ supercrítico. Essa comparação é mostrada na Figura 15, onde se observa que a eficiência da bomba no Caso 2 é maior do que no Caso 1. Além disso, é indicado que, apesar de que a curva da eficiência da água apresentar uma inclinação menor aos casos de CO₂, o desempenho da bomba operando com água ou com CO₂ podem ser considerados similares, ainda que a massa específica da água seja três vezes maior que a do CO₂ supercrítico.

Para tentar explicar o motivo pelo qual a eficiência no Caso 2, próximo ao ponto crítico, é maior que no Caso 1, os autores sugerem que, quanto mais a condição operacional se aproximar do ponto crítico, o CO₂ começa a se comportar como um fluido incompressível e, ao mesmo tempo, a energia requerida (potência de eixo ou incremento de entalpia) para gerar pressão no fluido tende a ser menor. Então, é sugerido que o trabalho de compressão requerido no Caso 2 é menor que no Caso 1, obtendo-se uma maior eficiência isentrópica de compressão para o Caso 2. Em

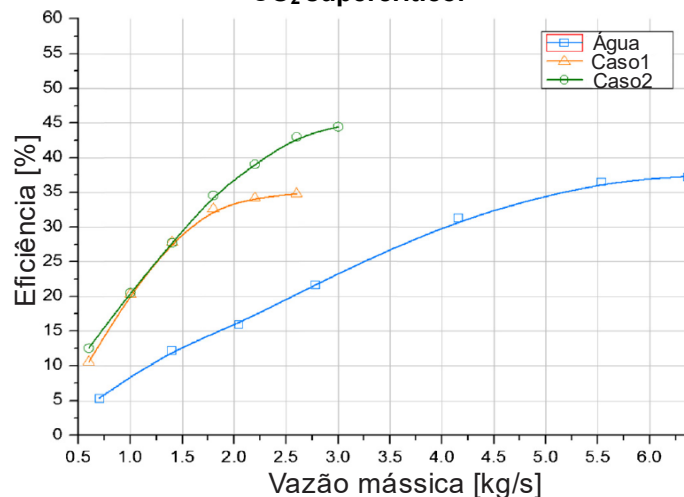
relação a curva de água, foi argumentado que, de fato, os efeitos da viscosidade desempenham um papel importante na obtenção de maior eficiência com o CO_2 do que com água, uma vez que a viscosidade dinâmica do CO_2 foi de 22 – 74 vezes menor do que da água.

Figura 14 – Curvas de desempenho experimentais e numéricas de uma bomba operando com CO_2 , considerando dois casos de teste: Caso 1 (8,3 MPa e 40°C) e Caso 2 (7,45 MPa e 32,5°C).



Fonte: Adaptado de Kim et al. (2014)

Figura 15 – Curvas de eficiência obtidas com a bomba operando com água e dois casos de CO_2 supercrítico.



Fonte: Adaptado de Kim et al. (2014)

Por fim, os autores comentam que os rotores fechados derivados da tecnologia de bombas centrífugas, para seu uso em compressores, podem ser utilizados com sucesso para aplicações em ciclos de potência de CO₂ supercrítico.

Em um dos documentos técnicos da fabricante de bomba Ebara®, Fujieda e Iwamoto (2016) comentam sobre sua experiência com bombas centrífugas de alta pressão usadas para a injeção de CO₂ supercrítico, concentrando-se na descrição das características dessas bombas. Entre elas, os autores destacam um modelo de 11 estágios arranjados na mesma direção, com estrutura de revestimento duplo de aço carbono. Os autores comentam que a geometria dos rotores da bomba foi ajustada em função às propriedades termodinâmicas do CO₂ supercrítico e o desempenho foi calculado assumindo que a potência de eixo é igual ao incremento de entalpia do fluido. Porém, detalhes dessas metodologias não foram encontrados no documento.

Os autores também comentam que o processo de início de operação e de encerramento são complexos e, se mal executados, podem ocasionar sérios problemas na operação do sistema de bombeamento. Eles recomendam que antes de iniciar a operação da bomba, deve-se garantir que ela esteja completamente preenchida com CO₂ supercrítico, na pressão atingida após a passagem pelo compressor. Caso isso não ocorra, o fluido pode sofrer uma expansão adiabática, perdendo temperatura e formando partículas de gelo seco que podem bloquear as tubulações. Além das descrições da bomba e recomendações de operação, nenhum tipo de resultado de medições de desempenho foi apresentado no documento técnico.

2.3 Fechamento da revisão bibliográfica

Na primeira parte deste capítulo, seção 2.1, discutiu-se a respeito dos fluidos supercríticos, com ênfase no CO₂, e como o comportamento híbrido (entre um líquido e um gás) de suas propriedades põem em questão se a teoria tradicional de bombas centrífugas é suficiente para abordar de forma adequada o presente problema. Comentou-se que os fluidos supercríticos exibem uma compressibilidade maior que a dos líquidos, a qual tem que ser levada em conta durante o processo de seu bombeamento. Portanto, para garantir uma avaliação apropriada e mais realista do problema estudado, a teoria tradicional de bombas será complementada com alguns conceitos da teoria de compressores centrífugos.

Na seção 2.2 apresentou-se a revisão de alguns dos principais estudos sobre turbomáquinas operando com CO₂ supercrítico. A Tabela 2.1 mostra um resumo

desses estudos, na qual se comparam as principais abordagens utilizadas por cada um deles. Nota-se que um maior número dos estudos é sobre metodologias para o projeto e avaliação do desempenho de compressores centrífugos operando com CO₂ supercrítico. Já os estudos de bombas centrífugas lidando com CO₂ supercrítico são raros, pouco divulgados na literatura aberta e com pouco aprofundamento no tema.

Além disso, praticamente todos os estudos revisados se baseiam em turbomáquinas de estágio único e avaliam o desempenho através de uma abordagem isentrópica, a qual na maioria das vezes tende a subestimar o desempenho real, principalmente em altas razões de pressão e em turbomáquinas de múltiplos estágios. Devido à divulgação restrita de dados experimentais, os estudos de simulações numéricas encontrados são limitados a uma mesma geometria ou não apresentam validação experimental. Também não foi encontrada uma metodologia para estimar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos.

Nesse contexto, no presente estudo será desenvolvido um estudo numérico e experimental para avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios operando com fluidos supercríticos. A partir dos resultados obtidos será proposta uma metodologia, que inclui o desenvolvimento de um modelo algébrico de temperatura, para avaliar e estimar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos, visando a contribuição com questões não resolvidas e lacunas de informação existente na literatura da área.

Tabela 1 – Comparação entre as abordagens utilizadas em cada um dos estudos apresentados da revisão bibliográfica.

Referências	Tipo de trabalho	Turbomáquina estudada	Número de estágios	Metodologia experimental	Abordagem de compressão	Modelagem do fluido de trabalho
Bergamini <i>et al.</i> (2011)	Experimental	Bomba	Múltiplos	Não detalhada	--	--
Utamura <i>et al.</i> (2012)	Analítico-1D/Experimental	Compressor	Único	Não detalhada	Isentrópico	Como gás real
Lee <i>et al.</i> (2012)	Analítico-1D	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Penick <i>et al.</i> (2012)	Numérico	Compressor	Único	--	--	Como gás real
KSB®	Catálogo de fábrica	Bomba	Único	--	--	--
Lee <i>et al.</i> (2013)	Experimental	Bomba	Único	Preliminar	Isentrópico	--
Lee <i>et al.</i> (2014)	Analítico-1D	Compressor	Único	--	--	Como gás real
Monge (2014)	Analítico-1D/Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Kim <i>et al.</i> (2014)*	Numérico/Experimental	Bomba	Único	Detalhada	Isentrópico	Como gás real
Cho <i>et al.</i> (2015)	Analítico-1D	Compressor	Único	--	--	Como gás ideal
Rinaldi <i>et al.</i> (2015)	Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Baltadjiev <i>et al.</i> (2015)	Numérico	Compressor	Único	--	Politrópico	Como ideal/real
Blanchette <i>et al.</i> (2016)	Analítico-1D/Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Cho <i>et al.</i> (2016)	Analítico-1D/Experimental	Compressor	Único	Preliminar	--	Como gás real
Fujieda e Iwamoto (2016)	Relatório técnico	Bomba	Múltiplos	--	--	--
Liu <i>et al.</i> (2018)	Analítico-1D/Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Ameli <i>et al.</i> (2018)	Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Tang <i>et al.</i> (2020)	Analítico-1D	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Shao <i>et al.</i> (2021)	Analítico-1D/Numérico	Compressor	Dois	--	Isentrópico	Como gás real
Shao <i>et al.</i> (2021)	Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Cho <i>et al.</i> (2021)	Analítico-1D	Compressor	Único	--	Isentrópico	--
Xu <i>et al.</i> (2022)	Analítico-1D/Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Romei <i>et al.</i> (2022)	Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Cao <i>et al.</i> (2023)	Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	Como gás real
Yu <i>et al.</i> (2024)	Numérico	Compressor	Único	--	Isentrópico	--

*Kim *et al.* (2014) aprimorou e usou a bancada de Lee *et al.* (2013) para o desenvolvimento de seu estudo.

Fonte: Autoria própria (2024)

3 METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia experimental desenvolvida para avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga operando com água e, principalmente, com CO₂ supercrítico. Os dados experimentais obtidos serão usados para validar o modelo numérico, assim como os resultados de desempenho e temperatura estimados com a metodologia de desempenho para fluidos supercríticos proposta no capítulo 5.

3.1 Circuitos experimentais

A seguir são discutidas as principais características da montagem e funcionamento dos circuitos experimentais construídos para avaliar o desempenho da bomba centrífuga usada como teste neste estudo.

3.1.1 Circuito experimental para testes com água

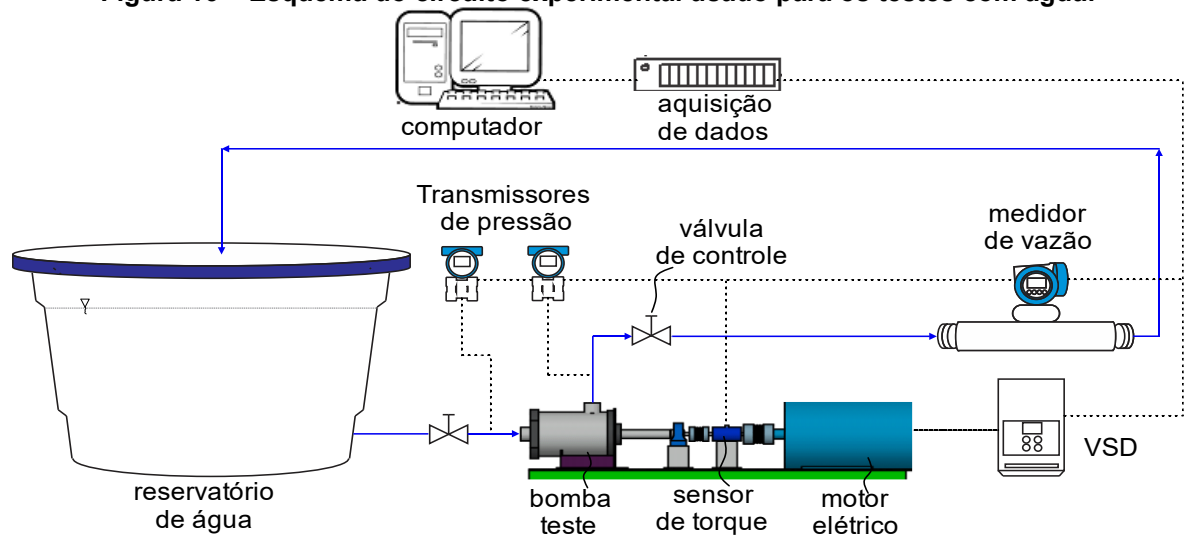
Com o intuito de alcançar os objetivos do presente estudo, certas modificações e adaptações tiveram que ser realizadas na estrutura original da bomba teste, as quais são discutidas na seção 3.2. Desse modo, verificar se essas adaptações tiveram ou não alguma influência no funcionamento da bomba teste foi uma etapa importante no desenvolvimento da presente metodologia experimental. Para isso, um circuito experimental provisional foi construído, o qual permitiu avaliar o desempenho da bomba teste com água.

Nas Figuras 16 e 17 são mostrados um esquema e uma imagem, respectivamente, do circuito experimental construído, provisionalmente, para a aquisição dos dados de desempenho e outras variáveis de interesse da bomba teste operando com água. Vale a pena indicar que os sensores de pressão e vazão instalados nesse circuito experimental foram de uso exclusivo para os testes com água, uma vez que outros sensores, com diferentes faixas de operação, foram usados no circuito experimental específico para fluidos supercríticos.

O circuito experimental é composto por um reservatório de água, a partir do qual, à pressão e temperatura ambiente, a bomba teste, acionada pelo motor através do inversor de frequência (VSD), bombeia a água e a faz escoar pelo circuito até descarregar novamente no reservatório. Uma vez que um regime estável de operação

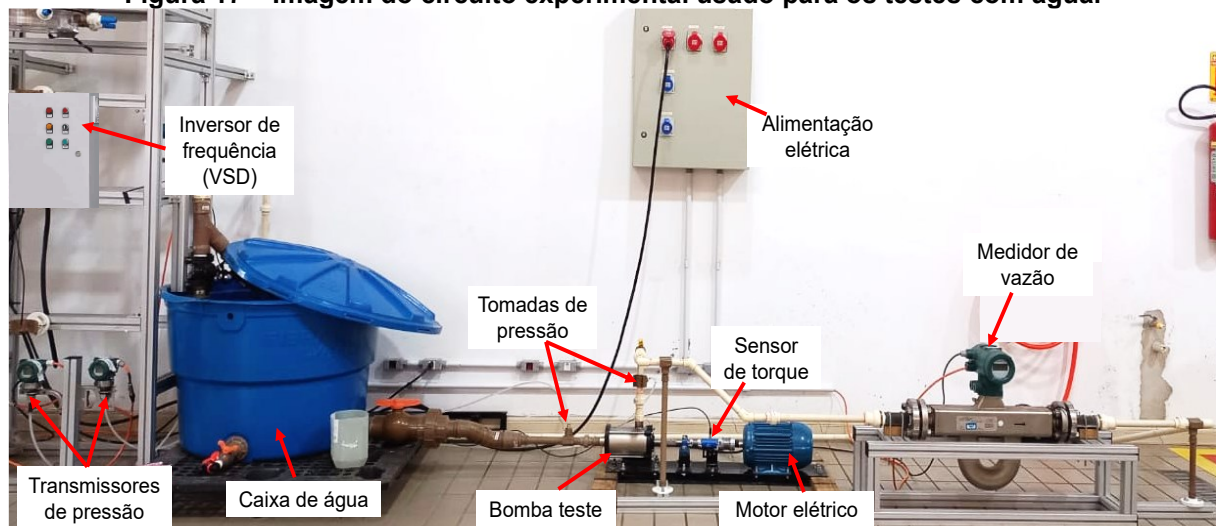
é atingido no circuito experimental, a vazão do líquido é medida por um medidor do tipo Coriolis, enquanto a pressão gerada pela bomba é medida através de dois transmissores de pressão manométricos instalados próximos da sucção e descarga da bomba, como pode ser observado na Figura 16 e 17.

Figura 16 – Esquema do circuito experimental usado para os testes com água.



Fonte: Autoria própria (2024)

Figura 17 – Imagem do circuito experimental usado para os testes com água.



Fonte: Autoria própria (2024)

Por sua vez, a velocidade de rotação e o torque para acionamento da bomba são medidos através de um tacômetro e um sensor de torque instalado entre a bomba e o motor, respectivamente. Os sinais de saída de cada um dos sensores instalados no circuito experimental, incluindo-se os do inversor de frequência, foram gerenciados através do software LabView®.

Foram obtidas curvas de desempenho da bomba teste operando com água sob quatro velocidades de rotação, 1500, 2500, 3480 e 4500 rpm, onde 3480 rpm é velocidade nominal de catálogo e 4500 rpm é a velocidade de rotação máxima com a qual o motor pode operar com segurança, dentro da janela de operação recomendada pelo fabricante. Por sua vez, cada uma das curvas de desempenho construídas, para todas as velocidades de rotação, é composta por doze pontos de operação, correspondentes a doze vazões volumétricas compreendidas entre $0,2 \cdot Q_{BEP}$ – $1,7 \cdot Q_{BEP}$, onde Q_{BEP} é a vazão no ponto de máxima eficiência.

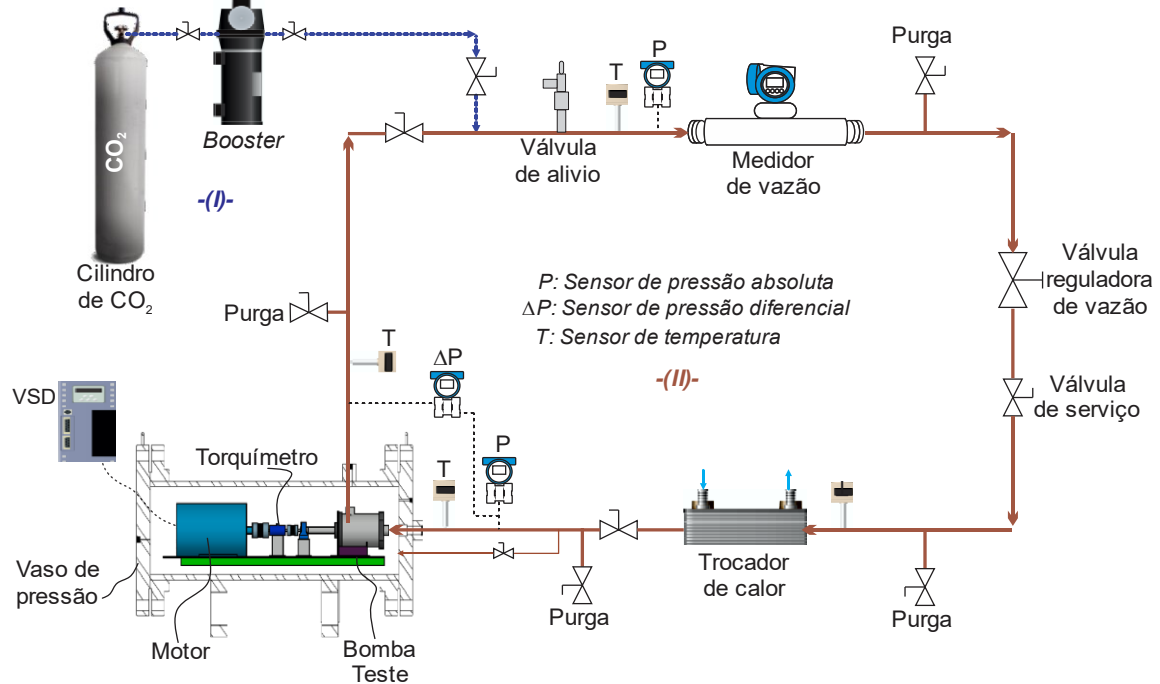
Por fim, os dados experimentais coletados permitiram: (i) comparar as curvas de desempenho do catálogo do fabricante contra aquelas obtidas experimentalmente; (ii) realizar uma primeira validação do modelo numérico; (iii) testar os limites de operação do sensor de torque, que foi instalado no eixo da bomba, e (iv) obter dados de calibração e de referência para os testes com fluidos supercríticos, como por exemplo curvas baseline e o torque da bomba operando sem carga (a seco), sendo este último um parâmetro importante para validar o modelo numérico. As curvas de desempenho obtidas serão apresentadas e discutidas no capítulo de resultados.

3.1.2 Circuito experimental para testes com CO₂ supercrítico

Uma vez verificado que as adaptações realizadas na bomba não tiveram impactos no seu desempenho, o seguinte passo foi a projeção e construção de um circuito experimental para testes com fluidos supercríticos. Devido às condições de operação de alta pressão, tanto as tubulações e conexões (fabricadas em aço inoxidável), quanto os equipamentos e sensores do circuito experimental foram selecionados para operar com pressões de até 150 bar, em função das faixas de operação recomendada pelos fabricantes.

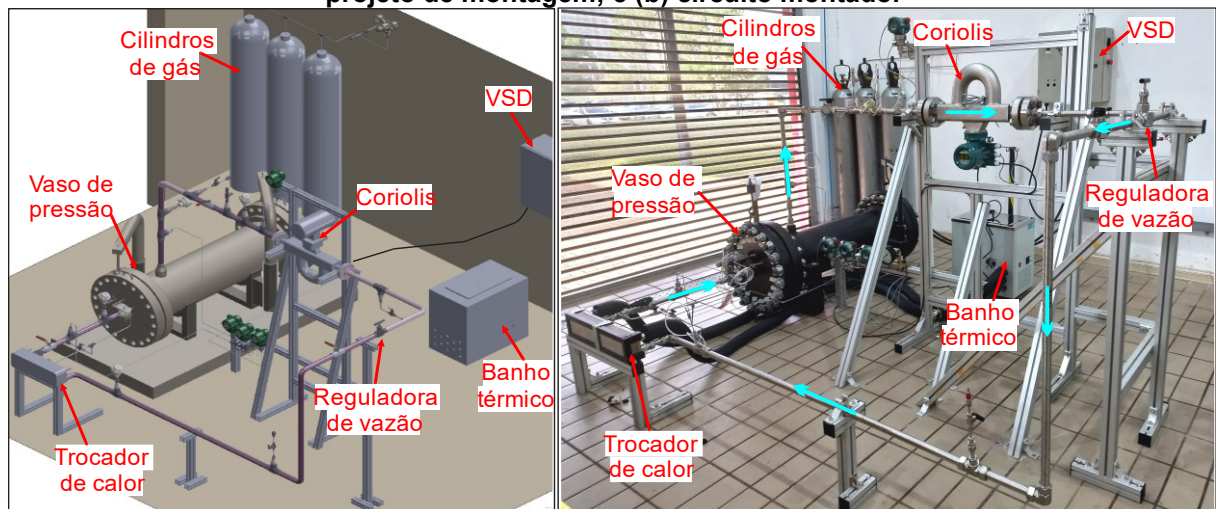
As Figuras 18 e 19 mostram um esquema e as imagens, do projeto e da montagem final, respectivamente, do circuito experimental construído para os testes com fluidos supercríticos. Esse circuito foi construído de modo que os sinais dos diferentes sensores e equipamentos possam ser monitorados em tempo real, principalmente na sucção e descarga da bomba teste, permitindo, assim, ter um melhor controle e ajuste das variáveis de interesse, como por exemplo a pressão e temperatura na sucção da bomba.

Figura 18 – Esquema do circuito experimental usado para testes com fluidos supercríticos.



Fonte: Autoria própria (2024)

Figura 19 – Imagens do circuito experimental usado para testes com fluidos supercríticos: (a) projeto de montagem; e (b) circuito montado.



Fonte: Autoria própria (2024)

Na Figura 18, observa-se que o circuito experimental pode ser dividido em duas partes principais: (I) o sistema de armazenamento e alimentação, que está composto pelos cilindros do fluido de trabalho, por exemplo CO₂, e a bomba *booster* (tipo pistão); e (II) um circuito fechado composto por: tubulações e conexões de aço inoxidável de ¾ polegada de diâmetro interno, a seção de testes (bomba teste instrumentada), o sistema de controle de temperatura (trocador de calor e banho térmico), o sistema de controle de vazão (válvula reguladora de vazão) e o sistema de

medição de vazão e massa específica (medidor tipo Coriolis). Além disso, o circuito consta com várias válvulas de serviço e de purga, sensores de pressão e temperatura e uma válvula de alívio, a qual foi ajustada para trabalhar quando a pressão no circuito atingir os 150 bar.

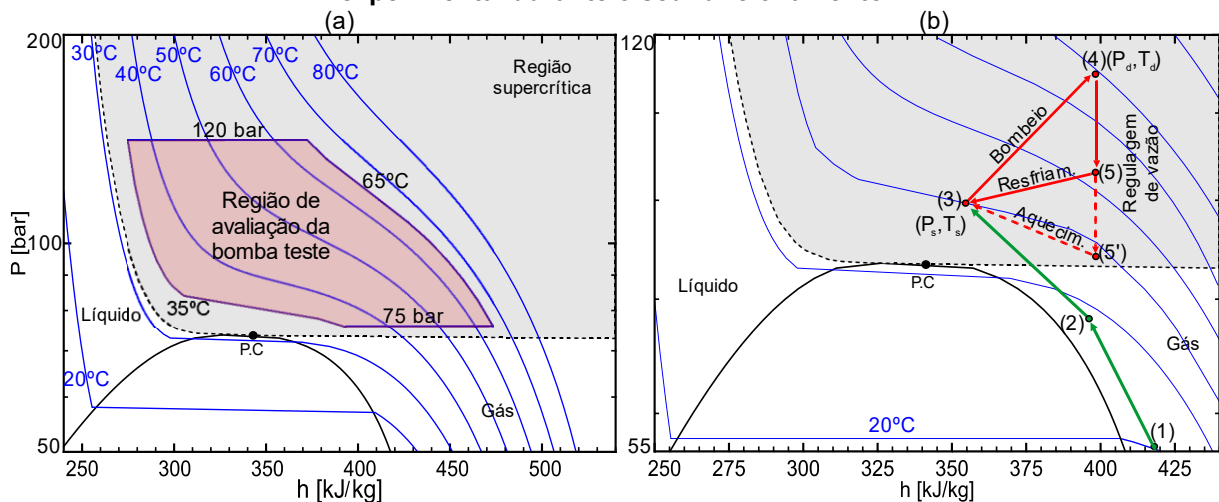
O funcionamento do circuito experimental inicia com o acionamento da bomba booster, que a partir dos cilindros de gás começa a alimentar e pressurizar o circuito fechado, com todas as válvulas totalmente abertas (exceto as de purga), até uma pressão intermediária (por exemplo 30 bar), para evitar mudanças de fase. Logo, com o gás ainda em estado gasoso, em um primeiro momento, a bomba teste é acionada a uma baixa rotação através do inversor de frequência. Em seguida, com o sistema de controle de temperatura ligado, continua-se pressurizando o circuito fechado até o fluido atingir a condição supercrítica, enquanto, simultaneamente, a rotação da bomba teste é gradativamente incrementada até o circuito chegar próximo das condições de teste. Em seguida, é feito o ajuste fino para chegar nas condições específicas de teste através da manipulação, em conjunto, da bomba booster e das válvulas de purga.

Uma vez atingidas as condições de teste e um regime estável no circuito experimental, com a bomba *booster* desligada, a coleta de dados experimentais será iniciada. A vazão mássica do fluido de trabalho é medida por um medidor de vazão do tipo Coriolis. O ganho de pressão e temperatura na bomba teste, bem como em outras partes do circuito experimental, são medidos através de transmissores de pressão e de sensores de temperaturas resistivos PT100, respectivamente. Por sua vez, o torque e a velocidade de rotação são adquiridos através de um sensor de torque e um tacômetro, respectivamente, instalado entre a bomba teste e o motor.

Após finalizada a medição de um dado ponto de teste, regula-se novamente a vazão do fluido até atingir a nova condição de medição, buscando-se, sempre, manter constantes a pressão e temperatura de sucção, através do manuseio em conjunto da válvula reguladora de vazão, da válvula de purga, da bomba booster e do sistema de controle de temperatura (trocador de calor e banho térmico). Esse procedimento é repetido até coletar os pontos necessários para o levantamento de uma determinada curva de desempenho. Por sua vez, de maneira paralela, os sinais dos diversos sensores de medição, adquiridos em sinal de corrente de 4 – 20 mA, e os do inversor de frequência (VSD) são monitorados, gerenciados e gravados mediante o software LabView®.

A Figura 20 mostra diagramas termodinâmicos $P-h$ para o CO_2 , onde são indicados: (a) a região de operação da bomba centrífuga; e (b) um esquema do caminho termodinâmico seguido pelo circuito experimental durante seu funcionamento. Observa-se que, a pressão e a temperatura mínima da região de teste, 75 bar e 35 °C, respectivamente, são maiores que a do ponto crítico do CO_2 (73,77 bar e 30,978 °C), garantindo, assim, que a operação da bomba teste esteja sempre dentro da região supercrítica, evitando condições de mudança de fases e possíveis problemas de cavitação.

Figura 20 – Diagramas pressão – entalpia para o CO_2 com indicação de: (a) a região de teste da bomba centrífuga; e (b) um esquema do caminho termodinâmico seguido pelo circuito experimental durante o seu funcionamento.



Fonte: Autoria própria (2024)

Por sua vez, no esquema da Figura 20 (b), o caminho de (1) a (3) representa o processo do início da alimentação e pressurização do circuito fechado, através da bomba *booster*, até atingir a condição de teste supercrítica, onde (2) é o ponto a partir do qual a bomba teste e o sistema de controle de temperatura são ligados. O caminho de (3) a (4) representa o ganho de pressão e temperatura durante o processo de bombeamento, no qual a bomba opera nas condições de teste (vazão, rotação, pressão, P_s , e temperatura, T_s , na sucção, constantes). Por fim, o processo de (4) - (5) - (5') representa a queda de pressão e temperatura devido a válvula de regulagem de vazão. Se a temperatura e pressão na saída da válvula forem maiores do que as da sucção da bomba, ponto (5), o sistema de controle de temperatura é ligado para resfriar o fluido até atingir as condições de sucção, (5) - (3), que devem se manter

constantes durante a aquisição de dados. Caso contrário, o fluido deve ser aquecido até atingir as condições termodinâmicas de sucção, (5') - (3).

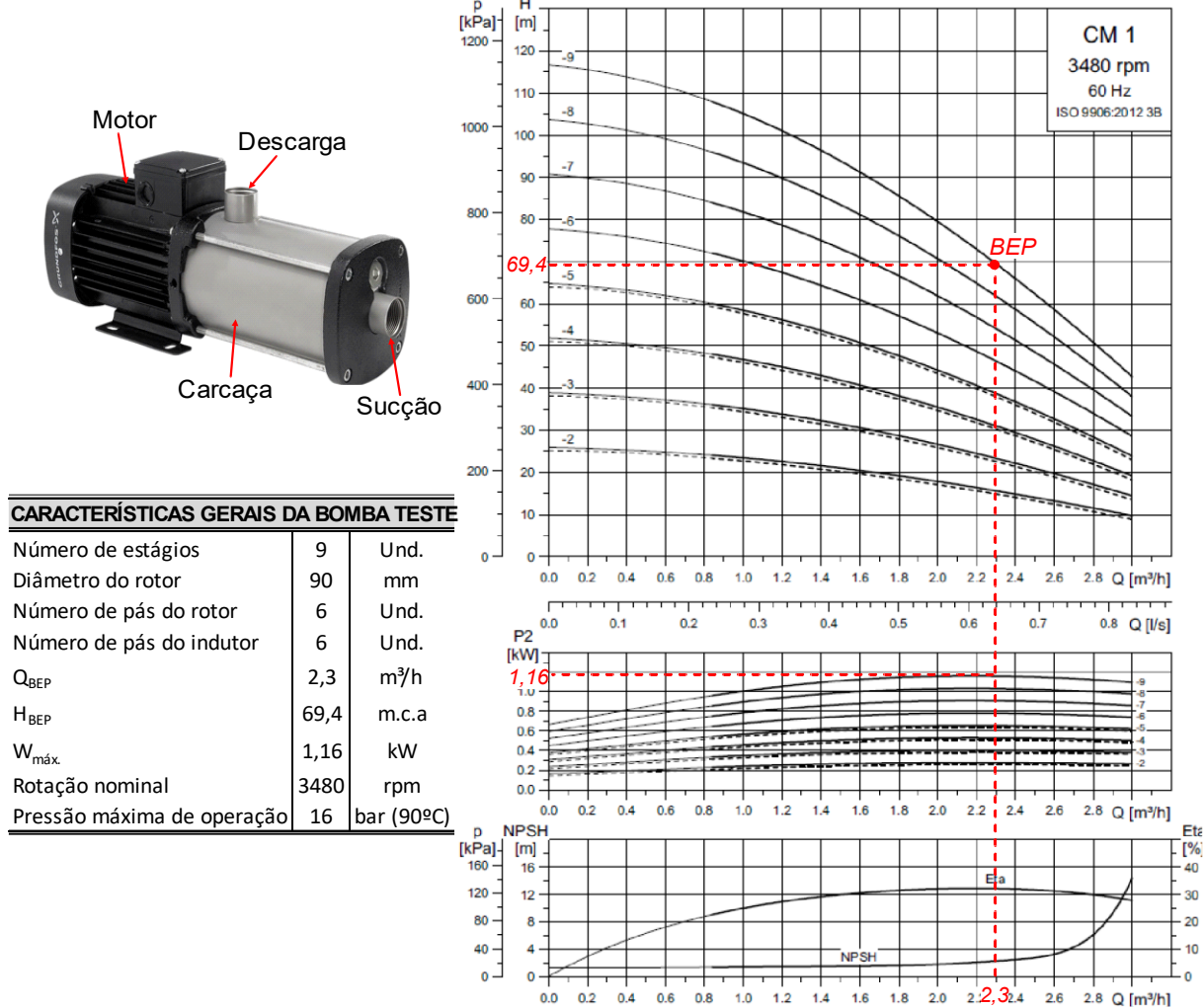
3.2 Bomba teste e conjunto de bombeamento

A seleção da bomba teste foi baseada no cumprimento de duas condições: (i) apresentar uma faixa de vazões restrita, de modo a reduzir as velocidades e os diâmetros da tubulação do circuito, conseguindo, dessa maneira, construir uma bancada experimental mais compacta; e (ii) produzir altas pressões, garantindo, assim, vencer com facilidade as perdas de carga no circuito experimental e, também, porque em condições de alta pressão é mais perceptível o aumento da temperatura do fluido supercrítico bombeado, o qual também é um dos parâmetros de interesse do presente estudo.

Para atender esse propósito, selecionou-se uma bomba centrífuga radial de nove estágios, inteiramente construída em aço inoxidável, da marca Grundfos®. A Figura 21 mostra as curvas de desempenho, bem como as principais características geométricas e operacionais dessa bomba. Observa-se que as vazões de operação dessa bomba são relativamente restritas, 0 – 3 m³/h, enquanto alturas de elevação de mais de 100 m.c.a são alcançadas, encaixando-se, adequadamente, dentro das condições requeridas. Nota-se, também que, na rotação nominal de 3480 rpm, para operações com água, o ponto de melhor eficiência (BEP) corresponde, aproximadamente, a uma vazão de 2,3 m³/h e uma altura de elevação de 69,42 m.c.a.

Para obter dados de desempenho representativos com CO₂ supercrítico, comparáveis em ordem de grandeza aos obtidos com água, o motor original (com potência aproximada de 1,16 HP) que estava acoplado na bomba centrífuga (no formato monobloco), foi removido e substituído por outro motor de maior torque e maior potência (5 HP). Além disso, a troca de motor facilitou a instalação de um sensor de torque entre o motor e a bomba, como será mostrado na sequência.

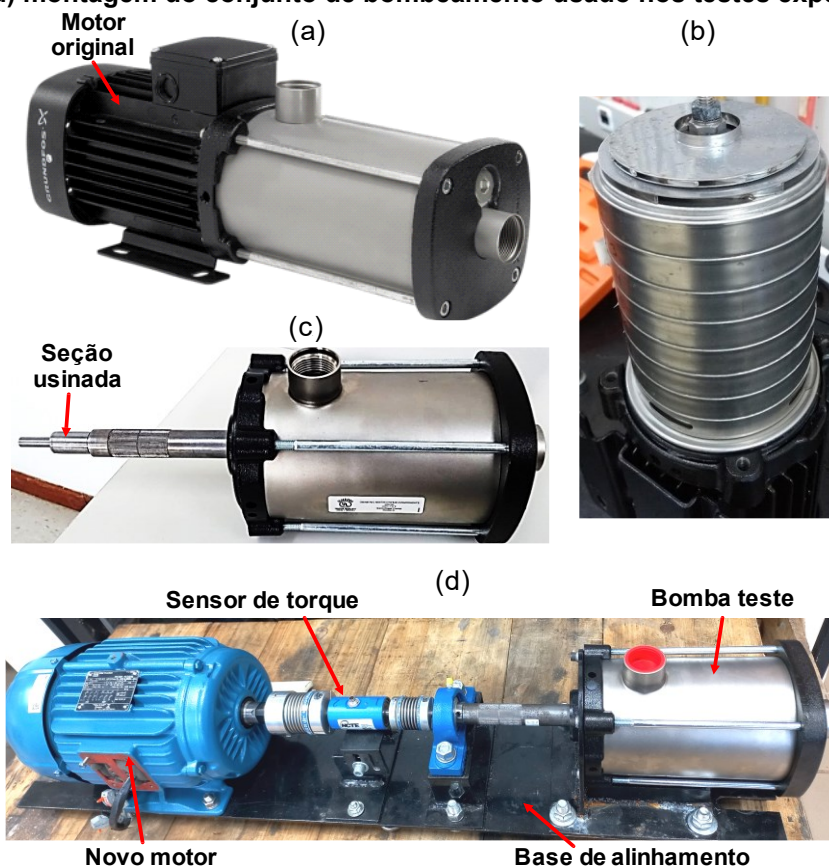
Figura 21 – Principais características operacionais e de desempenho da bomba teste.



Fonte: Adaptado do catálogo da Grundfos® (2024)

A Figura 22 exibe, de maneira resumida, o processo de adaptação da bomba teste, bem como a montagem do conjunto de bombeamento usado nos testes experimentais. Em (a) e (b) são mostrados o conjunto de bombeamento original e parte do processo de desmontagem da bomba para a remoção do motor original, respectivamente. Em (c), é apresentada a bomba teste sem o motor original, bem como a adaptação do seu eixo para o acoplamento com o sensor de torque. Por fim, em (d), a montagem final do conjunto de bombeamento é mostrada, o qual está composto pelo acoplamento entre o novo motor, o sensor de torque e a bomba teste. Como comentado anteriormente, esse conjunto de bombeamento foi inicialmente testado com água, a fim de coletar dados para complementar os testes com CO₂ supercrítico e verificar se as adaptações realizadas não influenciaram no desempenho da bomba.

Figura 22 – (a) Bomba centrífuga original; (b) desmontagem da bomba centrífuga para remoção do motor; (c) bomba sem motor e com seu eixo usinado para acoplamento com o sensor de torque; (d) montagem do conjunto de bombeamento usado nos testes experimentais.



Fonte: Autoria própria (2024)

3.3 Vaso de pressão

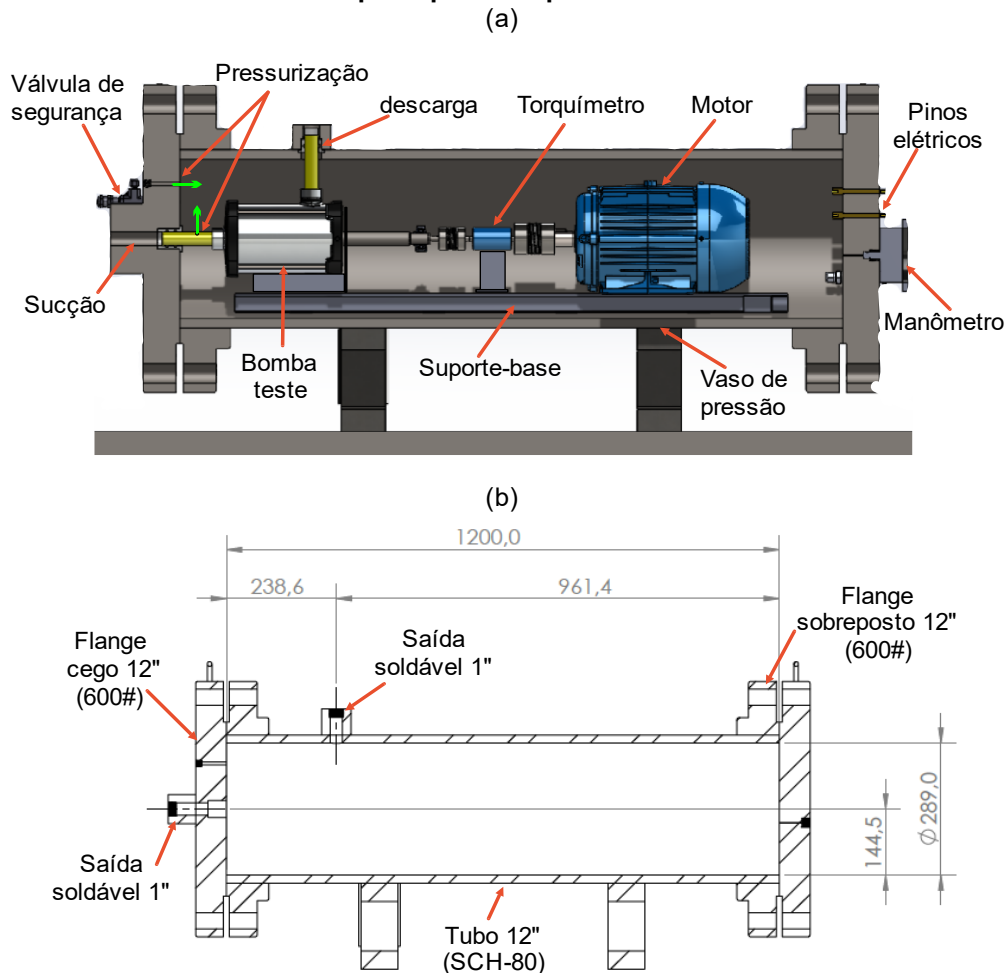
Outra etapa de grande relevância no desenvolvimento da metodologia experimental deste estudo consistiu em encontrar uma alternativa de solução que permitisse operar a bomba teste em altas pressões, acima de 73,77 bar (que é a pressão crítica do CO₂), sem comprometer sua estrutura mecânica. Essa solução foi necessária já que a pressão máxima de operação da bomba teste, segundo o catálogo do fabricante, é de 16 bar, para uma temperatura de 90 °C. Portanto, operar a bomba com pressões muito superiores (de até 4,5 vezes) à pressão especificada pelo fabricante é impraticável.

Após várias alternativas serem avaliadas, a solução técnica e economicamente mais viável consistiu em se encapsular o conjunto de bombeamento (motor – sensor de torque – bomba teste) dentro de um vaso de pressão. Desse modo, foi possível criar uma atmosfera pressurizada dentro do vaso, com pressão igual à da sucção da bomba, assim, a única diferença de pressão que a estrutura da bomba

precisa suportar é o próprio ganho de pressão de bombeamento, que na média foi inferior a 8 bar. Por conseguinte, a única estrutura que deve suportar a diferença de pressão de mais de 74 bar foi a do vaso de pressão, a qual foi projetada para aguentar pressões de até 100 bar.

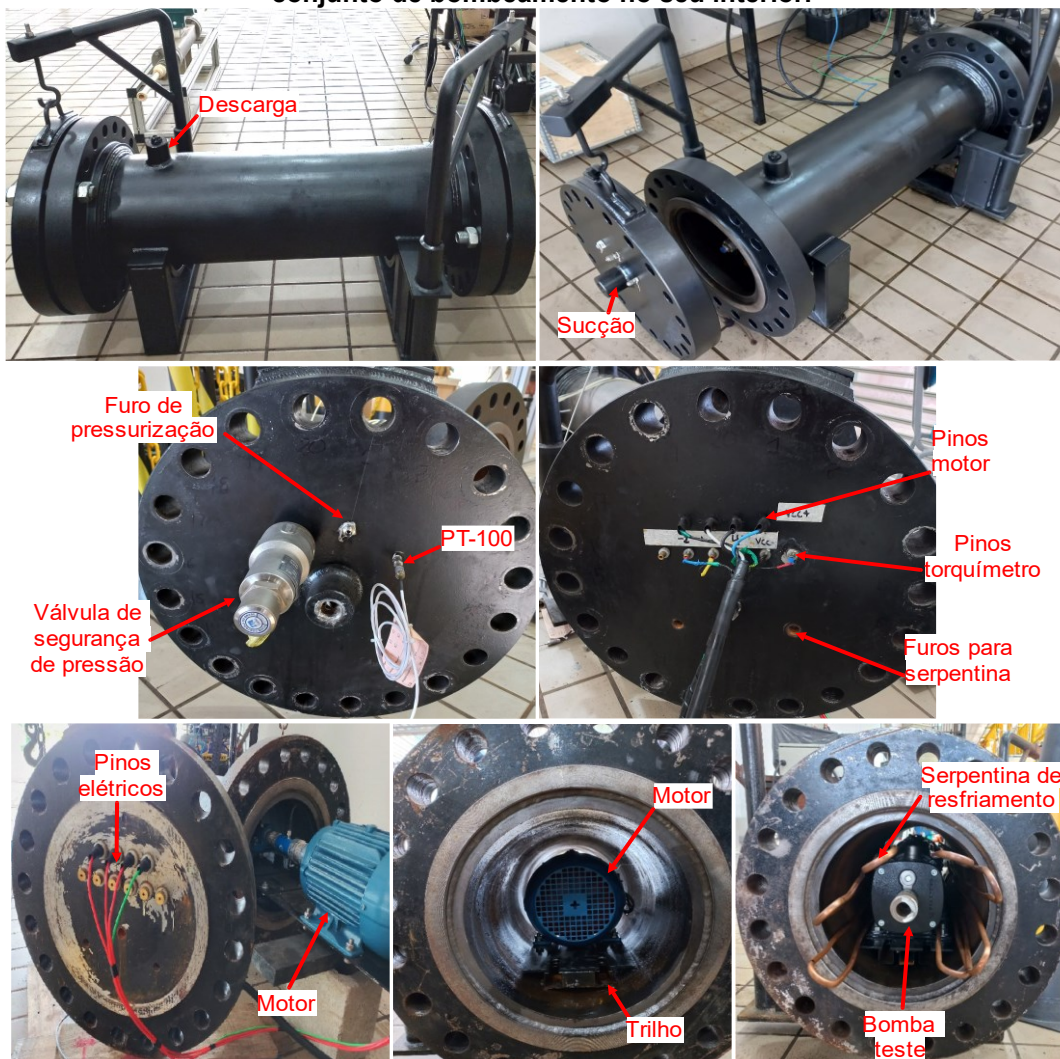
A Figura 23 mostra em (a) uma ilustração do encapsulamento do conjunto de bombeamento dentro do vaso de pressão e em (b) uma planta do projeto de fabricação do vaso de pressão. Por sua vez, na Figura 24, exibem-se imagens da instrumentação do vaso de pressão e do processo de instalação do conjunto de bombeamento no se interior.

Figura 23 – (a) Ilustração da instalação do conjunto de bombeamento dentro do vaso de pressão; (b) projeto de construção do vaso de pressão com indicação de suas dimensões e principais componentes.



Fonte: Autoria própria (2024)

Figura 24 – Imagens da instrumentação de vaso de pressão e do processo da instalação do conjunto de bombeamento no seu interior.



Fonte: Autoria própria (2024)

Como se pode observar, o vaso de pressão fabricado apresenta um formato simples e de fácil construção. De modo geral, ele é composto por uma tubulação de aço carbono, schedule 80, de 12 polegadas de diâmetro e comprimento de 1200 mm; dois flanges cegos (tampas) e dois sobrepostos (soldados nos extremos da tubulação), todos eles de classe 600. Além disso, também foram previstas duas saídas soldáveis roscadas de uma polegada, cada uma para acomodação das tubulações de sucção e descarga da bomba teste.

A alimentação elétrica do motor e do sensor de torque, incluindo a aquisição de dados, dentro do vaso de pressão foi feita através de pinos elétricos, fabricados em latão e instalados em uma das tampas do vaso, como mostrado na Figura 24. Por sua vez, a pressurização do vaso com CO₂, à mesma pressão de sucção da bomba, foi realizada de forma simultânea através de dois orifícios, um de 6,35 mm localizado

em uma das tampas do vaso e outro de 4 mm localizado na sucção da bomba, como indicado na Figura 23 (a). A pressurização através da tampa do vaso é feita através de um ramal de $\frac{1}{4}$ de polegada que sai da tubulação de sucção, antes de entrar no vaso de pressão.

Para aumentar o grau de segurança durante a operação do circuito experimental, a pressão e temperatura dentro do vaso de pressão foram monitorados através de um sensor de temperatura PT100, um transmissor de pressão e um manômetro, respectivamente. Esse último é usado como complemento do transmissor de pressão em situações de possíveis quedas de energia. Além disso, para evitar uma alta pressão inesperada no vaso de pressão, uma válvula de segurança de pressão foi instalada em uma de suas faces, a qual foi ajustada para ativar a partir de uma pressão de 100 bar.

Por sua vez, para evitar um possível desarme do motor devido à geração indesejada de altas temperaturas dentro do vaso de pressão, um sistema de resfriamento de água gelada foi projetado, o qual é composto por uma serpentina e um banho termostático. É importante indicar que, devido às características construtivas do motor elétrico, a sua operação dentro do ambiente pressurizado do vaso de pressão foi satisfatória e sem necessidade de adaptações.

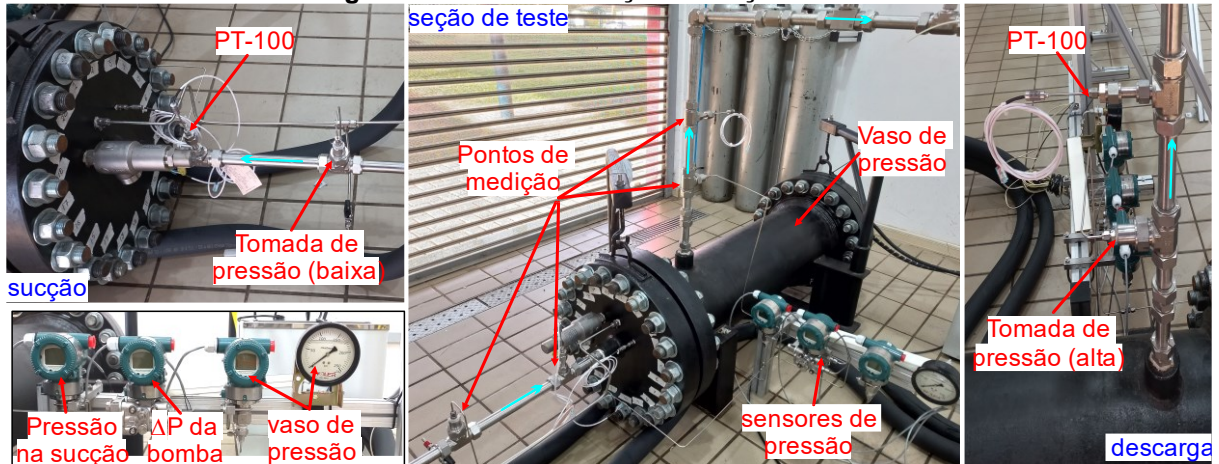
3.4 Instrumentação do circuito experimental

A Figura 25 mostra imagens da seção de teste, composta pelo conjunto de bombeamento encapsulado no vaso de pressão, e o posicionamento dos sensores utilizados para o monitoramento online e a aquisição dos principais parâmetros de desempenho do bombeamento de fluidos supercríticos. A posição e distância entre os pontos de medição de pressão e temperatura, na sucção e descarga da bomba teste, foram baseadas nas recomendações da ASME PTC 10, a qual é uma norma para testes de desempenho de turbomáquinas que operam com fluidos compressíveis, como compressores centrífugos.

A pressão e temperatura na entrada da bomba teste foram medidas através de um transmissor de pressão absoluta e um sensor de temperatura PT100, respectivamente, instalados na tubulação de sucção que entra no vaso. Por sua vez, a temperatura de descarga e o incremento de pressão (ΔP) da bomba são mensurados por meio de um sensor de temperatura PT100 e um transmissor de

pressão diferencial, respectivamente. Este último sensor, considera como ponto de baixa a tomada de pressão localizada na tubulação de sucção e, como ponto de alta, a tomada de pressão posicionada na tubulação de descarga, como indicado na Figura 25.

Figura 25 – Instrumentação da seção de teste

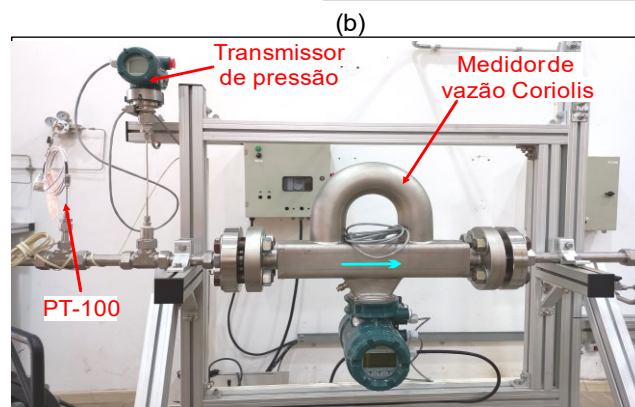
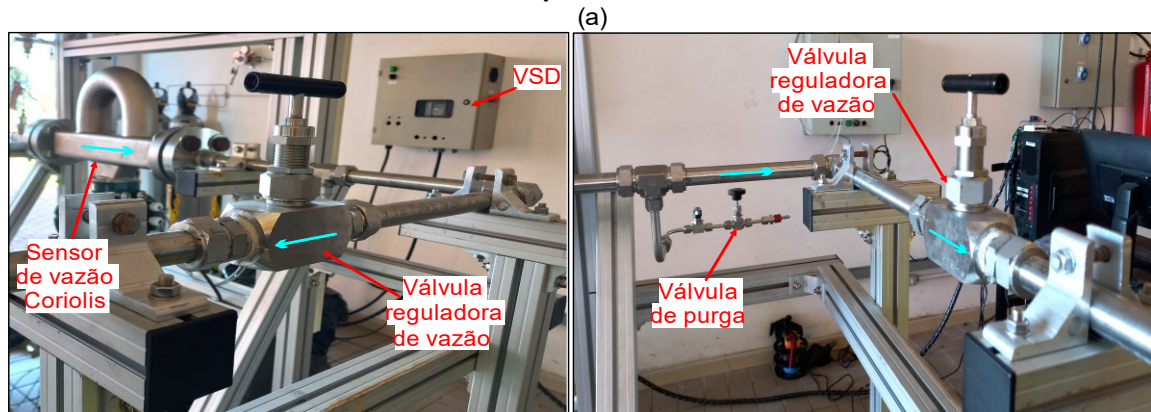


Fonte: Autoria própria (2024)

A incerteza dos transmissores de pressão diferencial e absoluto, incluindo-se o do vaso de pressão, é de 0,055% do fundo de escala. Já as suas faixas de operação são de 0 a 130 bar, para o transmissor de pressão absoluto, e de 0 a 15 bar, para o de pressão diferencial. Por sua vez, os sensores de temperatura PT100 apresentam uma faixa de operação de 0 a 100 °C, com uma incerteza de $\pm 0,03$ °C (a 0 °C) e $\pm 0,12$ °C (a 100 °C). Já o sensor de torque ou torquímetro, instalado no conjunto de bombeamento (ver Figura 23), tem uma incerteza de 0,5%.

A Figura 26 exibe em (a) imagens das válvulas usadas para regular a vazão de operação da bomba teste, e em (b) o sistema de medição de vazão e massa específica. As duas válvulas selecionadas foram do tipo agulha, ambas com acionamento manual. Para regular a vazão do escoamento no circuito principal uma válvula com bitola de 1 polegada foi utilizada, enquanto que a purga de excessos de massa de fluido do circuito foi feita através de uma válvula de $\frac{1}{4}$ de polegada. Assim, com o manuseio simultâneo dessas válvulas e da bomba booster, sempre conectada aos cilindros de gás, foi realizado o ajuste fino das diferentes vazões de operação na qual a bomba centrífuga foi testada.

Figura 26 – (a) Sistema de regulação de vazão; (b) sistema de medição de vazão e massa específica.



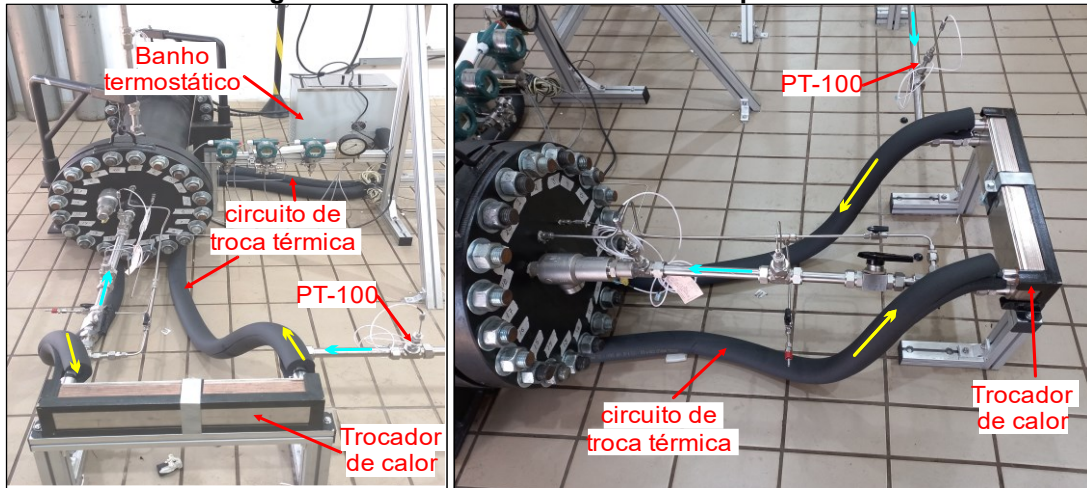
Fonte: Autoria própria (2024)

Para medição da vazão e da massa específica no circuito experimental, um medidor de vazão tipo Coriolis foi utilizado (ver Figura 26 (b)). Esse medidor apresenta uma faixa de vazões que compreende de 0 a 1,8 kg/s, e uma incerteza de 0,1% para líquidos e, 0,5% para gases. Já, no caso da massa específica, sua faixa de operação é de 0 a 5 kg/l, com uma incerteza de até $\pm 0,5$ g/l do valor medido. Para complementar e verificar as medições de massa específica do medidor Coriolis, um transmissor de pressão absoluta e um sensor de temperatura PT100 foram instalados próximos de sua entrada. A faixa de operação e incerteza desses sensores são iguais àsquelas utilizados na seção de testes.

A Figura 27 apresenta imagens do sistema utilizado para controlar e manter estável a temperatura na sucção da bomba teste durante os experimentos. Esse sistema está composto por um trocador de calor instalado próximo da entrada da bomba teste e um banho termostático com circulação externa. O trocador de calor usado é do tipo placas brasado, com um arranjo em contrafluxo. Esse equipamento consegue operar em pressões de até 140 bar e têm capacidade para trocar calor entre 1,83 e 13,99 kW. Por sua vez, o banho termostático, com cuba de 18 litros, tem a

capacidade de resfriamento de 2700 BTU/h a 0 °C (792 W) e opera entre -10 e 100 °C, com uma resolução de 0,1 °C. Como fluido de trabalho do banho termostático, utilizou-se misturas de água com etileno glicol (MEG).

Figura 27 – Sistema de controle de temperatura.

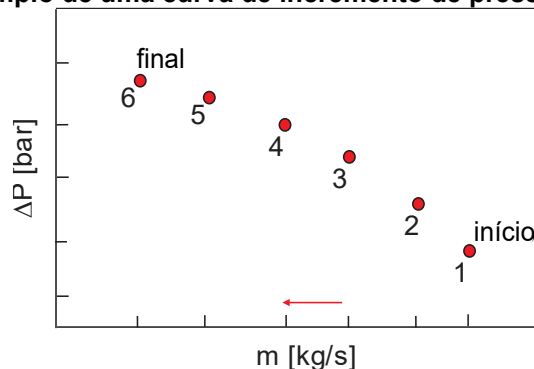


Fonte: Autoria própria (2024)

3.5 Procedimento das medições experimentais

A Figura 28 mostra um esquema ilustrativo da sequência seguida durante o levantamento experimental das curvas de desempenho da bomba operando com fluidos supercríticos. O ponto 1 representa a maior vazão de teste e o início do levantamento de uma determinada curva. Por sua vez, o ponto 6 representa a mínima vazão de teste e o fim do levantamento da curva. Vale ressaltar que durante o levantamento de uma certa curva, a velocidade de rotação, a pressão de sucção e a temperatura de sucção são mantidas fixas.

Figura 28 – Esquema da sequência seguida durante o levantamento experimental das curvas de desempenho. Exemplo de uma curva de incremento de pressão em função da vazão.



Fonte: Autoria própria (2024)

Na sequência, apresenta-se uma descrição geral do procedimento seguido para realização dos testes experimentais com CO₂ supercrítico:

- I. Remove-se a umidade e impurezas do interior do circuito experimental através de uma bomba de vácuo.
- II. Verifica-se que todas as válvulas do circuito experimental estejam totalmente abertas, menos as de purga, e aciona-se a bomba booster para pressurizar o circuito até uma pressão intermediária (30 bar), para evitar a condensação do fluido de trabalho.
- III. Aciona-se a bomba teste através de seu inversor de frequência, para operar a uma velocidade de rotação baixa (30 Hz). Simultaneamente, liga-se o sistema de controle de temperatura, ajustando-se sua operação a uma temperatura que ajude a evitar a condensação.
- IV. Retoma-se a pressurização e o aumento da temperatura no circuito até atingir a primeira condição de teste da bomba (ponto 1 da Figura 28). Nesse período, incrementa-se, também, gradativamente, a velocidade de rotação da bomba teste até alcançar a rotação de medição.
- V. Após atingir a condições de teste (ponto 1), desliga-se a bomba booster e aguarda-se que o escoamento no circuito experimental atinja o regime permanente.
- VI. Através do programa LabView®, inicia-se a coleta de dados experimentais de vazão, pressão, temperatura, sinais do VSD e outras variáveis de interesse, durante um período de 120 segundos.
- VII. Para alcançar a seguinte condição de teste da bomba (ponto 2), restringe-se parcialmente o escoamento através da válvula agulha reguladora de vazão, e verifica-se se a pressão e temperatura de sucção se mantiveram fixas. Caso contrário, reajusta-se esses parâmetros através do manuseio em conjunto da válvula agulha de purga de 1/4", o banho termostático e a bomba booster.
- VIII. Repetem-se os passos de v a vii até cobrir os pontos de operação restantes (pontos de 3 a 6) necessários para a construção das curvas de desempenho.

Posteriormente, todos os dados coletados experimentalmente são processados e utilizados para avaliar o desempenho da bomba teste operando com

CO₂ supercrítico, bem como verificar o potencial de uma bomba centrífuga para operar com fluidos supercríticos.

3.6 Grade de testes

A Tabela 2 apresenta a grade de testes utilizada como referência para o desenvolvimento dos testes experimentais. Como já discutido, foram realizados testes com água e o com CO₂ no estado supercrítico. Os testes com água foram realizados em condições ambiente, considerando quatro velocidades de rotação, 1500, 2500, 3480, e 4500 rpm, em uma faixa de vazões compreendida entre $0,2 \cdot Q_{BEP}$ e $1,7 \cdot Q_{BEP}$, onde Q_{BEP} é a vazão do ponto de melhor eficiência.

Tabela 2 – Grade de testes experimentais para a bomba centrífuga.		
Fluido de trabalho	Condições termodinâmicas na sucção da bomba	Condições operacionais de teste
Água	Condições ambiente	$0,2 \cdot Q_{BEP} - 1,7 \cdot Q_{BEP}$
		1500 rpm - 4500 rpm
CO ₂	75 bar e 35 °C ($\rho=272,97 \text{ kg/m}^3$)	$0,3 \cdot Q_{BEP} - 1,4 \cdot Q_{BEP}$
		3604 rpm e 3955 rpm
	78 bar e 45 °C ($\rho=227,49 \text{ kg/m}^3$)	$0,3 \cdot Q_{BEP} - 1,4 \cdot Q_{BEP}$
		3604 rpm e 3955 rpm
	85 bar e 35 °C ($\rho=612,12 \text{ kg/m}^3$)	$0,3 \cdot Q_{BEP} - 1,4 \cdot Q_{BEP}$
		3604 rpm

Fonte: Autoria própria (2024)

Por sua vez, os testes com CO₂ supercrítico foram realizados em três cenários distintos, cada um com uma combinação específica de pressão e temperatura na sucção da bomba. Todas as condições na sucção foram mantidas acima do ponto crítico para evitar a formação de fases distintas e prevenir a cavitação.

Em todos os cenários, a faixa de vazões de operação testada foi de $0,3 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$, enquanto que as velocidades de rotação consideradas foram de 3604 e 3955 rpm. Devido às limitações no circuito experimental, não foi possível atingir rotações acima de 3955 rpm, uma vez que nessas condições a integridade do motor e da bomba eram comprometidas.

A escolha dos três cenários de CO₂ supercrítico foi baseado em três propósitos: (i) avaliar o desempenho da bomba teste operando em condições próximas do ponto crítico (75 bar e 35°C); (ii) tentar obter experimentalmente o maior incremento de temperatura (78 bar e 45°C), pois essa condição apresentou o menor

calor específico isobárico e o maior coeficiente de Joule – Thomson em relação às outras condições; e (iii) analisar como o aumento da massa específica de um fluido supercrítico impacta no comportamento da bomba, já que a massa específica do último cenário (85 bar e 35 °C) foi de aproximadamente 2,7 vezes maior do que dos outros dois cenários.

A propagação de incertezas das medições, relacionadas com a metodologia experimental e a incerteza dos instrumentos de medição, foi calculada seguindo as recomendações e procedimentos indicados na norma do Inmetro (2008). Nessa norma, uma das propostas para avaliar a incerteza expandida, δ_{exp} , de uma medição é dada por:

$$\delta_{exp} = \pm k_{t95} \cdot \sqrt{\sigma_{exp}^2 + \delta_{med}^2} \quad (1)$$

onde, δ_{med} é a incerteza própria do medidor usado na medida, σ_{exp} é o desvio padrão das medições, e k_{t95} é o fator de abrangência “*t-student*”, o qual fornece um intervalo com um nível de confiança de 95%, para um determinado número efetivo de medidas realizadas (INMETRO, 2008).

4 METODOLOGIA MATEMÁTICA E NUMÉRICA

A seguir, apresenta-se a metodologia matemática e numérica utilizada para modelar e avaliar o comportamento de uma bomba centrífuga operando com um fluido supercrítico através de dinâmica de fluidos computacional.

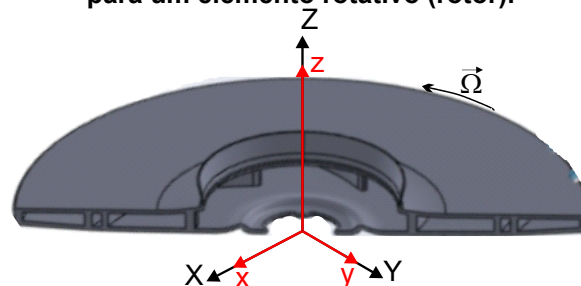
Na primeira parte, apresentam-se as equações de transporte governantes do problema. Na sequência, discute-se a respeito da metodologia usada para resolver numericamente as equações governantes do problema em CFD. Por fim, na última parte, apresenta-se a metodologia utilizada para calcular a variação das propriedades termo-físicas do fluido durante as simulações numéricas do bombeamento dos fluidos supercríticos.

4.1 Equações governantes do problema

Uma vez que os fluidos supercríticos considerados neste estudo são substâncias pura ou misturas de gases miscíveis, e as condições simuladas estão sempre dentro da região supercrítica (sem mudança de fase), o bombeamento desses fluidos é assumido como um escoamento monofásico no interior de uma turbomáquina.

Para escoamentos em turbomáquinas, o primeiro passo consiste em se adotar um sistema de referência adequado, o qual, como indicado na Figura 29, pode ser um referencial inercial (X, Y, Z), ou um referencial não-inercial (x, y, z). Esse último é o sistema de referência assumido neste estudo. Ademais, considera-se o escoamento como turbulento, newtoniano, compressível e com transferência de calor.

Figura 29 – Sistemas de referência inercial ou estático (XYZ) e não inercial ou rotativo (xyz) para um elemento rotativo (rotor).



Fonte: Autoria própria (2024)

Adotando-se o conceito de médias de Reynolds, a hipótese de Boussinesq para modelar a turbulência (WILCOX, 1998) e as demais considerações acima, o

sistema resultante de equações governantes do problema é conformado pelas equações da conservação da massa, Eq. (2), da quantidade de movimento, Eq. (3), e da energia total, Eq. (4), as quais, para um sistema não inercial, têm a seguinte forma genérica:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz}) = 0 \quad (2)$$

$$\frac{\partial \rho \vec{V}_{xyz}}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} \vec{V}_{xyz}) = -\nabla P + \nabla \cdot (\tau_{eff}) - 2\rho \cdot (\vec{\Omega} \times \vec{V}_{xyz}) - \rho \cdot \vec{\Omega} \times (\vec{\Omega} \times \vec{r}) \quad (3)$$

$$\frac{\partial \rho h_{tot}}{\partial t} - \frac{\partial P}{\partial t} + \nabla \cdot (\rho \vec{V}_{xyz} h_{tot}) = \nabla \cdot (k \nabla T) + \nabla \cdot (\vec{V}_{xyz} \cdot \tau_{eff}) + S_E \quad (4)$$

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 não-inercial, $\vec{\Omega}$ é o vetor velocidade angular, τ_{eff} é o tensor efetivo, $\vec{r}$ é o vetor posição de uma partícula fluida, $h_{tot} = h + V_{xyz}^2/2$ é a entalpia total, h é a entalpia estática, k é a condutividade térmica, T é a temperatura e S_E é um termo fonte que contempla a geração interna de calor e outras fontes de energia como a do trabalho viscoso. Os dois últimos termos da Eq. (3) representam os efeitos Coriolis e centrífugo, respectivamente, e são consequência da adoção de um referencial não-inercial.

O tensor efetivo, $\tau_{eff} = \mu_{eff} \nabla \vec{V}_{xyz}$, contempla os efeitos laminar e turbulento do escoamento através da definição de uma viscosidade efetiva, $\mu_{eff} = \mu + \mu_t$, a qual é definida como a soma das viscosidades molecular, μ , e turbulenta, μ_t . A primeira é uma propriedade do fluido, enquanto a segunda surge do procedimento de médias de Reynolds e da hipótese de Boussinesq. Essa última está relacionada às tensões adicionais geradas pelas flutuações do campo de velocidades (Pope, 2000), sendo normalmente calculada através de modelos.

4.1.1 Modelagem da turbulência

Existem vários modelos de turbulência (que não são foco deste estudo) disponíveis para simular o escoamento dentro de uma bomba centrífuga. Contudo, nem todos eles são adequados. Por exemplo, o modelo padrão $\kappa - \varepsilon$, amplamente utilizado em engenharia, tem limitações na representação de regiões de separação e

escoamentos rotacionais. Por outro lado, simulações diretas ou de grandes escalas (LES) são ainda computacionalmente custosas. Nesse sentido, a escolha comum é o modelo $\kappa - \omega$ SST (MENTER, 1994), que se destaca na descrição adequada de escoamentos em paredes, no tratamento de regiões de separação de escoamento (que ocorrem em condições de carga parcial) e sua robustez numérica.

Em linhas gerais, esse modelo usa uma formulação especial para a viscosidade turbulenta, e é basicamente a combinação dos modelos de turbulência $\kappa - \varepsilon$ padrão e $\kappa - \omega$ de Wilcox (1998), o que lhe permite aproveitar as vantagens do modelo $\kappa - \omega$ em regiões próximas às paredes e a robustez do modelo $\kappa - \varepsilon$ em regiões fora da camada limite turbulenta. Maiores detalhes ao respeito desse modelo podem ser encontrados no estudos de Menter (1994) e Stel (2019).

Além disso, estudos realizados por Stel et al. (2015) e Tian et al. (2018) mostraram que o modelo $\kappa - \omega$ SST tem um desempenho superior ao de outros modelos em simulações de bombas centrífugas e compressores, respetivamente. Ainda, esse modelo de turbulência é frequentemente utilizado na simulação de turbomáquinas que operam com fluidos supercríticos (KIM *et al.*, 2014; AMELI *et al.*, 2018). Assim, levando em conta esses fatores, o modelo $\kappa - \omega$ SST foi escolhido para as simulações do presente estudo.

4.2 Solução numérica

A solução numérica do sistema de equações governantes do problema foi feita usando a metodologia de volumes finitos baseada em elementos, implementada no programa de dinâmica dos fluidos computacional (CFD) ANSYS® CFX®. Em linhas gerais, essa metodologia consiste em dividir o domínio de interesse em pequenas sub-regiões chamadas de volumes de controle finitos (malha numérica), sobre as quais as equações governantes são discretizadas, integradas, linearizadas e resolvidas iterativamente. Mais detalhes sobre a metodologia de volumes finitos, discretização, linearização de termos fonte, abordagem dos termos de advectivos, entre outras questões numéricas podem ser encontradas em ANSYS (2024), Patankar (1980), Yeou e Tu (2010), Stel (2019), entre outros.

Para aplicações em turbomáquinas, o programa ANSYS® CFX® resolve o escoamento usando a metodologia de múltiplos sistemas de referência (MRF), onde cada um dos componentes da bomba (rotativos e estáticos) são considerados como

domínios numéricos independentes e conectados por interfaces. Em situações em que as interfaces entre as malhas de dois domínios numéricos são desconexas ou não são corretamente sobrepostas, o programa usa algoritmos de interpolação, como o GGI (*General Grid Interface*) e o *pitch change*, para garantir que a transferência de informação entre os domínios seja coerente e a conservação dos fluxos alcançada. Discussões mais detalhadas a respeito podem ser encontrados em ANSYS (2020) e Stel (2019).

Outra questão fundamental na solução numérica do problema foi como resolver o movimento rotativo, uma vez que o programa oferece soluções em regime permanente ou transiente. As soluções em permanente são feitas usando o modelo *Frozen-Rotor*, no qual o domínio rotativo é mantido parado, enquanto seu sistema de coordenadas gira. Já no caso transiente é usado o modelo *Transient Rotor-Stator*, onde para cada passo de tempo o domínio rotativo se desloca em incrementos azimutais em relação aos domínios estáticos.

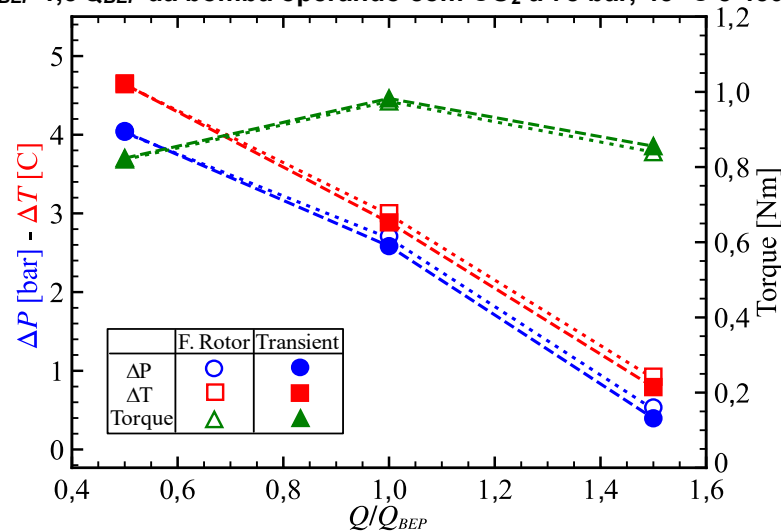
A escolha entre ambos os modelos depende do tipo de solução requerida. Por exemplo, o modelo *Frozen-Rotor* fornece soluções mais rápidas e satisfatórias na maioria dos casos, mas apresenta limitações para capturar as interações entre domínios quando a posição relativa entre os elementos estáticos e rotativos afetam significativamente o escoamento. Por outro lado, o modelo transiente oferece soluções mais precisas quanto à interação entre domínios rotativos e estáticos, mas demanda um elevado custo computacional, que em alguns casos é muito mais do que o dobro daquele requerido pelo modelo estacionário.

Neste estudo os resultados de ambos os modelos foram comparados. A Figura 30 apresenta os resultados de pressão, temperatura e torque obtidos com os modelos *Frozen-Rotor* e *Transient Rotor-Stator* para três vazões correspondente a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $1,0 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$ da bomba operando com CO_2 a 78 bar, 45°C e 4500 rpm. As simulações transientes foram realizadas considerando-se 20 revoluções do rotor, com 72 passos de tempo por revolução. Ou seja, foram assumidos 12 passos de tempo por passagem da pá em um canal do rotor, o que equivale a um deslocamento angular de 5° por passo de tempo.

Observa-se que existe uma boa concordância entre os resultados obtidos com ambas as abordagens. Isso sugere que, para o presente estudo, o uso do modelo transiente não traz vantagens significativas em relação ao modelo *Frozen-Rotor*. Isso é explicado pelas grandes folgas existente entre o rotor, a câmara e o indutor (como

será mostrado mais tarde), as quais atenuam os efeitos transitórios nos resultados globais, como no caso do incremento de pressão e de temperatura do escoamento na bomba. Uma vez que as simulações em regime estacionário consomem 1/3 do tempo das simulações transientes (ou até menos), o modelo *Frozen-Rotor* foi adotado neste estudo.

Figura 30 – Resultados numéricos de pressão, temperatura e torque obtidos usando os modelos *Frozen-Rotor* e *Transient Rotor-Stator* para três vazões correspondentes a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $0,1 \cdot Q_{BEP}$ $1,5 \cdot Q_{BEP}$ da bomba operando com CO_2 a 78 bar, 45 °C e 4500 rpm.



Fonte: Autoria própria (2024)

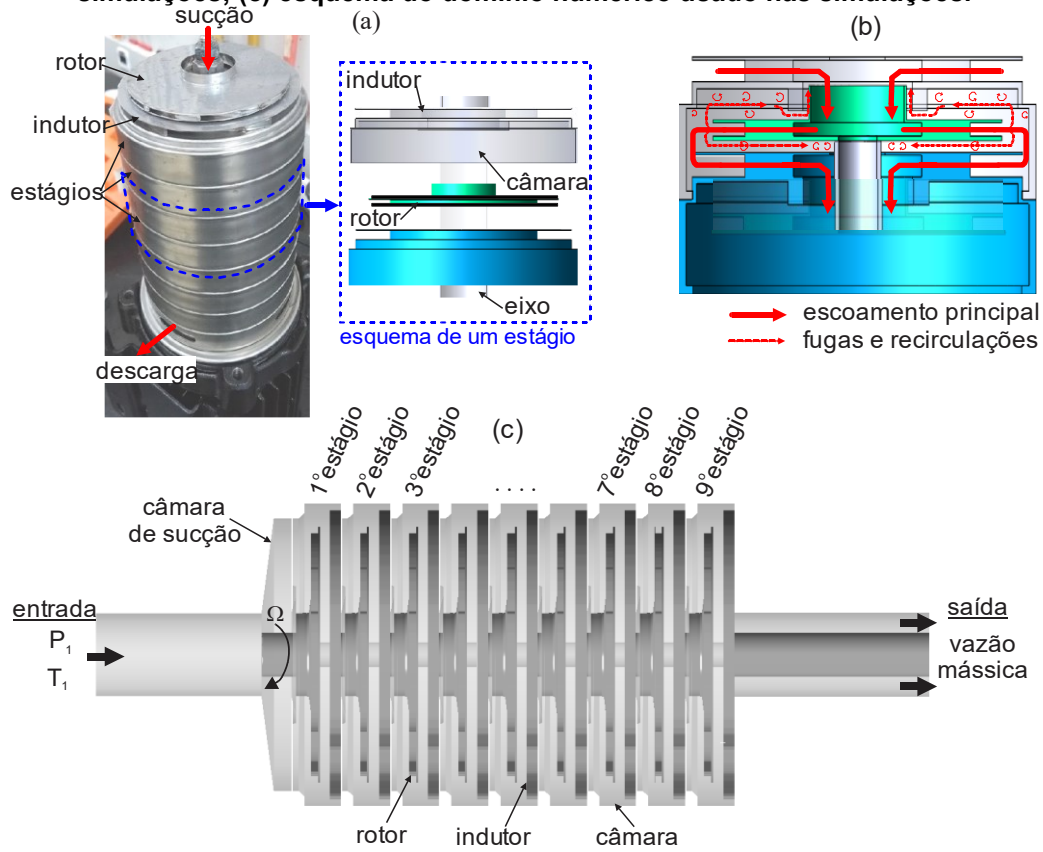
O critério de convergência adotado nas simulações foi baseado na minimização da raiz média quadrada (*Root Mean Square* – RMS) dos resíduos normalizados das equações de conservação para um nível menor que 10^{-5} , como recomendado pela ANSYS (2024). Entretanto, diversas quantidades globais foram monitoradas durante a simulação, como o torque e o ganho de entalpia total em cada estágio da bomba, para garantir que as simulações fossem encerradas quando esses valores também houvessem atingido a convergência.

4.2.1 Domínio numérico e condições de contorno

O domínio numérico usado nas simulações do presente estudo é baseado na geometria da bomba teste apresentada anteriormente. A Figura 31 mostra em (a) a geometria da bomba teste, destacando os principais componentes de um estágio; em (b) a representação dos caminhos seguido pelo escoamento dentro dos estágios; e em (c) o esquema do domínio numérico de solução. O domínio de solução foi montado de acordo com o esquema de múltiplos sistema de referência (MRF) e assume os

nove estágios da bomba teste, onde cada estágio é composto por um rotor fechado, um indutor e uma câmara.

Figura 31 – (a) Imagem da geometria da bomba teste com indicação dos principais componentes de um estágio; (b) representação do caminho seguido pelo escoamento nas simulações; (c) esquema do domínio numérico usado nas simulações.



Devido a sua geometria complicada, as seções de sucção e descarga da bomba foram simplificadas no domínio numérico por tubos retos e circulares, com comprimento suficiente (5 vezes o diâmetro hidráulico) para minimizar a influência das condições de entrada e saída no desempenho do primeiro e último estágio, respectivamente. Além disso, para aumentar a precisão do modelo, o domínio de solução também considera as fugas e recirculações entre as folgas do rotor, a câmara e o indutor, que são também esquematizadas da figura.

Em cada cenário simulado, para uma determinada velocidade de rotação, a pressão e temperatura de trabalho foram especificadas e mantidas fixas na entrada do domínio, junto com a especificação de um nível de turbulência de 5% (ANSYS, 2024). Já na saída do domínio, a vazão mássica correspondente a um ponto específico da curva de desempenho foi imposta. Sobre as paredes do domínio

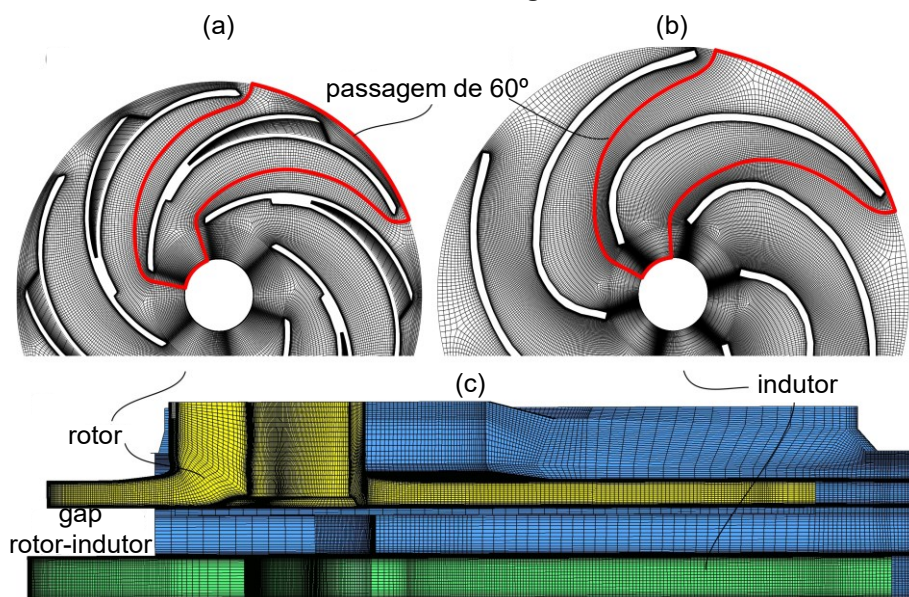
numérico, adotou-se a condição de não deslizamento e adiabática, considerando que a transferência de calor na carcaça da bomba é insignificante em comparação ao trabalho realizado no eixo.

Devido a que o rotor e o indutor dos estágios da bomba possuem seis pás e exibem periodicidade azimutal, foi considerado nas simulações apenas 1/6 da extensão azimutal total do domínio numérico ($360^\circ/6=60^\circ$). Essa abordagem é complementada pela aplicação da condição de periodicidade rotacional nas laterais do domínio (ANSYS, 2024). Com isso, foi possível reduzir de forma considerável o tempo computacional em relação a um modelo que considere todos os 360° do domínio de solução, sem prejuízo nos resultados.

4.2.2 Malha numérica

A Figura 32 mostra a malha numérica adotada para um estágio da bomba teste, a qual posteriormente foi usada para montar os nove estágios. Em (a) e (b) são exibidas as malhas do rotor e do indutor, respectivamente, nas quais são indicadas com linhas em vermelho a seção de 60° usada nas simulações, e em (c) mostra-se a vista lateral da malha da seção 60° em um estágio (rotor-indutor).

Figura 32 – Malha numérica de um estágio da bomba: (a) rotor; (b) indutor; (c) vista lateral de 60° de um estágio.



Fonte: Autoria própria (2024)

A malha foi construída usando os programas ANSYS® ICEM CFD™ e ANSYS® TurboGrid® e é completamente composta por elementos hexaédricos

ajustados ao corpo. Adjacente às paredes a malha possui um maior refinamento, principalmente no rotor, indutor e pás, onde o parâmetro y^+ foi mantido próximo de 1 para as simulações com água. Porém, como em simulações de bombas não é possível garantir que o y^+ permaneça próximo de 1 em todas as paredes, utiliza-se um tratamento automático que combina a formulação de baixo Reynolds perto das paredes com funções de parede que dependem do refinamento local, conforme descrito em ANSYS (2024).

Como parte da metodologia numérica, foi realizado um teste de sensibilidade de malha considerando-se apenas um estágio da bomba operando com água a 3480 rpm, e com vazões correspondentes a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $1,0 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$. Esse teste foi feito usando oito níveis de malha, com um número total de elementos que variou entre 0,096 (M1) a 7,947 (M8) milhões, como mostrado na Tabela 3. Os tamanhos de malha foram selecionados para garantir que a M4 fosse no mínimo duas vezes mais fina que a M1, em cada direção. Critério similar foi adotado entre a malha mais fina M8 e a M4. Desse modo, a malha com o refinamento ideal deveria ficar entre M4 e M8.

Tabela 3 – Número de elementos das malhas usadas na análise de sensibilidade de malha.

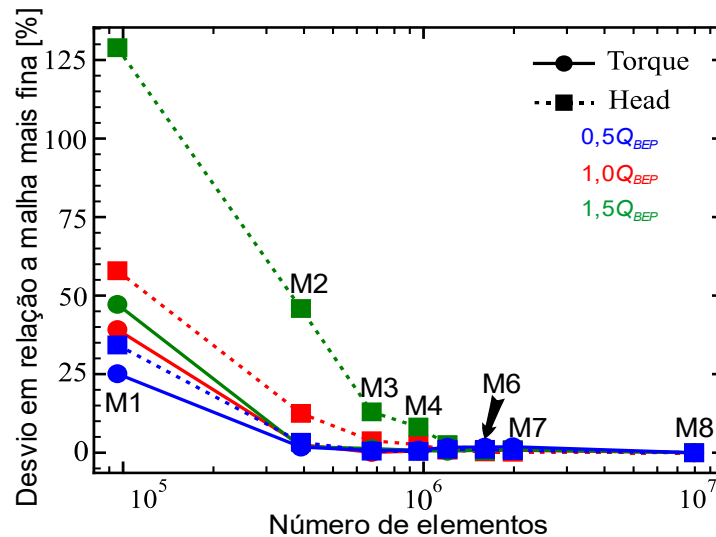
Malha	M1	M2	M3	M4	M5	M6	M7	M8
Número de elementos	95777	391046	672093	961299	1201768	1600090	1982211	7946907

Fonte: Autoria própria (2024)

Para verificar a sensibilidade dos resultados ao refinamento das malhas, dados de desempenho global foram usados. Assim, na Figura 33 são mostrados os desvios no *head* e torque calculados para cada uma das malhas em relação à mais fina (M8), do estágio da bomba operando nas condições já indicadas. Observa-se que o torque é o parâmetro que apresenta uma menor sensibilidade ao refinamento da malha, sendo que a partir da malha M3 os desvios obtidos foram menores a 1,5%.

No caso do *head*, desvios inferiores a 1% foram alcançados só a partir da malha M6. Com a malha M5 também foram obtidos desvio inferiores a 1% na maioria dos casos, contudo, na vazão de $1,5 \cdot Q_{BEP}$ o desvio aumentou para 2,6%. Por sua vez, a malha M7 mostrou desvios similares a M6, porém, demandou um maior tempo computacional. Deste modo, considerando o equilíbrio entre precisão e custo computacional, a malha M6 foi considerada para as simulações numéricas do presente estudo.

Figura 33 – Desvios no *head* e torque de cada malha em relação à malha mais refinada (M8), considerando-se um estágio da bomba operando com água a 3480 rpm, nas vazões correspondentes a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $1,0 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$.



Fonte: Autoria própria (2024)

4.3 Avaliação das propriedades termo-físicas dos fluidos supercríticos

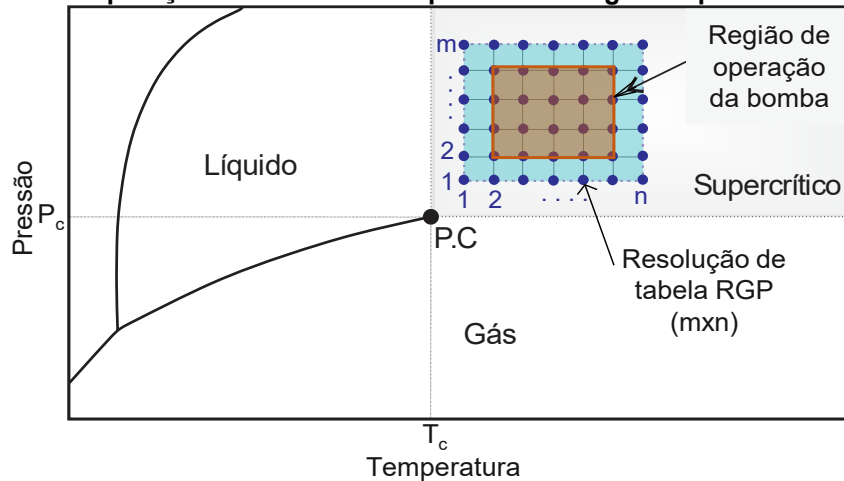
Para avaliar as propriedades termo-físicas dos fluidos supercríticos durante o processo de bombeamento, é necessário utilizar uma equação de estado adequada. No entanto, implementar ou usar equações de estado diretamente dentro do simulador numérico pode ser computacionalmente caro (SHAO *et al.*, 2021) e gerar problemas de convergência, particularmente, em condições próximas do ponto crítico (Ameli, 2018). Uma alternativa mais eficiente consiste em construir tabelas de propriedades, que abranjam toda a faixa de operação das simulações, sobre as quais, através de interpolações, pode ser calculada a variação das propriedades durante a solução numérica.

No programa ANSYS® CFX®, essas tabelas são estruturadas no formato de tabela termodinâmica de gás real (*Real Gas Properties* – RGP) integradas ao modelo numérico ANSYS (2024). Desse modo, é possível usar dados termodinâmicos obtidos de fontes externas, conseguindo, assim, simulações mais leves e mais estáveis.

De modo geral, uma tabela RGP é implementada considerando-se uma grade de $m \times n$ pontos de pressão e temperatura, respectivamente, abrangendo sempre a região de operação da bomba, como ilustrado na Figura 34. Ela é composta por um conjunto de nove tabelas, correspondentes a nove propriedades diferentes, as quais

são calculadas para cada ponto da grade ($m \times n$). Maiores detalhes a respeito da sintaxe, estrutura e leitura dessas tabelas podem ser encontrados em ANSYS (2024).

Figura 34 – Ilustração da resolução de uma tabela RGP ($m \times n$) abrangendo totalmente a região de operação de uma bomba operando na região supercrítica.



Fonte: Autoria própria (2024)

No presente estudo, as tabelas RGP foram criadas usando uma rotina em Python® e dados termodinâmicos provenientes do programa REFPROP® do NIST®. Este último utiliza várias equações de estado para calcular as propriedades termodinâmicas e de transporte de fluidos puros, bem como um modelo de regra de misturas que incorpora a energia de Helmholtz dos componentes da mistura (EVANS E HUBLE, 2017).

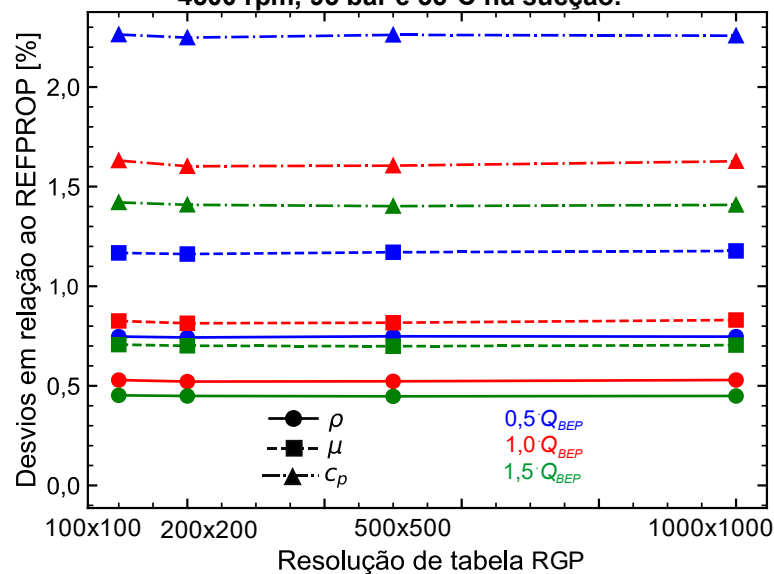
No caso específico do CO₂, o programa REFPROP® calcula suas propriedades com a equação de estado proposta por Span e Wagner (1996), a qual foi desenvolvida especificamente para essa substância e é aplicável para uma região que abrange desde a temperatura do ponto triplo (216,59 K) até 1100 K e pressões de até 800 MPa. Da mesma forma, para outras substâncias puras ou misturas (como o gás natural), o programa usará a abordagem mais adequada para cada caso específico. Por esse motivo, em vários estudos no contexto de fluidos supercríticos, esse programa é considerado uma referência para avaliar as propriedades termo-físicas de uma ampla gama de fluidos de trabalho (MONGE, 2014; AMELI *et al.*, 2018; EVANS E HUBLE, 2017).

Para cada um dos cenários simulados foram geradas tabelas RGP independentes, as quais foram ajustadas em função da pressão e temperatura de sucção de cada cenário. As faixas de pressão, m , e temperatura, n , de cada tabela

foram determinadas estimando-se a pressão e temperatura máximas esperadas em cada cenário e considerando uma margem substancial (ver Figura 34) para evitar a necessidade de extrapolação. Além disso, tomou-se cuidado para garantir que as resoluções das tabelas RGP ($m \times n$) sempre ficassem dentro da região supercrítica, evitando-se sempre regiões bifásicas.

Quanto à resolução das tabelas RGP, quatro níveis de resolução foram analisados, 100x100, 200x200, 500x500 e 1000x1000. Na Figura 35 apresentam-se os desvios na massa específica, viscosidade e calor específico calculados para os quatro níveis de resolução de tabelas em relação aos dados obtidos com o REFPROP® (em condições equivalentes de pressão e temperatura), para o qual foram usados dados numéricos das simulações da bomba operando com CO₂ supercrítico a 4500 rpm, com pressão e temperatura de sucção de 95bar e 35°C, respectivamente, e nas vazões correspondentes a $0,5 \cdot Q_{BEP}$, $1,0 \cdot Q_{BEP}$ e $1,5 \cdot Q_{BEP}$.

Figura 35 – Desvios na massa específica, na viscosidade e no calor específico de cada tabela RGP (com diferentes resoluções) em relação ao REFPROP, para a bomba operando com CO₂, a 4500 rpm, 95 bar e 35°C na sucção.



Fonte: Autoria própria (2024)

De modo geral, nota-se que ao longo de uma determinada vazão de operação, a resolução das tabelas RGP têm influência desprezível na estimativa das propriedades avaliadas, principalmente, acima de uma resolução de 200x200. Por conseguinte, parâmetros de desempenho como o incremento de pressão e a potência também apresentaram pouca sensibilidade à resolução das tabelas. Além disso, observa-se que os maiores desvios obtidos foram na estimativa do calor específico,

especialmente, quando a bomba opera em uma condição de carga parcial acentuada, $0,5 \cdot Q_{BEP}$, onde o maior desvio foi de 2,26% com a tabela de resolução de 100×100 . No caso das outras propriedades, ρ e μ , os desvios máximos também ocorrem na vazão de $0,5 \cdot Q_{BEP}$ e para a tabela com resolução de 100×100 , sendo eles de até 0,75% para a massa específica e 1,18% para a viscosidade.

Uma vez que tabelas com resoluções muito altas tendem aumentar a instabilidade da solução numérica, enquanto que tabelas com resolução muito baixas não proporcionam precisão aceitável (AMELI *et. al.*, 2018; SHAO *et. al.*, 2021), neste estudo foram usadas tabelas RGP com resolução de 200×200 , as quais permitiram obter simulações estáveis e resultados numéricos muito próximos dos que seriam obtidos caso as equações de estado fossem resolvidas diretamente durante as simulações.

4.4 Grade de teste para as simulações

Além dos cenários para água e CO_2 indicados na grade de teste experimental (Tabela 2), sete novos cenários foram considerados para as simulações numéricas, os quais correspondem a diferentes fluidos supercríticos e a condições que não foram possíveis de avaliar experimentalmente. A Tabela 4 mostra os novos cenários assumidos nas simulações, todos no estado supercrítico, com as suas respectivas pressões e temperaturas de sucção e velocidades de rotação.

Tabela 4 – Novos cenários considerados nas simulações numéricas, a fim de complementar os cenários testados experimentalmente.

Cenários adicionais	Fluido de trabalho	Condição de operação
caso_1	CO_2	95bar - 35°C ($\rho = 691,50 \text{ kg/m}^3$) _ 4500 rpm
caso_2	CO_2	78bar - 45°C ($\rho = 227,49 \text{ kg/m}^3$) _ 4500 rpm
caso_3	CO_2	150bar - 35°C ($\rho = 815,06 \text{ kg/m}^3$) _ 4500 rpm
caso_4	CO_2	250bar - 35°C ($\rho = 901,23 \text{ kg/m}^3$) _ 4500 rpm
caso_5	Mistura	150bar - 30°C ($\rho = 451,33 \text{ kg/m}^3$) _ 4500 rpm
caso_6	Mistura	150bar - 30°C ($\rho = 451,33 \text{ kg/m}^3$) _ 6000 rpm
caso_7	Argônio	250bar - 15°C ($\rho = 437,27 \text{ kg/m}^3$) _ 4500 rpm

Fonte: Autoria própria (2024)

Entre os novos cenários, foi considerada uma mistura com composição molar rica em CO_2 , como se mostra na Tabela 5. Embora uma forma simplificada seja assumida aqui, ela apresenta uma composição molar e massa específica próxima de misturas específicas encontradas nos campos do pré-sal Brasileiro. Desse modo,

pretendeu-se replicar numericamente condições termodinâmicas análogas às encontrados nesses campos. Segundo o REFPROP®, o ponto crítico dessa mistura corresponde a uma pressão e temperatura crítica de 98,54 bar e 15,3 °C, respectivamente.

Tabela 5 – Composição molar da mistura usada nas simulações numéricas.

Componentes	CO₂	N₂	CH₄	C₂H₆	C₃H₈	C₄H₁₀	C₅H₁₂	C₆H₁₄	C₇H₁₆	C₈H₁₈
Fração molar [%]	56	0,3	32	5	4	0,8	0,3	0,5	0,5	0,6

Fonte: Autoria própria (2024)

O argônio supercrítico também foi incluído nos novos cenários. Embora nenhuma aplicação realista de bombeio seja esperada com essa substância, suas características termodinâmicas a tornam propensa a um aumento de temperatura excepcionalmente alto durante seu bombeamento. Isso faz desse cenário um estudo de caso interessante para avaliar a capacidade do modelo de temperatura proposto neste estudo.

De forma semelhante à metodologia experimental, todas as combinações de pressão e temperatura apresentadas na Tabela 4 foram mantidas acima do ponto crítico dos fluidos simulados, a fim de evitar a formação de fases distintas e prevenir problemas de cavitação.

5 METODOLOGIA PARA ESTIMAR O DESEMPENHO DE BOMBAS CENTRÍFUGAS OPERANDO COM FLUIDOS SUPERCRÍTICOS

Como produto do desenvolvimento deste estudo, é proposta uma metodologia para estimar os principais parâmetros de desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos, abordando o problema a partir de um ponto de vista de desempenho hidrodinâmico, sem levar em consideração questões relacionadas aos aspectos mecânicos dessas turbomáquinas.

A metodologia consiste em usar dados de desempenho já disponíveis para água (ou outro líquido de referência) no catálogo do fabricante, a partir dos quais serão estimadas curvas de aumento de pressão, potência, ganho de temperatura e vazões associadas a esses parâmetros para a bomba centrífuga operando com fluidos supercríticos.

A metodologia proposta se baseia em dois procedimentos importantes: (i) assume-se que as leis de afinidade bem estabelecidas para bombas centrífugas operando com água podem ser estendidas para operações com fluidos supercríticos; e (ii) Desenvolveu-se um modelo algébrico para estimativa do aumento de temperatura do fluido durante o processo de bombeamento. A seguir serão discutidos em detalhe cada um dos procedimentos.

5.1 Aplicação das leis de afinidade de bombas para operações com fluidos supercríticos

De acordo com a teoria convencional de bombas centrífugas, elas são capazes de produzir o mesmo *head* (ou trabalho específico, $\Delta P/\rho$) quando transportam água, mercúrio ou ar (GÜLICH, 2010). Sendo assim, esse mesmo princípio pode ser estendido ao bombeamento de fluidos supercríticos. Portanto, quando as leis de afinidade são aplicadas a uma bomba que manuseia fluidos supercríticos, os resultados devem ser equivalentes àqueles obtidos para água.

Uma maneira de verificar essa hipótese envolve uma análise comparativa entre as curvas de desempenho adimensionais obtidas para fluidos supercríticos e água. Para esse fim, empregou-se a definição de coeficientes adimensionais de bombas, referentes a vazão, ϕ , ao head, ψ , e à potência, Π :

$$\phi = \frac{\dot{m}}{\rho D_2^3 \Omega} \quad (5)$$

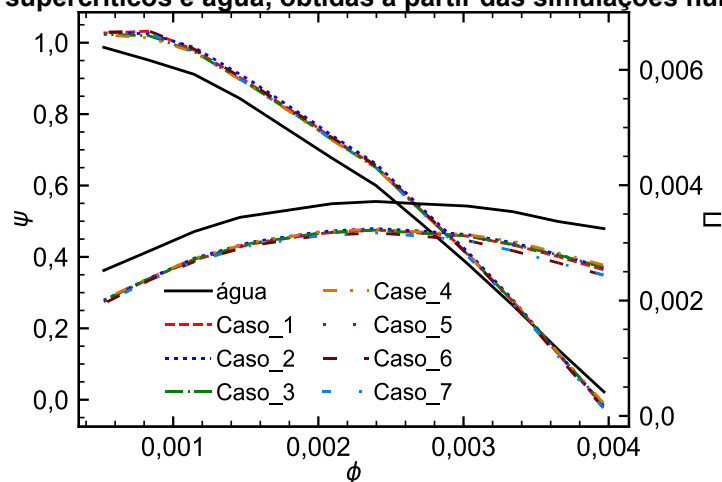
$$\psi = \frac{\Delta P}{\rho D_2^2 \Omega^2} \quad (6)$$

$$\Pi = \frac{\dot{W}_{sh}}{\rho D_2^5 \Omega^3} \quad (7)$$

onde, $\dot{m}$ é a vazão mássica, ΔP é o incremento de pressão, $\dot{W}_{sh}$ é a potência de eixo, Ω é a velocidade angular, D_2 é o diâmetro externo do rotor da bomba e ρ é a massa específica do fluido.

Para a análise adimensional, foram usados dados numéricos obtidos através de simulações em CFD da bomba operando com água a 4500 rpm (*baseline*) e sob as condições dos casos indicados na Tabela 4, os quais abrangem diferentes tipos de fluidos supercríticos e condições operacionais próximas de certos cenários reais. Na Figura 36 são mostradas as curvas dos coeficientes adimensionais de *head*, ψ , e potência, Π , como função do coeficiente de vazão, ϕ , obtidas com os resultados das simulações da bomba centrífuga operando sob as condições já mencionadas.

Figura 36 – Curvas dos coeficientes de *head* (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função de coeficiente de vazão para a bomba centrífuga operando sob diferentes condições de fluidos supercríticos e água, obtidas a partir das simulações numéricas.



Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que em todos os cenários de fluidos supercríticos, todas as curvas dos coeficientes de *head* e potência apresentam uma notável concordância entre elas, sugerindo a existência de similaridade ou afinidade entre os distintos casos de fluidos supercríticos, apesar de ser condições e fluidos bem diferentes. Nota-se também que, embora exista um deslocamento das curvas dos fluidos supercríticos em relação à da água, as tendências entre elas são correspondentes.

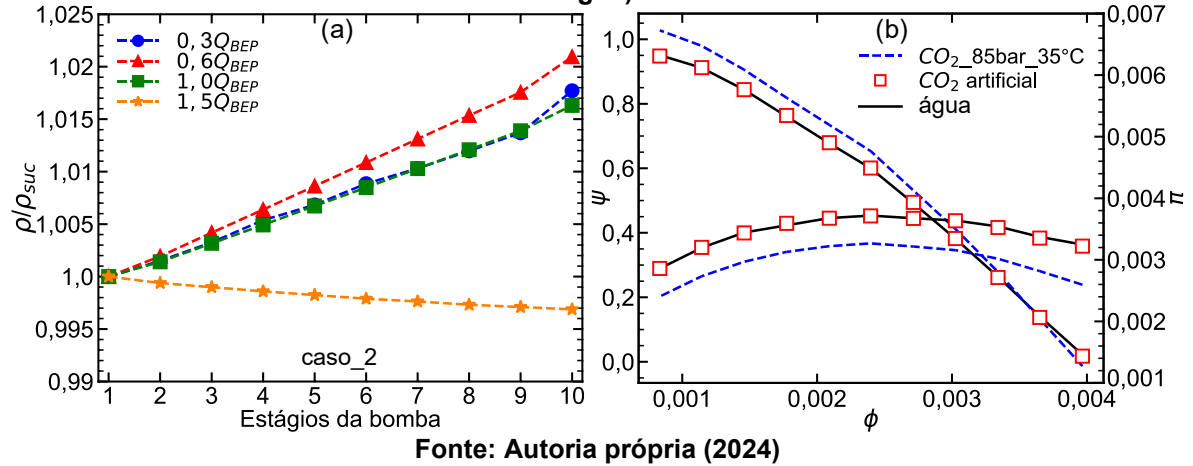
Os desvios médios correspondentes ao deslocamento entre as curvas dos fluidos supercríticos e a da água foram de aproximadamente de 5% para o coeficiente de *head* e menos do que 15% para o de potência. Do ponto de vista conservador, nota-se que esses desvios têm um impacto favorável na bomba, o que pode ser interpretado como uma melhoria no seu desempenho ao operar com fluidos supercríticos em vez de líquidos convencionais. Ou seja, uma bomba centrífuga operando com um fluido supercrítico gerará maior pressão com menor consumo de potência.

Segundo Gülich (2010), o único requisito para atender as leis de afinidade em bombas centrífugas é que os números de Euler, $Eu = 2\Delta P / \rho U^2$, dos cenários avaliados, sejam equivalentes. Assim, substituindo-se a componente tangencial da velocidade, U , pelo produto de ' $D \cdot \Omega$ ', o número de Euler é praticamente igual ao coeficiente de *head*, ψ , definido na Eq. (6). Portanto, levando-se em conta o comportamento entre as curvas do coeficiente de *head* da água e dos fluidos supercríticos, bem como os desvios relativamente pequenos entre elas (menores a 5%), assume-se que a semelhança é alcançada e que as leis de afinidade comuns de bombas tradicionalmente usadas para líquidos podem ser estendidas para fluidos supercríticos.

Para compreender algumas das causas por trás dos desvios observados na Figura 36, avaliou-se a influência da massa específica e a viscosidade cinemática nas curvas de desempenho da bomba, uma vez que os fluidos supercríticos simulados exibiram massas específicas e viscosidades cinemáticas de até 4,5 e 12 vezes menores do que a água, respectivamente. Além disso, a geração de pressão e consumo de potência são diretamente influenciadas por essas propriedades.

A Figura 37 mostra em (a) a razão de massas específicas entre cada estágio e a de sucção da bomba ao longo de seus nove estágios (eixo-x), onde o ponto 1 é a entrada do primeiro estágio e o ponto 10 é a saída do nono estágio, considerando quatro vazões de operação. Por sua vez, em (b) comparam-se as curvas dos coeficientes de *head* e potência da bomba operando com três fluidos diferentes, (i) água, (ii) CO₂ supercrítico a 85 bar e 35 °C; e (iii) um fluido artificial configurado para corresponder exatamente as propriedades termo-físicas de (ii), exeto pela viscosidade cinemática, que foi equivalente à da água.

Figura 37 – (a) Razão entre as massas específicas de cada um dos estágio e a de sucção da bomba ao longo de seus nove estágios, para as vazões correspondentes a $0,3 Q_{BEP}$, $0,6 Q_{BEP}$, $1,0 Q_{BEP}$ e $1,5 Q_{BEP}$ do caos_2; (b) Curvas do coeficiente de Head (ψ) e potência (Π), em função do coeficiente de vazão, da bomba operando com três fluidos diferentes, água, CO₂ a 85 bar e 35°C, e um CO₂ supercrítico artificial (com viscosidade cinemática equivalente à da água)



Observa-se que apesar da notável compressibilidade dos fluidos supercríticos em relação aos líquidos, sua massa específica varia ligeiramente ao longo dos nove estágios da bomba, sendo que no pior dos cenários (caso_2, com $\rho = 227 \text{ kg/m}^3$) o maior desvio calculado entre a massa específica de descarga e a de sucção foi de 2,1%. Isso indica que os coeficientes de *head* e potência podem ser corretamente estimados usando apenas a massa específica de sucção e que eles são minimamente afetados quando diferentes magnitudes de massas específicas (de 227 a 901 kg/m³) são usadas no seu cálculo, como indicado na Figura 36. Portanto, dentro dos casos simulados, a massa específica terá quase nenhum efeito nos desvios observados.

Por outro lado, quando a viscosidade cinemática dos fluidos supercríticos é aumentada até o ponto de se tornar equivalente à da água, como no caso do CO₂ supercrítico artificial da Figura 37, os desvios entre as curvas desse fluido artificial e a da água se tornam insignificantes. Consequentemente, pode-se argumentar que os desvios observados na Figura 36 podem, de fato, ser atribuídos à diferença na viscosidade cinemática entre os fluidos supercríticos e a água. Assim, a baixa viscosidade dos fluidos supercríticos faz com que as bombas centrífugas apresentem um melhor desempenho, em termos de *head* e eficiência, do que quando operam com água.

5.2 Modelo algébrico para estimativa do aumento de temperatura do fluido de trabalho bombeado

Diferentemente do bombeamento convencional de líquidos de baixa viscosidade, a temperatura de descarga desempenhará um papel importante no projeto de sistemas de bombeamento que lidam com fluidos compressíveis, como os fluidos supercríticos. Vários aspectos técnicos relacionados ao projeto desses sistemas, incluindo-se a seleção de trocadores de calor e a própria caracterização do desempenho da bomba centrífuga, dependem do conhecimento dessa temperatura. No entanto, na grande maioria dos casos, a temperatura de descarga é mais um parâmetro desconhecido a ser calculado.

Embora na literatura de compressores existem certas propostas para estimar a temperatura de descarga, uma parte delas se limitam a turbomáquinas de estágio único, como é o caso dos modelos isentrópicos, os quais tendem a subestimar a temperatura de descarga (e outros parâmetros de desempenho) quando aplicados a turbomáquinas de múltiplos estágios. Por outro lado, os modelos politrópicos (MALLIN E SAVILLE, 1977; SANDBERG E COLBY, 2013; EVANS E HUBLE, 2017; TAHER E EVANS, 2021; etc.) dependem de muitos parâmetros que, normalmente, são dependentes da própria temperatura de descarga, a qual é estimada através de cálculos iterativos ou integração numérica.

Por esses motivos, desenvolveu-se um modelo algébrico fisicamente consistente, que permite estimar de forma prática o aumento da temperatura do fluido durante o processo de bombeamento, sem a necessidade de integrações numéricas, interpolações ou qualquer outro método que exija algum tipo de programação complexa.

O primeiro passo no desenvolvimento do modelo de temperatura foi encontrar uma relação genérica ou equivalência entre as condições de operação da bomba centrífuga e as propriedades termo-físicas dos fluidos de trabalho. Para isso, abordou-se o problema através da forma integral da primeira lei da termodinâmica aplicada a um volume de controle que envolve a bomba centrífuga, pressupondo-se que: (i) a bomba opera em regime permanente; (ii) a perda de calor através das paredes da bomba é inferior do que a energia transferida da bomba para o fluido (processo adiabático); (iii) termos gravitacionais são desprezíveis; e (iv) o trabalho de eixo é dominante em relação a outros tipos de trabalho.

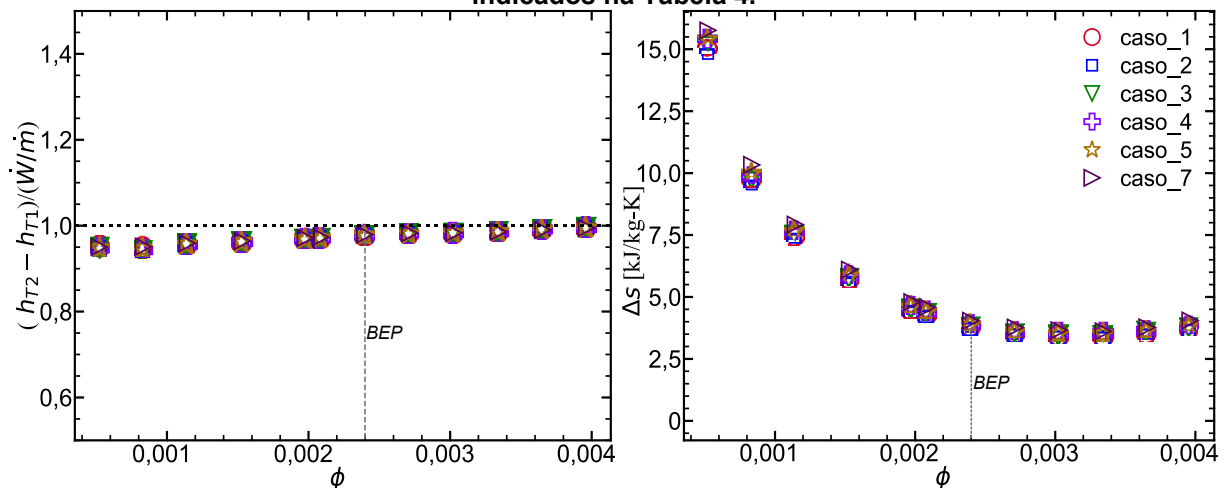
Levando-se em conta as premissas acima, a forma integral da primeira lei da termodinâmica para o problema se reduz à Eq. (8), a qual indica que o trabalho mecânico específico no eixo da bomba é completamente convertido em energia total do fluido de trabalho na forma de um aumento de sua entalpia total:

$$\frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{m}} = (h_{T2} - h_{T1}) \quad (8)$$

sendo $\dot{W}_{sh}$ a potência na ponta do eixo que entra na bomba e no volume do controle, $\dot{m}$ a vazão mássica, $h_T = h + V^2/2$ é a entalpia total do fluido, h e V são a entalpia estática e a velocidade, respectivamente. Por sua vez, os subscritos 1 e 2 representam as condições na sucção e descarga da bomba, respectivamente.

Para que a relação de equivalência mostrada na Eq. (8) seja válida, a razão entre o ganho de entalpia total do fluido e a potência específica do eixo deve ser próxima da unidade. Para verificar isso, na Figura 38 são plotados o comportamento dessa razão, $(h_{T2} - h_{T1})/(\dot{W}_{sh}/\dot{m})$, e do aumento de entropia do fluido, Δs , ambos em função do coeficiente de vazão, considerando-se os resultados numéricos obtidos com os casos da Tabela 4.

Figura 38 – Comportamento da razão entre o ganho de entalpia total do fluido e a potência específica de eixo da bomba (esquerda) e do aumento de entropia do fluido (direita), em função do coeficiente de vazão, calculados a partir dos dados numéricos dos diferentes casos indicados na Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que a relação de equivalência é válida para uma ampla faixa de coeficientes de vazão, especialmente para condições próximas e acima do ponto de melhor eficiência (BEP). Entretanto, em condições de carga parcial severas (vazões

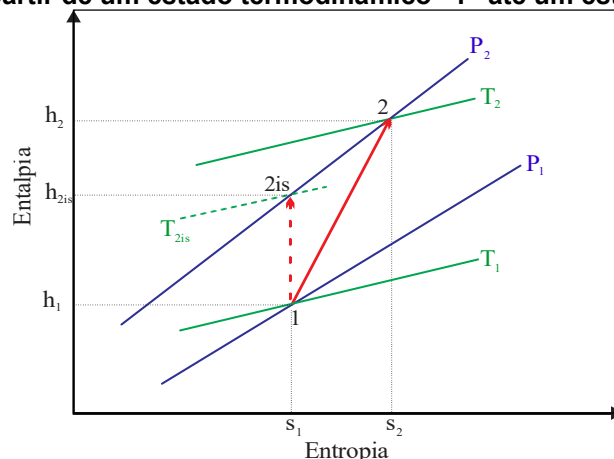
muito baixas), a razão de equivalência tende a ser menor do que um, indicando que nem toda a potência fornecida à bomba é eficientemente transformada em ganho de entalpia. Ou seja, parte dessa potência é perdida em mecanismos inerentes a operações em carga parcial, como por exemplo as recirculações do fluido no interior da bomba que geram dissipação de energia na forma calor. Tudo isso é refletido na variação da entropia, que é notavelmente mais alta em coeficientes de vazão baixos.

Apesar disso, mesmo no pior dos cenários, a razão entre os dois lados da Eq. (8) não fica abaixo de 0,9445. Portanto, para fins práticos, considera-se que a equivalência indicada pela Eq. (8) continua válida. Além disso, como será discutido nos resultados, esses desvios na razão de equivalência impactam minimamente nos resultados da metodologia.

Uma vez verificada a equivalência da Eq. (8), o segundo passo consistiu em analisar o lado do incremento da entalpia, pois ele representa a energia que o fluido de trabalho ganha durante o processo de bombeamento e que geralmente é função da pressão e temperatura.

Com esse intuito, o processo de bombeamento de um fluido supercrítico foi esquematizado e analisado através de um diagrama entalpia – entropia, como mostrado na Figura 39, no qual [1-2] representa o processo real de bombeamento e [1-2_{is}] o processo isentrópico. Embora o aumento de pressão isentrópico seja o mesmo do processo real, vale a pena indicar que os processos isentrópicos tendem a subestimar o aumento real da entalpia e da temperatura, principalmente, em turbomáquinas de múltiplos estágios.

Figura 39 – Diagrama entalpia – entropia com indicação do processo de bombeamento de um fluido supercrítico, a partir de um estado termodinâmico “1” até um estado termodinâmico “2”.



Fonte: Autoria própria (2024)

Nota-se, que o aumento da entalpia do fluido é sempre acompanhado por um aumento simultâneo de pressão, temperatura e entropia, o que indica a existência de uma relação de interdependência entre essas propriedades (P , T , h , s). Conforme a regra de fase da termodinâmica para uma substância pura, a partir de um conjunto de propriedades termodinâmicas, a especificação de quaisquer duas dessas propriedades permitirá a obtenção de todas as propriedades restantes. Neste contexto, optou-se por especificar a entalpia em função da pressão e temperatura, $h=h(P, T)$, uma vez que essas últimas são propriedade que podem ser mensuradas experimentalmente.

Dado que o diferencial de uma propriedade é exato (MORAN E SHAPIRO, 2006), é possível desenvolver uma relação diferencial para a entalpia em relação à pressão e à temperatura, utilizando a definição matemática de diferenciação exata (ELLIOTT E LIRA, 2012), conforme a seguir:

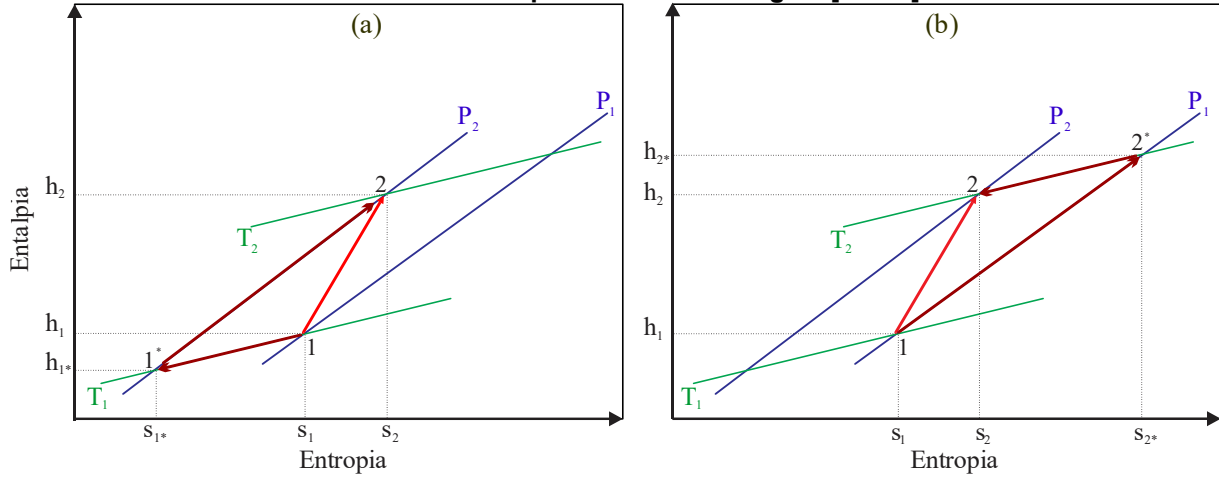
$$dh = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P dT + \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP \quad (9)$$

A Eq. (9) indica que a variação da entalpia do fluido pode ser estimada com a soma de dois processos termodinâmicos: (i) um processo isobárico e (ii) um processo isotérmico.

Após definida a relação funcional entre as principais propriedades envolvidas no processo de bombeamento, o seguinte passo consiste em encontrar uma solução para Eq. (9). Considerando o fato de que a entalpia é uma função de estado e que sua variação é independente do percurso termodinâmico seguido, foram examinadas duas alternativas de caminhos termodinâmicos para a resolução dessa equação.

A Figura 40 mostra um esquema dos dois caminhos termodinâmicos analisados para avaliar a variação de entalpia do fluido durante o processo de bombeamento [1-2]. Em (a) o percurso começa seguindo a isoterma da temperatura de entrada [1-1*] e depois a isóbara da pressão de descarga [1*-2], enquanto em (b) o percurso começa seguindo a isóbara da pressão de entrada [1-2*] e depois a isoterma da temperatura de descarga [2*-2].

Figura 40 – Caminhos termodinâmicos avaliados para estimar a variação de entalpia, dh , no processo de bombeamento [1-2]: (a) seguindo a isoterma da temperatura de entrada e a isobárica da pressão de descarga – [1-1*-2]; e (b) seguindo a isobárica da pressão de entrada e a isoterma da temperatura de descarga – [1-2*-2].



Fonte: Autoria própria (2024)

Dado que a temperatura de descarga é geralmente um parâmetro desconhecido que precisa ser calculado, optou-se por desconsiderar o caminho mostrado na alternativa (b). Desse modo, o desenvolvimento da solução da Eq. (9) é realizado seguindo o caminho da alternativa (a) indicada na Figura 40, na qual os parâmetros T_1 e P_2 são considerados disponíveis: o primeiro por ser parte da nova condição operacional na qual a bomba será avaliada (temperatura de sucção), enquanto o segundo pode ser estimado para um fluido supercrítico a partir da curva de pressão para água disponível no catálogo do fabricante, usando a leis de afinidade de bombas centrífugas.

Integrando a Eq. (9) ao longo do caminho indicado na alternativa (a), substituindo as derivadas parciais pelas respectivas propriedades termodinâmicas e rearranjando os termos, essa equação adota a seguinte forma:

$$\int_{1^*}^2 c_p dT = (h_2 - h_1) - \int_1^{1^*} \frac{(1 - T\beta)}{\rho} dP \quad (10)$$

$$c_p = \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_{P_2}, \quad \frac{1 - T\beta}{\rho} = \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_{T_1}$$

onde c_p é o calor específico isobárico, ρ é a massa específica e β é o coeficiente de expansão volumétrica.

Para resolver a integral da Eq. (10), foram feitas as seguintes considerações e simplificações:

- i. O aumento de temperatura no processo [1*-2] é igual ao do processo real de bombeamento [1-2], ver Figura 40 (a).
- ii. O ganho de entalpia total do fluido ($h_{T_2} - h_{T_1}$) é considerado equivalente à potência específica consumida pela bomba ($\dot{W}_{sh}/\dot{m}$), ver Eq. (8).
- iii. O calor específico isobárico, c_p , não varia significativamente ao longo do processo [1*-2], portanto é assumido constante e é calculado a partir da temperatura de sucção e a pressão de descarga, $c_p = c_p(T_1, P_2)$.
- iv. Inicialmente, presume-se que a massa específica, ρ , e o coeficiente de expansão volumétrica, β , do fluido são aproximadamente constantes ao longo do processo [1-1*] (principalmente em um estágio da bomba), permitindo que eles sejam calculados, por conveniência, nas condições da sucção da bomba (P_1, T_1).
- v. A pressão e temperatura de sucção da bomba (P_1, T_1) são dados de entrada para a nova condição de operação da bomba (com fluidos supercríticos), pelo qual são assumidos como conhecidos.
- vi. A pressão de descarga, P_2 , a potência de eixo, $\dot{W}_{sh}$, e a vazão mássica, $\dot{m}$, são parâmetros fundamentais de desempenho obtidos para fluidos supercríticos a partir de informações disponíveis para água nos catálogos do fabricante de bombas, usando as leis de afinidade de bombas.

Levando em conta as considerações assumidas a integração da Eq. (10) resulta em:

$$T_2 - T_1 = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{m}c_{p1^*}} + \mu_{JT1}(P_2 - P_1) \quad (11)$$

onde $\mu_{JT} = -(1 - T_1\beta_1)/\rho_1 c_{p1}$ é o coeficiente de Joule – Thomson (DEMIREL E GERBAUD, 2019) calculado a partir das condições de sucção da bomba (P_1, T_1).

A equação (11) indica que o ganho de temperatura do fluido ao longo da bomba é função de duas parcelas, ambas ligadas a parâmetros operacionais, a

primeira parcela representa a energia transferida ao fluido na forma de trabalho de eixo por unidade de massa, enquanto a segunda parcela reflete a pressão gerada pela bomba em função da compressibilidade de fluido de trabalho.

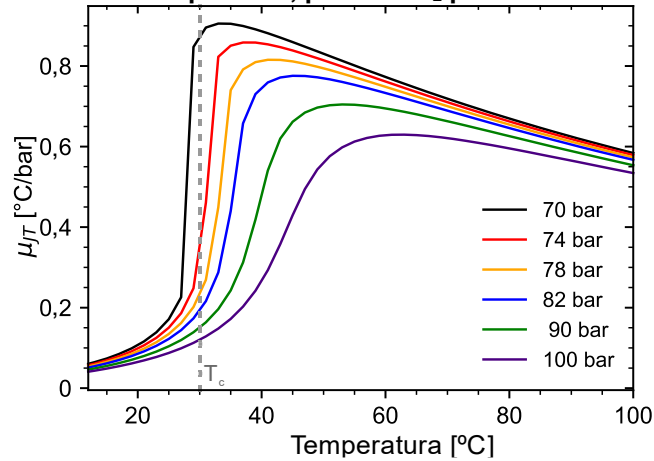
Testes iniciais revelaram que a aplicação da equação (11) pode resultar em erros razoáveis, especialmente em operações próximas ao ponto crítico e em situações de altos incrementos de pressão. Para contornar essas limitações e aprimorar a previsão do modelo, investigou-se como as estimativas de c_{p1^*} e μ_{JT1} influenciam nos resultados do aumento de temperatura.

No caso do c_{p1^*} , considerou-se a possibilidade de adotar um calor específico médio correspondente ao processo [1*-2] da Figura 40 (a), no entanto, verificou-se que essa abordagem não proporciona melhoras significativas nos resultados do modelo, ao custo de deixá-lo menos prático posto que o cálculo de um calor específico médio acarretaria o uso de um processo iterativo, uma vez que essa propriedade também depende da temperatura de descarga. Nesse sentido, a abordagem mais conveniente para estimar o c_{p1^*} é usar a temperatura de sucção (T_1) e a pressão de descarga (P_2).

Em relação ao coeficiente do Joule – Thomson, μ_{JT1} , observou-se que os resultados do modelo de temperatura foram bem sensíveis a esta propriedade, a qual apresentou variações significativas de uma condição para outra. A Figura 41 mostra o comportamento do coeficiente de Joule – Thomson em função da temperatura e diferentes pressões para o CO₂ puro.

De modo geral, nota-se que esse coeficiente é sensível à pressão em uma ampla faixa de temperaturas, tendendo a valores reduzidos em altas pressões, principalmente em condições próximas à temperatura crítica (T_c). Assim, em cenários de operação próximos ao ponto crítico ou de bombas que geram grandes aumentos de pressão, o uso de um coeficiente de Joule – Thomson constante, calculado apenas com base nas condições de sucção, pode resultar em uma superestimação da temperatura do fluido na descarga da bomba centrífuga por parte do modelo.

Figura 41 – Comportamento do coeficiente de Joule – Thomson, como função da temperatura e da pressão, para o CO₂ puro.



Para superar esse desafio e aprimorar a precisão do modelo, definiu-se um coeficiente de Joule – Thomson médio, $\bar{\mu}_{JT}$, conforme indicado na Eq. (12), o qual foi calculado como a média aritmética entre os coeficientes de Joule – Thomson dos pontos 1 (T_1, P_1) e 1* (T_1, P_2) do processo termodinâmico à temperatura constante [1-1*] mostrado na Figura 40 (a).

$$\bar{\mu}_{JT} = \frac{\mu_{JT}(T_1, P_1) + \mu_{JT}(T_1, P_2)}{2} \quad (12)$$

Vale ressaltar que o cálculo de $\bar{\mu}_{JT}$ depende apenas de condições termodinâmicas assumidas disponíveis em qualquer cenário de bombeamento, isto é, as condições de sucção (T_1, P_1) e a pressão que a bomba vai gerar ao operar com um fluido supercrítico (P_2). Assim, nenhum processo iterativo será necessário.

Levando em conta as considerações mencionadas acima, a expressão final do modelo algébrico proposto para calcular o aumento de temperatura de um fluido supercrítico em um processo de bombeamento é a seguinte:

$$\Delta T = \frac{\dot{W}_{sh}}{\dot{m}c_{p1^*}} + \bar{\mu}_{JT} (P_2 - P_1) \quad (13)$$

Observa-se, que o modelo proposto se destaca por sua simplicidade e facilidade de aplicação. Ele não requer de cálculos iterativos e se baseia apenas em parâmetros operacionais prontamente disponíveis nos catálogos dos fabricantes de

bombas ($\dot{m}, \dot{W}_{sh}, \Delta P$). Além disso, utiliza propriedades termodinâmicas derivadas de informações específicas associadas ao processo, como a pressão e temperatura do fluido supercrítico na sucção da bomba, (T_1, P_1) , e da pressão de descarga, P_2 .

É importante ressaltar que, embora não se adote um valor médio para o calor específico isobárico, tanto ele quanto o coeficiente de Joule – Thomson irão variar ao longo de uma dada curva característica da bomba. Isso ocorre devido à dependência dessas propriedades em relação à pressão de descarga da bomba, a qual, por sua vez, está condicionada à vazão de operação e à velocidade de rotação.

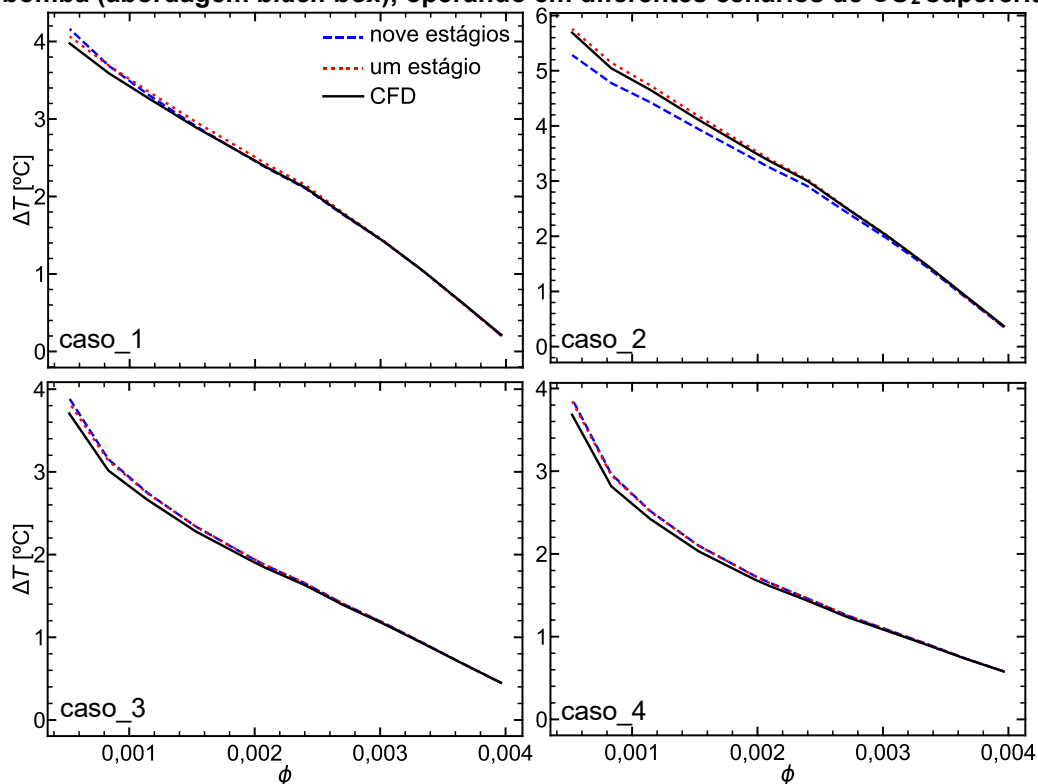
Nota-se também que, quanto maior a potência específica consumida pela bomba e quanto maior o aumento de pressão gerado por ela, maior tende a ser o aumento da temperatura. Um comportamento semelhante é esperado ao se aumentar a velocidade de rotação, uma vez que a potência e a pressão são diretamente proporcionais à velocidade de rotação. Em relação às propriedades do fluido, o aumento de temperatura é diretamente proporcional ao coeficiente de Joule – Thomson e inversamente proporcional ao calor específico isobárico.

Quanto à capacidade de aplicabilidade do modelo proposto em bombas de múltiplos estágios, foram analisadas duas abordagens: (i) considerando-se todos os estágios da bomba; e (ii) considerando-se apenas um estágio da bomba. Na primeira abordagem, o modelo pode ser usado como uma ferramenta de caixa preta (*black box*) para uma estimativa aproximada do aumento geral de temperatura em toda a bomba. Isso implica assumir que as condições 1 e 2 correspondem aos flanges de sucção e descarga da bomba, respectivamente, enquanto $\dot{W}_{sh}$ e ΔP representam a potência consumida e aumento de pressão totais da bomba, respectivamente.

Por outro lado, na segunda abordagem, considerada mais precisa, os valores de $\dot{W}_{sh}$ e ΔP são estimados por estágio para calcular o aumento de temperatura por estágio. Em seguida, o resultado obtido para esse único estágio deve ser multiplicado pelo número total de estágios da bomba centrífuga para estimar o aumento de temperatura total. Embora à primeira vista isso possa parecer semelhante à abordagem de caixa preta, comparações com resultados numéricos revelou que esta segunda abordagem geralmente resulta em melhores estimativas. Isso ocorre porque a variação das propriedades termodinâmicas em um estágio será muito menor do que na bomba completa, o que confere maior validade às hipóteses consideradas no desenvolvimento do modelo de temperatura proposto.

A Figura 42 compara as curvas de aumento de temperatura obtidas pelo modelo proposto, usando as abordagens de *black box* e por estágio, com aquelas obtidas numericamente para os quatro casos de CO₂ supercrítico da Tabela 4. De modo geral, observa-se que os resultados das duas abordagens do modelo proposto são próximos entre si, assim como dos resultados numéricos para a maioria dos casos. Contudo, em cenários de operação próximos ao ponto crítico, como no caso_2, os resultados da abordagem *black box* tendem a se desviar dos resultados numéricos de maneira mais significativa do que no caso da abordagem por estágio, sendo que no pior dos casos o desvio máximo em relação aos resultados numéricos foi de 7%. Nos demais casos da Tabela 4 não representados na Figura 42, os resultados das duas abordagens do modelo proposto se mostraram próximos entre si.

Figura 42 – Comparação entre curvas de aumento de temperatura numéricas e aquelas obtidas com o modelo proposto considerando: (i) um estágio da bomba; e (ii) todos os nove estágios da bomba (abordagem *black-box*), operando em diferentes cenários de CO₂ supercrítico.



Fonte: Autoria própria (2024)

A análise de aplicabilidade sugere que, mesmo ao considerar a bomba centrífuga de múltiplos estágios como uma caixa preta (*black box*), o modelo proposto demonstra capacidade para ser utilizado como uma ferramenta para estimar satisfatoriamente o aumento total de temperatura do fluido com base em parâmetros

globais da bomba. Isso é válido mesmo em cenários próximos ao ponto crítico, nos quais as propriedades termo-físicas variam abruptamente. No entanto, testes adicionais revelaram que as estimativas da abordagem *black box* tendem a ser mais imprecisas em casos em que o aumento de pressão total excede os 10 bar.

Para obter uma precisão ainda maior, seria necessário um cálculo estágio por estágio. Nesse procedimento, a temperatura e pressão de descarga de um estágio específico seriam usadas para atualizar as condições de entrada do estágio subsequente. Isso permitiria melhorar a estimativa do c_p e μ_{JT} em cada estágio. Contudo, essa metodologia não foi adotada neste estudo devido à complexidade prática envolvida, incluindo a necessidade de realizar muitos cálculos de propriedades e possivelmente programação extensiva, especialmente em situações envolvendo dezenas de estágios, o que comprometeria a praticidade do modelo proposto. Entretanto, ela é sugerida para cálculos onde o modelo pode ser programado.

Outra alternativa consiste em usar a Eq. (8) para calcular de forma indireta a temperatura de descarga em função da pressão de descarga (P_2) e a entalpia de descarga ($h_{T_2} = \dot{W}_{sh}/\dot{m} + h_{T_1}$). Isso é feito por meio de interpolações, uma vez que não existe uma equação de estado que permita calcular a temperatura diretamente em função da pressão e entalpia, $T_2 = T(P_2, h_{T_2})$.

Embora esse último procedimento pareça simples, várias interpolações devem ser repetidas para cada um dos pontos de operação de uma dada curva de desempenho da bomba centrífuga, razão pela qual essa alternativa se torna menos prática. Entretanto, ela pode ser usada em programas comerciais de cálculo termodinâmico, os quais normalmente contam com algoritmos pré-programados para realizar esse cálculo iterativo.

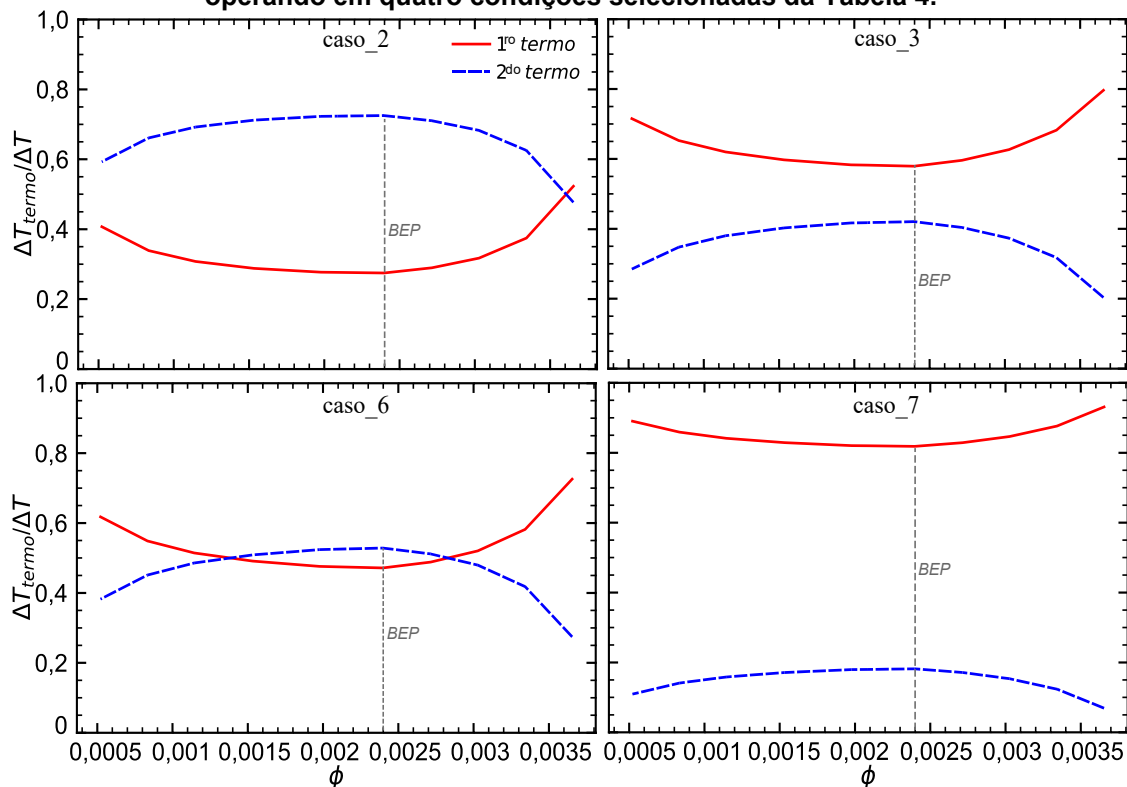
5.2.1 Análise física do modelo de temperatura proposto

Como parte do desenvolvimento do modelo de temperatura, realizou-se uma análise física do comportamento e da influência de cada um dos termos da Eq. (13) no aumento total de temperatura do fluido bombeado. Para isso, cada termo do modelo de temperatura foi normalizado pelo aumento total de temperatura, ΔT , e plotado em função do coeficiente de vazão, ϕ , conforme mostrado na Figura 43, na qual são apresentadas as contribuições do primeiro e do segundo termo do lado direito

da Eq. (13) para o aumento total da temperatura, considerando-se quatro casos específicos da Tabela 4.

Observa-se que em condições próximas ao ponto crítico, que nesta análise corresponde ao caso_2, a predominância na contribuição para o aumento total de temperatura recai sobre o segundo termo do modelo, sendo esta contribuição maior que 70% nas proximidades do ponto de melhor eficiência (BEP). Contudo, na medida que as condições de operação se afastam do ponto crítico, principalmente pelo aumento da pressão de sucção, a contribuição do primeiro termo torna-se mais relevante. Assim, em condições em que a razão entre a pressão de sucção e a pressão crítica é moderada, como no caso_6 (com uma razão de pressões igual a 1,5), as contribuições de ambos os termos se tornam equivalentes.

Figura 43 – Contribuições de temperatura atribuídas ao primeiro e segundo termo do modelo de temperatura proposto no aumento total de temperatura do fluido, para a bomba centrífuga operando em quatro condições selecionadas da Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

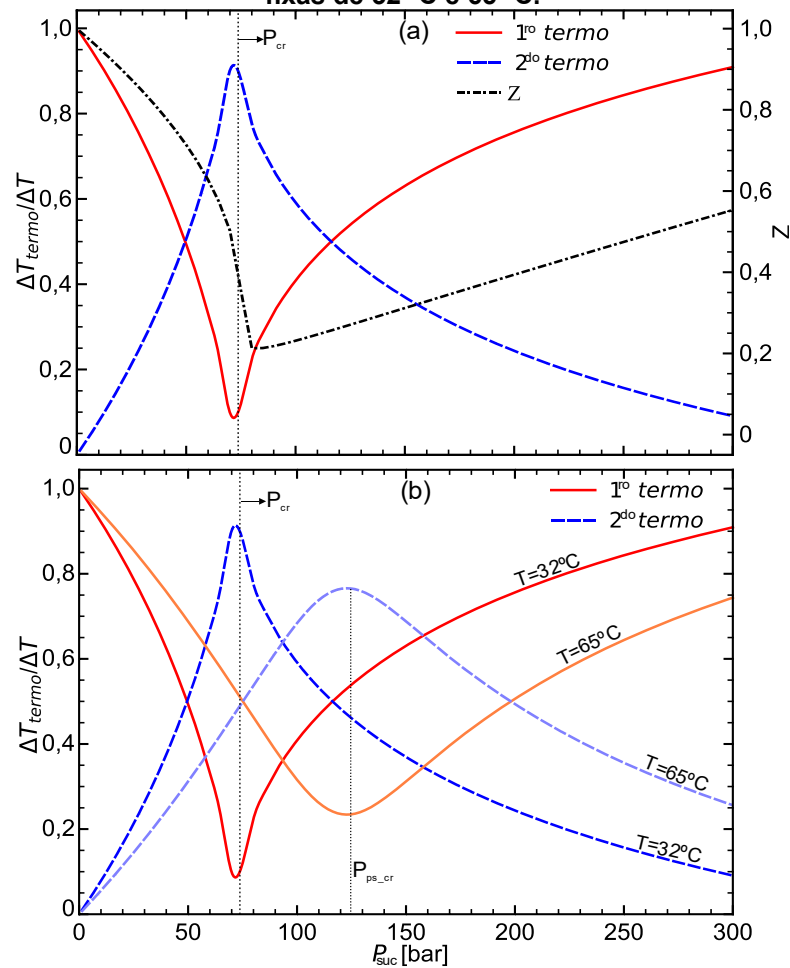
Conforme a razão de pressões aumenta, como nos casos 3 e 7, nota-se que a contribuição do primeiro termo se torna mais predominante do que a do segundo termo. Esse efeito é mais evidente para o caso_7, onde a razão de pressões é 5, sendo que a contribuição do primeiro termo foi responsável por 85% a 90% do

aumento total de temperatura do fluido. Esse comportamento sugere que em situações de bombeamento de fluidos supercríticos, onde a pressão de entrada excede significativamente a pressão crítica, o aumento de temperatura poderia ser adequadamente aproximado pelo primeiro termo do modelo, ao dividir o ganho de entalpia do fluido pelo calor específico isobárico.

Para compreender melhor as tendências apresentadas na Figura 43, cada um dos termos do modelo de temperatura, Eq. (13), foi analisado em detalhe. Na Figura 44 é apresentado o comportamento do primeiro e segundo termo do modelo de temperatura, em relação a pressão de sucção, variando de 1 bar a 300 bar, para a bomba operando com CO₂ supercrítico na vazão de melhor eficiência. Em (a), os termos foram avaliados para uma temperatura de sucção de 32 °C, com o fator de compressibilidade (Z) também sendo indicado. Já em (b), ambos os termos foram analisados para duas temperaturas de sucção diferentes, 32 °C e 65 °C, permitindo uma melhor análise de efeito da temperatura de operação nas contribuições de cada termo.

Observa-se que, em pressões baixas, até aproximadamente 10 bar, a contribuição do primeiro termo para o aumento total de temperatura supera os 90%. Essa tendência era esperada, uma vez que, nesse intervalo de pressão, o CO₂ tende a se comportar como um gás ideal. Assim, nessa condição, o aumento de temperatura do fluido pode ser aproximado em função da razão entre o ganho de entalpia do fluido e o calor específico isobárico. Por outro lado, o segundo termo tende a zero, pois em pressões baixas o gás possuirá uma massa específica muito reduzida, resultando em um incremento geral de pressão também baixo. Dado que o segundo termo do lado direito da Eq. (13) está diretamente relacionado ao aumento de pressão da bomba, sua contribuição para o aumento total de temperatura tende a ser insignificante para gases pouco densos.

Figura 44 – Comportamento da contribuição de cada um dos termos do modelo de temperatura proposto em função da pressão, para a bomba centrífuga operando com CO₂ puro, na vazão de melhor eficiência: (a) temperatura de sucção fixa em 32 °C, com a indicação do fator de compressibilidade “Z”; e (b) comparação das curvas obtidas para as temperaturas de sucção fixas de 32 °C e 65 °C.



Fonte: Autoria própria (2024)

À medida que a pressão de sucção aumenta e se aproxima do ponto crítico dentro da região subcrítica, a contribuição do primeiro termo diminui abruptamente, atingindo um mínimo de menos de 10% do aumento total da temperatura do fluido. Isso se deve principalmente a dois fatores: (i) o aumento súbito do calor específico isobárico próximo ao ponto crítico (P_{cr}) ou pseudocrítico (P_{ps_cr}), ver Figura 9; e (ii) a redução da potência consumida pela bomba à medida que se aproxima do ponto crítico, onde o fator de compressibilidade também alcança seu mínimo. Como o aumento de temperatura do primeiro termo é diretamente proporcional à potência e inversamente proporcional ao calor específico, sua contribuição diminuirá rapidamente nessas condições. Por outro lado, sob as mesmas condições, a contribuição do segundo termo é mais significativa e atinge um máximo acima de 90% do aumento total de temperatura.

Após a pressão crítica ser alcançada, nota-se que a contribuição do primeiro termo começa a se recuperar e a predominar novamente, enquanto a contribuição do segundo termo diminui. Esse comportamento é atribuído principalmente à queda abrupta do calor específico (ver Figura 9), e do coeficiente de Joule – Thomson (ver Figura 41) com o aumento da pressão, uma vez que o primeiro termo do modelo é inversamente proporcional ao calor específico enquanto o segundo termo é diretamente proporcional ao coeficiente de Joule – Thomson.

Em relação à influência da temperatura de sucção na contribuição dos termos do modelo de temperatura, observa-se que para a temperatura de sucção de 65 °C (ver Figura 44), o comportamento dos termos do modelo é semelhante ao observados para a temperatura de sucção de 32 °C. Entretanto, os valores máximos e mínimos alcançados por cada termo são menores e ocorrem a uma pressão maior do que a pressão crítica (P_{ps_cr}). Assim, conforme a temperatura de sucção aumenta, a contribuição de cada um dos termos do modelo de temperatura tenderam a ser equivalentes, antes de se afastarem novamente, conforme indicado na Figura 43.

Considerando a análise realizada na Figura 44, várias das tendências observadas na Figura 43 podem ser confirmadas e explicadas. Por exemplo, em condições operacionais na região supercríticas ($P_s > P_{cr}$) próximas do ponto crítico (caso_2), verifica-se que a contribuição do segundo termo é mais significativa do que a do primeiro termo. Conforme a pressão de operação aumenta gradualmente, as contribuições de ambos os termos se aproximam (caso_6). Após isso, com o aumento sucessivo da pressão, a contribuição do primeiro termo torna-se mais significativa do que a do segundo termo (caso_3) até se tornar predominante (caso_7).

Essa última análise demonstra que o modelo de ganho de temperatura proposto, embora apresente uma formulação aparentemente simples, preserva a física do problema e leva em conta a natureza do fluido bombeado, seja um gás real ou um gás com comportamento ideal. Isso possibilita sua aplicação tanto em regiões supercríticas quanto em regiões subcríticas. Além disso, destaca-se sua praticidade para ser usado em qualquer cenário de bombeamento de fluidos supercríticos.

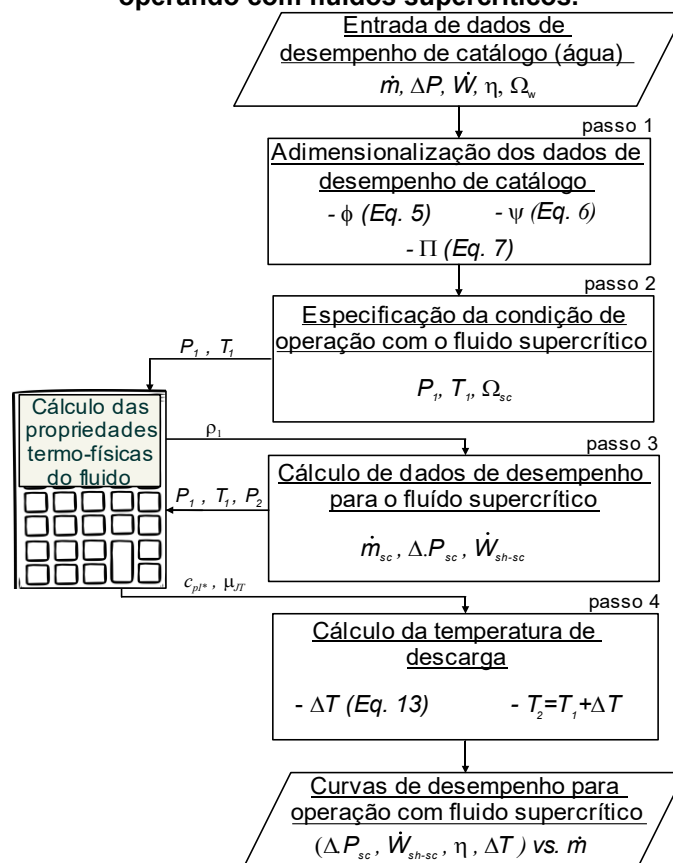
5.3 Procedimento de aplicação da metodologia de desempenho proposta

A Figura 45 apresenta o fluxograma do procedimento de cálculo da metodologia proposta para estimar o desempenho de uma bomba centrífuga operando com fluidos supercríticos. O primeiro passo consiste em se adimensionalizar

as curvas de desempenho para água (ou fluidos similares) disponíveis no catálogo do fabricante ($Q, \dot{m}, \Delta P, \dot{W}_{sh}$), usando as definições dos coeficientes adimensionais de bombas, conforme descrito pelas equações 5, 6 e 7.

No segundo passo, define-se o cenário de fluido supercrítico no qual a bomba centrífuga operará (P_1, T_1, Ω_{sc}). Com base nisso, calcula-se a massa específica de sucção da bomba. Após da definição da nova condição de operação da bomba, o terceiro passo envolve a estimativa da vazão, $\dot{m}_{sc}$, do aumento de pressão, ΔP_{sc} , e da potência da bomba, $\dot{W}_{sh-sc}$, para o cenário de fluido supercrítico, através de um cálculo inverso das equações 5, 6 e 7, respectivamente.

Figura 45 – Fluxograma da metodologia proposta para estimar o desempenho de bombas operando com fluidos supercríticos.



Fonte: Autoria própria (2024)

Em seguida, calcula-se a pressão de descarga para o fluido supercrítico, $P_{2sc} = P_1 + \Delta P_{sc}$, que, juntamente com as condições de sucção da bomba (P_1, T_1), é usada para determinar o calor específico isobárico, c_{p1^*} , e coeficiente de Joule –

Thomson médio, $\bar{\mu}_{JT}$, que neste trabalho foi realizado utilizando o programa REFPROP®.

Com essas informações e as do passo anterior, no quarto passo, estima-se o aumento da temperatura usando a Eq. (13), que por sua vez é usada para calcular a temperatura de descarga, $T_2 = T_1 + \Delta T$, da bomba operando com um fluido supercrítico.

Por fim, após a definição e cálculo dos principais parâmetros de operação (P_1 , T_1 , P_2 , T_2), é possível avaliar o comportamento de qualquer propriedade envolvida no processo de bombeamento e construir as curvas características mais relevantes para avaliar o desempenho da bomba centrífuga operando com fluidos supercríticos. Esse conjunto de curvas incluirá, no mínimo, o aumento de pressão, a potência consumida pela bomba e o ganho de temperatura do fluido, todas elas em função da vazão mássica ou volumétrica. Além disso, com base nessas informações, outros parâmetros de desempenho podem ser calculados, como a eficiência, o *head* politrópico e outras informações de interesse do usuário da metodologia.

6 RESULTADOS E DISCUSÕES

A seguir, são apresentados e discutidos os resultados obtidos durante o desenvolvimento do presente estudo. Na primeira parte são mostrados dados de desempenho obtidos experimentalmente para a bomba operando com água e com CO₂ supercrítico. Na sequência, são apresentados os resultados numéricos, focando na sua validação com os dados experimentais, bem como no seu uso para explorar cenários que não foram possíveis avaliar experimentalmente. Por fim, na última parte, discute-se a respeito da validação dos resultados da metodologia de desempenho proposta com dados numéricos e experimentais.

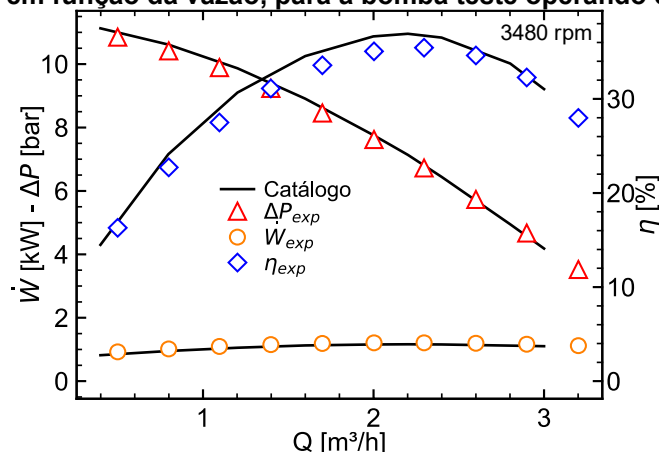
6.1 Resultados experimentais

A seguir, apresentam-se os resultados experimentais de desempenho obtidos com a bomba teste, conforme descrito na metodologia experimental, operando tanto com água quanto com CO₂ supercrítico, sob diferentes condições operacionais.

6.1.1 Testes com água em condições ambiente

A Figura 46 apresenta uma comparação entre as curvas de incremento de pressão, potência e eficiência em função da vazão, obtidas experimentalmente e as disponibilizadas pelo fabricante, para a bomba teste operando na sua rotação nominal de 3480 rpm. Essa comparação tem como objetivo verificar se as adaptações feitas sobre essa bomba, discutidas na seção 3.2, tiveram algum impacto no seu desempenho e validar as medidas obtidas com o sensor de torque.

Figura 46 – Comparação entre curvas de catálogo e experimental de incremento de pressão, potência e eficiência em função da vazão, para a bomba teste operando com água a 3480 rpm.

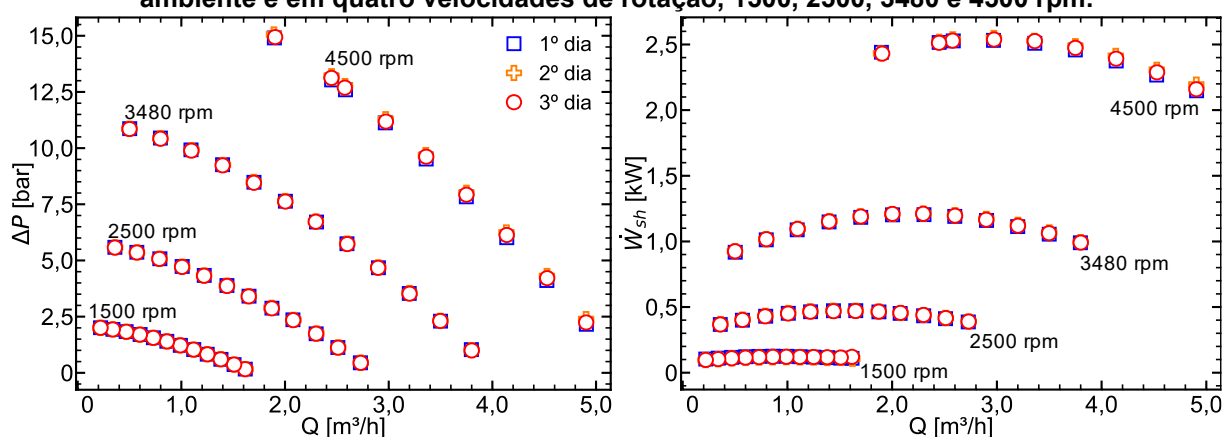


Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se uma boa concordância entre as curvas, principalmente em condições próximas à vazão de melhor eficiência (2,3 m³/h). À medida que a vazão diminui, nota-se um ligeiro desvio entre as curvas. Entretanto, nos casos mais desfavoráveis, os desvios absolutos foram de até $\pm 0,19$ bar para o aumento de pressão, $\pm 0,06$ kW para a potência e $\pm 2,2\%$ para eficiência. Esses resultados indicam que as modificações realizadas na bomba de teste tiveram um impacto desprezível em seu desempenho e que o sensor de torque fornece resultados consistentes para o cálculo da potência.

Como parte da metodologia experimental, realizou-se uma análise de repetitividade para avaliar a capacidade e o desempenho do sistema de medição instalado no circuito experimental. A Figura 47 exibe as curvas de aumento de pressão e potência em função da vazão, obtidas em três dias diferentes, para a bomba teste operando com água em condições ambiente e nas velocidades de rotação de 1500, 2500, 3480 e 4500 rpm. A rotação de 1500 rpm representa a condição na qual a bomba teste gerava pressões próximas ao valor mínimo da faixa de operação dos transdutores de pressão, enquanto a de 4500 rpm representa a rotação máxima recomendada pelo fabricante na qual o motor elétrico pode operar sem comprometer sua integridade estrutural.

Figura 47 – Curvas de aumento de pressão (esquerda) e potência (direita) em função da vazão obtidas em três dias diferentes, para a bomba teste operando com água em condições ambiente e em quatro velocidades de rotação, 1500, 2500, 3480 e 4500 rpm.



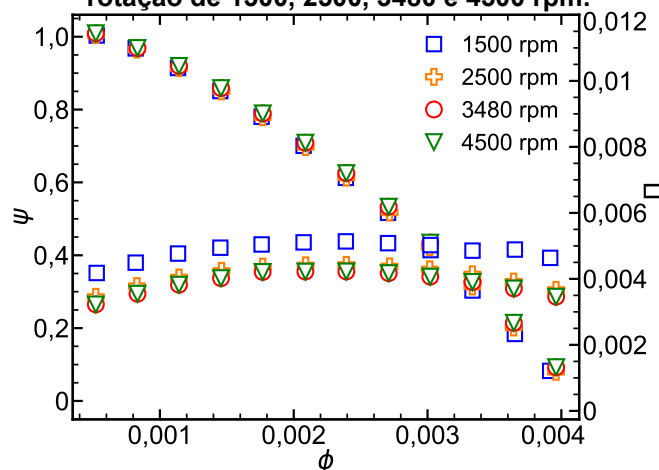
Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que as curvas de aumento de pressão e potência obtidas em dias diferentes para cada velocidade de rotação concordam bem entre si. Esse comportamento demonstra que a repetitividade foi alcançada e que o circuito

experimental é capaz de fornecer medidas experimentais confiáveis, mesmo em condições de operação que exigem que certos sensores atuem nos limites de sua faixa de calibração.

Outra análise importante na operação de bombas centrífugas é verificar se as leis de afinidade hidrodinâmica são obedecidas quando a bomba trabalha fora da condição nominal estabelecida pelo fabricante, por exemplo, sob rotações diferentes à nominal (3480 rpm). Para este propósito, foram usados os adimensionais de bombas centrífugas definidos pelas equações (5), (6) e (7), conforme indicado na Figura 48, na qual são apresentadas as curvas do coeficiente de *head*, ψ , e de potência, Π , em função do coeficiente de vazão, ϕ , para a bomba teste operando com água e em diferentes velocidades de rotação.

Figura 48 – Curvas de coeficiente de *head* (eixo principal) e de potência (eixo secundário) em função do coeficiente de vazão para a bomba teste operando com água, nas velocidades de rotação de 1500, 2500, 3480 e 4500 rpm.



Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se uma notável concordância entre as curvas para as diferentes velocidades de rotação, especialmente para o coeficiente de *head*. No entanto, em relação ao coeficiente de potência, nota-se que a curva da rotação de 1500 rpm apresenta um desvio em relação às demais. Esse desvio é principalmente atribuído ao fato de que os torques medidos nessa rotação ficam abaixo da faixa de calibração do sensor de torque, o que resultou em cálculos de potência menos precisas.

Portanto, conclui-se que as velocidades de rotação representativas para este estudo nas quais a bomba teste obedece satisfatoriamente às leis de similaridade hidrodinâmica devem ser superiores a 2500 rpm. Isso garantirá avaliações adequadas dos principais parâmetros de desempenho da bomba centrífuga, principalmente a

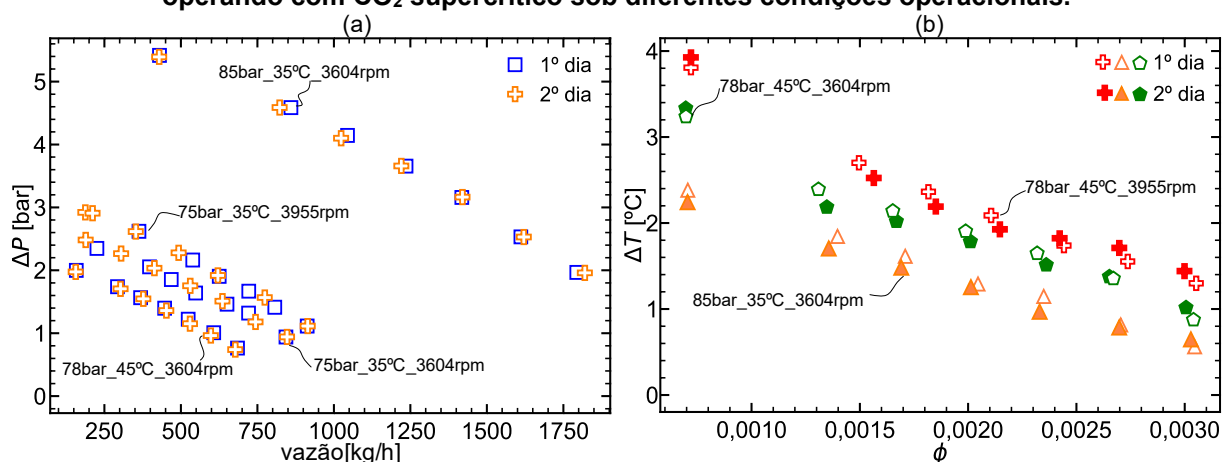
potência, a qual é usada como dado de entrada para a aplicação da metodologia de estimativa de desempenho proposta na seção 5, conforme a Figura 45.

O cálculo das incertezas das medições correspondente aos testes experimentais com água usando a Eq. (1), resultou em uma incerteza expandida relativa máxima de $\pm 0,9\%$ para a vazão, $\pm 4,5\%$ para o ganho de pressão, $\pm 3\%$ para o torque e $\pm 3,1\%$ para a potência, todas elas referentes às medidas para uma rotação de 1500 rpm. No entanto, à medida que a velocidade de rotação aumenta, essas incertezas diminuem. Por exemplo, para 4500 rpm, a incerteza expandida relativa máxima do aumento de pressão diminuiu para $\pm 0,6\%$ enquanto para a potência foi reduzida a $\pm 1,0\%$.

6.1.2 Testes com CO₂ supercrítico

Assim como no caso da água, o desempenho do sistema de medição instalado no circuito de CO₂ supercrítico também foi avaliado por meio de uma análise de repetitividade. A Figura 49 apresenta curvas de aumento de pressão em função da vazão (a) e curvas de aumento de temperatura em função do coeficiente de vazão (b), obtidas em dois dias distintos para a bomba teste operando com CO₂ supercrítico em diferentes rotações e sob diferentes pressões e temperaturas de sucção.

Figura 49 – (a) Curvas de incremento de pressão em função da vazão; e (b) curvas de ganho de temperatura em função do coeficiente de vazão, obtidas em diferentes dias para a bomba teste operando com CO₂ supercrítico sob diferentes condições operacionais.



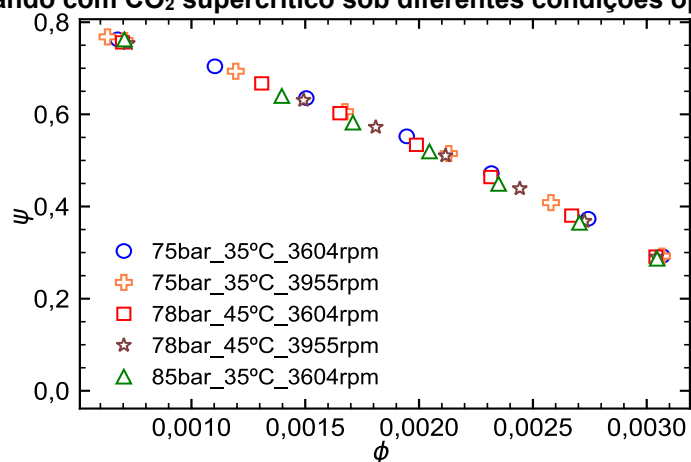
Fonte: Autoria própria (2024)

Nota-se que as curvas de incremento de pressão e de temperatura obtidas em dias distintos apresentam uma boa concordância para todas as condições de operação testadas, incluindo condições próximas do ponto crítico, nas quais foi

desafiador manter estável a operação de todo o circuito experimental. Os resultados indicam que a instrumentação instalada no circuito experimental de CO₂ supercrítico fornece medidas confiáveis e com boa repetitividade para todas as condições consideradas na grade de testes experimentais.

Para verificar se a bomba teste operando com CO₂ supercrítico obedece às leis de afinidade típicas de bombas centrífugas, a Figura 50 mostra o coeficiente de *head* em função do coeficiente de vazão para os cinco cenários de CO₂ supercrítico indicados na grade de testes experimentais. Como pode ser visto, todos os resultados obtidos nos cinco cenários de CO₂ supercrítico apresentam uma notável concordância entre si, apesar da diferença considerável de massa específica entre eles. Isso confirma que as leis de afinidade são consistentes para a bomba teste operando com CO₂ supercrítico. Ao final, essa é uma das principais hipóteses usadas no desenvolvimento da metodologia de desempenho proposta neste estudo.

Figura 50 – Curvas de coeficiente de *head* em função do coeficiente de vazão para a bomba teste operando com CO₂ supercrítico sob diferentes condições operacionais.

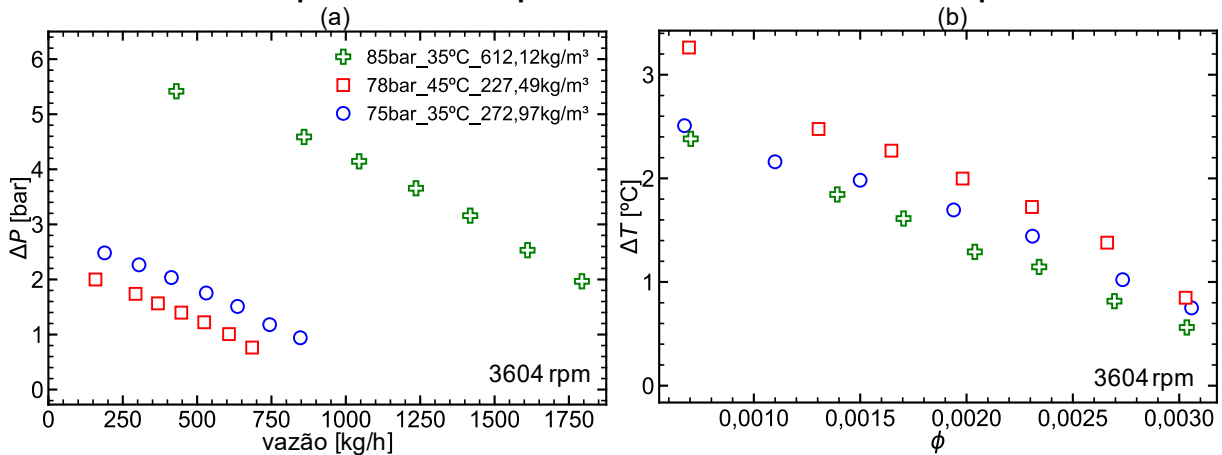


Fonte: Autoria própria (2024)

A Figura 51 apresenta curvas de aumento de pressão em função da vazão (a) e curvas de aumento de temperatura em função do coeficiente de vazão (b) para a bomba teste operando a uma velocidade de rotação fixa de 3604 rpm e em três cenários de CO₂ supercrítico com diferentes massas específicas na sucção. Embora o fluido de trabalho e a velocidade de rotação sejam equivalentes na comparação, nota-se que a pressão gerada pela bomba é fortemente influenciada pela magnitude da massa específica do CO₂ supercrítico, alcançando maiores pressões com maiores massas específicas. Esse comportamento era esperado, uma vez que, pela definição do coeficiente de *head* (Eq. 6), o aumento de pressão é diretamente proporcional à

massa específica do fluido de trabalho. Comportamento similar foi observado entre a potência consumida pela bomba e a massa específica do fluido (Eq. 7).

Figura 51 – (a) Curvas de aumento de pressão em função da vazão; (b) Curvas de ganho de temperatura em função do coeficiente de vazão, para a bomba teste operando a uma rotação fixa de 3604 rpm e com CO₂ supercrítico com diferentes massas específicas.



Fonte: Autoria própria (2024)

Embora o ganho de temperatura do fluido esteja diretamente ligado ao aumento de pressão e potência da bomba (Eq. 13), percebe-se que ele é menos sensível às variações na massa específica. Por outro lado, observou-se que o ganho de temperatura é mais influenciado por mudanças no calor específico isobárico e no coeficiente de Joule – Thomson (Conforme Eq. 13), os quais também variam em função das condições de sucção. Por exemplo, no cenário de 85 bar e 35 °C, o calor específico isobárico foi 3 vezes maior do que no de 78 bar e 45 °C, enquanto o coeficiente de Joule – Thomson foi 2,5 vezes menor. Assim, devido à relação inversa entre o ganho de temperatura e o calor específico, e direta com o coeficiente de Joule – Thomson, o ganho de temperatura no cenário com maior massa específica (85 bar e 35 °C) foi menor do que no cenário com menor massa específica (78 bar e 45).

Em relação ao cálculo de incertezas das medições experimentais com CO₂ supercrítico, especialmente para a vazão e da massa específica do fluido, considerou-se a precisão especificada para gás do manual do sensor Coriolis. Usando a Eq. (1), o cálculo resultou em uma incerteza expandida relativa máxima de $\pm 1,1\%$ (± 12 kg/h) para a vazão mássica, $\pm 0,7\%$ ($\pm 1,5$ kg/m³) para a massa específica, $\pm 1,2\%$ ($\pm 0,033$ m³/h) para a vazão volumétrica, $\pm 0,2\%$ ($\pm 0,15$ bar) para a pressão, $\pm 0,5\%$ ($\pm 0,2$ °C) para a temperatura e $\pm 8\%$ ($\pm 0,05$ kW) para a potência.

Como se pode notar, os dados experimentais de desempenho obtidos tanto com água quanto com CO₂ supercrítico demonstraram uma boa repetitividade em todos os cenários testados, com praticamente todos os dados se situando dentro das incertezas experimentais. Além disso, foi verificado que a bomba de teste seguiu as leis de afinidade hidrodinâmica de bombas centrífugas, inclusive nos cenários com CO₂ supercrítico. Desse modo, obteve-se um banco confiável de dados experimentais representativos para validar os resultados do modelo numérico e da metodologia proposta, os quais serão discutidos nas próximas subseções.

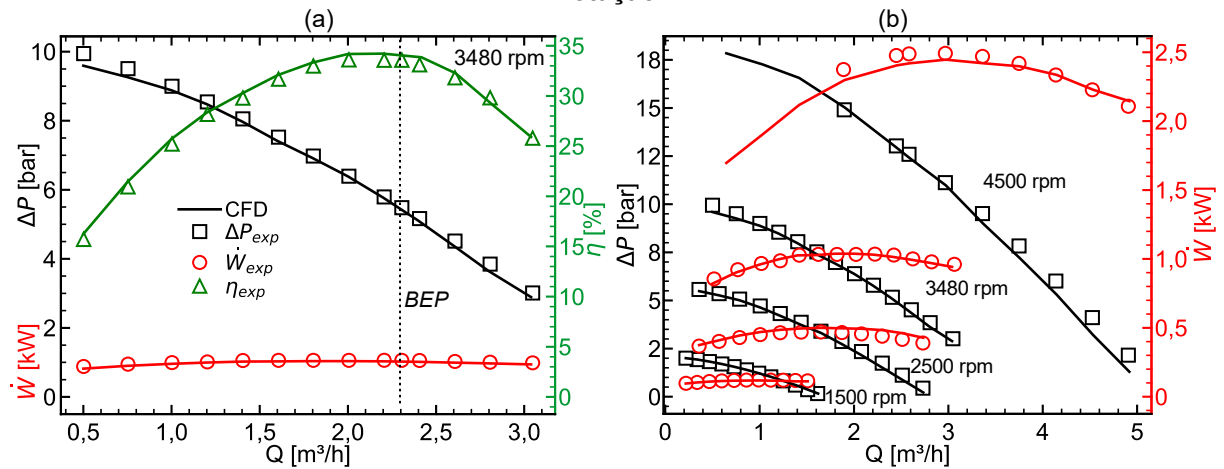
6.2 Resultados numéricos

A seguir, são apresentados os resultados numéricos de desempenho obtidos por meio de simulações em CFD. Inicialmente, é realizada a validação dos dados numéricos usando os resultados experimentais obtidos tanto com água quanto com CO₂ supercrítico. Em seguida, procede-se com a análise dos resultados obtidos numericamente para cenários de fluidos supercrítico que não foram possíveis de se avaliar experimentalmente (conforme Tabela 4).

6.2.1 Comparação e validação com resultados experimentais

A Figura 52 compara curvas numéricas (CFD) e experimentais do aumento de pressão, ΔP , potência, $\dot{W}_{sh}$, e eficiência, $\eta = Q\Delta P / \dot{W}_{sh}$, em função da vazão para a bomba teste operando com água em condições ambiente (a 1 atm e 25 °C na sucção), considerando: (a) a velocidade de rotação nominal de catálogo de 3480 rpm e (b) quatro velocidades de rotação diferentes. É importante indicar que os valores das potências numéricas apresentados foram calculados como a soma entre os torques calculados numericamente e os torques medidos com a bomba operando sem água (em seco), conforme indicado na seção 3.1.1. Os torques medidos a seco foram aproximadamente 0,57 N.m para a velocidade de rotação de 3480 rpm e 0,37 N.m para as demais velocidades de rotação.

Figura 52 – Comparação entre dados numéricos (CFD) e experimentais de aumento de pressão, potência e eficiência em função da vazão, para a bomba teste operando com água considerando: (a) a velocidade de rotação nominal de 3480 rpm e (b) diferentes velocidades de rotação.



Fonte: Autoria própria (2024)

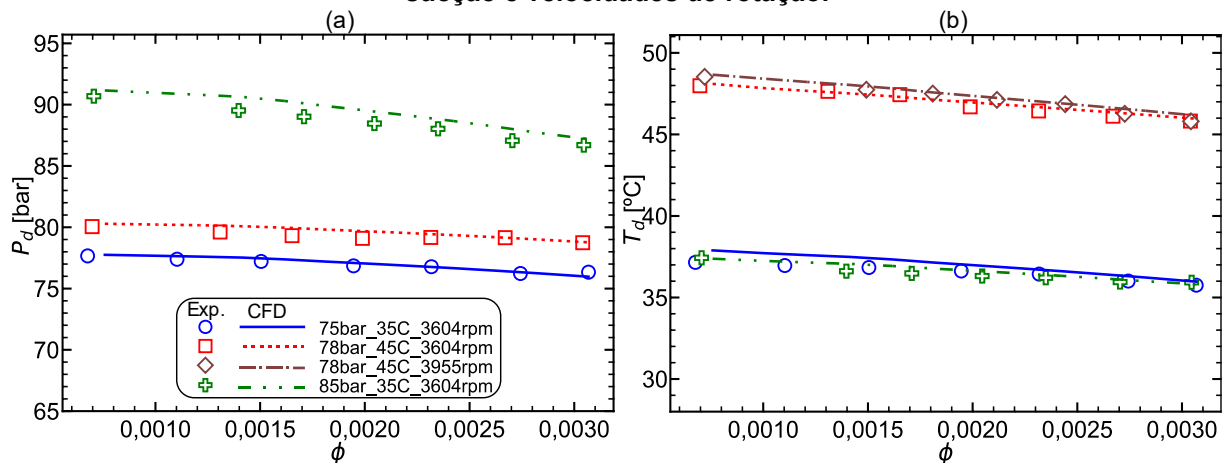
De modo geral, os resultados numéricos apresentam uma boa concordância com os dados experimentais em todas as velocidades de rotação. Embora pequenos desvios sejam observados em altas vazões, o modelo numérico mostra consistente concordância com os resultados experimentais, por toda a faixa de operação de interesse. Essa concordância é especialmente evidente próximo à vazão de melhor eficiência (BEP), conforme ilustrado na Figura 52 (a) para o caso específico da velocidade de rotação nominal, onde os desvios máximos foram de 3,5% (0,24 bar) para o aumento de pressão, 4,6% (0,044 kW) para a potência e 2,2% (0,73%) para a eficiência.

Para as outras velocidades de rotação mostradas na Figura 52 (b), os maiores desvios absolutos foram observados na velocidade de rotação de 4500 rpm, os quais foram inferiores a 0,7 bar para o aumento de pressão e 0,070 kW para a potência consumida pela bomba. Esses desvios relativamente reduzido demonstram que, de modo geral, o modelo numérico é capaz de reproduzir o desempenho real da bomba, mesmo em velocidades de rotação diferentes da nominal.

A Figura 53 apresenta uma comparação entre curvas numéricas (CFD) e experimentais da pressão de descarga, P_d , (a) e temperatura de descarga, T_d , (b) em função do coeficiente de vazão para a bomba teste operando com CO_2 supercrítico em diferentes condições termodinâmicas (P, T) na sucção e duas velocidades de rotação. Observa-se uma notável concordância entre os resultados numéricos e experimentais em todos os cenários de CO_2 supercrítico. Destaca-se a capacidade do modelo numérico em prever satisfatoriamente a pressão e a temperatura de descarga

mesmo em condições próximas do ponto crítico do CO₂ (73,77 bar e 30,978 °C), onde as propriedades termodinâmicas oscilam consideravelmente.

Figura 53 – Comparação entre dados numéricos (CFD) e experimentais: (a) curvas de pressão de descarga e (b) curvas de temperatura de descarga, em função do coeficiente de vazão, para a bomba de teste operando com CO₂ supercrítico sob diferentes condições termodinâmicas de sucção e velocidades de rotação.



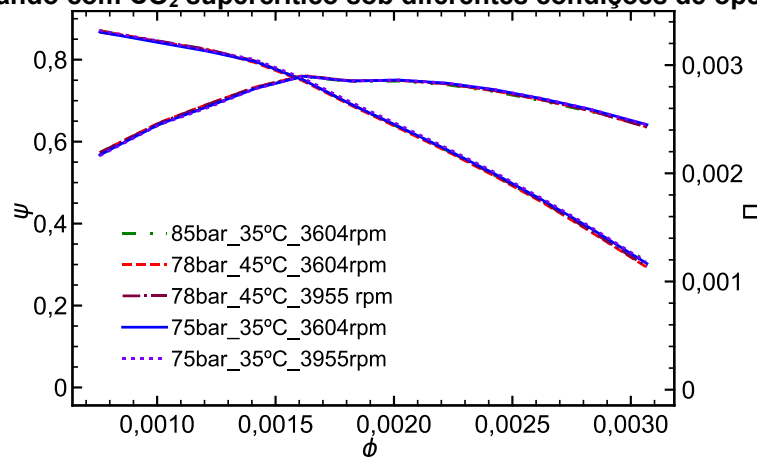
Fonte: Autoria própria (2024)

Quantitativamente, pode-se notar que os resultados tendem a se desviar ligeiramente à medida que o coeficiente de vazão diminui, que são casos em que o modelo numérico apresentou maiores dificuldades de convergência e as incertezas experimentais tenderam a aumentar. No entanto, o maior desvio relativo médio de todas as medidas (incluindo cenários não mostrados na análise) foi inferior a 0,9% (0,8 bar) para a pressão de descarga e 1,5% (0,6 °C) para a temperatura de descarga.

Para complementar a validação do modelo numérico, avaliou-se se os resultados de desempenho obtidos numericamente para os diferentes cenários de CO₂ supercrítico obedecem às leis de afinidade de bombas centrífugas. Para isso, a Figura 54 apresenta curvas do coeficiente de *head*, ψ , e de potência, Π , em função do coeficiente de vazão, ϕ , para simulações da bomba teste operando com CO₂ supercrítico em diferentes rotações e condições termodinâmicas de sucção.

Observa-se que, da mesma forma que no caso experimental, em todos os cenários de CO₂ supercrítico considerados, as curvas adimensionais numéricas demonstram uma excelente concordância entre si. Isso reforça a capacidade do modelo numérico em reproduzir dados de desempenho em condições de fluidos supercríticos com confiabilidade, nas condições consideradas no presente estudo.

Figura 54 – Coeficiente de head (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função do coeficiente de vazão, obtidos usando dados de simulações numéricas (CFD) da bomba teste operando com CO₂ supercrítico sob diferentes condições de operação.



Fonte: Autoria própria (2024)

Em geral, além das incertezas experimentais e questões de convergência do modelo numérico, uma das principais razões para as discrepâncias observadas entre os resultados numéricos e experimentais está relacionada à incapacidade de reproduzir fielmente a complexa geometria dos diferentes elementos das bombas centrífugas. Isso inclui características como as folgas entre os elementos, o formato e os ângulos de ataque das pás, entre outros detalhes da geometria da bomba.

Apesar das limitações discutidas e a complexidade do fenômeno, considera-se que o modelo numérico utilizado é capaz de fornecer dados de desempenho consistentes com a física do problema, mesmo quando o fluido de trabalho é um fluido supercrítico, caracterizado por apresentar propriedades termo-físicas híbridas entre líquidos e gases.

Sendo assim, entende-se que o modelo numérico foi validado e, dessa forma, se torna muito útil e confiável para explorar outros cenários de operação com fluidos supercríticos, que podem complementar a análise e validação da metodologia de desempenho proposta neste estudo.

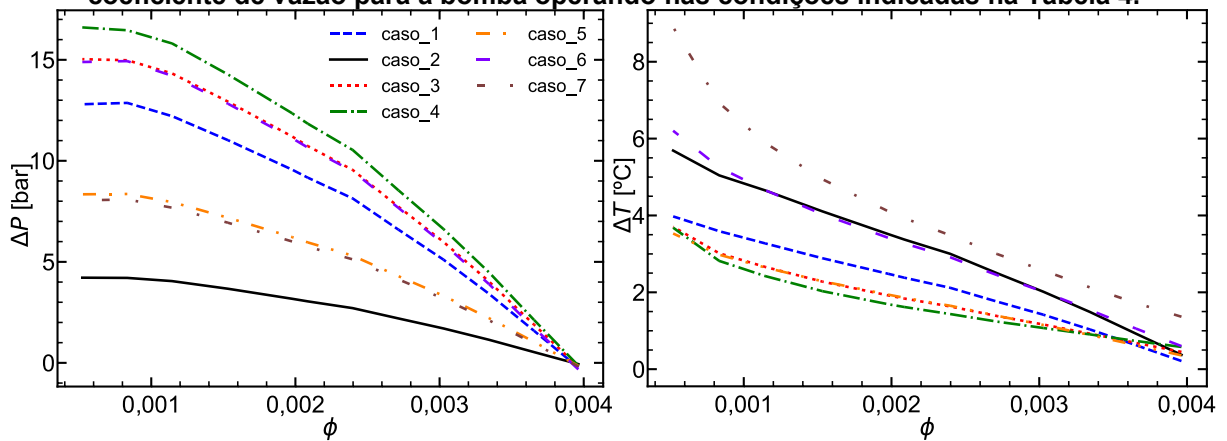
6.2.2 Análise de desempenho

Nesta subseção, são utilizados os resultados de simulações numéricas baseadas nas condições de operação especificadas na Tabela 4. O objetivo é realizar analisar em maior detalhe certos comportamentos também observados experimentalmente, explorar cenários de operação com condições próximas à de situações reais (considerando pressões, temperaturas, misturas, etc.) e complementar

o banco de dados experimentais, os quais são fundamentais para validar e dar suporte à metodologia de desempenho proposta.

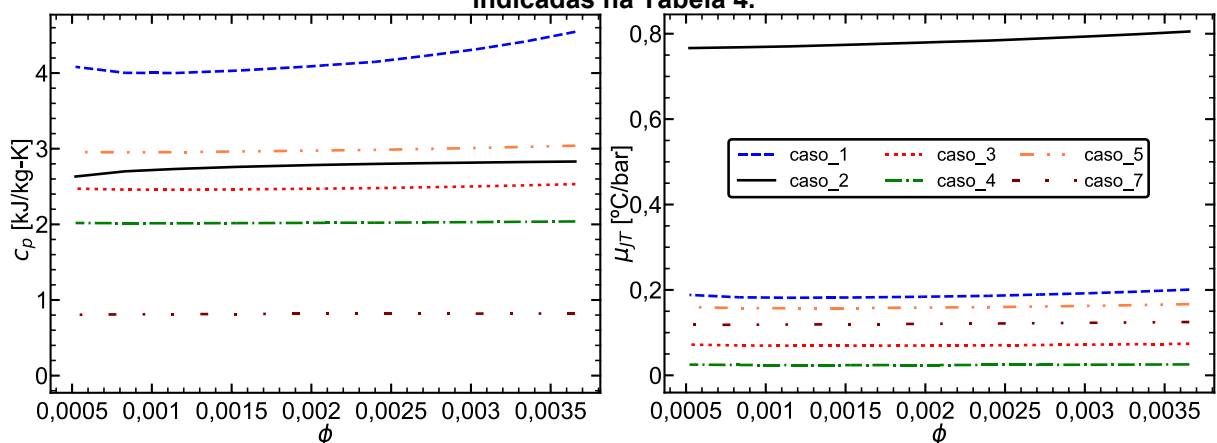
A Figura 55 apresenta curvas do aumento de pressão, ΔP , e de temperatura, ΔT , em função do coeficiente de vazão, ϕ . Por sua vez a Figura 56 mostra o comportamento do calor específico isobárico, c_p , e do coeficiente de Joule – Thomson, μ_{JT} , em função de coeficiente de vazão, ϕ , para simulações da bomba operando nas condições especificada na Tabela 4.

Figura 55 – Curvas numéricas de aumento de pressão, ΔP , e de temperatura, ΔT , em função do coeficiente de vazão para a bomba operando nas condições indicadas na Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Figura 56 – Comportamento do calor específico isobárico, c_p e do coeficiente de Joule – Thomson, μ_{JT} , em função do coeficiente de vazão para a bomba operando nas condições indicadas na Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Com já observado nos resultados experimentais, a Figura 55 confirma que a massa específica exerce maior influência no incremento de pressão gerado pela bomba do que no ganho de temperatura do fluido, independentemente do tipo de fluido

supercrítico. Nota-se que o maior incremento de pressão corresponde ao caso_4, caracterizado pela maior massa específica de sucção ($\rho = 901,23 \text{ kg/m}^3$), enquanto o menor incremento de pressão ocorre no caso_2, que apresentou a menor massa específica de sucção, ($\rho = 227,49 \text{ kg/m}^3$), ambos para CO_2 supercrítico.

Além disso, nos casos da mistura rica em CO_2 (5 e 6), o aumento da velocidade de rotação de 4500 para 6000 rpm também resultou em um aumento do incremento de pressão, comportamento esperado dado que o incremento de pressão é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade de rotação. Já para os casos com massas específicas similares e mesma velocidade de rotação (5 e 7) os incrementos de pressão gerados foram semelhantes.

Por outro lado, observa-se que o ganho de temperatura demonstra ser praticamente insensível a variações na massa específica nos cenários avaliados. Isso pode ser constatado nos casos 5 e 7, que, apesar de possuírem massas específicas próximas ($451,33$ e $437,27 \text{ kg/m}^3$, respectivamente) e a mesma velocidade de rotação, o ganho de temperatura no caso_7 é quase o dobro do que no caso_5.

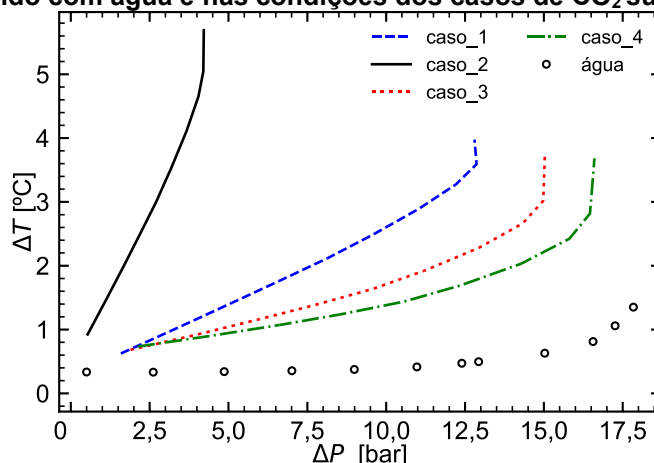
Do resultado anterior, conclui-se que o ganho de temperatura do fluido é de fato mais influenciado por variações no calor específico, c_p , e no coeficiente de Joule-Thomson, μ_{JT} , (conforme a Eq. 13). Por exemplo, para uma velocidade de rotação de 4500 rpm, os ganhos de temperatura mais significativos foram obtidos nos casos 2 (CO_2) e 7 (Argônio), os quais apresentam o maior μ_{JT} médio ($0,80 \text{ }^\circ\text{C/bar}$) e o menor c_p ($0,82 \text{ kJ/kg-K}$), respectivamente, como mostrado na Figura 56. Assim, devido à relação inversa entre o ganho de temperatura e o c_p , e direta com o μ_{JT} (Eq. 13), uma condição operacional com menor c_p e/ou maior μ_{JT} resultará em um maior ganho de temperatura. Comparando-se esses dois casos em particular, vale ressaltar que o motivo pelo qual o ganho de temperatura no caso_2 é menor do que no caso_7 é o seu c_p , que foi 3,5 vezes maior do que no caso_7.

Na Figura 55 também é observado que nos casos da mistura rica em CO_2 (5 e 6), com igual pressão e temperatura de sucção, o aumento da velocidade de rotação de 4500 para 6000 rpm teve um impacto significativo no aumento do ganho de temperatura. Esse comportamento era esperado, uma vez que a potência e o aumento de pressão da bomba, que influenciam diretamente no ganho de temperatura, são proporcionais à velocidade de rotação. Um comportamento similar

foi observado nos resultados experimentais; no entanto, devido à pequena diferença na rotação, esse aumento foi inferior a 0,5 °C. Por outro lado, nos demais casos com c_p e μ_{JT} próximos, conforme mostrado na Figura 56, os ganhos de temperatura resultantes foram igualmente próximos.

A Figura 57 mostra curvas numéricas do ganho de temperatura em função do aumento de pressão para a bomba operando com: (i) água a 4500 rpm e em condições ambiente; e (ii) nas condições especificadas para o CO₂ supercrítico na Tabela 4. Como já era esperado, nota-se que o ganho de temperatura da água durante o bombeamento é praticamente insignificante em quase toda a faixa de operação da bomba, alcançando um acréscimo máximo de cerca de 1,2 °C para vazões muito baixas, próximas da condição de *shut-off*, onde a bomba gera o maior aumento de pressão.

Figura 57 – Curvas numéricas de ganho de temperatura em função do aumento de pressão para a bomba operando com água e nas condições dos casos de CO₂ supercrítico da Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Nos casos do bombeamento de CO₂ supercrítico, observa-se que o maior ganho de temperatura ocorre para o caso_2 (78 bar e 35 °C), que é uma condição próxima ao ponto crítico. Entretanto, à medida que a pressão de sucção aumenta e se afasta do ponto crítico, como nos casos 1 (95 bar), 3 (150 bar) e 4 (250 bar), o aumento de temperatura resultante do fluido se torna cada vez menor, mesmo com a bomba centrífuga produzindo maiores incrementos de pressão. Por exemplo, para um incremento de pressão da bomba de 12 bar, na Figura 57, nota-se que o aumento de temperatura produzido no caso_4 é praticamente a metade do aumento de temperatura que seria produzido no caso_1, que é mais próxima do ponto crítico.

Esse comportamento sugere que, para obter altos incrementos de pressão e ganhos moderados de temperaturas, a bomba centrífuga deve operar em condições afastadas do ponto crítico do fluido de trabalho. Isso garante incrementos de pressão representativos, próximos aos que seriam produzidos com água, enquanto se mantém uma baixa variação de temperatura. Em aplicações reais com bombas centrífugas de centenas de estágios, o controle de temperatura é essencial, uma vez que elevados patamares de temperaturas podem comprometer estruturalmente os diversos componentes da bomba e outros equipamentos associados ao sistema de bombeamento.

Por último, do ponto de vista de desempenho, as Figura 55 e Figura 57 demonstram dois fatos importantes: (i) bombas centrífugas são capazes de bombear fluidos supercríticos de forma satisfatória, independentemente do tipo de substância; e (ii) ao contrário do bombeamento de líquidos pouco viscosos, o bombeamento de fluidos supercríticos gera incrementos de temperatura consideráveis, os quais devem ser obrigatoriamente levados em conta para uma caracterização adequada do desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos.

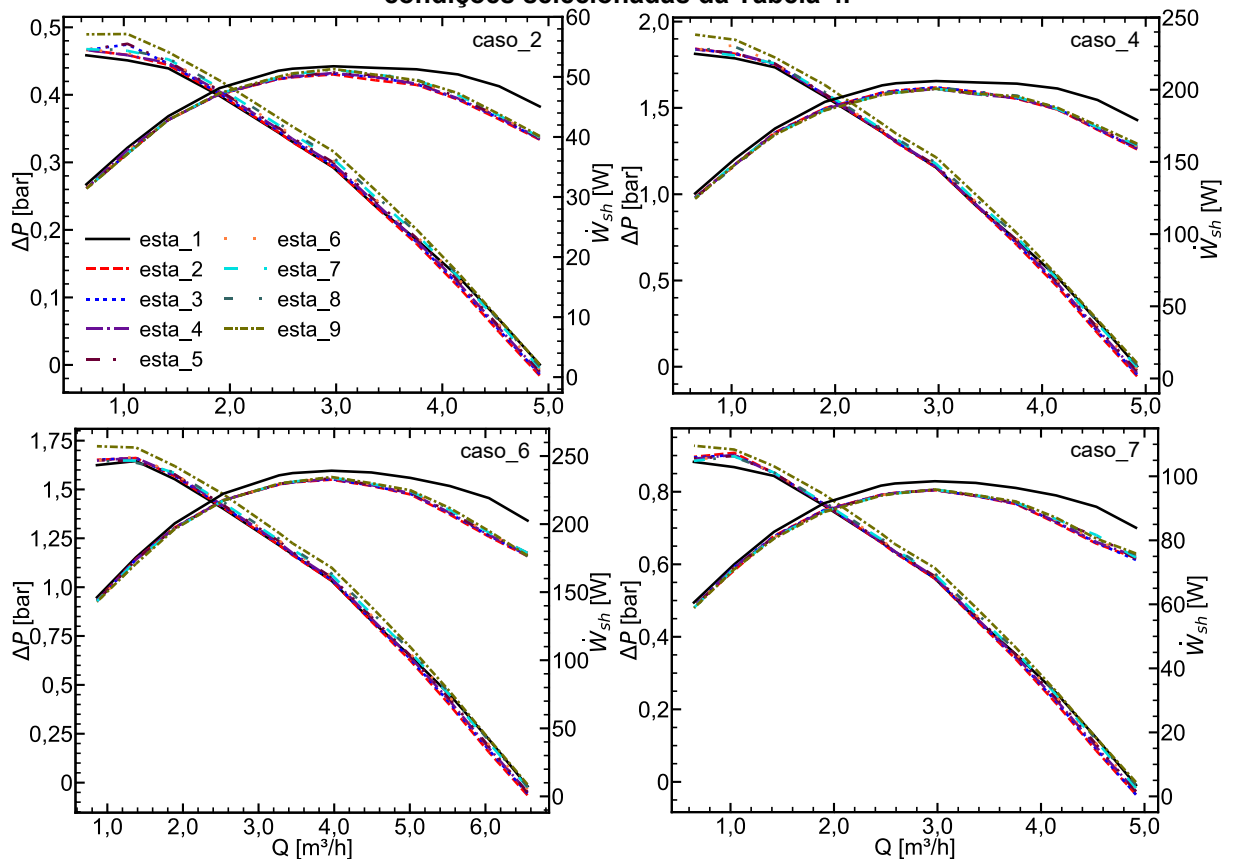
Como forma de verificar a consistência da abordagem por estágio discutida na subseção 5.2 com a física do problema, a Figura 58 apresenta curvas numéricas de aumento de pressão (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função da vazão para cada um dos nove estágios da bomba operando em diferentes condições operacionais e com diversos fluidos supercríticos especificados na Tabela 4.

Observa-se que, em todos os cenários simulados, praticamente todas as curvas de pressão e de potência de cada estágio foram concordantes e próximas entre si. Exceções são o primeiro estágio (esta_1), que apresentou um maior consumo de potência para altas vazões, e o último estágio (esta_9), que demonstrou um incremento de pressão ligeiramente superior aos demais estágios.

Contudo, esses desvios foram sistematicamente observados em todos os casos simulados, sugerindo que podem ser uma consequência da influência das condições de entrada e saída do domínio numérico sobre o escoamento no primeiro e último estágios. Outro fator que pode contribuir para o maior consumo de potência do primeiro estágio está relacionado ao tamanho da folga entre o rotor do primeiro estágio e carcaça da bomba (câmara de sucção), conforme esquematizado Figura 31(c), onde a superfície externa do rotor entra em contato com um volume maior de fluido, que recircula e exige torque extra em comparação com os demais estágios, nos

quais a folga é menor. De qualquer forma, o aumento de pressão e potência de qualquer um dos outros estágios intermediários pode ser considerado como representativo do desempenho geral da bomba em termos práticos.

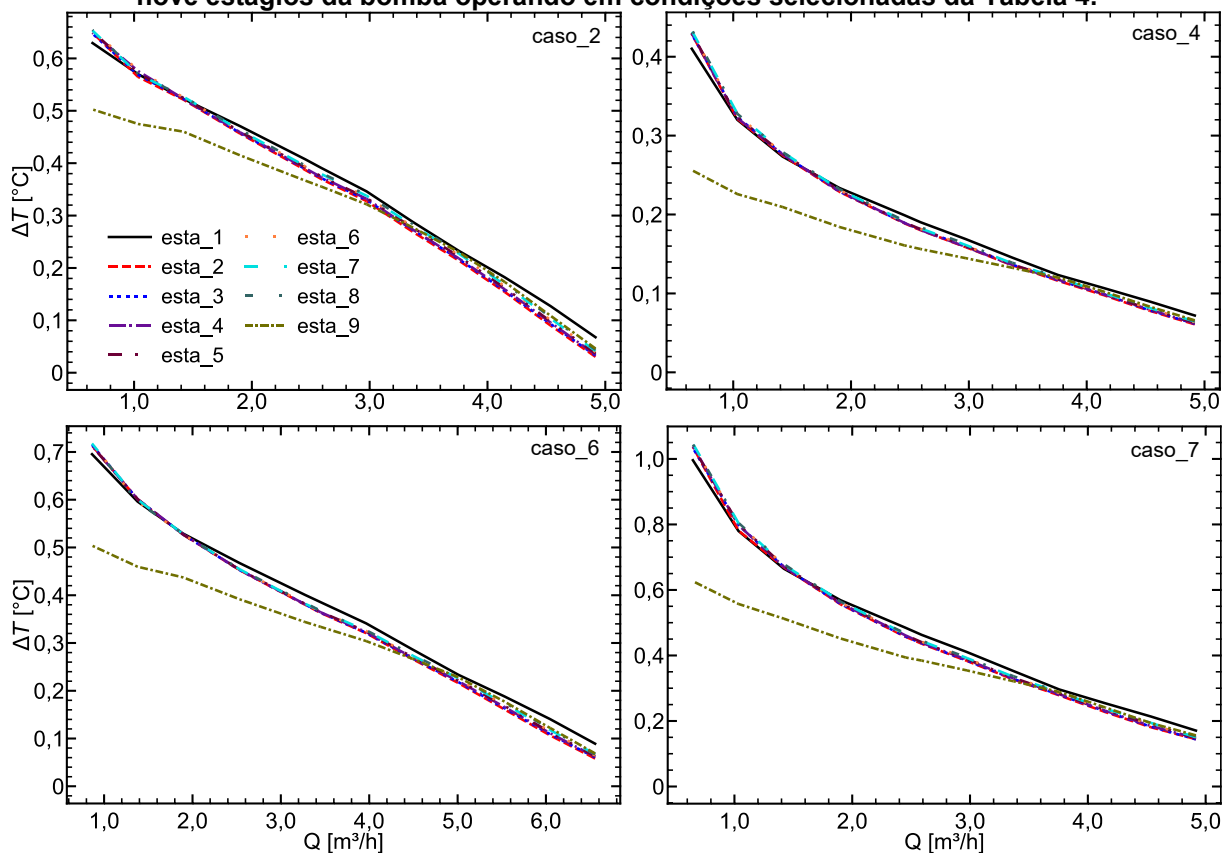
Figura 58 – Curvas numéricas de aumento de pressão (eixo principal) e potência (eixo secundário) em função da vazão, para cada um dos nove estágios da bomba operando em condições selecionadas da Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Da mesma forma que para o aumento de pressão e a potência, a Figura 59 mostra curvas numéricas do ganho de temperatura em função da vazão para cada um dos nove estágios da bomba modelo, operando em diferentes condições operacionais e com diversos fluidos supercríticos conforme especificados na Tabela 4. De modo similar aos casos do aumento de pressão e potência, nota-se que o ganho de temperatura do primeiro e nono estágios tendem a se desviar dos demais estágios intermediários, para os quais o comportamento das curvas de ganho de temperatura foi consistentemente semelhante.

Figura 59 – Curvas numéricas de ganho de temperatura em função da vazão, para cada um dos nove estágios da bomba operando em condições selecionadas da Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que o ganho de temperatura do primeiro estágio (esta_1) tende a ser maior do que nos outros estágios, o que pode estar relacionado à recirculação de uma massa maior de fluido retida nesse estágio, resultando em uma dissipação de calor ligeiramente superior comparada aos demais estágios, manifestando-se como um aumento de temperatura. Por outro lado, à medida que a vazão diminui, o ganho de temperatura do nono estágio (esta_9) diminui significativamente em relação aos outros estágios. Uma possível explicação para esse comportamento pode estar associada à expansão que o fluido de trabalho sofre quando sai do nono estágio e entra no tubo de descarga, conforme mostrado na Figura 31(c).

Isso confirma novamente que os resultados do primeiro e último estágio são sensíveis às condições de entrada e saída do domínio numérico considerado. Entretanto, é importante ressaltar que, na maioria dos casos simulados, as diferenças observadas foram inferiores a $0,15^{\circ}\text{C}$, exceto para o argônio (caso 7), onde a diferença foi $0,4^{\circ}\text{C}$. Entende-se que em nove ou mais estágios esses desvios podem impactar de forma desprezível nas curvas de aumento da temperatura total da bomba, bem como em outros parâmetros de desempenho dependentes da temperatura.

Essa análise final indica que, para os cenários avaliados com fluidos supercríticos, é possível usar valores médios do aumento de pressão, potência e ganho de temperatura por estágio para caracterizar o desempenho global da bomba centrífuga. Ao multiplicar esses valores médios pelo número total de estágios da bomba, pode-se estimar a pressão, potência e temperatura totais da bomba de forma prática, mesmo em situações em que a bomba opera com fluidos supercríticos de compressibilidade significativa. Ademais, esses resultados validam e conferem maior consistência ao procedimento e à análise subjacentes à metodologia de desempenho proposta.

Como observado, foram explorados numericamente diversos cenários nos quais a bomba operou com diferentes fluidos supercríticos e condições variadas de operação. Esses cenários incluíram situações com condições de operação próximas a cenários reais, além de uma mistura rica em CO₂, com composição molar e massa específica equivalentes a certas misturas encontradas em reservatórios do pré-sal brasileiro. Em todos os casos, os resultados de desempenho obtidos foram coerentes e representativos, fornecendo uma base de dados importantes que complementa os dados experimentais, os quais são essenciais para validar os resultados da metodologia de desempenho proposta, a qual é explorada a seguir.

6.3 Resultados da metodologia de desempenho proposta

A seguir, apresentam-se os resultados da metodologia proposta na seção 5 para estimar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos, conforme indicado na Figura 45, juntamente com sua validação usando dados numéricos e experimentais.

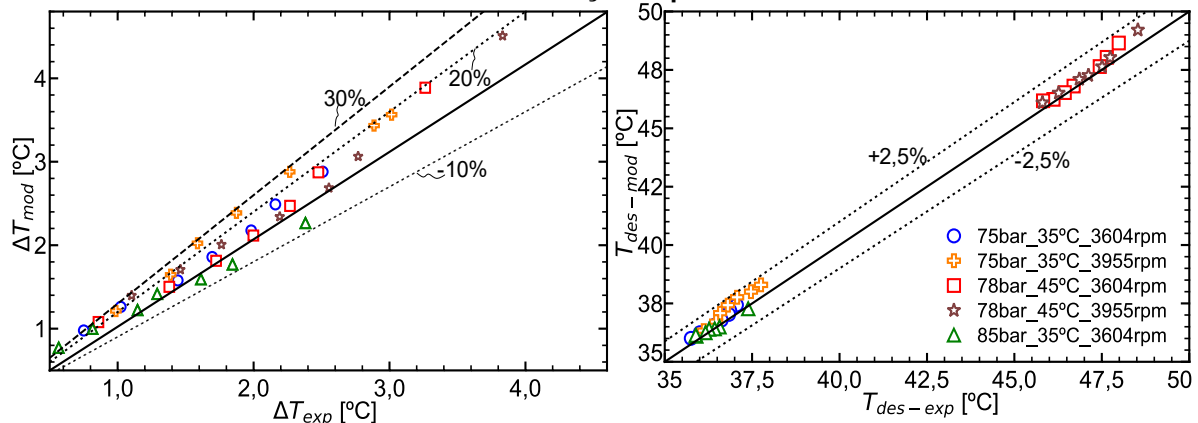
Primeiramente, realiza-se a validação específica dos resultados do modelo algébrico de temperatura, alimentando-o exclusivamente com dados obtidos para fluidos supercríticos, a fim de avaliar seus limites de aplicação. Em seguida, valida-se os resultados obtidos por meio da metodologia de previsão de desempenho proposta na seção 5, a qual utiliza curvas de desempenho disponíveis para água como ponto de partida.

6.3.1 Validação do modelo algébrico de temperatura

É importante destacar que os resultados de temperatura apresentados nesta subseção foram obtidos alimentando o modelo de temperatura proposto (Eq. 13) apenas com dados de desempenho obtidos especificamente para fluidos supercríticos ou similares.

A Figura 60 compara dados de ganho de temperatura (à esquerda) e temperatura de descarga (à direita) obtidos experimentalmente (referência) e com o modelo proposto (Eq. 13) para a bomba teste operando com CO₂ supercrítico nas condições especificadas na grade de testes experimentais. Quando os resultados são analisados em termos do ganho de temperatura (ΔT), observa-se que, em quase todos os cenários, o desvio relativo calculado para as estimativas do modelo foi bem inferior a 20%, com exceção do caso de 75 bar, 35 °C e 3955 rpm, no qual o desvio foi de até 30%. Contudo, mesmo neste cenário, o desvio absoluto correspondente não excedeu 0,65 °C.

Figura 60 – Comparação entre os resultados do modelo de temperatura proposto e os resultados experimentalmente, em termos do ganho de temperatura (à esquerda) e a temperatura de descarga (à direita), para a bomba operando com CO₂ supercrítico em diferentes condições operacionais.



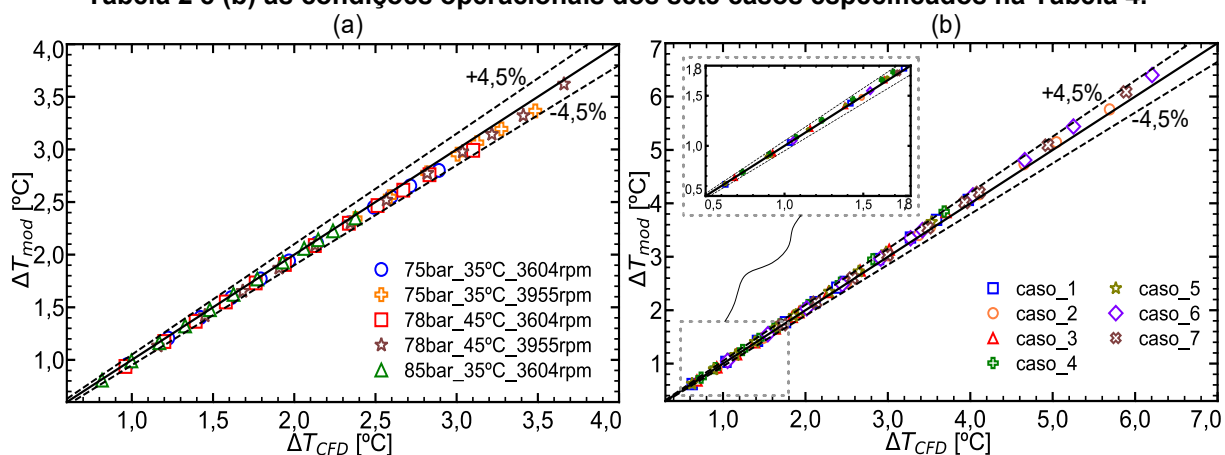
Fonte: Autoria própria (2024)

Por outro lado, ao comparar os resultados em termos globais de temperatura de descarga (T_d), o desvio relativo de 30% se reduz para $\pm 2,5\%$ no pior dos casos, correspondendo à mesma variação de 0,65 °C. Esse resultado é esperado, uma vez que a influência dos baixos valores do ganho de temperatura, que intensificam o cálculo dos desvios relativos, é eliminada quando se usa valores globais de temperatura de descarga. Além disso, a análise em termos da temperatura de descarga permite ter uma melhor noção das temperaturas atingidas ao longo do processo de bombeamento em cada um dos cenários testados.

Independente da forma como os resultados são apresentados e os desvios relativos calculados, observa-se que o modelo de temperatura proposto é capaz de fornecer resultados de temperatura consistentes com os resultados experimentais e com a física do problema, levando em conta as particularidades do comportamento das propriedades termo-físicas dos fluidos supercríticos.

A Figura 61 compara os dados de ganho de temperatura obtido por meio do modelo proposto com os resultados de simulações numéricas, considerando: (a) os cenários testados experimentalmente e (b) as condições operacionais dos sete casos especificados na Tabela 4. Observa-se que, para todos os cenários avaliados, os resultados do modelo proposto apresentam uma notável concordância com os resultados numéricos, sendo que no pior dos cenários, o desvio relativo calculado em relação aos resultados numéricos, foi inferior a 4,5 % (0,3 °C). Isso deixa em evidência o bom desempenho do modelo proposto para estimar a temperatura em diversos cenários, incluindo diferentes fluidos supercríticos e operações sob altas pressões.

Figura 61 – Comparação entre os resultados do modelo de temperatura proposto e os resultados de simulações numéricas, considerando: (a) os cenários de fluidos supercríticos da Tabela 2 e (b) as condições operacionais dos sete casos especificados na Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Além disso, nota-se que, os desvios relativos obtidos em relação aos dados numéricos são menores do que aqueles em relação aos dados experimentais. Isso se deve ao fato de que os resultados experimentais são mais propensos às incertezas de medição, que incluem tanto as incertezas próprias dos instrumentos quanto as características dos experimentos. Por exemplo, na condição de operação com maior desvio relativo (30%), próxima do ponto crítico, foi mais difícil alcançar e manter um regime estável ou permanente experimentalmente, o que impacta diretamente na

precisão das medidas experimentais, principalmente da temperatura e potência. Já, nas simulações numéricas, esse problema era menos frequente e teve menor impacto nos resultados, como observado na Figura 61.

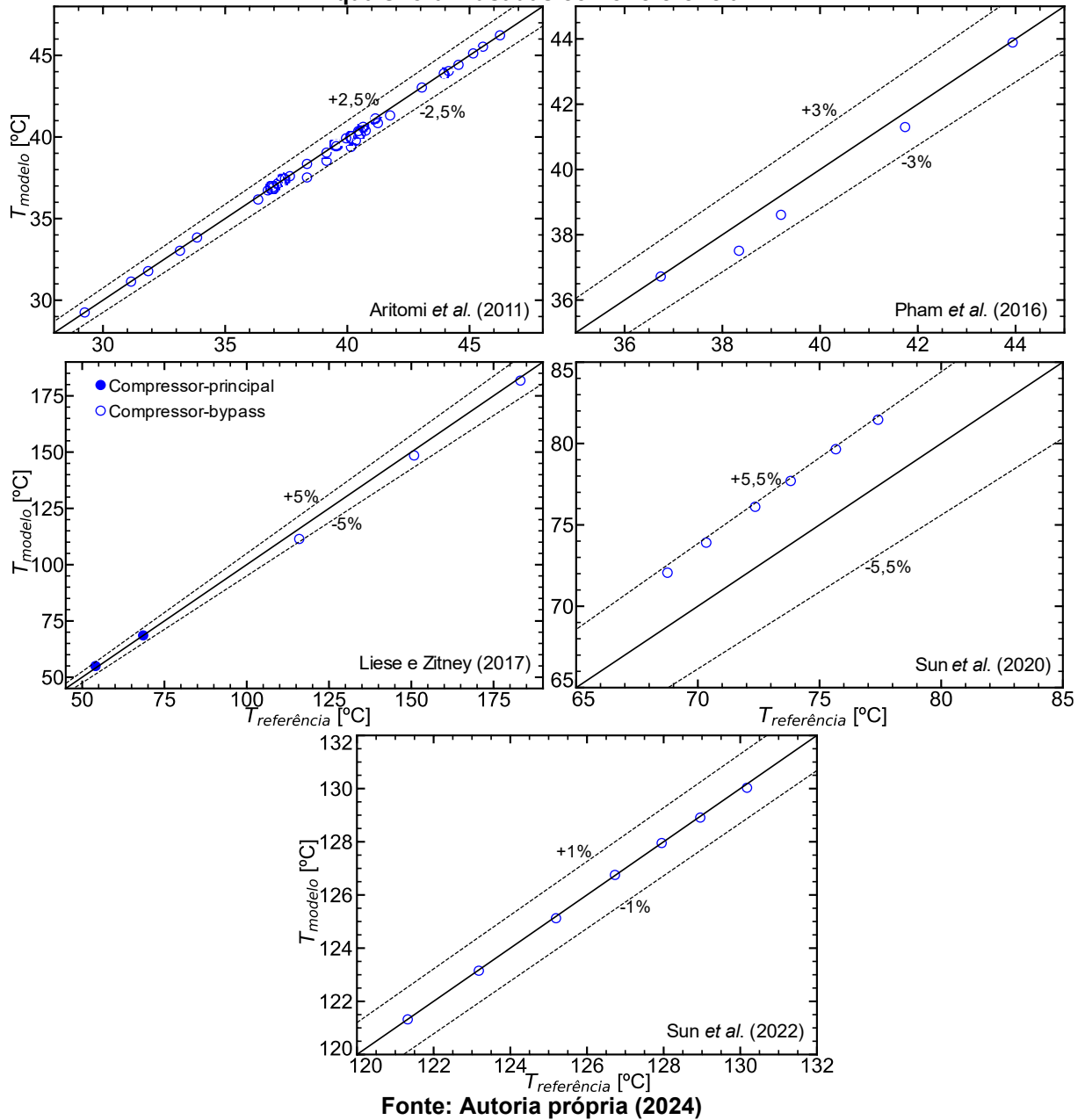
Com o intuito de explorar os limites e possibilidades de aplicação do modelo de temperatura proposto, sua validação foi estendida a cenários de compressores centrífugos aplicados na indústria nuclear. Esses compressores operam geralmente em altas velocidades de rotação (acima de 10 000 rpm), consomem potência na ordem de megawatts e geram altas razões de pressão, parâmetros que influenciam diretamente no modelo proposto, conforme Eq. (13).

Foram encontrados cinco estudos com todas as informações necessárias para aplicar e validar o modelo proposto. Aritomi *et al.* (2011) oferecem uma importante fonte de dados experimentais obtidos com compressores centrífugos operando com CO₂ em condições subcríticas e supercríticas. Por sua vez, Pham *et al.* (2016) e Liese e Zitney (2017) também fornecem resultados para compressores operando com CO₂ supercrítico a altas temperaturas e pressões. Por outro lado, Sun *et al.* (2020) e Sun *et al.* (2022) proporcionam dados experimentais de compressores centrífugos operando com ar supercrítico e ar gasoso, respectivamente.

A Figura 62 mostra a comparação entre as temperaturas de descarga estimadas com o modelo proposto e os dados obtidos dos estudos mencionados anteriormente. De modo geral, observa-se que, as temperaturas de descarga calculadas com o modelo proposto concordam bem com os dados experimentais dos estudos de referência. Em todos os casos comparados, o desvio relativo calculado para as estimativas do modelo foi inferior a $\pm 5,5\%$, confirmando uma correspondência notável com os dados experimentais coletados da literatura.

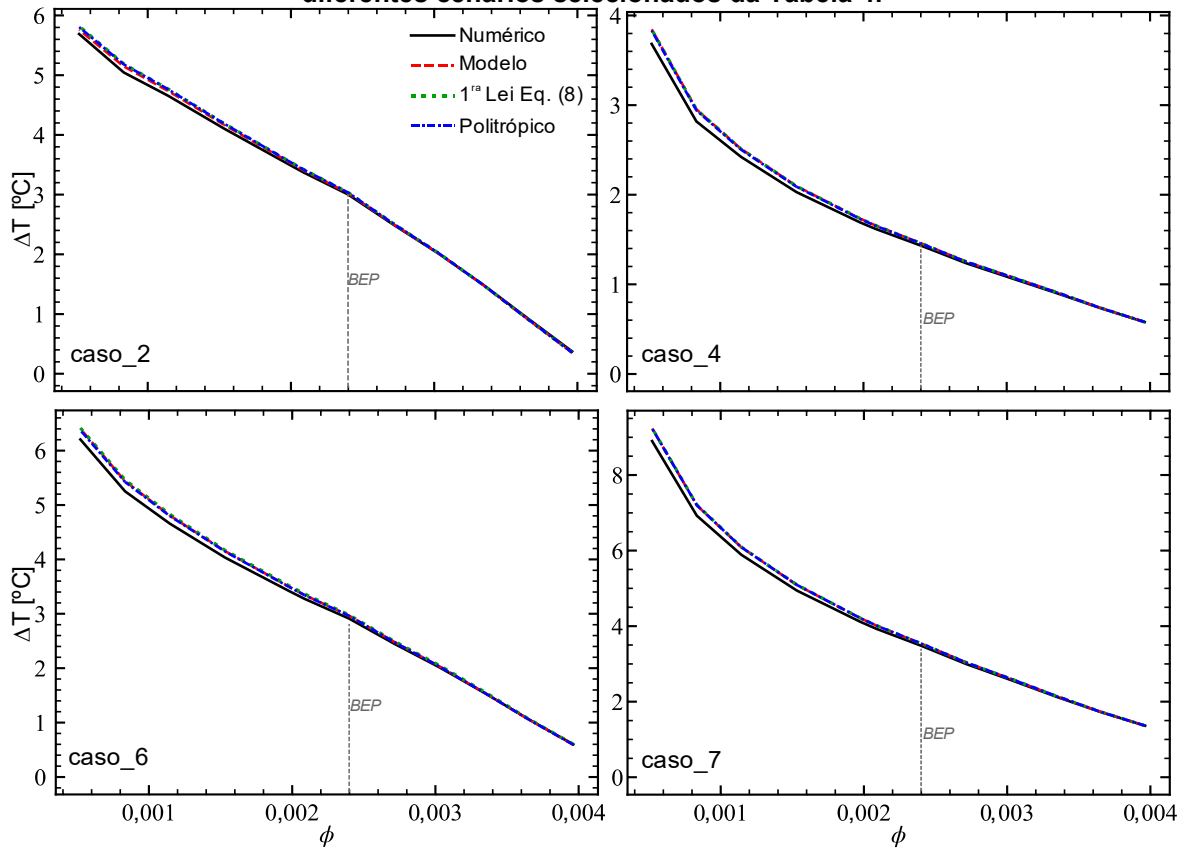
Além disso, como já observado anteriormente, o modelo proposto demonstra ser adequado para estimar as temperaturas de descarga mesmo em condições próximas ao ponto crítico, conforme evidenciado pela comparação com os dados de Aritomi *et al.* (2011) e Liese e Zitney (2017). O modelo também se mostrou eficiente em situações em que o fluido de trabalho apresenta comportamento de gás ideal, como no estudo de Sun *et al.* (2022), no qual o aumento de temperatura do ar chegou até 100 °C. Esses resultados destacam a versatilidade e a confiabilidade do modelo proposto em diversas condições de operação, incluindo cenários além do bombeamento de fluidos supercríticos.

Figura 62 – Comparação entre as temperaturas de descarga calculadas com o modelo de temperatura proposto e aquelas obtidas de diferentes estudos disponíveis na literatura, às quais foram usadas como referência.



Como parte do processo de validação do modelo de temperatura, A Figura 63 compara os resultados de aumento de temperatura obtidos com o modelo proposto, Eq. (13), com aqueles obtidos pelo método da primeira lei, Eq. (8), e pelo modelo politrópico convencional (LÜDTKE, 2014), Eq. (14), considerando alguns dos casos especificados na Tabela 4. Resultados numéricos de ganho de temperatura também são apresentados como referência (*baseline*).

Figura 63 – Curvas de aumento de temperatura em função do coeficiente de vazão, obtidas através do modelo algébrico proposto (Eq. 13), da metodologia da primeira lei (Eq. 8), o modelo tradicional politrópico (Eq. 14) e numericamente (*baseline*), para a bomba operando em diferentes cenários selecionados da Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

$$T_2 = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^m \Rightarrow m = \frac{P}{c_p} \left[\frac{v}{T} \left(\frac{1}{\eta_p} - 1 \right) + \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_p \right] \quad (14)$$

onde P , T , c_p , v e η_p são a pressão, temperatura, calor específico isobárico, volume específico e a eficiência politrópica, respectivamente. Por sua vez, os subscritos 1 e 2 representam as condições de sucção e descarga da bomba, respectivamente.

Em geral, observa-se que o modelo proposto estima os aumentos de temperatura do fluido com uma precisão semelhante à obtida com os outros dois modelos convencionais. Ademais, para coeficientes de vazão acima do BEP, os resultados dos três modelos são praticamente coincidentes com os dados numéricos. No entanto, para vazões menores do que a do BEP, os resultados dos modelos tendem a superestimar ligeiramente os dados numéricos.

Embora os resultados obtidos com o modelo proposto e os modelos convencionais sejam próximos, sua aplicação não é igualmente prática. Conforme comentado anteriormente, o modelo da primeira lei requer várias interpolações

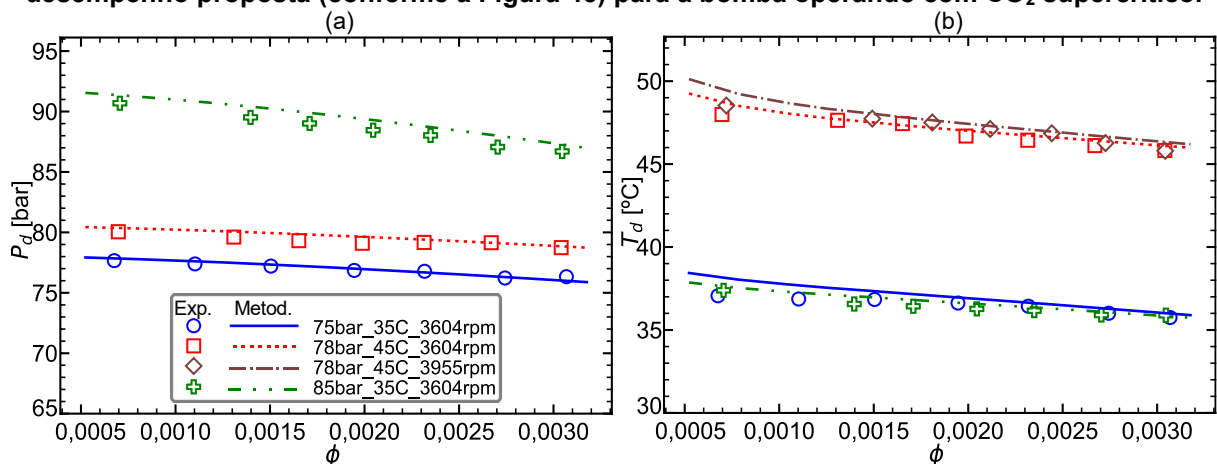
durante o processo de cálculo. Por outro lado, o modelo politrópico requer um processo iterativo para determinar o expoente politrópico de temperatura, m , uma vez que esse expoente depende da temperatura de descarga, conforme indicado na Eq. (14). Em contrapartida, o modelo proposto é de aplicação direta, dependendo apenas de parâmetros operacionais normalmente inerentes aos processos de bombeamento.

6.3.2 Validação da metodologia de desempenho proposta

A seguir, são apresentados os resultados da metodologia proposta para avaliar o desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos, seguindo os passos indicados na Figura 45. Diferente da subseção anterior, todos os resultados de desempenho para fluidos supercríticos, incluindo as temperaturas, foram obtidos a partir de dados de desempenho numéricos ou experimentais da bomba operando com água.

A Figura 64 mostra uma comparação entre os resultados obtidos por meio da metodologia proposta (conforme especificado na Figura 45) e experimentalmente. Em (a), são apresentadas curvas de pressão de descarga (P_d) e, em (b), curvas de temperatura de descarga (T_d), ambos os casos em função do coeficiente de vazão (ϕ), para a bomba centrífuga operando com CO_2 supercrítico nas condições indicadas.

Figura 64 – (a) Curvas de pressão de descarga e (b) curvas de temperatura de descarga em função do coeficiente de vazão, obtidas experimentalmente e por meio da metodologia de desempenho proposta (conforme a Figura 45) para a bomba operando com CO_2 supercrítico.



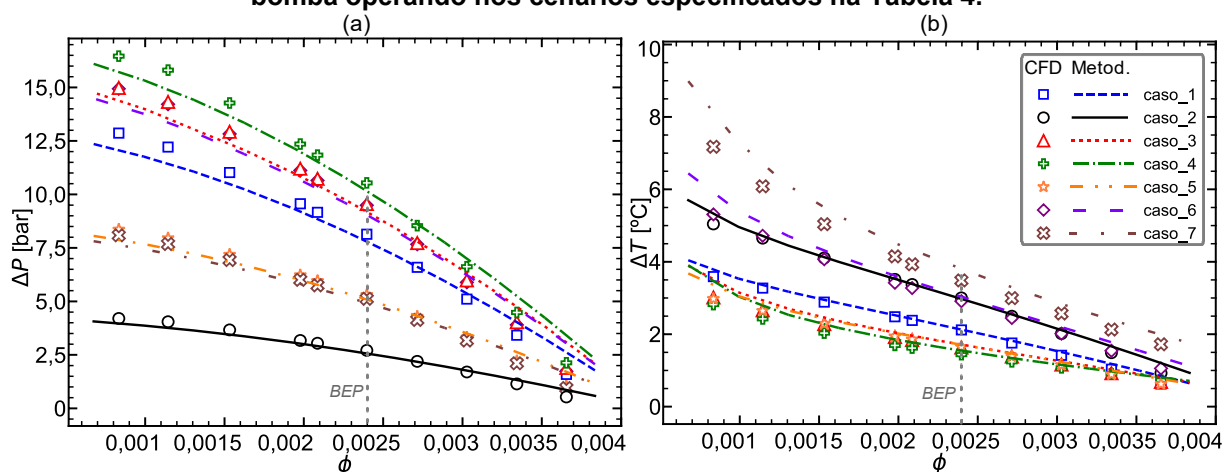
Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que, em ambos os casos, os resultados da metodologia proposta acompanham bem as tendências experimentais ao longo de toda a faixa de coeficientes de vazão, evidenciando uma notável concordância entre resultados.

Quantitativamente, a metodologia proposta tende a superestimar ligeiramente os resultados experimentais, principalmente no caso da temperatura de descarga em condições de vazão muito baixa. Porém, no pior dos casos, os desvios relativos máximo calculados para a pressão e a temperatura de descarga não excederam 1,1% (0,85 bar) e 3,6 % (0,9°C), respectivamente. Isso demonstra que a metodologia de desempenho proposta é capaz de estimar adequadamente as pressões e temperaturas para operações com CO₂ supercrítico, mesmo quando é baseada em dados de operações com água.

A Figura 65 apresenta uma comparação entre as curvas de aumento de pressão (a) e ganho de temperatura (b), em função do coeficiente de vazão, obtidas por meio da metodologia proposta e de simulações numéricas, para a bomba operando nas condições dos sete casos especificados na Tabela 4. Esses casos permitiram avaliar a eficiência de previsão da metodologia proposta quando aplicada a cenários com diferentes fluidos supercríticos e em condições operacionais próximas às de situações reais.

Figura 65 – (a) Curvas de aumento de pressão e (b) curvas ganho de temperatura, obtidas por meio da metodologia proposta (conforme Figura 45) e por meio de simulações numéricas da bomba operando nos cenários especificados na Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Observa-se que, para todos os casos, os resultados de aumento de pressão e de temperatura obtidos pela metodologia proposta apresentam uma boa concordância com os dados numéricos, acompanhando com precisão as tendências numéricas ao longo de toda a faixa de coeficientes de vazão, principalmente nos pontos de operação próximos ao de melhor eficiência, BEP. Quantitativamente, nota-se que, com a diminuição do coeficiente de vazão, os resultados da metodologia

tendem a se desviar dos numéricos, principalmente para o ganho de temperatura em coeficientes de vazão muito baixos. No entanto, no pior dos casos, o desvio relativo em relação aos dados numéricos não superou 18% (0,78 bar) para o aumento de pressão e 16% (0,6 °C) para a temperatura. Por outro lado, considerando-se todos os resultados de todos os casos, o desvio relativo médio obtivo para o aumento de pressão e temperatura foi de 5 % (0,36 bar) e 7,4% (0,3 °C), respectivamente.

Além disso, destaca-se a capacidade da metodologia em prever não apenas as tendências observadas, mas também em capturar a física do problema, considerando a influência das propriedades do fluido de trabalho e das condições de operação sobre o aumento de pressão e temperatura. Por exemplo, com o aumento da massa específica, maiores incrementos de pressão são gerados, enquanto com a diminuição do calor específico e aumento da velocidade de rotação, maiores ganhos de temperatura são produzidos, conforme discutido anteriormente.

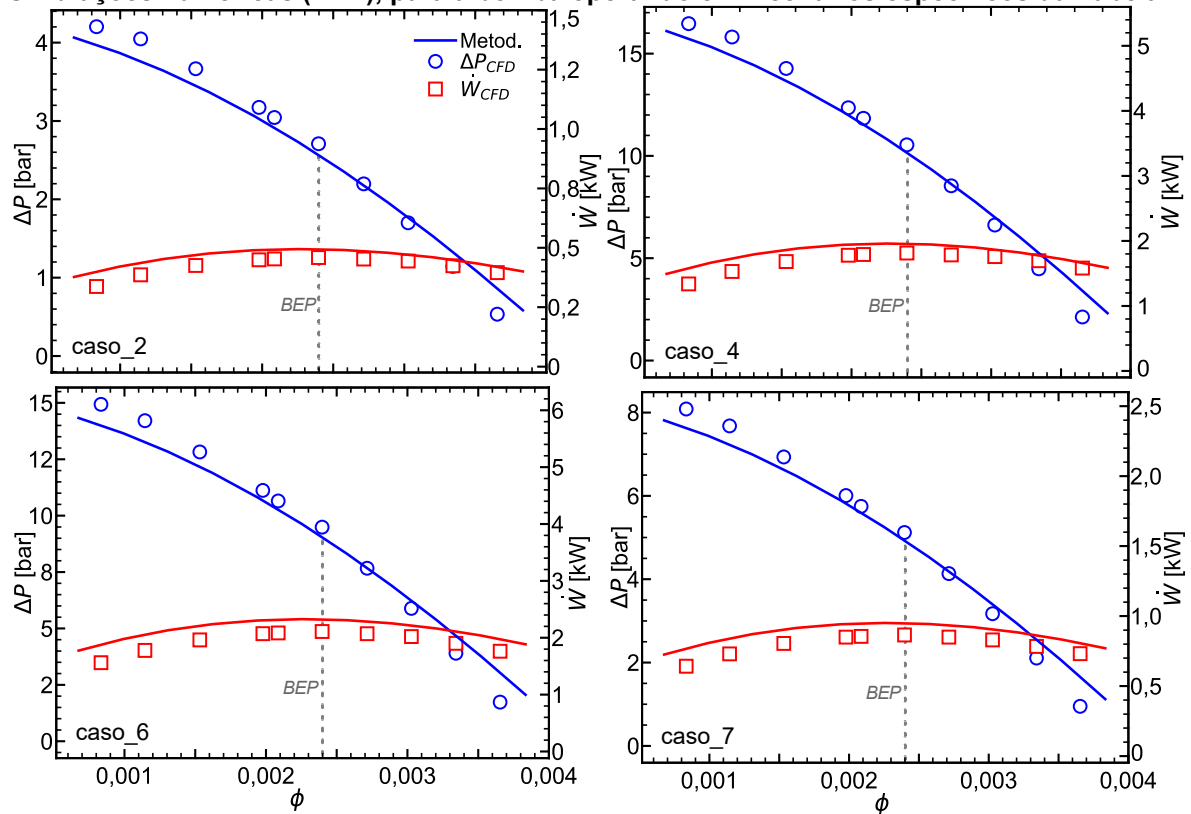
Por fim, a Figura 66 apresenta dados de aumento de pressão (eixo-principal) e potência consumida (eixo-secundário) obtidas por meio da metodologia proposta e de simulações numéricas (CFD). Para visualizar em mais detalhe o comportamento do aumento de pressão (mostrado na Figura 65 (a)) e da potência, foram selecionados apenas quatro casos da Tabela 4. Os casos 2 e 4 representam às condições de operação mais próxima e mais afastada do ponto crítico do CO₂, respectivamente. O caso_6 refere-se à operação com uma mistura rica em CO₂ e em alta rotação, enquanto o caso_7 corresponde à operação com argônio supercrítico a alta pressão.

Conforme discutido anteriormente, observa-se que, independentemente do tipo de fluido supercrítico bombeado, a metodologia proposta estima satisfatoriamente o aumento de pressão em relação aos dados numéricos, principalmente em coeficientes de vazão próximos ao de melhor eficiência, BEP. No entanto, para coeficientes de vazão muito baixos ou muito altos, os resultados da metodologia tendem a se desviar um pouco dos dados numéricos. Essas vazões, contudo, correspondem a condições de operação que geralmente estão fora da janela de operação usual da bomba centrífuga.

No caso da potência consumida pela bomba, nota-se que os resultados da metodologia proposta estão em concordância com as tendências numéricas ao longo de toda a faixa de coeficientes de fluxo. Quantitativamente, a metodologia proposta tende a superestimar ligeiramente os resultados numéricos, com um desvio mais acentuado em coeficientes de vazão baixos. Comportamento similar foi observado nos

outros casos não mostrados. Considerando-se todos os resultados obtidos para os sete casos da Tabela 4, o desvio relativo médio calculado para a metodologia proposta em relação aos resultados numéricos foi de 11% (0,125 kW).

Figura 66 – Comparação entre as curvas de aumento de pressão e de potência, em função do coeficiente de vazão, obtidas por meio da metodologia proposta (conforme Figura 45) e simulações numéricas (CFD), para a bomba operando em 4 cenários específicos da Tabela 4.



Fonte: Autoria própria (2024)

Essa superestimação da potência, quase sistemática em todos os casos, pode ser uma decorrência do desvio observado entre os coeficientes de potência da água e dos fluidos supercríticos na Figura 36. Como a metodologia usa as curvas adimensionais de água para estimar os parâmetros de desempenho para fluidos supercríticos, qualquer superestimação presente nas curvas de água será também refletida nas curvas de fluidos supercríticos, como ocorre no caso da potência. Além disso, assim como no aumento de pressão, a potência consumida pela bomba também é influenciada pela massa específica [caso_4 (901 kg/m³)] e a velocidade de rotação [caso_6 (6000 rpm)]. Quanto maiores esses parâmetros, maior será a potência consumida.

Desconsiderando as condições de operação mais extremas, especialmente aquelas em baixas e altas vazões, a análise de resultados deixa em evidência que a

metodologia proposta é uma ferramenta prática, capaz de fornecer dados adequados de desempenho e temperatura para o bombeamento de fluidos supercríticos, em concordância com a natureza física do problema. Isso tem valiosas implicações práticas, pois indica que as curvas para água são um excelente ponto de referência para simular a operação de bombas centrífugas com fluidos supercríticos, além de reafirma que os coeficientes adimensionais tradicionais de bombas centrífugas podem ser usados com eficácia para esse fim.

Em situações específicas onde seja exigido um nível de precisão mais alto, recomenda-se considerar medidas adicionais para corrigir alguns dos desvios observados nos resultados. Por exemplo, poderia ser implementado algum método de correção de viscosidade para reduzir os desvios entre os coeficientes adimensionais da água e dos fluidos supercríticos, conforme observado na Figura 36. No entanto, de um ponto de vista conservador, o emprego da metodologia proposta em sua forma atual oferece resultados satisfatórios, com desvios dentro de uma faixa aceitável para fins práticos de engenharia, no contexto de projetos de sistemas de bombeamento.

7 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

O presente trabalho propõe um estudo numérico e experimental para avaliar o desempenho de uma bomba centrífuga operando com fluidos supercríticos, bem como uma metodologia para estimar os principais parâmetros de desempenho e temperatura do bombeamento desses fluidos. Desenvolveu-se um modelo numérico capaz de capturar adequadamente a física do problema, permitindo explorar condições operacionais difíceis de serem avaliadas experimentalmente e fornecer dados adicionais para a validação da metodologia de previsão de desempenho proposta. Paralelamente, foi construída uma bancada experimental para a obtenção de dados essenciais para a validação do modelo numérico e da metodologia de desempenho proposta.

As curvas de desempenho obtidas numericamente mostraram boa concordância com os resultados experimentais, tanto para operações com água quanto com CO₂ supercrítico. Isso garantiu com que o modelo fosse confiável para calcular parâmetros de desempenho de uma bomba de nove-estágios.

Tanto os resultados experimentais quanto numéricos demonstraram que, independentemente do tipo de fluido supercrítico (a uma velocidade de rotação constante), a massa específica exerce maior influência no aumento de pressão e na potência consumida do que no ganho de temperatura do fluido. Embora esse último seja diretamente dependente desses dois parâmetros, observou-se que o ganho de temperatura é geralmente mais sensível a variações no calor específico isobárico, ao coeficiente de Joule – Thomson e à velocidade rotação.

Os resultados também sugerem que, para produzir altos incrementos de pressão com baixa ou moderada geração de temperatura, a bomba centrífuga deve operar em condições afastadas do ponto crítico do fluido de trabalho, principalmente em termos da pressão de sucção. Isso pode ser explicado pelo fato de que o bombeamento de fluidos supercríticos com bombas de dezenas ou centenas de estágios pode gerar aumentos de temperatura consideráveis, o que pode comprometer a estrutura dos diversos componentes mecânicos das bombas.

A análise dos coeficientes adimensionais de bombas centrífugas sugere que as leis de afinidade bem estabelecidas para líquidos pouco viscosos podem ser estendidas para fluidos supercríticos de forma satisfatória. Quantitativamente, para os casos simulados, observou-se um desempenho relativamente melhor para o

bombeamento de fluidos supercríticos em comparação à operação com água. Isso pode ser atribuído à viscosidade cinemática inferior dos fluidos supercríticos, que foi de até 12 vezes menor do que a da água, posto que a variação da massa específica ao longo dos estágios da bomba foi pequena, o que teve pouca influência no cálculo dos parâmetros de desempenho da bomba.

A análise do comportamento dos parâmetros de desempenho por estágio demonstrou que, similarmente às operações com líquidos, em cenários de bombeamento de fluidos supercríticos também é possível usar valores médios de aumento de pressão, potência e temperatura de um único estágio para caracterizar o desempenho global de uma bomba centrífuga de múltiplos estágios. Para isso, os valores médios calculados para um estágio único devem ser multiplicados pelo número total de estágios da bomba centrífuga.

Como parte da metodologia de desempenho proposta, foi desenvolvido um modelo algébrico para estimar o ganho de temperatura do fluido em função de parâmetros de desempenho inerentes a bombas centrífugas. Os resultados desse modelo apresentaram uma notável concordância com dados numéricos (CFD) e experimentais, tanto em cenários de bombas centrífugas quanto no de compressores. Além disso, o modelo proposto ofereceu dados de temperatura com igual ou melhor precisão do que outros modelos tradicionais da literatura, porém, de forma mais prática e direta. Em termos de uso para bombas de vários estágios, a precisão do modelo é maior quando aplicado inicialmente a um único estágio, com o resultado sendo então extrapolados para toda a bomba.

Em relação a metodologia de desempenho proposta, observou-se que, apesar de se basear em dados de desempenho para água, ela fornece resultados coerentes com aqueles obtidos numérica e experimentalmente para fluidos supercríticos, especialmente para o aumento de pressão e da temperatura nas vazões próximas ao ponto de melhor eficiência. Já no caso da potência consumida, os resultados da metodologia tendem a superestimar ligeiramente os resultados numéricos. Entretanto, sugere-se que os valores estimados com a metodologia proposta podem ser considerados como um limite operacional, representando assim a potência máxima que a bomba demanda ao bombear um fluido supercrítico.

Com base nesses resultados, comprovou-se que a metodologia proposta tem grande potencial para ser usada como uma ferramenta eficaz na seleção e na estimativa de desempenho de bombas centrífugas em aplicações de transporte,

injeção ou reinjeção de fluidos supercríticos ou similares. No entanto, a realização de testes adicionais, considerando diferentes tipos de bombas e variadas condições operacionais, podem ser valiosos para confirmar ou eventualmente melhorar a precisão da metodologia.

Por último, com base no resultados apresentados e do ponto de vista de desempenho, podem ser afirmados dois fatos importantes: (i) bombas centrífugas são capazes de bombear fluidos supercríticos de forma satisfatória, independentemente do tipo de substância; e (ii) ao contrário do bombeamento de líquidos pouco viscosos, o bombeamento de fluidos supercríticos gera incrementos de temperatura consideráveis, os quais devem ser levados em conta para uma caracterização adequada do desempenho de bombas centrífugas operando com fluidos supercríticos.

De modo geral, espera-se que as abordagens consideradas no desenvolvimento deste estudo, bem como os resultados discutidos, contribuam para uma melhor compreensão do comportamento das bombas centrífugas operando com fluido supercrítico em relação ao seu desempenho e a outros aspectos que devem contribuir para a escassa literatura sobre o assunto.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se citar:

- ✓ Realizar testes experimentais com misturas ricas em CO₂, considerando bombas centrífugas mais robustas.
- ✓ Estudar o impacto de bombear misturas de fluidos supercríticos com alto teor de água, identificando-se como diferentes composições e concentrações de água afetam o desempenho.
- ✓ Avaliar numericamente o desempenho de bombas centrífugas com diferentes geometrias de rotor para identificar configurações mais eficientes para operar com fluidos supercríticos.
- ✓ Testar a metodologia de desempenho proposta com fluidos supercríticos diferentes aos considerados neste estudo, especialmente com características e propriedades similar aos fluidos supercríticos encontrados em cenários reais.
- ✓ Investigar melhorias para o aprimoramento da metodologia de desempenho proposta, como por exemplo implementar um método de correção de viscosidade.

REFERÊNCIAS

- AAKRE, S. R.; ANDERSON, M. H.; BROOKS, P. W. Volumetric efficiency and pressure pulsation of a triplex reciprocating supercritical CO₂ pump. **The Journal of Supercritical Fluids**, v. 168, 105072, fev. 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, oct. 2015.
- ALMEIDA, E.; COLOMER, M.; VITTO, W. A. C.; NUNES, L.; BOTELHO, F.; COSTA, F.; WAEGER, L. Gás do Pré-Sal: Oportunidades, Desafios e Perspectivas. Texto para discussão – IBP, 2017.
- ALMEIDA, J. D. S. **Produção Offshore de Gás Natural Rico em CO₂**: Cenário Dutos Subsea com MEG e Processamento Onshore. Dissertação (Mestrado), Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, Brasil, 2016.
- AMELI, A.; TURUNEN-SAARETI, T.; BACKMAN, J. Numerical Investigation of the Flow Behavior Inside a Supercritical CO₂ Centrifugal Compressor. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 140(12), 122604, dez. 2018.
- ANSYS. **Ansys Documentation**. Canonsburg: ANSYS, Inc, 2024.
- ARITOMI, M.; ISHIZUKA, T.; MUTO, Y.; TSUZUKI N. Performance test results of a supercritical CO₂ compressor used in a new gas turbine generating system. **Journal of Power and Energy Systems**, v. 5, p. 45-59, jan. 2011.
- ASME PTC 10. Performance test code on compressor and exhausters. ASME, 2010.
- AURORA PUMPS. Comercial Pump 3800 series. Disponível em: <https://watershapes.com/pentair-s-aurora-3800-commercial-pump/>. Acesso em 12 de maio de 2023.
- 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, 091003, set. 2015.
- BERGAMINI, L.; VESCOVO, C. D.; MILONE, E. F. Centrifugal Pumps for CO₂ Applications. **Proceedings of the Twenty-Seventh International Pump User Symposium**. Houston, Texas, USA, set. 2011.
- BLANCHETTE, L.; KHADSE, A.; MOHAGHEGHI, M.; KAPAT, J. Two Types of Analytical Methods for a Centrifugal Compressor Impeller for Supercritical CO₂ Power Cycles. Propulsion and Energy: **14th International Energy Conversion Engineering Conference**, AIAA2016-4526. Salt Lake City, USA, jul. 2016.
- 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,

out. 2017.

CAO, R.; DENG, Q.; LI, Z.; LI, J.; GAO, T. Design strategy for inlet conditions of supercritical CO₂ centrifugal compressors. **The Journal of Supercritical Fluids**, v. 196, 105879, mai. 2023.

CETIN, T. H.; ZHU, J. Aerodynamic design and optimization of sCO₂ turbomachinery: Two-Stage optimization approach. **Energy Conversion and Management**, v. 297, 117711, dez. 2023.

CHA, J. E., PARK, J. H., LEE, G., SEO, H., LEE, S., CHUNG, H., LEE, S. W. 500KW supercritical CO₂ power generation system for waste heat recovery: System design and compressor performance test results. **Applied Thermal Engineering**, v. 194, 117028, jul. 2021.

CHO, S. K.; LEE, J.; LEE, J. I. Off Design Performance Map Similarity Study of Radial Type Turbomachinery in Supercritical CO₂ Brayton Cycle. **Proceedings of the ASME-JSME-KSME 2015 Joint Fluids Engineering Conference**, AJKFluids2015-7903, Seoul, Korea, jul. 2015.

CHO, J.; CHOI, M.; BAIK, Y. J.; LEE, G.; RA, H. S.; KIM, B.; KIM, M. Development of the turbomachinery for the supercritical carbon dioxide power cycle. **International Journal of Energy Research**, v. 40, p. 587-599, nov. 2016.

CHO, S. K., SON, S., LEE, J., LEE, S. JEONG, Y., OH, B. S., LEE, J. I. Optimum loss models for performance prediction of supercritical CO₂ centrifugal compressor. **Applied Thermal Engineering**, v 184, 116255, fev. 2021.

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

DEMIREL, Y.; GERBAUD, V. **Nonequilibrium Thermodynamics: Transport and Rate Processes in Physical, Chemical and Biological Systems**. 4a ed. Elsevier, 2019.

DOSTAL V.; DRISCOLL M.J.; HEJZLAR P. A supercritical Carbon Dioxide Cycle for Next Generation Nuclear Reactors. **Advanced Nuclear Power Technology Program**, MIT-ANP-TR-100, 2004.

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, set. 2018.

ELLIOTT, J.R.; LIRA, C.T. **Introductory Chemical Engineering Thermodynamics**. 2nd editions, New Jersey: Prentice Hall, 2012.

EVANS, B. F.; HUBLE, S. R. Centrifugal compressor performance making enlightened analysis decisions. **Proceedings 46th Turbomachinery & 33rd Pump Symposia**, Houston, Texas, USA, set. 2017

EXTRATEX. **Supercritical fluid – Carbon dioxide (CO₂)**. Disponível em: <https://www.extratex-sfi.com/en/supercritical>. Acesso em: 7 fev. 2024.

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

FULLER, R.; NOALL, J.; PREUSS, J. Turbomachinery for Supercritical CO₂ Power Cycles. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2012**, GT2012-68735, Copenhagen, Denmark, jun. 2012.

Gülich, J.F. **Centrifugal pumps**, 2nd ed., London: Springer Heidelberg Dordrecht, 2010.

GUPTA, S. **Developing 1-D Heat Transfer Correlations for Supercritical Water and Carbon Dioxide in Vertical Tubes**. Dissertação (Mestrado), University of Ontario Institute of Technology. Canada, 2014.

INMETRO. **Avaliação de Dados de Medição: Guia para a Expressão de Incerteza de Medição** – GUM 2008. Duque de Caxias, 2008.

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, fev. 2014.

KSB AKTIENGESELLSCHAFT. Pumps and valves for CO₂ applications. Catálogo, 2013.

LEE, J.; AHN, Y.; LEE, J. I.; YOON, H. Design Methodology of Supercritical CO₂ Brayton Cycle Turbomachineries. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2012**, GT2012-68933, Copenhagen, Denmark, jul. 2012.

LEE, J.; LEE, J. I.; AHN, Y.; KIM, S. G.; CHA, E. J. E. SCO₂PE Operating Experience and Validation and Verification of KAIST_TMD. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2013: Turbine Technical Conference and Exposition**, GT2013-94219, San Antonio, Texas, USA, jun. 2013.

LEE, J.; LEE, J. I.; YOON, H. J.; CHA, J. U. Supercritical Carbon Dioxide turbomachinery design for water-cooled Small Modular Reactor application. **Nuclear Engineering and Design**, v. 270, p. 76-89, abr. 2014.

LIESW, E.; ZITNEY, S. E. The impeller exit flow coefficient as a performance map variable for predicting centrifugal compressor off-design operation applied to a supercritical CO₂ working fluid. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2017: Turbomachinery Technical Conference and Exposition**, GT2017-63090, Charlotte, NC, USA, jun. 2017.

LIU, Z.; LUO, W.; ZHAO, Q.; ZHAO, W.; XU, J. Preliminary Design and Model Assessment of a Supercritical CO₂ Compressor. **Applied Sciences**, v. 8, p. 595-615, abr. 2018.

LÜDTKE, K. H. **Process Centrifugal Compressors**. 1^a ed. Berlin: Springer-Verlag Berlin Heidelberg GmbH., 2004

MALLEN, M.; SAVILLE, G. Polytropic Processes in the Performance Prediction of Centrifugal Compressor. **Institute of Mechanical Engineers Conference**, C183/77, p. 89-96, 1977.

MENTER, F. R. Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications. **AIAA Journal**, v. 32, p. 1598-1605, 1994.

MONGE, B. **Design of supercritical carbon dioxide centrifugal compressors**. Tese (Doutorado), Seville Thermal engine and machinery group, Spain, 2014.

MORAN, M. J.; SHAPIRO, H. N.; BOETTNER, D. D.; BAILEY, M. B. **Princípios de Termodinâmica para Engenharia**. 7ª ed. Rio de Janeiro: LTC, 2014.

PARK, J. H.; CHA, E. C.; LEE, S. W. Experimental investigation on performance test of 150-kW-class supercritical CO₂ centrifugal compressor. **Applied Thermal Engineering**, v. 210, 118310, mar. 2022.

PASSARELLI, F. M.; MOURA, D. A. G.; BIDART, A. M. F.; SILVA, J. P.; VIEIRA, A. J. M.; FRUTUOSO, L. F. A. HISEP: A Game Changer to Boost the Oil Production of High GOR and High CO₂ Content Reservoirs. **Offshore Technology Conference Brasil**, OTC-29762-MS, Rio de Janeiro, Brasil, out. 2019.

PATANKAR, S. V. **Numerical Heat Transfer and Fluid Flow**. Philadelphia, PA, USA: Taylor & Francis, 1980.

PECNIK, R., RINALDI, E., COLONNA, P. Computational fluid dynamics of a radial compressor operating with supercritical CO₂. **Journal of Engineering of Gas Turbines and Power**, v. 134, 122301, out. 2012.

PETROBRAS. **Petrobras Technological Challenges**. Aberdeen, 2020.

PETROBRAS. **Pré-Sal**. Disponível em: <https://petrobras.com.br/pt/nossas-atividades/areas-de-atuacao/exploracao-e-producao-de-petroleo-e-gas/pre-sal/>. Acesso em: 12 de maio de 2021.

PHAM, H. S.; ALPY, N.; FERRASSE, J. H.; BOUTIN, O.; TOTHILL, M. QUENAUT, J.; GASTALDI, O.; CADIOU, T.; SAEZ, M. An approach for establishing the performance maps of the sc-CO₂ compressor: Development and qualification by means of CFD simulations. **International Journal of Heat and Fluid Flow**, v. 61, p. 379-394, jun. 2016.

POPE, B. S. **Turbulent Flow**. Cambridge University Press, 2000.

RAYNER, C. M.; OAKES, R. S.; SAKAKURA, T.; YASUDA, H. **Green Reaction Media in Organic Synthesis: Supercritical Carbon Dioxide**. United Kingdom: Blackwell Publishing Ltd, 2005.

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, 072602, jul. 2015.

ROMEI, A.; GAETANI, P.; PERSICO, G. Computational fluid-dynamic investigation of a centrifugal compressor with inlet guide vanes for supercritical carbon dioxide power systems. **Energy**, v. 255, 124469, jun. 2022.

SANDBERG, M. R.; COLBY, G. M. Limitations of ASME PTC 10 in Accurately Evaluating Centrifugal Compressor Thermodynamic Performance. **Proceedings 42th Turbomachinery & 29rd Pump Symposia**, Houston, Texas, USA, out. 2013.

SHAO, W.; YANG, J.; WANG, X.; MA, Z. A real gas-based throughflow method for the analysis of SCO_2 centrifugal compressors. **Journal of Mechanical Engineering Science**, v. 0(0), p. 1-16, 2020.

SHAO, W.; YANG, J.; WANG, X.; MA, Z. Accuracy study and stability control of a property-table-based CFD strategy for modeling SCO_2 compressor working near the critical point of the fluid. **Applied Thermal Engineering**, v. 183, 116222, out. 2021.

SHAO, W.; JUAN, D.; YANG, J.; WANG, X.; LYU, G. Investigation on One-Dimensional Loss Models for Predicting Performance of Multistage Centrifugal Compressors in Supercritical CO_2 Brayton Cycle. **Journal of Thermal Science**, v. 30 (1), p. 133-148, mai. 2021.

SPAN, R.; WAGNER, W. A New Equations of state for Carbon Dioxide Covering the Fluid Region from the Triple-point Temperature to 100 K at Pressure up to 800 MPa. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 25(6), p. 1509-1596, 1996.

SONG, C. Global challenges and strategies for control, conversion and utilization of CO_2 for sustainable development involving energy, catalysis, adsorption and chemical processing. **Catalysis Today**, v. 115, p. 2-32, jun. 2006.

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, p. 41-54, dez. 2015.

STEL, H. **Estudo Numérico e Experimental do Escoamento Bifásico Líquido-Gás em um rotor centrífugo**. Tese (Doutorado), Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Curitiba, 2019.

SUN, J.; HOU, H.; ZUO, Z.; TANG, H.; CHEN, H. Numerical study on wet compression in a supercritical air centrifugal compressor. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: **Journal of Power and Energy**, v. 234(3) p. 384-397, mai. 2020.

SUN, J.; ZUO, Z.; LIANG, Q.; ZHANG, X.; GUO, H.; CHEN, H. Theoretical and experimental study on effects of wet compression on centrifugal compressor performance. **Applied Thermal Engineering**, v. 212, 118163, fev. 2022.

TAHER, M.; EVANS, F. Centrifugal Compressor Polytropic Performance-Improved Rapid Calculation Results-Cubic Polynomial Methods. **International Journal of Turbomachinery Propulsion and Power**, v. 6(2), 15, mai. 2021.

TANG, S.; PENG, M.; XIA, G.; WANG, G.; ZHOU, C. Optimization design for supercritical dioxide carbon compressor based on simulated annealing algorithm. **Annals of Nuclear Energy**, v. 140, 107107, fev. 2020.

TIAN, Z.; ZHENG, Q.; JIANG, B. Effect of Reynolds number on supercritical helium axial compressor rotors performance in closed Brayton cycle. **Energy**, v. 145, p. 217-227, fev. 2018.

UTAMURA, M.; FUKUDA, T.; ARITOMI, M. Aerodynamic Characteristics of a Centrifugal Compressor Working in Supercritical Carbon Dioxide. **Energy Procedia**, v. 14, p. 1149-1155, 2012.

WHITE, M. T.; BIANCHI, G.; CHAI, L.; TASSOU, S. A.; SAYMA, A. I. Review of supercritical CO₂ technologies and systems for power and generation. **Applied Thermal Engineering**, v. 185, 116447, dez. 2021.

WILCOX, D. C. **Turbulence Modeling for CFD**. 2^a Ed, California: DCW Industries, 1998.

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

XU, P.; ZOU, Z.; FU, C. Aerodynamic design considerations for supercritical CO₂ centrifugal compressor with real-gas effects. **Energy Conversion and Management**, v. 271, 116318, out. 2022.

YEOH, G. H.; Tu, J. **Computational Techniques for Multiphase Flows**. 1st ed., Unites Kingdom: Butterworth-Heinemann, 2010.

YU, Y.; JIANG, J.; ZHAO, Y.; LIU, G.; YANG, Q.; LI, L. Numerical research on performance of new structure centrifugal compressor for supercritical CO₂ power systems. **Annals of Nuclear Energy**, v. 199, 110361, mai. 2024.