UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
Escola De Engenharia
Programa De Pós-Graduação Em Engenharia Mecânica

Paula Pomaro de Almeida Braga

AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS PARA CICLOS DE POTÊNCIA OPERANDO COM CO_2 SUPERCRÍTICO

Belo Horizonte
2023

Paula Pomaro de Almeida Braga

AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS PARA CICLOS DE POTÊNCIA OPERANDO COM CO_2 SUPERCRÍTICO

Dissertação de Mestrado apresentada ao Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal de Minas Gerais como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de "Mestre em Engenharia Mecânica".

Orientador: Prof. Dr. Matheus Pereira Porto

Coorientador: Prof. Dr. Rafael Augusto Magalhães Ferreira

Belo Horizonte
2023

Braga, Paula Pomaro de Almeida.
B813a Avaliação de incertezas para ciclos de potência operando com CO_2 supercrítico [recurso eletrônico] / Paula Pomaro de Almeida Braga. - 2023.
1 recurso online (74 f. : il., color.) : pdf.

Orientador: Matheus Pereira Porto.
Coorientador: Rafael Augusto Magalhães Ferreira.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Minas Gerais, Escola de Engenharia.

Anexos: f. 72-74.

Bibliografia: f. 67-71.
Exigências do sistema: Adobe Acrobat Reader.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Incerteza - Teses. 3. Turbomáquinas - Teses. 4. Dióxido de carbono - Teses. 5. Potência (Mecânica) - Teses. I. Porto, Matheus Pereira. II. Ferreira, Rafael Augusto Magalhães; III. Universidade Federal de Minas Gerais. Escola de Engenharia. IV. Título.

CDU: 621 (043)

Ficha catalográfica elaborada pela bibliotecária Ângela Cristina Silva CRB/6 2361
Biblioteca Prof. Mário Werneck, Escola de Engenharia da UFMG

UNIVERSIDADE FEDERAL DE MINAS GERAIS
ESCOLA DE ENGENHARIA
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

FOLHA DE APROVAÇÃO

"AVALIAÇÃO DE INCERTEZAS PARA CICLOS DE POTÊNCIA OPERANDO COM CO_2 SUPERCRÍTICO"

PAULA POMARO DE ALMEIDA

Dissertação submetida à Banca Examinadora designada pelo Colegiado do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Minas Gerais, constituída pelos Professores: Dr. Matheus Pereira Porto (Orientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Rafael Augusto Magalhães Ferreira (Coorientador - Departamento de Engenharia Mecânica/UFMG), Dr. Paulo Alexandre Costa Rocha (Departamento de Engenharia Mecânica/UFC) e Drª. Cristiana Brasil Maia (Departamento de Engenharia Mecânica/PUC Minas), como parte dos requisitos necessários à obtenção do título de **"Mestre em Engenharia Mecânica"**, na área de concentração de **"Energia e Sustentabilidade".**

Dissertação aprovada no dia 15 de dezembro de 2023.

Por:

Documento assinado eletronicamente por **Matheus Pereira Porto**, **Servidor(a)**, em 20/12/2023, às 15:17, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Rafael Augusto Magalhães Ferreira**, **Professor do Magistério Superior**, em 20/12/2023, às 16:16, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Paulo Alexandre Costa Rocha**, **Usuário Externo**, em 02/01/2024, às 10:53, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

Documento assinado eletronicamente por **Cristiana Brasil Maia**, **Usuário Externo**, em 02/01/2024, às 11:47, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 5º do Decreto nº 10.543, de 13 de novembro de 2020.

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://sei.ufmg.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2906902** e o código CRC **F5161B96**.

AGRADECIMENTOS

Agradeço ao meu amigo, companheiro e marido Pedro. Seu apoio, sua paciência e seus conselhos foram essenciais tanto para iniciar quanto para concluir essa jornada.

Agradeço ao Prof. Dr. Matheus Porto e ao Prof. Dr. Rafael Ferreira, pela orientação e compromisso com a excelência.

Agradeço ao Prof. Dr. Luiz Machado, por quem tenho uma enorme admiração e carinho. Vou levar para sempre o exemplo de humildade e paciência desse verdadeiro mestre.

Agradeço à Ana Rocha, que contribuiu significativamente com os resultados da minha pesquisa. Agradeço ao meu amigo e companheiro de mestrado Matheus Philippe da Cruz, por quem tenho um enorme carinho. Sua amizade tornou esse processo muito mais leve e alegre! Desejo sucesso aos dois!

Agradeço à FAPEMIG pelo apoio a esta pesquisa (processos APQ-03728-23, RED-00201-23, APQ-01263-22, APQ-00550-22 e APQ-00660-19), assim como ao CNPq (Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico).

O presente trabalho foi realizado com apoio da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior – Brasil (CAPES) – Código de Financiamento 001.

RESUMO

Ciclos de potência operados com CO_2 supercrítico prometem alta eficiência térmica, simplicidade de *layout* e tamanho reduzido do maquinário, principalmente se o fluido for comprimido em regiões próximas ao seu ponto crítico. As pesquisas envolvendo ciclos com sCO_2 cresceram exponencialmente nas últimas duas décadas, mas ainda não foi possível reproduzir os benefícios esperados em um produto de escala comercial. Uma hipótese para explicar a dissonância entre teoria e prática é a de que é muito difícil produzir resultados experimentais confiáveis, pois as propriedades do fluido sofrem variações muito bruscas nas proximidades do ponto crítico e os pesquisadores, em geral, têm negligenciado esse aspecto. Este estudo foi composto de duas partes, uma para demonstrar a fragilidade de alguns resultados experimentais publicados, e outra para provar a hipótese. Para a primeira parte, foram selecionados dados experimentais de pressão e temperatura na entrada e saída das turbomáquinas de bancadas experimentais dos seis principais projetos ao redor do mundo. Com os dados experimentais, foram calculadas a eficiência isentrópica e a incerteza associada ao resultado e os valores comparados com as eficiências nominais apresentadas em projeto. Os resultados mostram que os valores calculados para a eficiência isentrópica estão muito próximos do seu valor nominal de projeto, mas que a incerteza associada ao valor é alta quando o fluido está próximo ao seu ponto crítico, podendo ser maior que o próprio valor da eficiência, demonstrando que muitos resultados teóricos apresentados são, de fato, impossíveis de serem replicados experimentalmente. Já a segunda parte do estudo visa a provar a hipótese de que são necessários instrumentos de exatidão muito alta para que as medições das propriedades termodinâmicas do CO_2 supercrítico próximo ao seu ponto crítico produzam resultados confiáveis do ponto de vista termodinâmico. Para isso, foram realizadas simulações de compressões adiabáticas em um intervalo de temperatura e pressão e a posterior análise de incerteza do resultado da temperatura de saída do fluido. Os resultados das simulações mostram que em regiões próximas ao ponto crítico do fluido, em especial ao longo da linha pseudocrítica, as variações acentuadas das propriedades termodinâmicas do fluido fazem com que seja necessária uma exatidão altíssima para a medição de temperatura e pressão, o que é em alguns casos impossível de ser obtido tanto por conta da limitação dos instrumentos de medição quanto pelas próprias oscilações inerentes ao funcionamento do compressor. Os resultados da segunda parte foram discutidos sob os seguintes aspectos: método de análise de incertezas, a razão de pressão da compressão, a natureza instável do processo de compressão, e a influência da Equação de Span e Wagner.

Palavras-chave: análise de incerteza; eficiência de turbomáquinas; CO_2 supercrítico.

ABSTRACT

Supercritical CO_2 power cycles promise high thermal efficiency, simplicity, and compactness, especially when the fluid is compressed near its critical point. Research involving sCO_2 power cycles have exponentially grown in the last two decades, but it has not been possible yet to reproduce these expected benefits in a commercial product. A hypothesis to explain the dissonance between theory and practice is that it is very difficult to produce reliable experimental results because the properties of the fluid vary sharply in the vicinity of its critical point and the researchers have generally neglected this aspect. This study was composed of two parts, one to demonstrate the fragility of some published experimental results, and the other to prove the hypothesis. For the first part, experimental data of the turbomachinery inlet and outlet pressure and temperature of the experimental test benches from the six major projects around the world were selected. Using the experimental data, the isentropic efficiency and the uncertainty associated with the result were calculated, and the values were compared with the design nominal efficiencies of the turbomachines. The results show that the calculated values for the isentropic efficiency are very close to their nominal design value, but the uncertainty associated with the value is high when the fluid is near its critical point and can be even greater than the efficiency value itself, demonstrating that many theoretical results presented may not be experimentally reproduced. The second part of the study aims to prove the hypothesis that highly accurate instruments are required for measurements of the thermodynamic properties of supercritical CO_2 near its critical point to yield reliable thermodynamic results. To achieve this, simulations of adiabatic compressions were conducted over a range of temperature and pressure, followed by the subsequent analysis of uncertainty in the fluid's outlet temperature. The simulation results indicate that in regions near the fluid's critical point, particularly along the pseudocritical line, sharp variations in thermodynamic properties require extremely high accuracy in temperature and pressure measurements. This level of accuracy is sometimes impossible to achieve due to limitations in measurement instruments and the inherent oscillations in compressor operation. The results of the second part were discussed in terms of uncertainty analysis method, compression pressure ratio, the unstable nature of the compression process, and the influence of the Span and Wagner Equation.

Keywords: uncertainty analysis; efficiency of turbomachines; supercritical CO_2.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Termos da parte residual da equação proposta por Span e Wagner na forma da equação da energia de Helmholtz (SPAN; WAGNER, 1996) 29
Figura 2 - Tabela 12 de Span e Wagner, compilando as incertezas das medidas experimentais (SPAN; WAGNER, 1996)..... 30
Figura 3 - Resumo gráfico da metodologia para análise de incertezas dos resultados experimentais para eficiência isentrópica de turbomáquinas, conforme encontrados na literatura 37
Figura 4 - Variação da eficiência isentrópica com a entalpia de entrada. Simulação para uma compressão adiabática com razão de pressão de 1.6 39
Figura 5 - Entalpia específica em relação a P (a) e T (b), e entropia específica em relação à P (c) e T (d), obtidos da biblioteca CoolProp do Python 39
Figura 6 - Conceito de valores estatisticamente diferentes 47
Figura 7 – Resumo gráfico da metodologia para a escolha da exatidão dos instrumentos de medida 49
Figura 8 - Pontos de operação dos compressores e turbinas analisados..... 51
Figura 9 - Simulação para razão de pressão de 1.2 56
Figura 10 -Simulação para razão de pressão de 1.5 57
Figura 11 -Simulação para razão de pressão de 2.0 57
Figura 12 -Simulação para razão de pressão de 2.5 58
Figura 13 -Simulação para razão de pressão de 3.0 58
Figura 14 -Simulação para razão de pressão de 4.0 59
Figura 15 - Esquema da medição de temperatura na saída de um compressor, a uma temperatura T constante..... 62

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Bancadas experimentais em operação para testes de turbomáquinas em ciclos termodinâmicos de sCO_2 32
Tabela 2 - Instrumentos utilizados pela equipe SwRI e GE 35
Tabela 3 - Instrumentos de medida pelo time da KAIST e KAERI 36
Tabela 4 - Incerteza das medidas experimentais 44
Tabela 5 - Dados experimentais obtidos dos trabalhos selecionados 45
Tabela 6 - Variáveis de entrada da simulação 49
Tabela 7 - Resultados de eficiência isentrópica para turbinas e compressores dos trabalhos experimentais selecionados 50
Tabela 8 - Valores das derivadas parciais das Equações (31) a (34) para os compressores 53
Tabela 9 - Valores das derivadas parciais das Equações (31) a (34) para as turbinas..... 54
Tabela 10 - Legenda de cores para a incerteza dos instrumentos de medição de temperatura 56
Tabela 11 - Porcentagem de pontos que requerem exatidão maior ou igual a ±0.01K, para as diferentes razões de pressão 60

LISTA DE SÍMBOLOS

A	Área da seção transversal do escoamento do fluido [m²]
s	Entropia específica do fluido [kJ $kg^{-1}K^{-1}$]
h	Entalpia específica do fluido [kJ kg^{-1}]
x_i	i-ésima variável independente [-]
u_i	Incerteza da i-ésima variável independente [-]
u_P	Incerteza da medição de pressão [Pa]
u_T	Incerteza da medição de temperatura [K]
u_R	Incerteza propagada no resultado [-]
P	Pressão do fluido [Pa]
R	Resultado genérico, função de n variáveis independentes [-]
T	Temperatura do fluido [K]
$\dot{m}$	Vazão mássica do fluido [kg/s]
V	Velocidade do fluido [m/s]

Letras Gregas

∂	Derivada parcial [-]
δ	Desvio da variável em relação à sua média [-]
σ_i	Desvio padrão da i-ésima variável independente [-]
σ_R	Desvio padrão do resultado genérico [-]
η	Eficiência isentrópica da máquina [%]
ρ	Massa específica do fluido [kg m^{-3}]

Subscritos

in	Parâmetro na entrada da máquina [-]
out	Parâmetro na saída da máquina [-]
out,s	Parâmetro calculado na condição de processo isentrópico, na saída da máquina [-]

LISTA DE ABREVIATURAS

BMPC	*Bechtel Marine Propulsion Corporation*
CVR	*Centrum výzkumu Řež* (Centro de pesquisa da República Tcheca)
GE	*General Eletric*
GWP	'*Global Warming Potential'* (Potencial de Aquecimento Global)
KAERI	*Korea Atomic Energy Research Institute*
KAIST	*Korea Advanced Institute of Science and Technology*
KIER	*Korea Institute of Energy Research*
LS	Limite superior do instrumento de medição
ODP	'*Ozone depletion potential'* (Potencial de destruição do Ozônio)
PCHE	*'Printed Circuit Heat Exchanger'* (Trocador de calor de circuito impresso)
RTD	*Resistance Temperature Detector*
sCO_2	Dióxido de carbono supercrítico
SwRI	*Southwest Research Institute*

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO 13

1.1 Contexto histórico dos ciclos de potência com co_2 supercrítico 13

1.2 Os desafios para os ciclos de potência com co_2 supercrítico 14

1.3 A hipótese e o objetivo do trabalho 15

1.4 A estrutura do trabalho 15

2 REVISÃO DA LITERATURA 17

2.1 Conceitos básicos 17

2.2 Análise de incertezas 18

2.2.1 Análise de incertezas dos instrumentos e do sistema de medição 18

2.2.2 Análise de propagação de incertezas 21

2.3 Incertezas de medição do CO_2 próximo ao ponto crítico 26

2.3.1 A equação de Span e Wagner e as incertezas 27

2.3.2 Bancadas experimentais e a análise de incertezas 30

2.3.3 Trabalhos recentes 33

3 METODOLOGIA 37

3.1 Análise de incerteza para trabalhos experimentais presentes na literatura 37

3.1.1 Formulação matemática 37

3.1.2 Variáveis de entrada 44

3.1.3 Análises 46

3.2 Método instrutivo para seleção de instrumentos de medição de pressão e temperatura para bancadas operando com co_2 supercrítico 46

3.2.1 Formulação matemática 46

3.2.2 Variáveis de entrada 48

3.2.3 Análises 49

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO 50

4.1 Análise de incerteza para trabalhos experimentais presentes na literatura 50

4.1.1 Eficiência isentrópica e as incertezas nos resultados 50

4.1.2 Influência da exatidão da temperatura e da pressão sobre a incerteza 53

4.2 Método instrutivo para seleção de instrumentos de medição de pressão e temperatura para bancadas operando com co_2 supercrítico 55

4.2.1 Resultados gráficos 55

4.2.2 A influência da razão de pressão 60

4.2.3 A influência da instabilidade intrínseca da compressão e a necessidade de instrumentos de maior exatidão 60

4.2.4 A influência da equação de Span e Wagner 61

4.2.5 Significado físico da simulação 61

4.2.6 A utilidade dos resultados e sua aplicação ao leitor 63

5 CONCLUSÕES.....65
6 REFERÊNCIAS 67
ANEXO.....72

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contexto histórico dos ciclos de potência com co_2 supercrítico

Por volta dos anos 1950, houve interesse em se usar água no estado supercrítico em vez de vapor de água como fluido de trabalho em um ciclo de geração de potência (KNEZ et al., 2014; WHITE et al., 2021) . Esperava-se que, pelo fato de o fluido no estado supercrítico possuir uma massa específica elevada, comparável à de um líquido, e uma viscosidade baixa, como a de um gás, a compressão do fluido supercrítico demandasse menos energia que a do vapor, o que aumentaria a eficiência térmica do ciclo. Além disso, um fluido supercrítico em um estado próximo ao ponto crítico possui calor específico muito alto e, com isso, tanto processos de troca de calor, quanto de expansão e compressão nessas regiões poderiam ser quase isotérmicos, implicando maior eficiência exergética dos equipamentos envolvidos. Por fim, sendo mais denso que o vapor, o fluido supercrítico apresenta maior densidade energética, possibilitando o uso de sistemas mais compactos em relação àqueles usados para ciclos de vapor. Apesar de tais vantagens, o uso da água no estado supercrítico não é tão simples, tendo em vista o ponto crítico ser atingido na pressão de 22,06 Mpa e na temperatura de 373,9 ^{o}C. Pressões dessa magnitude demandariam equipamentos com paredes grossas e, portanto, pesados e mais caros. Ademais, as elevadas temperaturas do ciclo supercrítico a água implicariam um expressivo gradiente de temperatura entre a carcaça do compressor e o meio ambiente, levando a uma perda expressiva de calor desse equipamento e, portanto, a um maior trabalho de compressão.

Logo, então, fluidos alternativos foram analisados e o CO_2 passou a ganhar destaque. O CO_2 é um fluido inerte, atóxico, pouco corrosivo quando comparado ao vapor de água, quimicamente estável, não inflamável, barato e encontrado em abundância na natureza, além de não ser agressivo ao meio ambiente por apresentar GWP (*Global Warming Potential*) igual a 1 e ODP (*Ozone Depletion Potential*) igual a zero (LIAO et al., 2019). Além disso, o ponto crítico é atingido em uma pressão de 7,38 Mpa e uma temperatura de 30,98^{o}C, condições bem mais amenas que para a água, tornando relativamente fácil de se trabalhar com o CO_2 supercrítico, doravante denominado de sCO_2. Sua massa específica no ponto crítico é cerca de 50% maior que a da água, o que diminui a quantidade de trabalho requerida no compressor, aumenta ainda mais a eficiência térmica do ciclo e faz com que o maquinário necessário seja mais compacto, cerca de 10% do tamanho daquele usado em um ciclo a vapor para a mesma potência (LIAO et al., 2019). Além disso, a baixa temperatura crítica do CO_2 permite que a rejeição de calor seja possível a temperaturas próximas à do meio ambiente, conferindo ao ciclo maior

flexibilidade de operação com fontes de energia renováveis. Os primeiros ciclos com sCO_2 como conhecemos hoje foram propostos por Angelino (1967, 1968, 1969), Fehrer (1968) e alguns outros pesquisadores. No entanto, por falta de tecnologia em materiais e equipamentos, esses ciclos foram praticamente esquecidos até por volta dos anos 2000. Recentemente, com o advento de novos materiais, trocadores de calor, turbomáquinas e *softwares* de simulação, os ciclos com sCO_2 voltaram a ser estudados. O trabalho de Dostal (2004) constitui um marco desta nova era e, desde então, muitos outros estudos têm sido conduzidos .

1.2 Os desafios para os ciclos de potência com co_2 supercrítico

Apesar de todos os benefícios esperados e de todos os estudos conduzidos nos últimos anos, ciclos com sCO_2 para geração de potência não têm sido empregados em escala comercial. Guo *et al*. (2022), White *et al.* (2021), Xu *et al*. (2019) e Vojacek (2018) compilaram os motivos que ainda têm impedido a aplicação de tais ciclos. Eles podem ser divididos em três categorias: desafios quanto ao processo global, quanto à seleção de materiais e quanto ao desenvolvimento de componentes. Em relação ao processo global, ainda não estão claros os mecanismos de conversão e troca de energia que ocorrem, nem ainda foi desenvolvida uma metodologia clara e robusta que permita identificar qual a melhor configuração de ciclo para cada distinta fonte de calor. Em relação aos materiais, os autores apontam que devem ser produzidos mais bancos de dados com as características dos metais, de modo a possibilitar uma melhor seleção de materiais. Já no âmbito dos componentes, que envolvem basicamente os trocadores de calor, compressores e turbinas, o desafio mais notável é o fato de as bruscas variações nas propriedades termodinâmicas do fluido perto do ponto crítico tornarem difíceis o controle e a estabilidade dos componentes. Trocadores de calor mais eficientes têm sido desenvolvidos de forma satisfatória para operar com o sCO_2, como os PCHEs (*Printed Circuit Heat Exchangers*). As turbinas, por normalmente operarem em regiões bem distantes do ponto crítico, onde o fluido tem um comportamento mais próximo do gás ideal, parecem não ser muito afetadas por essa questão, embora outros problemas ainda precisem ser solucionados para as turbinas, como os apresentados por White *et al.* (2021). Já os compressores, por operarem em regiões próximas ao ponto crítico, parecem ser ainda o ponto fraco dos componentes para os ciclos com sCO_2.

Muitos estudos recentes focaram esforços no projeto, simulação e otimização dos componentes do ciclo de potência a sCO_2, com maior destaque para o compressor. No entanto, os modelos usados são ferramentas computacionais tradicionais aplicadas para turbomáquinas a gás ou líquido, com apenas algumas modificações envolvendo determinados parâmetros. Fato é que,

em sua grande maioria, esses modelos não foram validados experimentalmente para sCO_2. Sobre os poucos que passaram por alguma análise experimental, essa limitou-se a comparações entre os resultados gerados nas simulações e dados obtidos de mapas de turbomáquinas construídos com modelos de gás ideal (GUO et al., 2022; WHITE et al., 2021). Esses autores sugerem que modelos mais apropriados para o sCO_2, baseados na experimentação, sejam desenvolvidos.

Apesar de a experimentação ser um caminho necessário para o melhor desenvolvimento de turbomáquinas para o sCO_2, é possível que se esteja diante de um desafio ainda mais fundamental e talvez, até agora, negligenciado. Esse desafio se refere à confiabilidade dos resultados experimentais. Em regiões próximas ao ponto crítico, as propriedades termodinâmicas do fluido variam de forma brusca e acentuada. Essa alta variação faz com que pequenas incertezas associadas às medidas experimentais possam propagar grandes erros para o resultado final, levando a conclusões pouco confiáveis . Até hoje são escassos os trabalhos dessa área que apresentem seus resultados juntamente com uma análise de incertezas.

1.3 A hipótese e o objetivo do trabalho

Diante do exposto, levanta-se a hipótese de que os resultados recentemente apresentados para o desempenho de compressores e turbinas operando com CO_2 em estados próximos ao seu ponto crítico apresentam incertezas muito altas, as quais estão sendo negligenciadas nos resultados publicados. Os objetivos do trabalho são, então, provar a hipótese levantada e indicar qual deve ser a incerteza de projeto adequada para os instrumentos de modo a gerar resultados consistentes com as leis termodinâmicas.

Para alcançar os objetivos gerais do trabalho, os seguintes objetivos específicos são propostos:

i. Calcular as incertezas dos resultados de eficiência isentrópica de turbomáquinas para CO_2 supercrítico apresentados em trabalhos experimentais presentes na literatura.
ii. Calcular qual a exatidão mínima que os instrumentos de medição de temperatura devam ter para que os resultados obtidos sejam coerentes e factíveis do ponto de vista termodinâmico.

1.4 A estrutura do trabalho

Esta dissertação está dividida em cinco capítulos. O primeiro capítulo é a própria Introdução aqui apresentada, que trouxe um panorama geral sobre ciclos de potência com sCO_2, expôs

alguns desafios e lacunas sobre o tema e introduziu a hipótese defendida e o objetivo do trabalho. O segundo capítulo traz uma revisão bibliográfica, abrangendo os métodos de avaliação de incerteza nos resultados provenientes de dados experimentais e as incertezas associadas a medidas experimentais de fluidos próximos ao seu ponto crítico. O terceiro capítulo descreve a metodologia utilizada para conduzir o estudo. O quarto capítulo traz os resultados e discussões e é seguido pela conclusão no quinto capítulo.

2 REVISÃO DA LITERATURA

Nesta seção, são discutidos os principais aspectos que serviram para embasar o estudo. Primeiro, algumas definições e alguns conceitos básicos são apresentados. Depois, é discutido o processo de se realizar análise de incertezas, com foco especial em métodos de avaliação de propagação de incertezas nos resultados finais. Por fim, são discutidos os principais aspectos referentes às particularidades do CO_2 supercrítico. São endereçados os principais desafios das medições no fluido e apresentados os trabalhos experimentais presentes na literatura para ciclos termodinâmicos com CO_2 supercrítico, para cujos resultados foram avaliadas as incertezas neste trabalho.

2.1 Conceitos básicos

Uma ‘variável medida’ é uma quantidade observada diretamente pelo experimento. Um ‘resultado’ é o produto de correções e cálculos realizados com a variável medida. Em todo experimento, existem erros associados à variável medida. Embora constantemente usados como sinônimos, os termos “erro” e “incerteza” não têm o mesmo significado. O ‘erro’ em uma medida experimental representa a diferença entre o valor real e o valor medido. A ‘incerteza’, por sua vez, representa o valor possível que o erro pode ter na medida (KLINE; MCCLINTOCK, 1953; MOFFAT, 1988). Os termos ‘intervalo de incerteza’ e ‘incerteza’ são intercambiáveis e representam a mesma coisa. Enquanto incerteza é uma propriedade do resultado, o erro é uma propriedade da medição. Em estatística, os erros podem ser aleatórios ou sistemáticos. O erro sistemático é aquele responsável por provocar uma tendência dos dados, afastando a média da amostra de uma quantidade fixa em relação ao valor real. Apesar de não ser possível eliminá-los, é necessário reduzir e corrigir os erros sistemáticos, pois a estatística não se ocupa em 17xplici-los. Para diminuí-los e corrigi-los, é que se usam calibrações dos instrumentos. Já os erros aleatórios são aqueles imprevisíveis. Eles se originam pelas variações temporais e espaciais e são responsáveis por produzir uma distribuição dos valores medidos em torno da média da amostra. É em analisar esses erros que a estatística se ocupa (FIGLIOLA; BEASLEY, 2007). A ‘exatidão’ de um instrumento indica a proximidade entre o valor lido no instrumento e o valor conhecido. Ela não deve ser confundida com a ‘precisão’ do instrumento, que se refere à habilidade de reproduzir certa leitura com uma dada exatidão (HOLMAN, 2001).

2.2 Análise de incertezas

A análise de incertezas envolve dois processos em conjunto, que são a análise de incerteza dos instrumentos e sistemas de medição e a análise de propagação de incertezas.

Na análise de incerteza dos instrumentos e sistemas de medição, busca-se avaliar qual é o valor da incerteza associada a cada variável medida. Essa análise é feita ao longo de todo o processo – desde o projeto até a efetiva operação do sistema de medição – e evolui à medida que mais informações possam ser usadas a respeito das fontes de incertezas. Já a análise de propagação de incertezas avalia como as incertezas das variáveis individuais afetam a incerteza de um resultado calculado por essas variáveis. As seções 2.2.1 e 2.2.2 abordam os conceitos e fundamentos sobre esses processos.

2.2.1 Análise de incertezas dos instrumentos e do sistema de medição

Todo sistema de medição começa com um projeto. A análise de incerteza dos instrumentos e do sistema de medição é um processo que evolui junto com a execução do projeto do sistema. Na fase inicial do projeto, o projetista do sistema de medição tem em mãos informações limitadas acerca do seu sistema. Ele deve ter conhecimento, por exemplo, sobre as variáveis que seu sistema irá medir, sobre como o sistema vai operar e deve decidir quais equipamentos vão compor esse sistema. As informações que o projetista tem são, muitas vezes, limitadas a dados dos catálogos dos fornecedores dos equipamentos, como faixa de operação, exatidão nominal do equipamento, limitações mecânicas, entre outros. Nesse ponto, o projetista não tem ainda como definir quais incertezas o sistema de medição como um todo vai impor sobre as variáveis medidas. No entanto, ele deve ser capaz de prever quais equipamentos atenderão aos seus requisitos quando estiverem operando na bancada. Para isso, o projetista deve efetuar a chamada ‘análise de incertezas de fase de projeto’. Após montado o sistema de medição, já é possível realizar alguns testes e se tornam disponíveis mais informações a respeito do procedimento e do controle dos testes, os quais afetam a medição. Nessa fase, realiza-se a ‘análise de incertezas de fase avançada de projeto’ ou, como também é chamada, ‘análise de incerteza de medição única’. Após o sistema de medição estar pronto e vários testes poderem ser realizados, realiza-se a análise de incertezas mais completa, chamada de ‘análise de incertezas de medições múltiplas’, a qual é baseada na análise estatística dos dados (FIGLIOLA; BEASLEY, 2007). A seguir são discutidas cada uma delas.

2.2.1.1 Análise de incerteza de fase de projeto

É a análise inicial realizada antes de se poder fazer medições. Ela é utilizada para selecionar os instrumentos de medição e obter uma estimativa aproximada da incerteza que os dados medidos provavelmente apresentarão.

A incerteza de fase de projeto, u_d, é dada pela combinação das incertezas de ordem zero, u_0, e a incerteza do instrumento, u_c, conforme apresentado na Equação (1)

$$u_d = \sqrt{u_0^2 + u_c^2} \tag{1}$$

A incerteza de ordem zero, u_0, é uma estimativa da incerteza causada por erros aleatórios, o qual provoca um espalhamento dos dados devido à leitura do instrumento. Uma regra usada para calcular u_0 estabelece que seu valor é igual à metade da resolução do instrumento com uma probabilidade de 95%, conforme a Equação (2) (FIGLIOLA; BEASLEY, 2007).

$$u_0 = \pm\frac{1}{2} da\ resolução, \qquad (95\%) \tag{2}$$

Já a incerteza do instrumento, u_c, vem pela especificação do fabricante. Ela é uma estimativa do erro sistemático para o instrumento. Em muitos casos, essa informação vem descrita por partes, cada parte devida a algum fator que contribui para o erro sistemático. Nesses casos, o valor de u_c é obtido pela raiz quadrada da soma dos quadrados, ou método RSS (root-sum-squares), conforme mostrado pela Equação (3).

$$u_c = \sqrt{e_1^2 + e_2^2 + \cdots + e_k^2} \tag{3}$$

Sendo e_i cada parcela que o fabricante indicou como um contribuinte para o erro sistemático do instrumento

2.2.1.2 Análise de incerteza de fase avançada de projeto ou análise de medição única

Este tipo de análise leva em conta mais aspectos que influenciam no erro de medição, os quais na fase de projeto ainda não podiam ser identificados. Essa análise é usada como uma análise intermediária, quando o sistema de medição ainda está em fase de testes, preparando para a análise final (análise de incerteza com medições múltiplas). No entanto, há casos em que não é

possível ser realizada grande quantidade de testes repetidos, muitas vezes por razões relacionadas a tempo e custo. Nesse caso, que é chamado de medições de amostra única, esta análise de incertezas pode ser usada como a análise definitiva, por isso também recebe o nome de análise de medição única. É preciso entender que o termo 'amostra única' não tem a ver somente com o número de experimentos realizados, mas também com o tipo de tratamento estatístico pelos quais os dados podem passar (MOFFAT, 1988).

Na análise de fase de projeto, são usadas a incerteza do instrumento, u_c, e a incerteza de ordem zero, u_0. Já na análise de fase avançada de projeto, a incerteza de ordem zero é substituída por incerteza de primeira ordem, que engloba a dimensão do tempo, e incertezas de ordem superior, que, dentre outros, englobam fatores como a calibração dos instrumentos. Diferente da incerteza de ordem zero, que media o grau de espalhamento da medida apenas pelo valor da resolução do instrumento, a incerteza de primeira ordem já considera outros fatores que podem influenciar esse espalhamento na medida. De fato, as incertezas de ordem superior também englobam a incerteza de ordem zero, sendo de valor maior que esta última. Nessa análise, o bom senso e experiência do experimentador são cruciais para decidir quais elementos deverão ser computados no cálculo da incerteza. A análise de incerteza na fase avançada de projeto (ou análise de incerteza de amostra única) é realizada através da Equação (4).

$$u_N = \pm \sqrt{u_c^2 + \left(\sum_{i=1}^{N-1} u_i^2 \right)} \qquad (P\%) \tag{4}$$

A incerteza da fase avançada de projeto é normalmente maior que a incerteza de fase de projeto, pois traz elementos que na fase de projeto não eram considerados, como aspectos do procedimento de análise.

2.2.1.3 Análise de incerteza de medições múltiplas

Essa é a análise de incertezas mais completa, pois considera tanto erros aleatórios quanto sistemáticos. Os erros aleatórios são obtidos pela análise estatística dos dados, portanto é necessário que se tenha uma quantidade significativa de dados para tornar a análise mais fidedigna. Já os erros sistemáticos são analisados por outros meios, como por calibrações.

Basicamente, o valor da incerteza da variável x, u_x, é calculado pela combinação das parcelas oriundas do erro aleatório e do erro sistemático. A incerteza aleatória padrão, P, é estimada pela combinação da incerteza aleatória, P_k, dos vários elementos que influenciam no espalhamento das medidas. Já a incerteza sistemática, B, é estimada pela combinação da incerteza sistemática, B_k, dos vários elementos que influenciam na tendência, ou bias, dos dados. As Equações (5) e (6) mostram como são combinadas, respectivamente, as incertezas individuais aleatórias e sistemáticas. Já a Equação (7) apresenta como a incerteza da variável x é calculada a partir dos valores de P e B, em que $t_{v,95}$ é o valor t de Student, calculado para ν graus de liberdade e probabilidade de 95%. O número de graus de liberdade é calculado pela equação de Welch-Satterthwaite (NIST -NATIONAL INSTITUTE FOR STANDARDS AND TECHNOLOGY, 2017). Vale ressaltar que o intervalo de probabilidade de u_x pode ser outro, diferente de 95%, mas deve sempre ser igual ao intervalo de probabilidade usado na avaliação de P.

$$P = \sqrt{P_1^2 + P_2^2 + \cdots + P_k^2} \tag{5}$$

$$B = \sqrt{B_1^2 + B_2^2 + \cdots + B_k^2} \tag{6}$$

$$u_x = \pm\sqrt{B^2 + \left(t_{v,95}P\right)^2} \quad (95\%) \tag{7}$$

2.2.2 Análise de propagação de incertezas

Frequentemente, as medidas obtidas por um experimento não são, por si só, os resultados que se buscam obter. Elas normalmente servem como parâmetros de entrada para outros cálculos, ou modelos matemáticos, como equações da física, equações de estado termodinâmico, modelos de crescimento populacional, comportamentos das ações na bolsa de valores, entre outros. No processo de calcular novos parâmetros a partir de dados experimentais, as incertezas das variáveis medidas se propagam, criando um efeito combinado com outras incertezas, relacionadas ao próprio modelo matemático. O efeito dessa propagação das incertezas das variáveis sobre o resultado final calculado deve ser estimado e isso é feito através do que se chama de “Análise de propagação de incertezas”. A análise de propagação incertezas é, portanto, o processo pelo qual se calcula o efeito que as incertezas das variáveis individuais

causaram no resultado final. Essa análise pode ser conduzida através de diferentes métodos, a depender do tipo de informação que se tem.

De modo geral, os modelos matemáticos podem ser divididos em modelos estocásticos e modelos determinísticos. Os modelos estocásticos são modelos criados em casos em que há um certo nível de aleatoriedade das variáveis ou em situações em que não se pode determinar com maior precisão o sistema a ser modelado. Um modelo estocástico provavelmente produzirá resultados diferentes cada vez que o modelo é rodado com os mesmos *inputs* (FLORESCU, 2015). Exemplos de modelos estocásticos são o escoamento turbulento de um fluido, as flutuações de ações na bolsa de valores, o resultado de um eletroencefalograma, entre outros. Já nos modelos determinísticos, há um conjunto de equações que descrevem determinado sistema com precisão. O resultado de um modelo determinístico será sempre o mesmo valor quando o modelo é rodado com os mesmos *inputs*. Exemplos de modelos determinísticos são o cálculo do volume de um tanque, a lei de Fourier para a transferência de calor, o cálculo de juros compostos de um financiamento, entre outros.

Os métodos para avaliar a propagação de incertezas no resultado de um modelo estocástico são diferentes dos métodos usados com modelos determinísticos. Uma vez que os modelos matemáticos discutidos neste trabalho – como eficiência isentrópica de uma turbomáquina – são modelos determinísticos, a discussão sobre métodos de avaliação de propagação de incertezas para métodos estocásticos está fora do escopo deste texto. No entanto, como muitos fenômenos com fluidos supercríticos são modelados como processos estocásticos, fica aqui recomendada a leitura de Grigoriu (2011), que discute os métodos de avaliação de propagação de incertezas em modelos estocásticos.

A seguir, são discutidos os métodos mais comuns para análise de propagação de incertezas usados em modelos determinísticos. Embora o método utilizado no trabalho tenha sido a expansão por série de Taylor, julgou-se importante trazer outros métodos porque a discussão de alguns resultados trouxe à tona tópicos relativos a outros métodos.

2.2.2.1 Método por expansão em série de Taylor

O método por expansão em série de Taylor envolve encontrar os momentos estatísticos de um determinado modelo, como a sua variância, expandindo a equação do modelo em uma série de Taylor sobre sua média. Este método é especialmente utilizado para os casos em que a equação do modelo seja explícita e diferenciável. Para casos em que a equação do modelo não seja

diferenciável, é possível ainda avaliar a derivada de forma numérica. O método é bastante utilizado para modelos lineares, caso em que a expansão pode ser truncada no termo de primeira ordem como uma boa aproximação, ou para modelos que apresentam uma não-linearidade baixa, caso em que os termos de ordem superior são utilizados. Vale salientar que o método pode se tornar muito complexo quando termos de ordem mais alta precisem ser usados. Pelo mesmo motivo, não é recomendado este método quando o modelo envolve um grande número de variáveis ou quando as derivadas parciais são muito complexas. A seguir, encontram-se resumidas as equações do método. Para uma abordagem detalhada e sistemática do desenvolvimento das equações do método de expansão em série de Taylor, consultar Smith (1999).

Série de Taylor truncada no primeiro termo:

Seja R o resultado de um cálculo envolvendo n variáveis independentes e não correlacionadas x_i. E seja R uma função aproximadamente linear em relação às variáveis.

$$R = f(x_1, x_2, x_2, \dots, x_n) \tag{8}$$

Então, a incerteza propagada ao resultado, u_R, é dada por:

$$u_R = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} u_{X_i}\right)^2} \tag{9}$$

A Equação (9) é a mesma equação usada por Kline e McClintock (1953) para calcular a incerteza propagada em resultados provenientes de experimentos de amostra única.

Como dito, a Equação (9) é usada para casos em que as variáveis da função não estão correlacionadas. Para os casos em que há um grau de correlação entre as variáveis, existe um resíduo que deve ser adicionado ao valor de u_R, e a Equação (10) deve ser usada:

$$u_{R,c} = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i} u_{X_i}\right)^2 + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=1}^{n} \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u_{X_i} u_{X_j} cc_{ij}} \tag{10}$$

Série de Taylor truncada no segundo termo:

Seja R o resultado de um cálculo envolvendo n variáveis independentes e não correlacionadas x_i. E seja R uma função não-linear em relação às variáveis e cuja não-linearidade é significativa.

$$R = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \tag{11}$$

Então, a incerteza propagada ao resultado, u_R, é dada pela Equação (12), sendo u_{xi} a incerteza da variável x_i:

$$u_R = \sqrt{\sum_{i=1}^{n} \left(\frac{\partial f}{\partial x_i}\right)^2 {u_{X_i}}^2 + \sum_{i=1}^{n}\sum_{j=1}^{n} \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 f}{\partial x_i \partial x_j}\right)^2 u_{X_i} u_{X_j}} \tag{12}$$

Vale a pena ressaltar que a Equação (12) é a expansão da série de Taylor truncada no segundo termo. Como já dito anteriormente, se a função R é função de muitas variáveis ou se o truncamento no segundo termo da série de Taylor não é uma aproximação adequada, é aconselhável que outro método seja utilizado, pois as equações se tornam demasiadamente grandes (Isso GUM, 2012).

2.2.2.2 Método de Monte Carlo

Diferente da expansão por série de Taylor ou da perturbação sequencial, que são métodos analíticos, o método de Monte Carlo é um método numérico. Ele é especialmente importante para casos em que o modelo matemático a ser analisado não tem derivada explícita ou cujas variáveis não possam s24xplicitadasdas. O método também é capaz de lidar com todas as não-linearidades presentes no modelo e com as variáveis correlacionadas. O método consiste em definir a função distribuição de probabilidade de cada uma das variáveis do modelo e, através de algoritmos computacionais, obter um parâmetro numérico correspondente a cada uma dessas variáveis. Quando os parâmetros de todas as variáveis são definidos, o modelo é calculado para obter uma resposta e essa resposta é colocada em uma tabela de frequências. O processo é repetido de forma iterativa até que seja formado um histograma que represente a função de distribuição de probabilidade do modelo e, a partir dessa função distribuição de probabilidade, é possível calcular a variância, o desvio padrão e outros momentos estatísticos a partir dos quais se pode obter a incerteza padrão. No caso de uma distribuição normal, o desvio-padrão é a medida da incerteza. Para que o método apresente resultados robustos, a simulação de Monte Carlo deve usar tantos pontos quantos forem necessários para alcançar a estabilidade do

processo, sendo o número mínimo de iterações igual a 10.000. O Suplemento 1 do "Guia para a expressão de incerteza de medição (GUM)" detalha as especificações necessárias para a execução da simulação de Monte Carlo na análise de incertzas (INMETRO, 2020). Apesar de muito popular, o método traz algumas limitações. Ele não é recomendado para casos em que não se conhece a distribuição de probabilidade de cada uma das variáveis e é preciso ter em mente que ele pode requerer um grande esforço computacional para ser executado.

2.2.2.3 Outros métodos -Métodos da análise de sensibilidade e da perturbação

Embora sejam métodos diferentes, tanto na análise de sensibilidade quanto no método de perturbação, o objetivo é determinar como a função se comporta ante essa perturbação ou, em outras palavras, verificar o quão sensível é o modelo em relação a uma determinada variável. Basicamente, após se causar uma mudança ou perturbação em uma das variáveis do modelo, avalia-se o comportamento deste modelo. São gerados os coeficientes de sensibilidade para as diversas variáveis, que mostram qual a magnitude da incerteza que cada variável propaga no resultado final. A análise de sensibilidade tem a particularidade de sempre ser avaliada pela diferenciação.

Estes métodos podem ser bastante simples e se apresentam de várias formas, tanto por formas analíticas como numéricas. Um dos métodos mais simples é o da perturbação sequencial, conforme mostrado a seguir (ALVES, 2003; FIGLIOLA; BEASLEY, 2007; VEIGA, 2008):

Seja o resultado R, função de n variáveis:

$R = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n)$

Deve-se, então, aumentar em cada variável o valor de sua incerteza, mantendo todas as outras variáveis constantes, fazendo uma variável de cada vez:

$$\begin{aligned} R_1^+ &= f(x_1 + u_{x1}, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ R_2^+ &= f(x_1, x_2 + u_{x2}, x_3, \dots, x_n) \\ &\dots \\ R_n^+ &= f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n + u_{xn}) \end{aligned} \tag{13}$$

Em seguida, repetir o procedimento, desta vez, diminuindo o valor da incerteza:

$$\begin{aligned} R_1^- &= f(x_1 - u_{x1}, x_2, x_3, \dots, x_n) \\ R_2^- &= f(x_1, x_2 - u_{x2}, x_3, \dots, x_n) \\ &\dots \\ R_n^- &= f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n - u_{xn}) \end{aligned} \tag{14}$$

Então, calcular δR_i^+ e δR_i^- para cada uma das n variáveis e a aproximação da contribuição da incerteza de cada variável:

$$\delta R_i^+ = R_i^+ - R \text{ , para i= 1, 2, ... , n} \tag{15}$$

$$\delta R_i^- = --R \text{ , para i} = 1, 2, \ldots, \text{n} \tag{16}$$

$$\delta R_i = \frac{\delta R_i^+ - \delta R_i^-}{2} \tag{17}$$

Sendo a incerteza, então, calculada por:

$$u_R = \pm \left[\sum_{i=1}^{n} (\delta R_i)^2 \right]^{1/2} \tag{18}$$

Embora bastante simples, esse método não é recomendado para modelos complexos ou com muitos parâmetros pois exige que o modelo seja recalculado na perturbação de cada uma das variáveis, tornando-se tedioso. Ele também não é adequado para quando há um certo grau de correlação entre as variáveis, pois analisa as perturbações de forma individual. Nestes casos, é possível que a incerteza seja majorada ou minorada pela análise (FIGLIOLA; BEASLEY, 2007; SMITH, 1999).

2.3 Incertezas de medição do CO_2 próximo ao ponto crítico

A avaliação do desempenho de uma turbomáquina operada com sCO_2 se torna muito complicada quando o fluido está em um estado termodinâmico próximo ao ponto crítico. Isso ocorre porque as propriedades termodinâmicas do fluido variam bruscamente nessa região. Assim, mesmo pequenos intervalos de incerteza das variáveis medidas podem gerar grandes intervalos de incerteza no resultado final.

As incertezas mais significativas que envolvem o cálculo dos parâmetros de desempenho de uma turbomáquina podem ser divididas em duas categorias principais: incertezas do experimento e incertezas da equação de estado. As variáveis medidas experimentalmente

servem como variáveis de entrada para uma equação de estado, que calcula as propriedades termodinâmicas do fluido. Os valores das propriedades termodinâmicas, por sua vez, são utilizados nos cálculos de parâmetros de desempenho, como eficiência isentrópica e politrópica. A equação de estado mais utilizada para o CO_2 foi proposta especificamente para esse fluido por Span e Wagner (1996) com base na equação de Helmholtz e é utilizada pelas bibliotecas do CoolProp (BELL et al., 2014) e REFPROP (LEMMON et al., 2018). A seção 2.3.1 traz aspectos relacionados à equação de Span e Wagner. A seção 2.3.2 traz uma revisão de trabalhos experimentais sobre ciclos de potência com sCO_2 e aponta quais os tipos de análise de incertezas foram realizados, mostrando como comunidade científica tem dado pouca atenção ao assunto. E, por fim, a seção 2.3.3 apresenta os trabalhos recentemente publicados, mostrando como a comunidade científica está percebendo a necessidade de incluir a análise de incertezas nos trabalhos com CO_2 supercrítico.

2.3.1 A equação de Span e Wagner e as incertezas

Span e Wagner (1996) identificaram que as equações de estado desenvolvidas para o sCO_2 nas últimas décadas anteriores ao seu tempo estavam ultrapassadas, pois utilizavam dados experimentais obtidos com instrumentos já obsoletos. Assim, decidiram desenvolver uma nova equação que utilizasse os dados experimentais mais recentes e acurados.

Eles formularam sua nova equação de estado a partir de uma equação fundamental expressa na forma da energia de Helmholtz. A equação para a energia de Helmholtz adimensional é dividida em duas partes, em que uma delas se trata de um termo referente ao comportamento de gás ideal e a outra parte é um termo residual, que leva em consideração o comportamento não ideal do fluido. A partir dessa equação, todas as propriedades termodinâmicas de uma substância pura podem ser obtidas.

Para o termo da energia de Helmholtz referente ao comportamento de gás ideal, existe um conjunto de equações e formulações teóricas já estabelecido. Já para a parte residual, a equação deveria ser determinada empiricamente. Usando estratégias modernas de otimização, Span e Wagner desenvolveram um procedimento para ajustar os coeficientes do termo residual da equação de energia de Helmholtz aos dados experimentais que possuíam. Um esforço especial foi realizado para a região próxima ao ponto crítico. De modo a obter uma equação que apresentasse um comportamento correto também na vizinhança imediata do ponto crítico, um termo não analítico foi introduzido na parte residual da equação fundamental. Para se ter ideia

da complexidade de tal equação, uma imagem da Tabela 32 do artigo de Span e Wagner se encontra na Figura 1. Nela se encontram os termos da parte residual da equação.

Os dados experimentais por eles utilizados, por sua vez, são uma compilação de trabalhos experimentais de diversos autores. Os parâmetros medidos experimentalmente nos trabalhos selecionados foram pressão, temperatura e massa específica. A Figura 2 traz a imagem da Tabela 12 do artigo de Span e Wagner (1996) que compila as incertezas das medidas de cada um dos 34 trabalhos experimentais que serviram de base para o desenvolvimento dessa nova equação de estado. As incertezas para os resultados experimentais de temperatura variam de 0,002 K até 0,5K, as de pressão variam de 0,005% do limite superior do instrumento até 2MPa, as de massa específica variam de 0,01% até 1,0% do limite superior do instrumento.

A respeito das incertezas relativas à equação de estado produzida, as conclusões fornecidas pelos autores são de que a nova equação de estado desenvolvida se ajusta tão bem à ampla faixa de dados experimentais que as incertezas resultantes se devem praticamente às incertezas dos instrumentos de medida utilizados para os experimentos. Segundo os autores, as incertezas estimadas da equação por eles proposta são as seguintes: de ± 0.03% até ± 0.05% para massa específica, de ± 0.03% até ± 1 % para a velocidade do som no fluido, e de ± 0.15% até ± 1.5% para o cp.

TABLE 32. The residual part of the dimensionless Helmholtz energy ϕ^r and its derivatives[a]

$$\phi^r = \sum_{i=1}^{7} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{34} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\delta^{c_i}} + \sum_{i=35}^{39} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta-\epsilon_i)^2-\beta_i(\tau-\gamma_i)^2} + \sum_{i=40}^{42} n_i \Delta^{b_i} \delta \Psi \quad \text{with} \quad \Delta = \theta^2 + B_i[(\delta-1)^2]^{a_i}$$

$$\theta = (1-\tau) + A_i[(\delta-1)^2]^{1/(2\beta_i)}$$

$$\Psi = e^{-C_i(\delta-1)^2 - D_i(\tau-1)^2}$$

$$\phi^r_\delta = \sum_{i=1}^{7} n_i d_i \delta^{d_i-1} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{34} n_i e^{-\delta^{c_i}} [\delta^{d_i-1} \tau^{t_i} (d_i - c_i \delta^{c_i})] + \sum_{i=35}^{39} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta-\epsilon_i)^2-\beta_i(\tau-\gamma_i)^2} \left[\frac{d_i}{\delta} - 2\alpha_i(\delta-\epsilon_i)\right] + \sum_{i=40}^{42} n_i \left[\Delta^{b_i}\left(\Psi + \delta\frac{\partial\Psi}{\partial\delta}\right) + \frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\delta}\delta\Psi\right]$$

$$\phi^r_{\delta\delta} = \sum_{i=1}^{7} n_i d_i (d_i-1) \delta^{d_i-2} \tau^{t_i} + \sum_{i=8}^{34} n_i e^{-\delta^{c_i}} [\delta^{d_i-2} \tau^{t_i} ((d_i - c_i\delta^{c_i})(d_i - 1 - c_i\delta^{c_i}) - c_i^2 \delta^{c_i})] + \sum_{i=35}^{39} n_i \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta-\epsilon_i)^2-\beta_i(\tau-\gamma_i)^2}$$

$$\cdot [-2\alpha_i \delta^{d_i} + 4\alpha_i^2 \delta^{d_i}(\delta-\epsilon_i)^2 - 4 d_i \alpha_i \delta^{d_i-1}(\delta-\epsilon_i) + d_i(d_i-1)\delta^{d_i-2}] + \sum_{i=40}^{42} n_i \left[\Delta^{b_i}\left(2\frac{\partial\Psi}{\partial\delta} + \delta\frac{\partial^2\Psi}{\partial\delta^2}\right) + 2\frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\delta}\left(\Psi + \delta\frac{\partial\Psi}{\partial\delta}\right) + \frac{\partial^2\Delta^{b_i}}{\partial\delta^2}\delta\Psi\right]$$

$$\phi^r_\tau = \sum_{i=1}^{7} n_i t_i \delta^{d_i} \tau^{t_i-1} + \sum_{i=8}^{34} n_i t_i \delta^{d_i} \tau^{t_i-1} e^{-\delta^{c_i}} + \sum_{i=35}^{39} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta-\epsilon_i)^2-\beta_i(\tau-\gamma_i)^2} \left[\frac{t_i}{\tau} - 2\beta_i(\tau-\gamma_i)\right] + \sum_{i=40}^{42} n_i \delta \left[\frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\tau}\Psi + \Delta^{b_i}\frac{\partial\Psi}{\partial\tau}\right]$$

$$\phi^r_{\tau\tau} = \sum_{i=1}^{7} n_i t_i (t_i-1) \delta^{d_i} \tau^{t_i-2} + \sum_{i=8}^{34} n_i t_i (t_i-1) \delta^{d_i} \tau^{t_i-2} e^{-\delta^{c_i}} + \sum_{i=35}^{39} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta-\epsilon_i)^2-\beta_i(\tau-\gamma_i)^2} \left[\left(\frac{t_i}{\tau} - 2\beta_i(\tau-\gamma_i)\right)^2 - \frac{t_i}{\tau^2} - 2\beta_i\right]$$

$$+ \sum_{i=40}^{42} n_i \delta \left[\frac{\partial^2\Delta^{b_i}}{\partial\tau^2}\Psi + 2\frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\tau}\frac{\partial\Psi}{\partial\tau} + \Delta^{b_i}\frac{\partial^2\Psi}{\partial\tau^2}\right]$$

$$\phi^r_{\delta\tau} = \sum_{i=1}^{7} n_i d_i t_i \delta^{d_i-1} \tau^{t_i-1} + \sum_{i=8}^{34} n_i e^{-\delta^{c_i}} \delta^{d_i-1} t_i \tau^{t_i-1} (d_i - c_i\delta^{c_i}) + \sum_{i=35}^{39} n_i \delta^{d_i} \tau^{t_i} e^{-\alpha_i(\delta-\epsilon_i)^2-\beta_i(\tau-\gamma_i)^2} \left[\frac{d_i}{\delta} - 2\alpha_i(\delta-\epsilon_i)\right]\left[\frac{t_i}{\tau} - 2\beta_i(\tau-\gamma_i)\right]$$

$$+ \sum_{i=40}^{42} n_i \left[\Delta^{b_i}\left(\frac{\partial\Psi}{\partial\tau} + \delta\frac{\partial^2\Psi}{\partial\delta\partial\tau}\right) + \delta\frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\delta}\frac{\partial\Psi}{\partial\tau} + \frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\tau}\left(\Psi + \delta\frac{\partial\Psi}{\partial\delta}\right) + \frac{\partial^2\Delta^{b_i}}{\partial\delta\partial\tau}\delta\Psi\right]$$

Derivatives of the distance function Δ^{b_i}:

$$\frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\delta} = b_i \Delta^{b_i-1}\frac{\partial\Delta}{\partial\delta}$$

$$\frac{\partial^2\Delta^{b_i}}{\partial\delta^2} = b_i\left[\Delta^{b_i-1}\frac{\partial^2\Delta}{\partial\delta^2} + (b_i-1)\Delta^{b_i-2}\left(\frac{\partial\Delta}{\partial\delta}\right)^2\right]$$

$$\frac{\partial\Delta^{b_i}}{\partial\tau} = -2\theta b_i \Delta^{b_i-1}$$

$$\frac{\partial^2\Delta^{b_i}}{\partial\tau^2} = 2b_i\Delta^{b_i-1} + 4\theta^2 b_i(b_i-1)\Delta^{b_i-2}$$

$$\frac{\partial^2\Delta^{b_i}}{\partial\delta\partial\tau} = -A_i b_i \frac{2}{\beta_i}\Delta^{b_i-1}(\delta-1)[(\delta-1)^2]^{1/(2\beta_i)-1} - 2\theta b_i(b_i-1)\Delta^{b_i-2}\frac{\partial\Delta}{\partial\delta}$$

$$\frac{\partial\Delta}{\partial\delta} = (\delta-1)\left\{A_i\theta\frac{2}{\beta_i}[(\delta-1)^2]^{1/(2\beta_i)-1} + 2B_i a_i[(\delta-1)^2]^{a_i-1}\right\}$$

$$\frac{\partial^2\Delta}{\partial\delta^2} = \frac{1}{(\delta-1)}\frac{\partial\Delta}{\partial\delta} + (\delta-1)^2\left\{4B_i a_i(a_i-1)[(\delta-1)^2]^{a_i-2} + 2A_i^2\left(\frac{1}{\beta_i}\right)^2\{[(\delta-1)^2]^{1/(2\beta_i)-1}\}^2 + A_i\theta\frac{4}{\beta_i}\left(\frac{1}{2\beta_i}-1\right)[(\delta-1)^2]^{1/(2\beta_i)-2}\right\}$$

Derivatives of the exponential function Ψ:

$$\frac{\partial\Psi}{\partial\delta} = -2C_i(\delta-1)\Psi$$

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial\delta^2} = [2C_i(\delta-1)^2 - 1]2C_i\Psi$$

$$\frac{\partial\Psi}{\partial\tau} = -2D_i(\tau-1)\Psi$$

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial\tau^2} = [2D_i(\tau-1)^2 - 1]2D_i\Psi$$

$$\frac{\partial^2\Psi}{\partial\delta\partial\tau} = 4C_iD_i(\delta-1)(\tau-1)\Psi$$

[a] $\phi^r_\delta = \left(\frac{\partial\phi^r}{\partial\delta}\right)_\tau$, $\phi^r_{\delta\delta} = \left(\frac{\partial^2\phi^r}{\partial\delta^2}\right)_\tau$, $\phi^r_\tau = \left(\frac{\partial\phi^r}{\partial\tau}\right)_\delta$, $\phi^r_{\tau\tau} = \left(\frac{\partial^2\phi^r}{\partial\tau^2}\right)_\delta$, and $\phi^r_{\delta\tau} = \left(\frac{\partial^2\phi^r}{\partial\delta\partial\tau}\right)$.

Figura 1 - T–rmos da parte residual da equação proposta por Span e Wagner na forma da equação da energia de Helmholtz (SPAN; WAGNER, 1996).

TABLE 12. Summary of selected $p\rho T$ data for carbon dioxide; detailed information is given on the uncertainty values estimated by the authors and those estimated by ourselves and used in the weighting procedure

Source	No. of data Mean f^2_{wt}	Uncertainty estimated by the authors / Uncertainty estimated by ourselves	Source	No. of data Mean f^2_{wt}	Uncertainty estimated by the authors / Uncertainty estimated by ourselves
Michels	9	N.R.E.[a]			
and Michels[122]	4.00	Δp=1000 Pa, $\Delta\rho$=0.2%	Lau[149,c]	42	$\Delta\rho$=0.1%
Michels *et al.*[123,c]	75	$\Delta\rho$[b]=0.05%		3.71	ΔT=10 mK, Δp=0.02%, $\Delta\rho$=0.1%
	1.00	Δp=0.02%, $\Delta\rho$=0.1%	Esper[111]	45	$\Delta\rho$=0.03–0.11%
Wentorf[88,c]	87	ΔT=1 mK, Δp=132 Pa, $\Delta\rho$=0.02%		1.00	ΔT=10 mK, Δp=0.015%, $\Delta\rho$=0.05%
	0.09	ΔT=2 mK, Δp=500 Pa, $\Delta\rho$=0.09%	Holste *et al.*[103]	80	ΔT=10 mK, Δp=0.015%,
Vukalovich	44	$\Delta\rho$=0.15–0.35%		0.80	ΔT=10 mK, Δp=0.015%, $\Delta\rho$=0.05%
and Altunin[128]	1.07	$\Delta\rho$=0.4%	Jaeschke[150]	245	N.R.E.
Vukalovich	134	N.R.E.		0.69	ΔT=5 mK, Δp=0.1%, $\Delta\rho$=0.1%
and Altunin[129]	1.00	$\Delta\rho$=0.2%	Jaeschke[151]	27	N.R.E.
Vukalovich *et al.*[130]	22	N.R.E.		1.14	ΔT=5 mK, Δp=0.05%, $\Delta\rho$=0.05%
	1.00	$\Delta\rho$=0.2%	Magee	9	ΔT=30 mK, Δp=0.01%, $\Delta\rho$=0.1%
Vukalovich *et al.*[131]	36	N.R.E.	and Ely[152]	0.16	ΔT=30 mK, Δp=0.01%, $\Delta\rho$=0.1%
	0.64	$\Delta\rho$=0.1%	Ely *et al.*[17]	52	ΔT=30 mK, Δp=0.01%, $\Delta\rho$=0.1–0.15%
Juza *et al.*[132]	82	Δp=2 MPa, $\Delta\rho$=0.3%		1.00	ΔT=30 mK, Δp=0.01%, $\Delta\rho$=0.1–0.15%
	1.00	ΔT=0.2 K, Δp=2 MPa, $\Delta\rho$=0.4%	Hoinkis[145]	72	ΔT=10 mK, Δp=0.01%, $\Delta\rho$=0.16%
Golovskii	108	ΔT=80 mK, Δp=0.08%, $\Delta\rho$=0.15%		1.83	ΔT=10 mK, Δp=0.01%, $\Delta\rho$=0.16%
and Tsymarnyi[136]	2.25	ΔT=80 mK, Δp=0.08%, $\Delta\rho$=0.15%	Duschek *et al.*[154]	362	ΔT=3 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.015%
Kirillin *et al.*[137,c]	17	$\Delta\rho$[b]=0.1%		1.88	ΔT=3 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.015%
	9.65	Δp=0.05%, $\Delta\rho$=0.2%	Duschek *et al.*[58]	87	$\Delta\rho$=0.03–0.25%[d]
Kirillin *et al.*[93,c]	29	N.R.E.		2.25	$\Delta\rho$=0.03–0.25%
	4.00	Δp=0.05%, $\Delta\rho$=0.2%	Jaeschke *et al.*[155]	268	N.R.E.
				0.75	ΔT=5 mK, Δp=0.05–0.1%,
Kirillin *et al.*[138]	66	$\Delta\rho$=0.15–0.2%	Guo *et al.*[157]	40	$\Delta\rho$=0.05–0.01%
	1.00	Δp=0.05%, $\Delta\rho$=0.2%		2.25	ΔT=3 mK, Δp=0.005%, $\Delta\rho$=0.01%
Tsiklis *et al.*[139]	49	$\Delta\rho$=0.3%	Gilgen *et al.*[159]	264	ΔT=3 mK, Δp=0.005%, $\Delta\rho$=0.01%
	1.00	ΔT=0.5 K, Δp=1 MPa, $\Delta\rho$=1.0%		2.18	ΔT=1.5 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.015%
Kirillin *et al.*[140,c]	24	$\Delta\rho$=0.1%	Brachthäuser[160]	29	ΔT=1.5 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.015%
	4.00	Δp=0.05%, $\Delta\rho$=0.1%		1.00	$\Delta\rho$=0.016–0.051%
Popov	73	N.R.E.	Fenghour *et al.*[160a]	120	$\Delta\rho$=0.016–0.051%
and Sayapov[141]	1.00	ΔT=30 mK, Δp=0.05%, $\Delta\rho$=0.15%		1.00	$\Delta\rho$=0.05–0.10%
Vukalovich *et al.*[142]	86	$\Delta\rho$=0.08–0.15%	Klimeck *et al.*[160b]	60	$\Delta\rho$=0.10%
	1.00	ΔT=15 mK, Δp=0.005%, $\Delta\rho$=0.08–0.15%		1.00	ΔT=6 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.02–0.04%
					ΔT=6 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.02–0.04%
Shmonov	60	$\Delta\rho$=0.25–0.5%	Nowak *et al.*[160d]	21	ΔT=1.5 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.015%
and Shmulovich[148]	1.44	ΔT=0.4 K, Δp=0.2%, $\Delta\rho$=1.0%		1.00	ΔT=1.5 mK, Δp=0.006%, $\Delta\rho$=0.015%

[a]N.R.E.: No reasonable estimation given by the authors.
[b]Consistency is given instead of uncertainty.
[c]Adjusted values were used in the final data sets, see Sec. 4.10.
[d]Uncertainties given for the corresponding saturated liquid and saturated vapor densities.

Figura 2 - T–bela 12 de Span e Wagner, compilando as incertezas das medidas experimentais (SPAN; WAGNER, 1996) - G–ifo próprio.

2.3.2 Bancadas experimentais e a análise de incertezas

Na plataforma Google Scholar, foram pesquisados trabalhos com as palavras-chave *Supercritical CO2 test loop* para as quais foram obtidos 27700 resultados. Foram selecionados artigos dos últimos 10 anos que estivessem relacionados com ciclos de potência e que dessem ênfase às turbomáquinas. Dados os altos custos e a complexidade de se projetar e montar uma bancada de testes para ciclos de potência com CO_2 supercrítico, não são muitos os trabalhos que apresentam dados experimentais. A maioria dos trabalhos obtidos pela busca são artigos que descrevem de forma preliminar o projeto de uma bancada de testes para sCO_2 e apenas alguns poucos estão relacionados a bancadas de fato construídas e operadas. Dentre os trabalhos

relacionados com ciclos de potência e com ênfase em turbomáquinas, foram selecionados apenas aqueles relacionados a bancadas de testes efetivamente construídas. Ao todo, foram selecionados 17 trabalhos.

Os 17 trabalhos selecionados estão relacionados às dez instituições com projetos mais avançados sobre ciclos de potência com sCO_2 ao redor do mundo. São elas: *Sandia National Laboratories*, nos EUA; BMPC (*Bechtel Marine Propulsion Corporation*), que está desenvolvendo projetos com sCO_2 junto ao *Bettis Atomic Power Laboratory* nos EUA; SwRI (*Southwest Research Institute*) em parceria com a GE (*General Electric*), nos EUA; *Echogen Power Systems*, nos EUA; *The Queensland University*, na Austrália; KIER (*Korea Institute of Energy Research*); KAERI (*Korea Atomic Energy Institute*) com o projeto SCIEL; KAIST (*Korea Advanced Institute of Science and Technology*) com o projeto SCO2PE, as três na Coreia do Sul; *Tokyo Institute of Technology*, no Japão; e CVR (*Research Centre Řež*) com o projeto SUSEN, na República Tcheca. A Tabela 1 compila informações significativas sobre os trabalhos selecionados.

Dos 17 trabalhos selecionados, apenas seis trazem informações sobre a exatidão dos instrumentos de medida utilizados. Clementoni, Cox e King (2016) utilizaram dados experimentais para avaliar o desempenho de turbomáquinas trabalhando fora do ponto de operação projetado. Os autores apresentaram dados de incerteza nas medidas, mas não fizeram análises de incerteza para os resultados. Twomey a Czapla (2016) descreveram a bancada de testes de 100kW construída na Universidade de Queensland e apresentaram os resultados preliminares de testes de capacidade da bancada. Eles explicaram todo o desenvolvimento da bancada de testes, descreveram os instrumentos utilizados, com dados do modelo e incertezas de cada um. Apesar disso, não fizeram análise de incertezas nos resultados apresentados.

Tabela 1- Bancadas experimentais em operação para testes de turbomáquinas em ciclos termodinâmicos de sCO_2

Instituição/ Projeto	Referência	Análise	Instrumentos de medida	Fez análise de incertezas?
SANDIA	Wright, Conboy e Rochau (2011)	Potência gerada	Sem registro[a]	Não
	Conboy *et al*. (2012)	Desempenho	Sem registro[a]	Não
	Pasch e Stapp (2018)	Desempenho	Sem registro[a]	Não
	Rapp e Stapp(2019)	Estabilidade da bancada	Sem registro[a]	Não
BMPC	Clementoni, Cox e Sprague (2014)	Múltiplos parâmetros	Sem registro[a]	Não
	Clementoni, Cox e King (2016)	Desempenho	Termopar Marlin tipo T (±0,41% da leitura) Rosemount 3051S (±8.2 kPa) Micro Motion Elite Coriolis (±0.06% para vazão e ±0.004g/cm^3 para massa específica)	Não
University of Queensland	Twomey e Czapla (2016)	Capacidade da bancada	Rosemount 644 (±0.56K) Termopar tipo K (±0.25K) Rosemount 2051 (±0.0208MPa) UNIK5000 (±0.0032MPa) Magtrol TM301 (±5998RPM) Magtrol DSP6001 (±0.020N.m) MicroMotion (±0.0064 kg/m)	Não
SwRI e GE	Moore *et al.* (2018)	Capacidade da turbina	Sem registro[a]	Não
	Allison *et al*. (2019)	Capacidade da bancada	Sem registro[a]	Não
Projeto SCIEL	Ahn *et al.*(2015)	Estabilidade do Compressor	RTD[c] (0-400ºC, ±0.5-1.5%) Transdutor de pressão[c] (0-22MPa, ±0.025%) Medidor de Vazão mássica[c] (0-5 kg/s, ±0.16%)	Sim[b]
	Cha *et al*.(2016)	Capacidade da bancada	Sem registro[a]	Não
KIER	Cho *et al.*(2016)	Capacidade da bancada	Sem registro[a]	Não
	Cho *et al.*(2018)	Capacidade da bancada e estabilidade do turbo-gerador	Sem registro[a]	Não
Projeto SCO2PE	Bae *et al.*(2016)	Validação de modelo de desempenho	RTD[c] (±0.2ºC) Transdutor de pressão[c] (±0.025%) Transd. Diferencial de pressão[c] (±0.04%) Medidor de vazão de Coriolis[c] (para CO_2)(±0.16%) Medidor de vazão eletromagnético[c] (para água) (±0.5%)	Não
ECHOGEN	Held (2014)	Validação de estados termodinâmicos teóricos	RTD[c] (±0.1ºC) Termopar[c] (±0.5ºC) Transdutor de pressão[c] (±0.14%)	Não
Tokyo Inst. Technology	Utamura *et al.*(2012)	Desempenho	Sem registro[a]	Não
Projeto SUSEN	Hacks(2018)	Validação de modelo de desempenho	Pt 100 JSP (15 – 45ºC, ±0.26K) Pt 100 JSP (15 – 60ºC, ±0.35K) Termopar Tipo K, Omega(0 – 600ºC, ±5.1K) GE Unik 5000 (0 – 150bar, ±1.1bar) GE Unik 5000(0 – 300bar, ±2.3bar) Rheonik RHM12 (0-0.7kg/s, ±0.007kg/s)	Sim

a=Os autores não forneceram dados de marca, modelo ou tipo nem incerteza de qualquer um dos equipamentos.
b=Calculou as incertezas nos resultados de razão de pressão e entropia somente.
c=sem informação de marca ou modelo, apenas informação de incerteza do instrumento.

Ahn *et al*. (2015) descreveram a bancada de testes SCIEL e a compararam com a bancada do Sandia e a do *Bettis Atomic Power laboratories*. Eles também calcularam as incertezas nos resultados de razão de pressão e valor de entropia, mas apresentaram os outros resultados sem

esses cálculos. Bae *et al*. (2016) conduziram experimentos de modo a validar um modelo computacional de performance desenvolvido por eles. Nos resultados, eles apresentaram as incertezas propagadas pelo modelo computacional, mas não as incertezas propagadas pelas medidas experimentais. Held (2014) comparou e discutiu resultados teóricos calculados com dados obtidos experimentalmente em sua bancada de testes. O autor descreveu as incertezas de medida, mas não fez nenhum cálculo relacionado a análise de incertezas. Por fim, Hacks *et al.* (2018) apresentaram os resultados dos testes conduzidos com o compressor centrífugo e validaram experimentalmente os mapas de razão de pressão em função da vazão mássica calculados para o compressor. Apesar disso, os autores afirmam que a eficiência e a potência não foram apresentadas porque as incertezas de medidas são muito grandes. E concluem que, para se calcular esses parâmetros de forma acurada, as medidas de pressão e temperatura devem ter uma incerteza menor. Utamura *et al.* (2012) descreveram e discutiram os resultados obtidos experimentalmente. Eles não trouxeram dados de incerteza dos instrumentos utilizados nem calcularam incertezas nas medidas, mas identificaram que seriam necessários equipamentos de medição de temperatura com incerteza máxima de ±0,01K para se conseguir um intervalo de incertezas aceitável no cálculo da eficiência isentrópica.

Curiosamente, a maioria desses trabalhos que detalharam a incerteza dos instrumentos o fazem só a título de informação, já que seus resultados são todos apresentados e discutidos sem qualquer análise de incerteza. Apenas dois trabalhos (AHN *et al*., 2015; HACKS *et al*., 2018) consideraram as incertezas das variáveis medidas no cálculo do resultado final. Apesar disso, as discussões a respeito foram bastante limitadas, restringindo-se apenas a algumas variáveis e não ao resultado global.

2.3.3 Trabalhos recentes

Poucos trabalhos publicados têm se ocupado em analisar as incertezas relacionadas ao cálculo de desempenho de uma turbomáquina que opere em regiões próximas ao ponto crítico. Recentemente, um estudo conduzido pelo SwRI em parceria com a GE destacou os desafios enfrentados na determinação da eficiência de um compressor operado com sCO_2 próximo ao ponto crítico através de dados de pressão e temperatura medidos próximo ao ponto crítico (MORTZHEIM et al., 2021). Os autores discutem que, quando o desempenho de um sistema é analisado por vias experimentais, é necessária uma clara compreensão a respeito dos instrumentos que estão sendo utilizados, o que inclui a precisão e exatidão dos sensores, sua localização na bancada, o tipo de resposta que se espera obter, entre outros.

No trabalho, os autores fizeram então uma detalhada descrição acerca dos instrumentos de medida utilizados e de sua localização. Por exemplo, houve o cuidado de sempre se colocar os medidores de pressão a montante dos medidores de temperatura. Outro exemplo é que, uma vez que o sCO_2 possui alta densidade, foi necessário utilizar termopoços (ou poços termométricos) para proteção dos termopares. Mas esses termopoços geram maior obstrução no escoamento e, portanto, qualquer cálculo de velocidade usado para converter a temperatura medida da condição de estática para a condição de estagnação, ou vice-versa, deve levar essa maior obstrução em consideração. Esses e outros procedimentos na montagem da bancada experimental do grupo de pesquisa SwRI-GE foram baseados no ASME PTC-10, um código que fornece procedimentos de teste para determinar o desempenho termodinâmico de compressores.

A Tabela 2 apresenta os instrumentos, bem como suas respectivas incertezas, utilizados para o teste. A incerteza utilizada para os termopares não é a incerteza fornecida pelo fabricante pois esses equipamentos foram novamente calibrados pela equipe através de um sensor RTD de alta exatidão, fazendo com que a nova calibração produzisse um resultado de maior exatidão que a calibração do fabricante. Para calcular a incerteza propagada, os autores utilizaram uma análise de Monte Carlo.

Nesse mesmo trabalho, os pesquisadores discutiram, ainda, que uma forma de diminuir as incertezas no resultado final é utilizar como dados de entrada a massa específica e a pressão em vez de temperatura e pressão. Eles discutiram que isso ocorre porque o termopar mede uma temperatura que está entre o valor da temperatura estática e o valor de estagnação e o piezômetro mede a pressão estática do fluido.

Assim, a fim de calcular certos parâmetros de desempenho da turbomáquina, é preciso converter a pressão e a temperatura medidas para seus respectivos valores de estagnação. Para tanto, é preciso calcular a velocidade que, por sua vez, segundo a Equação (19), depende da vazão mássica ($\dot{m}$), área de escoamento (A) e massa específica (ρ) naquele ponto.

$$V = \frac{\dot{m}}{\rho\, A} \tag{19}$$

Se a massa específica for obtida de forma indireta, através da medição de pressão e temperatura e uma equação de estado, então haverá um maior erro envolvido, principalmente porque a massa específica varia de forma muito acentuada nas proximidades do ponto crítico. Assim, os autores

concluem que a forma de menor propagação de erros é medir pressão e massa específica como variáveis de entrada para os cálculos.

Tabela 2 -Instrumentos utilizados pela equipe SwRI e GE

Medida	Instrumento	Incerteza
Entrada do compressor		
Pressão	Piezômetro sensor Keller (0-138 bar)	0,25% do LS ou ± 0,34 bar
Temperatura	Termopar tipo T	±0,25 ^{o}C
Saída do compressor		
Pressão	Piezômetro sensor Keller (0-276 bar)	0,25% do LS ou ± 0,69 bar
Temperatura	Termopar tipo T	±0,25 ^{o}C
Vazão mássica	V-cone	±0,5%

Fonte: (MORTZHEIM et al., 2021)

Essas conclusões concordam com as observações feitas por Lee *et al.* (2016a)ªde que, para calcular parâmetros de desempenho de um compressor, é melhor utilizar as medições de massa específica que medições de temperatura. Entretanto, tanto Lee *et al*. (2016) quanto Mortzheim *et al*. (2021) concordam que instrumentos que medem massa específica tendem a trazer outros desafios como bruscas quedas de pressão, dependência de uma equação de estado, entre outros, e, geralmente, são evitados.

No trabalho de Lee *et al.* (2016), ligado ao projeto dos institutos coreanos KAIST e KAERI, os autores buscaram apresentar problemas na medição de desempenho do compressor de CO_2 próximo ao ponto crítico. Para isso, calcularam as incertezas associadas à razão de pressão e à eficiência isentrópica para diferentes coeficientes de fluxo, que são uma medida adimensional do fluxo mássico. Eles apresentaram os instrumentos e descreveram a bancada e os experimentos. Para calcular as incertezas nos resultados finais, utilizaram o método apresentado por Kline e McClintock (1953). A Tabela 3 apresenta os instrumentos, bem como suas respectivas incertezas, utilizados para o teste.

Tabela 3- Instrumentos de medida usados nos laboratórios da KAIST e KAERI

Medida	Instrumento	Incerteza
Pressão	Rosemount 3051S	0,09% do LS
Temperatura	Sensor RTD	±0,2 ºC
Vazão mássica	Rheonik RHM 20	±0,16%

Fonte: (LEE et al., 2016a)

No trabalho de Sullivan *et al*. (2021a), foram conduzidas análises de incerteza sobre o cálculo dos números adimensionais de Nusselt, Prandtl e Reynolds para o CO_2, quando o fluido se encontrasse em estados próximos ao ponto crítico. Os pesquisadores perceberam que, especialmente para pressões entre 7.5 e 8.5 MPa, as incertezas obtidas para o resultado dos adimensionais eram várias vezes maiores do que o próprio valor do adimensional. Em sua conclusão, eles destacaram ser necessário que os pesquisadores sejam mais conscientes quanto a aplicação das correlações de números adimensionais e conduzam análises de incerteza junto aos seus resultados.

Os três trabalhos apresentados nesta seção (LEE et al., 2016a; MORTZHEIM et al., 2021; SULLIVAN et al., 2021b) concluem que as incertezas associadas às medições próximas ao ponto crítico são muito grandes e, portanto, não devem ser desconsideradas nos cálculos. Especialmente no caso dos dois primeiros trabalhos, é discutida a necessidade de se realizar análises de incertezas para os resultados relacionados às turbomáquinas. Todos esses resultados demonstram que a necessidade de se avaliar e discutir melhor a propagação de incertezas em resultados experimentais envolvendo turbomáquinas que operem com CO_2 próximo ao ponto crítico é crucial e tem ainda sido pouco discutida. Diante disso, o capítulo que se segue descreve a metodologia utilizada neste trabalho para calcular as incertezas nos resultados de eficiência isentrópica de turbinas e compressores apresentados por trabalhos experimentais, bem como a metodologia para examinar e exatidão requerida dos instrumentos de medida para as bancadas.

Não foram encontrados outros trabalhos que se dedicassem a averiguar a incerteza dos resultados obtidos por meio de ciclos de potência, compressão e expansão com sCO_2. Tal fato reforça a relevância do tópico.

3 METODOLOGIA

3.1 Análise de incerteza para trabalhos experimentais presentes na literatura

Conforme discutido anteriormente, a maioria dos trabalhos publicados a respeito de bancadas experimentais com sCO_2 não apresentam uma análise de incertezas para os resultados de eficiência isentrópica dos compressores e turbinas. De modo a verificar a extensão dessa incerteza propagada nos resultados e justificar a necessidade de análises mais criteriosas quanto aos instrumentos de medida utilizados, foi conduzida uma análise de incertezas sobre o resultado de eficiência isentrópica dos compressores e turbinas dos trabalhos selecionados.

A Figura 3 traz o resumo gráfico da metodologia utilizada nesta primeira parte do trabalho e as seções a seguir explicam em detalhes a metodologia utilizada.

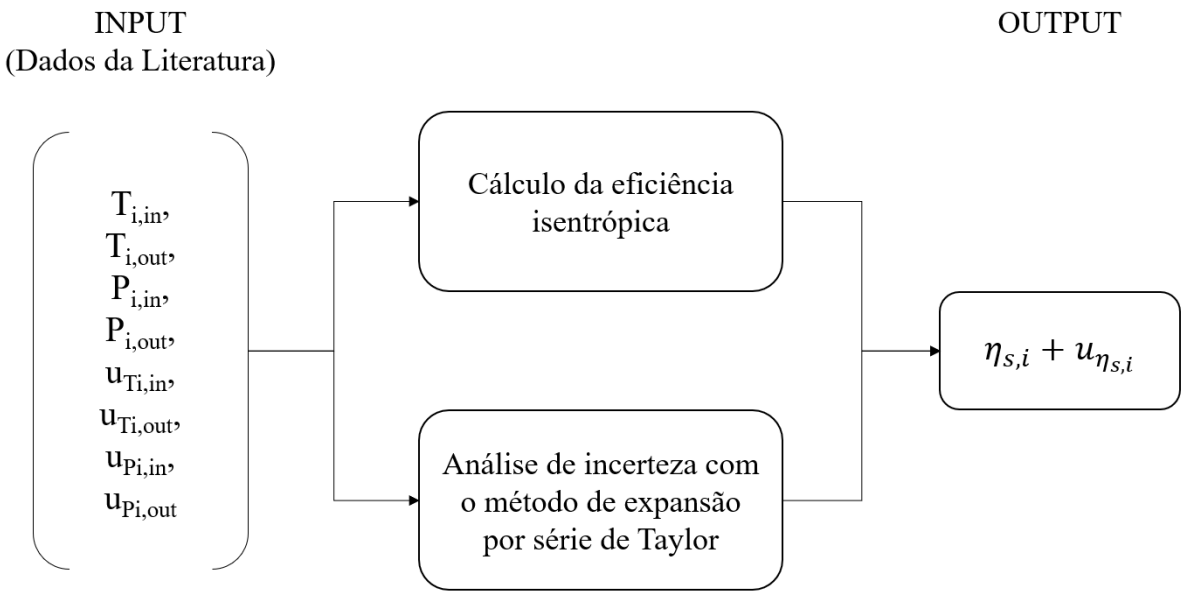


Figura 3 -Resumo gráfico da metodologia para análise de incertezas dos resultados experimentais para eficiência isentrópica de turbomáquinas, conforme encontrados na literatura.

3.1.1 Formulação matemática

Foi escolhido o método de Expansão em série de Taylor para calcular a incerteza propagada no resultado final de eficiência isentrópica das turbinas e compressores dos trabalhos selecionados. O método foi escolhido pelas seguintes razões:

- A eficiência isentrópica de compressores e turbinas, Eqs. (20) e (21), dependem de poucas variáveis. Assim, o método por expansão em série de Taylor se torna relativamente simples.
- As funções entalpia e entropia específicas são diferenciáveis em todo o intervalo de interesse, permitindo que o método de expansão por série de Taylor seja aplicado.
- A expansão em série de Taylor truncada no termo de segunda ordem é adequada, dado o aspecto das curvas de eficiência isentrópica em relação à entalpia, Figura 4, e da curva de entalpia e entropia específicas em relação a T e P, conforme mostrado na Figura 5. As curvas apresentam continuidade em todo o intervalo de interesse. Isso implica em que a derivada das variáveis de entalpia e entropia poderão ser avaliados em todo o intervalo de interesse.
- Não há informações adicionais quanto à distribuição de probabilidade das variáveis nem quanto ao método empregado para obtê-las. Em outras palavras, dadas as características do conjunto de variáveis disponíveis, um método como Monte Carlo não necessariamente produziria um resultado mais acurado para a incerteza propagada que o método por expansão em série de Taylor.
- Kline e McClintock (1953) usaram o método de expansão em série de Taylor para calcular a propagação de incertezas no resultado de um modelo quando as variáveis eram provenientes de medições de amostra única, como é o caso.

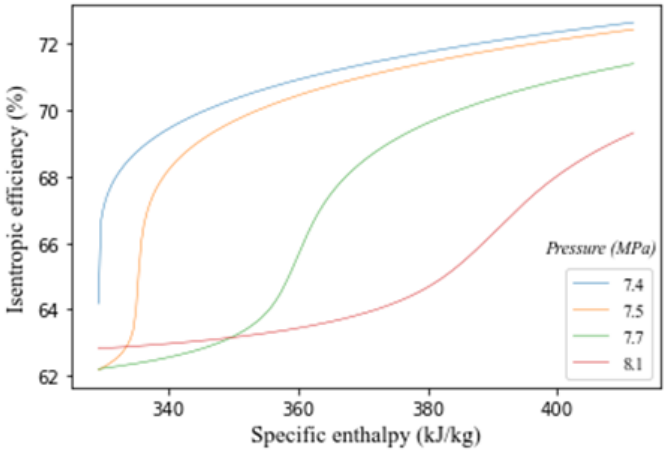


Figura 4 -Variação da eficiência isentrópica com a entalpia de entrada. Simulação para uma compressão adiabática com razão de pressão de 1.6. obtidos da biblioteca CoolProp do Python.

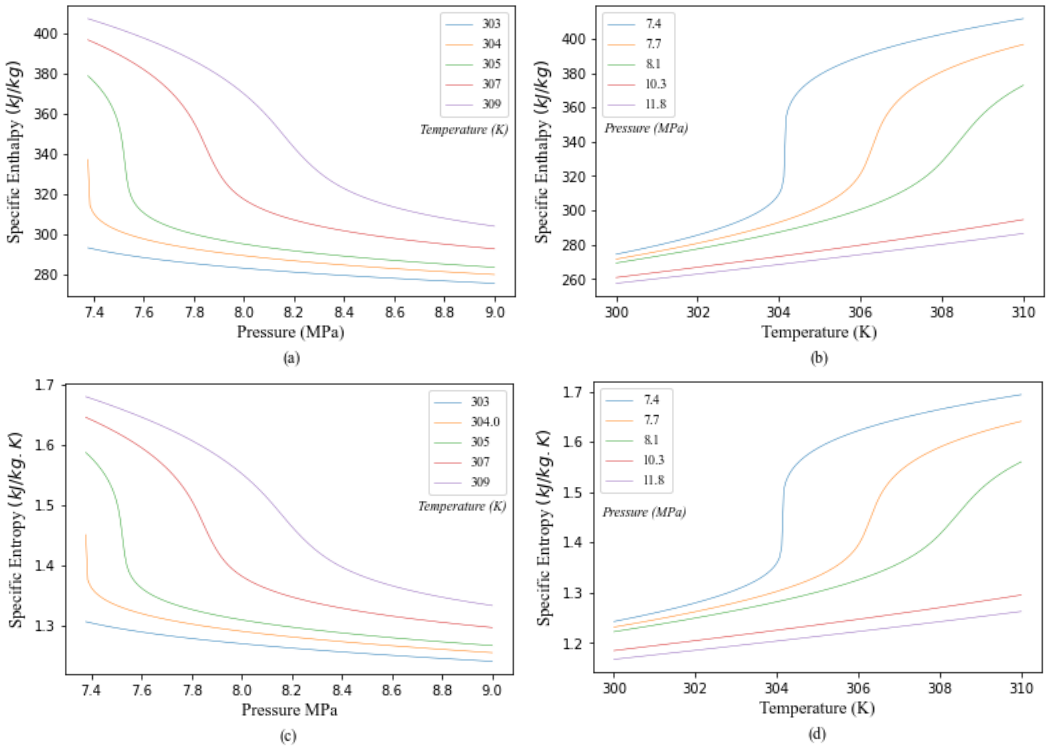


Figura 5 - Entalpia específica em relação a P (a) e T (b), e entropia específica em relação a P (c) e T (d), obtidos da biblioteca CoolProp do Python.

A seguir, encontra-se o detalhamento do método aplicado às equações de eficiência isentrópica para compressores e turbinas.

Para um compressor, a eficiência isentrópica corresponde à razão entre a potência requerida pela máquina caso a compressão fosse ideal (isentrópica) e a potência real requerida. Para a turbina, a eficiência isentrópica corresponde à razão entre a potência real produzida pela

máquina e a potência que seria produzida caso a expansão fosse ideal. Para o caso de uma compressão ou expansão adiabática, a eficiência isentrópica de um compressor e a de uma turbina operados em regime permanente são dadas pelas Equações (20) e (21), respectivamente.

$$\eta_c = \frac{h_{out,s} - h_{in}}{h_{out} - h_{in}} \tag{20}$$

$$\eta_t = \frac{h_{out} - h_{in}}{h_{out,s} - h_{in}} \tag{21}$$

Em que h_{in} corresponde à entalpia na entrada da máquina, h_{out} à entalpia na saída da máquina e $h_{out,s}$ à entalpia de saída da máquina caso o processo fosse isentrópico.

Embora sejam variáveis diferentes para turbina e compressor, será usada a mesma notação para as entalpias de entrada e saída. Portanto, para fins da formulação matemática, pode-se escrever a eficiência, tanto da turbina quanto do compressor, como uma função das entalpias de entrada e saída:

$$\eta = f\left(h_{in}, h_{out}, h_{out,s}\right) \tag{22}$$

Embora as variáveis da Equação (22) tenham uma certa correlação entre si, a parcela referente a essa correlação é muito pequena diante da parcela adicionada pelos termos de ordem superior da expansão da série de Taylor. Assim, a Equação (12) pode ser utilizada como uma boa aproximação, a qual produz o seguinte resultado para a incerteza propagada no resultado da eficiência isentrópica do compressor e da turbina:

$$u_{\eta,comp} = \left\{ \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial h_{in}}\right)^2 {u_{h_{in}}}^2 + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial h_{out}}\right)^2 {u_{h_{out}}}^2 + \left(\frac{\partial \eta_c}{\partial h_{out,s}}\right)^2 {u_{h_{out,s}}}^2 \right. \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial {h_{in}}^2}\right)^2 {u_{h_{in}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial h_{in} \partial h_{out}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out}} \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial h_{in} \partial h_{out,s}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out,s}} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial {h_{out}}^2}\right)^2 {u_{h_{out}}}^2 \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial h_{out} \partial h_{in}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out}} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial h_{out} \partial h_{out,s}}\right)^2 u_{h_{out}} u_{h_{out,s}} \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial {h_{out,s}}^2}\right)^2 {u_{h_{out,s}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial h_{out,s} \partial h_{in}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out,s}} \\ \left. + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_c}{\partial h_{out,s} \partial h_{out}}\right)^2 u_{h_{out}} u_{h_{out,s}} \right\}^{1/2} \tag{23}$$

$$u_{\eta,turb} = \left\{ \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial h_{in}}\right)^2 {u_{h_{in}}}^2 + \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial h_{out}}\right)^2 {u_{h_{out}}}^2 + \left(\frac{\partial \eta_t}{\partial h_{out,s}}\right)^2 {u_{h_{out,s}}}^2 \right. \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial {h_{in}}^2}\right)^2 {u_{h_{in}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial h_{in} \partial h_{out}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out}} \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial h_{in} \partial h_{out,s}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out,s}} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial {h_{out}}^2}\right)^2 {u_{h_{out}}}^2 \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial h_{out} \partial h_{in}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out}} + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial h_{out} \partial h_{out,s}}\right)^2 u_{h_{out}} u_{h_{out,s}} \\ + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial {h_{out,s}}^2}\right)^2 {u_{h_{out,s}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial h_{out,s} \partial h_{in}}\right)^2 u_{h_{in}} u_{h_{out,s}} \\ \left. + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 \eta_t}{\partial h_{out,s} \partial h_{out}}\right)^2 u_{h_{out}} u_{h_{out,s}} \right\}^{1/2} \tag{24}$$

Após avaliar as derivadas parciais das Equações (20) e (21) e substituí-las, respectivamente, nas Equações (23) e (24), são obtidas as Equações (25) e (26).

$$u_{\eta,comp} = \left\{ \frac{1}{2(h_{out} - h_{in})^6} \left\{ \left[\left(h_{out,s} - h_{out}\right)^2 u_{h_{in}}{}^2 + \left(h_{out,s} - h_{in}\right)^2 u_{h_{out}}{}^2 + (h_{out} - h_{in})^2 u_{h_{out,s}}{}^2 \right] (h_{out} - h_{in})^2 + 2\left[\left(h_{out,s} - h_{out}\right)^2 u_{h_{in}}{}^2 + \left(h_{out,s} - h_{in}\right)^2 u_{h_{out}}{}^2 \right] \right\} + u_{h_{in}} \left\{ u_{h_{out}} \left[\left(h_{in} - h_{out} + 2\left(h_{out,s} - h_{in}\right) \right)^2 + \left(h_{out} - h_{in} + 2\left(h_{out,s} - h_{out}\right) \right)^2 \right] + 2u_{h_{out,s}} (h_{out} - h_{in})^2 \right\} + 2u_{h_{out}} u_{h_{out,s}} (h_{out} - h_{in})^2 \right\}^{1/2} \quad (25)$$

$$u_{\eta,turb} = \left\{ \frac{1}{2\left(h_{out,s} - h_{in}\right)^6} \left\{ \left[\left(h_{out} - h_{out,s}\right)^2 u_{h_{in}}{}^2 + (h_{out} - h_{in})^2 u_{h_{out,s}}{}^2 + \left(h_{out,s} - h_{in}\right)^2 u_{h_{out}}{}^2 \right] \left(h_{out,s} - h_{in}\right)^2 + 2\left[\left(h_{out} - h_{out,s}\right)^2 u_{h_{in}}{}^2 + (h_{out} - h_{in})^2 u_{h_{out,s}}{}^2 \right] \right\} + u_{h_{in}} \left\{ u_{h_{out,s}} \left[\left(h_{in} - h_{out,s} + 2(h_{out} - h_{in}) \right)^2 + \left(h_{out,s} - h_{in} + 2\left(h_{out} - h_{out,s}\right) \right)^2 \right] + 2u_{h_{out}} \left(h_{out,s} - h_{in}\right)^2 \right\} + 2u_{h_{out,s}} u_{h_{out}} \left(h_{out,s} - h_{in}\right)^2 \right\}^{1/2} \quad (26)$$

Por sua vez, para avaliar os termos u_{hin}, u_{hout}, $u_{hout,s}$ e u_{sin}, tem-se que:

$$h_{in} = f(P_{in}, T_{in}) \quad (27)$$

$$h_{out} = f(P_{out}, T_{out}) \quad (28)$$

$$h_{out,s} = f(P_{out}, s_{in}) \quad (29)$$

Em que S_{in} é a entropia específica do fluido na entrada da máquina e pode ser escrita como:

$$s_{in} = f(P_{in}, T_{in}) \quad (30)$$

Aplicando nas Equações (27) a (30) o método de expansão em série de Taylor de segunda ordem, dado pela Equação (12), para obter u_{hin}, u_{hout}, $u_{hout,s}$ e u_{sin} , tem-se:

$$u_{h_{in}} = \left\{ \left(\frac{\partial h_{in}}{\partial P}\right)^2 {u_P}^2 + \left(\frac{\partial h_{in}}{\partial T}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{in}}{\partial P^2}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{in}}{\partial T \partial P}\right)^2 u_T u_P + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{in}}{\partial T^2}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{in}}{\partial P \partial T}\right)^2 u_T u_P \right\}^{1/2} \quad (31)$$

$$u_{h_{out}} = \left\{ \left(\frac{\partial h_{out}}{\partial P}\right)^2 {u_P}^2 + \left(\frac{\partial h_{out}}{\partial T}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out}}{\partial P^2}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out}}{\partial T \partial P}\right)^2 u_T u_P + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out}}{\partial T^2}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out}}{\partial P \partial T}\right)^2 u_T u_P \right\}^{1/2} \quad (32)$$

$$u_{h_{out,s}} = \left\{ \left(\frac{\partial h_{out,s}}{\partial s_{in}}\right)^2 {u_{s_{in}}}^2 + \left(\frac{\partial h_{out,s}}{\partial P}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out,s}}{\partial P^2}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out,s}}{\partial s_{in} \partial P}\right)^2 u_{s_{in}} u_P + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out,s}}{\partial {s_{in}}^2}\right)^2 {u_{s_{in}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 h_{out,s}}{\partial P \partial s_{in}}\right)^2 u_{s_{in}} u_P \right\}^{1/2} \quad (33)$$

E, por sua vez,

$$u_{s_{in}} = \left\{ \left(\frac{\partial s_{in}}{\partial P}\right)^2 {u_P}^2 + \left(\frac{\partial s_{in}}{\partial T}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial P^2}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial T \partial P}\right)^2 u_T u_P + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial T^2}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial P \partial T}\right)^2 u_T u_P \right\}^{1/2} \quad (34)$$

Em que u_P e u_T são, respectivamente, a incerteza da medição da pressão e da temperatura.

Assim, as Equações (25), (31) a (34) são usadas para calcular a incerteza propagada no resultado de eficiência isentrópica de um compressor a partir de dados experimentais de pressão e temperatura, e as Equações (26), (31) a (34) são usadas para a turbina.

3.1.2 Variáveis de entrada

3.1.2.1 Incerteza dos instrumentos

Para a aquisição das medidas experimentais, cada trabalho apresentado na Tabela 1 utilizou metodologias experimentais diferentes e diferentes instrumentos de medida, cujas incertezas são desconhecidas para a maioria dos trabalhos listados. De modo a criar um parâmetro de comparação único, foi selecionada a metodologia experimental utilizada por Mortzheim *et al*. (2021). Esse trabalho foi selecionado porque descreveu uma metodologia clara de aquisição de dados na bancada baseada nas instruções técnicas da ASME PTC-10, o que promove uma maior confiabilidade dos dados experimentais. Assim, considera-se que todos os dados experimentais selecionados foram obtidos através dos mesmos padrões e, portanto, submetidos às incertezas listadas na Tabela 4.

Tabela 4 - Incerteza das medidas experimentais

Medida	Instrumento	Incertezas
Pressão	Piezômetro (0-13800 kPa)	± 34 kPa
Pressão	Piezômetro (0-27600 kPa)	± 69 kPa
Temperatura	Termopar tipo T	±0,25 K

Fonte: (MORTZHEIM et al., 2021)

As incertezas foram colocadas em kiloPascal e Kelvin, de modo a coincidir com as unidades dos dados experimentais.

3.1.2.2 Dados experimentais

Dos trabalhos listados na Tabela 1, foram selecionados os dados experimentais de seis deles, os quais estão apresentados na Tabela 5, pois nem todos os trabalhos listados na Tabela 1 puderam ser utilizados.

O trabalho de Held (2014), da Echogen, apresenta apenas os resultados finais de desempenho e não apresenta os dados medidos de pressão e temperatura. Os trabalhos referentes ao projeto SUSEN (HACKS *et al*., 2018), ao projeto da Universidade de Queensland (TWOMEY; CZAPLA, 2016) e ao do Instituto de Tecnologia de Tokyo (UTAMURA *et al.,* 2012) apenas apresentam dados de temperatura e pressão na entrada da turbomáquina e não na saída e, portanto, não puderam ser utilizados. Para diferentes trabalhos de um mesmo projeto, apenas o trabalho mais recente foi considerado.

Tabela 5 - Dados experimentais obtidos dos trabalhos selecionados

Instituição/ Projeto		SANDIA	SCO2PE	SCIEL	BMPC	KIER	SwRI+GE
Referência		Wright, Conboy e Rochau (2011)	Bae *et al.* (2016)	Cha *et al.* (2016)	Clementoni Kox e King (2016)	Cho *et al.* (2018)	Alisson *et al.* (2019)
Compressor	$T_{entrada}$ (K)	300.50	305.65	310.65	308.71	297.45	284
	$T_{saída}$ (K)	305.10	318.95	314.15	325.98	304.85	302.37
	$P_{entrada}$ (kPa)	7550.025	7440	7850	9283	6590	8200
	$P_{saída}$ (kPa)	9679.201	9120	8250	16669	9910	25500
	$\eta_{projeto}$ (%)	66	58.6	65	72.4	51	-
Turbina	$T_{entrada}$ (K)	-	-	347.65	572.15	476.55	988.15
	$T_{saída}$ (K)	-	-	345.65	522.26	453.25	958.85
	$P_{entrada}$ (kPa)	-	-	8150	16453	9810	25100
	$P_{saída}$ (kPa)	-	-	7900	9580	6770	8600
	$\eta_{projeto}$ (%)	-	-	85	81.3	51	85

No trabalho da Sandia, os dados experimentais de entrada e saída na turbina pareciam estar errados, pois a eficiência isentrópica que deles resultou seria maior que 100%. Logo, esses dados foram desconsiderados. Para o projeto SCO2PE, foram selecionados os dados do teste '*Case 2*' fornecido pelo artigo. Para o projeto SCIEL, os dados experimentais fornecidos pelo artigo só foram apresentados em formado gráfico, o que comprometeu a precisão do dado utilizado. Entretanto, eles serviram como boa aproximação para os cálculos. Os dados foram coletados da Figura 6 de Cha *et al.* (2016), relativos ao tempo de 520 segundos. No projeto do SwRI+GE, Alisson *et al*. (2019) não especificaram os dados de temperatura e pressão na entrada do compressor. Eles afirmaram que a temperatura de entrada do compressor deve estar entre 10 e 20^{o}C e, portanto, toma-se como valor de entrada a temperatura de 284K. A pressão de entrada no compressor foi considerada como sendo a mesma que a pressão de saída do Chiller (Cooler 2) que está posicionado logo antes do compressor.

Os dados selecionados foram todos convertidos para as mesmas unidades de medida. Foram escolhidas as unidades de Kelvin para temperatura e kiloPascal para pressão. Mesmo não concordando com o número de algarismos significativos dados pelas incertezas dos equipamentos considerados na Tabela 4, os dados da Tabela 5 estão com o mesmo número de casas decimais com que foram apresentados em seus trabalhos originais, de modo a diminuir a interferência nos dados originais.

3.1.3 Análises

Foram calculadas as eficiências isentrópicas dos compressores e turbinas dos trabalhos experimentais apresentados na Seção 2.3.2. As Equações (20) e (21) foram utilizadas para calcular a eficiência isentrópica de compressores e turbinas, respectivamente. Os resultados calculados para a eficiência isentrópica foram tabelados e comparados com as respectivas eficiências isentrópicas calculadas em projeto. As Equações (25), (26) e (31) a (34) foram utilizadas para calcular as incertezas associadas ao resultado da eficiência isentrópica. As derivadas foram avaliadas diretamente pela função do CoolProp, que as avalia numericamente. A magnitude das incertezas envolvidas foi discutida levando-se em consideração a proximidade do ponto de operação da máquina com o ponto crítico do CO_2. Para isso, os pontos de operação das máquinas foram plotados em diagramas Pressão-entropia.

De modo a avaliar e discutir os fatores que geram maior incerteza no resultado final, as derivadas parciais de primeira ordem presentes nas Equações (31) a (34) foram calculadas, tabeladas e avaliadas. As derivadas parciais foram avaliadas numericamente pelas funções nativas da biblioteca CoolProp. Também foram discutidos aspectos a respeito da influência da Equação de Span e Wagner sobre os resultados.

3.2 Método instrutivo para seleção de instrumentos de medição de pressão e temperatura para bancadas operando com co_2 supercrítico

Enquanto a seção 3.1 apresentou a metodologia usada para calcular a incerteza propagada nos resultados experimentais de trabalhos publicados e, com isso, demonstrar que essas incertezas não são triviais e podem levar a resultados pouco confiáveis, a seção 3.2 apresenta a metodologia usada para criar um padrão de referência para a escolha preliminar dos instrumentos de medir pressão e temperatura em bancadas experimentais.

3.2.1 Formulação matemática

A partir da Segunda Lei da Termodinâmica, estabelece-se que a entropia final do fluido após um processo de compressão ou expansão deve ser maior que sua entropia inicial: $s_{out} > s_{in}$. Desse modo, é preciso haver as condições necessárias para que se possa tirar conclusões sobre a entropia a partir dos resultados. Ou seja, é preciso garantir que os valores das entropias na entrada e na saída da máquina sejam estatisticamente diferentes, como mostrado pela desigualdade (A) a seguir:

(A) $s_{in} \pm us_{in} \neq s_{out} \pm us_{out}$

A desigualdade (A) demonstra que, para que se possa tirar conclusões corretas a respeito do valor das entropias de entrada e saída e, consequentemente, a respeito da observância à segunda lei da termodinâmica e validade do resultado obtido, é necessário que não haja sobreposição de valores entre a entropia de entrada e a de saída. A Figura 6 exemplifica o conceito.

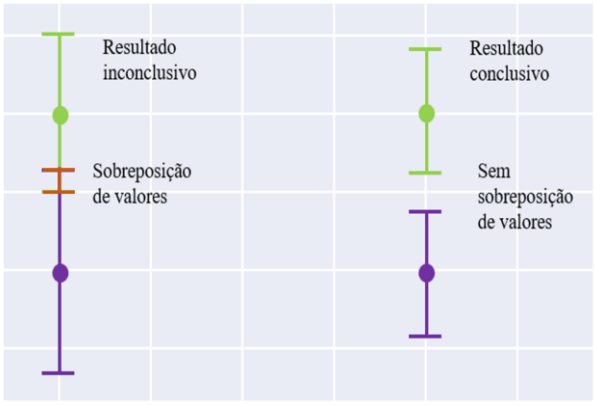


Figura 6 - Conceito de valores estatisticamente diferentes.

No cálculo da eficiência isentrópica de um compressor ou turbina, como dado pelas equações (20) e (21), são necessárias as entalpias de entrada, h_{in}, de saída, h_{out}, e de saída isentrópica, $h_{out,s}$, que é a entalpia que o fluido teria na pressão de saída caso o processo fosse isentrópico.

Conforme já discutido anteriormente, a entropia, a entalpia e outras propriedades termodinâmicas do fluido não são, na verdade, medidas diretamente, mas obtidas através da equação de estado termodinâmica, cujas variáveis de entrada são, normalmente, pressão e temperatura, as quais são medidas por instrumentos. Nesse sentido, a temperatura de saída, T_{out}, e a temperatura isentrópica de saída, $T_{out,s}$, que é a temperatura que o fluido teria na saída da turbomáquina caso o processo fosse isentrópico, podem ser usadas como uma referência para a avaliação dos valores das entropias de saída e de entrada, respectivamente.

Para isso, foram simulados ciclos de compressão adiabático para diferentes razões de pressão e, para cada simulação, realizada uma análise de incertezas sobre a temperatura de saída medida, T_{out}, e a temperatura de saída isentrópica calculada, $T_{out,s}$. Os *inputs* da simulação foram a temperatura e pressão de entrada, a razão de pressão e um valor fixo para a eficiência de compressão. A cada simulação, o simulador operava de forma iterativa, mudando a faixa de valores da incerteza do instrumento de medição de temperatura até que a simulação produzisse os resultados de T_{out} e $T_{out,s}$ fundamentalmente diferentes, ou seja, para o caso da compressão, $T_{out} - u_{Tout} > T_{out,s} + u_{Tout,s}$. A Figura 7 mostra o esquema da simulação.

A incerteza de $T_{out,}$ u_{Tout}, é a incerteza da medição de temperatura, pois em uma bancada real, a temperatura de saída é uma variável medida. Já a incerteza de $T_{out,s}$, $u_{Tout,s}$, foi calculada pelo método de expansão em série de Taylor de segunda ordem. Sendo $T_{out,s}=f(s_{in},P_{out})$ e sendo $s_{in}=f(T_{in},P_{in})$, a aplicação do método de Taylor de segunda ordem, dada pela Equação (12), fornece as Equações (35) e (36), usadas para calcular a incerteza propagada em $T_{out,s}$. As derivadas parciais foram avaliadas numericamente pelas funções nativas da biblioteca CoolProp.

$$u_{T_{out,s}} = \left\{ \left(\frac{\partial T_{out,s}}{\partial P}\right)^2 {u_P}^2 + \left(\frac{\partial T_{out,s}}{\partial s}\right)^2 {u_{s_{in}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 T_{out,s}}{\partial P^2}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 T_{out,s}}{\partial s \partial P}\right)^2 u_{s_{in}} u_P + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 T_{out,s}}{\partial s^2}\right)^2 {u_{s_{in}}}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 T_{out,s}}{\partial P \partial s}\right)^2 u_{s_{in}} u_P \right\}^{1/2} \tag{35}$$

$$u_{s_{in}} = \left\{ \left(\frac{\partial s_{in}}{\partial P}\right)^2 {u_P}^2 + \left(\frac{\partial s_{in}}{\partial T}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial P^2}\right)^2 {u_P}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial T \partial P}\right)^2 u_T u_P + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial T^2}\right)^2 {u_T}^2 + \frac{1}{2}\left(\frac{\partial^2 s_{in}}{\partial P \partial T}\right)^2 u_T u_P \right\}^{1/2} \tag{36}$$

3.2.2 Variáveis de entrada

A temperatura e a pressão de entrada foram avaliadas em uma faixa de valores próximos ao ponto crítico, onde há bruscas variações da entropia, variando da temperatura crítica até 100ºC e de 6 a 20MPa. Foi escolhido um valor fixo para a eficiência de compressão, de 80%. As razões de pressão simuladas foram 1.2, 1.5, 2, 2.5, 3, e 4. A Tabela 6 sumariza as variáveis de entrada utilizadas e a Figura 7 mostra um diagrama da metodologia utilizada.

Tabela 6 – Variáveis de entrada da simulação

Variável	*Input*
Intervalo de temperatura	Temperatura crítica a 100ºC
Intervalo de pressão	6 a 20 Mpa
Eficiência de compressão	80%
Razão de pressão	1.2, 1.5, 2.0, 2.5, 3.0, 4.0

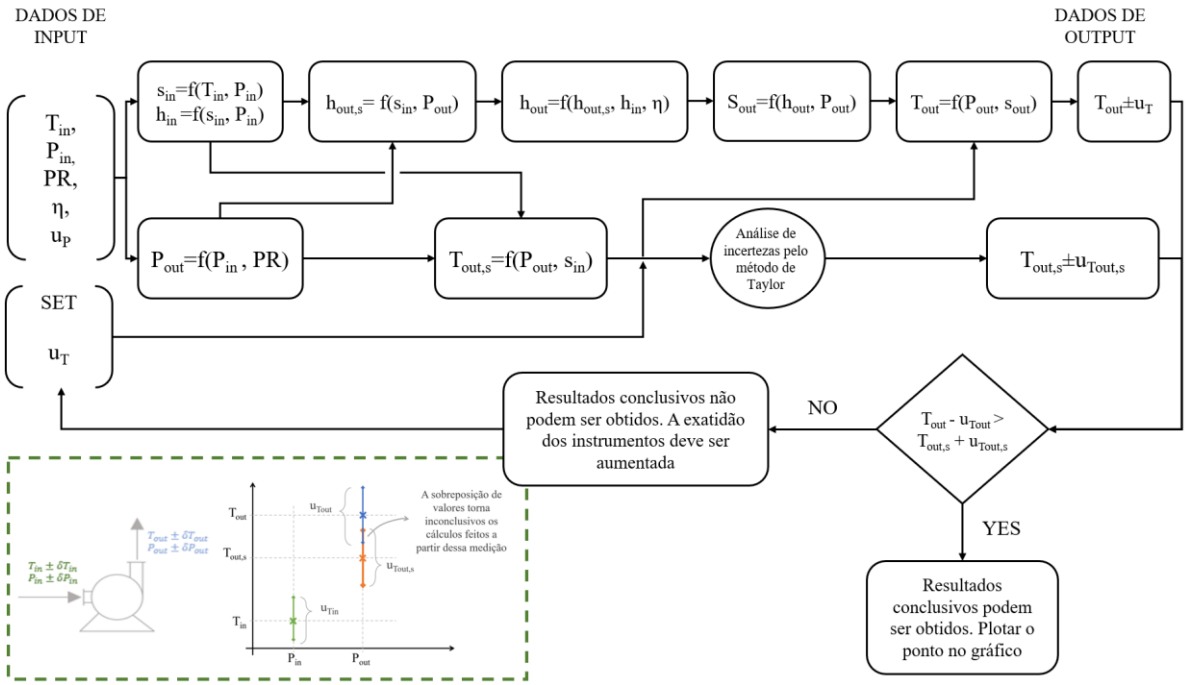


Figura 7 – Resumo gráfico da metodologia para a escolha da exatidão dos instrumentos de medida.

3.2.3 Análises

Foram produzidos mapas de cor para as faixas de exatidão requeridas para os instrumentos de medir pressão e temperatura de modo a produzirem resultados conclusivos. Com base nas opções de instrumentos de medir temperatura existentes no mercado, foi discutida a viabilidade de se realizar as medições no fluido quando este se encontrar próximo ao seu ponto crítico. Outros aspectos relacionados ao controle do processo e à equação de estado de Span e Wagner (1996) foram discutidas no capítulo 4. O código em Python utilizado para os cálculos se encontra no Anexo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Esta seção apresenta e discute os resultados obtidos à luz dos objetivos do trabalho. Na Seção 4.1 são apresentados e discutidos os resultados obtidos da análise de incerteza realizada sobre os resultados de eficiência de turbomáquinas de trabalhos publicados. Na Seção 4.2 são apresentados e discutidos os resultados obtidos da simulação da compressão adiabática, levando-se em consideração aspectos da natureza do fluido e da natureza do processo. Os resultados dessa segunda parte foram apresentados em forma gráfica.

4.1 Análise de incerteza para trabalhos experimentais presentes na literatura

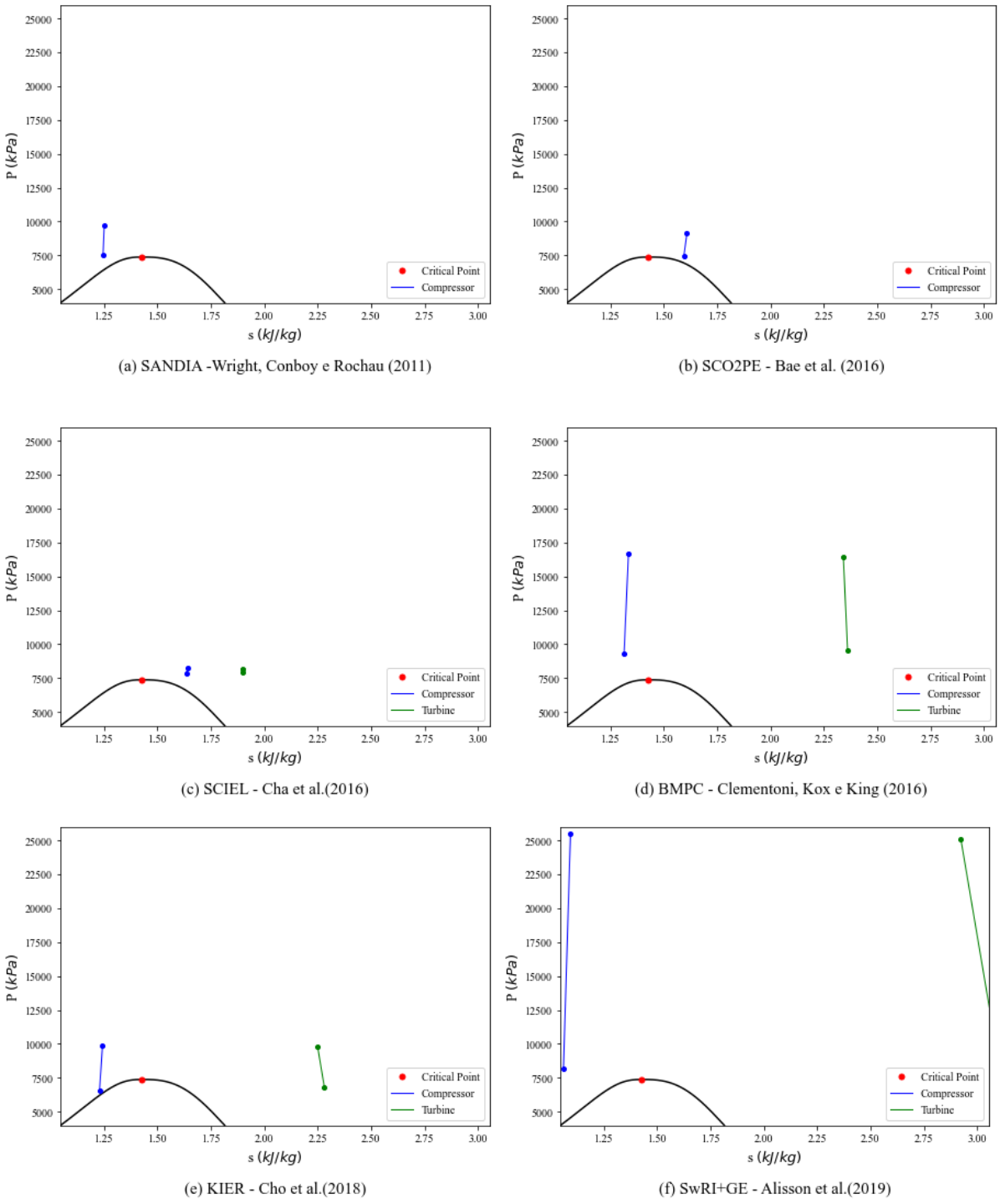
4.1.1 Eficiência isentrópica e as incertezas nos resultados

A Tabela 7 contém os valores calculados de eficiência isentrópica e das respectivas incertezas para os compressores e turbinas analisados. A Figura 8 apresenta os pontos de operação dos compressores e turbinas no diagrama Pressão-entropia para os seis trabalhos analisados.

Tabela 7 - Resultados de eficiência isentrópica para turbinas e compressores dos trabalhos experimentais selecionados

Projeto / Referência	Compressor		Turbina	
	$\eta_{projeto}$ (%)	$\eta_{calculada}$ (%) ± Incerteza (%)	$\eta_{projeto}$ (%)	$\eta_{calculada}$ (%) ± Incerteza (%)
SANDIA Wright, Conboy e Rochau (2011)	66	64 ± 32	-	-
SCO2PE Bae *et al.* (2016)	59	52 ± 55	-	-
SCIEL Cha *et al.* (2016)	65	55 ± 114	85	33 ± 47
BMPC Clementoni, Kox e King (2016)	72	61 ± 9	81	80 ± 1
KIER Cho *et al.* (2018)	51	51 ± 18	51	51 ± 2
SwRI+GE Alisson *et al.* (2019)	-	65 ± 3	85	16 ± 0

Analisando-se os resultados apresentados na Tabela 7, juntamente com as informações dos diagramas P-s da Figura 8, nota-se que, quanto mais próximo o fluido estiver do ponto crítico,



(a) SANDIA -Wright, Conboy e Rochau (2011)

(b) SCO2PE - Bae et al. (2016)

(c) SCIEL - Cha et al.(2016)

(d) BMPC - Clementoni, Kox e King (2016)

(e) KIER - Cho et al.(2018)

(f) SwRI+GE - Alisson et al.(2019)

Figura 8 - Pontos de operação dos compressores e turbinas analisados.

maior será a incerteza no resultado final. Esse comportamento era esperado, já que as propriedades do fluido variam de forma muito brusca nas proximidades do ponto crítico, o que faz com que as derivadas parciais presentes nas Equações (31) a (34) sejam muito grandes quando comparadas à condição em que o fluido esteja distante do ponto crítico.

Nota-se que o ponto de operação dos compressores dos projetos do SANDIA (Figura 8 (a)) e do SCO2PE (Figura 8 (b)) estão aproximadamente equidistantes do ponto crítico. No entanto, a incerteza no resultado deste último é bem maior que a do primeiro. Isso ocorre porque o compressor do SANDIA se aproxima do ponto crítico pela região de líquido e o do SCO2PE, pela região de fluido supercrítico e na região de líquido, as propriedades do fluido variam menos que na região do supercrítico.

A maior incerteza está nos resultados para o compressor e a turbina do projeto SCIEL (Figura 8 (c)), de modo que a incerteza se apresentou maior até que o próprio resultado. Isso ocorre porque o fluido está próximo ao ponto crítico tanto na entrada quanto na saída da turbomáquina. Vale ressaltar que uma incerteza maior que a própria eficiência não tem sentido físico, mas demonstra que não existe confiabilidade alguma no resultado obtido. Uma incerteza bem menor está associada ao resultado para o compressor do BMPC (Figura 8 (d)) pois, embora próximo ao ponto crítico na entrada da turbomáquina, o fluido se encontra em uma condição distante do ponto crítico na saída.

As menores incertezas no resultado, como esperado, pertencem aos trabalhos do BMPC e do SwRI (Figura 8 (e), (f), respectivamente) pois o fluido se encontra em regiões mais distantes do ponto crítico. Pelas mesmas razões, a turbina do KIER (Figura 8 (e)) também apresentou incerteza pequena. Vale explicar que o valor da incerteza relacionada à turbina do SwRI (Figura 8 (f)) é dado como zero devido ao resultado ser apresentado com números inteiros, com zero casas decimais. Isso significa que, caso fosse apresentada com uma casa decimal, a incerteza estaria entre ±0,1 e ±0,4. Portanto, a eficiência de 16% pode ser de 15,5 a 16,4, mas é assim apresentada (16 ±0) porque estão sendo usadas zero casas decimais na apresentação dos resultados.

Para a maioria dos casos, os valores calculados para a eficiência isentrópica, apesar de próximos, foram menores que o valor nominal dado pelos fabricantes, especialmente para as turbinas do SCIEL e do SwRI (Figura 8 (c) e (e), respectivamente). Mas, em parte, isso pode ser explicado pelo fato de que a vazão mássica utilizada foi bem menor que a do ponto de operação de projeto da máquina e, portanto, uma menor eficiência já era esperada. Além disso, por falta de dados a respeito da incerteza das medições nos trabalhos analisados, as incertezas das eficiências isentrópicas foram calculadas com base em incertezas de instrumentos individuais de um trabalho específico. Assim, é possível que a incerteza real seja menor para o resultado de alguns dos trabalhos analisados.

4.1.2 Influência da exatidão da temperatura e da pressão sobre a incerteza

Para se investigar o grau de influência tanto da pressão quanto da temperatura na variação das propriedades termodinâmicas, os valores da taxa de variação da entalpia, dadas pelas derivadas parciais de primeira ordem das Equações (31) a (34) foram tabeladas e se encontram na Tabela 8 e na Tabela 9, para os compressores e turbinas, respectivamente.

Tabela 8 -Valores das derivadas parciais das Equações (31) a (34) para os compressores

Instituição/ Projeto	SANDIA	SCO2PE	SCIEL	BMPC	KIER	SwRI+GE
Referência	Wright, Conboy e Rochau (2011)	Bae *et al.* (2016)	Cha *et al*. (2016)	Clementoni Kox e King(2016)	Cho *et al*. (2018)	Alisson *et al.* (2019)
$\frac{\partial h_{in}}{\partial P_{in}}$	-8.606e-03	-9.745e-02	-4.892e-02	1.195e-02	-9.269e-03	-1.187e-03
$\frac{\partial h_{in}}{\partial T_{in}}$	4.700e+03	1.232e+04	6.211e+03	5.229e+03	5.005e+03	2.489e+03
$\frac{\partial h_{out}}{\partial P_{out}}$	-5.424e-03	-3.835e-02	-4.134e-02	-3.516e-03	-4.813e-03	-3.634e-04
$\frac{\partial h_{out}}{\partial T_{out}}$	3.669e+03	5.890e+03	5.507e+03	2.796e+03	3.498e+03	2.001e+03
$\frac{\partial h_{out,s}}{\partial P_{out}}$	1.339e-03	2.833e-03	3.347e-03	1.366e-03	1.308e-03	1.054e-03
$\frac{\partial h_{out,s}}{\partial S_{in}}$	3.046e+02	3.182e+02	3.140e+02	3.235e+02	3.036e+02	2.974e+02
$\frac{\partial S_{in}}{\partial P_{in}}$	-3.321e-05	-3.294e-04	-1.686e-04	-4.354e-05	-3.573e-05	-8.095e-06
$\frac{\partial S_{in}}{\partial T_{in}}$	1.564e+01	4.029e+01	1.999e+01	1.694e+01	1.683e+01	8.763e+00

Tabela 9 -Valores das derivadas parciais das Equações (31) a (34) para as turbinas

Instituição/ Projeto	SANDIA	SCO2PE	SCIEL	BMPC	KIER	SwRI+GE
Referência	Wright, Conboy e Rochau (2011)	Bae *et al*. (2016)	Cha *et al.* (2016)	Clementoni Kox e King(2016)	Cho *et al.* (2018)	Alisson *et al*. (2019)
$\frac{\partial h_{in}}{\partial P_{in}}$	-	-	-1.079e-02	-2.052e-03	-3.560e-03	-2.866e-04
$\frac{\partial h_{in}}{\partial T_{in}}$	-	-	1.608e+03	1.214e+03	1.172e+03	1.279e+03
$\frac{\partial h_{out}}{\partial P_{out}}$	-	-	-1.095e-02	-2.811e-03	-4.067e-03	-5.195e-04
$\frac{\partial h_{out}}{\partial T_{out}}$	-	-	1.595e+03	1.150e+03	1.119e+03	1.242e+03
$\frac{\partial h_{out,s}}{\partial P_{out}}$	-	-	5.961e-03	9.580e-03	1.128e-02	1.844e-02
$\frac{\partial h_{out,s}}{\partial S_{in}}$	-	-	3.450e+02	5.133e+02	4.404e+02	8.292e+02
$\frac{\partial S_{in}}{\partial P_{in}}$	-	-	-4.778e-05	-1.464e-05	-2.519e-05	-8.255e-06
$\frac{\partial S_{in}}{\partial T_{in}}$	-	-	4.625e+00	2.122e+00	2.459e+00	1.295e+00

Nota-se que a entalpia varia muito mais com a variação da temperatura (de 100 a 10^9 vezes mais) que com a variação da pressão. Isso significa que, quando as incertezas de ambos os instrumentos forem percentualmente próximas, a incerteza no resultado final terá sofrido maior influência da incerteza da medida da temperatura que a incerteza da medida de pressão. Isso não significa que, necessariamente, todos os esforços devem se concentrar em diminuir a incerteza dos instrumentos de temperatura. De fato, com os atuais equipamentos e técnicas de calibração, é possível utilizar instrumentos de medição de temperatura tão acurados quanto de ±0.01 K (CHILDS; GREENWOOD; LONG, 2000). Já em relação aos instrumentos de medir pressão, cuja incerteza normalmente é dada em termos percentuais do limite superior de medida do instrumento, a incerteza da medida é da ordem de centenas até poucos milhares de Pascais para os instrumentos mais precisos. Para o resultado final, isso significa que tanto as incertezas nos valores de temperatura quanto nos de pressão possuem influência significativa nas

incertezas dos resultados finais envolvendo cálculos de propriedades termodinâmicas do CO_2 próximo ao ponto crítico.

4.2 Método instrutivo para seleção de instrumentos de medição de pressão e temperatura para bancadas operando com co_2 supercrítico

4.2.1 Resultados gráficos

Da Figura 9 à Figura 14 são apresentados os mapas de cor para as faixas de incerteza das medições, resultantes da simulação dos ciclos, no diagrama pressão-temperatura. Cada ponto colorido no diagrama representa o estado de entrada do fluido no compressor, em termos de temperatura e pressão. E a cor de cada ponto representa qual a mínima exatidão requerida do instrumento de medição de temperatura que, para as condições estabelecidas na simulação, produz resultados consistentes do ponto de vista termodinâmico. Isto é, apresentam entropia de saída maior que entropia isentrópica de saída.

A Tabela 10 mostra a legenda de cores relacionada à exatidão do instrumento de medição de temperatura, u_T, usados na simulação. As faixas de exatidão foram escolhidas de forma a representar diferentes categorias de instrumentos de medição de temperatura. Os instrumentos de medição com exatidão de ±1K são típicos de instrumentos padrão de nível industrial, amplamente utilizados em aplicações em que um nível moderado de exatidão é suficiente. Uma exatidão moderada a alta pertencem a instrumentos de medição de temperatura que apresentam precisão de ±0,5K. RTDs são amplamente utilizados nesta faixa de exatidão. Os termopares também podem ser usados se a calibração adequada e o controle do processo forem empregados. Instrumentos com uma exatidão de ±0,1K são normalmente classificados como instrumentos de alta exatidão e são usados em aplicações especializadas. RTDs, termistores, sensores digitais de temperatura de alta resolução, sensores criogênicos de temperatura e termopares de alta precisão podem atingir esse nível de exatidão e, se muito bem calibrados e usados em situações controladas, também podem atingir exatidões de até ±0,01K (CHILDS; GREENWOOD; LONG, 2000; PICO TECHNOLOGY, 2022). Por outro lado, alcançar exatidões tão altas quanto ±0,0001K requer instrumentos muito especializados sob calibração rigorosa e com um controle meticuloso das condições ambientais. Embora existam alguns instrumentos e sistemas que podem atingir esse nível de exatidão em circunstâncias e aplicações específicas, tal situação representaria uma condição pouco viável dada a ocorrência de outros fatores, como a incerteza dos sistemas de medição como um todo. Além disso, pela própria natureza dos processos envolvendo compressores e de sua instabilidade intrínseca, não seria

possível alcançar exatidões tão altas para a medição de temperatura. Isso significa que todos os pontos marcados em vermelho nos gráficos da Figura 9 a Figura 14 representam condições de compressão nas quais nenhum resultado confiável pode ser obtido. De fato, dependendo do tipo de compressor que se utilizar, mesmo exatidões moderadas podem ser impraticáveis por causa da instabilidade intrínseca do compressor.

Tabela 10 - Legenda de cores para a incerteza dos instrumentos de medição de temperatura

Cor	u_T (K)
Verde	± 1
Azul	± 0.5
Roxo	± 0.1
Rosa	± 0.01
Vermelho	± 0.0001

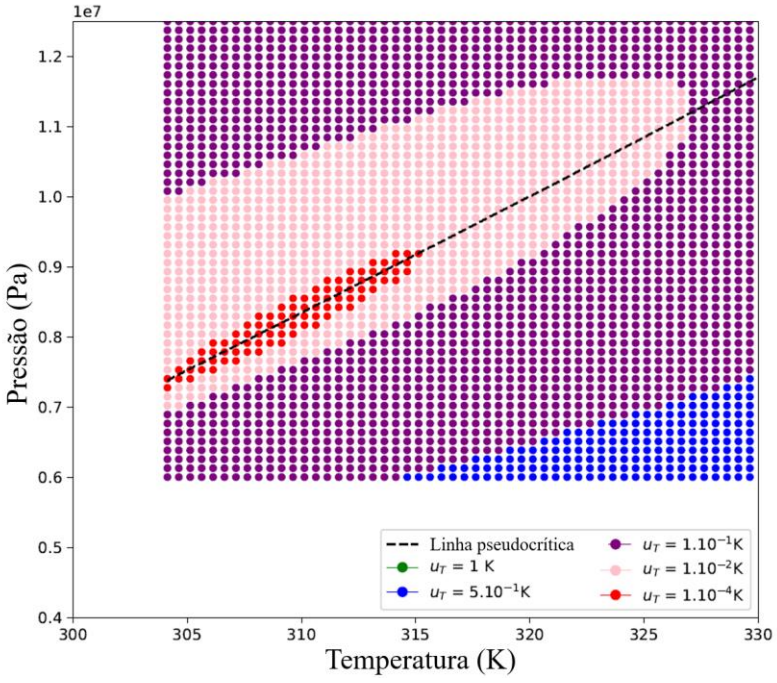


Figura 9 - Simulação para razão de pressão de 1.2.

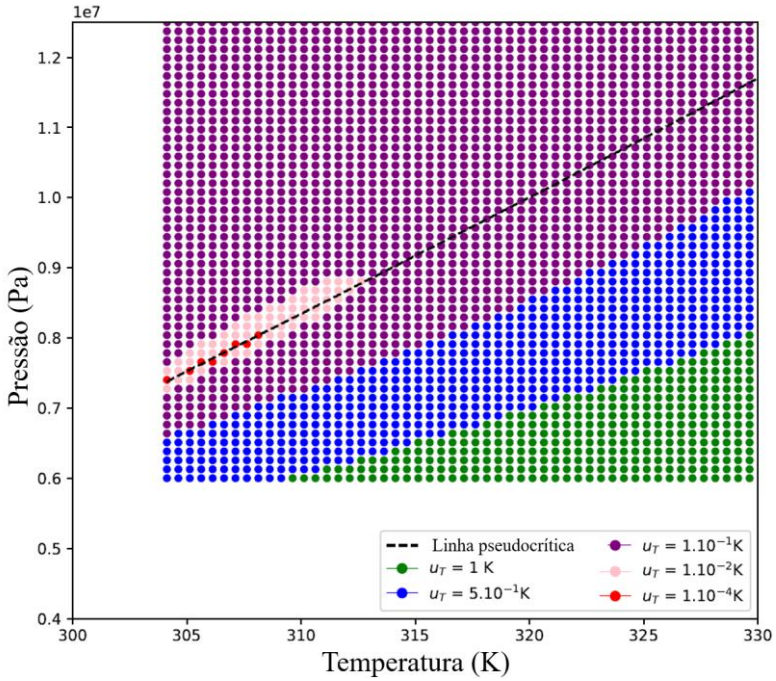


Figura 10 -Simulação para razão de pressão de 1.5.

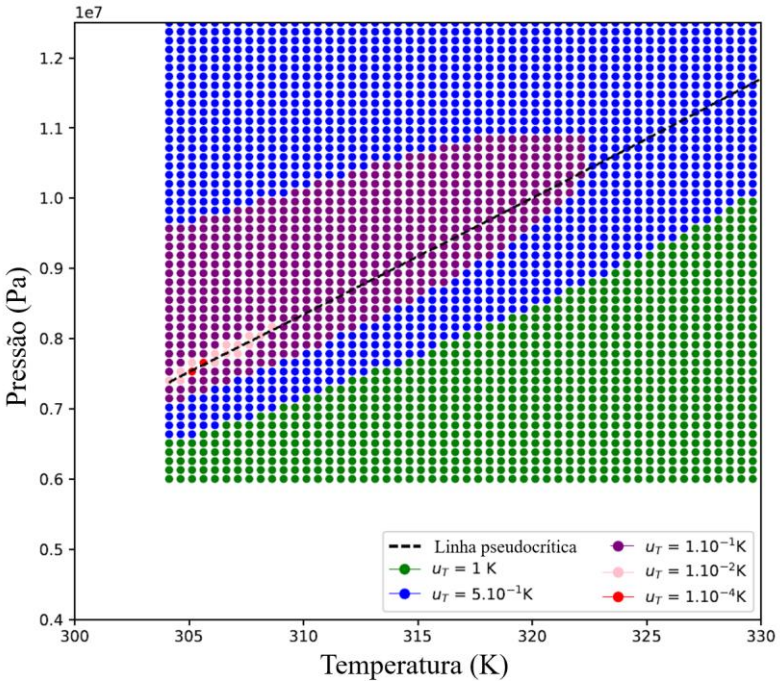


Figura 11 -Simulação para razão de pressão de 2.0.

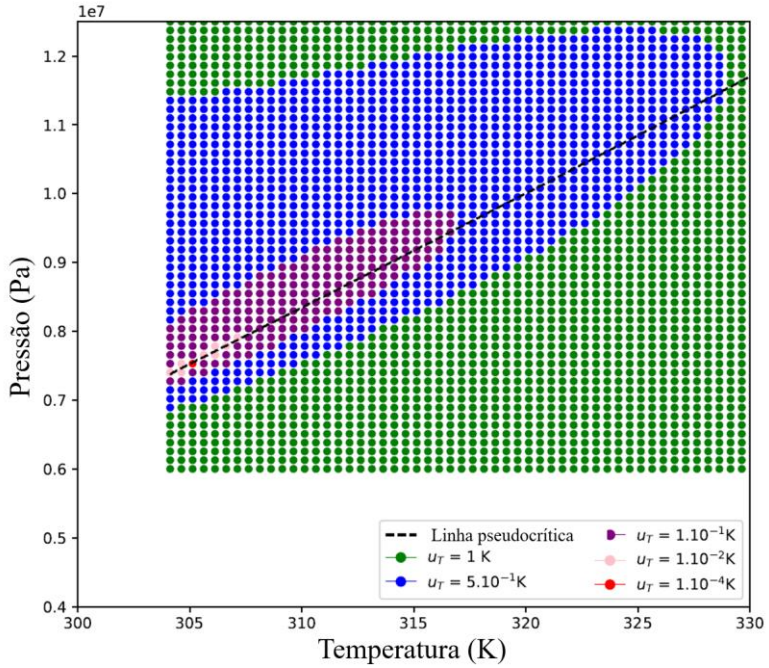


Figura 12 -Simulação para razão de pressão de 2.5.

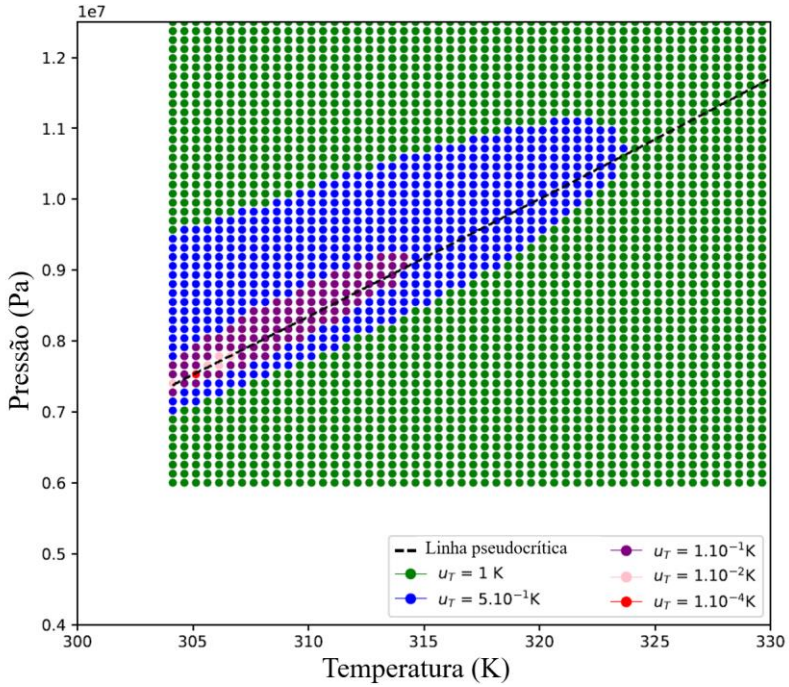


Figura 13 -Simulação para razão de pressão de 3.0.

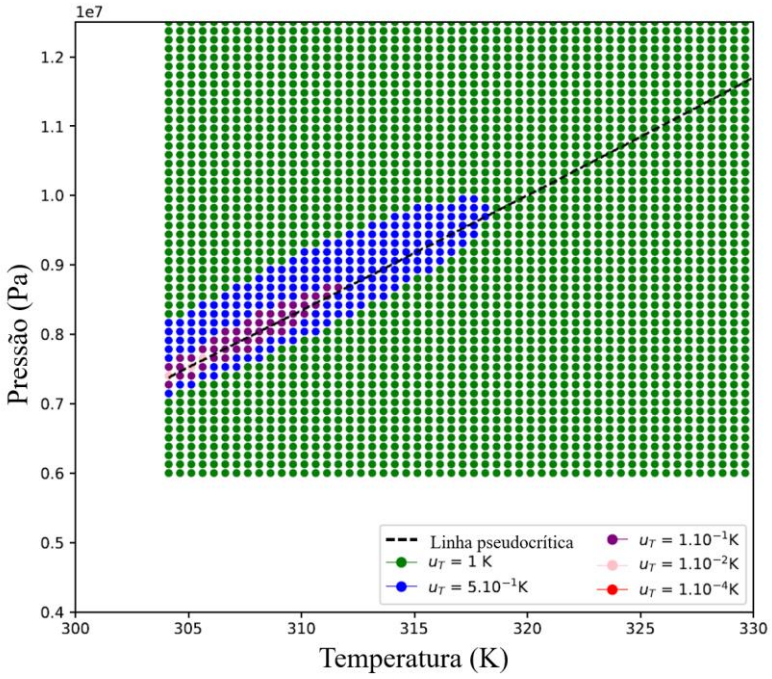


Figura 14 -Simulação para razão de pressão de 4.0.

A linha pseudocrítica corresponde à linha imaginária construída sobre os pares (P,T) onde o cp do fluido é máximo. Na verdade, assim como a linha pseudocrítica, existem outras linhas nesta mesma região que representam o ponto máximo de outros parâmetros, e são conhecidas como linhas de Widom [IMRE *et. al*., 2019]. Assim, esta região é conhecida como região de Widom e nela as propriedades termodinâmicas apresentam variação acentuada. Por isso, era de se esperar que ao longo da linha pseudocrítica e em regiões próximas a ela fossem necessários instrumentos com maior exatidão. Os resultados corroboram com essa expectativa, como evidenciado pelo aumento da concentração de pontos roxos, rosas e vermelhos em regiões que acompanham a linha pseudocrítica.

Devido à relevância e complexidade do tópico, os resultados foram discutidos sob diferentes aspectos, sendo apresentados nas seguintes subseções. Primeiramente, é discutida a influência da razão de pressão e suas consequências práticas. Em seguida, é discutida a necessidade de instrumentos de maior exatidão para se obter medições precisas em sistemas com alta variabilidade nas propriedades. O tópico é complementado com a discussão da natureza da compressão e suas instabilidades. Por fim, são discutidas questões relacionadas à equação de estado proposta por Span e Wagner (1996).

4.2.2 A influência da razão de pressão

Normalmente, de modo a superar as altas incertezas nos resultados experimentais com sCO_2, é recomendado usar razões de pressão maiores. Lee *et al.* (2016b), em suas discussões sobre as dificuldades de se medir o desempenho de um compressor próximo ao ponto crítico, afirmaram que compressões com maior razão de pressão tendem a diminuir as altas incertezas na medição de desempenho das turbomáquinas. Isso é justificado pelo fato de razões de pressão maiores produzirem no fluido um estado termodinâmico mais distante do seu ponto crítico, onde as variações das propriedades e, consequentemente, as incertezas de medição são menores. Essa menor incerteza na saída contrabalanceia a maior incerteza das medições realizadas na entrada do compressor, onde o fluido se encontra em um estado de grande variação nas propriedades por conta da proximidade com o ponto crítico. As observações de Lee *et al.* (2016b) são confirmadas nas Figuras 9 a 14. Quanto maior a razão de pressão, pode-se observar que pontos vermelhos e rosas vão dando lugar a pontos roxos, que, por sua vez, vão dando lugar a pontos azuis e estes, a verdes. De modo a quantificar essa diminuição de pontos vermelhos e rosas com o aumento da razão de pressão, a Tabela 11 foi construída. Os números mostram que a área pálida e vermelha está diminuindo com o aumento da razão de pressão.

Tabela 11 - Porcentagem de pontos que requerem exatidão maior ou igual a ±0.01K, para as diferentes razões de pressão

PR	uT < ± 0.01K
1.2	33.9%
1.5	2.6%
2.0	0.6%
2.5	0.4%
3.0	0.2%
4.0	0.1%

4.2.3 A influência da instabilidade intrínseca da compressão e a necessidade de instrumentos de maior exatidão

Pelos resultados, pode-se afirmar que é necessário que novos instrumentos de medição de temperatura sejam desenvolvidos. Um exemplo de instrumentos de alta exatidão seriam os termômetros primários, ou termodinâmicos, que medem a temperatura usando os princípios da Primeira Lei da Termodinâmica e não necessitam de calibração. Entretanto, a própria compressão possui uma instabilidade inerente ao processo. Isso significa que, mesmo que

fossem empregados instrumentos de altíssima exatidão, é possível que a própria natureza instável do processo de compressão impedisse a medição correta e tão exata das temperaturas. Em termos práticos, isso significa que devem ser evitadas medições de temperatura em regiões ao longo da linha pseudocrítica, em especial em pontos próximos ao ponto crítico.

4.2.4 A influência da equação de Span e Wagner

Embora nenhuma análise quantitativa tenha sido realizada neste trabalho sobre as incertezas relacionadas à equação de estado em si, algumas considerações qualitativas são pertinentes. A equação de estado de Span e Wagner (1996) é uma equação empírica feita a partir da junção dos resultados de vários experimentos diferentes publicados na literatura, realizados ao longo da primeira metade do século XX. A falta de dados precisos para as propriedades do fluido no ponto crítico e em suas proximidades foram superadas pela incorporação de expoentes críticos de aprimoramento que modificam a equação para prever as propriedades. Fato é que esses expoentes trazem um comportamento oscilatório às propriedades termodinâmicas do fluido. Span e Wagner (1996) desenvolveram por constatarem que as equações de estado para o CO_2 utilizadas em sua época eram baseadas em experimentos realizados com instrumentos já ultrapassados e de pouca exatidão. A mesma análise crítica é cabível hoje, após quase 30 anos desde os experimentos que deram origem aos dados utilizados pelos pesquisadores. É possível que hoje, a partir de dados experimentais obtidos com instrumentos mais recentes e mais acurados, a mesma metodologia utilizada por Span e Wagner (1996) resulte em uma equação de estado mais acurada. A região de maior interesse e preocupação é a região próxima ao ponto crítico. A sugestão é que novos experimentos fossem conduzidos e o termo da equação referente à região próxima ao ponto crítico fosse novamente proposto.

4.2.5 Significado físico da simulação

De modo a tornar a discussão dos resultados mais completa, faz-se necessária uma discussão sobre o significado físico da simulação executada. A

Figura 15 esquematiza em um diagrama Temperatura-Entalpia, com valores hipotéticos, a medição da temperatura na saída de compressor para uma pressão P constante. Embora os resultados sejam influenciados pelas incertezas de P e T, aqui está sendo considerada somente a incerteza de T por motivos de simplificação. A temperatura de saída medida, T_{out}, que corresponde à temperatura medida experimentalmente na saída do compressor, possui uma

incerteza de $\pm u_T$. A temperatura verdadeira está então entre essa faixa de valores, a saber, entre T_{out}-u_T e T_{out}+u_T. Já a temperatura de saída isentrópica calculada, $T_{out,s}$, que corresponde à temperatura na saída caso o processo de compressão fosse ideal, está entre uma faixa de valores, a saber, $T_{out,s}$ -$u_{Tout,s}$ e $T_{out,s}$ +$u_{Tout,s}$. A temperatura isentrópica é uma medida calculada e serve para o cálculo da eficiência da compressão.

Neste exemplo hipotético, a eficiência isentrópica do compressor, calculada através de $T_{out,medido}$ e $T_{out,s\ calculado}$, teria o valor de 60%. No entanto, pode ser que o valor verdadeiro esteja muito próximo do limite inferior da medida, isto é, $T_{verdadeiro}$ = T_{out}-u_T. Neste caso, a eficiência isentrópica verdadeira seria de apenas 20%. Mas pode ser, ainda, que o valor verdadeiro esteja muito próximo do limite superior da medida, isto é, $T_{verdadeiro}$ = T_{out}+u_T, para o qual seria calculado um valor de eficiência isentrópica de 80%. Existe, entretanto, um problema de confiabilidade com o valor de 80% para a eficiência: se o valor verdadeiro de $h_{out,s}$ estiver acima do valor de h_{out}, então o resultado é factível. Se, por outro lado, o valor verdadeiro de $h_{out,s}$ estiver abaixo do valor de h_{out}, então um valor de 80% para a eficiência isentrópica seria impossível, pois tal situação desobedeceria à Segunda Lei da Termodinâmica e o experimento estaria produzindo resultados falaciosos.

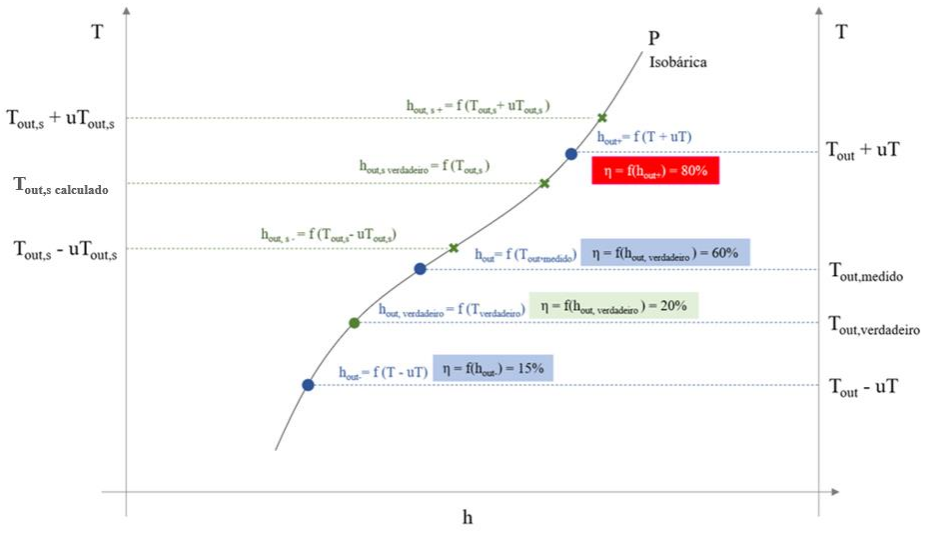


Figura 15 - Esquema da medição de temperatura na saída de um compressor, a uma temperatura T constante.

Portanto, se houver uma sobreposição nas faixas de valores de $T_{out,s}$ e T_{out}, nada se pode concluir sobre a validade das medições. Assim, para que os resultados de eficiência sejam confiáveis, tanto do ponto de vista metrológico quanto do termodinâmico, não pode haver sobreposição da faixa de incerteza nos valores das temperaturas T_{out} e $T_{out,s}$. Toda a simulação e análise de incertezas conduzidas neste trabalho teve o objetivo de analisar quais as condições, em termos de exatidão necessária para as medições, que promoveriam resultados de T_{out} e $T_{out,s}$ com intervalos que não se sobrepusessem.

4.2.6 A utilidade dos resultados e sua aplicação ao leitor

É preciso deixar claro qual a utilidade dos resultados obtidos e como eles devem ser aplicados. Em primeiro lugar, não se pretende apresentar valores absolutos para a exatidão requerida dos medidores de temperatura. Tampouco se pretende eximir o projetista da bancada ou o experimentador de realizar as análises de incerteza, desde a análise de fase de projeto até a de estágio avançado de projeto.

O que se pretende é apresentar a magnitude de valores nos quais o engenheiro possa se basear ao projetar sua bancada de testes para ciclos de potência com sCO_2. Os resultados são especialmente úteis nas análises de fase de projeto, quando os equipamentos e instrumentos adequados ainda estão sendo escolhidos. Vale ainda lembrar o que foi discutido anteriormente sobre o fato de ser a incerteza da medida oriunda de um conjunto de fatores e não apenas do instrumento de medição. Assim, o projetista ou experimentador que utilizar em seus trabalhos os resultados aqui apresentados deve ter ciência que, embora nesse estudo só se tenha levado em consideração a incerteza do instrumento e não a do sistema todo, os valores obtidos para u_T representam não apenas a incerteza do instrumento, mas a incerteza da medição. Um ponto importante a se observar é que a simulação investigou o comportamento dos resultados somente sob as variações na incerteza da medição da temperatura, mantendo-se um valor fixo para u_P. A incerteza da medição da pressão, u_P, foi escolhida com base na incerteza de instrumentos comumente utilizados para este tipo de experimento. Mas espera-se que, modificando-se a exatidão da medição de pressão, as figuras mostradas nos resultados também sejam modificadas. O mesmo se dá em relação à eficiência isentrópica da máquina. Neste trabalho, foi utilizada a eficiência nominal de 80%, mas outros valores produziriam resultados diferentes. Quanto maior a eficiência isentrópica nominal do compressor, tão maior será a exatidão requerida dos instrumentos. Isso quer dizer que faixas de pontos vermelhos e rosas se tornarão maiores para valores de eficiência isentrópica maiores.

Além disso, esse trabalho também é útil para guiar os pesquisadores na condução de novos trabalhos sobre o tema. Espera-se que os pesquisadores percebam a fundamental necessidade de se realizar uma robusta análise de incertezas durante o planejamento e condução de seus experimentos, sem a qual se corre o risco de se produzir resultados falaciosos e infactíveis. Percebe-se também a necessidade de se utilizar compressores altamente estáveis e controláveis quando estes operarem com sCO_2 em estados pertencentes à região de Widom, caso contrário a própria natureza do processo de compressão inviabilizaria a produção de resultados confiáveis, mesmo com o uso de instrumentos de medição com alta exatidão.

5 CONCLUSÕES

Com a importância atual do tema, ciclos de potência operados com CO_2 supercrítico têm sido objeto de muitos estudos e publicações nas últimas décadas. No entanto, apesar de ser uma solução promissora, os ciclos de potência com CO_2 supercrítico não têm encontrado ampla aplicação pois, dentre outros fatores, as altas eficiências obtidas na teoria não têm sido traduzidas na prática. Uma hipótese para explicar a dissonância entre teoria e prática é a de que é muito difícil produzir resultados experimentais confiáveis, pois as propriedades do fluido sofrem variações muito bruscas nas proximidades do ponto crítico. Assim, é possível que resultados experimentais publicados estejam carregados de altas incertezas que não foram consideradas. A primeira parte do presente estudo se ocupou, então, de investigar a incerteza associada aos resultados experimentais publicados em relação à compressão e expansão do CO_2 supercrítico. Os resultados apresentados na primeira parte deste estudo mostram que, de fato, os trabalhos experimentais analisados não trazem análises de incerteza em seus resultados e que essa incerteza, de acordo com o método de análise aqui utilizado, pode ser da mesma ordem de grandeza do próprio resultado quando as medições estão mais próximas do ponto crítico. Tal fato traz um alerta à comunidade científica sobre a necessidade de se revisitar tais resultados à luz de uma análise de incertezas.

A segunda parte do estudo se ocupou em simular quais as mínimas exatidões são requeridas dos instrumentos de medir temperatura para que resultados confiáveis do ponto de vista termodinâmico fossem obtidos em experimentos envolvendo a compressão do CO_2 supercrítico. Com os resultados, foi possível observar que, tanto pela falta de instrumentos com a exatidão requerida quando pela própria natureza instpavel do processo de compressão, medições de temperatura em regiões ao longo da linha pseudocrítica e muito próximas ao ponto crítico são impraticáveis e devem levar a resultados pouco confiáveis. Apesar disso, é possível contornar tal problema utilizando-se razões de pressão maiores e o emprego de instrumentos de maior exatidão para medir pressão. As discussões ainda exploram a necessidade de se revisitar a equação de Span e Wagner (1996) à luz de novos experimentos, realizados com instrumentos mais recentes e de maior exatidão.

Os resultados apresentados neste trabalho servem tanto de alerta para a comunidade científica sobre a necessidade de se realizar análises de incertezas, como servem também de orientação quanto aos instrumentos de medir temperatura e aos procedimentos de análise de incerteza. Para trabalhos futuros, sugere-se que o termo da equação de Span e Wagner (1996) referente à região

próxima ao ponto supercrítico seja revisitado através de novos experimentos, realizados com instrumentos mais modernos e de maior exatidão.

6 REFERÊNCIAS

AHN, Y. et al. Design consideration of supercritical CO2 power cycle integral experiment loop. **Energy**, v. 86, p. 115–127, 15 jun. 2015.

ALLISON, T. C. et al. Planning for successful transients and trips in a 1 MW e -Scale High-Temperature sCO 2 test loop. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 141, n. 6, 2019.

Alves, E. C. **Análise De Sensibilidade E Otimização De Estruturas Submetidas A Vibrações Aleatórias**. [s.l.] Instituto Nacional de Pesquisas Espaciais, 2003.

ANGELINO, G. Perspectives for the Liquid Phase Compression Gas Turbine. **Journal of Engineering for Power**, v. 89, n. 2, p. 229–236, 1 abr. 1967.

ANGELINO, G. Carbon Dioxide Condensation Cycles For Power Production. **Journal of Engineering for Power**, v. 90, n. 3, p. 287–295, 1 jul. 1968.

ANGELINO, G. **Real Gas Effects in Carbon Dioxide Cycles**. , 9 mar. 1969.

BAE, S. J. et al. Experimental and numerical investigation of supercritical CO2 test loop transient behavior near the critical point operation. **Applied Thermal Engineering**, v. 99, p. 572–582, 25 abr. 2016.

BELL, I. H. et al. Pure and Pseudo-pure Fluid Thermophysical Property Evaluation and the Open-Source Thermophysical Property Library CoolProp. **Industrial e Engineering Chemistry Research**, v. 53, n. 6, p. 2498–2508, 2014.

CHA, J. E. et al. Operation Results of a Closed Supercritical CO 2 Simple Brayton Cycle. **The 5th International Symposium-Supercritical CO2 Power Cycles**, 2016.

CHILDS, P. R. N.; GREENWOOD, J. R.; LONG, C. A. Review of temperature measurement. **Review of Scientific Instruments**, v. 71, n. 8, p. 2959–2978, 2000.

CHO, J. et al. RESEARCH ON THE DEVELOPMENT OF A SMALL-SCALE SUPERCRITICAL CARBON DIOXIDE POWER CYCLE EXPERIMENTAL TEST LOOP. **The 5th International Symposium-Supercritical CO 2 Power Cycles**, 2016.

CHO, J. et al. Development and operation of supercritical carbon dioxide power cycle test loop with axial turbo-generator. **Turbomachinery Technical Conference and Exposition. Proceedings of the ASME Turbo Expo**, v. 9, p. 1–8, 2018.

CLEMENTONI, E. M.; COX, T. L.; KING, M. A. Off-Nominal Component Performance in a Supercritical Carbon Dioxide Brayton Cycle. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 138, n. 1, 1 jan. 2016.

CLEMENTONI, E. M.; COX, T. L.; SPRAGUE, C. P. Startup and operation of a supercritical carbon dioxide brayton cycle. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 136, n. 7, 2014.

CONBOY, T. et al. Performance characteristics of an operating supercritical CO 2 brayton cycle. **Journal of Engineering for Gas Turbines and Power**, v. 134, n. 11, p. 1–13, 2012.

DOSTAL, V. **Advanced Nuclear Power Technology Program**. [s.l: s.n.].

FEHER, E. G. The supercritical thermodynamic power cycle. **Energy Conversion**, v. 8, n. 2, p. 85–90, 1 set. 1968.

FIGLIOLA, R.; BEASLEY, D. **Theory and Design for Mechanical Measurements**. 4. ed. [s.l.] LTC, 2007.

FLORESCU, I. **Probability and stochastic processes**. [s.l.] Wiley, 2015.

GRIGORIU, M. **Stocastic Systems -Uncertainty Quantification and Propagation**. [s.l.] Springer, 2011.

GUO, J.-Q. et al. A systematic review of supercritical carbon dioxide(S-CO 2) power cycle for energy industries: Technologies, key issues, and potential prospects. **Energy Conversion and Management**, v. 258, p. 115437, 2022.

HACKS, A. et al. Experimental investigation of the sCO2-HeRo compressor. **2nd European supercritical CO2 Conference**, 2018.

HELD, T. J. INITIAL TEST RESULTS OF A MEGAWATT-CLASS SUPERCRITICAL CO 2 HEAT ENGINE. **The 4th International Symposium-Supercritical CO2 Power Cycles**, 2014.

HOLMAN, J. P. **Experimental Methods for Engineers**. 8. ed. New York: McGraw-Hill, 2001.

INMETRO. Avaliação de dados de medição — Suplemento 1 do “Guia para a expressão de incerteza de medição” — Propagação de distribuições usando um método de Monte Carlo. 2020.

ISO GUM. **GUM 2008 - Guia para a expressão de incerteza de medição**. [s.l: s.n.].

KLINE, S. J.; MCCLINTOCK, F. A. **Describing uncertainities in single sample**. **Mechanical engineering**, 1953.

KNEZ et al. Industrial applications of supercritical fluids: A review. **Energy**, v. 77, p. 235–243, 1 dez. 2014.

LEE, J. et al. Issues in performance measurement of CO2 compressor near the critical point. **Applied Thermal Engineering**, v. 94, p. 111–121, 5 fev. 2016a.

LEE, J. et al. Issues in performance measurement of CO2 compressor near the critical point. **Applied Thermal Engineering**, v. 94, p. 111–121, 5 fev. 2016b.

LEMMON, E. W. et al. **NIST Standard Reference Database 23: Reference Fluid Thermodynamic and Transport Properties-REFPROP, Version 10.0, National Institute of Standards and Technology**. NIST-National Institute of Standards and Technology, , 2018.

LIAO, G. et al. Effects of technical progress on performance and application of supercritical carbon dioxide power cycle: A review. 2019.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988.

MOORE, J. et al. Commissioning of a 1 MWe Supercritical CO2 Test Loop. **The 6th International Supercritical CO2 Power Cycles Symposium**, 2018.

MORTZHEIM, J. et al. Challenges With Measuring Supercritical CO2 Compressor Performance When Approaching the Liquid-Vapor Dome. **Proceedings of the ASME Turbo Expo**, v. 10, p. 1–12, 2021.

NIST -NATIONAL INSTITUTE FOR STANDARDS AND TECHNOLOGY. **WELCH SAITTERTHWAITE**. Disponível em:

<https://www.itl.nist.gov/div898/software/dataplot/refman2/auxillar/welchsat.htm>. Acesso em: 21 set. 2022.

PASCH, J.; STAPP, D. Testing of a new turbocompressor for supercritical carbon dioxide closed brayton cycles. **Proceedings of the ASME Turbo Expo**, v. 9, p. 1–10, 2018.

PICO TECHNOLOGY. **Platinum Resistance Thermometers**. Disponível em: <https://www.picotech.com/library/application-note/pt100-platinum-resistance-thermometers>. Acesso em: 18 dez. 2022.

RAPP, L.; STAPP, D. EXPERIMENTAL TESTING OF A 1MW SCO2 TURBOCOMPRESSOR. **3rd European supercritical CO2 Conference**, 2019.

SMITH, C. Uncertainty propagation using taylor series expansion and a spreadsheet. **Idaho National Engineering Laboratory**, n. January 1999, 1999.

SPAN, R.; WAGNER, W. A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point temperature to 1100 K at pressures up to 800 MPa. **Journal of Physical and Chemical Reference Data**, v. 25, n. 6, p. 1509–1596, 1996.

SULLIVAN, N. P. et al. Impact of Uncertainty on Prediction of Supercritical CO2Properties and Nusselt Numbers. **Journal of Heat Transfer**, v. 143, n. 10, 1 out. 2021a.

SULLIVAN, N. P. et al. Impact of Uncertainty on Prediction of Supercritical CO2Properties and Nusselt Numbers. **Journal of Heat Transfer**, v. 143, n. 10, 1 out. 2021b.

TWOMEY, B.; CZAPLA, J. THE UNIVERSITY OF QUEENSLAND REFRIGERANT AND SUPERCRITICAL CO2 TEST LOOP Braden. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2016: Turbomachinery Technical Conference and Exposition**, p. 1–11, 2016.

UTAMURA, M. et al. DEMONSTRATION OF SUPERCRITICAL CO2 CLOSED REGENERATIVE BRAYTON CYCLE IN A BENCH SCALE EXPERIMENT. **Proceedings of ASME Turbo Expo 2012**, p. 1–10, 2012.

VEIGA, J. M. G. C. **Métodos de Análise das Incertezas na Verificação da Segurança Estrutural em Engenharia Civil**. [s.l.] Universidade do Porto, 2008.

VOJACEK, A. et al. Challenges in supercritical CO2 power cycle technology and first operational experience at CVR. **2nd European supercritical CO2 Conference August 30-31, 2018, Essen, Germany**, p. 100, 2018.

WHITE, M. T. et al. Review of supercritical CO2 technologies and systems for power generation. **Applied Thermal Engineering**, v. 185, 25 fev. 2021.

WRIGHT, S. A.; CONBOY, T. M.; ROCHAU, G. E. Break-even Power Transients for two Simple Recuperated S-CO 2 Brayton Cycle Test Configurations. **SCO2 Power Cycle Symposium**, p. 1–31, 2011.

XU, J. et al. Perspective of S−CO2 power cycles. **Energy**, v. 186, p. 115831, 1 nov. 2019.

ANEXO

Código em python utilizado para a avaliação da mínima incerteza de medição requerida dos instrumentos de medição de temperatura.

```
import pandas as pd
import numpy as np
import matplotlib.pyplot as plt
from matplotlib import rc

import time
from tqdm import tqdm

import CoolProp.CoolProp as CP
from matplotlib.lines import Line2D

# Inicia o timer
start_time = time.time()

fluid='CarbonDioxide'

Pc = CP.PropsSI('Pcrit',fluid)
Tc = CP.PropsSI('Tcrit',fluid)
ef = 0.8
aux_Tlist = np.arange(Tc,330,0.5)
listaPR = [1.2,1.5,2.0,2.5,3.0,4.0]

# Número total de iterações no loop
total_iterations = len(listaPR)*len(aux_Tlist)*len(aux_Tlist)

# Inicializa a barra de progresso
progress_bar = tqdm(total=total_iterations, desc="Progresso", unit="iter")

for pr in listaPR:

    PR = pr

    T1 = [];s1 = [];T2 = []; h2 =[]; h2_s = []; P2 =[]; T2_s = [];h1 = []

    for j in aux_Tlist:
        T1 += [j for i in range(len(aux_Tlist))],

    P1 = np.linspace(6e6,12.5e6,len(T1[0])) #np.linspace(6e6,20e6,len(T1[0]))

    for j in T1:
        s1    +=    [CP.PropsSI('Smass','T',j[i],'P',P1[i],fluid)    for    i    in
range(len(T1[0]))],

    for j in range(len(T1)):
        P2 += [P1[i]*PR for i in range(len(T1))],

    for j in range(len(s1)):
        h2_s  +=  [CP.PropsSI('Hmass','Smass',s1[j][i],'P',P2[j][i],fluid)  for  i  in
range(len(P2[0]))],

    for j in T1:
        h1    +=    [CP.PropsSI('Hmass','T',j[i],'P',P1[i],fluid)    for    i    in
range(len(T1[0]))],

    for j in range(len(h1)):
        h2 += [(h1[j][i]+ (h2_s[j][i]-h1[j][i])/ef) for i in range(len(T1[0]))],

    for j in range(len(h2)):
        T2   +=   [CP.PropsSI('T','P',P2[j][i],'Hmass',h2[j][i],fluid)   for   i   in
range(len(P2[0]))],

    for j in range(len(P2)):
        T2_s   +=   [CP.PropsSI('T','P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i],fluid)   for   i   in
range(len(P2[0]))],

    resultado = []

    for j in range(len(T1)):
```

```
        resul = []

        #Cálculo da incerteza da entropia si=f(Pi,Ti)
        for i in range(len(s1[0])):

            # Atualiza a barra de progresso
            progress_bar.update(1)

            u_P1=0.0015*P1[i]
            u_P2=0.0015*P2[j][i]
            u_T1=1
            u_T2=1
            aux = 0

            while aux<1:
                A=(CP.PropsSI('d(Smass)/d(T)|P','T',T1[j][i],'P',P1[i],fluid))**2
                B=(CP.PropsSI('d(Smass)/d(P)|T','T',T1[j][i],'P',P1[i],fluid))**2

C=(CP.PropsSI('d(d(Smass)/d(T)|P)/d(T)|P','P',P1[i],'T',T1[j][i],fluid))**2

D=(CP.PropsSI('d(d(Smass)/d(P)|T)/d(T)|P','P',P1[i],'T',T1[j][i],fluid))**2

E=(CP.PropsSI('d(d(Smass)/d(P)|T)/d(P)|T','P',P1[i],'T',T1[j][i],fluid))**2

F=(CP.PropsSI('d(d(Smass)/d(T)|P)/d(P)|T','P',P1[i],'T',T1[j][i],fluid))**2


u_sT2=(A*(u_T1**2)+B*(u_P1**2)+0.5*C*(u_T1**2)+0.5*D*u_T1*u_P1+0.5*E*(u_P1**2)+0.5*
F*u_T1*u_P1)**0.5 #Taylor 2a ordem

                #Calculo da incerteza da temperatura isentrópica
                G=(CP.PropsSI('d(T)/d(Smass)|P','P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i],
fluid))**2
                H=(CP.PropsSI('d(T)/d(P)|Smass','P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i],
fluid))**2

I=(CP.PropsSI('d(d(T)/d(Smass)|P)/d(Smass)|P','P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i],
fluid))**2

K=(CP.PropsSI('d(d(T)/d(P)|Smass)/d(P)|Smass','P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i],
fluid))**2
                J=(CP.PropsSI('d(d(T)/d(P)|Smass)/d(Smass)|P',
'P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i], fluid))**2
                L=(CP.PropsSI('d(d(T)/d(Smass)|P)/d(P)|Smass',
'P',P2[j][i],'Smass',s1[j][i], fluid))**2

u_T2s2=(G*(u_sT2**2)+H*(u_P2**2)+0.5*I*(u_sT2**2)+0.5*J*u_sT2*u_P2+0.5*K*(u_P2**2)+
0.5*L*u_sT2*u_P2)**0.5 #Taylor 2a ordem

                if u_T1==1 and T2_s[j][i]+u_T2s2 > T2[j][i]-u_T2:
                    u_T1=0.5
                    u_T2=0.5
                    u_P1=0.0015*P1[j]
                    u_P2=0.0015*P2[j][i]
                elif u_T1==0.5 and T2_s[j][i]+u_T2s2 > T2[j][i]-u_T2:
                    u_T1=0.1
                    u_T2=0.1
                    u_P1=0.0015*P1[j]
                    u_P2=0.0015*P2[j][i]
                elif u_T1==0.1 and T2_s[j][i]+u_T2s2 > T2[j][i]-u_T2:
                    u_T1=0.01
                    u_T2=0.01
                    u_P1=0.0015*P1[j]
                    u_P2=0.0015*P2[j][i]
                elif u_T1==0.01 and T2_s[j][i]+u_T2s2 > T2[j][i]-u_T2:
                    u_T1=0.0
                    u_T2=0.0
                    u_P1=0.0015*P1[j]
                    u_P2=0.0015*P2[j][i]
                elif T2_s[j][i]+u_T2s2 < T2[j][i]-u_T2:
                    if u_T1==1:
                        resul += ['green']
                        aux += 1
                    elif u_T1==0.5:
                        resul += ['blue']
                        aux += 1
                    elif u_T1==0.1:
```

```
                    resul += ['purple']
                    aux += 1
                elif u_T1==0.01:
                    resul += ['pink']
                    aux += 1
                elif u_T1==0.0:
                    resul += ['red']
                    aux += 1
            elif u_T1==0 and T2_s[j][i]+u_T2s2 > T2[j][i]-u_T2:
                resul += ['red']
                aux += 1

    resultado += resul,


range_P = np.linspace(100000,CP.PropsSI('Pcrit','CarbonDioxide'),1000)

#linha de líquido saturado
sat_l3 = CP.PropsSI('T','P',range_P,'Q',0,'CarbonDioxide')

#linha de vapor saturado
sat_v3 = CP.PropsSI('T','P',range_P,'Q',1,'CarbonDioxide')


plt.figure(figsize=(8,7))
plt.grid(False)
#legendas eixos
plt.ylabel('Pressure $(Pa)$', family='serif', fontsize = 17)
plt.xlabel('Temperature $(K)$',family='serif', fontsize = 17)
```